

**O`ZBEKISTON RESPUBLIKASI
OLIV VA O`RTA MAXSUS TA`LIM VAZIRLIGI**

**TOSHKENT IRRIGATSIYA VA QISHLOQ XO`JALIGINI
MEXANIZATSIYALASH MUHANDISLARI INSTITUTI**

**A. ARIFJANOV, Q. RAXIMOV, L. SAMIEV,
T. APAKXUJAYEVA, D.ATAKULOV**

**GIDRAVLIKA VA GIDRAVLIK
MASHINALAR**

FANIDAN DARSLIK

TOSHKENT - 2020

Darslik O`zbekiston Respublikasi OO`MTVning 20___yil_____dagi №___ – buyrug`iga asosan chop etishga tavsiya etilgan.

UDK 532(075.8)

A. ARIFJANOV, Q. RAXIMOV, L. SAMIEV, T. APAKXUJAYEVA, D.ATAKULOV

/GIDRAVLIKA VA GIDRAVLIK MASHINALAR/

Darslik., TIQXMMI, T-2020., 335b.

Darslikda umumiy gidravlikaning asosi, markazdan qochma va o`qiy hamda uyurmali va oqimchali nasoslar – kurakli gidromashinalar, ularda suyuqliklarning harakat qilish qonunlari, nasoslarning xarakteristikalari va ulardan foydalanish, nasoslarning ishlash chegaralari va ularda kavitatsiya hamda gidravlik zarbaga qarshi kurashishusullari bayon etilgan. Gidrodinamik uzatmalar, ularning nazariyasi va xarakteristikalari keltirilgan. Kitobning ko`p qismi hajmiy gidromashinalarga, hajmiy gidroyuritmalarga bag`ishlangan va har bir qism masalalar yechimi bilan boyitilgan.

Kitob O`zbekiston Respublikasi oliy va o`rta maxsus ta`lim vazirligi tomonidan mazkur kurs uchun tasdiqlangan o`quv dasturi asosida yozilgan bo`lib, u dastura kiritilgan barcha mavzularni to`la qamrab oladi.

Изложены основы общей гидравлики, рассмотрен рабочий процесс лопастных гидромашин— центробежных и осевых насосов, а также вихревых и струйных насосов, даны теория и расчёт этих машин, описаны их эксплуатационные свойства и характеристики, способы устранения кавитации и гидравлического удара в них, рассмотрены устройства, основы теории и характеристики гидродинамических передач. Значительная часть посвящена объёмным гидромашинам, объёмному гидроприводу. Каждая часть книги дополнена примером решения задач.

Книга написана в соответствии с учебной программой указанного курса, утверждённой Министерством высшего и среднего специального образования Республики Узбекистан и содержит все основные разделы этой программы.

Bases of the general hydraulics are stated in this text-book, also, the working process spaded hydraulic machines - centrifugal and axial pumps, and also vertical and jet pumps, is considered, the theory and calculation of these machines are given, their operational properties and characteristics, ways to eliminate cavitation and hydraulic blow in them are described, devices, bases of the theory and characteristics of hydrodynamic transfers are considered. The considerable parts is devoted to volumetric hydraulic machines, volumetric hydraulic drive. Each part of the book is added by an example of the decision of problems.

The book was written according to the curriculum of the specified course confirmed by the Ministry of Higher and Secondary Specialized Education of the Republic of Uzbekistan and contains of all basic sections of this program.

Taqrizchilar:

I.J.Xudayev, Toshkent irrigatsiya va qishloq xo`jaligini mexanizatsiyalash muhandislari instituti “Gidromeliorativ ishlarni mexanizatsiyalash” kafedrası mudiri, texnika fanlari nomzodi, dotsent,

A.M.Rizayev, Toshkent Davlat Transport Universiteti “Muhandislik kommunikatsiyalari va tizimlari” kafedrası professori, texnika fanlari doktori.

© TOSHKENT IRRIGATSIYA VA QISHLOQ XO`JALIGINI MEXANIZATSIYALASH MUHANDISLARI INSTITUTI, 2020

SO`Z BOSHI

Yurtimiz ravnaqi, uning xorijiy mamlakatlar bilan xalqaro hamkorlik aloqalarinig rivojlanishi uchun hozirgi kunda oliy o`quv yurtlarida bilimdon, texnika va texnologiyalarni takomillashtirib, fanning yutuqlarini amaliyotga joriy eta oluvchi muhandislar va malakali mutaxassislarni tayyorlash talab etilmoqda. Bu dolzarb muammoni hal etishda tabiiyki, fan dasturlari asosida sohaning so`nggi yutuqlarini qamrab olgan adabiyotlar yaratish muhim ahamiyat kasb etadi. Yuqorida keltirilgan mulohazalardan kelib chiqib, gidravlika va gidravlik mashinalar fanidan oliy texnika o`quv yurtlari uchun mo`ljallangan yangi darslik yaratildi.

Mazkur darslik gidravlika va gidravlik mashinalar fanining o`quv dasturi asosida yaratilgan bo`lib, gidravlik jarayonlarni ifodalovchi qonuniyatlarni anglash, gidravlik hisoblash usullarini talabalar uchun o`zlashtirish oson bo`ladigan shaklda keltirilgan.

Mazkur kitobni tayyorlashda davlat tilida ilk marotaba professor K.Sh. Latipov tomonidan yaratilgan "Gidravlika, gidromashinalar va gidroyuritmalar" nomli darslikda keltirilgan uslubiy yondoshuvlarga asoslanib, fan sohasida erishilgan yangi yutuqlar hamda mualliflarning uslubiy ishlanmalari va amaliy mashg`ulotlar uchun mo`ljallangan amaliy masalalar va ularning yechish tartibi bilan boyitildi.

Ushbu darslikda gidravlik jarayonlarni ifodalovchi qator mavzularni amaliy ahamiyatini baholashda EHMdan foydalanish uslublarini ham qamrab oladi. Kitob soha mutaxassislari, magistratura mutaxassisligi talabalari ham foydalanishlari uchun mo`ljallangan.

Darslikda texnikaga oid, shu jumladan gidravlikaga oid atamalarni sof o`zbek tilida berish ancha mushkul ish bo`lganligini inobatga olib, mualliflar bu borada fan bo`yicha ko`p yillik dars bergan tajribalariga tayanib ish ko`rdilar. Aminmizki, o`zbek tilida nashr etiladigan texnika adabiyoti ko`paya borishi bilan bu atamalarga aniqliklar kiritiladi va ular adabiyotda hamda iste'molda o`z o`rnini topadi.

Darslik to`g`risidagi barcha do`stona fikr-mulohazalarni mualliflar mamnuniyat bilan qabul qiladi.

Mualliflar

KIRISH

Gidravlika so'zi aslida yunoncha so'z bo'lib, υδωρ (xyudor) – suv va αυλος (aulos) – quvur so'zlaridan tarkib topgan. Mazkur so'zlar birgalikda quvurning harakati degan ma'noni anglatadi. Keyinchalik gidravlika so'zi suyuqliklarning faqatgina quvurlardagi harakatni emas, balki o'zanlardagi harakatlarni ham anglatadigan bo'ldi.

Gidravlika fani suyuqliklarning muvozanat va harakat qonunlarini o'rganadi hamda bu qonunlarni texnika, sanoat va xalq xo'jaligining turli tarmoqlarida, masalan, gidrotexnika, gidromelorsiya, gidroenergetika, suv ta'minoti va kanalizatsiya, qurilish kabi sohalariga tadbiiq etish bilan shug'ullanadi. Gidravlika shuningdek, bir qancha fanlarning asosi hisoblanadi.

Dastlabki davrlardan boshlab suv insoniyat va tirik mavjudotlarning hayotida muhim ahamiyatga ega bo'lib, asosiy tirikchilik manbai bo'lib kelgan. Arxeologik tekshirishlar odamlar juda qadim zamonlardan oq (eramizdan 4000-2000 yillar avval) turli gidrotexnika inshootlari qurishni bilganliklarini ko'rsatadi. Qadimgi Xitoyda, Misrda, Gretsiyada, Rimda, O'rta Osiyoda va boshqa ibtidoiy madaniyat o'choqlarida kemalar, turonlar, vodoprovod va sug'orish sistemalari bunyod etilganligi to'g'risida ma'lumotlar mavjud. Bu qurilmalarning qoldiqlari hanuzgacha saqlanib qolgan. Lekin u davrlarda bunday qurilish ishlari haqida hech qanday hisoblashlar saqlanmaganligi ular faqat sodda amaliy bilimlarga tayangan bo'lib, ilmiy nazariy asosga ega emas degan fikrga olib keladi.

Bizgacha yetib kelgan, gidravlikaga aloqador ilmiy ishlardan birinchisi Arxi-medning "Suzib yuruvchi jismlar haqida" asaridir. Suyuqlik qonunlarining ochilishi eramizning XVI – XVII asrlaridan boshlandi. Bularga Leonardo da Vinchining suyuqliklarning o'zandagi va trubadagi harakati, jismlarning suzib yurishi va boshqalarga bog'liq ishlari, S. Stevenning idish tubiga va devorlariga ta'sir qiluvchi bosim kuchi, G. Galileyning jismlarning suyuqlikdagi harakati va muvozanati haqidagi ishlari, Ye. Torichellining suyuqliklarning kichik teshikdan oqib ketishi, B.Paskalning bosimning suyuqlik orqali uzatilishi to'g'risidagi, I.Nyutonning suyuqliklardagi ichki qarshiliklar qonuni va boshqa ishlar kiradi. Keyinchalik suyuqliklarning muvozanat va harakat qonunlari ikki yo'nalish bo'yicha taraqqiy qila boshlandi. Bulardan biri tajribalarga asoslangan gidravlika bo'lsa, ikkinchisi nazariy mexikaning mustaqil bo'limi sifatida taraqqiy qila boshlagan nazariy gidromexanika edi.

Bu nazariy bilimlarning taraqqiy etishiga XVII-XVIII asrlarda yashagan buyuk matematik-mexanik olimlar L. Eyler, D. Bernulli, M. Lomonosov, Lagranjlarning ilmiy asarlari asos bo'ldi. XVIII-XIX asrlarda Shezi, Darsi, Bussinesk, Veysbax va boshqa olimlarning ishlari hozirgi zamonda gidravlika deb ataluvchi amaliy fanning asosi bo'ldi.

Gidravlika o'z xulosalarini suyuqlik harakatining soddalashtirilgan sxemalarini qarab chiqish asosida chiqaradi va odatda, nazariy tenglamalarga empirik koeffitsiyentlar kiritib, ularni tajribalar o'tkazish yo'li bilan aniqlaydi. Shuningdek, gidravlika oqimning kesim bo'yicha o'rtacha tezligi va bosimining harakat davomida yo'lning bir nuqtasidan ikkinchi nuqtasiga o'tganda qanday o'zgarib

borishini tekshirish bilan qanoatlanadi. Keyinchalik esa gidravlika bilan gidromexanika fani o'zaro yaqinlashib, bir-birini to'ldiruvchi fanga aylandi. Bu esa asrimiz boshida ijod etgan olim L. Prandtlning nomi bilan bog'liqdir.

1917 yildan boshlab sobiq respublikalar ittifoqida gidroeletstantsiyalar, to'g'onlar, o'zanlarda gidrotexnika inshootlari va qishloq xo'jalik inshootlari ko'p va tez qurilishi natijasida gidravlikaning ko'p masalalari chuqur o'rganildi va bir qancha ilmiy tekshirish institutlari va laboratoriyalar qurildi hamda gidravlika sohasida yuqori natijalarga erishildi. Bunda M.A.Velikanov, B.A.Baxmetov, N.N.Pavlovskiy, I.I.Levi, I.V.Yegiazarov, A.N.Patrashev, I.I.Agroskin, A.I.Bogomolov, V.S.Knoroz, V.N.Goncharov, A.P.Zegjda, S.V.Izbash, M.D.Chertousov, P.G.Kiselev, R.R.Chugayev, V.A.Bolshakov kabi olimlarning xizmati katta.

Hozirgi kunda respublikamiz iqtisodiyotining barcha sohalarida amalga oshirayotgan islohotlarning muvaffaqiyatida, jumladan irrigatsiya va melioratsiya, sug'orish tizimi, kimyo sanoati, qishloq xo'jaligi, mashinasozlik sanoati va texnikaning bir qancha sohalarida gidravlikaning ahamiyati beqiyosdir va ularni nasoslar, kompressorlar, gidrouzatmalar va boshqa gidromashinalarsiz tasavvur qilib bo'lmaydi.

Gidromashinalar – mexanik harakatni suyuqlikning harakatiga yoki suyuqlikning harakatini mexanik harakatga aylantirib beruvchi qurilmalardir. Gidromashinalarning yuritmalari deb ataluvchi turlarida esa mexanik harakat avval suyuqlikning harakatiga aylantirilib, so'ngra yana mexanik harakatga aylantiriladi. Bu qurilmalar o'ziga xos maxsus qismlardan tashkil topgan bo'lib, bu kursda gidroyuritmalarni gidromashinalardan alohida ko'rib chiqiladi.

Tarixga nazar soladigan bo'lsak, suyuqlik harakatini mexanik harakatga aylantirib beruvchi birinchi qurilma charxpalak bo'lib, uning O'rta Osiyo, Hindiston, Xitoy va Misrda bundan 3000 yillar avval sug'orish ishlarida va tegirmonlarda qo'llanilganligi ma'lum. Birinchi nasos – porshenli nasos bo'lib, inson yoki hayvon kuchi bilan harakatga keltirilgan. Bu mashinalar Rossiyada qadimdan ma'lum edi, M. V. Lomonosov o'z asarlarida chuqur shaxtalardan suvni tortib olishda foydalanish maqsadida nasoslarning tuzilishi va konstruksiyalarini keltirgan. U bir qancha qurilmalarni charxpalak yordamida harakatga keltirish usullari ustida ishladi va amalda joriy etdi. XVIII asr o'rtalarida gidravlik qurilmalardan foydalanuvchi zavodlar Uralning o'zida 150 dan ortiq edi. I. I. Polzunov tomonidan kashf qilingan (1765 y.) bug` mashinasi porshenli nasoslarni harakatga keltirish uchun keng qo'llana boshladi. L. Eyler (1707-1783 yy.) o'zining mashhur parrakli gidromashinalar nazariyasini yaratdi va parrakli gidromashinalarning ishini xarakterlovchi muhim munosabatlarni hosil qildi. Bu munosabatlar, 1835 y. A. A. Sablukov markazdan qochma nasosni kashf etganidan keyin, gidravlik turbinalar va markazdan qochma nasoslarni loyihalashda qo'llanila boshladi.

Neftni chuqur quduqlardan chiqarib olish uchun V.G. Shuxov porshenli nasoslarning bir qancha konstruksiyalarini ishlab chiqdi. N. Ye. Jukovskiy va S.A. Shapliginlar qanoatlarning suyuqlikdagi harakati nazariyasini yaratdilar. Bu nazariya keyinchalik parraklarni va yo'naltiruvchi qurilmalarni loyihalashda asos bo'lib

xizmat qildi, turbina va nasoslar tuzilishidagi muhim taraqqiyotlarga yo`l ochib berdi. I.I. Kukolevskiyning dinamik o`xshashlik qonunlarini markazdan qochma nasoslarni loyihalashda qo`llashi nasoslar qurilishi bo`yicha laboratoriya tajribalarini ilmiy asosga qo`ydi.

Sovet Ittifoqida gidromashinalar qurilishining taraqqiyotida I. G. Yesman, N. M. Shapov va boshqalarning xizmatlari juda katta.

Gidromashinalar kabi gidrouzatmalarning ham ayrim qismlari qadim zamonlardan qo`llanilib kelgan, lekin ularning hozirgi zamon tushunchasida (ya'ni bir qancha qurilmalar kompleksida) qo`llanilishi yaqin vaqtlarda boshlandi. 1888yil Rossiyada metallurgiya zavodi injenerlari gidrouzatmalardan foydalanganliklari ma'lum. 1907 y. dan boshlab dengiz flotida gidrouzatmalar (gidrotransformator va gidromuftalar) qo`llanila boshladi.

Vatanimiz tog` sanoatida gidroyuritmalar 1933-1937 yillardan foydalanila boshlandi. 1950 yildan boshlab gidromashinalar va gidrouzatmalarni mamlakatimiz sanoatida qo`llanilish juda tez taraqqiy qila boshladi.

Hozirgi kunda bu qurilmalardan paxta terish mashinalari, traktorlar, buldozerlar, turli avtomobillar va boshqa mexanizmlarda keng qo`llanilmoqda.

Gidravlika va gidromashinalar taraqqiyotining istiqbollari yuqorida aytilgan miqyosda quyidagilarni o`z ichiga oladi. Yanada quvvatliroq va foydali ish koeffitsienti yuqoriroq nasoslar, turbinalar va gidrouzatmalar yaratish va ularni amalda joriy etish;

- gidromashinalarni va gidrotexnik inshootlarni loyihalashda hozirgi zamona-viy hisoblash usullarini qo`llash va EHM lardan ko`proq foydalanish. Mashinalarni avtomatik boshqarish sistemalari asosida boshqarishga o`tish;

- gidrouzatmalarda qo`llaniladigan ish suyuqliklarning arzonroq va sifatliroq turlarini yaratish, ish suyuqliklarining tirqishlardan sizib ketishini kamaytirish yo`llarini topish;

- ba'zi sharoitlarda mashinalarning moylash sistemalarini takomillashtirish va uni asosiy qurilmadan ajratish;

- gidromuftalarda issiqlikdan himoya vositalarini takomillashtirish va yangi konstruksiyalarini yaratish;

- pnevmouzatmalarda siqilgan havo tayyorlab beruvchi qismlarni va pnevmosistemalardagi tirqishlarni berkituvchi bo`lmalarini yaxshilash va hokazo.

Birinchi qism. GIDRAVLIKA

I BOB. SUYUQLIKLARNING ASOSIY FIZIK XOSSALARI

1.1. Suyuqlik to`g`risida asosiy tushunchalar

Juda kichik miqdordagi kuchlar ta'sirida o`z shaklini o`zgartiruvchi, lekin siqilishga qattiq qarshilik ko`rsatuvchi fizik jismlar suyuqliklar deb ataladi. Ular qattiq jismlardan o`z zarrachalarining juda harakatchanligi bilan ajralib turadi va oquvchanlik xususiyatiga ega bo`ladi. Shuning uchun ular qaysi idishga quyilsa, o`shaning shaklini oladi.

Gidravlikada suyuqliklar ikki gruppaga: tomchilanuvchi suyuqliklarga va gazsimon suyuqliklarga ajraladi. Suyuqlik deganda tomchilanuvchi suyuqlikni tushunishga odatlanilgan bo`lib, ular suv, spirt, neft, simob, turli moylar va tabiatda hamda texnikada uchrab turuvchi boshqa har xil suyuqliklardir.

Tomchilanuvchi suyuqliklar bir qancha xususiyatlarga ega:

- 1) hajmi bosim ta'sirida juda kam o`zgaradi va siqilishga qarshiligi juda katta;
- 2) harorat o`zgarishi bilan hajmi oz miqdorda o`zgaradi; .
- 3) cho`zuvchi kuchlarga deyarli qarshilik ko`rsatmaydi;
- 4) sirtida molekulalararo o`zaro qovushqoqlik kuchi yuzaga keladi va u sirt taranglik kuchini vujudga keltiradi.

Tomchilanuvchi suyuqliklarning boshqa xususiyatlari to`g`risida keyinchalik yana to`xtalib o`tamiz.

Gazlar tomchilanuvchi suyuqliklardagiga nisbatan ham tezroq harakatlanuvchi zarrachalardan tashkil topgan bo`lib, ular bosim va temperatura ta'sirida o`z hajmini tez o`zgartiradi. Ularda cho`zuvchi kuchga qarshilik va qovushqoqlik kuchi tomchilanuvchi suyuqliklarga nisbatan juda ham kam. Gazlar bilan gaz dinamikasi, termodinamika va aerodinamika fanlari shug`ullanadi.

Gidravlika kursi asosan tomchilanuvchi suyuqliklar bilan shug`ullanadi. Shuning uchun uni bundan buyon to`g`ridan-to`g`ri suyuqlik deb atayveramiz.

Suyuqliklar tutash jismlar qatoriga kiradi va muvozanat hamda harakat hollarida doimo qattiq jismlar (suyuqlik solingan idish tubi va devorlari, quvur va kanallarning devorlari va boshqalar) bilan chegaralangan bo`ladi. Suyuqliklar gazlar (havo) bilan ham ma'lum chegara bo`yicha ajralishi mumkin. Bu chegara erkin sirt deb ataladi.

Suyuqliklar siljituvchi kuchlarga sezilarli darajada qarshilik ko`rsatadi va bu qarshilik ichki kuchlar sifatida namoyon bo`ladi. Ularni aniqlash suyuqliklar harakatini tekshirishda muhim ahamiyatga egadir.

1.2. Suyuqliklarga ta'sir qiluvchi kuchlar

Suyuqliklarga ta'sir qiluvchi kuchlar qo`yilish usuliga qarab ichki va tashqi kuchlarga ajraladi:

ichki kuchlar - suyuqlik zarrachalarining o`zaro ta'siri natijasida vujudga keladi;

tashqi kuchlar - suyuqlikka boshqa jismlarning ta'sirini ifodalaydi (masalan, suyuqlik solingan idish devorlarining ta'siri, ochiq yuzaga ta'sir qilayotgan havo bosimi va h.k.).

Ichki kuchlar siljituvchi kuchlarga qarshilik sifatida namoyon bo`ladi va *ichki ishqalanish* kuchi deyiladi. Tashqi kuchlarni yuza bo`yicha va hajm bo`yicha ta'sir qiluvchi kuchlar sifatida ko`rish mumkin. Shuning uchun suyuqliklarga ta'sir qiluvchi kuchlar yuza bo`yicha yoki hajm bo`yicha ta'sir qilinishiga qarab yuzaki va massa kuchlarga bo`linadi.

Yuzaki kuchlar – qaralayotgan suyuqlik hajmining sirtlariga ta'sir qiluvchi kuchlardir. Ularga bosim kuchi, sirt taranglik kuchi, suyuqlik solingan idish devorining reaksiya kuchlari, ichki ishqalanish kuchi kiradi. Ichki ishqalanish kuchlari suyuqlik harakat qilgan vaqtda yuzaga keladi va qovushqoqlik xususiyatini yuzaga keltiradi.

Massa kuchlar - qaralayotgan suyuqlik hajmining har bir zarrasiga ta'sir qiladi va uning massasiga proporsional bo`ladi. Ularga og`irlik va inertsiya kuchlari kiradi.

1.3. Suyuqliklarning fizik xossalari

1. Zichlik. Suyuqlikning hajm birligiga to`g`ri kelgan tinish holatdagi massasi uning zichligi deb ataladi. Bu ta'rifga asosan

$$\rho = \frac{M}{V} \quad (1.1)$$

bunda M - suyuqlikning massasi (birligi $\frac{N \cdot s^2}{m}$).

Zichlikning o`lchov birligi quyidagicha aniqlanadi:

$$|\rho| = \frac{M}{L^3} = \frac{N \cdot s^2}{m^4}.$$

Ba'zan nisbiy zichlik tushunchasi kiritiladi. Suyuqlik zichligining suvning 4°C issiqlikdagi zichligiga nisbati uning nisbiy zichligi bo`ladi va u solishtirma og`irlik bilan o`zaro quyidagicha bog`langan:

$$\rho = \frac{\gamma}{g} \quad (1.2)$$

u holda nisbiy zichlik va nisbiy solishtirma og`irliklar o`zaro quyidagicha bog`lanadi:

$$\rho_{nisb.} = \frac{M_{suyuq.}}{M_{suv}} = \frac{G_{suyuq.}}{G_{suv}} = \gamma_{nisb.} \quad (1.3)$$

Suyuqlik zichligi temperaturaga bog`liq bo`lib, odatda, temperatura ortishi bilan kamayadi. Bu o`zgarish neft mahsulotlari uchun quyidagi munosabat orqali ifodalanadi:

$$\rho_t = \frac{\rho_{20}}{1 + \beta_t(t - 20)} \quad (1.4)$$

bunda t - temperatura (birligi °C), β_t – hajmiy kengayish temperatura koeffitsiyenti; ρ_{20} – suyuqlikning 20°C dagi zichligi.

Suvning zichligi bu qonundan mustasno bo`lib, uning zichligi eng katta qiymatga 4°C (aniqrog`i 3,98°C) da ega bo`ladi. Uning issiqligi bundan oshsa ham, kamaysa ham zichligi kamayib boradi.

2. Solishtirma og`irlik. Suyuqlikning hajm birligiga teng miqdorining og`irligi uning solishtirma og`irligi deb ataladi va grekcha γ harfi bilan belgilanadi. Yuqorida aytilgan ta'rifga asosan

$$\gamma = \frac{G}{V} \quad (1.5)$$

bu yerda V - suyuqlik hajmi (birligi m^3), G – og`irligi (birligi N). Solishtirma og`irlikning o`lchov birligi SI sistemasida

$$|\gamma| = \frac{|G|}{|V|} = \frac{N}{m^3}$$

texnik sistemada esa $\frac{kgk}{m^3}$ - bo`lib, ular o`zaro quyidagicha begilangan:

$$1 \frac{kgk}{m^3} = 9,80665 \frac{N}{m^3}$$

Solishtirma og`irlik hajmi avvaldan ma'lum bo`lgan turli idishlardagi suyuqliklarning og`irligini o`lchash usuli bilan yoki areometrlar yordami bilan aniqlanadi.

Solishtirma og`irlik bosimga va temperaturaga bog`liq bo`lib, ular o`rtasidagi munosabat ideal gazlar uchun quyidagi formula bilan ifodalanadi:

$$\frac{p}{\gamma} = RT \quad (1.6)$$

bu yerda p - bosim ($\frac{N}{m^2}$), T - absolyut temperatura, R - gaz doimiysi

$$(R_{havo} = 287 \frac{J}{kg \cdot grad}, R_{metan} = 518 \frac{J}{kg \cdot grad}),$$

Suyuqlik solishtirma og`irligining 4°C dagi suvning solishtirma og`irligiga nisbati uning nisbiy solishtirma og`irligi bo`ladi.

3. Suyuqliklarning issiqlikdan kengayishi. Yuqorida aytib o`tilganidek, zichlik issiqlik o`zgarishi bilan o`zgarib boradi. Bu esa o`z-o`zidan issiqlik o`zgarishi bilan hajmning o`zgarishini ko`rsatadi. Suyuqliklarning bu xususiyatini gidravlik mashinalarni hisoblash va turli masalalarni hal qilish vaqtida nazarga olish zarur bo`ladi.

Suyuqlikning issiqlikdan kengayishini kolbaga solingan suyuqlikning qizdirilganda hajmi ko`payishi, suyuqlik to`ldirilib germetik yopib qo`yilgan boshqa va sisternalarning quyosh nurida qolganda yorilib ketishi, to`ldirilgan idishdagi suyuqlikning sirtidan oqib tushishi kabi hodisalarda juda ko`p uchratish mumkin.

Suyuqliklarning bu xususiyatidan foydalanib suyuqlik termometrlari va boshqa turli sezgir o`lchov asboblari yaratiladi. Suyuqliklarning isitilganda kengayishini ifodalash uchun hajmiy kengayish temperatura koeffitsiyenti degan tushuncha kiritilib, u β_t bilan belgilangan.

1.1-jadval. Suvning hajmiy kengayish temperatura koeffitsiyenti β_t 1/grad

| Bosim, MN/m ² | T °C | | | | |
|--------------------------|----------|----------|----------|----------|----------|
| | 1-10 | 10- 20 | 40-50 | 60-70 | 90—100 |
| 0,1 | 0,000014 | 0,000150 | 0,000422 | 0,000556 | 0,000719 |
| 9,8 | 0,000043 | 0,000165 | 0,000422 | 0,000548 | 0,000714 |
| 19,6 | 0,000072 | 0,000183 | 0,000426 | 0,000539 | 0,000561 |
| 49,0 | 0,000149 | 0,000236 | 0,000429 | 0,000523 | 0,000621 |
| 88,3 | 0,000229 | 0,000294 | 0,000437 | 0,000514 | |

Birlik hajmdagi suyuqlikning temperaturasi 1°C ga oshirilganda kengaygan miqdori uning *hajmiy kengayish temperatura koeffitsiyenti* deyiladi va quyidagi formula bilan ifodalanadi:

$$\beta_t = \frac{1}{V} \frac{\Delta V}{\Delta t}, \quad (1.7)$$

bunda $\Delta V = V - V_c$ – qizdirilgandan keyingi va boshlang`ich hajmlar farqi; $\Delta t = t - t_0$ – temperaturalar farqi;

$$[\beta_t] = \frac{1}{grad};$$

β_t juda kichik miqdor bo`lib, u suv uchun $\beta_t = 210^{-4} \frac{1}{grad}$, mineral moylar uchun

$\beta_t = 7 \cdot 10^{-4} \text{ 1/grad}$; simob uchun $\beta_t = 18 \cdot 10^{-5} \text{ 1/grad}$.

4. Suyuqliklarning siqilishi. Gidravlik hisoblash ishlarida suyuqliklarni siqilmaydi deb hisoblash kerak, deb aytib o`tgan edik (bu yerda tomchilanuvchi suyuqlik nazarda tutiladi).

Lekin texnikada va tabiatda ba'zi hollarda bosim juda katta bo`ladi. Bunda agar suyuqlikning umumiy hajmi ham katta bo`lsa, hajm o`zgarishi sezilarli miqdorda bo`ladi va uni hisobga olish kerak.

Suyuqliklarning siqilishini hisobga olish uchun *hajmiy siqilish koeffitsiyenti* degan tushuncha kiritiladi va u β_p bilan belgilanadi (ba'zida β_v bilan ham belgilanadi). Birlik hajmdagi suyuqlikning bosimini bir birlikka oshirganda kamaygan miqdori hajmiy siqilish koeffitsiyenti deyiladi va u quyidagi formula bilan hisoblanadi:

$$\beta_p = -\frac{1}{V} \frac{\Delta V}{\Delta p} \quad (1.8)$$

bunda $\Delta p = p - p_0$ – o`zgargan va boshlang`ich bosimlar farqi; β_p ham β_t kabi juda kichik miqdor bo`lib, suv uchun $\beta_p = 4,9 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{MN}$ (MN - meganyuton = $10^6 \text{ N} \approx 10 \text{ at}$), mineral moylar uchun $\beta_p = 6 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{MN}$; shuning uchun ham ko`p hollarda siqilishni hisobga olinmaydi.

1.2-jadval. Suvning hajmiy siqilish koeffitsiyenti $\beta_p \cdot 10^4 \text{ m}^2/\text{N}$

| t, °C | Bosim, MN/m ² |
|-------|--------------------------|
|-------|--------------------------|

| | 0,5 | 1,0 | 2,0 | 3,9 | 7,9 |
|----|------------|------------|------------|------------|------------|
| 0 | 0,00000540 | 0,00000537 | 0,00000531 | 0,00000523 | 0,00000515 |
| 5 | 0,00000529 | 0,00000523 | 0,00000518 | 0,00000508 | 0,00000493 |
| 10 | 0,00000523 | 0,00000518 | 0,00000508 | 0,00000498 | 0,00000481 |
| 15 | 0,00000518 | 0,00000510 | 0,00000503 | 0,00000488 | 0,00000470 |
| 20 | 0,00000515 | 0,00000505 | 0,00000495 | 0,00000481 | 0,00000460 |

5. **Solishtirma hajm.** Suyuqlikning og'irlik birligidagi miqdorining hajmi solishtirma hajm deyiladi va hajmni og'irlikka bo'lish yo'li bilan aniqlanadi:

$$\nu = \frac{V}{G} \quad (1.9)$$

(1.5) va (1.9) formulalardan ko'rinib turibdiki:

$$\gamma\nu = 1 \text{ yoki } \nu = \frac{1}{\gamma}$$

Solishtirma hajmning o'lchov birligi SI sistemasida:

$$|\nu| = \frac{|V|}{|G|} = \frac{m^3}{N}$$

1.4. Suyuqliklardagi ishqalanish uchun Nyuton qonuni. Qovushqoqlik

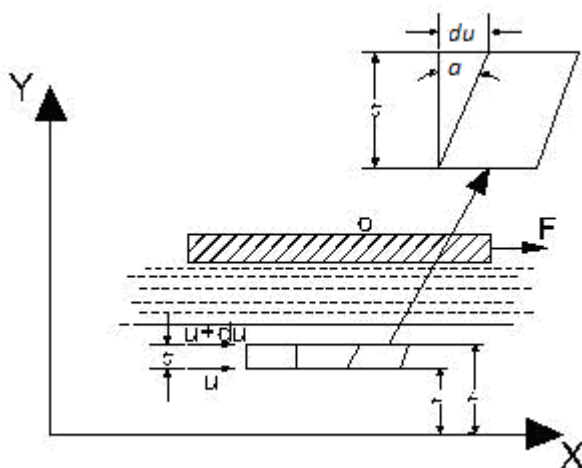
Qovushqoqlik hodisasi suyuqliklarning harakati vaqtida yuzaga keladi va harakatlanayotgan zarracha harakatiga qarshilik sifatida namoyon bo'ladi. Bu qarshilikni yengish uchun ma'lum miqdorda kuch sarflash kerak bo'lib, qovushqoqlik qancha kuchli bo'lsa, sarflash kerak bo'lgan kuch ham shuncha ko'p bo'ladi. Qovushqoqlik darajasini ikki xil, dinamik va kinematik qovushqoqlik koeffitsiyentlari bilan ifodalanadi.

Dinamik qovushqoqligi. Suyuqlikni katta yuzaga ega bo'lgan idishga solib, uning yuziga biror plastinka qo'ysak va bu plastinkani ma'lum bir kuch bilan torta boshlasak, suyuqlik zarrachalari plastinka sirtiga yopishishi natijasida harakatga keladi (1.1 -rasm). Agar plastinkaning qo'yilgan F kuch ta'sirida olgan tezligi u bo'lsa, unga yopishib turgan zarrachalar ham u tezlikka ega bo'ladi. Idishning pastki devori harakatga kelmagani sababli uning sirtidagi zarrachalar harakat qilmaydi. Shunday qilib, suyuqlikning qalinligi bo'yicha xayolan bir qancha yupqa qatlamlar bor deb faraz qilsak, har bir qatlamda zarrachalar tezligi har xil bo'lib, u plastinkadan pastki devorga tomon kamayib boradi. Harakat ixtiyoriy qatlamga, uning ustida joylashgan boshqa qatlam zarrachalari orqali beriladi. Bu harakat suyuqlik qatlamlarining deformatsiyalanishiga olib keladi. Agar suyuqlik ichida pastki sirti idishning harakatsiz devoridan y_1 masofada, ustki sirti esa y_2 masofada bo'lgan qatlamni ko'z oldimizga keltirsak, yuqorida aytilgan sabablarga asosan uning pastki sirtida tezlik u_1 yuqorigi sirtida esa u_2 bo'ladi. Shunday qilib, olingan qatlamning qalinligi $\Delta y = y_2 - y_1$ bo'yicha suyuqlik tezligi $(u_2 - u_1) = \Delta u$ miqdorga o'zgaradi, ya'ni qatlamning yuqorigi sirti pastki sirtiga nisbatan siljib qoladi va

qatlam 1.1- rasmda ko`rsatilgandek deformatsiyalanadi. Siljish burchagini α deb belgilasak, siljish kattaligi $\operatorname{tg}\alpha = \frac{\Delta u}{\Delta y}$ bo`ladi. Qatlam qalinligini cheksiz kichraytirib

differentzial belgilashga o`tsak, u holda yuqoridagi nisbat tezlik gradiyenti $\left(\frac{du}{dy}\right)$ ni

beradi. Agar suyuqlik sirtidagi plastinkaga qancha ko`p kuch qo`ysak, siljish shuncha ko`p bo`ladi. Bu narsa qo`yilgan kuch bilan tezlik gradiyenti orasida qandaydir bog`lanish mavjudligini ko`rsatadi.



1.1- rasm. Qovushqoqlik tushunchasiga doir chizma

Shunday qilib, suyuqliklardagi ichki ishqalanish kuchi tezlik gradiyentiga bog`liq ekanligini tushunish mumkin.

1686 y. I. Nyuton ana shu bog`lanishni chiziqli bog`lanishdan iborat degan gipotezani oldinga surdi. Bu gipotezaga asosan suyuqlikning ikki harakatlanuvchi qatlamlari orasidagi ishqalanish kuchi F qatlamlarning tegib turgan sirti (S) ga va tezlik gradiyentiga to`g`ri proporsional, ya'ni:

$$F = \pm \mu S \frac{du}{dy} \quad (1.10)$$

Proporsionallik koeffitsiyenti μ Qovushqoqlik dinamik koeffitsiyenti deb qabul qilingan. Nyuton gipotezasi keyinchalik N. P. Petrov tomonidan nazariy asoslab berildi. Albatta, hisoblash ishlarini osonlashtirish uchun ishqalanish kuchining birlik yuzaga to`g`ri kelgan miqdori yoki gidravlikada urinma zo`riqish (ishqalanish kuchidan zo`riqish) deb atalgan miqdorga o`tish zarur bo`ladi. Bu miqdorni grekcha τ harfi bilan belgilanadi:

$$\tau = \frac{F}{S} = \pm \mu \frac{du}{dy} \quad (1.11)$$

bu yerda musbat va manfiy ishora tezlik gradiyentining yo`nalishiga qarab tanlab olinadi.

Prof. K.Sh. Latipovning ishlarida urinma zo`riqish ikki tashkil etuvchining yig`indisidan iborat deb qarash zarurligi ko`rsatildi:

$$l_p = \mu \frac{du}{dy} - \int \lambda_p (1 - \varphi_2) u dy + B \quad (1.12)$$

bu yerda $\lambda_p = (1 - \varphi_2)$ – bir qavatdan ikkinchi qavatga molekulalarning o'tishini bildiruvchi koeffitsiyentdir.

(1.11) formuladan ko'rinadiki, ishqalanish kuchidan zo'riqish tezlik gradiyentiga (yoki umumiyroq qilib aytganda tezlikning normal bo'yicha hosilasi) ga to'g'ri proporsionaldir.

Qovushqoqlik koeffitsiyentining birligi SI da quyidagicha:

$$[\mu] = \frac{[\tau]}{[du]} = \frac{N \cdot s}{m^2}$$

SGS sistemasida esa $\frac{\text{dina} \cdot \text{s}}{m^2}$ bilan o'lchanadi. Bu birlik Puaz (PZ) deb ham ataladi.

Koeffitsiyent juda kichik bo'lganda santipuaz (spz) va millipuaz (mpz) larda ham o'lchanishi mumkin.

Kinematik Qovushqoqlik koeffitsiyent. Gidravlikadagi ko'pgina hisoblash ishlarida μ ning ρ ga nisbati bilan ifodalanuvchi va kinematik Qovushqoqlik koeffitsiyenti deb ataluvchi miqdordan foydalanish qulaydir. Bu miqdor grekcha ν harfi bilan belgilanadi:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1.13)$$

ν ning SI dagi birligi $\frac{m^2}{s}$, SGS sistemasida $\frac{sm^2}{s}$ yoki stoks (st) bilan ifodalanadi.

Mahsus adabiyotlarda va texnik adabiyotda uning kichik o'lchovlari ham (santistoks - sst) uchraydi. $1 \text{ m}^2/\text{s} = 10^4 \text{ st} = 10^6 \text{ sst}$.

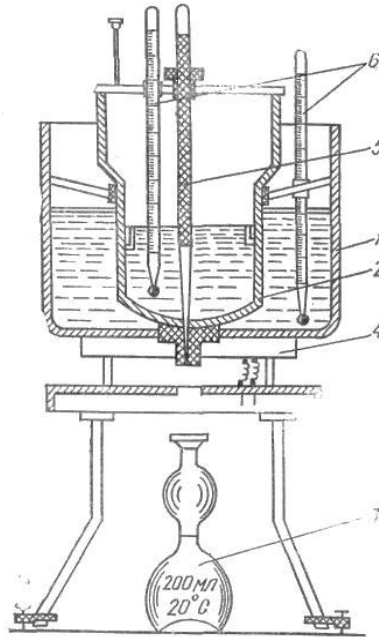
Qovushqoqlik koeffitsiyentini aniqlash uchun viskozimetr deb ataluvchi asbob qo'llaniladi. Suvga nisbatan yopishqoqligi katta bo'lgan suyuqliklar uchun Engler viskozimetri qo'llaniladi (1.2-rasm). U birining ichiga ikkinchisi joylashgan 1, 2 ikki idishdan iborat bo'lib, ular orasidagi bo'shliq, suv bilan, to'ldiriladi. Ichki idish 2 ning sferik tubiga diametri 3 mm li naycha kavsharlangan, u tiqin 5 bilan berkitilgan bo'ladi.

Ichki idishga tekshirilayotgan suyuqlik quyilib, uning temperaturasi ikki idish oralig'idagi suvni qizdirish yo'li bilan zarur bo'lgan temperaturagacha yetkaziladi. Tekshirilayotgan suyuqlik temperaturasi termometr 6 yordamida o'lchab turiladi. Suyuqlik zarur temperatura t' gacha qizigandan so'ng tiqin ochiladi va sekundomer yordamida 200 sm^3 suyuqlik 3 oqib chiqqan vaqt belgilanadi. Xuddi shunday tajriba $t = 20^\circ\text{C}$ da distillangan suv bilan ham o'tkaziladi. Tekshirilayotgan suyuqlikning $t = 20^\circ\text{C}$ dan oqib chiqqan vaqtlarining nisbati Qovushqoqlikning shartli graduslari yoki Engler graduslarini bildiradi:

$${}^0 E = \frac{T_{\text{suyuqlik}} t'}{T_{\text{suv} \cdot t=20^\circ\text{C}}}$$

Engler gradusidan m^2/s ga o'tish uchun Ubbelode formulasi qo'llaniladi:

$$\nu = \left(0,0731^0 E - \frac{0,0631}{0 E} \right) 10^{-4} \quad (1.14)$$



1.2-rasm. Engler viskozimetri.

Qovushqoqlikni aniqlash uchun kapillyar viskozimetr, rotatsion viskozimetr, stoks viskozimetri va boshqa turli viskozimetrlar ham qo`llaniladi.

Qovushqoqlik suyuqliklarning turiga, temperaturasiga va bosimiga bog`liq. Jadvallarda har xil suyuqliklarning qovushqoqlik miqdori keltirilgan. Temperatura ortishi bilan tomchilanuvchi suyuqliklarning qovushoqligi kamayadi, gazlarning qovushoqligi ortadi. Suyuqliklar qovushoqligining temperaturaga bog`liqligini umumiy tenglama bilan ifodalab bo`lmaydi.

Har xil hisoblash ishlari bajarilganda, ko`pincha, quyidagi formulalardan foydalaniladi.

Havo uchun

$$\nu_t = (0,132 + 0,000918t + 0,00000066t^2) \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s} \quad (1.15)$$

Suv uchun

$$\nu_t = \frac{0,0177}{1 + 0,0337t + 0,000221t^2} \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s} \quad (1.16)$$

Gidroyuritmalarda qo`llanuvchi turli mineral moylar uchun temperatura 30°C dan 150°C gacha (°E 10 gacha) bo`lganda

$$\nu_t = \nu_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^n \quad (1.17)$$

bu yerda ν_t, ν_{50} – tegishli temperaturada va 50°C da kinematik qovushqoqlik koeffitsiyenti; t - temperatura, °C da; n - daraja ko`rsatkichi; uning miqdori quyidagi jadvalda °E₅₀ ning turli miqdorlari uchun keltirilgan:

| | | | | | | | | | | | | |
|------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| $^{\circ}E_{50}$ | 1.2 | 1,5 | 1.8 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| n | 1,39 | 1,59 | 1,72 | 1,79 | 1,99 | 2,13 | 2,24 | 2,32 | 2,42 | 2,49 | 2,52 | 2,56 |

Turli suyuqliklarning qovushoqligi boshlang`ich qovushqoqlik va temperaturasiga qarab turlicha o`zgaradi. Ko`pchilik suyuqliklarning qovushoqligi bosim ko`tarilishi bilan ortadi. Mineral moylarning qovushoqligi bosimning 0-50 MN/m² chegarasida taxminan chiziqli o`zgaradi va quyidagi formula bilan hisoblanadi:

$$v_p = v_0(1 + k_p p), \quad (1.18)$$

bu yerda v_p va v_0 – tegishli bosimda va atmosfera bosimida kinematik qovushqoqlik koeffitsiyenti, p – qovushqoqlik o`lchangan bosim, MN/m²; k_p – eksperimental koeffitsiyent, uning miqdori gidroyuritmalarini hisoblashda yuqorida aytilgan chegarada 0,03 ga teng deb qabul qilinadi.

1.5. Sirt tarangligi (kapillyarlik)

Suyuqlik sirtidagi molekullarning o`zaro tortishish kuchi ma'lum bir kuchlanish holatini vujudga keltiradi. Bu hodisa *sirt tarangligi* deb ataladi va kapillyar idishlarda egri mensk vujudga keltiradi. Sirt egriligi botiq, yoki qavariq shaklda bo`ladi, bu shakl esa idish devori bilan suyuqlik molekullari orasidagi o`zaro ta'sir kuchiga bog`liq.

Sirt taranglik kuchi Laplas formulasi bilan ifodalanadi:

$$P = \sigma \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right), \quad (1.19)$$

bu yerda σ – sirt taranglik koeffitsiyenti; r_1, r_2 – bosh egrilik radiuslari.

O`xshash kapillyar idishlar uchun:

$$P = \frac{2\sigma}{r} \quad (1.20)$$

Suyuqliklar sirtining (ko`tarilish va pasayish) balandligi quyidagi formula bilan hisoblanadi:

$$h = \frac{k}{d}, \text{ mm} \quad (1.21)$$

bu yerda d - idish diametri; k – o`zgarmas kattalik bo`lib, suv uchun +30, spirt uchun +10, simob uchun -10.

1.4- j a d v a l. Ba'zi suyuqliklari uchun sirt taranglik koeffitsiyenti

| Suyuqliklarning nomi | $\sigma, \frac{N}{m}$ |
|----------------------|-----------------------|
| Suv | 0,073 |
| Spirt | 0,0225 |
| Benzin | 0,029 |
| Glitserin | 0,065 |
| Simob | 0,490 |

Sirt taranglik kuchi aniq o`lchov asboblarining kapillyar naychalarini, filtratsiyani hisoblash masalalarida va boshqa gidravlik hisoblashlarda kerak bo`ladi. Ko`pchilik gidravlik masalalarda esa uning qiymati juda kichik bo`lgani uchun hisobga olinmaydi.

1.6. Suyuqlik to`yingan bug`ining bosimi

Suyuqlikning berilgan temperaturada erkin bug`lanishi va uning bug`lari yopiq idishdagi bo`shliqni to`yinish holatigacha to`ldirish uchun kerak bo`lgan bosim suyuqlik to`yingan bug`ining bosimi deb ataladi.

Shunga asosan suyuqlik to`yingan bug`ining bosimi bug`ning yopiq idish ichida suyuqlik bilan muvozanatlashgan holatiga tegishli barqarorlashgan bosimdir. Bu bosim suyuqliklardan yuqori temperaturada foydalanish mumkinligini va ularning turli gidravlik qurilmalar, gidrosistemalardagi kavitatsiya xossasini aniqlash uchun foydalaniladi. Suyuqliklarning bug`lanishi sirt bo`yicha ham, uning butun hajmi bo`yicha bug` pufakchalari hosil bo`lishi (qaynashi) yo`li bilan ham yuz berishi mumkin. Bunda ikkinchi hol, xohlagan temperaturada yuz beradigan sirt bo`yicha bug`lanishdan farqli ravishda, faqat ma'lum temperaturada, ya'ni to`yingan bug` bosimi suyuqlik sirtidagi bosimga teng bo`ladigan temperaturada yuz beradi. Bosim ortishi bilan qaynash temperaturasi ortadi, kamayishi bilan esa kamayadi.

Bir jinsli suyuqliklarda to`yingan bug` bosimi har bir temperatura uchun bir xil miqdorga ega bo`ladi, suyuqlik va bug`ning miqdoriy nisbatiga bog`liq bo`lmaydi.

Suyuqlik aralashmalarida esa suyuqlik tarkibidagi turli molekulalarning o`zaro ta'siri bug`lanishni qiyinlashtiradi. Bu holda aralashma bug`larida yengil bug`lanuvchi suyuqlik bug`larining nisbati, uning ayrim holatidagi bug`lariga qaraganda ko`proq bo`ladi. Bu holda umumiy bug` bosimi partial bug` bosimlar yig`indisiga teng.

Shunday qilib, aralashmalar bug`langanda suyuq fazada yengil komponent kamayib boradi, ya'ni yengil komponent suyuq fazadagiga nisbatan bug` fazada ko`proq nisbatda bo`ladi.

1.7. Gazlarning suyuqlikda erishi. Kavitatsiya hodisasi haqida tushuncha

Tabiatda va texnikada suyuqlik unda havoning tarkibidagi gazlar oz miqdorda erigan holda uchraydi. Bosim ortishi yoki temperatura kamayishi bilan erigan gazlar miqdori ortadi va aksincha, bosim kamayganda yoki temperatura ortganda ularning miqdori kamayadi. Shuning uchun bosim kamayishi yoki temperatura ortishi bilan suyuqlikdagi erigan gazlarning bir qismi ajralib chiqib, pufakchalar hosil qiladi, ya'ni yuqorida aytilganga ko`ra bosim kamayganda suv ham bug`lanadi lekin yengil komponent sifatida erigan gazlar tezroq ajralib chiqib, pufakchalar hosil qiladi. Boshqacha aytganda - bu holat suyuqlikdagi bosimning undagi gazning to`yingan bug`lari bosimiga teng bo`lganida vujudga keladi. Gaz pufakchalari paydo bo`lishi bilan suyuqlikning tutashligi buziladi va tutash muhitlarga taalluqli qonunlar o`z kuchini yo`qotadi. Bu hodisa *kavitatsiya* deyiladi. Pufakchalar suyuqlik ichida past

temperaturali yoki yuqori bosimli sohalar tomonga qarab harakat qiladi. Agar u yetarli darajadagi bosimga ega bo'lgan sohaga kelib qolsa, yana erib ketadi (agar bug' bo'lsa, kondensatsiyalanadi). Erigan gaz o'rnida paydo bo'lgan bo'shliqqa suyuqlik zarrachalari intiladi va bo'shliq keskin yopiladi. Bu esa hozirgina bo'shliq bo'lgan yerda gidravlik zarbani vujudga keltiradi va natijada bu yerda bosim keskin ortib, temperatura keskin kamayadi.

Bunday gidravlik zarba va uni vujudga keltirgan kavitatsiya hodisasi quvur devorlari va mashinalarning suyuqlik harakat qiluvchi qismlarining buzilishiga olib keladi (kavitatsiyaga qarshi kurash usullari to'g'risida keyinchalik to'xtalamiz).

1.8. Ideal suyuqlik modeli

Suyuqliklarning harakati tekshirilganda, odatda, hamma kuchlarni hisobga olib bo'lmagani uchun, ularning suyuqlik muvozanati yoki harakati holatiga ta'siri katta bo'lganlarini saqlab qolib, ta'siri kichiklarini tashlab yuboramiz. Shu usul bilan suyuqliklar uchun ideal va real suyuqliklar modeli tuziladi. Hozirgi vaqtda suyuqlik harakatini ifodalovchi umumiy tenglamalar juda murakkab bo'lib, uni yechishni osonlashtirish uchun yuqorida aytilgandek soddalashtirishlar kiritiladi. Bunday soddalashtirishlar esa suyuqliklarning fizik xossalariga chegara qo'yadi va bu suyuqliklar ideal suyuqliklar deyiladi. Ideal suyuqliklar absolyut siqilmaydigan, issiqlikdan hajmi o'zgar olmaydigan, cho'zuvchi va siljitivchi kuchlarga qarshilik ko'rsatmaydigan abstrakt tushunchadagi suyuqliklardir.

Real suyuqliklarda esa yuqorida aytilgan xossalar mavjud bo'lib, odatda siqilishi, issiqlikdan kengayishi va hajm o'zgarishi juda kichik miqdorga ega. Shuning uchun bu soddalashtirishlar hisoblashda unchalik ko'p xato bermaydi. Ideal suyuqliklarning real suyuqliklardan katta farq qilishiga olib keladigan asosiy sabab, bu – siljitivchi kuchga qarshilik ko'rsatish xossasi, ya'ni ichki ishqalanish kuchi bo'lib, uning bu xususiyatini qovushqoqlik degan tushuncha orqali ifodalaniladi. Shunga asosan ideal suyuqliklarni noqovushoq (nevyazkiy), real suyuqliklarni esa qovushoq suyuqlik deyiladi.

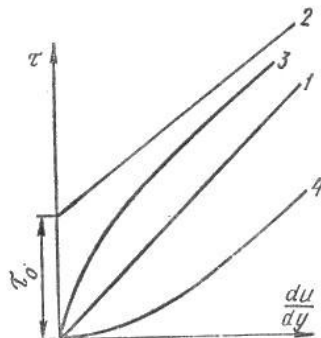
1.9. Nyuton qonuniga bo'ysunmaydigan suyuqliklar

Yuqorida aytilganidek, suyuqliklarga ta'sir qiluvchi qovushqoqlik zo'riqish kuchi tezlik gradiyentiga bog'liq bo'lib, Nyuton qonuni (1.14) bo'yicha bu bog'lanish chiziqli bo'ladi. Shuning uchun agar abstsissa o'qiga $\frac{du}{dy}$ ni, ordinata o'qiga τ ni qo'yib grafik chizsak, u holda bu grafikni ifodalovchi 1.4-rasmdagi 1 - chiziq (1.12) formulani ifodalaydi. Bu grafik bilan ifodalanuvchi, ya'ni Nyuton qonuniga bo'ysunuvchi suyuqliklar Nyuton suyuqliklari deyiladi.

Hozir suyuqliklarning xossalarini chuqurroq o'rganish va texnikada ishlatiladigan suyuqliklar turining ko'payishi natijasida Nyuton qonuniga bo'ysunmaydigan ko'pgina suyuqliklar mavjud ekanligi aniqlandi. Bunday

suyuqliklarda *qovushqoqlik zo'riqish* kuchi τ umumiy holda tezlik gradiyenti $\frac{du}{dy}$ ning funktsiyasi sifatida qaraladi:

$$\tau = f\left(\frac{du}{dy}\right)$$



1.3- rasm. Nyuton qonuniga bo'ysunmaydigan suyuqliklarga doir chizma.

Ular Nyuton qonuniga bo'ysunmaydigan suyuqliklar deb ataladi. Bu suyuqliklar quyidagi guruhlariga ajratiladi.

1. Bingam suyuqliklari (plastik yopishqoq suyuqliklar). Bu suyuqliklar kichik zo'riqishlarda ozgina deformatsiyalanib, zo'riqish yo'qolsa, yana avvalgi holiga qaytadi. Zo'riqish kuchi τ biror τ_0 qiymatdan ohsa, harakat boshlanadi. Bingam suyuqliklari xuddi Nyuton suyuqliklari kabi harakatlanadi. Bu suyuqliklar uchun Nyuton qonuni o'rnida quyidagi qonun qo'llaniladi.

$$\tau = \tau_p + \eta \frac{du}{dy} \quad (1.22)$$

bu yerda η – struktura yopishqoqligi deb ataladi.

(1.22) formula bilan ifodalanuvchi qonun 1.3-rasmdagi 2-chiziqqa ega bo'ladi.

Quyuq suspenziyalar, pastalar, shlam va boshqalar plastik yopishqoq suyuqliklarga kiradi.

2. Soxta plastik suyuqliklar. Bular Nyuton suyuqliklari kabi zo'riqishning eng kichik qiymatlarida ham harakatga keladi. Lekin u tezlik gradiyenti ortishi bilan kamayib borib, sekin-asta o'zgarmas qiymatga intiladi (1.3-rasmda, 3-chiziq).

Uning grafigi logarifmik masshtabda to'g'ri chiziqqa yaqin bo'lganligi uchun ko'rsatkichli funktsiya ko'rinishida ifodalanadi:

$$\tau = k \left(\frac{du}{dy}\right)^m \quad (1.23)$$

bu yerda k, m – tajribadan aniqlanuvchi o'zgarmas miqdorlardir (o'zgarmas m , odatda, 0 bilan 1 orasidagi qiymatlarni qabul qiladi). Bu suyuqliklarga siljituvchi zo'riqishning tezlik gradiyentiga nisbati μ_k o'xshash yopishqoqlik deb ataladi.

3. Dilatant suyuqliklar soxta plastik suyuqliklarga o'xshash bo'lib, ulardan tezlik gradiyenti ortganida μ_k o'sib borishi bilan farqlanadi (1.3-rasm, 4-chiziq), siljituvchi zo'riqish (1.23) formula bilan ifodalanadi. Dilatant suyuqliklarning soxta plastik suyuqliklardan farqi shundaki, ularda m doimo 1 dan katta bo'ladi. Dilatant suyuqliklar bingam va soxta plastik suyuqliklarga nisbatan kam uchraydi.

Bundan tashqari, τ va $\frac{du}{dy}$ o`rtasidagi bog`lanish vaqtga bog`liq bo`lgan suyuqliklar ham tabiatda uchray turadi. Ularning yopishqoqlik koeffitsiyenti zo`riqishning qancha vaqt ta'sir qilganiga qarab o`zgarib boradi. Bunday suyuqliklarga ko`pgina bo`yoqlar, sut mahsulotlarining ko`p turlari, turli smolalar misol bo`ladi. Ular tiksotrop suyuqliklar, reopektant suyuqliklar va maksvell suyuqliklari deb ataluvchi guruhlariga bo`linadi. Bu suyuqliklarning yana bir xususiyatlari shundan iboratki, ularning ba'zi turlari (maksvell suyuqliklari) qo`yilgan zo`riqish kuchi olinishi bilan avvalgi holatiga qisman qaytadi (ya'ni hozirgi zamon fanining tili bilan aytganda xotirlash xususiyatiga ega bo`ladi).

I bob bo'yicha nazorat savollari

1. Ichki ishqalanish kuchi deb qanday kuchga aytiladi?
2. Sirt taranglik kuchi qanday formula bilan ifodalanadi?
3. Ideal suyuqliklarning real suyuqliklardan katta farq qilishiga olib keluvchi sabab?
4. Suyuqliklardagi ishqalanish uchun Nyuton qonuni. Qovushqoqlik.
5. Nyuton qonuniga bo`ysunmaydigan suyuqliklar.
6. Suv nima ?

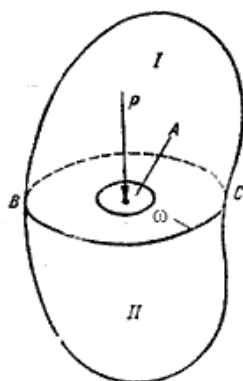
II BOB. GIDROSTATIKA

Gidravlikaning suyuqliklar muvozanat qonunlarini o`rganib, ularni texnikaga tadbiiq qilish bilan shug`illanuvchi bo`limi gidrostatika deb yuritiladi. Bu qonunlarni tekshirish suyuqliklar orqali kuchlarni uzatish bilan bog`liq masalalarni hal qilishda muhim ahamiyatga ega. Bundan tashqari, gidrostatika suyuqliklarga to`liq yoki qisman botirilgan qattiq jismlarning muvozanat qonunlarini ham o`rganadi.

Odatda, suyuqliklar muvozanat holatda bo`lganda uning ayrim bo`laklarining boshqa bo`laklariga bo`lgan ta'siri, suyuqlik saqlanayotgan idish devorlariga va unga botirilgan jismga ta'siri bosim orqali ifodalanadi.

2.1. Suyuqliklarda bosim

Suyuqliklarga ta'sir qiluvchi asosiy kuchlardan biri gidrostatik bosimdir. Uni tushuntirish uchun 2.1-rasmga murojaat qilamiz. Bu yerda muvozanat holatidagi suyuqlikning ixtiyoriy hajmi ifodalangan. Bu hajm ichida ixtiyoriy A nuqta olib, undan BC tekislikni o`tkazamiz. Natijada hajm ikki qismga ajraladi. BC sirtida A nuqta atrofida biror ω yuzga ajratamiz. Hajmning I qismi orqali uning II qismiga BC yuzga bo`yicha bosim kuchi beriladi.



2.1-rasm. Suyuqliklarda bosim tushunchasiga doir chizma.

Bu kuchning ω yuzaga ta'sir qilgan qismini P bilan belgilaymiz.

Qaralayotgan ω yuzaga ta'sir qiluvchi P kuch *gidrostatik bosim kuchi* yoki qisqacha *gidrostatik kuch* deyiladi. P kuch II qismga nisbatan tashqi kuch, butun hajmga nisbatan esa ichki kuch hisoblanadi. P kuchning ω yuzaga nisbati bu yuzaning birlik miqdoriga ta'sir qiluvchi kuchni beradi va u o`rtacha gidrostatik bosim deb ataladi:

$$p_{\text{or}} = \frac{P}{\omega}$$

Agar ω yuzani kichraytira borib, nuqtaga intiltirsak ($\omega \rightarrow 0$), p_{or} biror chegaraviy qiymatga intiladi:

$$p = \lim_{\omega \rightarrow 0} \frac{P}{\omega}.$$

Bu qiymat A nuqtaga ta'sir qilayotgan bosimni beradi va u gidrostatik bosim deb ataladi. Umumiy holda gidrostatik bosim p bilan o'rtacha gidrostatik bosim p_{or} teng emas. Ular bir-biridan kichik miqdorga farq qiladi.

Gidrostatik bosim N/m^2 bilan o'lchanadi.

2.2. Tinch turgan suyuqlikdagi bosimning xossalari

Tinch turgan suyuqlikdagi bosim (ya'ni gidrostatik bosim) ikkita asosiy xossaga ega:

1 - x o s s a – gidrostatik bosim u ta'sir qilayotgan yuzaga normal bo'yicha yo'nalgan bo'ladi. Bu xossaning to'g'riligini isbotlash uchun gidrostatik bosim p o'zi ta'sir qilayotgan yuzaga normal bo'yicha yo'nalmagan deb faraz qilamiz. Bu holda p normal va urinma yo'nalishlarda proyeksiyalarga ega bo'ladi.

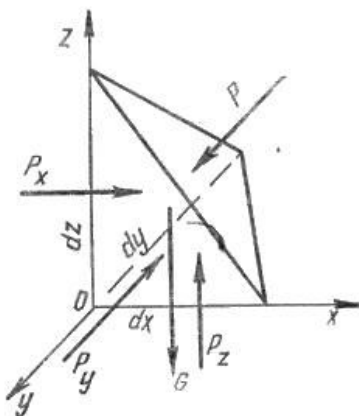
Urinma yo'nalishidagi proeksiya I va II qismlarining bir-biriga nisbatan siljishiga olib keladi (2.1-rasm). Suyuqlik muvozanatda bo'lgani uchun bu hol yuz berishi mumkin emas. Bundan p normal bo'yicha yo'nalmagan degan fikr noto'g'ri ekanligi kelib chiqadi.

2- x o s s a - gidrostatik bosim u ta'sir qilayotgan nuqtada hamma yo'nalishlar bo'yicha bir xil qiymatga ega. Bu xossani isbotlash uchun suyuqlik ichida tomonlari dx , dy , dz ga teng bo'lgan tetraedr ajratib olamiz. Tetraedrning qiya yuzasiga P kuch ta'sir qilsin.

U holda yOz tekislikdagi yuza bo'yicha, P_x , xOz tekislikdagi yuza bo'yicha, P_y , xOy tekislikdagi yuza bo'yicha, esa P_z kuchlar ta'sir qiladi. Qiya yuzaning $d\omega$ ga teng deb hisoblaymiz. Agar gidrostatik bosim Ox o'qi bilan α , Oy o'qi bilan β , Oz o'qi bilan γ burchak tashkil qilsa, u holda $d\omega$ yuzaga ta'sir qilayotgan kuch ($p d\omega$) ning o'qlardagi proyeksiyalari $p d\omega \cos \alpha$, $p d\omega \cos \beta$, $p d\omega \cos \gamma$ larga teng. Og'irlik kuchi esa

$$G = \rho g dV = \frac{1}{6} \rho g dx dy dz$$

Suyuqlik muvozanatda bo'lgani uchun kuchlarning o'qlardagi proyeksiyalarining yig'indisi nolga teng, ya'ni Ox o'qi bo'yicha



2.2-rasm. Bosimlarning xossalari doir chizma.

$$\frac{1}{2} p_x dydz - p d\omega \cos \alpha = 0,$$

Oy o`qi bo`yicha

$$\frac{1}{2} p_y dx dz - p d\omega \cos \beta = 0,$$

Oz o`qi bo`yicha

$$\frac{1}{2} p_z dx dy - p d\omega \cos \gamma + \frac{1}{6} \rho g dx dy dz = 0,$$

$d\omega$ yuzaning proyeksiyalari quyidagilarga teng:

$$d\omega \cos \alpha = \frac{1}{2} dy dz, \quad d\omega \cos \beta = \frac{1}{2} dx dz, \quad d\omega \cos \gamma = \frac{1}{2} dx dy$$

Yuqoridagi tenglamalar qisqartirilgandan keyin quyidagicha yoziladi:

$$p_x - p = 0; \quad p_y - p = 0; \quad p_z - p - \frac{1}{3} \rho g dz = 0$$

Tetraedrning tomonlari cheksiz kichik qiymatga intilganda u nuqtaga yaqinlashadi. Bu holda uning hajmi nolga intiladi. Shuning uchun yuqorida keltirilgan tenglamalardan quyidagi natija kelib chiqadi:

$$p_x = p; \quad p_y = p; \quad p_z = p \quad \text{ya'ni} \quad p_x = p_y = p_z = p$$

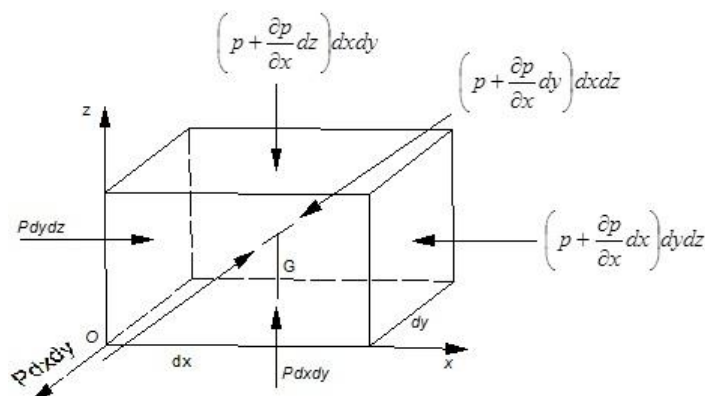
Shunday qilib, barcha yo`nalishlarda ta'sir qiluvchi bosim kuchlari teng ekanligi isbotlandi. Bu esa ikkinchi xossaning to`g`riligini ko`rsatadi.

2.3. Muvozanatdagi suyuqlikning differentsial tenglamasi (Eylar differentsial tenglamasi)

Muvozanat holatidagi suyuqliklarga bosim va og`irlik kuchlari ta'sir qiladi. Bosim suyuqlik egallagan hajmning har xil nuqtasida har xil qiymatga ega. Shuning uchun bosimni koordinata o`qlari x, y, z larning funktsiyasi deb qarash kerak. Ko`rilayotgan suyuqlikda tomonlari dx, dy, dz ga teng bo`lgan parallelopipedga teng elementar hajm ajratib olamiz (2.3- rasm). Endi suyuqlikka ta'sir qiluvchi kuchlarning muvozanat holatini tekshiramiz. Og`irlik kuchining proyeksiyalari $\rho X dV; \rho Y dV; \rho Z dV$ bo`lsin; ya'ni $G\{\rho X dV, \rho Y dV, \rho Z dV\}$. Elementar hajmning yOz tekislikda yotgan sirtiga Ox o`qi yo`nalishida p ga teng, unga parallel bo`lgan sirtiga esa $p + \frac{\partial p}{\partial x}$ ga teng bosimlar ta'sir qiladi (2.3-rasm). Bu sirlarga ta'sir qiluvchi bosim kuchlari esa tegishlicha $p dy dz$ va $\left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx\right) dy dz$ larga teng. Olingan elementar hajm Ox o`qi bo`yicha muvozanatda bo`lishi uchun bu o`q bo`yicha yo`nalgan kuchlar yig`indisi nolga teng bo`lishi kerak:

$$p dy dz - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx\right) dy dz - \rho X dx dy dz = 0$$

Shuningdek, Oy o`qi bo`yicha, yOz tekislikda yotuvchi sirtga $pdx dz$, unga parallel bo`lgan sirtga esa, $\left(p + \frac{\partial p}{\partial y} dy\right) dx dz$ kuchlar ta'sir qiladi.



2.3-rasm. Suyuqliklar muvozanatining (Eyler) tenglamasiga doir chizma.

Shuning uchun elementar hajmning Oy o`qi bo`yicha muvozanat sharti quyidagicha bo`ladi:

$$p dx dz - \left(p + \frac{\partial p}{\partial y} dy\right) dx dz + \rho Y dx dy dz = 0 \quad (2.1)$$

Shuningdek, Oz o`qi bo`yicha

$$p dx dy \text{ va } \left(p + \frac{\partial p}{\partial z} dz\right) dx dy$$

kuchlar ta'sir qiladi hamda ularning muvozanat sharti quyidagicha bo`ladi:

$$p dx dy - \left(p + \frac{\partial p}{\partial z} dz\right) dx dy + \rho Z dx dy dz = 0$$

O`xshash miqdorlarni qisqartirish va qolgan hadlarni dx , dy , dz ga bo`lishdan keyin quyidagi tenglamalar sistemasini olamiz:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial x} &= \rho X \\ \frac{\partial p}{\partial y} &= \rho Y \\ \frac{\partial p}{\partial z} &= \rho Z \end{aligned} \right\} \quad (2.2)$$

Bu tenglamalar sistemasidan ko`rinib turibdiki, gidrostatik bosimning biror koordinata o`qidagi o`zgarishi zichlikning birlik og`irlik kuchining shu o`q yo`nalishidagi proyeksiyasiga ko`paytmasiga teng ekan, ya'ni muvozanatdagi suyuqliklarda bosimning o`zgarishi massa kuchlarga bog`liq. (2.2) tenglamalar

sistemi suyuqliklar muvozanat holatining umumiy differentsial tenglamasidir. Bu tenglama 1755 yil L. Eyler tomonidan taklif enilgan.

2.4. Bosimi teng sirtlar. Erkin sirt

Eyler tenglamalarini integrallash uchun uni qulay shaklga keltirishda (2.2) ning har bir tenglamasini dx , dy , dz larga o`zaro ko`paytiramiz va ularni hadma-had qo`shib chiqamiz:

$$\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz = \rho(Xdx + Ydy + Zdz).$$

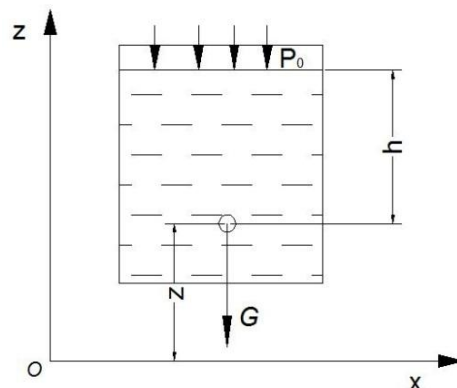
Bu tenglamaning chap tomoni bosimning to`liq differentsialini beradi, shuning uchun

$$dp = \rho(Xdx + Ydy + Zdz) \quad (2.3)$$

Hosil bo`lgan tenglama bosimning suyuqlik turiga va fazoning nuqtalari koordinatalariga bog`liqligini ko`rsatadi hamda bosimning ixtiyoriy nuqtadagi miqdorini topishga yordam beradi. Bu tenglama tomchilanuvchi suyuqliklar uchun ham, gazlar uchun ham o`rinli bo`lib, gazlar uchun qo`llanganda gaz holati tenglamalari bilan birgalikda ishlatiladi. (2.3) dan hamma nuqtalarida bir xil bosimga ega bo`lgan ($p = const$) sirtlarni topish mumkin. Bunday tekisliklar bosimi teng sirtlar deb ataladi. $p = sonst$ bo`lganda $dp = 0$ bo`ladi, ρ esa nolga teng bo`lishi mumkin emas. Shuning uchun bosimi teng sirtlar tenglamasi quyidagicha yoziladi:

$$Xdx + Ydy + Zdz = 0 \quad (2.4)$$

Bosimi teng sirtlar xususiy holda suyuqlikning erkin sirti bo`lishi mumkin. Suyuqlikning devor bilan chegaralanmagan sirti erkin sirt deyiladi. Masalan, idishda gaz va suyuqlik birga saqlangan bo`lsa, u holda suyuqlikning yuqori sirti jism devoriga tegmay gaz bilan chegaralangan bo`ladi. Xususiy holda ochiq idishdagi suyuqlikning yuqori sirti havo bilan chegaralangan bo`lib, erkin sirtni tashkil qiladi (2.4-rasm). Bosimi teng sirtlar va erkin sirtlar uchun misollar sifatida og`irlik kuchi ta'siridagi idishda tinch turgan, tekis tezlanuvchan harakat qilayotgan va aylanma harakat qilayotgan idishlardagi suyuqliklarni tekshiramiz.



2.4- rasm. Idishda tinch turgan suyuqliklarda erkin sirtga doir chizma.

2.5. Eyler tenglamasining integrallari

Biz yuqorida Eyler tenglamasini (2.3) va (2.4) ko`rinishga keltirdik. Bu ko`rinishda uni integrallash va bosimi teng sirtlarni topish oson bo`ladi. Quyida Eyler tenglamasining integrallari sifatida uchta masalani keltiramiz.

a) Idishda tinch turgan suyuqlik (2.4-rasm).

Idishda tinch turgan suyuqlikka faqat og`irlik kuchi ta'sir qiladi. Bu holda birlik massa kuchlarining projektsiyalari:

$$X = 0, Y = 0, Z = -g \quad (2.5)$$

bo`ladi. Bu qiymatlarni (2.4) ga qo`ysak, $gdz = 0$ ga ega bo`lamiz. Uni integrallasak, $gz = \text{const}$ bo`ladi. Bu esa gorizont tekislikning tenglamasidir. Shunday qilib, tinch turgan suyuqliklar uchun har qanday gorizont tekislik bosimi teng sirtidan iborat. Uning havo bilan chegaralangan sirti ham gorizont bo`lib, u erkin sirt bo`ladi. Erkin sirtida bosim p_0 ekanligini hisobga olsak, (2.3) tenglamadan quyidagi munosabat kelib chiqadi:

$$p = \gamma h + p_0$$

Bu tenglama to`g`risida keyinchalik alohida to`xtalib o`tamiz.

b) Tekis tezlanuvchan harakat qilayotgan idishdagi suyuqlik

Suyuqlik a tezlanish bilan harakat qilayotgan idishda muvozanat holatida bo`lsin (2.4-rasm), bu holda suyuqlik zarralari tezlanish a va og`irlik ta'sirida bo`ladi, ular uchun birlik massa kuchlar esa quyidagicha bo`ladi:

$$X = -a, Y = 0, Z = -g$$

Bu qiymatlarni (2.4) ga qo`ysak, $-adx - gdz = 0$ tenglamani olamiz. Uni integrallab quyidagi tenglamaga ega bo`lamiz:

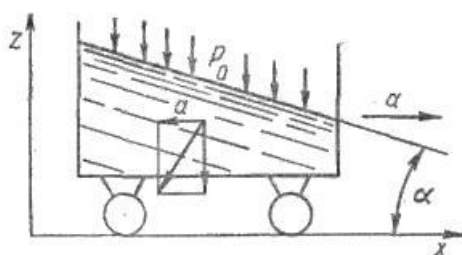
$$ax + gz = \text{const} \quad (2.6)$$

Bu esa qiya tekislik tenglamasidir. Shunday qilib, ko`rilayotgan holda bosimi teng sirtlar Ox va Oz o`qlariga burchak ostida yo`nalgan, Oy o`qiga esa parallel bo`lgan sirtlardir. Bu sirtlarning gorizont tekislik bilan tashkil qilgan burchagi quyidagicha aniqlanadi:

$$\alpha = \text{arctg} \frac{a}{g}$$

Erkin sirtida bosim p_0 ekanligini hisobga olsak, (2.3) tenglamadan quyidagi munosabat kelib chiqadi:

$$p = \gamma ax + \gamma z + p_0 + C$$



2.4 -rasm Tekis tezlanuvchan harakat qilayotgan idishdagi suyuqlik.

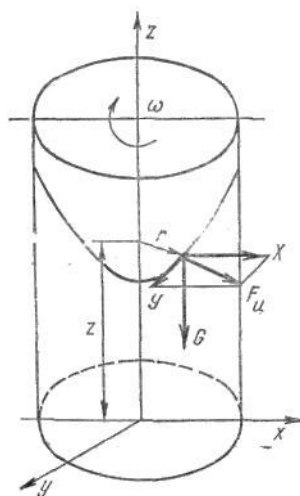
v) Aylanayotgan idishdagi suyuqlik.

Suyuqlik vertikal o`q atrofida ω burchak tezlik bilan aylanayotgan idish ichida muvozanat holatida bo`lsin (2.5- rasm). Bu holda suyuqlik zarralari markazdan qochma kuch va og`irlik kuchlari ta'sirida bo`ladi. Markazdan qochma kuch quyidagiga teng:

$$F_u = \frac{mu^2}{r} = m\omega^2 r$$

Uning proyeksiyalari esa quyidagicha topiladi:

$$F_{ux} = m\omega^2 x, \quad F_{uy} = m\omega^2 y$$



2.5-rasm Aylanayotgan jism ichidagi suyuqlik.

Shuning uchun birlik massa kuchlar quyidagilarga teng:

$$X = \omega^2 x; \quad Y = \omega^2 y; \quad Z = -g$$

Bularni (2.4) ga qo`ysak, quyidagi tenglamani olamiz:

$$\omega^2 x dx + \omega^2 y dy - g dz = 0.$$

Uni integrallasak

$$\frac{\omega^2 x^2}{2} + \frac{\omega^2 y^2}{2} - gz = const$$

bo`ladi.

Lekin $x^2 + y^2 = r^2$ bo`lgani uchun

$$\frac{\omega^2 r^2}{2} - gz = const \quad (2.7)$$

Bu bosimi teng sirtning tenglamasidir. Bu sirt aylanma paraboloid ekanligi ko`rinib turibdi. Shunday qilib, bosimi teng sirtlar o`qi vertikal bo`lgan aylanma paraboloidlar oilasidan iborat. Bu sirtlar vertikal tekislik bilan kesishganda o`qi Oz da bo`lgan parabolalar, gorizont tekisliklar bilan kesishganda esa markazi Oz da bo`lgan konsentrik aylana hosil qiladi.

2.6. Hidrostatikaning asosiy tenglamasi

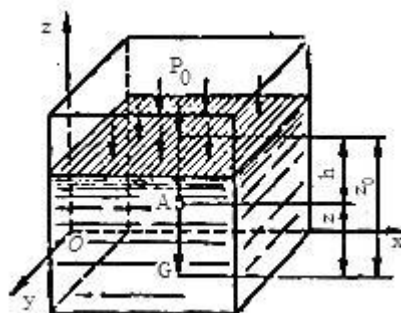
Tinch turgan idishdagi suyuqlikni qaraymiz. Bu suyuqlikka og'irlik kuchi ta'sir etadi. Koordinata o'qlarini Oz o'qi vertikal yuqoriga yo'naladigan qilib yo'naltiramiz (2.6-rasm).

Ko'rilayotgan idish ichida biror xOy tekisligidan z masofada, erkin sirtidan esa h masofada joylashgan biror A nuqtani olamiz. U holda birlik massa kuchlarning bu koordinata sistemasidagi proyeksiyalari quyidagicha bo'ladi:

$$X = 0; Y = 0; Z = -g$$

Gidrostatik bosim p , suyuqlikning erkin sirtidagi bosim p_0 bo'lsin, erkin sirt xOy tekisligidan esa z_0 masofada joylashgan bo'lsin. Bu holda gidrostatikaning asosiy tenglamasi quyidagicha yoziladi:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = 0; \frac{\partial p}{\partial y} = 0; \frac{\partial p}{\partial z} = -\rho g$$



2.6-rasm. Hidrostatikaning tenglamasiga doir chizma.

Birinchi va ikkinchi tenglamalardan bosimning x va y koordinatalarga bog'liq emas ekanligi kelib chiqadi. U holda uchinchi tenglamadan quyidagini olamiz:

$$dp = -\rho g dz$$

(Bu tenglamani (2.3) dan ham olish mumkin.) Bu esa yuqorida (1.14-§ da) aytilgandek tinch turgan idishlardagi suyuqlik bosimi gorizontaal sirtlar bo'yicha o'zgarmas degan fikrni tasdiqlaydi. Oxirgi tenglamani erkin sirtidan z nuqttagacha bo'lgan oraliq uchun integrallaymiz va quyidagi tenglamani chiqaramiz:

$$p - p_0 = -\rho g(z - z_0).$$

$z - z_0$ ning qiymati h ga teng bo'lgani uchun so'nggi tenglama quyidagicha yoziladi:

$$p = p_0 + \rho gh$$

yoki

$$p = p_0 + \gamma h \quad (2.8)$$

Bu gidrostatikaning asosiy tenglamasi deb ataladi va suyuqlikning ixtiyoriy nuqtasidagi bosimni, suyuqlik turi va olingan nuqtaning erkin sirtidan qanday masofada ekanligiga qarab aniqlaydi. Gidrostatikaning asosiy tenglamasi quyidagi qonuniyatni ifodalaydi: *suyuqlik ichidagi ixtiyoriy nuqtadagi bosim suyuqlik erkin sirtidagi, bosim p_0 va shu nuqtadagi suyuqlik ustunining bosimi (γh) yig'indisiga teng.*

2.7. Absolyut, manometrik, vakuummetrik va atmosfera bosimlari.

Suyuqlik ichidagi ixtiyoriy nuqtadagi (gidrostatikaning asosiy tenglamasi yordamida aniqlanadigan) bosim p shu nuqtadagi *absolyut bosim* deb ataladi. Suyuqlikning erkin sirtidagi bosim p_0 erkin sirtidagi absolyut bosimni beradi, γh esa suyuqlik ustunining nuqtadagi bosimini beradi. Usti yopilgan idishlardagi, suv sig'imlaridagi suyuqliklarning erkin sirtiga ta'sir qiluvchi bosim atmosfera bosimi deb ataladi va p_a harfi bilan belgilanadi. Bu holda (2.8) tenglama quyidagicha yoziladi:

$$p = p_a + \gamma h \quad (2.9)$$

Agar suyuqlik ixtiyoriy nuqtasidagi bosim atmosfera bosimidan katta ($p > p_a$) bo'lsa, (2.9) tenglamaning oxirgi hadi manometrik bosim deb ataladi:

$$p_m = \gamma h = p - p_a \quad (2.10)$$

Manometrik bosim absolyut bosimdan atmosfera bosimining chegirilgan (ayirilgan) miqdoriga teng bo'lgani uchun uni *chegirma bosim* deb ham atash mumkin.

Manometrik bosim absolyut bosimning miqdoriga qarab har xil qiymatga ega bo'lishi mumkin, masalan, $p = p_0$ bo'lganda $p_m = 0$; $p \rightarrow \infty$ bo'lganda $p_m \rightarrow \infty$, ya'ni manometrik bosim 0 bilan ∞ o'rtasidagi barcha qiymatlarini qabul qilishi mumkin.

Agar suyuqlik nuqtasidagi absolyut bosim atmosfera bosimidan kichik ($p < p_a$) bo'lsa, ularning ayirmasi vakuummetrik bosim (vakuum) p_v ga teng bo'ladi va suyuqlikdagi siyraklanish miqdorini belgilaydi:

$$p_v = \gamma h = p_a - p \quad (2.11)$$

Vakuummetrik bosim nuqtadagi bosimning atmosfera bosimidan qancha kamligini ko'rsatadi va $p = p_a$ da $p_v \rightarrow \infty$; $p \rightarrow 0$ da $p_v \rightarrow p_a$ bo'ladi. Shunday qilib, vakuummetrik bosim 0 dan p_a gacha bo'lgan qiymatlarni qabul qiladi.

Bosimni o'lchash uchun texnikada turli birliklar ishlatiladi:

1. Kuch birliklarining yuza birliklariga nisbati, masalan,

$$N/m^2; \text{kgK}/m^2; \text{kgK}/\text{sm}^2.$$

2. Suyuqlik ustunining balandliklari, masalan, mm suv. ust. - millimetr suv ustuni; m suv. ust. - metr suv ustuni, mm sim. ust. - millimetr simob ustuni.

3. Birlik yuzaga to'g'ri kelgan berilgan kuch miqdoriga nisbati yoki suyuqlik ustunining berilgan balandligi miqdorlari, masalan, texnik atmosfera (*atm*) ($1 \text{ atm} = 1 \text{ kgK}/\text{sm}^2 = 10^4 \text{ kgK}/m^2 = 735,6 \text{ mm sim. ust.}$) bar ($1 \text{ bar} = 10^5 \text{ N}/m^2$) va hokazo.

2.8. Bosim o'lchash asboblari

Bosim o'lchash asboblari ikki guruhga ajratiladi. Ular suyuqlik va mexanik asboblardir.

I. Suyuqlik asboblari:

a) *pezometrlar* - idishdagi bosim unga ulangan shisha naychada tekshirilayotgan suyuqlikning ko'tarilishiga qarab aniqlanadi (2.7- rasm). Idishdagi

bosimning katta yoki kichikligiga qarab pezometr (shisha naycha) da suvning sathi h_n balandlikka ko'tariladi. Tekshirilayotgan A nuqtadagi bosim p_a idishdagi erkin sathdagi bosim bilan undagi suv ustunining bosimi yig'indisiga teng. Pezometr orqali aniqlanganda u gidrostatikaning asosiy tenglamasi yordamida quyidagicha aniqlanadi:

$$p_A = p_a + \gamma(h + h_0). \quad (2.12)$$

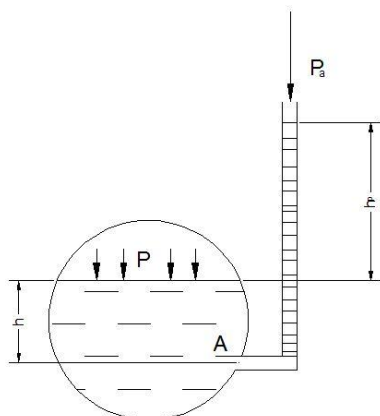
U holda pezometrda suyuqlik erkin sathining balandligi bosim orqali quyidagicha ifodalanadi:

$$h + h_n = \frac{p_A - p_a}{\gamma}$$

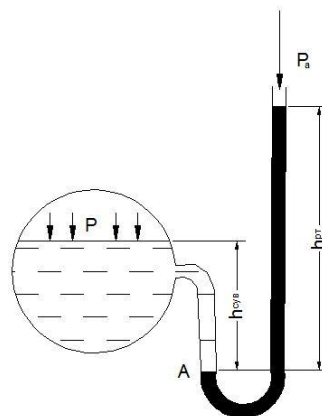
Bunday asboblarda 0,5 atm dan yuqori bo'lmagan kichik chegirma bosimlarni o'lchashda ishlatiladi. Haqiqatda ham 1 atm ga teng bo'lgan bosim 10 m suv ustunining balandligiga teng bo'lgani uchun yuqori bosimlarni o'lchashda juda uzun shisha naychalar ishlatishga to'g'ri kelgan bo'lar edi.

b) *Suyuqlik U-simon manometrlari* - bosim tekshirilayotgan suyuqlik bilan emas, simob ustuni yordamida o'lchanadi (2.8-rasm). Bu holda simobli shisha naycha idishga U-simon naycha orqali ulanadi. Bunda simobning bosimi o'lchanayotgan idishga oqib o'tishiga U-simon naychadagi qarshilik to'sqinlik qiladi. U holda A nuqtadagi bosim idish tomondagi qiymatlar orqali quyidagicha aniqlanadi:

$$p_A = p + \gamma h_1$$



2.7- rasm. Pezometr.



2.8-rasm. U-simon manometr.

Simobli naychadagi qiymatlari orqali esa

$$p_A = p_a + \gamma_{sm} h_{sm}$$

Bu ikki tenglikdan p ni topamiz:

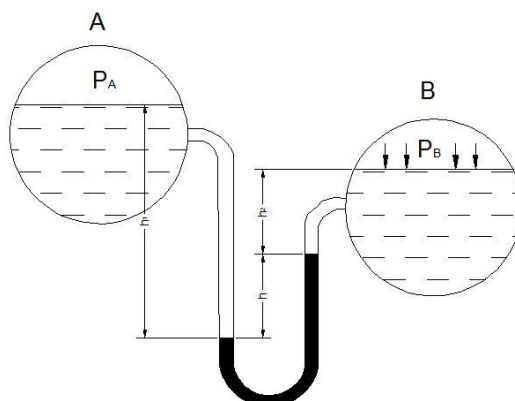
$$p = p_a + \gamma_{sm} h_{sm} - \gamma h_1 \quad (2.13)$$

Bunday manometrlar ham bir necha atmosferadan ortiq bosimni o'lchashga yaramaydi.

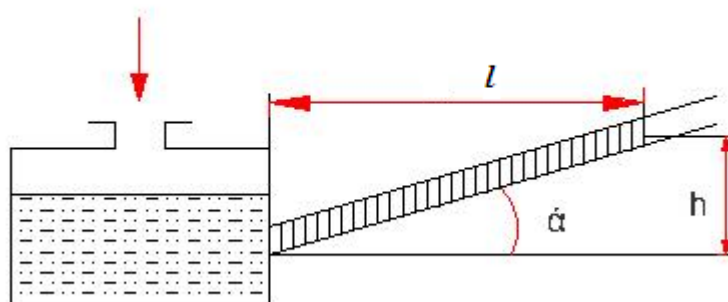
v) *Differentsial manometrlar* - ikki idishdagi bosimlar farqini o'lchash uchun ishlatiladi (2.9- rasm). Bosimlarni p_A va p_B ga teng bo'lgan ikki idish simobli

U-simon naycha orqali tutashtirilgan. Bu holda C nuqtadagi bosim birinchi idishdan bosim orqali quyidagicha ifodalanadi:

$$p_c = p_a + \gamma_1 h_1$$



2.9-rasm. Differensial manometr.



2.10- rasm. Mikromanometr

Ikkinchi idishdagi bosim orqali esa

$$p_c = p_v + \gamma_1 h_2 + \gamma_{sm} h.$$

U holda idishlardagi bosimlar farqi

$$p_a - p_v = \gamma_1 (h_2 - h_1) + \gamma_{sm} h. \quad (2.14)$$

Ikki idishdagi suyuqliklar sathi teng bo`lganda esa $h_2 - h_1 = h$ va

$$p_a - p_v = (\gamma_{sm} - \gamma_1) h$$

g) *Mikromanometrlar* - juda kichik bosimlarni o`lchash uchun ishlatiladi va suyuqlik sathining o`zgarishi sezilarli bo`lishi uchun suyuqlik to`ldirilgan idishga shisha naycha qiya burchak ostida ulanadi (2.10-rasm). U holda idishdagi chegirma bosim quyidagicha aniqlanadi: $p = \gamma h$ bo`lgani uchun

$$p = \gamma l \sin \alpha \quad (2.16)$$

shisha naychani qiyalik burchagi α qancha kichik bo`lsa, bosim shuncha aniq o`lchanadi. Ko`p hollarda manometr shisha naychasining qiyalik burchagini o`zgaruvchan qilib ishlanadi. Bu holda mikromanometrlarning qo`llanish chegarasi kengayadi.

d) *Vakuummترلar*. Tuzilishi xuddi suyuqlik U-simon manometrlariga o`xshash bo`lib, idishdagi siyraklanish darajasini aniqlaydi (2.11-rasm). Hidrostatik bosim tenglamasiga asosan

$$p + \gamma_{sm} h_{sm} = p_a$$

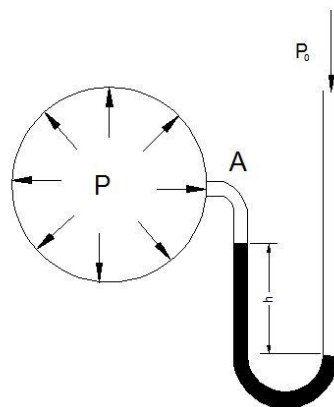
u holda

$$p = p_a - \gamma_{sm} h_{sm}; \quad (2.17)$$

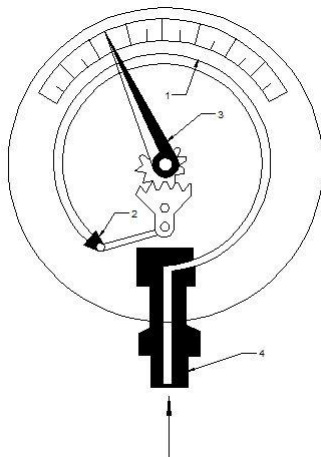
simob ustunining pasayishi idishdagi bosim va p_a orqali quyidagicha ifodalanadi:

$$h_{sm} = \frac{p_a - p}{\gamma_{sm}}$$

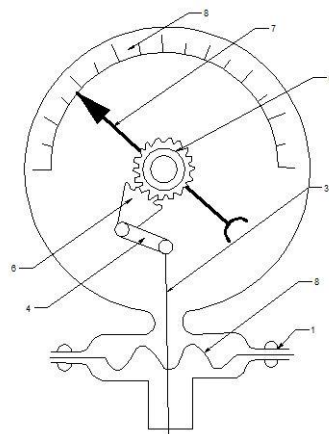
II. Mexanik asboblار (katta bosimlarni o`lchash uchun ishlatiladi va buning uchun turli mexanik sistemalardan foydalaniladi):



2.11- rasm. Vakuummטר



2.12-rasm Prujinali manometr.



2.13-rasm. Membranali manometr.

a) *Prujinali manometr* (2.12-rasm) ishi bo`sh yupqa egik latun 1 naychadan iborat bo`lib, uning bir uchi kavsharlangan. Shu uchi zanjir 2 bilan tishli uzatma 3 ga ilashtirilgan bo`ladi.

Ikkinchi uchi esa bosimi o`lchanishi zarur bo`lgan idishga bo`yin 4 orqali tutashiriladi. Egik latun naycha havo bosimi ta'sirida to`g`rilanishga harakat qilib, tishli uzatma yordamida strelkaning burilishiga sabab bo`ladi. Bunday manometrlarda bosimni ko`rsatuvchi shkala bor.

b) *Membranali manometr* (2.13-rasm) - yupqa metall plastinka yoki rezina shimdirilgan materialdan tayyorlangan plastinkaga ega bo`lib, u membrana deyiladi. Suyuqlik bosimi idish bilan tutashtiruvchi bo`yincha orqali o`tib, membranani egadi. Bu egilish natijasida richaglar sistemasi orqali strelka harakatga keladi va shkala bo`yicha surilib, bosimni ko`rsatadi.

2.9. Paskal qonuni

Suyuqlik solingan va og`zi porshen bilan yopilgan biror idish olamiz. Suyuqlik erkin sirtidagi bosim p_0 bo`lsin. U holda ixtiyoriy A nuqtadagi absolyut bosim quyidagiga teng bo`ladi:

$$p_A = p_0 + \gamma h_A$$

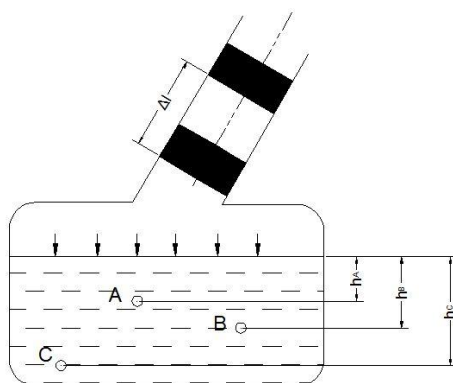
B va C nuqtalarda esa

$$p_B = p_0 + \gamma h_B$$

$$p_C = p_0 + \gamma h_C$$

Agar porshenni Δl masofaga (2.14-rasm) siljitsak, u holda suyuqlik erkin sirtidagi bosim Δp ga o`zgaradi. Suyuqlikning solishtirma og`irligi bosim o`zgarishi bilan deyarli o`zgarmaydi. Shuning uchun A, B va C nuqtalardagi bosim quyidagicha bo`ladi:

$$\left. \begin{aligned} p'_A &= p_0 + \Delta p + \gamma h_A \\ p'_B &= p_0 + \Delta p + \gamma h_B \\ p'_C &= p_0 + \Delta p + \gamma h_C \end{aligned} \right\}$$



2.14-rasm. Paskal qonunini tushuntirishga doir chizma.

Bu holda bosimning o`zgarishi hamma nuqtalar uchun bir xil bo`ladi, ya'ni

$$\left. \begin{aligned} p'_A - p_A &= \Delta p \\ p'_B - p_B &= \Delta p \\ p'_C - p_C &= \Delta p \end{aligned} \right\}$$

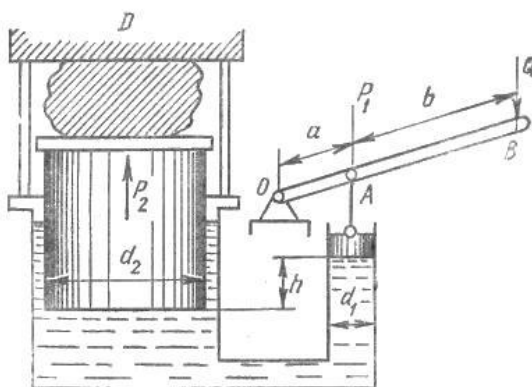
Bundan quyidagicha xulosa kelib chiqadi: *yopiq idishdagi suyuqlikka tashqaridan berilgan bosim suyuqlikning hamma nuqtalariga bir xil miqdorda (o`zgarishsiz)*

tarqaladi. Bu Paskal qonuni sifatida ma'lum. Ko'pgina gidromashinalarning tuzilishi ana shu qonunga asoslangan (masalan, gidropress, domkratlar, gidroakkumulyatorlar, hajmiy gidroyuritma va hokazo).

2.10. Hidrostatik mashinalar

Gidrostatikaning asosiy qonunlari asosida ishlaydigan mashinalar gidrostatik mashinalar deb ataladi. Ularga gidropresslar, gidroakkumulyatorlar, domkratlar (gidroko'targichlar) va boshqalar kiradi. Quyida ularning ishlash printsiplari haqida qisqacha ma'lumot beramiz.

a) **Gidropresslardan** (2.15-rasm) gidrostatik qonunlar asosida katta kuchlar hosil qilish uchun foydalaniladi. Bu narsa presslash, shtamplash, toblash, materiallarni sinash va boshqa ishlar uchun kerak. Ular ikki xil diametrli o'zaro tutashirilgan ikki silindrdan iborat bo'lib, birinchi silindrda diametri d_1 , katta silindrda esa diametri d_2 ga teng bo'lgan ikki porshen harakatlanadi. Kichik porshenga OAB richag orqali kuch qo'yiladi. Katta porshen bilan D devor o'rtasiga presslanuvchi buyum qo'yiladi. Richag qo'l bilan yoki dvigatel yordamida harakatga keltiriladi. Kichik porshen kuch ta'sirida pastga qarab siljiydi va suyuqlikka bosim beradi. Bu bosim katta silindrga ham tarqaladi va natijada katta porshen harakatga keladi. Bunday harakat katta porshen ustidagi buyum devor D ga taqalguncha davom etadi. Porshenning bundan so'nggi ko'tarilishi natijasida buyum siqila boradi va u presslanadi.



2.15-rasm. Gidropressning sxemasi.

Aytilgan usuldan faqat jismlarni ko'tarishda foydalanilsa, u holda konstruktiv sxemada D devor bo'lmaydi. Bu holda bizning mashina gidrostatik ko'targichga aylanadi. Endi, gidropresslarda kuchlarning munosabatini topamiz. OAB richagining B uchiga Q kuch qo'yilgan bo'lsin. U holda kuch momenti uchun quyidagi tenglamani olamiz:

$$Q(a + b) = P_1 a.$$

Bu tenglamadan kichik porshenga ta'sir qiluvchi kuchni topamiz:

$$P_1 = \frac{a+b}{a} Q$$

u holda kichik porshen ostidagi suyuqlik bosimi

$$p = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{a+b}{a} \frac{4Q}{\pi d_1^2}$$

ga teng bo`ladi. Katta porshen ostidagi bosim esa

$$p + \gamma h = \frac{a+b}{a} \frac{4Q}{\pi d_1^2} + \gamma h. \quad (2.20)$$

Bu yerda h porshenlarning ostki sirtlari orasidagi geometrik masofa.

Natijada katta porshenga ta'sir qiluvchi kuch quyidagicha topiladi:

$$P_2 = (p + \gamma h)\omega_2 = \left(\frac{a+b}{b} \frac{4Q}{\pi d_1^2} + \gamma h \right) \frac{\pi d_2^2}{4}. \quad (2.21)$$

Ko`pgina hollarda gidroresslarda gidrostatik bosim juda katta bo`lgani uchun γh ni tashlab yuborsa ham bo`ladi, ya'ni:

$$P_2 = \frac{a+b}{b} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 Q \quad (2.22)$$

Biz keltirgan sxema soddalashtirilgan bo`lib, gidroresslarda juda ko`p yordamchi qismlar bo`ladi. Amalda gidroresslarda suyuqlikni porshen va silindrlar orasidan sizib o`tishi, tutashtiruvchi quvurlardagi qarshilik kuchi hisobiga katta porshenga ta'sir qiluvchi kuch yuqorida keltirilgan nazariy hisobdan farq qiladi va quyidagi formula bo`yicha hisoblanadi:

$$P_2^1 = \frac{a+b}{b} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 Q \eta. \quad (2.23)$$

Bu yerda η yuqorida aytilgan xatoliklarni o`z ichiga oluvchi koeffitsiyent bo`lib, uni foydali ish koeffitsiyenti deb ataladi. Amalda bu koeffitsiyent qiymati 0,75 bilan 0,85 o`rtasida bo`ladi. Keltirilgan hisobdan ko`rinib turibdiki, silindrlarning diametrlari va richagning yelkasini tanlab olish yo`li bilan presslovchi kuchni istaganicha katta qilish mumkin. Amalda esa juda katta kuchlar paydo bo`lganda silindrlar devori deformatsiyalanishi va hatto buzilishi mumkin. Bu esa qo`shimcha qiyinchiliklar tug`diradi. Hozirgi vaqtda mavjud gidroresslarda 500 t gacha kuch hosil qilish mumkin, ayrim hollarda esa (mustahkam materiallarni presslashda) kuch 4000-8000 t ga ham yetadi.

b) **Gidroakkumulyatorlar.** Gidravlik sistemalarda bosim va suyuqlik sarfi-ning ortib ketish yoki kamayish hollari bo`ladi. Bosim va sarfning normallashtirilishi uchun mana shu hollarda gidroakkumulyatorlardan foydalaniladi. Ular suyuqlik sarfi yoki bosim ortib ketganda yuqori bosimli suyuqlikning bir qismini o`z ichiga olib, sistemada bosim va sarfni kamaytirilsa, teskari holda o`zidagi suyuqlikni sistemaga berish yo`li bilan bosimni va sarfni oshiradi. Gidroakkumulyatorlar gidrotormozlarda, ko`targichlar, presslar, shig`irlar va boshqa gidromashinalarda qo`llaniladi.

Potensial energiyaning qaysi usul bilan to'planishi va qaytarib berilishiga qarab pnevmatik, prujinali va yukli gidroakkumulyatorlarga bo'linadi. Yukli gidroakkumulyatorlar silindr, uning ichida harakatlanuvchi va yuk ortilgan yelka (obkash) li plunjerdan iborat bo'lib, silindrga gidrosistemaning suyuqlik harakat qiluvchi qismlari quvur orqali tutashirilgan bo'ladi. Sistemada bosim ortib ketsa, suyuqlik silindrga o'tib yukli plunjerni ko'taradi, bosim kamayganda esa plunjer pastga tushib suyuqlik silindrdan sistemaga qarab oqadi. Natijada bosimning o'zgarishi tekislanadi.

2.16-rasmda pnevmatik gidroakkumulyator tasvirlangan. U korpus 1, diafragma 2 dan tuzilgan bo'lib, shtutser 4 orqali gidrosistemaga ulangan bo'ladi. Shtutser 5 gidroakkumulyatorni gaz bilan to'ldirish uchun xizmat qiladi. Shayba 3 esa gazning rezina diafragmani korpusga bosib (akkumulyatorida bosim kamayganda) ezib qo'yishidan saqlaydi.

Diafragmani harakatga keltiruvchi kuch:

$$F_1 = (p_1 - p_2)\omega. \quad (2.24)$$

Suyuqlikda ishqalanish kuchi F_2 mavjud. U holda diafragma ta'sir etuvchi kuch orqali haqiqiy bosim quyidagicha aniqlanadi:

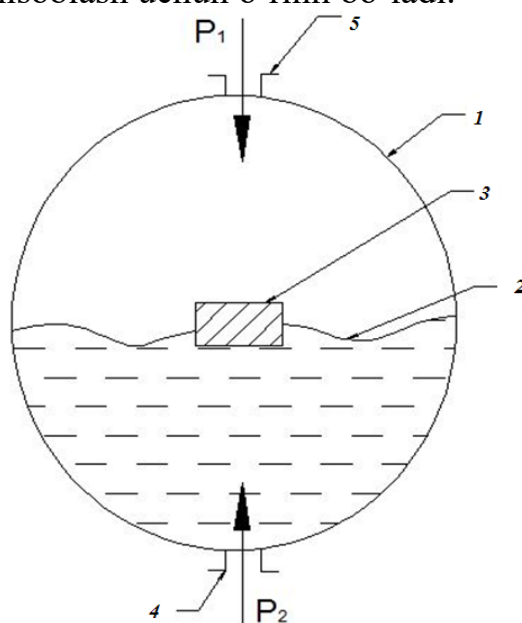
$$p = \frac{(p_1 - p_2)\omega + F_2}{\omega}. \quad (2.25)$$

Bu holda haqiqiy bajarilgan ish

$$A_x = \eta A = \eta \int pshdh \quad (2.26)$$

bu yerda η – gidroakkumulyatorning foydali ish koeffitsiyenti.

Gidrosistemadan gidroressga suyuqlik oqib o'tganida yuz beradigan qarshilikni hisobga olish mumkin edi. Bu gidroakkumulyatorga suyuqlik o'tishi tamomlanmagan taqdirdagina kerak. Boshqa hamma hollarda yuqoridagi formula gidroakkumulyatorlarni hisoblash uchun o'rinli bo'ladi.



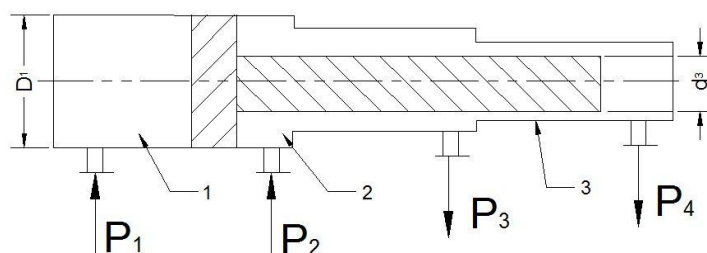
2.16- rasm. Pnevmatik gidroakkumulyatorning sxemasi.

v) **Gidromultiplikatorlar** gidrosistemadagi bosimni, uning biror qismida oshirib berish uchun foydalaniladi. Bu vazifa ko'p hollarda xususan gidroakkumulyatorlar yetarli bosimni ta'minlab berolmaganda muhim ahamiyatga ega. 2.17-rasmda gidromultiplikatorning soddalashtirilgan sxemasi keltirilgan. U differentsial silindrda harakatlanuvchi differentsial porshendan tashkil topgan. Bo'shliq 1 gidrosistemaga ulangan, bo'shliq 2 ortiqcha suyuqlikning oqib ketishi uchun, bo'shliq 3 esa suyuqlikning - gidrosistemaning ish bajaruvchi organiga bog'langan. Bo'shliq 2 dagi chegirma bosimni hisobga olmaganimizda uchinchi bo'shliqdagi bosim quyidagi formula yordamida hisoblanadi:

$$p_3 = p_1 \left(\frac{D_1}{d_3} \right)^2 \eta_g \cdot \eta_{mex} \quad (2.27)$$

bu yerda η_g – gidravlik qarshiliklarini hisobga oluvchi koeffitsiyent; η_{mex} – mexanik qarshiliklarni hisobga oluvchi koeffitsiyent.

Gidromultiplikatorlarning sarfi suyuqlik sarfining miqdoriga qarab hisobga olinadi va ular suyuqlik sarfining kichik qiymatlari uchun ishlatiladi. Suyuqlik sarfi katta o'zgarishlarga to'g'ri kelganda bunga qaraganda boshqacharoq sxemalar ishlatiladi.



2.17- rasm. **Gidromultiplikatorning chizmasi.**

Amaliy mashg'ulotlarni bajarishga doir ko'rsatma:

1-masala. Benzin bilan to'ldirilgan bak, quyoshda 50°C gacha harorati ko'tariladi. Agar bak absolyut qattiq deb qaralsa benzinning bosimi qanchaga o'zgaradi? Benzinning boshlang'ich harorati 20°C, hajmiy siqilish koeffitsiyenti

$$\beta_w = \frac{1}{1300} \frac{1}{\text{MPa}};$$

issiqlikdan kengayish harorat koeffitsiyenti.

$$\beta_t = 8 \cdot 10^{-5} \frac{1}{^\circ\text{C}}$$

Yechimi:

Siqilish va haroratdan kengayish formulalaridan foydalanib quyidagilarni yozamiz:

$$\beta_w = \frac{W_1}{W} \cdot \frac{1}{P_1} \rightarrow \frac{W_1}{W} = \beta_w P_1$$

$$\beta_t = \frac{W_1}{W} \cdot \frac{1}{t_1} \rightarrow \frac{W_1}{W} = \beta_t t_1$$

Tenglamaning o'ng tomonlarini tenglashtirib, o'zgargan bosim miqdorini aniqlaymiz:

$$\beta_w P_1 = \beta_t t_1$$

$$P_1 = \frac{\beta_t}{\beta_w} \cdot t_1 = 312 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

2-masala. Sisterna suyuqlik bilan to'ldirilgan. Agar sistema $x=3t^2+2t$ tenglama bilan harakatlanayotgan bo'lsa, $t=20$ sekunddan keyin oqim sathining gorizont bilan tashkil etgan burchakni aniqlang.

Yechish:

1. Sathining gorizont bilan tashkil etgan burchakni quyidagi formula bilan aniqlanadi:

$$\alpha = \arctg \frac{a}{g}$$

2. Sistemaning tezlanishini aniqlaymiz. Buning uchun yo'ldan xarakat tenglamasidan ikkinchi tartibli hosila olish kerak.

$$a = (x)'' = (3t^2 + 2t)'' = 6 \frac{m}{s^2}$$

Yuqoridagi formulaga olib borsak, burchak quyidagiga teng bo'ladi:

$$\alpha = \arctg \frac{a}{g} = \arctg \frac{6}{9.81} \approx 31^\circ$$

3-masala. Diametri $D=2,0$ m ga teng bo'lgan silindrsimon bakka $H=1,5$ m gacha suv va benzin quyilgan. Pezometrda suv sathi benzin sathidan $h=300$ mm past. Bakdagi benzin og'irligini aniqlang, benzin zichligi $\rho_6=700 \text{ kg/m}^3$

Yechimi:

1. Hidrostatikaning asosiy tenglamasiga asosan A nuqtadagi bosim

$$P_A = P_a + \rho_6 g h_1 + \rho g h_2$$

$$P_A = P_a + \rho g (H - h)$$

Tenglamaning o'ng tomonlarini tenglashtirib, h ni aniqlaymiz:

$$\rho_6 g h_1 + \rho g h_2 = \rho g (H - h)$$

Ma'lumki,

$$h_1 + h_2 = H; \quad h_2 = H - h_1$$

u holda

$$h_1(\rho_6 g - \rho g) = \rho g h$$

$$h_1 = \frac{\rho g h}{\rho g - \rho_6 g} = \frac{\rho h}{\rho - \rho_6} = \frac{1000 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,3 \text{ m}}{300 \text{ kg/m}^3} = 1,0 \text{ m}$$

2. Bakdagi benzin og'irligi:

$$G = \rho_6 g W = \rho_6 g \frac{\pi d^2}{4} \cdot h_1 = 22 \text{ kH}$$

4-masala. Agar simobli asbobning ko'rsatishi $h=363 \text{ mm}$, balandligi $h=1,0 \text{ m}$ bo'lsa idishdagi havoning absolyut bosimini aniqlash kerak. Simobning zichligi $\rho_s=13600 \text{ kg/m}^3$. Atmosfera bosimi 736 mm simob ustuniga teng

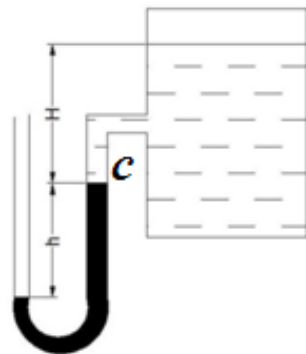
Yechimi:

1. (1.2) formuladan C nuqtadagi bosim

$$P_C = P_a - \rho_C g h$$

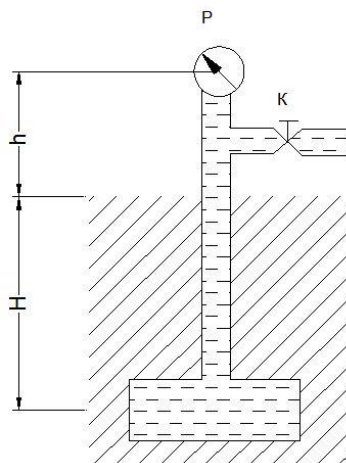
2. Suyuqlik sathidagi bosim

$$P_0 = P_C - \rho g H = P_a - \rho g h - \rho g H = 39952 \text{ kH/m}^2 \approx 40 \text{ kPa}$$



2.18-rasm

5-masala. Agar $h=1,7 \text{ m}$ balandlikda qo'yilgan vakuummetrning ko'rsatgichi $P_v=0,12 \text{ mPa}$ bo'lib, atmosfera bosimi $h_a=740 \text{ mm}$ simob ustuniga va benzin zichligi $\rho_b=700 \text{ kg/m}^3$ bo'lsa, $H=5 \text{ m}$ chuqurlikka o'rnatilgan rezervuardagi absolyut bosimni aniqlang.



2.19- rasm.

Yechimi:

1. Ma'lumki, vakuummetr vakuummetrik bosimni o'lchaydi, u holda absolyut bosim quyidagicha aniqlanadi:

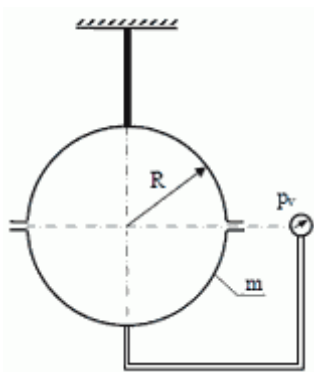
$$p_A = p_a - p_v$$
$$p_A = p_a - p_v = 0,8 \text{ at} = 0,08 \text{ MPa}$$

2. C nuqtadagi absolyut bosimni quyidagi formula yordamida hisoblaymiz:

$$p_C = p_A + \rho g(H + h) = 1,26 \text{ at.}$$

Mustaqil yechishga doir masalalar:

1. Suv bilan to'ldirilgan, radiusi $R = 0.4 \text{ m}$ bo'lgan shar shiftga osib qo'yilgan. Yarim sharning massasi $m = 150 \text{ kg}$ bo'lsa sharning markazidagi vakuummetrik bosimni aniqlang?



Berilgan:

$$R = 0,4 \text{ m}$$
$$G = 1,5 \text{ kN}$$
$$\gamma = 10 \text{ kN/m}^3$$

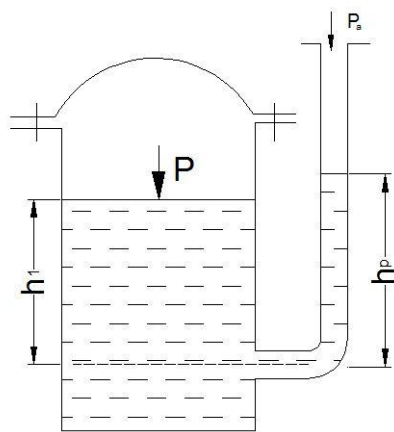
$$p_v = ?$$

2.20-rasm.

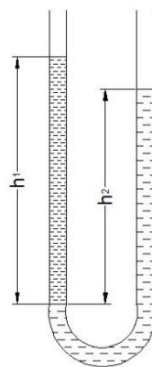
2. Idish tubidagi to'la gidrostatik bosimni toping. Idishning usti ochiq bo'lib, uning erkin sirtidagi bosim atmosfera bosimiga teng.

Aniqlangan gidrostatik bosimni har xil birliklarida ifodalang (1-jadvaldan foydalanib).

3. Yopiq idishga o'rnatilgan pezometrda suyuqlik sathini h_p toping. Suv sathidagi absolyut bosim: $p = 1,06 \text{ at}$; $h_1 = 60 \text{ sm}$; $p_a = 760 \text{ mm}$ simob ustuniga teng. (2.21-rasm).



2.21-rasm.



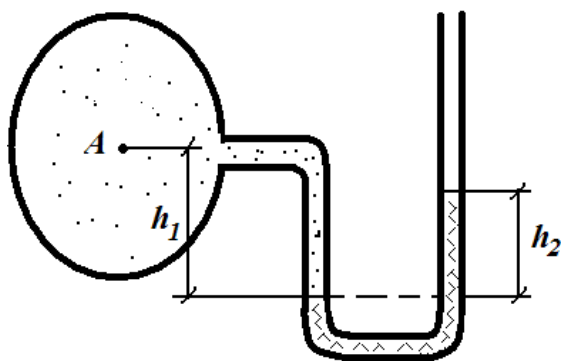
2.22-rasm.

4. Idishdagi suv sathidagi bosimni aniqlang. Pezometrdagi suyuqlik balandligi $h_p = 70$ sm, $h_1 = 40$ sm, $P_a = 100$ kPa (2.21-rasm).

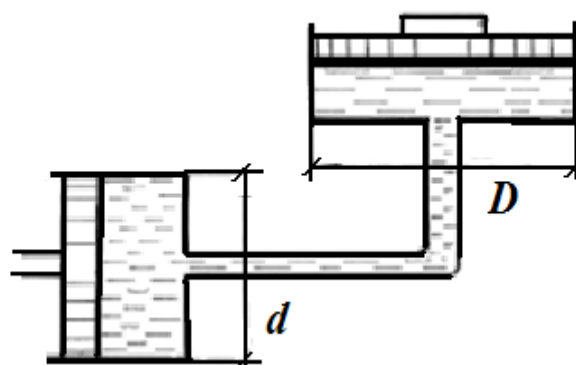
5. U – shakldagi idishga benzin va suv quyilgan. Agar $h_1 = 70$ sm; $h_2 = 50$ sm bo'lsa, benzin zichligini aniqlang (2.22-rasm).

6. A quvurdagi suvning manometrik bosimini toping. Pezometrdagi simob ustuni balandligi $h_2 = 25$ sm va $h_1 = 40$ sm. (2.23- rasm).

7. Agar katta porshenga qo'yilgan kuch $F_2 = 50$ kN, kichik porshenga qo'yilgan kuch $F_1 = 20$ kN bo'lsa, tizim muvozanatda bo'lishi uchun h ni aniqlang. Naylar suv bilan to'ldirilgan (2.24- rasm).



2.23-rasm



2.24-rasm

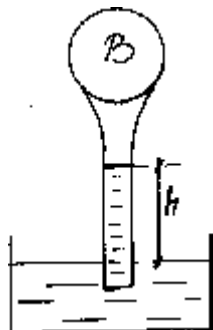
8. Balondagi -V vakuum va absolyut bosimni toping. Vakuummetrning ko'rsatishi $h = 0,7$ m suv ustuniga teng (2.25-rasm).

9. V-idishdagi vakuummetrik bosim $P_B = 0,5$ at; suyuqlikning zichligini aniqlang, agar $h = 0,7$ m; $P_a = 760$ mm simob ustuniga teng bo'lsa (2.25-rasm).

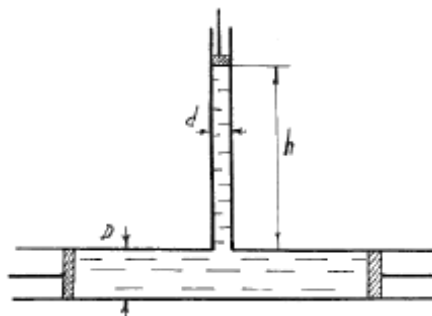
10. Rasmda ko'rsatilganidek $D = 500$ mm li quvur $d = 100$ mm li quvurga ulangan. Suv ustunining balandligi $h = 80$ sm. Quvurlarga porshen o'rnatilgan. Tizim muvozanatda bo'lishi uchun S porshenga $F_1 = 9,81$ N kuch qo'yilgan bo'lsa,

A va B porshenlarga qanday F_2 kuch qo'yilishi kerak. Porshen va quvur orasidagi ishqalanish hisobga olinmasin (2.26- rasm).

11. Agar porshenlarga qo'yilgan kuchlar $F_2 = 60$ kN; $F_1 = 20$ kN bo'lsa, h ni miqdorini aniqlang (2.26- rasm).



2.25-rasm



2.26-rasm

2.11. Tekis sirtga ta'sir qiluvchi bosim kuchi

a) **Gidrostatik g'ayritabiiylik (paradoks).** Biror idishdagi suyuqlikning chuqurligi h bo'lsin, u holda ixtiyoriy nuqtadagi bosim uning suyuqlik ichida qancha chuqurlikda bo'lganiga bog'liq bo'ladi. A, B, C nuqtalardagi bosimlar quyidagilarga teng:

$$p_A = \gamma h_A; p_B = \gamma h_B; p_C = \gamma h_C.$$

Suyuqlik tubidagi bosim kuchi esa

$$P = \gamma \omega$$

ga teng. Demak, suyuqlik tubidagi bosim kuchi suyuqlikning og'irligiga teng bo'lar ekan.

2-24-rasmda har xil shakldagi idishlar tasvirlangan va barcha idishlardagi suyuqlikning chuqurligi h ga, idish tubining sirti esa ω ga teng.

Bu holda idish tubiga bo'lgan bosim kuchi idishlarda

$$P_a = \gamma \omega; P_b = \gamma \omega; P_c = \gamma \omega; P_e = \gamma \omega \quad (2.28)$$

ya'ni, barcha idishlarda suyuqlik tubiga bo'lgan bosim kuchi idishning shakli va bosim hosil qilgan suyuqlikning miqdoridan qat'i nazar quyidagiga teng bo'ladi:

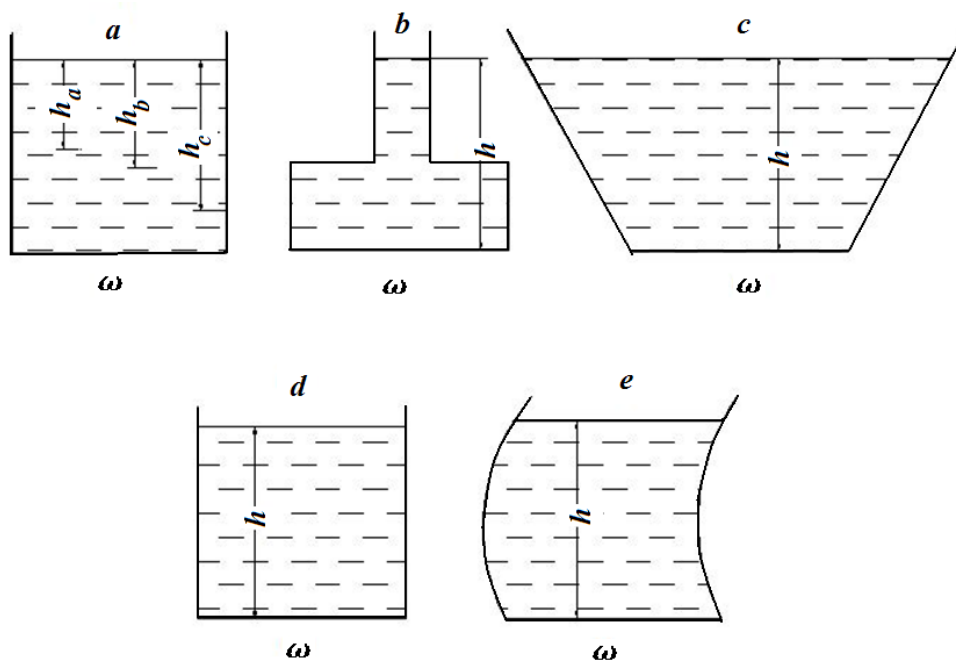
$$P = \gamma \omega$$

Qanday qilib hajmi va og'irligi har xil suyuqliklarning idish tubidagi bosimi bir xil? Bu yerda fizikaning biror qonuni noto'g'ri talqin qilinayotgani yo'qmikan?

Gidravlika qonunlari bo'yicha suyuqlikdagi bosim uning shakliga bog'liq bo'lmay, uning chuqurligiga bog'liq.

Bu hodisa gidrostatik g'ayritabiiylik deb ataladi. Bu savolga javob olish uchun Paskal qonunini chuqurroq talqin qilish kerak. Masalan, 2.24, b va 2.24, c-rasmlarni tekshirsak, birinchi holda idishning yuqoridagi devorlarida bosim yuqoriga yo'nalgan bo'lib, reaksiya kuchlari pastga yo'nalgan, 2.24, c da esa aksincha.

Ana shu hodisalar gidrostatik g'ayritabiiylikning mohiyatini ochib beradi.



2.24-rasm. Gidrostatik paradoksga doir chizma.

b) Suyuqlikning tekis sirtga ta'sir etayotgan gidrostatik bosim kuchi.

Ihtiyoriy qiya tekislikka bo'lgan bosim kuchini aniqlash kerak bo'ladi. Xususiyl holda shitlarga ta'sir qiluvchi kuchlarni aniqlash xuddi shunday masalaga olib keladi. Shitlardagi gidrostatik bosim kuchini hisoblash uchun quyidagi masalani ko'ramiz. Suyuqlik bilan to'ldirilgan idish olaylik. Uning gorizont bilan α burchak tashkil etgan qiya sirtida ω yuzaga tushadigan bosim kuchini aniqlaymiz. Oy o'qini qiya sirt yo'nalishi bo'yicha, Ox o'qini esa unga tik yo'nalishda deb qabul qilamiz (2.25-rasm). Bu holda ω sirdagi kichik $d\omega$ sirtga ta'sir etayotgan gidrostatik bosim kuchi quyidagicha aniqlanadi:

$$dP = d\omega(\gamma h + p_0). \quad (2.29)$$

bu yerda γh - suyuqlik ustunining bosimi; p_0 - erkin sirdagi bosim. U holda ω yuzaga ta'sir qilayotgan to'la bosim quyidagi formula bilan aniqlanadi:

$$P_{\omega} = \int_{(\omega)} \gamma h d\omega + \int_{(\omega)} p_0 d\omega = \gamma \int_{(\omega)} h d\omega + p_0 \int_{(\omega)} d\omega,$$

agar

$$h = y \sin \alpha$$

ekanligini hisobga olsak:

$$P_{\omega} = \gamma \sin \alpha \int_{(\omega)} y d\omega + p_0 \int_{(\omega)} d\omega, \quad (2.30)$$

bu yerda $\int_{(\omega)} y d\omega$ – sirtning Ox o`qiga nisbatan statik momenti.

Statik moment haqidagi tushunchaga asosan

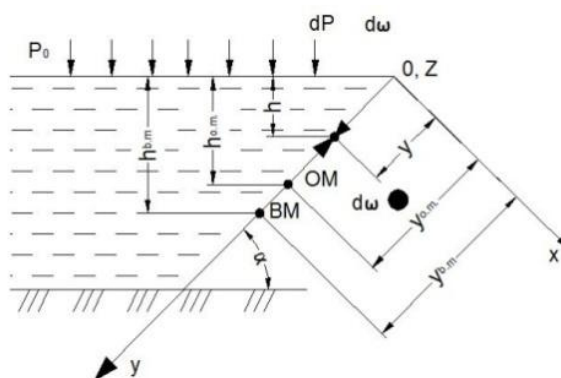
$$\int_{(\omega)} y d\omega = \omega y_{O.M.},$$

bu yerda y – og`irlik markazining koordinatasi. Rasmdan ko`rinib turibdiki,

$$y_{O.M.} \sin \alpha = h_{O.M.},$$

demak,

$$P_{\omega} = \omega(\gamma h_{O.M.} + p_0). \quad (2.31)$$



2.25-rasm. Qiya sirtga tushadigan bosimni hisoblashga doir chizma.

Agar to`liq bosim kuchini atmosfera bosimi va chegirma bosimdan iborat desak

$$P_{\omega} = P_q + P_a$$

bo`ladi, bu yerda chegirma bosim kuchi quyidagiga teng:

$$P_q = \gamma h_{O.M.} \omega \quad (2.32)$$

Demak, qiya yuzaga tushadigan bosim kuchi shu yuzga sirti bilan uning og`irlik markaziga ta'sir qiluvchi bosimning ko`paytmasiga teng bo`lib, gidrostatik bosim kuchi

$$P_a = p_0 \omega$$

va chegirma bosim kuchi

$$P_q = \gamma h_{O.M.} \omega$$

yig`indisiga teng bo`ladi. Birinchi kuch yuzaning og`irlik markaziga qo`yilgan bo`lib, ikkinchi kuch undan pastroqqa qo`yilgan bo`ladi.

s) Bosim markazini topish

Chegirma bosim teng ta'sir etuvchisining qo'yilish nuqtasi bosim markazi deb ataladi. Bu nuqtani topish shitlarning o'lchamlarini aniqlash uchun kerak bo'ladi. Shuning uchun bosim markazi koordinatasini topish shitlarni hisoblashda juda zarur. 2.25-rasmdan bosim markazining koordinatasi $y_{b.M}$ ga teng deb hisoblab, ω sirtga ta'sir qilayotgan momentni aniqlaymiz:

$$P \cdot y_c = \int_{(\omega)} dPy = \int_{(\omega)} \gamma h d\omega \quad (2.33)$$

Rasmdan

$$h_{o.M.} = y_{o.M.} \sin \alpha, \quad h = y \sin \alpha$$

ekanligi ko'rinib turibdi. U holda (2.33) munosabatdan quyidagi kelib chiqadi:

$$\omega \cdot y_{o.M.} \cdot y_{\bar{o.M.}} = \int_{(\omega)} y^2 d\omega = I_x \quad (2.34)$$

bu yerda $I_x = \int_{(\omega)} y^2 d\omega$ – ko'rilayotgan sirtning Ox o'qqa nisbatan inertsia momenti.

U holda (2.34) dan bosim markazini topamiz:

$$y_{\bar{o.M.}} = \frac{I_x}{\omega \cdot y_{o.M.}} \quad (2.35)$$

Inertsia momentini quyidagicha ifodalash mumkin:

$$I_x = I_{o.M.} + \omega \cdot y_{o.M.}^2, \quad (2.36)$$

bu yerda $I_{o.M.}$ – ko'rilayotgan yuzaning uning og'irlik markazidan o'tuvchi o'qqa nisbatan inertsia momenti.

U holda (2.36) ni (2.35) ga qo'yib, bosim markazini quyidagicha topamiz:

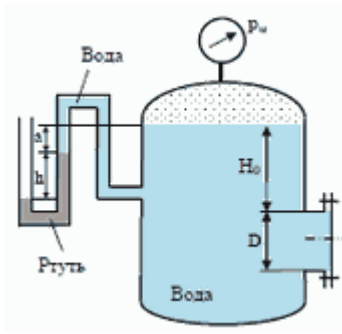
$$y_{\bar{o.M.}} = y_{o.M.} + \frac{I_{o.M.}}{\omega \cdot y_{o.M.}} \quad (2.37)$$

Bu tenglamadan ko'rinadiki, bosim markazi ko'rilayotgan qiya sirt og'irlik markazidan $\frac{I_{o.M.}}{\omega \cdot y_{o.M.}}$ miqdorda pastda joylashgan bo'lib, sirt gorizonta bo'lgan xususiy holdagina bu farq 0 ga teng, (ya'ni, og'irlik markazi bilan bosim markazi ustma-ust tushadi).

Amaliy mashg'ulotlarni bajarishga doir ko'rsatma:

1 – Masala. Rezervuar qopqog'iga ta'sir etayotgan *GBK* ni va bosim markazini quyidagi holatlarda aniqlang.

1. Diametri $D = 1m$. Manometr ko'rsatgichi $P_m = 0.08 MPa$ $H_0 = 15m$.



2.26-rasm

Berilgan

$$H_0 = 1.5 \text{ m}$$

$$D = 1 \text{ m}$$

$$P_M = 80 \text{ kN/m}^2$$

$$\gamma = 10 \text{ kN/m}^3$$

Yechish

Birinchi holat uchun.

1) Qopqoqning og'irlik markazidagi bosimni aniqlaymiz.

$$P_c = P_M + \gamma \cdot h_c = P_M + \gamma \cdot \left(H_0 + \frac{D}{2} \right) = 80 + 10 \cdot \left(1.5 + \frac{1}{2} \right) = 80 + 10 \cdot 2 = \frac{100 \text{ kN}}{\text{m}^2}$$

2) Qopqoq yuzasini aniqlaymiz.

$$\omega = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 0.785 \cdot 1^2 = 0.785 \text{ m}^2$$

3) Ta'sir etayotgan GBK ni aniqlaymiz

$$F = P_c \cdot \omega = 100 \cdot 0.785 = 78.5 \text{ kN}$$

2 – Masala. Qopqoq o'lchamlari $a=1,0 \text{ m}$; $b=1,2 \text{ m}$; suyuqlik zichligi $\rho=700 \text{ kg/m}^3$ va rezervuarga o'rnatilgan manometrning ko'rsatishi $p_m=0,08 \text{ MPa}$; $H_0=1,5 \text{ m}$.

Yeshimi:

1. Tekis shakl og'irlik markaziga qo'yilgan bosimni aniqlaymiz:

Formuladan ixtiyoriy nuqtadagi bosim:

$$p_c = p_0 + \rho g h_c$$

bu yerda: p_0 – tashqi bosim, $p_0 = p_m + p_a$

U holda

$$p_c = p_m + p_a + \rho g \left(H_0 + \frac{a}{2} \right)$$

2. Tekis shakl yuzasini aniqlaymiz:

$$\omega = ba$$

3. Hidrostatik bosim kuchini aniqlaymiz:

$$P = p_c \omega = \left[p_m + p_a + \rho g \left(H_0 + \frac{a}{2} \right) \right] ab$$

Berilgan qiymatlarni qo'yib, gidrostatik bosim kuchini hisoblaymiz:

$$P = p_c \omega = \left[0.08 \cdot 10^6 \frac{N}{m^2} + 10^5 \frac{N}{m^2} + 700 \frac{kg}{m^3} \cdot 9.81 \frac{m}{s^2} (1.5m + 0.5m) \right] \cdot 1.2m^2 \\ = 232800N \approx 233kN$$

4. Bosim markazini aniqlaymiz:

$$h_d = h_c + \frac{J_0}{h_c \omega}$$

bu yerda:

$$h_c = H_0 + \frac{a}{2}; \quad \omega = ab; \quad J_0 = \frac{ba^3}{12}$$

u holda, berilgan qiymatlarni qo'yib h_D ni aniqlaymiz:

$$h_d = \left(H_0 + \frac{a}{2} \right) + \frac{ba^3}{\left(H_0 + \frac{a}{2} \right) 12ba} = 2 + \frac{1}{24} = 2.06m$$

Endi bosim markazini aniqlashni boshqa hollarda ham ko'ramiz.

3– Masala. Yuqoridagi masalada idish devori burchak ostida joylashgan bo'lsa z_d ni aniqlaymiz:

bu yerda: $H_0 = 1,5$

$$a = 1,4 \text{ m}$$

$$b = 1,2 \text{ m}$$

$\alpha = 60^\circ$ bo'lib, bosim markazini aniqlash kerak bo'lsin:

$$z_d = z_c + \frac{J_0}{z_c \omega}$$

u holda

$$h_d = z_d \sin \alpha = 2.17m$$

Bunday hollarda bosim markazini aniqlashning bir qulay usuli bor (Mazkur usul mualliflar tomonidan taklif qilingan). Burchak ostida joylashgan tekis shakl vertikal tekislikka proyeksiyalanib, bosim markazi (2.37) formula bilan hisoblanadi:

$$h_d^x = h_c^x + \frac{J_0^1}{h_c^x \omega^1}$$

bu yerda: J_0^1 – tekis shakl proyeksiyasining inertsia momenti;

ω^1 – tekis shaklning vertikal tekislikka proyeksiyasi.

U holda,

$$h_D = 2,17 \text{ m}$$

4 – Masala. O'lchamlari $L=2.5$; $B = 10 \text{ m}$ bo'lgan darvoza (zatvor) chuqurligi $H = 2.3m$ bo'lgan suvni to'sib turibdi.

Aniqlansin:

a) Trossdagi kuchlanish (zatvor og'irligi hisobga olinmasin)

b) Sharnirdagi reyaktsiya kuchi R.

Berilgan:

$$L = 2.5 \text{ m}$$

$$B = 10 \text{ m}$$

$$H = 2.3 \text{ m}$$

$$\gamma = 10 \text{ kN/m}^3$$

$$T = ? \quad R = ?$$

Yechish:

1) Zatvorning og'irlik markazidagi bosimni aniqlaymiz.

$$p_c = \gamma \cdot h_c = \gamma \cdot \frac{H}{2} = 10 \cdot \frac{2.3}{2} = 10 \cdot 1.15 = 11.5 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$$

2) Yuzani aniqlaymiz.

$$\omega = L \cdot B = 2.5 \cdot 10 = 25 \text{ m}^2$$

3) Ta'sir etayotgan GBK ni aniqlaymiz.

$$P = p_c \cdot \omega = 11.5 \cdot 25 = 287.5 \text{ kN}$$

4) Bosim markazini aniqlaymiz

$$Z_d = Z_c + \frac{J}{Z_c \cdot \omega}$$

$$Z_c = \frac{H}{2} \cdot \frac{L}{H} = \frac{2.5}{2} = 1.25 \text{ m}$$

$$\omega = 2.5 \text{ m}^2$$

$$J = \frac{B \cdot L^2}{12} = \frac{10 \cdot 2.5^3}{12} = 13$$

5) Trossdagi kuchlanish T ni aniqlaymiz. $\Sigma M_0 = 0$

$$T \cdot L - P \cdot (L - Z_d) = 0$$

$$T = \frac{P \cdot (L - Z_d)}{L} = \frac{287.5 \cdot (2.5 - 1.66)}{2.5} = 96.6 \text{ kN}$$

6) Sharnirdagi R reaksiya kuchini aniqlaymiz.

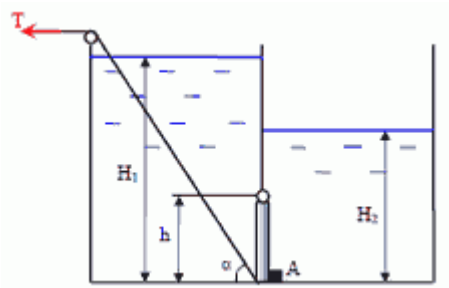
$$\sum M_A = 0$$

$$R \cdot L - F \cdot Z_d = 0$$

$$R = \frac{P \cdot Z_d}{L} = \frac{287.5 \cdot 1.66}{2.5} = 191 \text{ kN}$$

Javob: $T = 96.6 \text{ kN}$ $R = 191 \text{ kN}$

5 – Masala. Ikki qismga ajratilgan rezervuar o'rtasiga bo'yi $h = 0.4 \text{ m}$, eni $b = 0.8 \text{ m}$ bo'lgan shit o'rnatilgan. Suvning chuqurliklari $H_1 = 1.6 \text{ m}$, $H_2 = 1.0 \text{ m}$, $\alpha = 60^\circ$, $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$. Shitni ochish uchun kerak bo'lgan T kuchi va A tayanchdagi reaksiya kuchini aniqlang.



Berilgan:

$$H_1 = 1.6 \text{ m}$$

$$H_2 = 1 \text{ m}$$

$$\alpha = 60$$

$$\gamma = 10 \text{ kN/m}^3$$

$$h = 0.4 \text{ m}$$

$$b = 0.8 \text{ m}$$

$$T = ? \quad R_A = ?$$

Yechish:

- 1) Chap tomondan shitning og'irlik markazidagi bosimni aniqlaymiz.

$$p_{c1} = \gamma \cdot h_c = \gamma \cdot \left(H_1 - \frac{h}{2} \right) = 10 \cdot \left(1.6 - \frac{0.4}{2} \right) = 10 \cdot 1.4 = 14 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$$

- 2) Yuzasini aniqlaymiz.

$$\omega_1 = h \cdot b = 0.4 \cdot 0.8 = 0.32 \text{ m}^2$$

- 3) Ta'sir etayotgan GBK ni aniqlaymiz.

$$P_1 = p_{c1} \cdot \omega_1 = 14 \cdot 0.32 = 4.48 \text{ kN}$$

- 4) Bosim markazini aniqlaymiz.

$$h_{d1} = h_{c1} + \frac{J_1}{h_{c1} \cdot \omega_1}$$

$$h_{c1} = 1.4 \text{ m} \quad \omega_1 = 0.32 \text{ m}^2$$

$$J_1 = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{0.8 \cdot 0.4^3}{12} = 0.0042$$

$$h_{d1} = 1.4 + \frac{0.0042}{1.4 \cdot 0.32} = 1.409 \text{ m}$$

- 5) O'ng tomondan shitning og'irlik markazidagi bosimni aniqlaymiz.

$$p_{c2} = \gamma \cdot h_{c2} = \gamma \cdot \left(H_2 - \frac{h}{2} \right) = 10 \cdot \left(1 - \frac{0.4}{2} \right) = 10 \cdot 0.8 = 8 \text{ kN/m}^2$$

- 6) Yuzasini aniqlaymiz.

$$\omega_2 = h \cdot b = 0.4 \cdot 0.8 = 0.32 \text{ m}^2$$

- 7) Ta'sir etayotgan GBK ni aniqlaymiz.

$$P_2 = p_{c2} \cdot \omega_2 = 8 \cdot 0.32 = 2.56 \text{ kN}$$

- 8) Bosim markazini aniqlaymiz.

$$h_{d2} = h_{c2} + \frac{J}{h_{c2} \cdot \omega_2}$$

$$h_{c2} = 0.8 \text{ m} \quad \omega_2 = 0.32 \text{ m}^2$$

$$J_2 = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{0.8 \cdot 0.4^3}{12} = 0.0042$$

$$h_{d2} = 0.8 + \frac{0.0042}{0.8 \cdot 0.32} = 0.816 \text{ m}$$

- 9) T kuchini aniqlash uchun sharnir turgan nuqtani O deb belgilab moment olamiz.

$$T \cdot h \cdot \cos\alpha - P_1 \cdot [h_{d1} - (H_1 - h)] + P_2 \cdot [h_{d2} - (H_2 - h)] = 0$$

$$T = \frac{P_1 \cdot [h_{d1} - (H_1 - h)] + P_2 \cdot [h_{d2} - (H_2 - h)]}{h \cdot \cos\alpha}$$

$$= \frac{14 \cdot [1.409 - (1.6 - 0.4)] - 8 \cdot [0.816 - (1 - 0.4)]}{0.4 \cdot 0.5}$$

$$= \frac{14 \cdot 0.209 - 8 \cdot 0.216}{0.2} = \frac{2.926 - 1.728}{0.2} = \frac{1.198}{0.2} = 6 \text{ kN}$$

10) A nuqtadagi reaksiya kuchini aniqlaymiz.

$$\sum M_0 = 0$$

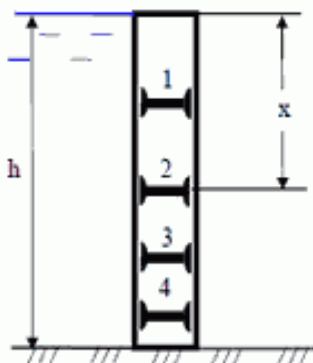
$$R_A \cdot h - P_1 \cdot [h_{d1} - (H_1 h)] + P_2 \cdot [h_{d2} - (H_2 - h)] = 0$$

$$R_A = \frac{P_1 \cdot [h_{d1} - (H_1 h)] - P_2 \cdot [h_{d2} - (H_2 - h)]}{h} = \frac{2.926 - 1.728}{0.4} = \frac{1.198}{0.4}$$

$$= 4.95 \text{ kN}$$

Javob: $T = 6 \text{ kN}$ $R_A = 4.95 \text{ kN}$

6 – Masala. Eni $b = 6 \text{ m}$ bo‘lgan ikki qavat shit orasiga balkalar joylashtirilgan. Suvning chuqurligi va shitning balandligi $h = 4 \text{ m}$. Zo‘riqish bir xilda taqsimlanishi uchun x qanday masofada bo‘lishi kerak?



Berilgan:

$$h = 4 \text{ m}$$

$$b = 6 \text{ m}$$

$$\gamma = 10 \text{ kN/m}^3$$

$$x = ?$$

Yechish:

1) Shitning og‘irlik markazidagi bosimni aniqlaymiz

$$p_c = \gamma \cdot h_c = \gamma \cdot \frac{h}{2} = 10 \cdot \frac{4}{2} = 20 \text{ kN/m}^2$$

2) Yuzasini aniqlaymiz.

$$\omega = h \cdot b = 4 \cdot 6 = 24 \text{ m}^2$$

3) Ta’sir etayotgan GBK ni aniqlaymiz.

$$P = p_c \cdot \omega = 20 \cdot 24 = 480 \text{ kN}$$

4) Bosim markazini aniqlaymiz.

$$h_d = h_c + \frac{J}{h_c \cdot \omega}$$

$$h_c = 2 \text{ m} \quad \omega = 24 \text{ m}^2$$

$$J = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{6 \cdot 2^3}{12} = 4$$

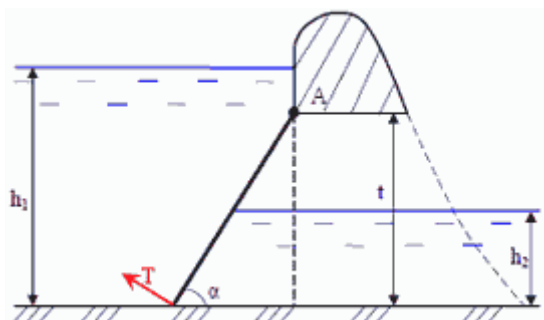
$$h_d = 2 + \frac{4}{2 \cdot 24} = 2.083 \text{ m} \rightarrow h_d = X = 2.083 \text{ m}$$

Javob: $X = 2.083 \text{ m}$

7 – Masala. To‘g‘onning suv chiqish qismida eni $b = 6 \text{ m}$ bo‘lgan shit o‘rnatilgan. Yuqori b‘efda suv chuqurligi $h_1 = 23 \text{ m}$, pastki b‘efda esa $h_2 = 11.5 \text{ m}$, chiqish qismi balandligi $t = 17.25 \text{ m}$. Qiyalik $\alpha = 45^\circ$. Shit A o‘qi atrofida aylanadi. Shitning og‘irligi $G = 100 \text{ kH}$.

Aniqlanishi kerak .

- Shit ta‘sir etayotgan GBK P_1 va P_2
- Umumiy GBK P_{um}
- Umumiy kuch bosim markazi.
- Shitni qo‘zg‘atuvchi T kuchi.



Berilgan

$$\begin{aligned} h_1 &= 23 \text{ m} \\ h_2 &= 11.5 \text{ m} \\ t &= 17.25 \text{ m} \\ b &= 6 \text{ m} \\ \alpha &= 45^\circ \\ G &= 100 \text{ kN} \end{aligned}$$

$$\gamma = 10 \text{ kN/m}^3$$

Yechish:

- Yuqori b‘efdan shitning og‘irlik markazidagi bosimni aniqlaymiz.

$$\begin{aligned} p_{c1} &= \gamma \cdot h_{c1} = \gamma \cdot \left[(h_1 - t) + \frac{t}{2} \right] = 10 \cdot \left[(23 - 17.25) + \frac{17.25}{2} \right] = 10 \cdot 14.25 \\ &= 142.5 \text{ kN/m}^2 \end{aligned}$$

- Yuzasini aniqlaymiz.

$$\omega_1 = \frac{t}{\sin \alpha} \cdot b = \frac{17.5}{0.707} \cdot 6 = 148.5 \text{ m}^2$$

- Ta‘sir etayotgan GBK ni aniqlaymiz.

$$P_1 = p_{c1} \cdot \omega_1 = 142.5 \cdot 148.5 = 21161.25 \text{ kN}$$

- Pastki b‘efdan shitning og‘irlik markazidagi bosimni aniqlaymiz.

$$p_{c2} = \gamma \cdot h_{c2} = \gamma \cdot \frac{h_2}{2} = 10 \cdot \frac{11.5}{2} = 57.5 \frac{kN}{m^2}$$

5) Yuzasini aniqlaymiz.

$$\omega_2 = \frac{h_2}{\sin \alpha} \cdot b = \frac{11.5}{0.707} \cdot 6 = 97.9 m^2$$

6) Ta'sir etayotgan GBK ni aniqlaymiz.

$$P_2 = p_{c2} \cdot \omega_2 = 57.5 \cdot 97.6 = 5612 kN$$

7) Shitga ta'sir etayotgan umumiy GBK ni aniqlaymiz.

$$\Sigma_x = P_{um} = P_1 - P_2 = 21161.25 - 5612 = 15549.25 kN$$

8) Yuqori b'efdagi bosim markazini aniqlaymiz.

$$Z_{d1} = Z_{c1} + \frac{J}{Z_{c1} \cdot \omega_1}$$

$$Z_{c1} = \frac{h_{c1}}{\sin \alpha} = \frac{14.25}{0.707} = 20.15 m$$

$$\omega_1 = 148.5 m^2$$

$$J_1 = \frac{b}{12} \cdot \left(\frac{t}{\sin \alpha} \right)^3 = \frac{6}{12} \cdot \left(\frac{17.25}{0.707} \right)^3 = 0.5 \cdot 14524.7 = 7262.38$$

$$Z_{d1} = 20.15 + \frac{7262.38}{20.15 \cdot 148.5} = 22.57 m$$

9) Pastki b'efdagi bosim markazini aniqlaymiz.

$$Z_{d2} = Z_{c2} + \frac{J}{Z_{c2} \cdot \omega_2} = 8.13 + \frac{2151.8}{8.13 \cdot 97.6} = 10.84 m$$

$$Z_{c2} = \frac{h_{c2}}{\sin \alpha} = \frac{5.75}{0.707} = 8.13 m$$

$$\omega_2 = 97.6 m^2$$

$$J = \frac{b}{12} \cdot \left(\frac{h_2}{\sin \alpha} \right)^3 = \frac{6}{12} \cdot \left(\frac{11.5}{0.707} \right)^3 = 0.5 \cdot 4303.6 = 2151.8 m$$

10) Umumiy ta'sir etayotgan GBK ning qo'yilish nuqtasini aniqlash uchun A nuqtaga nisbatan moment olamiz.

$$\Sigma M_0 = 0$$

$$P_{um} l = P_1 \cdot \left[Z_{d1} - \left(\frac{h_1 - t}{\sin \alpha} \right) \right] - P_2 \cdot \left[Z_{d2} + \left(\frac{t - h_2}{\sin \alpha} \right) \right]$$

$$l = \frac{F_1 \cdot \left[Z_{d1} - \left(\frac{h_1 - t}{\sin \alpha} \right) \right] - F_2 \cdot \left[Z_{d2} + \left(\frac{t - h_2}{\sin \alpha} \right) \right]}{F_{um}}$$

$$= \frac{21161.25 \cdot \left[22.57 - \left(\frac{23.5 - 17.25}{0.707} \right) \right] - 5612 \cdot \left[10.84 + \left(\frac{17.25 - 11.5}{0.707} \right) \right]}{15549.25}$$

$$= \frac{21161.25 \cdot 13.73 - 5612 \cdot 18.97}{15549.25} = \frac{184084.32}{15549.25} = 11.83 \text{ m}$$

$$l = 11.83 \text{ m}$$

- 11) Shitni qo'zg'atuvchi T kuchni aniqlash uchun A nuqtaga nisbatan moment olamiz.

$$\Sigma M_0 = 0$$

$$T \cdot \frac{t}{\sin \alpha} - P_{um} \cdot l - G \cdot \frac{t}{2 \cdot \sin \alpha} = 0$$

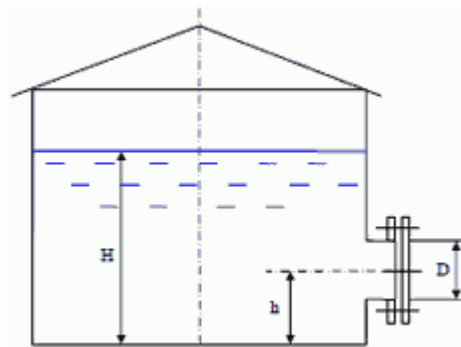
$$T = \frac{P_{um} \cdot l - G \cdot \frac{t}{2 \cdot \sin \alpha}}{\frac{t}{\sin \alpha}} = \frac{15549.25 \cdot 11.83 - 100 \cdot \frac{17.25}{2 \cdot 0.707}}{\frac{17.25}{0.707}}$$

$$= \frac{183947.62 - 1219.94}{24.398} = 7489.4 \text{ kN}$$

Javob: $P_1 = 21161.25 \text{ kN}$

$P_2 = 5612 \text{ kN}$

8 – Masala. Rezervuarga zichligi $\rho = 860 \text{ kg/m}^3$ bo'lgan kerosin quyilgan. Kerosin chuqurligi $H = 8 \text{ m}$ rezervuar tubigacha. $h = 0.5 \text{ m}$. Qopqoq diametri $D = 0.75 \text{ m}$, va u $n = 12$ dona bolt bilan qotirilgan. Ruxsat etilgan kuchlanish $\sigma = 700 \text{ kg/m}^2 = 70 \text{ MIIa}$ boltlar diametrini aniqlang.



Berilgan:

$$H = 8 \text{ m}$$

$$h = 0.5 \text{ m}$$

$$\gamma = 8.6 \text{ kN/m}^3$$

$$D = 0.75 \text{ m}$$

$$n = 12$$

$$\sigma = 700 \text{ kg/sm}^2$$

$$d = ?$$

- 1) Qopqoqning og'irlik markazidagi bosimni aniqlaymiz.

$$p_c = \gamma \cdot h_c = \gamma \cdot (H - h) = 8.6 \cdot (8 - 0.5) = 0.86 \cdot 7.5 = 64.5 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$$

- 2) Yuzasini aniqlaymiz.

$$\omega = \frac{\pi d^2}{4} = 0.785 \cdot 0.75^2 = 0.44 \text{ m}^2$$

3) Ta'sir etayotgan GBK ni aniqlaymiz.

$$P = p_c \cdot \omega = 64.5 \cdot 0.44 = 28.48 \text{ kN}$$

4) Kuchni boltlarga taqsimlaymiz.

$$Q = \frac{P}{n} = \frac{28.48}{12} = 2.37 \text{ kN} = 237 \text{ kgk}$$

5) Cho'zilish va siqilish defarmatsiyasiga asosan, ruxsat etilgan kuchdan foydalanib boltlar diametrini aniqlaymiz.

$$\sigma = \frac{Q}{\omega_\sigma} \leq [\sigma]$$

$$\omega_\sigma = \frac{Q}{[\sigma]} \quad \omega_\sigma = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$d = \sqrt{\frac{Q}{[\sigma]} \cdot \frac{4}{\pi}} = \sqrt{\frac{237}{700} \cdot \frac{4}{3.14}} = 0.65 \text{ sm}$$

$$d \geq 0.65 \text{ sm} = 6.5 \text{ mm}$$

9 – Masala. Suvni to'sib turgan zatvorning o'lchamlari: bo'yi $a = 4 \text{ m}$, eni $b = 2 \text{ m}$ va qalinligi $c = 0.2 \text{ m}$ chap tomonidagi suvning chuqurligi $h_1 = 3 \text{ m}$, o'ng tomonidagi suvning chuqurligi $h_2 = 1.5 \text{ m}$. Zatvor metaldan tayyorlangan $\gamma_m = 75 \text{ kN/m}^3$. Ishqalanish koeffitsiyenti $f = 0.4$. Suvning solishtirma og'irligi $\gamma = 10 \text{ kg/m}^3$ bo'lsa zatvorni ko'taruvchi dastlabki kuch T ni aniqlang?

Berilgan:

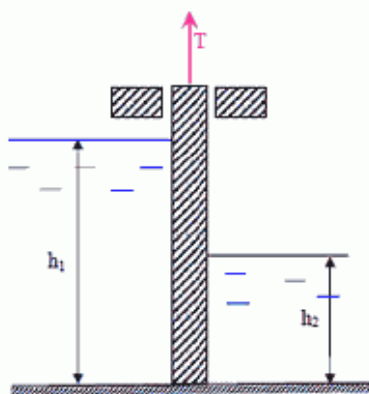
$$a = 4 \text{ m}, b = 2 \text{ m}, c = 0.2 \text{ m}$$

$$h_1 = 3 \text{ m}, h_2 = 1.5 \text{ m},$$

$$\gamma_m = 75 \text{ kN/m}^3$$

$$f = 0.4$$

$$T = ?$$



1) Chap tomondan zatvorning og'irlik markazidagi bosimni aniqlaymiz.

$$p_{c1} = \gamma \cdot h_{c1} = \gamma \cdot \frac{h_1}{2} = 10 \cdot \frac{3}{2} = 10 \cdot 1.5 = 15 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$$

2) Yuzasini aniqlaymiz.

$$\omega_1 = h_1 \cdot b = 3 \cdot 2 = 6 \text{ m}^2$$

3) Ta'sir etayotgan GBK ni aniqlaymiz.

$$P_1 = p_{c1} \cdot \omega_1 = 15 \cdot 6 = 90 \text{ kN}$$

4) O'ng tomondan shitning og'irlik markazidagi bosimni aniqlaymiz,

$$P_{c2} = \gamma \cdot h_{c2} = \gamma \cdot \frac{h_2}{2} = 10 \cdot \frac{1.5}{2} = 10 \cdot 0.75 = 7.5 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$$

5) Yuzasini aniqlaymiz.

$$\omega_2 = h_2 \cdot b = 1.5 \cdot 2 = 3 \text{ m}^2$$

6) Ta'sir etayotgan GBK ni aniqlaymiz.

$$P_2 = p_{c2} \cdot \omega_2 = 7.5 \cdot 3 = 22.5 \text{ kN}$$

7) Zatvorning og'irlik kuchini aniqlaymiz.

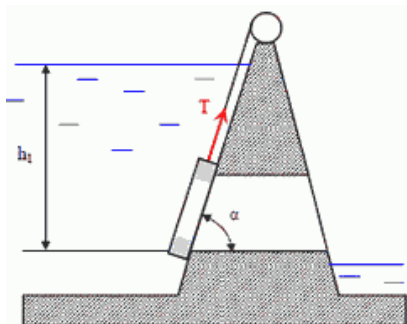
$$G = \gamma_m \cdot W = \gamma_m \cdot a \cdot b \cdot 0.2b = 75 \cdot 4 \cdot 2 \cdot 0.2 \cdot 2 = 75 \cdot 3.2 = 240 \text{ kN}$$

8) Zatvorni ko'taruvchi T kuchni aniqlaymiz.

$$T \geq G + (F_1 + F_2) \cdot f = 240 + (90 + 22.5) \cdot 0.4 = 240 + 45 = 285$$

Javob : $T \geq 285 \text{ kN} = 25.5 \text{ Tk}$

10 – Masala. To'g'onda suvning chiqish qismini to'sib turuvchi shitning balandligi $a = 2 \text{ m}$, eni $B = 1.6 \text{ m}$, qalinligi $c = 0.25b$, $\alpha = 60^\circ$. Shitning pastki qismigacha bo'lgan chuqurlik $h_1 = 10 \text{ m}$, shitning massasi $m = 2 \text{ t}$, ishqalanish $f = 0.3$ suvning solishtirma og'irligi $\gamma = 10 \text{ kN/m}^3$ bo'lsa shitni ko'taruvchi T kuchni aniqlang?



Berilgan:

$$h_1 = 10 \text{ m}, \quad a = 2 \text{ m}, \quad b = 1.6 \text{ m}, \quad c = 0.25b$$
$$\alpha = 60^\circ \quad m = 2 \text{ t} \quad f = 0.3 \quad \gamma = 10 \text{ kN/m}^3 = 1 \text{ Tk/m}^3$$
$$T = ?$$

Yechish:

1) Shitning 0 og'irlik markazidagi bosimni aniqlaymiz.

$$P_c = \gamma \cdot h_c = \gamma \cdot \left(h_1 - \frac{a}{2} \right) = 1 \cdot \left(10 - \frac{3}{2} \right) = 1 \cdot 9 = 9 \cdot \frac{\text{Tk}}{\text{m}^2}$$

2) Yuzasini aniqlaymiz.

$$\omega = \frac{a}{\sin \alpha} \cdot b = \frac{2}{0.866} \cdot 1.6 = 3.7 \text{ m}^2$$

3) Shitga ta'sir etayotgan GBK ni aniqlaymiz.

$$F = P_c \cdot \omega = 9 \cdot 3.7 = 33.25 \text{Tk}$$

4) Shitni ko'taruvchi kuch Arximed kuchini aniqlaymiz.

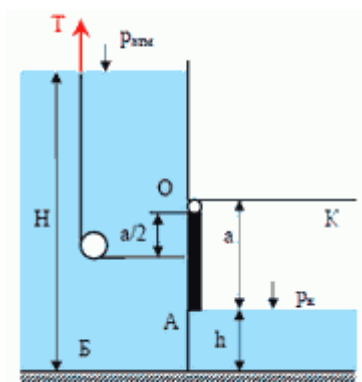
$$P_A = \gamma \cdot W = \gamma \cdot a \cdot b \cdot 0.25b = 1 \cdot 2 \cdot 1.6 \cdot 0.4 = 1.28 \text{Tk}$$

5) Shitni yuqoriga ko'taruvchi T kuchni aniqlaymiz.

$$T \geq m \cdot \cos \alpha + F \cdot f - P_A = 2 \cdot 0.5 + 33.25 \cdot 0.3 - 1.28 = 1 + 9.975 - 1.28 = 9.7 \text{Tk}$$

Javob: $T \geq 9.7 \text{Tk} = 97 \text{kN} = 97000 \text{N}$

11 – Masala. B Rezervuardan suvni chiqarish uchun A zatvorni ochish uchun kerak bo'lgan T kuchni aniqlang. O'lchamlari: eni $b = 0.6 \text{ m}$, balandligi $a = 1.2 \text{ m}$. Suvning chuqurligi $H = 10 \text{ m}$. Kameradagi bosim $P_K = 0.01 \text{ at} = 1000 \text{ Pa}$, $h = 0.8 \text{ m}$



Berilgan

$$a = 1.2 \text{ m}$$

$$b = 0.6 \text{ m}$$

$$H = 10 \text{ m}$$

$$h = 0.8 \text{ m}$$

$$P_K = 0.01 \text{ at} = 1 \text{kN/m}^2$$

$$\gamma = 10 \text{ kN/m}^3$$

$$T = ?$$

Yechish:

1) Zatvorning og'irlik markazidagi bosimni aniqlaymiz.

$$P_c = P_{at} + \gamma \cdot h_c = P_{at} + \gamma \cdot \left(H - h - \frac{a}{2} \right) = 100 + \left(10 - 0.8 - \frac{1.2}{2} \right) = 100 + 10 \cdot 8.6 = 186 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$$

2) Yuzasini aniqlaymiz.

$$\omega = ab = 1.2 \cdot 0.6 = 0.72 \text{m}^2$$

3) Ta'sir etayotgan GBK ni aniqlaymiz.

$$F = P_c \cdot \omega - P_K \cdot \omega = (P_c - P_K) \cdot \omega = (186 - 1) \cdot 0.72 = 185 \cdot 0.72 = 133.2 \text{ kN}$$

4) Bosim markazini aniqlaymiz.

$$h_d = h_c + \frac{J}{h_c \cdot \omega}$$

$$J = \frac{b \cdot a^3}{12} = \frac{0.6 \cdot 1.2^3}{12} = 0.0864$$

$$h_c = 8.6 \text{ m} \quad \omega = 0.72 \text{ m}^2$$

$$h_d = 8.6 + \frac{0.0864}{8.6 \cdot 0.72} = 8.61 \text{ m}$$

5) T kuchini aniqlash uchun 0 nuqtaga nisbatan moment olamiz.

$$\Sigma M_0 = 0$$

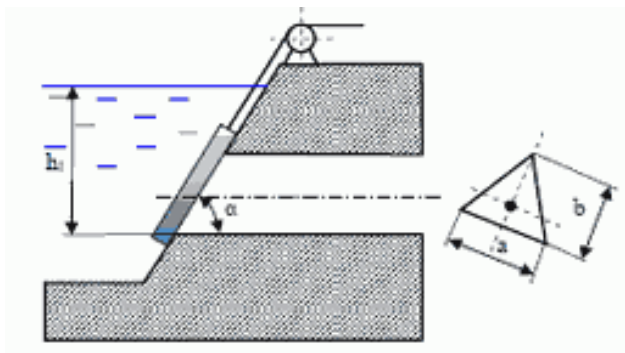
$$T \cdot \frac{a}{2} - F \cdot (h_d - H - h - a) = 0$$

$$T = \frac{F \cdot (h_d - H - h - a) \cdot 2}{a} = \frac{133.2 \cdot (8.61 - 8) \cdot 2}{1.2}$$

$$= \frac{133.2 \cdot 1.22}{1.2} = 135.42 \text{ kN}$$

Javob: $T \geq 135.4 \text{ kN} = 13.54 \text{ TK}$

12 – Masala. Uchburchak shaklidagi suv tashlama zatvorning asosi $a = 12 \text{ m}$, balandligi $b = 1.5 \text{ m}$, qiyaligi $\alpha = 45^\circ$, suvning chuqurligi $h = 9.5 \text{ m}$ $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ bo'lsa zatvorga ta'sir etayotgan GBK va bosim markazini aniqlang.



Berilgan

$$h = 9.5 \text{ m}$$

$$a = 1.2 \text{ m}$$

$$b = 1.5 \text{ m}$$

$$\alpha = 45^\circ$$

$$\gamma = 10 \text{ kN/m}^3$$

$$F = ? \quad h_d = ?$$

Yechish:

1) Zatvorning og'irlik markazidagi bosimni aniqlaymiz.

$$P_c = \gamma \cdot \left(h - \frac{b}{3} \cdot \sin \alpha \right) = 10 \cdot \left(9.5 - \frac{1.5}{3} \cdot 0.707 \right) = 10 \cdot 9.14 = 91.4 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$$

2) Yuzasini aniqlaymiz.

$$\omega = \frac{a \cdot b}{2} = \frac{1.2 \cdot 1.5}{2} = 0.9 \text{ m}^2$$

3) Ta'sir etayotgan GBK ni aniqlaymiz

$$F = P_c \cdot \omega = 91.4 \cdot 0.9 = 82.26 \text{ kN}$$

4) Bosim markazini aniqlaymiz.

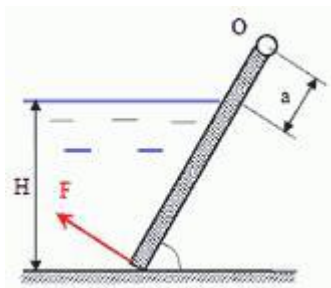
$$Z_d = Z_c + \frac{J}{Z_c \cdot \omega}$$

$$Z_c = \frac{h_c}{\sin \alpha} = \frac{0.14}{0.707} = 12.92 \text{ m}$$

$$\omega = 0.9 \text{ m}^2$$

Javob: $F = 82.26 \text{ kN}$

13 – Masala. O o'q atrofida aylanuvchi shitni ko'taruvchi kuch F ni aniqlang. Shitning og'irligi hisobga olinmasin. Shitning eni $b = 1.25 \text{ m}$, suvning chuqurligi $H = 1.5 \text{ m}$, $a = 0.2 \text{ m}$, $\alpha = 60^\circ$.



Berilgan:

$$\gamma = 10 \text{ kN/m}^3 \quad H = 1.5 \text{ m}$$

$$b = 1.25 \text{ m} \quad a = 0.2 \text{ m}$$

$$\alpha = 60^\circ$$

$$Q = ?$$

Yechish:

1) Shitning og'irlik markazidagi bosimni aniqlaymiz.

$$P_c = \gamma \cdot h_c = \gamma \cdot \frac{H}{2} = 10 \cdot \frac{1.5}{2} = 10 \cdot 0.75 = 7.5 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$$

2) Yuzasini aniqlaymiz.

$$\omega = \frac{H}{\sin \alpha} \cdot b = \frac{1.5}{0.866} \cdot 1.25 = 2.16 \text{ m}^2$$

3) Ta'sir etayotgan GBK ni aniqlaymiz.

$$F = P_c \cdot \omega = 7.5 \cdot 2.16 = 16.2 \text{ kN}$$

4) Bosim markazini aniqlaymiz.

$$Z_d = h_c + \frac{J}{h_c \cdot \omega}$$

$$Z_c = 0.866 \text{ m} \quad \omega = 2.16 \text{ m}^2$$

$$J = \frac{b}{12} \cdot \left(\frac{H}{\sin \alpha} \right)^3 = \frac{1.25}{12} \cdot \left(\frac{1.5}{0.866} \right)^3 = 0.54$$

$$Z_d = 0.866 + \frac{0.54}{0.75 \cdot 2.16} = 1.21 \text{ m}$$

5) Q kuchni aniqlash uchun O nuqtaga nisbatan moment olamiz.

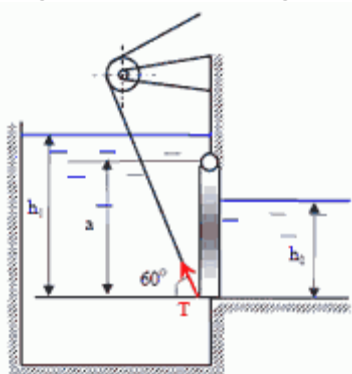
$$\Sigma m_O = 0$$

$$Q \cdot \left(\frac{H}{\sin \alpha} \cdot a \right) - F \cdot (Z_d + a) = 0$$

$$Q = \frac{F \cdot (Z_d + a)}{\left(\frac{H}{\sin \alpha} \cdot a \right)} = \frac{16.2 \cdot (1.21 + 0.2)}{\left(\frac{1.5}{0.866} + 0.2 \right)} = \frac{22.84}{1.93} = 11.83 \text{ kN}$$

Javob: $Q \geq 11.83 \text{ kN} = 1.18 \text{ Tk}$

14 – Masala. Rezervuarda suvni to'sib turgan shitning o'lchamlari $a = 3\text{m}$, $b = 4\text{m}$. Chap tomondagi suvning chuqurligi $h_1 = 5\text{m}$, o'ng tomonda esa $h_2 = 2\text{m}$. Suvning solishtirma og'irligi $\gamma = 10 \text{ kN/m}^3$. Shit O nuqtadagi sharnir atrofida aylanadi. Shitni dastlabki ko'taruvchi kuch T ni aniqlang.



Berilgan:

$$h_1 = 5 \text{ m}$$

$$h_2 = 2 \text{ m}$$

$$a = 3 \text{ m}$$

$$b = 4 \text{ m}$$

$$\gamma = 10 \text{ kN/m}^3$$

$$\alpha = 60^\circ$$

T -?

Yechish:

- 1) Dastlabki rezervuarning chap tomonidan shitning og'irlik markazidagi bosimni aniqlaymiz.

$$P_c = \gamma \cdot h_c = \gamma \cdot \left(h_1 - \frac{a}{2} \right) = 10 \cdot \left(5 - \frac{3}{2} \right) = 10 \cdot 3.5 = 35 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$$

- 2) Yuzasini aniqlaymiz.

$$\omega = a \cdot b = 3 \cdot 4 = 12 \text{ m}^2$$

- 3) Ta'sir etayotgan GBK ni aniqlaymiz.

$$F_1 = P_c \cdot \omega = 35 \cdot 12 = 420 \text{ kN}$$

- 4) Bosim markazini aniqlaymiz.

$$h_{d1} = h_c + \frac{J_{ox}}{h_c \cdot \omega}$$

$$h_c = 3.5 \text{ m}$$

$$J_{ox} = \frac{b \cdot a^3}{12} = \frac{4 \cdot 3^3}{12} = \frac{108}{12} = 9$$

$$h_{d1} = 3.5 + \frac{9}{3.5 \cdot 12} = 3.71 \text{ m}$$

- 5) O'ng tomondan shitning og'irlik markazidagi bosimni aniqlaymiz.

$$P_c = \gamma \cdot h_c = \gamma \cdot \frac{h_2}{2} = 10 \cdot \frac{2}{2} = 10 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$$

- 6) Yuzasini aniqlaymiz.

$$\omega = h_2 \cdot b = 2 \cdot 4 = 8 \text{ m}^2$$

- 7) Ta'sir etayotgan GBK ni aniqlaymiz

$$F_2 = P_c \cdot \omega = 10 \cdot 8 = 80 \text{ kN}$$

- 8) Bosim markazini aniqlaymiz.

$$h_{d2} = h_c + \frac{J_{ox}}{h_c \cdot \omega}$$

$$h_c = 1 \text{ m} \quad \omega = 8 \text{ m}^2$$

$$J_{ox} = \frac{b \cdot h_2^3}{12} = \frac{4 \cdot 8^3}{12} = \frac{32}{12} = 2.66$$

$$h_{d2} = 1 + \frac{2.66}{1 \cdot 8} = 1.33 \text{ m}$$

- 9) T kuchni aniqlash uchun sharnir turgan O nuqtaga nisbatan moment olamiz.

$$\Sigma M_O = 0$$

$$T \cdot a \cdot \cos 60^\circ - F_1 \cdot [h_{d1} - (h_1 - a)] + F_2 \cdot [h_{d2} + (a - h_2)] = 0$$

Bundan:

$$T = \frac{F_1 \cdot [h_{d1} - (h_1 - a)] - F_2 \cdot [h_{d2} + (a - h_2)]}{\frac{a \cdot \cos 60^\circ}{3 \cdot 0.5}}$$

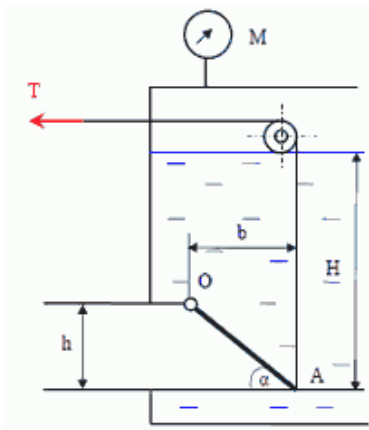
$$= \frac{420 \cdot [3.71 - (5 - 3)] - 80 \cdot [1.33 + (3 - 2)]}{\frac{3 \cdot 0.5}{1.5}}$$

$$= \frac{420 \cdot 1.71 - 80 \cdot 2.33}{1.5} = \frac{531.8}{1.5} = 354.53 \text{ kN}$$

Javob: $T = 354.53 \text{ kN}$

Mustaqil yechishga doir masalalar:

15 – Masala. Rezervuardan benzinni kvadrat quvur ($h = 0.3 \text{ m}$) ga chiqish qismida qiya joylashgan AO klapan to'sib turibdi. Qiyalik $\alpha = 45^\circ$. Benzin chuqurligi $H = 0.85 \text{ m}$, benzin zichligi $\rho = 700 \text{ kg/m}^3$, benzin rezervuaridagi manometrning ko'rsatgichi $M = 0.05 \text{ kg/m}^2 = 5000 \text{ Pa} = 50 \text{ kN/m}^2$. Trossdagi kuchlanish T ni aniqlang.



Berilgan

$$H = 0.85 \text{ m}$$

$$h = 0.3 \text{ m}$$

$$\alpha = 45^\circ$$

$$P_M = 50 \text{ kN/m}^2$$

$$\gamma = 7 \text{ kN/m}^3$$

$$T = ?$$

Javob: $T = 4.55 \text{ kN}$

16 – Masala. Ikki qismga ajralgan rezervuar o'rtasiga kvadrat shakildagi $a * a = 0.6 \times 0.6 \text{ m}^2$ shit(darvoza) quyilgan. O'ng tomondagi suvning sathi $H_1 = 2 \text{ m}$, ga etishi bilan shit avtomatik tarzda ochilishi uchun sharnir berilgan o'qdan qancha masofada- x bo'lishi kerak? Chap tomondagi suv sathi o'zgarmas $H_2 = 1 \text{ m}$. Sharnirdagi reaksiya kuchini R_0 aniqlang.

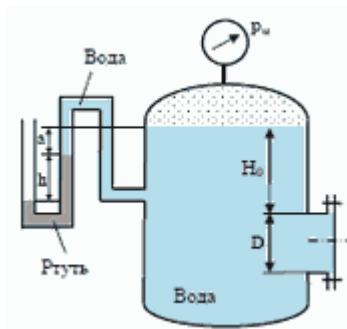
Javob: $X = 0.29 \text{ m}$; $R_0 = 3.6 \text{ kN}$

17 – Masala. Diametri $D = 1 \text{ m}$ bo'lgan qopqoqqa ta'sir etayotgan GBK ni quyidagi holatlarda aniqlang.

a) Manometr ko'rsatgichi $P_m = 0.08 \text{ MPa}$ $H_0 = 15 \text{ m}$.

b) Vakuummeter simob ko'rsatgichi $h = 73.5 \text{ mm}$ $a = 1 \text{ m}$ $\rho_{sim} = 13600 \text{ kg/m}^3$

$$H_0 = 1.5 \text{ m}$$



Berilgan

$$H_0 = 1.5 \text{ m}$$

$$D = 1 \text{ m}$$

$$P_M = 80 \text{ kN/m}^2$$

$$\gamma = 10 \text{ kN/m}^3$$

Javob: $F = 0$

2.12. Egri sirtlarga ta'sir qiluvchi bosim

Texnikada ba'zi hollarda egri sirtga tushadigan bosimni topish talab etiladi. Buni topish uchun 2.34-rasmdan foydalanamiz. Egri sirtga tushadigan bosim chegirma va gidrostatik bosim kuchlari yig'indisidan iborat:

$$p = p_u + p_0 \quad (2.38)$$

Uni hisoblash uchun egri sirtga kichkina $d\omega$ yuzaga olamiz. Koordinata o'qlarini rasmda ko'rsatilgandek yo'naltiramiz. U holda kichkina yuzaga tushadigan bosim dP, dP_x va dP_y proyeksiyalarga ega bo'ladi. $d\omega$ yuzaning xOz va yOz tekisliklardagi proyeksiyalari esa $d\omega_x$ va $d\omega_y$ ga teng. Kichkina yuzaga tushadigan bo'lgan bosim yuqorida ko'rganimizdek quyidagicha ifodalanadi:

$$dP = \gamma h d\omega.$$

Uning gorizontal tashkil etuvchisi esa

$$dP_x = dP \cos \alpha = \gamma h d\omega \cos \alpha$$

Ikkinchi tomondan $d\omega \cos \alpha = d\omega_y$ bo'lgani uchun

$$dP_x = \gamma h d\omega_y.$$

Egri sirtga ta'sir etayotgan to'liq bosimning proyeksiyasini topish uchun S_y yuzaga bo'yicha integral olamiz:

$$P_x = \int_{(\omega_y)} \gamma h d\omega_y = \gamma \int_{(\omega_y)} h d\omega_y, \quad (2.39)$$

lekin $\int_{(\omega_y)} h d\omega_y - \omega_y$ yuzaning Oz o'qqa nisbatan statik momentidir.

Shuning uchun

$$\int_{(\omega_y)} h d\omega_y = \omega_y h_0,$$

bu yerda ω_y - egri sirtning yOz o'qdagi proyeksiyasi; h_0 - ω_y yuzaga og'irlik markazining chuqurligi; $h_0 = \frac{h_1}{2}$. Shunday qilib, egri sirtga tushadigan bosimning gorizontal tashkil etuvchisi quyidagi formula bilan hisoblanadi:

$$P_x = \gamma \omega_y h_0. \quad (2.40)$$

Bu formula tekis sirtlarga tushadigan bosimni hisoblash formulasiga o'xshaydi va undan faqat ω_y yuzaga egri sirtning yOz tekislikdagi proyeksiyasi ekanligi bilan farq qiladi.

Endi, egri sirtga tushadigan bosimning vertikal tashkil etuvchisini topamiz.

2.34-rasmdan

$$dP_y = dP \sin \alpha = \gamma h \omega \sin \alpha,$$

Ammo $d\omega \sin \alpha = d\omega_x$ bo'lgani uchun

$$dP_y = \gamma h d\omega_x.$$

Integrallash yo'li bilan P_y ni topamiz:

$$P_y = \int_{(\omega_x)} \gamma h d\omega_x = \gamma \int_{(\omega, x)} h d\omega_x = \gamma W,$$

bu yerda $W = \int_{\omega(x)} h d\omega_x$ – egri sirt, uning chegarasidagi vertikal va erkin sirtlar orasidagi hajmdan iborat bo'lib, bosuvchi jism deb ataladi.

Shunday qilib, egri sirtga tushadigan bosimning vertikal tashkil etuvchisi bosuvchi jism hajmi bilan suyuqlik solishtirma og'irligining ko'paytmasiga teng, ya'ni

$$P_y = \gamma W. \quad (2.41)$$

Egri sirtga tushadigan bosimning gorizontal va vertikal tashkil etuvchilari orqali uning o'zini topish mumkin:

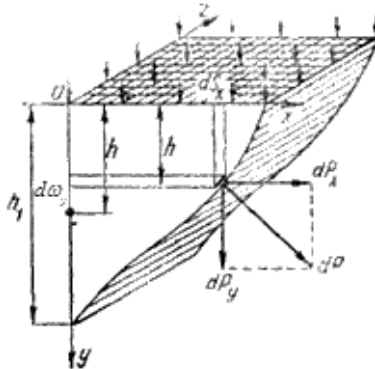
$$P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2}. \quad (2.42)$$

Demak, egri sirtga tushadigan bosim uning tashkil etuvchilari P_x va P_y ning kvadratlari yig'indisidan olingan ildizga teng ekan. Egri sirtga tushadigan bosimning yo'nalishi quyidagi formulalar bilan aniqlanadi:

$$\cos \alpha = \frac{P_x}{P} \text{ yoki } \sin \alpha = \frac{P_y}{P} \text{ yoki}$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{P_y}{P_x}.$$

Kuchning qo'yilish nuqtasi grafik usulda topiladi. U kuch yo'nalishi bilan egri sirtning kesishgan nuqtasida bo'ladi.



2.34- rasm. Egri sirtga tushadigan bosimni tushuntirishga doir chizma.

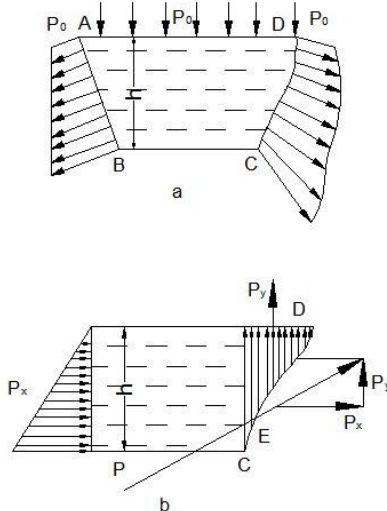
2.13. Bosim epyurasi

Biror sirt yoki kontur bo'yicha bosim taqsimlanishining grafik usulda ifodalanishi *bosim, epyurasi* deb ataladi.

a) **Tekis sirt.** Tekis sirtning erkin sirt bilan tutashgan yeridagi bosim erkin sirtidagi bosimga teng (2.35- rasm). Uning qolgan nuqtalarida esa erkin sirtidagi bosimga chegirma bosim qo'shiladi. Hidrostatikaning asosiy tenglamasiga asosan

$$p = p_0 + \gamma h$$

ya'ni sirtning eng pastki nuqtasida bosim eng katta miqdorga ega bo'ladi.



2.35-rasm. Bosim epyurasi

AB sirtga tushadigan bosim epyurasini olish uchun A va B nuqtalarda bosimning miqdori va yo'nalishini qo'yib, uchlarini tutashtiramiz. Hosil bo'lgan shakl bosim epyurasi bo'ladi. Bosim vektorlari uchini tutashtiruvchi chiziqning bosim vektori bilan tashkil qilgan burchagi quyidagicha topiladi:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{\gamma h} = \frac{1}{\gamma}$$

Bosim epyurasi esa trapetsiya ko'rinishida bo'lib, to'g'ri to'rtburchak ko'rinishidagi tashqi bosim va uchburchak ko'rinishidagi chegirma bosim epyuralarining yig'indisidan iborat.

b) **Egri sirt**da bosim ikki tashkil etuvchiga ega bo'lib (2.35-rasm, b), P_x tashkil etuvchisi tekis sirtidagi kabi epyuraga ega bo'ladi. P_y ning epyurasi esa egri sirt bilan erkin sirt orasidagi soha shakliga ega bo'ladi. Teng ta'sir etuvchi kuch yoki to'liq bosimning qo'yilish nuqtasi va kattaligini grafik usulda topish mumkin. Buning uchun P_x tashkil etuvchining yo'nalishini P_y ning yo'nalishi bilan kesishguncha davom ettiramiz. Kesishgan nuqtasiga esa P_x va P_y larni keltirib qo'yamiz va parallelogramm hosil qilamiz. Uning diagonali yo'nalishini egri sirt bilan kesishguncha davom ettirib, kesishish nuqtasiga suyuqlik tomondan hosil bo'lgan P kuchni keltirib qo'yamiz E nuqta bosim markazi yoki teng ta'sir etuvchi kuchning qo'yilishi nuqtasi bo'ladi.

Texnikada uchraydigan sirtlar silindr, sfera va uning qismlaridan iborat bo'lishi mumkin.

Amaliy mashg'ulotlarni bajarishga doir ko'rsatma:

1 - Masala. Vertikal holatda silindir sisterna yarimshar shaklidagi qopqoq bilan yopilgan va ichida ikki xil suyuqlik ($\mathcal{K}_1, \mathcal{K}_2$) ($\rho_1 = 1150 \text{ kg/m}^3$ va $\rho_2 = 1060 \text{ kg/m}^3$) quyilgan. Sisterna diametri $D = 2.6 \text{ m}$, silindr qismining

balandligi $H = 4.5 \text{ m}$, \mathcal{K}_1 , suyuqlik chuqurligi $H/2$, manometrik ko'rsatgichi $P_m = 0.01 \text{ MPa}$.

Aniqlang:

A Boltidagi kuchlanish, 1 – 1 kesimdagi GBK ning gorizantal tashkil etuvchisini.

Berilgan;

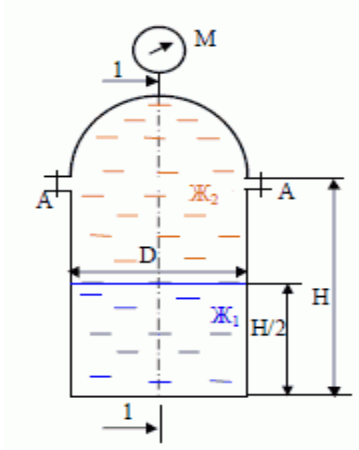
$$D = 2.6 \text{ m}$$

$$H = 4.5 \text{ m}$$

$$P_M = 10 \text{ kN/m}^2$$

$$\gamma_1 = 11.5 \text{ kN/m}^3$$

$$\gamma_2 = 10.6 \text{ kN/m}^3, \underline{R = 1.3}$$



2.36-rasm

$$\underline{m}, P_x = ? P_A = ?$$

Yechish:

1) Yarim sfera qopqoqni yuqoriga ko'taruvchi kuchni aniqlaymiz.

$$F_z = P_M \cdot \omega = P_M \cdot \frac{\pi D^2}{4} = 10 \cdot \frac{3.14}{4} \cdot 2.6^2 = 10 \cdot 5.3 = 53 \text{ kN}$$

2) A boltidagi kuchlanishni aniqlaymiz

$$P_A = \frac{F_z}{2} = \frac{53}{2} = 26.5 \text{ kN}$$

3) 1 – 1 kesimdagi gorizantal tashkil etuvchi P_x ni aniqlaymiz.

$$F_x = F_2 + F_1$$

$$\begin{aligned} F_2 &= P_c \cdot \omega = (P_M + \gamma_2 \cdot h_c) \cdot \omega = \left[P_M + \gamma_2 \cdot \left(\frac{H}{2} + R \right) \right] \cdot \left(D \cdot \frac{H}{2} + \frac{\pi R^2}{2} \right) \\ &= \left[10 + 10.6 \cdot \left(\frac{2.25 + 1.3}{2} \right) \right] \cdot \left(2.3 \cdot 2.25 + \frac{3.14 \cdot 1.3^2}{2} \right) = 28.8 \cdot 8.5 \\ &= 244.9 \text{ kN} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_1 &= P_c \cdot \omega = (P_M + \gamma_2 \cdot h + \gamma_1 h_c) \cdot \omega = \left[P_M + \gamma_2 \cdot \left(\frac{H}{2} + R \right) + \gamma_1 \cdot \frac{H}{2} \right] \cdot \left(D \cdot \frac{H}{2} \right) \\ &= [10 + 10.6 \cdot (2.25 + 1.3) + 11.5 \cdot 1.125] \cdot 2.6 \cdot 2.25 = 60.25 \cdot 5.85 \\ &= 354.5 \text{ kN} \end{aligned}$$

$$F_x = P_2 + P_1 = 244.9 + 354.2 = 599 \text{ kN}$$

Javoblar: $F_x = 599 \text{ kN}$ $P_A = 26.5 \text{ kN}$

2 - Masala. Tubi yarim shar shaklidagi silindrik rezervuarga suv quyilgan. Agar $d = 4 \text{ m}$; $h_1 = 4 \text{ m}$; $h_2 = 2 \text{ m}$ bo'lsa:

- Rezervuar tubiga ta'sir etayotgan manometrik bosim kuchini aniqlang;
- ABC – devorga ta'sir etayotgan GBKni aniqlang.

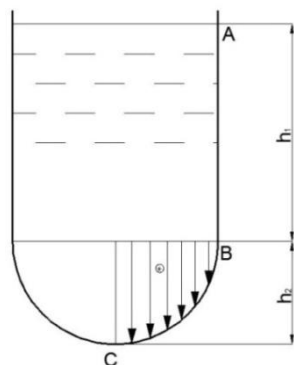
Yechish:

1. Idish tubidagi manometrik bosimni aniqlaymiz.

$$P_2 = P_a + \rho \cdot g \cdot (h_1 + h_2)$$

$$P_{2m} = P_2 - P_a \rightarrow P_a + \rho \cdot g \cdot (h_1 + h_2) - P_a = \rho \cdot g \cdot (h_1 + h_2) = 1000 \cdot 9.81 \cdot (4 + 2) = 58860 \text{ Pa} = 0.6 \text{ atm}$$

2. AB devorga ta'sir etayotgan GBKni aniqlaymiz.



2.37 rasm

$$P_{AB} = P_{og}(AB) \cdot \omega_{AB} = (P_a + \rho \cdot g \cdot h_1) \cdot h_1 \cdot d = (98100 + 1000 \cdot 9.81 \cdot 4) \cdot 4 \cdot 4 = 2.2 \text{ MN}$$

3. BC devorga ta'sir etayotgan GBKni P_x tashkil etuvchisini aniqlaymiz.

$$P_{x(BC)} = \frac{1}{2} \cdot P_2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{1}{8} \cdot 156960 \cdot 3.14 \cdot 4^2 \approx 1 \text{ MN}$$

4. BC devorga ta'sir etayotgan GBKni P_z tashkil etuvchisini aniqlaymiz.

$$P_{z(BC)} = W_{B.T.} = \frac{1}{3} \cdot \pi \cdot r^3 = \frac{1}{3} \cdot 3.14 \cdot 2^3 = 8.37 \text{ N}$$

5. BC devorga ta'sir etayotgan GBK quyidagicha aniqlanadi:

$$P_{BC} = \sqrt{P_{x(BC)}^2 + P_{z(BC)}^2} = \sqrt{1000000^2 + 8.37^2} \approx 1 \text{ MN}$$

6. ABC devorga ta'sir etayotgan GBK quyidagicha aniqlanadi:

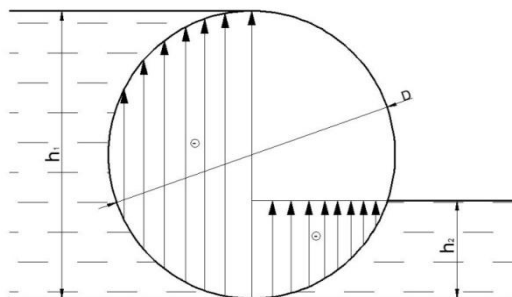
$$P_{ABC} = \sqrt{P_{AB}^2 + P_{BC}^2} = \sqrt{2.2^2 + 1.0^2} \approx 2.41 \text{ MN}$$

3 - Masala. Diametri $D = 2 \text{ m}$ va uzunligi $L = 5 \text{ m}$ bo'lgan silindrik darvozaga ta'sir etayotgan kuchning miqdori va yo'nalishini aniqlang.

Agar:

$$h_1 = 3 \text{ m};$$

$$h_2 = 1 \text{ m}.$$



2.38 rasm

Yechish:

1. P_{1x} ni quyidagicha aniqlaymiz.

$$P_{1x} = \frac{h_1 \cdot \gamma \cdot h_1}{2} = \frac{3 \cdot 9810 \cdot 3}{2} = 44145 \text{ N}$$

2. P_{1z} ni quyidagicha aniqlaymiz.

$$P_{1z} = W_{B.T.} = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot r^3 = \frac{2}{3} \cdot 3.14 \cdot 1^3 = 2.1 \text{ N}$$

3. P_1 ni quyidagi formula bo'yicha aniqlaymiz.

$$P_1 = \sqrt{P_{1x}^2 + P_{1z}^2} = \sqrt{44145^2 + 2.1^2} = 44145 \text{ N} \approx 44 \text{ kN}$$

4. P_{2x} ni quyidagicha aniqlaymiz.

$$P_{2x} = \frac{h_2 \cdot \gamma \cdot h_2}{2} = \frac{1 \cdot 9810 \cdot 1}{2} = 4905 \text{ N}$$

5. P_{2z} ni quyidagicha aniqlaymiz.

$$P_{2z} = W_{B.T.} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r^3 = \frac{2}{9} \cdot 3.14 \cdot 1^3 = 0.7 \text{ N}$$

6. P_2 ni quyidagi formula bo'yicha aniqlaymiz.

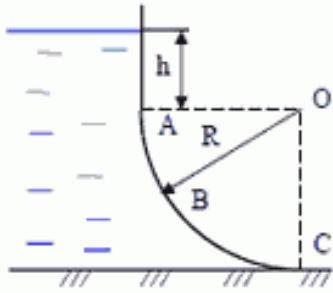
$$P_2 = \sqrt{P_{2x}^2 + P_{2z}^2} = \sqrt{4905^2 + 0.7^2} = 4905 \text{ N} \approx 5 \text{ kN}$$

7. Darvozaga ta'sir etayotgan GBKlarni qo'yilish nuqtasini aniqlaymiz.

$$\alpha_1 = \arctg \frac{P_{1z}}{P_{1x}} = \arctg \frac{2.1}{44145} \approx 1^\circ$$

$$\alpha_2 = \arctg \frac{P_{2z}}{P_{2x}} = \arctg \frac{0.7}{4905} \approx 1^\circ$$

4 – Masala. Silindr shaklidagi ABC egri sirtga ta'sir etayotgan GBK ning gorizantal va vertikal tashkil etuvchilarini epyuralarini quring hamda GBK ni aniqlang. Bosim markazini aniqlang. Silindr radiusi $R = 1.2 \text{ m}$, uzunligi $L = 2.0 \text{ m}$, A nuqta suv sathidan $h = 0.7 \text{ m}$, chuqurlikda.



Berilgan

$$R = 1.2 \text{ m}$$

$$L = 2.0 \text{ m}$$

$$h = 0.7 \text{ m}$$

$$\gamma = 10 \text{ kN/m}^3$$

$$F = ? \quad \alpha = ?$$

Yechish:

- 1) GBK ning gorizantal tashkil etuvchisini aniqlash uchun egri sirtni vertikal proektsiyasida bosim epyurasini chizamiz.

$$P_A = \gamma \cdot h = 10 \cdot 0.7 = 7 \text{ kN/m}^2$$

$$P_C = \gamma \cdot (h + R) = 10 \cdot (0.7 + 1.2) = 10 \cdot 1.9 = 1.9 \text{ kN/m}^2$$

- 2) Gorizantal tashkil etuvchi F_x bosim tanasi hajmiga teng

$$F_x = W_{ep} = \frac{P_A + P_C}{2} R \cdot L = \frac{7 + 19}{2} \cdot 1.2 \cdot 2 = 31.2 \text{ kN}$$

- 3) Vertikal tashkil etuvchi F_z ni aniqlaymiz.

$$P_z = \gamma \cdot W_{BT} = 10 \cdot 3.94 = 39.4 \text{ kN}$$

$$W_{BR} = \left(\frac{\pi R^2}{4} + h \cdot R \right) \cdot L = \left(\frac{3.14 \cdot 1.2^2}{4} + 0.7 \cdot 1.2 \right) \cdot 2 = 1.97 \cdot 2 = 3.94 \text{ m}^3$$

- 4) Egri sirtga ta'sir etayotgan GBK ni aniqlaymiz.

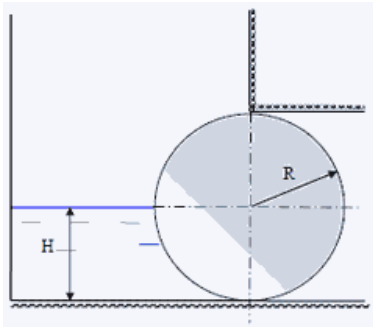
$$P = \sqrt{F_x^2 + F_z^2} = \sqrt{31.2^2 + 39.4^2} = 50.25 \text{ kN}$$

- 5) Gorizantal tekislik bilan tashkil etgan burchagini aniqlaymiz.

$$\alpha = \arctg \alpha = \frac{F_z}{F_x} = \frac{39.4}{31.2} = 1.26 = 51.62^\circ$$

$$\text{Javob: } F = 50.25 \text{ kN}; \quad \alpha = 51.62^\circ$$

5 – Masala. Radiusi $R = 3 \text{ m}$, eni $L = 2 \text{ m}$, bo'lgan silindr shaklidagi zatvorga ta'sir etayotgan GBK ni aniqlang. Zatvor oldigagi suv chuqurligi $H = 3 \text{ m}$.



Berilgan

$$R = 3\text{ m}$$

$$L = 2\text{ m}$$

$$H = 3\text{ m}$$

$$\gamma = 10\text{ kN/m}^3$$

$$F = ?$$

Yechish:

1) Zatvorga ta'sir etayotgan GBK ning gorizantal tashkil etuvchisi F_x ni aniqlaymiz.

$$F_x = P_c \cdot \omega = \gamma \cdot h \cdot \omega = \gamma \cdot \frac{H}{2} \cdot R \cdot L = 10 \cdot \frac{3}{2} \cdot 3 \cdot 2 = 15 \cdot 6 = 90\text{ kN}$$

2) Vertikal tashkil etuvchi F_z kuchni aniqlaymiz.

$$F_z = \gamma \cdot W_{\text{BT}}$$

$$W_{\text{BT}} = \frac{\pi R^2}{4} \cdot L = \frac{3.14 \cdot 3^2}{4} \cdot 2 = 14.13\text{ m}^3$$

$$F_z = 10 \cdot 14.13 = 141.3\text{ kN}$$

3) Zatvorga ta'sir etayotgan umumiy GBK F ni aniqlaymiz.

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_z^2} = \sqrt{90^2 + 141.3^2} = 167.5\text{ kN}$$

4) Gorizantal tekislik bilan tashkil qiluvchi burchakni aniqlaymiz.

$$\alpha = \arctg \alpha = \frac{F_z}{F_x} = \frac{141.3}{90} = 1.57 = 57.5^\circ$$

Javob: $F = 167.5\text{ kN}$

Mustaqil yechishga doir masalalar:

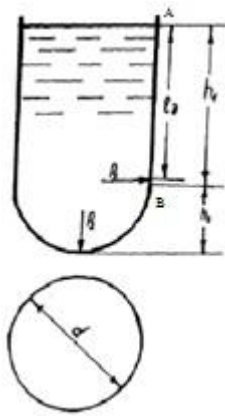
1. Tubi yarim shar shaklidagi silindrik rezervuarga neft quyilgan. Agar $d = 4,0\text{ m}$; $h_1 = 4,0\text{ m}$; $h_2 = 2\text{ m}$ bo'lsa:

a) Rezervuar tubiga ta'sir etayotgan manometrik bosim kuchini aniqlang;

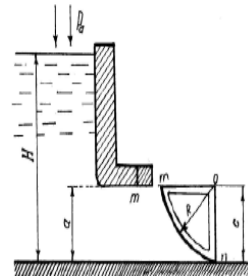
b) ABC - devorga ta'sir etayotgan gidrostatik bosim kuchini aniqlang (2.39-rasm).

2. Segmentli darvoza bilan oqim to'silgan. Darvoza oldidagi suv sathi $H = 7\text{ m}$,

$a = 3\text{ m}$, darvoza eni $b = 4\text{ m}$, radiusi $R = 4\text{ m}$. Darvozaga ta'sir etayotgan gidrostatik bosim kuchini aniqlang (2.40-rasm).



2.39-rasm.



2.40-rasm.

3. Benzin rezervuarining yon tomoniga oʻrnatilgan qopqogʻi yarim sfera shaklida Rezervuar qopqogʻiga taʼsir etayotgan gidrostatik bosim kuchini hisoblash kerak, agar

$$H = 2,0 \text{ m}; d = 0,5 \text{ m}; \rho = 700 \text{ kg/m}^3; P_s = 102 \text{ kPa boʻlsa.}$$

2.14. Arximed qonuni

Suyuqlikka tushirilgan jismlarning qay yoʻsinda harakat qilishi va qanday holatlarni qabul qilishini tekshirish uchun ularning suyuqlik bilan taʼsirlashish va muvozanat qonunlarini oʻrganish kerak. Bu qonuniyatlar eramizdan 250 yil avval kashf qilingan Arximed qonuniga asoslanadi. Bu qonun asosida kemalar nazariyasi yaratilgan boʻlib, ular L. Eyler, S. A. Makarov va A. N. Krilov asarlarida ifodalangan. Arximed qonuni quyidagicha ifodalaniladi: *suyuqlikka botirilgan jasmga siqib chiqaruvchi kuch taʼsir qilib, bu kuchning kattaligi botirilgan jism siqib chiqargan suyuqlik ogʻirligiga teng boʻladi.*

Bu qoidani isbotlash qiyin emas. Suyuqlikka V hajmli jism botirilgan boʻlsin (2.40-rasm). Unga taʼsir etuvchi kuchlar quyidagilar boʻladi:

1) jismga yuqoridan taʼsir etuvchi bosim kuchi

$$P_1 = \gamma H_1 \omega$$

2) jismga pastdan taʼsir etuvchi bosim kuchi

$$P_2 = \gamma H_2 \omega$$

3) pastga yoʻnalgan ogʻirlik kuchi

$$G = \gamma_1 \Delta H \omega = \gamma_1 V$$

4) jismga yon tomonlaridan taʼsir etuvchi kuch P_H ; gidrostatikaning asosiy qonuniga asosan bu kuchlar teng va qarama-qarshi yoʻnalgan boʻlib, oʻzaro muvozanatlashadi (teng taʼsir etuvchi kuch nolga teng). Bu holda bosim kuchlarining teng taʼsir etuvchisi P_1 , va P_2 kuchlarning ayirmisiga teng boʻlib, yuqoriga yoʻnalgan boʻladi:

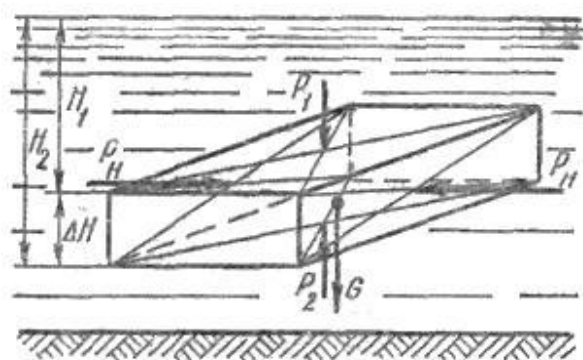
$$P = P_2 - P_1 = \gamma \omega (H_2 - H_1) = \gamma \omega \Delta H. \quad (2.43)$$

Bu yerda: γ va γ_1 – suyuqlik va jismning solishtirma og'irliklari; H_1 – jismning yuqori qismining chuqurligi; H_2 – jismning pastki qismining chuqurligi; ΔH – jismning balandligi; ω – jismning yuqori va pastki sirtlarining yuzasi.

Jismning hajmi $V = \Delta HS$ bo'lgani uchun siqib chiqaruvchi kuch quyidagicha aniqlanadi:

$$P = \gamma V \quad (2.44)$$

Shunday qilib, jismni siqib chiqarishiga harakat qilayotgan kuch jism siqib chiqargan suyuqlikning og'irligiga teng ekanligi isbotlandi. Bu kuch botirilgan jismning qancha chuqurlikda bo'lishiga bog'liq emasligi (2.43) dan ko'rinib turibdi. Arximed qonuni yopiq va ochiq idishlarda suyuqlik sirtida suzib yuruvchi jismlar uchun ham, uning ichidagi jismlar uchun ham to'g'ridir. Faqat suyuqlik sirtidagi jismlar uchun uning suvga botirilgan qismiga qo'llaniladi.



2.41- rasm. Arximed qonuniga oid chizma

2.15. Jismlarning suyuqlikda suzishi. Suzuvchanlik

Jismlarning suyuqlik sirtiga qalqib chiqishi yoki suyuqlik ichida suzib yurishi yuqorida aytilgan kuchlarning o'zaro nisbatiga bog'liq. Shuning uchun suyuqlikka botirilgan jismlarga ta'sir etuvchi kuchlarning (2.41-rasm) teng ta'sir etuvchisini topamiz:

$$R = -P_1 + P_2 - G = -\gamma H_1 \omega + \gamma H_2 \omega - \gamma_1 V$$

yoki

$$R = \gamma(H_2 - H_1)\omega - \gamma_1 V.$$

Bu kuchni ko'taruvchi kuch deb ataladi.

$\Delta H = H_2 - H_1$ va $\Delta H \cdot \omega = V$ ekanligini hisobga olsak, teng ta'sir etuvchi ko'taruvchi kuch

$$R = (\gamma - \gamma_1)V. \quad (2.45)$$

Oxirgi munosabatdan quyidagi xulosalar kelib chiqadi:

1. Agar $\gamma > \gamma_1$ bo'lsa, ya'ni jismning solishtirma og'irligi suyuqliknikidan kam bo'lsa, ko'taruvchi kuch R musbat bo'ladi (yuqoriga yo'nalgan). Bu holda jism suyuqlik sirtida qalqib yuradi.

2. Agar $\gamma = \gamma_1$ bo'lsa, ya'ni jism bilan suyuqlik solishtirma og'irliklari teng bo'lsa, u holda $R = 0$, ya'ni jism suyuqlik ichida suzib yuradi.

3. Agar $\gamma < \gamma_1$ bo'lsa, u holda ko'taruvchi kuch manfiy (pastga yo'nalgan) bo'ladi va jism suyuqlik tubigacha cho'kadi.

(2.45) dan jismlarning suyuqlikda suzuvchanligi, ya'ni ma'lum yuk bilan suzib yurish qobiliyati to'g'risida xulosa chiqarish mumkin. Har qanday qalqib yuruvchi jism suzuvchanlik imkoniyatiga ega bo'lib, bu uning suzib yurichidagi xavfsizligini ta'minlaydi. Suzuvchanlik imkoniyati jismning suyuqlik sirtidan yuqori qismining hajmidagi suyuqlik og'irligiga teng.

Suzuvchanlik imkoniyati P_c bilan belgilanadi va quyidagicha topiladi:

$$P_c = \frac{R}{\gamma} = \frac{\gamma - \gamma_1}{\gamma} V. \quad (2.46)$$

Suzuvchi jismning qancha qismi suvga botib turishi va uning suzishiga taalluqli boshqa qonuniyatlar ma'lum bo'lib, biz ular haqida to'xtalib o'tishimizga hojat yo'q.

Suzib yuruvchi jism haqida yana quyidagi tushunchalarni keltiramiz.

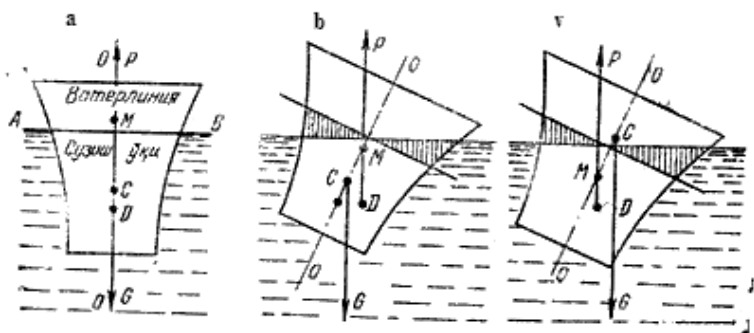
1. *Suzish tekisligi* – jismni kesib o'tuvchi erkin sirt AB.
2. *Vater chiziq* – suzish tekisligi bilan jism sirtining kesishish chizig'i.
3. *Suzayotgan jismning og'irlik markazi* (2.42-rasmda C nuqta).
4. *Suv sig'imi markazi yoki bosim markazi* (2.42-rasmda D nuqta). Bu yerda suv sig'imi – jismning suvga botgan qismi. Suv sig'imi markazi jismning suyuqlikka botgan qismiga ta'sir etuvchi bosimning teng ta'sir etuvchisi qo'yilgan nuqta bo'lib, u suvga botgan qismning og'irlik markaziga joylashgan.

5. *Suzish o'qi* – suzayotgan jism normal holatida uning o'rtasidan o'tgan $O - O$ o'qi (2.41-rasm, a).

6. *Metamarkaz* – jismning qiya holatida teng ta'sir etuvchi bosim kuchi yo'nalishining suzish o'qi bilan kesishgan nuqtasi (2.42-rasm, b, v). Suzayotgan jismning og'irlik markazi C u qiyalashganda ham o'zgarmaydi. Suv sig'imi markazi D esa jism qiyaligining har xil holatida har xil bo'ladi. Qiyalik burchagi 15° gacha bo'lganda D taxminan radiusi biror r ga teng bo'lgan aylana yoyi bo'yicha siljib boradi va bu radius D va M orasidagi masofaga teng bo'lib, metamarkaziy radius deyiladi. M va C orasidagi masofa metamarkaziy balandlik deyiladi va h harfi bilan belgilanadi.

Suyuqlikda suzayotgan jismning qiyalangandan keyin yana avvalgi holatiga, qaytishi *turg'unlik* deyiladi. Bu tushunchaning to'liq mazmunini tushuntirish uchun quyidagilarga to'xtalib o'tamiz.

Normal holatda (2.42-rasm, a) og'irlik markazi va suv sig'imi markazi suzish o'qida yotadi. Og'irlik kuchi G va bosim P esa suzish o'qi bo'yicha yo'nalgan bo'ladi. Suzayotgan jism qiyshayishi bilan G va P kuchlar moment hosil qiladi. Bu moment jism qiyalangan tomon yo'nalishida yoki unga teskari bo'lishi mumkin.



2.42- rasm. Suzib yuruvchi jismlarning turli holatlari.

Agar G va P kuchlarning momenti jism qiyalangan tomonga teskari yoʻnalgan boʻlsa, u tiklovchi moment deyiladi. Bunday holat esa *turgʻun* holat deyiladi. Agar moment jism qiyalangan tomonga boʻlsa, uni *agʻdaruvchi moment* deyiladi. Bu holda jism avvalgi holatiga qaytmaydi G va P kuchlar momentining yoʻnalishi bu kuchlarning qoʻyilish nuqtalari, yaʼni ogʻirlik markazi C bilan suv sigʻimi markazi D ning oʻzaro holatiga bogʻliq. Bunda uch hol boʻlishi mumkin:

1) agar metamarkaz ogʻirlik markazidan yuqorida boʻlsa (2.42-rasm, *b*), G va P kuchlarning momenti jismni normal holatga qaytaradi, yaʼni jism turgʻun holatda boʻladi;

2) agar metamarkaz ogʻirlik markazidan pastda boʻlsa (2.42-rasm, *b*), G va P kuchlarning momenti jismni agʻdarishga harakat qiladi, yaʼni jism noturgʻun holatda boʻladi;

3) agar metamarkaz ogʻirlik markazi ustiga tushsa, u holda suyuqlikda suzayotgan jism holati turgʻunlikka bogʻliq boʻlmaydi (masalan, shar uchun). Turgʻunlikka bogʻliq boshqa masalalar ustida toʻxtalib oʻtirmaymiz.

2.16. Nisbiy tinchlik

Biz yuqorida koʻrganimizdek, suyuqlik ogʻirlik kuchi taʼsirida muvozanatda turishi mumkin. Bu hol yerga nisbatan tinch turgan yoki toʻgʻri chiziqli tekis harakat qilayotganda idishda muvozanatda boʻlgan suyuqlikka tegishlidir. Gidrostatikadagi barcha masalalar shu hollar uchun koʻrilgan.

Agar idish notekis yoki egri chiziqli harakat qilayotgan boʻlsa, u holda suyuqlik zarrachalariga ogʻirlik kuchidan tashqari nisbiy harakatning inertsiya kuchi yoki markazdan qochirma kuchlari taʼsir qiladi. Bu kuchlar vaqt davomida oʻzgarmasa, ular taʼsirida suyuqlik muvozanat holatini qabul qiladi, yaʼni idish devorlariga nisbatan harakatsiz boʻlib qoladi. Suyuqliklarning bunday muvozanat holati nisbiy tinchlik deyiladi.

Nisbiy tinchlikda bosimi teng sirtlar va erkin sirt tinch turgan idishdagi gorizont tekisliklar oilasidan iborat boʻlgan bunday sirtlardan butunlay farq qiladi. Bu hollarda taʼsir etuvchi massa kuchlar bosimi teng sirtlarga tik yoʻnalgan boʻladi.

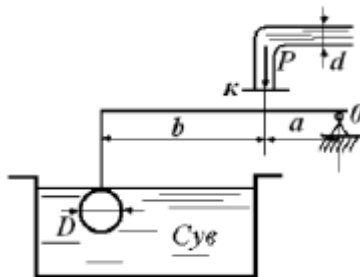
Nisbiy tinchlikda Eyler tenglamasining integrallarga bagʻishlangan paragrafdagi toʻgʻri chiziqli va tekis tezlanuvchan idishdagi suyuqlik muvozanati (ikkinchi

masala) va vertikal o`q atrofida aylanayotgan idishdagi suyuqlik haqidagi (uchinchi masala) qismlarini misol qilib olish mumkin.

Bu holda massa kuchlarning teng ta'sir etuvchisi inertsiya kuchi va og'irlik kuchining yig'indisidan iborat bo'ladi (ularning proektsiyalari yuqorida ko`rilgan).

Amaliy mashg'ulotlarni bajarishga doir ko'rsatma:

3. Quvurdagi manometrik bosim P miqdorining qaysi qiymatida K jo'mrak ochiladi, agar quvur diametri $d = 5$ mm, sharning diametri $D = 200$ mm bo'lib, $b = 6a$ ga teng bo'lsa, shar og'irligi hisobga olinmasin (2.43-rasm)



2.43-rasm

Yeshimi:

0 nuqtaga nisbatan sistemaga ta'sir etayotgan kuchlardan kuch momentini olamiz:

$$F_1(a + b) - F_2 \cdot a = 0$$

Bu yerda F_1 — Arximed kuchi:

$$F_1 = \gamma \cdot W; F_2 = P \cdot \frac{\pi d^2}{4} = m \cdot 0,785d^2$$

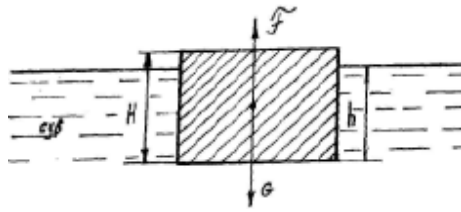
Aniqlangan hadlarni tenglamaga qo'yib, bosim miqdorini aniqlaymiz:

$$P = 146,496 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

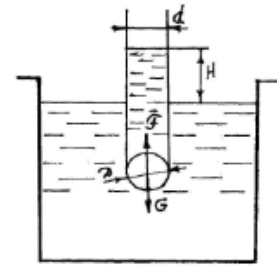
Mustaqil yechishga doir masalalar:

1. Suvdagi prizmasimon jismning hajmiy og'irligini aniqlang. Uning balandligi $H = 20$ sm va suyuqlikka cho'kkan qismi $h = 16$ sm (2.44- rasm).

2. Suvga to'la cho'kkan sharsimon klapan diametri $d = 100$ mm bo'lgan quvur teshigini berkitadi. Sharning diametri $D = 150$ mm va massasi $m = 0,5$ kg bo'lsa, quvurdagi suyuqlik sathining qaysi balandligida (H) klapan ochila boshlaydi (2.45 rasm).



2.44- rasm



2.45- rasm.

3. Quyida o'lchami ko'rsatilgan brusning hajmiy og'irligini toping:

$b = 30$ sm, $h = 20$ sm, $l = 100$ sm, suyuqlikka cho'kkan qismi $y = 16$ sm.

4. Og'irligi 40 kN bo'lgan avtomobilni daryodan o'tkazish uchun cho'p g'ovalardan sol qurildi. Agar g'ovalarning diametri $d = 0,3$ m va uzunligi $l = 6$ m va zichligi $\rho_T = 800$ kg/m³ bo'lsa, avtomobilni soldan o'tkazish uchun necha dona g'ola kerakligini aniqlang.

5. Temir-beton «plita» ning havodagi og'irligi 1500 kN, suvdagi og'irligi 800 kN bo'lganda, «plita»ning zichligini aniqlang.

6. O'lchamlari 60x60x20 sm bo'lgan muz suvda suzmoqda. Muzning zichligi $\rho_T = 900$ kg/m³. Agar muz erisa, idishdagi suv sathi qanchaga o'zgaradi?

II bob bo'yicha nazorat savollari

1. Tinch turgan suyuqlikdagi bosimning xossalarini tushuntiring.
2. Bosimi teng sirtlar. Erkin sirt.
3. Qanday kuchga gidrostatik bosim kuchi deyiladi?
4. Tekis sirtga ta'sir qiluvchi bosim
5. Arximed qonuniga oid chizma
6. Jismlarning suyuqlikda suzishi. Suzuvchanlik
7. Hidrostatik mashinalarning qanday turlari mavjud?
8. Metamarkaz nuqta haqida tushuncha bering.

III BOB. SUYUQLIKLAR KINEMATIKASI VA DINAMIKASI ASOSLARI. SUYUQLIKLARDA HARAKAT TURLARI

Gidravlikaning suyuqliklar harakat qonunlari va ularning harakatlanayotgan yoki harakatsiz qattiq jismlar bilan o`zaro ta'sirini o`rganuvchi bo`limi gidrodinamika deyiladi.

Harakatlanayotgan suyuqlik vaqt va koordinata bo`yicha o`zgaruvchi turli parametrlarga ega bo`lgan harakatdagi moddiy nuqtalar to`plamidan iborat. Odatda suyuqlikni o`zi egallab turgan fazoni butunlay to`ldiruvchi tutash jism deb qaraladi. Bu degan suz tekshirilayotgan fazoning istalgan nuqtasini olsak, shu yerda suyuqlik zarrachasi mavjuddir. Hidrostatikada asosiy parametr bosim edi, gidrodinamikada esa bosim va tezlikdir.

3.1. Hidrodinamikaning asosiy masalasi. Harakat turlari

Suyuqlik harakat qilayotgan fazoning har bir nuqtasida shu nuqtaga tegishli tezlik va bosim mavjud bo`lib, fazoning boshqa nuqtasiga o`tsak, tezlik va bosim boshqa qiymatga ega bo`ladi, ya'ni tezlik va bosim koordinatalar x , u , z ga bog`liq. Nuqtadagi suyuq zarrachaga ta'sir qilayotgan bosim va tezlik vaqt o`tishi bilan o`zgarib borishini tabiatda kuzatish mumkin.

Tezlik va bosim maydonlari. Suyuqlik harakat qilayotgan fazoning har bir nuqtasida hayolan tezlik va bosim vektorlarini ko`rib chiqsak, ko`rilayotgan harakatga mos keluvchi tezlik va bosim to`plamlarini ko`z oldimizga keltira olamiz. Ana shu usul bilan tuzilgan tezlik *to`plami tezlik maydoni* deyiladi. Shuningdek, bosim vektorlaridan iborat to`plam *bosim maydoni* deb ataladi. Tezlik va bosim maydonlari vaqt o`tishi bilan o`zgarib boradi. Hidrostatikadagi kabi gidrodinamikada ham gidrodinamik bosimni p bilan belgilaymiz va uni sodda qilib bosim deb ataymiz. Tezlikni esa u bilan belgilaymiz. U holda tezlikning koordinata o`qlaridagi proyeksiyalari u_x , u_y , u_z bo`ladi.

Yuqorida aytib o`tilganga asosan suyuqlik parametrlari funktsiya ko`rinishida yoziladi

$$\begin{aligned} p &= f_1(x, y, z, t) \\ u &= f_2(x, y, z, t) \end{aligned} \quad (3.1)$$

tezlik proyeksiyalari ham funktsiyalardir;

$$\begin{aligned} u_x &= f_3(x, y, z, t) \\ u_y &= f_4(x, y, z, t) \\ u_z &= f_5(x, y, z, t) \end{aligned}$$

Bu keltirilgan funktsiyalarni aniqlash va ular o`rtasidagi o`zaro bog`lanishni topish gidrodinamikaning asosiy masalasi hisoblanadi.

Harakat turlari. Harakat vaqtida suyuqlik oqayotgan fazoning hap bir nuqtasida tezlik va bosim vaqt o`tishi bilan o`zgarib tursa, bunday harakat *beqaror harakat* deyiladi. Tabiatda daryo va kanallardagi suvning harakatlari, texnikada quvurlardagi suyuqlikning harakati va mexanizmlar qismlaridagi harakatlar asosan

boshlanganda va ko'p hollarda butun harakat davomida beqaror bo'ladi. Agar suyuqlik oqayotgan fazoning har bir nuqtasida tezlik va bosim vaqt bo'yicha o'zgarmay faqat koordinatalarga bog'liq, ya'ni

$$\begin{aligned} p &= f_{11}(x, y, z) \\ u &= f_{21}(x, y, z) \end{aligned} \quad (3.2)$$

bo'lsa, u holda harakat *barqaror* deyiladi. Bu hol quvurlarda va kanallarda suyuqlik ma'lum vaqt oqib turganidan keyin yuzaga kelishi mumkin. Barqaror harakat ikki tur bo'lishi mumkin: *tekis va notekis harakatlar*. Suyuqlik zarrachasi harakat yo'nalishi bo'yicha vaqt o'tishi bilan harakat fazosining bir nuqtasidan ikkinchi nuqtasiga o'tganda tezligi o'zgarib borsa, harakat notekis harakat bo'ladi. Notekis harakat vaqtida suyuqlik ichida bosim va boshqa gidravlik parametrlar o'zgarib boradi. Notekis harakatni kesimi o'zgarib borayotgan shisha quvurda kuzatish juda qulaydir.

Bordiyu suyuqlik zarrachasi harakat yo'nalishi bo'yicha vaqt o'tishi bilan harakat fazosining bir nuqtasidan ikkinchi nuqtasiga o'tganda tezligini o'zgartirmasa, bunday harakat tekis harakat deyiladi. Tekis harakat vaqtida suyuqlikning gidravlik parametrlari o'zgarmaydi. Tekis harakatga kesimi o'zgarmaydigan quvurlardagi suyuqlikning va qiyaligi bir xil kanallardagi suv oqimi misol bo'la oladi.

Suyuqlik oqimining naporli va naporsiz harakati, gohida bu tushunchalar shartli bosimli va bosimsiz harakatlar deb ham qabul qilingan.

Naporli harakat vaqtida suyuqlik har tomondan devorlar bilan o'ralgan bo'lib, erkin sirt bilan chegarasi bo'lmaydi. Bunday harakatga naporli idishdan quvurga o'tayotgan suyuqlik harakati misol bo'ladi.

Naporsiz harakat vaqtida suyuqlik faqat og'irlik kuchi ta'sirida harakat qilib erkin sirtga ega bo'ladi. Bunday harakatga daryolardagi, kanallardagi suvning va quvurlardagi to'lmasdan oqayotgan suyuqlikning harakatlari misol bo'la oladi.

Struyali harakat. Struyali harakat vaqtida suyuqlik faqat havo bilan chegaralangan buladi.

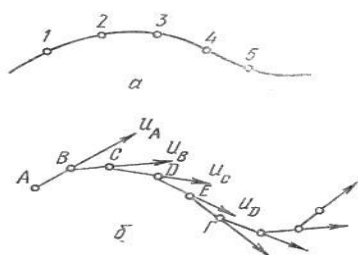
3.2. Oqimchali harakat haqida asosiy tushunchalar. Oqim chizig'i, oqim naychasi va oqimcha. Suyuqlik oqimlari

Odatda, biror voqea yoki hodisani tekshirishda uni butunligicha tekshirib bo'lmagani uchun biror soddalashtirilgan sxema qabul qilinadi va ana shu sxema tekshiriladi. Gidravlikada suyuqlik harakati qonuniyatlarining tabiatini eng yaxshi ifodalab beruvchi sxema suyuqlik oqimini elementar oqimchalardan iborat deb qarovchi sxema hisoblanadi. Buni gidravlikada "suyuqlik harakatining oqimchali modeli" deb ataladi. Bu model asosida oqim chizig'i, oqim naychasi va oqimcha tushunchalari yotadi.

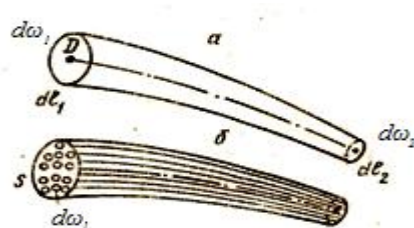
a) Oqim chizig'i – suyuqlik harakat qilayotgan fazoda suyuqlikning biror zarrachasining harakatini kuzatsak, uning vaqt o'tishi bilan fazoda oldinma-keyin olgan holatlarini 1, 2, 3... (3.1-rasm, a) nuqtalar bilan ifodalash mumkin va bu nuq-

talarda harakatdagi zarracha (3.1) va (3.2) ga asosan har xil tezlik va bosimlarga ega bo`ladi. Shu nuqtalarni o`zaro tutashtirsak, suyuqlik zarrachasiniig trayektoriyasi hosil bo`ladi.

Endi, suyuqlik zarrachasining tezligini kuzatamiz. Zarrachaning A nuqtadagi tezlik vektori u_A ni ko`rilayotgan vaqt uchun quramiz, shu vektorning davomida kichik dl_1 masofadagi B nuqtada harakatdagi suyuqlik zarrachasining B nuqtaga tegishli tezlik vektori u_B ni quramiz. Hosil bo`lgan yangi vektorning davomida kichik dl_2 masofadagi C nuqtada shu nuqtaga tegishli zarracha tezligining vektori u_C ni quramiz. u_S vektorining davomida dl_3 masofadagi D nuqtada shu nuqtaga tegishli zarracha tezligining u_D vektorini quramiz va h. k. Natijada $ABCDE$ (3.2-rasm, b) siniq chiziqni hosil qilamiz. Agar dl_1, dl_2, dl_3 larni cheksiz kichraytirib borib, nolga intiltirsak, $ABCDE$ o`rnida biror egri chiziqni olamiz. Bu egri chiziq oqim chizig`i deb ataladi



3.1-rasm. Oqim chizig`ini tushuntirishga oid chizma.



3.2- rasm. Oqim naychasi. elementar oqimcha va oqim.

Demak, suyuqlik harakatlanayotgan fazoda olingan va berilgan vaqtda har bir nuqtasida unga o`tkazilgan urinma shu nuqtaga tegishli tezlik vektori yo`nalishiga mos keluvchi egri chiziq oqim chizig`i deb ataladi. Beqaror harakat vaqtida tezlik va uning yo`nalishi vaqt davomida o`zgarib turgani uchun trayektoriya bilan oqim chizig`i bir xil bo`lmaydi. Barqaror harakat vaqtida esa tezlik vektorining nuqtalardagi holati vaqt o`tishi bilan o`zgarmagani uchun trayektoriya bilan oqim chizig`i ustma-ust tushadi.

Oqim naychasi va elementar oqimcha. Endi, suyuqlik harakatlanayotgan sohada, biror D nuqta olib, shu nuqta atrofida cheksiz kichik dl kontur olamiz va shu konturning har bir nuqtasidan oqim chizig`i o`tkazamiz. U holda oqim chiziqlari oqim naychasi, deb ataluvchi naycha hosil qiladi (3.1-rasm, a). Oqim naychasi ichida oqayotgan suyuqlik oqimi elementar oqimcha deb ataladi, Elementar oqimchalar barqaror harakat vaqtida quyidagi xususiyatlarga ega.

1. Oqim chiziqlari vaqt o`tishi bilan o`zgarmagani uchun ulardan tashkil topgan elementar oqimcha o`z shaklini o`zgartirmaydi.

2. Bir oqimchada oqayotgan suyuqlik zarrachasi boshqa yonma-yon oqimchalarga o`ta olmaydi. Shuning uchun elementar oqimchalarning yon sirti oqimcha ichidagi zarrachalar uchun ham, tashqaridagi zarrachalar uchun ham o`tkazmas sirt bo`ladi.

3. Elementar oqimcha ko`ndalang kesimi cheksiz kichik bo`lgani uchun bu kesimdagi barcha nuqtalarda suyuqlik zarrachalarining tezligi o`zgarmasdir.

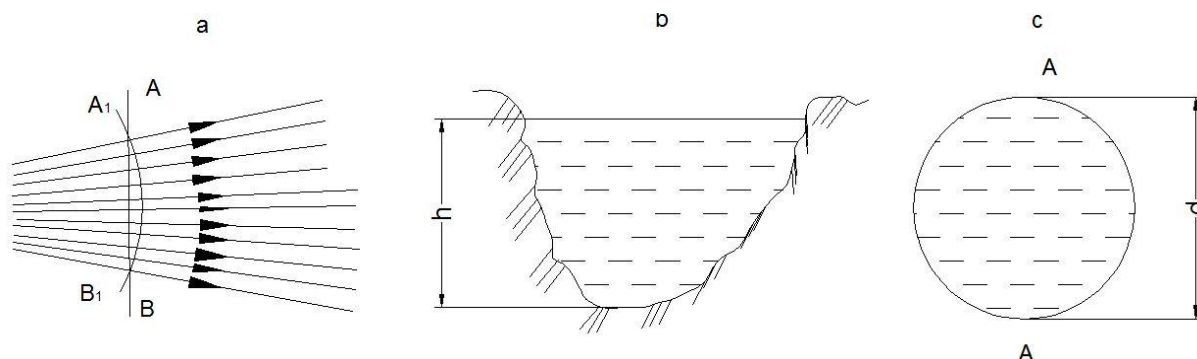
Endi biror ω yuza olib, uni cheksiz ko'p $d\omega_1, d\omega_2, d\omega_3$ elementar yuzalarga ajratish mumkin (3.2-rasm, *b*). Shuning uchun yuzadan oqib o'tayotgan suyuqlik oqmasi cheksiz ko'p elementar oqimchalardan tashkil topgan bo'ladi va har bir elementar oqimchada suyuqlik tezligi boshqa elementar oqimchalardagidan farq qiladi.

3.3. Oqimning asosiy gidravlik elementlari

Suyuqlik oqimini tekshirishda oqish qonunlarini matematik ifodalash uchun uni gidravlik va geometrik nuqtai nazardan xarakterlovchi; 1) harakat kesimi; 2) suyuqlik sarfi; 3) o'rtacha tezlik; 4) ho'llangan perimetr; 5) gidravlik radius kabi tushunchalar kiritiladi.

Harakat kesimi deb shunday sirtga aytiladiki, uning har bir nuqtasida oqim chizig'i normal bo'yicha yo'nalgan bo'ladi. Umumiy holda harakat kesimi egri sirt bo'lib (3.3- rasm *a*), parallel oqimchali harakatlar uchun tekislikning bo'lagidan iborat (ya'ni tekis sirt) (3.3-rasm, *b, c*).

Masalan, radial tarqalayotgan suyuqlik oqimi uchun harakat kesimi sferik sirt bo'lsa (3.3-rasm, *a*) o'zanda va quvurda harakat qilayotgan oqimning harakati kesimi tekis sirt (3.3- rasm, *b, c*). Shunga asosan parallel oqimchali harakatga ega bo'lgan oqimlarning harakat kesimi uchun quyidagicha ta'rif berish mumkin: *oqimning umumiy oqim yo'nalishiga normal bo'lgan ko'ndalang kesimi harakat kesimi deb ataladi*. Oqim harakat kesimining yuzi ω harfi bilan belgilanadi.



3.3- rasm. Harakat kesimiga oid chizma.

Vaqt birligida oqimning berilgan harakat kesimi orqali oqib o'tayotgan suyuqlik miqdori **suyuqlik sarfi** deb ataladi. Sarf Q harfi bilan belgilanadi va l/s , m^3/s , sm^3/s larda o'lchanadi. Elementar yuza bo'yicha sarfni dq bilan, birlik yuza bo'yicha sarfni q bilan belgilanadi. 3.4-rasmda quvurdagi (*a*) va kanaldagi (*b*) oqimlar uchun tezlik epyuralari keltirilgan. Tezlik suyuqlik oqayotgan idish devorlarida nolga teng bo'lib, devordan uzoqlashgan sari kattalashib borishi rasmdan ko'rinib turibdi. Quvurda tezlikning eng katta qiymati uning o'rtasida bo'lsa, kanalda erkin sirtga yaqin yerda bo'ladi. Ixtiyoriy elementar oqimcha uchun elementar sarf $dQ = u d\omega$ ga teng. Oqim cheksiz ko'p elementar oqimchalardan tashkil topgani uchun elementar sarflarning yig'indisi, ya'ni butun oqimning sarfi integral ko'rinishda ifodalanadi:

$$Q = \int_{\omega} u d\omega, \quad (3.3)$$

bu yerda ω – harakat kesimi; $d\omega$ – harakat kesimining elementar oqimchaga tegishli bo`lagi.

Suyuqlik zarrachalarining hammasi bir xil tezlik bilan harakatlenganda bo`ladigan sarf, haqiqiy harakat vaqtidagi sarfga teng bo`ladigan tezlik o`rtacha tezlik deb ataladi. 3.4-rasm, *a*, *b* larda haqiqiy tezlik epyurasi punktir chiziq bilan chizilib, punktirli strelkalarining uchini birlashtiradi. O`rtacha tezlik epyurasi tutash chiziqlar bilan chizilgan bo`lib, tutash strelkalar uchini birlashtiradi. O`rtacha tezlik ϑ harfi bilan belgilanadi va sarfni harakat kesimiga bo`lish yo`li bilan topiladi:

$$\vartheta = \frac{Q}{\omega} = \frac{\int u d\omega}{\omega}. \quad (3.4)$$

Bunda suyuqlik sarfi o`rtacha tezlik orqali quyidagicha ifodalaniladi:

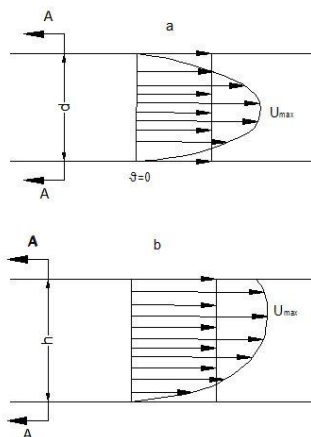
$$Q = \vartheta \omega. \quad (3.5)$$

Oqma ko`ndalang kesimini (erkin sirtini hisobga olmaganda) uni chegaralovchi devorlar bilan tutashtiruvchi chiziq perimetri ho`llangan perimetr deb ataladi. Oqim ko`ndalang kesimining ho`llanmagan qismi ho`llangan perimetrga kirmaydi va uni hisoblashda chiqarib tashlanadi. Ho`llangan perimetr χ harfi bilan belgilanadi.

Turli shakldagi nov (kanal) lar va quvurlar uchun ho`llangan perimetr quyidagicha hisoblanadi:

to`g`ri to`rtburchak nov uchun (3.4-rasm, *a*):

$$\chi = 2h + b,$$



3.4-rasm. Suyuqlik sarfi va o`rtacha tezlikka doir chizma.

bu yerda h – suyuqlik chuqurligi; b - nov (kanal)ning kengligi: trapetsiadal nov uchun (3.4-rasm, *b*).

$$\chi = b + 2h\sqrt{1 + m^2},$$

bu yerda $m = \text{ctg}\alpha$ – qiyalik koefitsiyenti;

uchburchak novlar uchun (1.32-rasm, *v*):

$$\chi = 2h\sqrt{1 + m^2}$$

silindrik quvurlar uchun (1.32-rasm g) suyuqlik to`lib oqqanda

$$\chi = \pi d = 2\pi r;$$

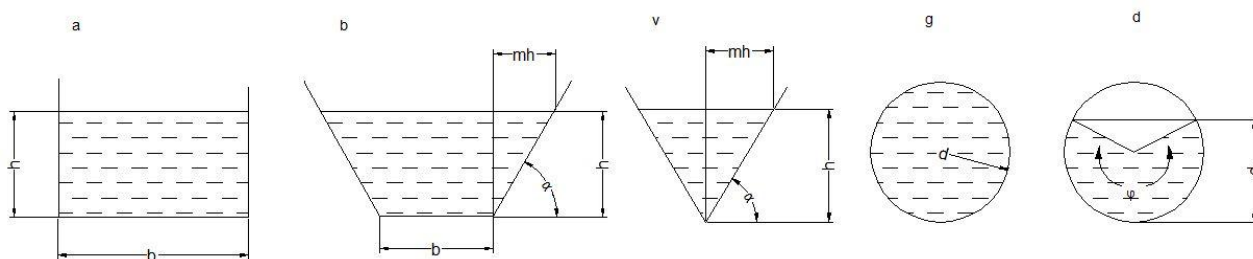
suyuqlik to`lmay oqqanda (1.32-rasm, d)

$$\chi = \frac{\varphi\pi d}{360},$$

bu yerda φ – markaziy burchak; d - quvurning ichki diametri; r - quvurning ichki radiusi.

Oqim harakat kesimi ω ning ho`llangan perimetri χ ga nisbati gidravlik radiusi deb ataladi va R bilan belgilanadi, ya'ni:

$$R = \frac{\omega}{\chi} \quad (3.6)$$



3.5- rasm. Ho`llangan perimetrga doir chizma.

To`g`ri to`rtburchak novlar uchun:

$$R = \frac{\omega}{\chi} = \frac{hb}{2h+b}; \quad (3.7)$$

Trapetsiadal novlar uchun

$$R = \frac{\omega}{\chi} = \frac{h(mh+b)}{b+2h\sqrt{1+m^2}}. \quad (3.8)$$

Uchburchak novlar uchun

$$R = \frac{\omega}{\chi} = \frac{mh^2}{2h\sqrt{1+m^2}} = \frac{mh}{2\sqrt{1+m^2}}. \quad (3.9)$$

Silindrik quvurlar uchun:

suyuqlik to`lib oqqanda $R = \frac{\omega}{\chi} = \frac{\pi d^2}{4} : \pi d = \frac{r}{2}, \quad (3.10)$

suyuqlik to`lmay oqqanda $R = \frac{\omega}{\chi} = \frac{\frac{d^2}{8} \left(\frac{\varphi\pi}{180} - \sin\varphi \right)}{\frac{\varphi\pi d}{360}} = \frac{d}{4} \left(1 - \frac{180\sin\varphi}{\varphi\pi} \right). \quad (3.11)$

3.4. Suyuqlikning barqaror harakati uchun uzilmaslik tenglamasi

Yuqorida aytib o`tilganidek, gidravlikada suyuqliklar tutash muhitlar deb qaraladi (ya'ni harakat fazosining istalgan nuqtasida suyuqlik zarrachasini topish mumkin). Elementar oqimcha va oqim uchun uzilmaslik tenglamasi suyuqlikning tutash oqimi (ya'ni har bir harakatdagi zarrachaning oldida va ketida cheksiz yaqin

masofada albatta yana biror zarracha mavjudligi) ning matematik ifodasi bo`lib xizmat qiladi. Suyuqlikning barqaror harakatini ko`ramiz.

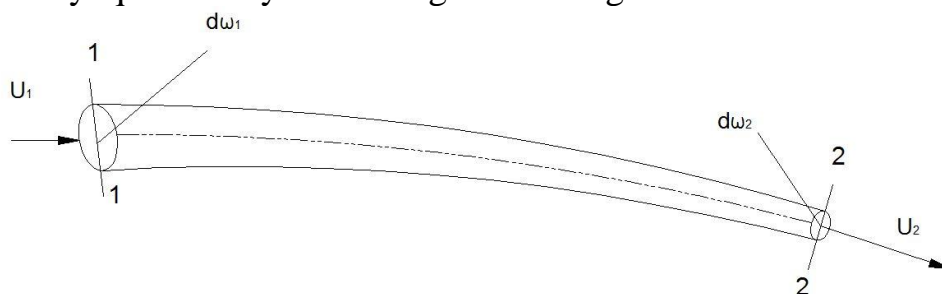
Elementar oqimcha uchun uzilmaslik tenglamasini chiqaramiz. Oqimda harakat o`qi $l-l$ bo`lgan elementar oqimcha olamiz va uning 1 - 1 va 2 - 2 kesimlari orasidagi bo`lagini tekshiramiz (3.6-rasm). 1-1 kesimdagi yuza $d\omega_1$ tezlik u_1 , 2-2 kesimdagi yuza $d\omega_2$, tezlik u_2 bo`lsin va bu kesimlarda tegishli elementar sarflar $q_1 = u_1 d\omega_1$ va $q_2 = u_2 d\omega_2$ ga teng bo`lsin.

Bu holda 1-1 va 2 - 2 kesimlar orqali o`tuvchi elementar sarflar teng bo`ladi:

$$q_1 = q_2 \quad (3.12)$$

Buni isbotlash uchun quyidagi ikki holni ko`ramiz:

1). $q_1 > q_2$ bo`lsin. Bu holda 1-1 va 2-2 kesimlar o`rtasida suyuqlik to`planishi yoki elementar oqimcha devorlari orqali tashqariga chiqishi mumkin degan xulosa chiqadi. Biroq yuqorida aytilganidek, elementar oqimcha devorlaridan suyuqlik o`tmaydi va uning ko`ndalang kesimlari o`tkazmasdir.



3.6. rasm. Elementar oqimcha uchun uzilmaslik tenglamasini chiqarishga oid chizma.

Demak, bunday taxmin noto`g`ri ekanligi ko`rinib turibdi.

2) $q_1 < q_2$ bo`lsin. Bu holda 1-1 va 2-2 kesimlari orasida qayerdandir suyuqlik qo`shilib turishi yoki elementar oqimcha devorlari orqali ichkariga o`tib turishi kerak. Yuqoridagiga asosan bunday taxmin ham noto`g`ri ekanligi ko`rinadi. Shunday qilib, (3.12) tenglik to`g`ri ekanligi isbotlandi.

Elementar sarflar tengligidan quyidagi kelib chiqadi:

$$u_1 d\omega_1 = u_2 d\omega_2 \quad (3.13)$$

1-1 va 2-2 kesimlar ixtiyoriy tanlab olinganligi uchun elementar oqimchanning xohlagan kesimi uchun elementar sarf teng bo`ladi, ya'ni

$$u_1 d\omega_1 = u_2 d\omega_2 = u_3 d\omega_3 \dots u_n d\omega_n = const$$

(3.13) tenglama elementar oqimcha uchun uzilmaslik tenglamasi deb ataladi. Bu tenglamadan ko`rinib turibdiki, elementar oqimchanning barcha kesimlarida elementar sarf bir xildir. (3.13) tenglamani quyidagicha yozish mumkin

$$\frac{u_1}{u_2} = \frac{d\omega_2}{d\omega_1}$$

Bundan elementar oqimchanning ixtiyoriy ikkita kesimidagi tezliklar bu kesimlar yuzasiga teskari proportsional ekanligi kelib chiqadi.

Oqim uchun uzilmaslik tenglamasini chiqaramiz. Buning uchun elementar oqimcha uchun olingan uzilmaslik tenglamasidan foydalanamiz. Oqim sarfi cheksiz

ko`p oqimchalar sarfining yig`indisidan iborat ekanligini (3.6-rasm) nazarga olib, (3.13) tenglamaning chap va ung qismini ω_1 va ω_2 yuzalar bo`yicha olingan integrallar bilan almashtiramiz

$$\int_{\omega_1} u_1 d\omega_1 = \int_{\omega_2} u_2 d\omega_2.$$

(3.3) tenglamaga asosan

$$\int_{\omega_1} u_1 d\omega_1 = \mathcal{G}_1 \omega_1; \quad \int_{\omega_2} u_2 d\omega_2 = \mathcal{G}_2 \omega_2$$

bo`ladi. Shuning uchun

$$\mathcal{G}_1 \omega_1 = \mathcal{G}_2 \omega_2 \quad (3.14)$$

Tanlab olingan 1–1 va 2–2 kesimlar ixtiyoriy bo`lgani uchun

$$\mathcal{G}_1 \omega_1 = \mathcal{G}_2 \omega_2 = \mathcal{G}_3 \omega_3 = \dots = \mathcal{G}_n \omega_n = const$$

Bu oqim uchun uzilmaslik tenglamasidir. Undan ko`rinadiki, oqimning yo`nalishi bo`yicha ko`ndalang kesimlarning yuzasi va tezligi o`zgarib borishi mumkin. Lekin sarf o`zgarmaydi. (3.14) tenglamani quyidagicha ta`riflash va yozish mumkin, ya'ni *oqimning kesimlaridagi o`rtacha tezliklar tegishli kesimlarning yuzalariga teskari proporsionaldir*:

$$\frac{\mathcal{G}_1}{\mathcal{G}_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$$

3.5. Ideal suyuqliklar uchun harakat tenglamasi. Suyuqlik harakati uchun Eyler tenglamasi

Yuqorida biz ideal va real suyuqliklar tushunchasi haqida to`xtalib, ularning bir-biridan farqini ko`rsatuvchi asosiy kattalik ichki ishqalanish kuchi ekanligini aytib o`tdik. Keyinchalik ichki ishqalanish kuchi tezlik gradiyentiga bog`liq bo`lishini ta`kidladik.

Gidrostatika bo`limida suyuqliklar muvozanat holatining tenglamasini chiqarganimizdek, ularning harakati uchun ham umumiydashgan tenglama chiqarishimiz mumkin. Quyida biz ideal suyuqliklar uchun shunday tenglama chiqarish bilan shug`ullanamiz. Suyuqlik harakat qilayotgan fazoda tomonlari dx , dy , dz bo`lgan elementar hajm ajratib olamiz (3.6-rasmga qarang). U holda hajmga Ox , Oy , Oz o`qlari yo`nalishida ta'sir etuvchi kuchlar gidrostatikada suyuqliklar asosiy tenglamasini chiqarganimizdagidek ifodalanadi. Bu yerda farq suyuqlik harakatda bo`lganligi uchun bosim kuchlaridan tashqari inertsia kuchlari ham mavjudligidir. Shuning uchun gidrostatikada suyuqlikning muvozanat shartlaridan foydalangan bo`lsak, bu yerda Dalamber printsiptidan foydalanamiz. U holda birlik massaga ta'sir etuvchi inertsia kuchlarining teng ta'sir etuvchisi x , y va z o`qlariga quyidagi proektsiyalarga ega bo`ladi:

$$\alpha_x = \frac{du_x}{dt}; \quad \alpha_y = \frac{du_y}{dt}; \quad \alpha_z = \frac{du_z}{dt} \quad (3.15)$$

Birlik massaga ta'sir etuvchi bosim kuchlarining teng ta'sir etuvchilari

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x}; \quad -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y}; \quad -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (3.16)$$

bo`ladi. Shuningdek, og`irlik kuchlari uchun x , y va z o`qlaridagi proektsiyalar

$$X, Y, Z. \quad (3.17)$$

Endi x , y va z o`qlari bo`yicha Dalamber printsipini qo`llasak quyidagi differentsial tenglamalar sistemasiga ega bo`lamiz:

$$\left. \begin{aligned} \frac{du_x}{dt} &= X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \\ \frac{du_y}{dt} &= Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} \\ \frac{du_z}{dt} &= Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} \end{aligned} \right\} \quad (3.18)$$

Bu tenglamalar sistemasi ideal suyuqliklar harakatining differentsial tenglamasi deyiladi. U birinchi marta Eyer tomonidan suyuqliklar harakatini tekshirish uchun taklif qilingani uchun (1755 y) Eyer tenglamasi deb ham yuritiladi.

Yuqoridagi sistema uchta differentsial tenglamadan iborat bo`lib, noma'lumlar soni to`rtga: u_x , u_y , u_z , p . Matematikada ko`rsatilishicha bunday holda yana bitta tenglama kerak bo`ladi. Ana shu to`rtinchi tenglama sifatida suyuqliklar harakatining uzilmaslik tenglamasini differentsial shaklda yoziladi va u siqilmaydigan suyuqliklar uchun quyidagi ko`rinishga ega bo`ladi:

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \quad (3.19)$$

Oliy matematika kursidan ma'lumki, ixtiyoriy vektor proyeksiyalarining tegishli koordinatalar bo`yicha hosilalari yig`indisi divergentsiya deyiladi. U holda,

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = \operatorname{div} \bar{U}$$

Buni nazarga olsak, (3.19) qisqacha quyidagicha yoziladi:

$$\operatorname{div} \bar{U} = 0$$

Murakkab funktsiyaning to`liq differentsiali haqidagi qoidaga asosan

$$\frac{du_x}{dt} = \frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial x} \frac{\partial x}{\partial t} + \frac{\partial u_x}{\partial y} \frac{\partial y}{\partial t} + \frac{\partial u_x}{\partial z} \frac{\partial z}{\partial t}, \quad (3.20)$$

lekin koordinatalardan vaqt bo`yicha hosilalar tezlik proyeksiyalarini beradi, ya'ni

$$\frac{\partial x}{\partial t} = u_x; \quad \frac{\partial y}{\partial t} = u_y; \quad \frac{\partial z}{\partial t} = u_z. \quad (3.21)$$

Buni nazarda tutgan holda (3.20) ni quyidagicha yozish mumkin

$$\frac{du_x}{dt} = \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_x}{\partial z}. \quad (3.22)$$

Shuningdek, u_y, u_z funktsiyalarining vaqt bo`yicha to`liq hosilalarini ham quyidagicha ifodalash mumkin:

$$\frac{du_y}{dt} = \frac{\partial u_y}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_y}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_y}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_y}{\partial z}, \quad (3.23)$$

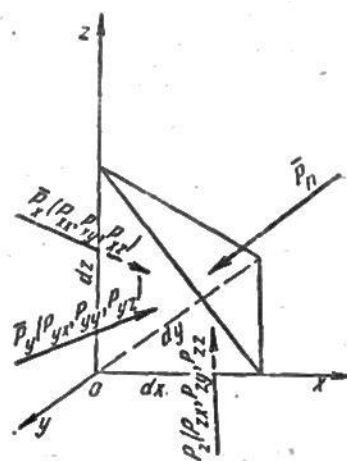
$$\frac{du_z}{dt} = \frac{\partial u_z}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_z}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_z}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z}. \quad (3.24)$$

(3.22), (3.23), (3.24) larni (3.18) tenglamaga qo`yib, ideal suyuqliklar differentsial tenglamasini quyidagicha yozish mumkin:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_x}{\partial z} &= X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \\
\frac{\partial u_y}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_y}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_y}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_y}{\partial z} &= Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} \\
\frac{\partial u_z}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_z}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_z}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} &= Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z}
\end{aligned}
\tag{3.25}$$

3.6. Real suyuqliklarda ichki kuchlar. Nave-Stoks tenglamasi

Real suyuqliklarda gidrodinamik bosim mavjud bo`lib, harakat yo`q bo`lgan holda u gidrostatik bosimga aylanadi. Gidrodinamik bosimning xossalari gidrostatik bosim xossalari qaranganda umumiyroqdir. Gidrodinamik bosim suyuqlikdagi ichki kuchlarni ifodalovchi va zo`riqish kuchlari deb ataluvchi kuchlar tarkibiga kiradi. Suyuqlik ichida joylashgan biror elementar hajmni kuzatsak, unga tashqaridagi suyuqlik massasi ma'lum bir kuch bilan ta'sir qiladi. Ana shu kuch zo`riqish kuchi deyiladi. Bu kuchni to`laroq ko`z oldimizga keltirish uchun tomonlari dx , dy , dz ga teng bo`lgan tetraedr ko`rinishidagi elementar hajm ajratib olamiz (3.7-rasm). U holda tetraedrning qiya sirtiga tashqaridagi suyuqlik \bar{p}_n kuch bilan ta'sir qiladi. Olingan elementar hajm harakat vaqtida o`z holatini saqlashi uchun unga teng ta'sir etuvchisi \bar{p}_n kuchiga teng va qarama-qarshi yo`nalgan quyidagi uchta kuch ta'sir qiladi: tetraedrning yOz tekislikda yotgan yuzasi bo`yicha \bar{p}_x kuchi, xOz tekisligida yotgan yuzasi bo`yicha \bar{p}_y kuchi.



3.7- rasm. Real suyuqliklarda zo`riqish tenzorini tushuntirishga doir chizma

Bu kuchlarning har biri x , y va z o`qlari bo`yicha proyeksiyaga ega:

$$\begin{aligned}
\bar{p}_x &\{p_{xx}, p_{xy}, p_{xz}\} \\
\bar{p}_y &\{p_{yx}, p_{yy}, p_{yz}\} \\
\bar{p}_z &\{p_{zx}, p_{zy}, p_{zz}\}
\end{aligned}$$

Shunday qilib, P kuchni to`qqizta kuch bilan almashtirish mumkin bo`ladi. Bunday xususiyatga ega bo`lgan kattaliklar tenzor deb ataladi va quyidagicha yoziladi:

$$\bar{P}_n \left\{ \begin{array}{l} p_{xx}, p_{xy}, p_{xz} \\ p_{yx}, p_{yy}, p_{yz} \\ p_{zx}, p_{zy}, p_{zz} \end{array} \right\} \quad (3.26)$$

Bu kuchlardan uchta p_{xx} , p_{yy} , p_{zz} tetraedr yon sirtlariga normal bo'yicha yo'nalgan bo'lib, ular zo'riqish tenzorining normal tashkil etuvchilari deyiladi. Tenzorning qolgan oltita tashkil etuvchisi sirtlarga urinma bo'yicha yo'nalgan bo'lib, zo'riqish tenzorining urinma tashkil etuvchilari deyiladi. Urinma tashkil etuvchilar quyidagi xossaga ega bo'ladi:

$$p_{xy} = p_{yx}; p_{xz} = p_{zx}; p_{yz} = p_{zy}$$

Shuning uchun, p tenzori simmetrik tenzor deb ataladi. Bu xossaning isboti maxsus kurslarda keltirilgan bo'lib, biz u to'g'risida to'xtalib o'tirmaymiz. Shuningdek, tenzorning komponentlarini tushuntirishlarsiz, tezlik va qovushqoqlik koeffitsiyenti orqali ifodasini keltiramiz:

$$\begin{aligned} p_{xx} &= -p + 2\mu \frac{\partial u_x}{\partial x}, \\ p_{yy} &= -p + 2\mu \frac{\partial u_y}{\partial y}, \\ p_{zz} &= -p + 2\mu \frac{\partial u_z}{\partial z}, \\ p_{xy} = p_{yx} &= \mu \left(\frac{\partial u_y}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial y} \right), \\ p_{xz} = p_{zx} &= \mu \left(\frac{\partial u_x}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial x} \right), \\ p_{yz} = p_{zy} &= \mu \left(\frac{\partial u_z}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (3.27)$$

bu yerda p – gidrodinamik bosim.

Bu yerda biz \bar{p}_n tenzori komponentalarini siqilmaydigan suyuqliklar uchun yozdik. Bu ifodalarni ilgari aytib o'tilgan Nyuton gipotezasiga qiyoslab, umumlashgan Nyuton gipotezasi deb ataladi. Bu holda avvalgi paragrafdagi kabi harakat tenglamasini tuzish mumkin bo'ladi. Tomonlari dx , dy , dz ga teng bo'lgan parallelepiped ko'rinishida elementar hajm olsak (3.7-rasmga q.) U holda Ox , Oy , Oz yo'nalishida og'irlik va inertiya kuchlarini hisobga olmaganimizda, uchta kuch ta'sir qiladi:

$$\begin{aligned} Ox \text{ bo'yicha } & p_{xx}, p_{yx}, p_{zx} \\ Oy \text{ bo'yicha } & p_{xy}, p_{yy}, p_{zy} \\ Oz \text{ bo'yicha } & p_{xz}, p_{yz}, p_{zz}. \end{aligned}$$

Demak, parallelepipedning (3.7-rasmga q.) Ox o'qiga tik bo'lgan yon yoqlari bo'yicha ta'sir qiluvchi kuchlarning teng ta'sir etuvchisi quyidagiga teng:

$$\frac{\partial p_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial p_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial p_{zx}}{\partial z}$$

Oy o'qiga tik bo'lgan yon yoqlari bo'yicha

$$\frac{\partial p_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial p_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial p_{zy}}{\partial z}$$

Oz o'qiga tik bo'lgan yon yoqlari bo'yicha

$$\frac{\partial p_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial p_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial p_{zz}}{\partial z}$$

Endi, oldingi paragrafdagi kabi Dalamber printsiptidan foydalanib harakat tenglamasini tuzamiz. U quyidagi ko`rinishga ega bo`ladi:

$$\begin{aligned} \frac{du_x}{dt} &= X + \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial p_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial p_{zx}}{\partial z} \right) \\ \frac{du_y}{dt} &= Y + \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial p_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial p_{zy}}{\partial z} \right) \\ \frac{du_z}{dt} &= Z + \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial p_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial p_{zz}}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (3.28)$$

Olingan tenglamaga (3.22), (3.23), (3.24) va (3.25) munosabatlarni kiritsak, real suyuqliklarning harakat tenglamasi quyidagi ko`rinishga ega bo`ladi:

$$\begin{aligned} \frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_x}{\partial z} &= X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} \right) \\ \frac{\partial u_y}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_y}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_y}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_y}{\partial z} &= Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial z^2} \right) \\ \frac{\partial u_z}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_z}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_z}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} &= Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (3.29)$$

Bu hosil bo`lgan tenglamalar sistemasi siqilmaydigan suyuqliklar uchun Nave-Stoks tenglamasi deyiladi. (3.29) sistema uchta tenglamadan iborat bo`lib noma'lumlar soni to`rtta; u_x , u_y , u_z , p . Shuning uchun real suyuqliklar harakatini tekshirishda bu sistemaga (3.19) tenglamani qo`shib yechiladi.

Amaliy mashg'ulotlarni bajarishga doir ko`rsatma:

Masala. Siqilmaydigan suyuqlikning tezlik maydoni quyidagi potentsialga: $\varphi = 4(x^2 - y^2)$ ega bo`lishi mumkinmi?

Yeshimi: suyuqlikning tezlik maydoni potentsialga ega bo`lishi uchun Laplas tenglamasidan foydalanamiz:

$$\nabla^2 \varphi = \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} = 0$$

U holda

$$\begin{aligned} \varphi &= 4(x^2 - y^2); \quad \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} = 8 \\ \varphi &= 4(x^2 - y^2); \quad \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} = -8 \end{aligned}$$

Bu yerda $\nabla^2 \varphi = 8 - 8 = 0$

Demak, tezlik maydoni berilgan potentsialga ega bo'lishi mumkin.

Mustaqil yechishga doir masalalar:

1. Agar kesimlardagi harakat kesimining yuzasi $\omega_1 = 0,5 \text{ m}^2$; $\omega_2 = 0,7 \text{ m}^2$ va $\omega_3 = 0,4 \text{ m}^2$ bo'lib, $V_3 = 0,8 \text{ m/s}$ bo'lganda, oqim sarfi va o'rtacha tezligini aniqlang.

2. To'g'ri burchakli to'rtburchak shaklidagi ketma-ket ulangan quvurlarning gidravlik elementlarini (sarf, o'rtacha tezlik, gidravlik radius, ho'llangan perimetr) aniqlang: $h_1 = 1,0 \text{ m}$; $b_1 = 1,5 \text{ m}$; $h_2 = 1,2 \text{ m}$; $b_2 = 1,8 \text{ m}$, $V_2 = 0,5 \text{ m/s}$ bo'lsin.

3. Oqim harakat tezligining proyeksiyasi berilgan: $u_x = 8x$; $u_y = -8y$. Oqim chizig'ining trayektoriyasini toping.

4. Oqim trayektoriyasi tenglama orqali berilgan bo'lsa, uning 10 sekunddan keyingi tezligini aniqlang.

5. Tajribalar asosida olingan tezlik proyeksiyasi quyidagi ko'rinishda bo'ldi: $u_x = 5xy + 2$; $u_y = 2x - 5xy$. Tajriba to'g'ri o'tkazilganmi?

3.7. Elementar oqimcha uchun Bernulli tenglamasi

Yuqorida keltirilgan Eyler va Nave-Stoks tenglamalar sistemalarini yechish yo'li bilan suyuqlik harakatlanayotgan fazoning har bir nuqtasidagi tezlik va bosimni topish mumkin. Lekin bu sistemalarni yechish katta qiyinchiliklar bilan amalga oshiriladi, ko'p hollarda esa hatto yechish mumkin emas. Shuning uchun gidravlikada, ko'pincha, o'rtacha tezlikni topish bilan chegaralanishga to'g'ri keladi. Buning uchun, odatda, Bernulli tenglamasidan foydalaniladi. Biz bu yerda Bernulli tenglamasini ikki xil usulda chiqarishni ko'rsatamiz.

Birinchi usul Eyler tenglamasidan foydalanish yo'li bilan amalga oshiriladi. Buning uchun (3.18) sistemaning birinchi tenglamasini dx ga, ikkinchi tenglamasini dy ga, uchinchi tenglamasini dz ga ko'paytiramiz va hosil bo'lgan uchta tenglamani qo'shamiz. Natijada quyidagi tenglamaga ega bo'lamiz:

$$\frac{du_x}{dt} dx + \frac{du_y}{dt} dy + \frac{du_z}{dt} dz = Xdx + Ydy + Zdz - \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right) \quad (3.30)$$

(3.21) munosabatdan ko'rinib turibdiki,

$$dx = u_x dt; \quad dy = u_y dt; \quad dz = u_z dt$$

Shu munosabatdan foydalanib, (3.30) tenglamaning chap tomonini quyidagi ko'rinishga keltiramiz:

$$\frac{\partial u_x}{\partial t} u_x dt + \frac{\partial u_y}{\partial t} u_y dt + \frac{\partial u_z}{\partial t} u_z dt = u_x du_x + u_y du_y + u_z du_z = \frac{1}{2} d(u_x^2 + u_y^2 + u_z^2) \quad (3.31)$$

lekin

$$u^2 = u_x^2 + u_y^2 + u_z^2$$

bo'lgani uchun (3.30) tenglama chap tomonining ko'rinishi quyidagicha bo'ladi:

$$\frac{1}{2}d(u_x^2 + u_y^2 + u_z^2) = \frac{1}{2}d(u^2) \quad (3.32)$$

(3.30) ning o'ng tomonidagi $Xdx + Ydy + Zdz$ biror kuch potentsialining to'liq differentsialidir. Agar shu potentsialni $F = f(x, y, d)$ bilan belgilasak, u holda quyidagiga ega bo'lamiz

$$Xdx + Ydy + Zdz = dF \quad (3.33)$$

Odatda, suyuqlikka ta'sir qiluvchi massa kuch og'irlik kuchidir. Bu holda dekart koordinatalar sistemasida quyidagicha bo'ladi:

$$F = -gz \quad (3.34)$$

(3.30) tenglamaning o'ng tomonida yana bosim bilan ifodalangan munosabat bo'lib, u bosimning to'liq differentsialini ifodalaydi, ya'ni

$$\frac{\partial p}{\partial x}dx + \frac{\partial p}{\partial y}dy + \frac{\partial p}{\partial z}dz = dp \quad (3.35)$$

(3.32), (3.33), (3.34) va (3.35) larni (3.30) tenglamaga qo'ysak, u quyidagi ko'rinishga keladi

$$\frac{1}{2}d(u^2) + \frac{1}{\rho}dp + d(gz) = 0$$

Hosil bo'lgan tenglamani elementar oqimchanning 1-1 kesimidan (3.8-rasmga q.) 2-2 kesimigacha integrallasak, quyidagi tenglamaga ega bo'lamiz:

$$\frac{u_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + gz_1 = \frac{u_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + gz_2 \quad (3.36)$$

Bu tenglikdagi har bir had massa birligiga keltirilgan. Agar uni kuch birligiga keltirsak, ya'ni g ga ikki tomonini bo'lib yuborsak, u holda $\rho g = \gamma$ ni hisobga olib, quyidagini olamiz:

$$\frac{u_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{u_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 \quad (3.37)$$

Oxirgi tenglama 1738 y. Bernulli tomonidan olingan bo'lib, uning nomi bilan ataladi va gidravlikada harakatning asosiy tenglamasi bo'lib xizmat qiladi. Bu tenglama ixtiyoriy ikkita kesim uchun olingan bo'lib, bu kesimlarning elementar oqimcha yo'nalishi bo'yicha qayerda olinishining ahamiyati yo'q. Shuning uchun Bernulli tenglamasini quyidagi ko'rinishda ham yozish mumkin:

$$\frac{u^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z = const \quad (3.38)$$

Ko'rinib turibdiki, Bernulli tenglamasida asosan $z, \frac{p}{\gamma}, \frac{u^2}{2g}$ kattaliklarning yig'indisi

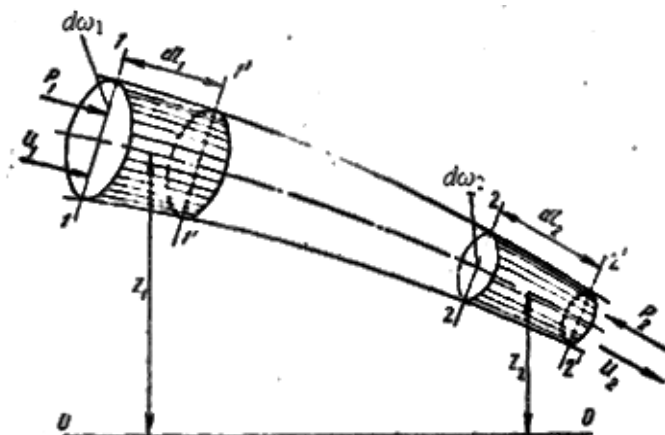
o'zgarmas ekan. Shunday qilib, bu tenglama tezlik u , bosim p , zichlik ρ o'rtasidagi munosabatni ifodalaydi.

D. Bernullining o'zi yuqoridagi tenglamani kinetik energiyaning o'zgarishi qonunidan keltirib chiqargan bo'lib, biz keltirgan usul esa Eyler tomonidan qo'llanilgan.

Ikkinchi usul kinetik energiyaning o'zgarish qonunidan foydalanib bajariladi. Harakat o'qi 1 - 1 bo'lgan biror elementar oqimchanning 1 -1 va 2-2 kesimlar bilan ajratilgan bo'lagini olamiz. U holda bu bo'lak dt vaqtda harakat qilib, 1' - 1` va 2'-2`

kesmalari orasidagi holatga keladi (3.8-rasm). 1-1 kesimning yuzasi $d\omega_1$ bu yuzaga ta'sir qiluvchi kuch P_1 va tezlik u_1 bo'lsin. 2-2 kesimning yuzasi esa $d\omega_2$, unga ta'sir qiluvchi kuch P_2 , tezlik esa u_2 bo'lsin. Kinetik energiyaning o'zgarish qonunini elementar oqimchanning ana shu harakatdagi bo'lagiga tatbiq qilamiz. Bu qonun bo'yicha biror jism harakati vaqtida uning kinetik energiyasining o'zgarishi, shu jismga ta'sir qilayotgan kuchlarning bajargan ishlarining yig'indisiga tengdir. Bu gapning matematik ifodasi quyidagicha bo'ladi:

$$d\left(\frac{m_1 u_1^2}{2}\right) = \sum Pl \quad (3.39)$$



3.8- rasm. Bernulli tenglamasini keltirib chiqarishga doir chizma.

bu yerda $d\left(\frac{mu^2}{2}\right)$ – kinetik energiyaning dt vaqtda o'zgarishi; $\sum Pl$ – barcha kuchlar bajargan ishlarining yig'indisi. Endi elementar oqimcha bo'lagining dt vaqt ichida 1-1 va 2-2 kesimlar orasidagi holatdan 1'-1' va 2'-2' kesimlar orasidagi holatga kelgandagi kinetik energiyasining o'zgarishini ko'ramiz. Harakat barqaror bo'lgani uchun bu o'zgarish 1 - 1 va 1' - 1' orasidagi bo'lak bilan 2 - 2 va 2' - 2' orasidagi bo'lak kinetik energiyalari ayirmasiga teng.

1 - 1 va 1' - 1' orasidagi bo'lakning kinetik energiyasi (uning massasi m_1 bo'lsa) $\frac{m_1 u_1^2}{2}$ ga teng bo'ladi. 2-2 va 2'-2' orasidagi bo'lakning kinetik energiyasi esa $\frac{m_2 u_2^2}{2}$ ga teng. Demak ko'rilayotgan 1 - 1 va 2 - 2 orasidagi bo'lakning kinetik energiyasi dt vaqtda quyidagi miqdorga o'zgarar ekan:

$$\frac{m_2 u_2^2}{2} - \frac{m_1 u_1^2}{2} \quad (3.40)$$

Ikkinchi tomondan, 1 - 1 va 1' - 1' orasidagi bo'lakning massasi uning hajmi $dS_1 dl_1$ ning zichlikka ko'paytmasiga teng, ya'ni

$$m_1 = \rho d\omega_1 dl_1.$$

Shuningdek, 2-2 va 2' - 2' orasidagi bo'lakning massasi

$$m_2 = \rho d\omega_2 dl_2.$$

dl_1 va dl_2 – dt vaqt ichida 1 - 1 va 2 - 2 kesimlarining yurgan yo'lini ko'rsatadi, shuning uchun

$$dl_1 = u_1 dt, \quad dl_2 = u_2 dt \quad (3.41)$$

u holda m_1 va m_2 uchun quyidagi munosabatni olamiz;

$$m_1 = \rho d\omega_1 u_1 dt, \quad m_2 = \rho d\omega_2 u_2 dt$$

Bu munosabatni (3.40) ga qo`ysak va uzilmaslik tenglamasidan $q = u_1 d\omega_1 = u_2 d\omega_2$ ekanligini nazarga olsak, kinetik energiyaning o`zgarishi quyidagicha ifodalanadi:

$$\frac{m_2 u_2}{2} - \frac{m_1 u_1}{2} = \rho \frac{q dt u_2^2}{2} - \rho \frac{q dt u_1^2}{2} = \rho q dt \left(\frac{u_2^2}{2} - \frac{u_1^2}{2} \right). \quad (3.42)$$

Endi, bajarilgan ishlarni tekshiramiz. Ular 1-1 va 2-2 kesimlarga ta'sir qiluvchi gidrodinamik kuchlarning va og`irlik kuchining bajargan ishlaridir. Elementar oqimchaning yon sirtlariga ta'sir qiluvchi bosim kuchining bajargan ishi esa nolga teng ekanligi harakatning barqarorligidan ko`rinadi.

1-1 kesimga ta'sir etuvchi p_1 bosimning bajargan ishini A_1 2-2 kesimga ta'sir etuvchi p_2 bosimning bajargan ishini A_2 bilan belgilaymiz. U holda, 1. 35- rasmdan ko`rinib turibdiki,

$$A_1 = p_1 d\omega_1 dl_1$$

$$A_2 = p_2 d\omega_2 dl_2$$

(3.41) nazarga olsak va uzilmaslik tenglamasidan foydalansak, quyidagi munosabat kelib chiqadi:

$$A_1 = p_1 q dt; \quad A_2 = p_2 q dt \quad (3.43)$$

Og`irlik kuchi bajargan ishni A_3 deb belgilaymiz. Bu ish (1-1 va 2-2 kesimlar orasidagi bo`lak o`z holatini saqlagani uchun) 1-1 va 1`- 1` orasidagi bo`lak bilan 2-2 va 2'-2' orasidagi bo`laklar og`irliklarini ular markazlarining vertikal o`qi bo`yicha holatlari z_1 va z_2 ning ayirmasiga ko`paytirilganiga teng, ya'ni

$$A_3 = G(z_1 - z_2),$$

lekin

$$G = \gamma d\omega_1 dl_1 = \gamma d\omega_1 u_1 dt = \gamma q dt$$

bo`lgani uchun

$$A_3 = \gamma q dt (z_1 - z_2). \quad (3.44)$$

Endi, (3.42), (3.43) va (3.44) larni (3.39) ga qo`ysak, elementar oqimcha uchun kinetik energiyaning o`zgarish qonunini olamiz

$$\rho q dt \left(\frac{u_2^2}{2} - \frac{u_1^2}{2} \right) = p_1 q dt - p_2 q dt + \gamma q dt (z_1 - z_2)$$

bu yerda p_2 kuch suyuqlik harakatiga teskari yo`nalgan bo`lgani uchun tenglamaning o`ng tomonidagi ikkinchi had (ya'ni A_2) manfiy ishora bilan olindi. Oxirgi tenglamaning ikki tomonini $\gamma q dt$ ga bo`lsak:

$$\frac{u_2^2}{2} - \frac{u_1^2}{2} = \frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} + z_1 - z_2.$$

Bir xil indeksli hadlarni gruppalab joylashtirsak, Bernulli tenglamasi hosil bo`ladi:

$$\frac{u_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{u_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2. \quad (3.45)$$

Shunday qilib, elementar oqimcha uchun Bernulli tenglamasi kinetik energiyaning o`zgarish qonunini ifodalaydi.

3.8. Bernulli tenglamasining geometrik, energetik va fizik mazmunlari

Bernulli tenglamasining har bir hadi o'zining geometrik va energetik mazmunlariga ega. Buni aniqlash uchun biror elementar oqimcha olib, uning 1-1, 2-2 va 3-3 kesimlarini ko'ramiz (3.9-rasm). Bu kesimlarning og'irlik markazi biror 0-0 tekislikdan z_1 , z_2 va z_3 masofalarda bo'lsin. Bular qiyosiy tekislik 0-0 dan elementar oqimchaning geometrik balandliklarini ko'rsatadi. Endi olingan 1-1, 2-2 va 3-3 tekisliklar markazida pezometr (to'g'ri shisha naycha) va uchi egilgan shisha naychalar o'rnatamiz. Bu holda pezometrlarda suyuqlik kesimlar og'irlik markaziga nisbatan ma'lum balandliklarga ko'tariladi. Bu ko'tarilish gidrostatika qismida ko'rganimizdek kesimlarda

$$h_1 = \frac{p_1}{\gamma}, \quad h_2 = \frac{p_2}{\gamma}, \quad h_3 = \frac{p_3}{\gamma}$$

ga teng bo'ladi.

h_1 , h_2 , h_3 lar pezometrik balandliklar deb ataladi. Odatda, pezometrlar yordamida quvurlar va suyuqlik harakat qilayotgan boshqa idishlarda gidrodinamik bosim o'lchanadi.

Uchi egilgan shisha naychalarda suyuqlik pezometrlardagiga qaraganda balandroqqa ko'tariladi. Buning sababi shundaki, uchi egilgan shisha naylarda uning egilgan uchi suyuqlik harakati yo'nalishida bo'lib, gidrodinamik bosimga qo'shimcha suyuqlik tezligiga bog'liq bo'lgan, bosim paydo bo'ladi. Bunda suyuqlik zarrachalarining inertsiya kuchi qo'shimcha bosimga sabab bo'ladi. Uchi, egilgan shisha naychalardagi balandlik quyidagilarga teng:

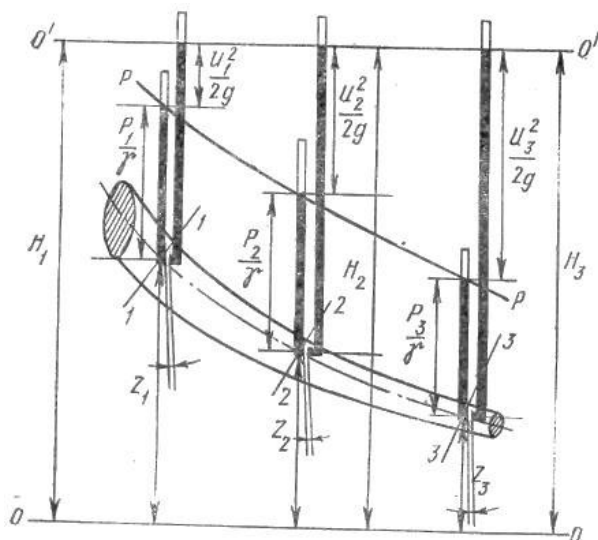
$$h_1' = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2g}; \quad h_2' = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{u_2^2}{2g}; \quad h_3' = \frac{p_3}{\gamma} + \frac{u_3^2}{2g}$$

Pezometrda suyuqlik balandligi bilan uchi egilgan shishalardagi balandlik farqi

$$h_1' - h_1 = \frac{u_1^2}{2g}; \quad h_2' - h_2 = \frac{u_2^2}{2g}; \quad h_3' - h_3 = \frac{u_3^2}{2g}$$

larga teng bo'ladi va tezlik nabori (balandligi) deyiladi.

Shunday qilib, geometrik nuqtai nazardan Bernulli tenglamasining hadlari quyidagicha ataladi:



3.9-rasm. Bernulli tenglamasining geometrik, energetik va fizik mazmunlariga doir chizma.

$\frac{u_1^2}{2g}, \frac{u_2^2}{2g}, \frac{u_3^2}{2g}$ – suyuqlikning tegishli kesimlaridagi tezlik nabori (balandligi):

$\frac{p_1}{\gamma}, \frac{p_2}{\gamma}, \frac{p_3}{\gamma}$ – pezometrik balandliklar;

z_1, z_2, z_3 – geometrik balandliklar, tegishli kesimlarning og'irlik markazi O-O – tekisligidan (taqqoslash tekisligidan) qancha balandlikda turishini ko'rsatadi.

$\frac{u^2}{2g}, \frac{p}{\gamma}, z$ larning birliklari uzunlik birliklariga tengdir.

Pezometrlardagi suyuqlik balandliklarini birlashtirsak, hosil bo'lgan chiziq, **pezometrik chiziq** deyiladi.

Bernulli tenglamasidan tezlik (nabori) balandligi, pezometrik va geometrik balandliklarining umumiy yig'indisi o'zgarmas miqdor bo'lib, u 1.36-rasmda O'-O' shizig'i bilan belgilanadi va suyuqlikning nabor (dam) tekisligi deb ataladi.

Gidrodinamikada bu uchta balandliklar $\frac{u^2}{2g}, \frac{p}{\gamma}, z$ ning yig'indisi suyuqlikning to'liq nabori (dami) deb ataladi va H bilan belgilanadi:

$$H = \frac{u^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z = const.$$

Bular ideal elementar oqimchalar uchun Bernulli tenglamasining geometrik ma'nosini bildiradi. Uning energetik ma'nosi kinetik energiyaning o'zgarish qonuni bo'yicha chiqarilishiga asoslangan. Boshqacha aytganda, Bernulli tenglamasi suyuqliklar uchun energiyaning saqlanish qonunidir. Bernulli tenglamasi (3.45) ning chap tomoni elementar oqimchanning 1-1 kesimidagi to'liq solishtirma energiya bo'lib, u 2-2 kesimdagi to'liq solishtirma energiyaga teng yoki umuman o'zgarmas miqdordir.

Bu yerda *solishtirma energiya* deb og'irlik birligiga to'g'ri kelgan energiya miqdoriga aytamiz. Bu aytilganlarga asosan Bernulli tenglamasi hadlarining energetik yoki fizik ma'nosi quyidagicha bo'ladi:

$\frac{u_1^2}{2g}, \frac{u_2^2}{2g}, \frac{u_3^2}{2g}$ – elementar oqimchanning 1-1, 2-2, 3-3 kesimlarga tegishli solishtirma kinetik energiyasi;

$\frac{p_1}{\gamma} + z_1, \frac{p_2}{\gamma} + z_2, \frac{p_3}{\gamma} + z_3$ – elementar oqimcha kesimlari uchun solishtirma potentsial energiya;

$\frac{p_1}{\gamma}, \frac{p_2}{\gamma}, \frac{p_3}{\gamma}$ – kesimlarga tegishli bosim bilan ifodalanuvchi solishtirma energiya;

z_1, z_2, z_3 - 1-1, 2-2, 3-3 kesimlarga tegishli og'irlik bilan ifodalanuvchi solishtirma energiya.

Suyuqlik harakati vaqtida mexanikaning qonunlariga asosan, ish bajariladi. Shu bajarilgan ishlar bo'yicha Bernulli tenglamasini quyidagicha sharhlash mumkin: ikkita kesim uchun yozilgan Bernulli tenglamasi (3.45) shu ikki kesimda tegishli hadlarining ayirmalaridan tashkil topadi:

$\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g}$ – kinetik energiyaning birlik og'irlik uchun o'zgarishi;

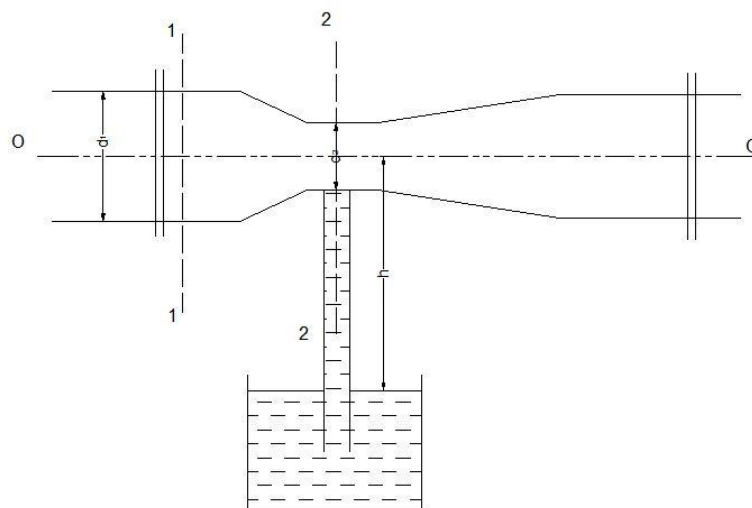
$\frac{p_1 - p_2}{\gamma}$ – bosim kuchi bajargan ishning birlik og'irlikka tegishli qismi.

$z_1 - z_2$ – og'irlik kuchi bajargan ishning birlik og'irlikka tegishli qismi.

Demak, suyuqlik harakat qilayotganda solishtirma kinetik va solishtirma potentsial energiyalar harakat davomida o'zgarib boradi, lekin to'liq solishtirma energiya o'zgarmas bo'ladi.

Amaliy mashg'ulotlarni bajarishga doir ko'rsatma

Masala. Struyali nasos yordamida suv $h = 0,5$ m chuqurlikdan ko'tarilmoqda. Agar quvur diametri $d = 100$ mm, 1-1 kesimdagi bosim $P_M = 40$ kPa, suv tezligi $q_1 = 1,12$ m/s bo'lsa, kameradagi quvur diametrini d_2 aniqlang. Suv ideal deb qaralsin.(3.10-rasm).



3.10-rasm.

Yeshimi: 1-1 va 2-2 kesimlar uchun Bernulli tenglamasini yozamiz. Taqqoslash tekisligini quvur o'qi bo'ylab o'tkazamiz.

U holda d_2 ni quyidagicha aniqlaymiz:

$$d_2 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V^2}} = 0,05 \text{ m}$$

Mustaqil yechishga doir masalalar:

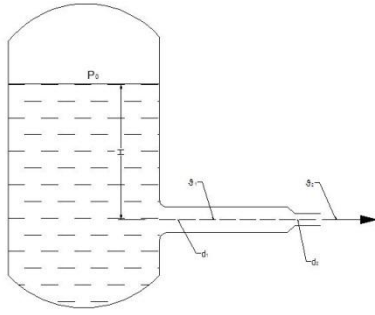
1. Rezervuardan suv diametri $d = 30$ mm bo'lgan quvur orqali atmosferaga oqib chiqmoqda, agar rezervardagi manometrik bosim $P_M = 0,2$ atmosfera bo'lib, dam (napor)i $H = 1,5$ bo'lsa, quvurdagi suv sarfini aniqlang (3.11-rasm).

2. Suyuqlik ketma-ket ulangan har xil diametrli quvurlar orqali atmosferaga chiqmoqda. Agar ikkinchi quvurdagi tezlik $g_2 = 0,8$ m/s bo'lsa, birinchi quvurdagi tezlik $g_1 = 2$ m/s bo'lishi uchun, birinchi quvurdagi bosim qanday bo'lishi kerak (3.12-rasm).

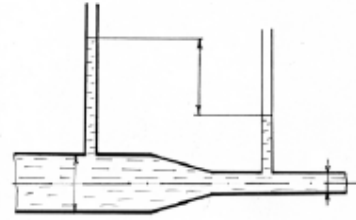
3. Quvurdagi suv sarfini aniqlash uchun Venturi naychasidan foydalaniladi.

Agar quvurga o'rnatilgan pezometrilar farqi $h = 16$ sm bo'lib, quvur diametri $D = 20$ sm, naychaniing diametri $d = 14$ sm bo'lganda quvurdan o'tayotgan sarfni aniqlang (3.13-rasm).

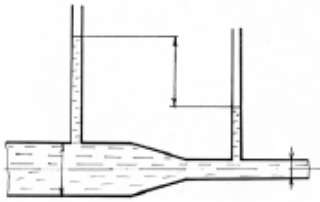
4. Agar naychaniing diametri $d = 5$ sm, quvurning diametri $D = 100$ mm va quvurdagi bosim $P_1 = 0,4$ at bo'lsa, naychaga ulangan quvurda suv qaysi balandlikka ko'tariladi? (3.14-rasm)



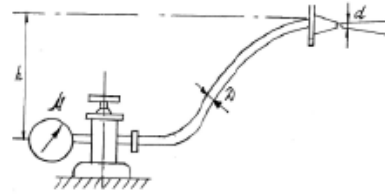
3.11-rasm.



3.12-rasm.



3.13-rasm.



3.14-rasm

3.9. Real suyuqliklar elementar oqimchasi uchun Bernulli tenglamasi

Endi real suyuqlik elementar oqimchasi uchun Bernulli tenglamasining grafisini chizamiz. Buning uchun harakat o`qi $S - S$, $1 - 1$, $2 - 2$ va $3 - 3$ kesimlardagi tezliklar u_1 , u_2 , u_3 , bosimlari p_1 , p_2 , p_3 bo`lgan elementar oqimcha olamiz. Bu oqimcha uchun kesimlarda pezometr va uchi egilgan shisha naycha olamiz. Pezometrlardagi suyuqlik balandliklarini tutashtirib, pezometrik chiziq ($P-P$) ni hosil qilamiz. Uchi egik naychalarda suyuqlik balandliklarini tutashtirib, suyuqlik bosimi (dami) shizig`i ($H-H$) ni hosil qilamiz. Qurilgan grafikni ideal suyuqlik elementar oqimchasi uchun olingan grafik (3.15-rasm) bilan solishtiramiz. Natijada ideal suyuqliklar uchun oqimchani birinchi kesimidagi gidrodinamik bosimi H_1 ikkinchi va uchinchi kesimlardagi gidrodinamik bosimlarga tengligini, ya'ni $H_1 = H_2 = H_3 = const$ ekanligini real suyuqlik uchun birinchi kesimdagi gidrodinamik bosim H_1 ikkinchi va uchinchi kesimlardagi bosimlarga tengmasligini, ya'ni $H_1 \neq H_2 \neq H_3$ ekanligini ko`ramiz. 3.15-rasmga muvofiq bu tengsizlik quyidagicha ifodalanadi:

$$H_1 > H_2 > H_3$$

Demak, real suyuqlikning elementar oqimchasi harakat qilganda solishtirma energiyaning ma'lum bir qismi yo`qotilar ekan; birinchi va ikkinchi kesimlar orasidagi bu yo`qotishni h_{1-2} bilan belgilaymiz. Bunda indeks orasida yo`qotish bo`layotgan kesimlar nomerini ko`rsatadi. Masalan, ikkinchi va uchinchi kesim orasida yo`qotish h_{2-3} birinchi va uchinchi kesim orasidagi yo`qotish h_{1-3} va hokazo. Aytilgan yo`qotishning mohiyatini quyidagicha izohlash mumkin. Real suyuqlik elementar oqimchasi harakat qilayotganda ichki ishqalanish kuchi natijasida gidravlik qarshilik paydo bo`ladi va uni yengish uchun albatta ma'lum bir miqdorda energiya sarflash kerak. Bu sarflangan energiya ko`rilayotgan harakat

uchun tiklanmaydi. Yuqorida keltirilgan tengsizlik ana shu yo`qotilgan energiya hisobiga bo`ladi. Birinchi va ikkinchi kesimlar orasidagi yo`qotilgan solishtirma energiya gidravlik bosimlar farqiga teng:

$$h_{1-2} = H_1 - H_2.$$

Yuqorida ko`rilganga asosan

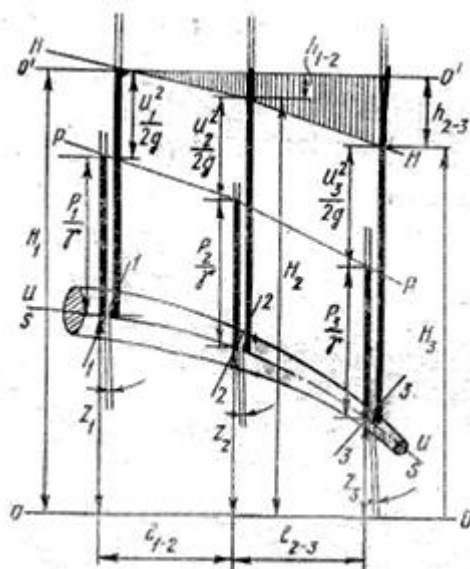
$$H_1 = \frac{u_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1; \quad H_2 = \frac{u_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2,$$

bundan

$$h_{1-2} = \left(\frac{u_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 \right) - \left(\frac{u_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 \right),$$

natijada quyidagi tenglamani olamiz:

$$\frac{u_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{u_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + h_{1-2}. \quad (3.46)$$



3.15-rasm. Real suyuqliklar uchun Bernulli tenglamasining geometrik manosi.

Olingan tenglama real suyuqliklar elementar oqimchasi uchun Bernulli tenglamasidir. Bu tenglama ideal suyuqlik elementar oqimchasidan o`ng tomondagi to`rtinchi hadi h_{1-2} bilan farq qiladi. Bu had 1-1 va 2-2 kesimlar orasida bosimning kamayishini ko`rsatadi. Ideal suyuqliklarda ichki ishqalanish kuchi hisobga olinmagani uchun yuqorida aytilgan had bo`lmaydi.

3.10. Real suyuqliklar oqimi uchun Bernulli tenglamasi. Koriolis koeffitsiyenti

Oqim cheksiz ko`p elementar oqimchalardan tashkil topganligidan shu oqimchalar energiyalarining harakat kesimi bo`yicha integralini olish yo`li bilan oqim uchun Bernulli tenglamasini hosil qilish mumkin:

$$\int_{\omega_1} \frac{u_1^2}{2g} d\omega + \int_{\omega_1} \frac{p_1}{\gamma} d\omega + \int_{\omega_1} z_1 d\omega = \int_{\omega_2} \frac{u_2^2}{2g} d\omega + \int_{\omega_2} \frac{p_2}{\gamma} d\omega + \int_{\omega_2} z_2 d\omega + \int_{\omega_2} h_{1-2} d\omega. \quad (3.47)$$

Oqimning har bir elementar oqimchasida tezlikni hisoblash qiyin bo'lgani uchun (3.47) tenglamadagi integrallarni hisoblash ham juda qiyinlashadi. Shuni nazarga olib, oqim uchun Bernulli tenglamasida tezliklarni o'rtacha tezlik ϑ bilan almashtiriladi. Bu esa Bernulli tenglamasi foydalaniladigan hisoblash ishlarida katta qulaylik tug'diradi. Bu holda elementar oqimcha geometrik balandligi bo'yicha integral oqimning harakat kesimi og'irlik markazining geometrik balandligiga, bosim bo'yicha integral esa ana shu geometrik balandlikdagi nuqtaga qo'yilgan bosimga aylanadi. Elementar oqimchaning 1-1 va 2-2 kesimlarida bosimning kamayishi bo'yicha integral ham oqim uchun bosimning o'rtacha kamayish miqdoriga aylanadi. Solishtirma kinetik energiyaning integralini tezlikning o'rtacha qiymati bo'yicha kinetik energiya bilan almashtirsak, uning miqdori kamayib qoladi. Integral cheksiz ko'p miqdorlarning yig'indisi bo'lgani uchun buni yig'indilar kvadratlarining misolida ko'ramiz. Masalan, $u_1 = 10$ m/s, $u_2 = 11$ m/s, $u_3 = 9$ m/s, $u_4 = 12$ m/s, $u_5 = 8$ m/s bo'lsin. U holda o'rtacha tezlik:

$$g = \frac{u_1 + u_2 + u_3 + u_4 + u_5}{5} = 10 \text{ m/s},$$

tezliklar kvadratlarining o'rtacha qiymati

$$\frac{u_1^2 + u_2^2 + u_3^2 + u_4^2 + u_5^2}{5} = \frac{510}{5} = 102 \text{ m}^2/\text{s}^2,$$

o'rta tezlikning kvadrati esa $v^2 = 100$ m²/s. Bundan ko'rinib turibdiki, tezliklar kvadratlarining yig'indisi o'rtacha tezlik kvadratidan katta ekan. Shunday qilib, quyidagi tengsizlik to'g'ri ekanligini ko'rish mumkin:

$$\int_{\omega} \frac{u^2}{2g} d\omega > \frac{u^2}{2g} \omega.$$

Bu tengsizlikni integrallash yo'li bilan ham isbotlash mumkin. (Bunday isbotni talabalarning o'zlari bajarishini taklif qilamiz). Bu xatoni tuzatish uchun Bernulli tenglamasining birinchi hadiga α koeffitsiyentini kiritamiz. Bu koeffitsiyent tezlikning bir tekis miqdorda bo'lmasligini ifodalaydi va Koriolis koeffitsiyenti deb ataladi. U holda

$$\alpha = \frac{\int_{\omega} \frac{u^2}{2g} d\omega}{\frac{v^2}{2g} \omega}.$$

Shunday qilib, yuqorida aytilganlarga asosan (3.47) tenglama quyidagi ko'rinishga keladi:

$$\frac{\alpha_1 u_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{\alpha_2 u_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + H_{1-2}, \quad (3.48)$$

bu yerda α_1, α_2 – birinchi va ikkinchi kesimlarda tezlikning notekis tarqalganini hisobga oluvchi koeffitsiyent; H_{1-2} – birinchi va ikkinchi kesimlar orasida naporning (bosimning) kamayishi.

Oqim uchun Bernulli tenglamasida qolgan boshqa hadlar elementar oqimcha uchun Bernulli tenglamasida qanday atalsa, bu yerda ham shunday ataladi. Bu tenglama gidrodinamika masalalarini hal qilishda eng muhim tenglama bo'lib, u

barqaror harakatlar uchun yozilgan va tezlik harakat kesimi bo'yicha qancha kam o'zgarsa, shuncha kam xatolik beradi.

3.11. Real gazlar oqimi uchun Bernulli tenglamasi

Odatda, harakat yo'nalishi bo'yicha bosim kamayib boradi. Suyuqliklarda hajmiy siqilish koeffitsiyenti β_p juda kichik bo'lgani uchun bu o'zgarish suyuqlikning fizik xossalariga ta'sir qilmaydi. Lekin gazlarda bosimning o'zgarishi ham uning parametrlariga ta'sir qiladi. Bundan tashqari, gazlarda suyuqliklarga qaraganda tezlik bir necha o'n baravar katta bo'ladi. Bu esa bosimga va gazning fizik xossalariga, birinchi galda uning solishtirma og'irligiga ta'sir qiladi. Ammo gaz oqimining ko'ndalang kesimi bo'yicha tezlik deyarli o'zgarmaydi. Shuning uchun gazlarda $\alpha \approx 1$ bo'ladi. Gazlar uchun tezlik, bosim, solishtirma og'irlik tez o'zgaradi uchun birinchi va ikkinchi kesim (3.16-rasm) orasidagi masofani cheksiz kichik Δl deb olamiz. U holda Bernulli tenglamasi differentsial ko'rinishda quyidagicha yoziladi:

$$d\left(\frac{g^2}{2g}\right) + \frac{dp}{\gamma} + dz - dh_{1-2} = 0 \quad (3.49)$$

bu yerda

$$\begin{aligned} d\left(\frac{g^2}{2g}\right) &= \lim_{\Delta l \rightarrow 0} \left(\frac{g_1^2 - g_2^2}{2g}\right), \\ d\left(\frac{p}{\gamma}\right) &= \lim_{\Delta l \rightarrow 0} \left(\frac{p_1 - p_2}{\gamma}\right), \\ dz &= \lim_{\Delta l \rightarrow 0} (z_1 - z_2). \end{aligned}$$

Endi (3.49) tenglamadan integral olamiz. U holda (3.49) quyidagi ko'rinishga ega bo'ladi:

$$\int d\left(\frac{g^2}{2g}\right) + \int d\frac{p}{\gamma} + \int dz - \int dh_{1-2} = const \quad (3.50)$$

Bu tenglikda birinchi, uchinchi va to'rtinchi integrallarni hisoblash oson:

$$\int d\left(\frac{g^2}{2g}\right) = \frac{g^2}{2g}; \quad \int dz = z; \quad \int dh_{1-2} = h_{1-2}.$$

Uchinchi integralni hisoblashda solishtirma og'irlik bosimga bog'liq ekanligini nazarga olish kerak bo'ladi. Jarayonni politropik deb qarasaq, u holda

$$\frac{p}{\gamma^n} = \frac{p_0}{\gamma_0^n}$$

bo'ladi. Bu tenglikdan

$$\gamma = p^{\frac{1}{n}} \frac{\gamma_0}{p_0^{\frac{1}{n}}}, \quad (3.51)$$

bu yerda n - politropiya ko'rsatkichi; γ_0 - boshlang'ich holatdagi solishtirma og'irlik; p_0 - boshlang'ich holatdagi bosim. Oxirgi munosabatdan foydalanib va γ_0 , p_0 o'zgarimas ekanligini hisobga olib, ikkinchi integralni quyidagicha hisoblaymiz:

$$\int \frac{dp}{\gamma} = \int \frac{p_0^n}{\gamma_0} = \frac{p_0^n}{\gamma_0} \int \frac{dp}{p^n} = \frac{p_0^n}{\gamma_0} \frac{p^{1-\frac{1}{n}}}{1-\frac{1}{n}}.$$

(3.51) dan yana bir marta foydalansak, quyidagini olamiz:

$$\int \frac{dp}{\gamma} = \frac{p^n}{\gamma} \frac{p^{1-\frac{1}{n}}}{1-\frac{1}{n}}.$$

Natijada (3.40) tenglama quyidagi ko`rinishga ega bo`ladi:

$$\frac{g^2}{2g} + \frac{n}{n-1} \frac{p}{\gamma} + z - h_n = const \quad (3.52)$$

Tenglamani ikkita kesim uchun yozamiz:

$$\frac{g_1^2}{2g} + \frac{n}{n-1} \frac{p_1}{\gamma_1} + z_1 = \frac{g_2^2}{2g} + \frac{n}{n-1} \frac{p_2}{\gamma_2} + z_2 + h_{1-2}. \quad (3.53)$$

Bu tenglama real gazlar oqimi uchun Bernulli tenglamasidir. Suyuqlik uchun Bernulli tenglamasi uchta qiymat ϑ , p , z ni bog`lagan bo`lsa, bu tenglama to`rtta qiymat ϑ , p , z , γ ni bog`laydi. Shuning uchun gazlar harakati tekshirilganda Bernulli tenglamasi (3.21) bilan birgalikda foydalaniladi.

3.12. Hidravlik va pezometrik qiyaliklar haqida tushuncha

Gidravlikada hisoblash ishlarini bajarishda gidravlik I va pezometrik I_p qiyaliklardan foydalaniladi.

Bosim chizig`ining uzunlik birligiga to`g`ri kelgan pasayishi gidravlik qiyalik deb ataladi.

1.38-rasmda oqim uchun bosim va pezometrik chiziqlar keltirilgan. Bu chiziqlar umumiy holda egri chiziq bo`lib, rasmda to`g`ri chiziq ko`rinishda tasvirlangan. Hidravlik qiyalikning ta`rifidan ko`rinib turibdiki, uning o`rtacha qiymati 1-1 va 2-2 kesimlar orasidagi qiyalik orqali quyidagicha aniqlanadi:

$$I_{1-2} = \frac{\left(\frac{\alpha_1 g_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 \right) - \left(\frac{\alpha_2 g_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 \right)}{l_{1-2}} = \frac{H_{1-2}}{l_{1-2}} \quad (3.54)$$

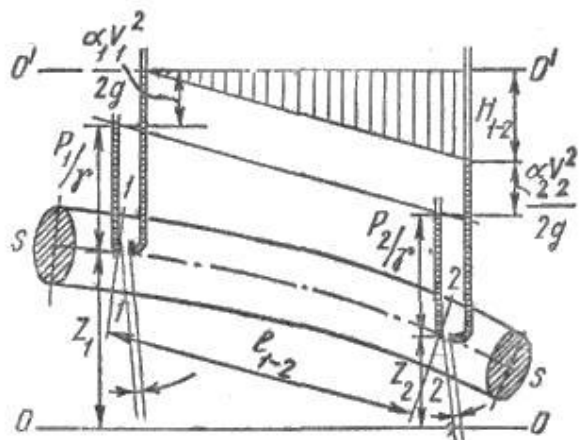
bu yerda l_{1-2} – birinchi va ikkinchi kesimlar orasidagi masofa; H_{1-2} – shu masofa orasida dam (bosim) ning pasayishi.

Agar bosim chizig`i egri chiziq bo`lsa, u holda gidravlik qiyalik differentsial ko`rinishda yoziladi:

$$I = \frac{dH}{dl} = \frac{d\left(\frac{\alpha g^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z \right)}{dl}.$$

Pezometrik chiziqning uzunlik birligiga to`g`ri kelgan pasayishi pezometrik qiyalik deb ataladi. Birinchi va ikkinchi kesim orasidagi (3.15-rasm) o`rtacha pezometrik qiyalik quyidagicha aniqlanadi:

$$I_{p_{1-2}} = \frac{\left(\frac{P_1}{\gamma} + z_1\right) - \left(\frac{P_2}{\gamma} + z_2\right)}{l_{1-2}}. \quad (3.55)$$



3.16-rasm Hidravlik va pezometrik nishabliklar.

Pezometrik qiyalik l_p pezometrik chiziq egri chiziq bo'lganda differentsial ko'rinishda aniqlanadi:

$$l_p = -\frac{d\left(\frac{p}{\gamma} + z\right)}{dl}.$$

Tekis harakat vaqtida tezlik o'zgarmaganligi ($\vartheta_1 = \vartheta_2$) uchun gidravlik va pezometrik qiyaliklar teng bo'ladi.

3.13. Hidravlik yo'qotish haqida tushuncha. Hidravlik yo'qotishning turlari

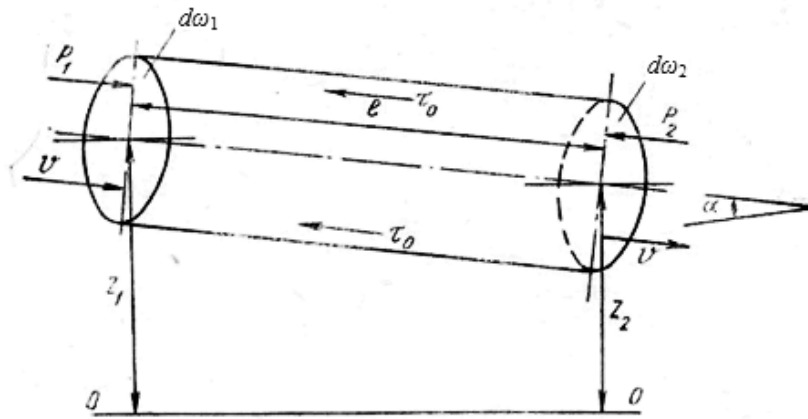
Real suyuqliklarda ikki kesim orasida energiya yo'qotilishini H_{1-2} bilan belgiladik. Bu yo'qotish suyuqliklardagi qovushqoqlik kuchi hisobiga bo'ladi, ya'ni u shu kuchni yengishga sarf bo'ladi.

Quvurlardagi harakatni tekshirganimizda masala asosan ishqalanish kuchini yengish uchun sarf bo'lgan yo'qotishni hisoblashga keladi. Bu holda quvurning 1-1 va 2-2 kesimlarining sirti teng bo'lgani uchun tezliklari ham teng bo'ladi (3.17-rasm), ya'ni harakat tekis bo'ladi. 1-1 va 2-2 kesimlar orasidagi suyuqlik ustuniga ta'sir qiluvchi kuchlar:

- 1) $P_1 = p_1$ va $P_2 = p_2 \omega$ - bosim kuchlari;
- 2) $G = \gamma \omega_1$ - og'irlik kuchi;
- 3) $T = \tau \pi D l$ - ishqalanish kuchidir.

1-1 va 2-2 kesimlar orasidagi suyuqlikning muvozanat holati tenglamasi unga ta'sir qilayotgan kuchlar orqali quyidagicha yoziladi:

$$P_1 - P_2 + G \sin \alpha - T = 0.$$



3.17- rasm. Hidravlik yo`qotish tushunchasiga doir.

$\sin \alpha = \frac{z_1 - z_2}{l}$ ekanligini hisobga olsak, yuqoridagi tenglama quyidagi ko`rinishga keladi:

$$p_1 \omega - p_2 \omega + \gamma \omega l \frac{z_1 - z_2}{l} + \tau \pi D l = 0$$

Bundan tekis harakat uchun Bernulli tenglamasi kelib chiqadi:

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{\tau \pi D l}{\gamma \omega}$$

Bu tenglamani (3.48) tenglama bilan solishtirsak va uni tekis harakat ($v_1 = v_2$) uchun qo`llasak, gidravlik yo`qotish uchun quyidagi munosabatni olamiz:

$$h_{1-2} = \frac{\tau \pi D l}{\gamma \omega} \quad (3.56)$$

bu yerda l – oqim uzunligi; D – quvur diametri. Hidravlik yo`qotish, odatda, ikki turga ajratiladi:

1. **Uzunlik bo`yicha** (ishqalanish kuchiga sarf bo`lgan) **yo`qotish** oqim uzunligi bo`yicha harakat hisobiga vujudga keladi, va uning uzunligiga bog`liq bo`ladi. Bu yo`qotish (3.56) formula ko`rinishida ifodalanadi.

2. **Mahalliy qarshilik** oqimning ayrim qismlarida notekis harakat hisobiga vujudga keladi. Notekis harakatni vujudga keltiruvchi qismlar quvur yoki o`zanning kesim shakllari, o`zgargan joylari (tirsaklar, to`siqlar, keskin kengayishlar, keskin torayishlar, kranlar va h.) bo`lib, bu yerdagi gidravlik yo`qotish uzunlikka bog`liq emas.

Umumiy gidravlik yo`qotish bu ikki yo`qotishning yig`indisiga teng

$$H_n = H_l + H_m \quad (3.57)$$

bu yerda H_l – uzunlik bo`yicha yo`qotish; H_m – mahalliy qarshilik.

Gidravlik yo`qotish suyuqlikning kinetik energiyasiga bog`liq bo`lib, energiya ortishi bilan ortadi, kamayishi bilan esa kamayadi. Shuning uchun gidravlik yo`qotishni suyuqlik kinetik energiyasiga proporsional qilib olinadi.

3.14. Tezlik va sarf o`lchash usullari hamda asboblari

Suyuqlik sarfini va tezligini o`lchashning eng oson usuli hajmiy va og`irlik usullaridir.

1. **Hajmiy usulda** tekshirilayotgan oqimdan suyuqlik maxsus darajalangan idish (menzurka) ga tushadi. Idishning to`lish vaqti sekundomer yordamida aniq o`lchanadi. Agar idishning hajmi V , o`lchangan vaqt T bo`lsa, hajmiy sarf quyidagiga teng bo`ladi:

$$Q = \frac{V}{T}.$$

Oqimning harakat kesimi ma'lum bo`lsa, uning tezligi (3.4) formula bilan aniqlanadi.

2. **Og`irlik usulida** biror idishga oqimdan suyuqlik tushiriladi. Tarozida o`lchash yo`li bilan idishdagi suyuqlikning og`irligi topiladi. Idishning to`lish vaqti T bo`lsa, og`irlik sarfi quyidagiga teng:

$$G = \frac{GV}{T}$$

Suyuqlikning hajmiy sarfi og`irlik bo`yicha sarfini solishtirma og`irlikka bo`lish yo`li bilan aniqlanadi:

$$Q = \frac{G}{\gamma}$$

Bu usullar, albatta, kichik miqdordagi sarflarni o`lchash uchun qo`llaniladi. Katta sarflarni o`lchash uchun esa juda katta o`lchov idishlari kerak bo`ladi. Ikkinchidan, quvur va kanallarda sarfni yuqoridagi usul bilan o`lchaganda oqimning tuzilishi o`zgaradi va o`lchash natijasi katta xatolar bilan chiqadi. Shuning uchun ko`pincha quvurlar va kanallardagi sarf boshqa usullar bilan o`lchanadi.

3. **Venturi suv o`lchagichi** maxsus quvurdan suv o`tishiga asoslangan bo`lib, tuzilishi sodda va harakatlanuvchi qismlari yo`qdir (3.18-rasm). Bu asbob talabga qarab vertikal yoki gorizontol joylashtiriladi. Uning gorizontol holdagisini ko`ramiz.

Venturi suv o`lchagichi ikkita bir xil d_1 diametrli 1 va 2 quvur bo`laklaridan tashkil topgan bo`lib, ular 3 va 4 diffuzorlar hamda kichik d_2 diametrli quvur bo`lagi (patrubok) orqali tutashtirilgandir. Uning 1-1 va 2-2 kesimlariga pezometrik naychalar o`rnatilgan bo`lib, ular shu kesimlardagi bosimlar farqi h ni ko`rsatadi. Quvur gorizontol bo`lgani uchun ($z_1 = z_2$), 1-1 va 2- kesimlariga Bernulli tenglamasi quyidagicha yoziladi:

$$\frac{g_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} = \frac{g_2^2}{2} + \frac{p_2}{\gamma},$$

bundan

$$\frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} = \frac{u_2^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g}$$

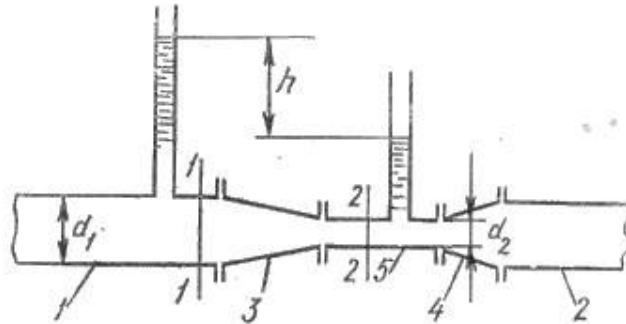
lekin $\frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} = h$ bo`lgani

uchun

$$h = \frac{g_2^2}{2g} - \frac{g_1^2}{2g}$$

Uzilmaslik tenglamasi (3.14) ga asosan

$$g_1 = g_2 \frac{\omega_2}{\omega_1},$$



3.18- rasm. Venturi suv o`lchagichi

u holda

$$h = \frac{g_2^2}{2g} \left[1 - \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right].$$

bundan 2-2 kesimdagi tezlikni topamiz:

$$g_2 = \sqrt{\frac{2gh}{1 - \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2}} \quad (3.58)$$

U holda suyuqlik sarfi quyidagicha aniqlanadi:

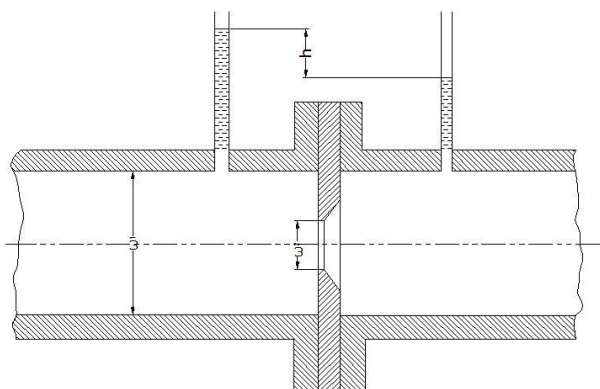
$$Q = g_2 \omega_2 = \omega_2 \sqrt{\frac{2gh}{1 - \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2}} \quad (3.59)$$

Bu formula ideal suyuqlik uchun chiqarilgan. Haqiqatda ikki kesim o`rtasida bosim pasayishi va tezliklarning kesim bo`yicha bir tekis tarqalmaganligi uchun yuqoridagi formula bo`yicha olingan natija haqiqiy sarfdan farq qiladi. Shuning uchun sarf formulasiga tuzatma koeffitsiyent m ni kiritamiz:

$$Q = m \omega_2 \sqrt{\frac{2gh}{1 - \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2}}.$$

m koeffitsiyentining qiymati turli suv o`lchagichlar uchun har xil bo`lib, ular tegishli suv o`lchagich uchun tajribada aniqlab qo`yiladi. Hisoblash ishlarida sarf, odatda, quyidagi soddalashtirilgan formula bilan hisoblanadi:

$$Q = c \sqrt{h}, \quad (3.60)$$



3.19- rasm Suv o`lchagich shayba.

bu yerda

$$c = m\omega_2 \sqrt{\frac{2g}{1 - \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2}}$$

koeffitsiyent *suv o`lshagich doimiysi* deb ataladi va har bir berilgan suv o`lchagich uchun hisoblab qo`yiladi.

4. **Suv o`lchagich shayba (diafragma)** ikki quvur bo`lgi o`rtasiga o`rnatilgan halqadan iborat bo`lib (3.19- rasm) uning ichki aylanma teshigining chekkalari 45° burchak ostida qiyalangan yoki oqib o`tuvchi oqimcha shaklida silliqlashgan (soplo ko`rinishda) bo`ladi. Halqaning ikki tomoniga ikki pezometr yoki differentsial manometr o`rnatilgan bo`lib, ular diafragmaning ikki tomonidagi bosimlar farqini aniqlashga yordam beradi.

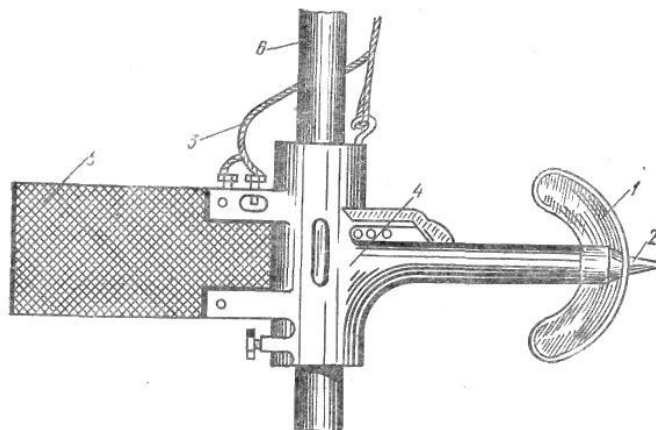
Sarf pezometrlardagi suyuqlik sathlarining farqi orqali, quyidagi formula yordamida aniqlanadi:

$$Q = c_1 \sqrt{h}. \quad (3.61)$$

s_1 koeffitsiyent har bir diafragma uchun tajriba asosida aniqlanadi.

5. **Vertushka (pirildoq)** va 1 2 ga o`rnatilgan aylanma kurakchalar 1 ga ega bo`lgan g`ildirak bo`lib, asosiy korpusga mahkamlanadi (3.20-rasm). Vertushka suv oqimiga to`g`ri yo`naltirilishi uchun korpus 4 ga qanotcha o`rnatilgan. Vertushkadan o`tkazgichlar 3 elektr qo`ng`iroq tortilgan bo`lib, kurakchalar aylanganda elektr zanjirini tutashtiradi va qo`ng`iroq jiringlaydi yoki maxsus schyotchik aylanish sonini avtomatik hisoblaydi. Suvga tushirilgan vertushkalarining kurakchalari suvning tezligiga qarab sekinroq yoki tezroq aylanadi. Shuning uchun suyuqlikning tezligi schyotchikning ko`rsatkichi yoki vaqt birligida qo`ng`iroqning jiringlash soniga qarab aniqlanadi. Kanallarda suyuqlik sarfini topish uchun ularning ko`ndalang kesimini $\Delta\omega_1, \Delta\omega_2, \Delta\omega_3, \dots$ elementar yuzalarga bo`lib chiqamiz (3.20-rasm). Bu yuzalarning geometrik markazlarida tezliklarni vertushka yordamida o`lchab, ularni yuzalarga ko`paytirsak, har bir kesim bo`yicha sarf kelib chiqadi:

$$q_1 = \Delta\omega_1 g_1; \quad q_2 = \Delta\omega_2 g_2; \quad \dots \dots \dots q_n = \Delta\omega_n g_n$$



3.20- rasm. Pirildoq

Kanalda oqayotgan suyuqlik sarfi bu sarflarning yig`indisiga tengdir;

$$Q = \sum_{i=1}^n q_i = \Delta\omega_1 g_1 + \Delta\omega_2 g_2 + \Delta\omega_3 g_3 + \dots + \Delta\omega_n g_n \quad (3.62)$$

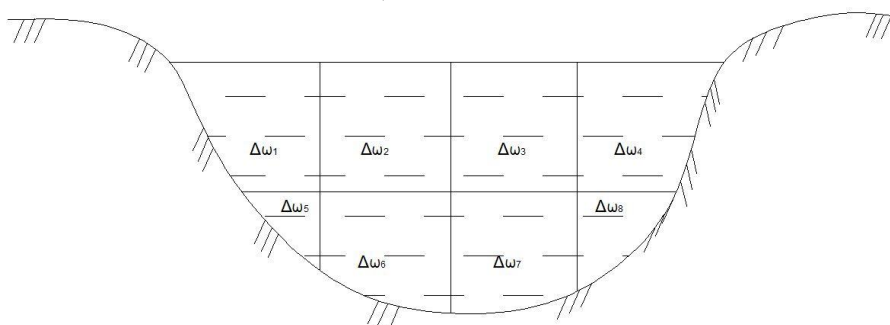
Bu usul gidrometrik o`lchashlarda eng ko`p qo`llaniladigan usuldir.

6. Pito naychasi uchi to`g`ri burchak hosil qilib egilgan naycha bo`lib, uning egilgan uchi suyuqlik oqimi yo`nalishiga qarama-qarshi qilib qo`yiladi. Naychaning ikkinchi uchi suyuqlikdan tashqariga chiqib turadi. (3.21-rasm a). Bu holda ozod sirtida va naychadagi suyuqlik sathida bosim atmosfera bosimga teng. Shuning uchun naychadagi suyuqlikning balandligi h oqimning tezlik bosimini beradi, ya'ni

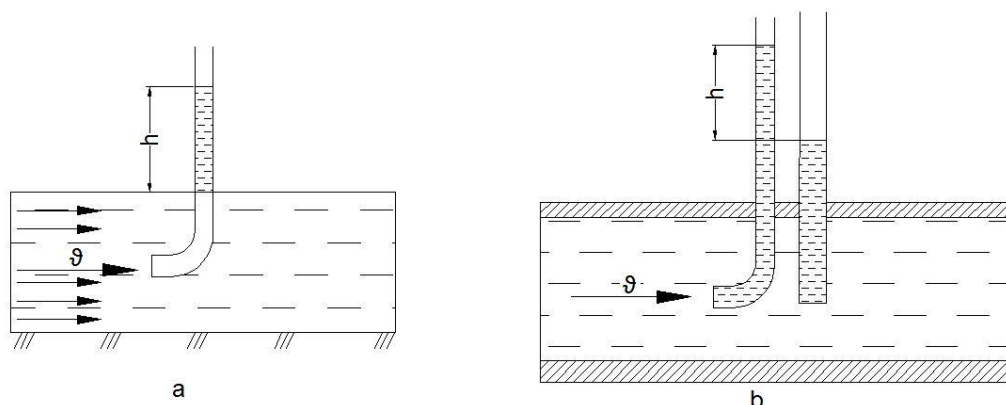
$$h = \frac{g^2}{2g}$$

Bundan tezlikni topish formulasi kelib chiqadi:

$$g = \sqrt{2gh} \quad (3.63)$$



3.21-rasm. Kanallarning kesimini elementar yuzalarga bo`lish.



3.22- rasm. Tezlik o`lchagich naychalar.

Tezlikning haqiqiy miqdori (suyuqlik tushirilgan naycha harakat tartibini buzganligi uchun) oxirgi formula bilan hisoblangan miqdorga to`g`ri kelmaydi. Shuning uchun bu formulaga tuzatish koeffitsiyenti a kiritiladi:

$$v = a\sqrt{2gh} \quad (3.64)$$

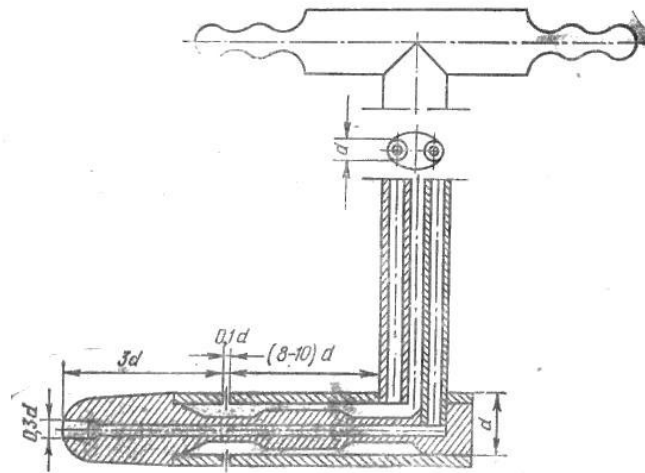
bu yerda a – koeffitsiyent; u har bir naycha uchun tajriba yo`li bilan aniqlab qo`yiladi.

Pito naychasi ochiq sirtli oqimlarda tezlikni o`lchach uchun qo`llaniladi. **Prandtl naychasi** Pito naychasining qulaylashtirilgani bo`lib, u quvurlardagi tezliklarni o`lchash uchun qo`llaniladi (3.22-rasm, b) va ikkita naychadan iborat bo`ladi. Ulardan biri Pito naychasi va ikkinchisi pezometrdir. Pezometrdagi suyuqlik balandligi pezometrik bosimni bersa, Pito naychasidagi suyuqlik balandligi to`liq bosim $\frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g}$ ni beradi. Shuning uchun bu ikki naychadagi balandliklar farqi tezlik bosimini beradi va uning yordamida tezlik topiladi:

$$v = a\sqrt{2gh} \quad (3.65)$$

Hozirgi mavjud asboblarda bu ikkita naycha bitta katta naycha ichiga joylashtirilgan (3.22-rasm) bo`lib, ularning uchlari mikromanometr yoki differentsial manometrlarga tutashtirilgan. Agar manometrlardagi suyuqlik oqayotgan suyuqlikdan farq qilsa, Prandtl naychasining uchi tushirilgan nuqtadagi tezlik quyidagi formula bilan topiladi:

$$v = a\sqrt{2gh\left(\frac{\gamma_1}{\gamma} - 1\right)} \quad (3.66)$$



3.23- rasm. Prandtl naychasi

bu yerda h – difmanometr naychalaridagi sathlar farqi; γ_1 va γ – difmanometrdagi va tekshirilayotgan (oqayotgan) suyuqliklar solishtirma og'irliklari; a – tajribadan topiladigan qiymati 1 dan 1,04 gacha o'zgaruvchi koeffitsiyent. Prandtl naychasi yordamida suyuqlik oqimi kesimining har xil nuqtalarida tezlikni o'lchab, bu kesim bo'yicha tezlikning o'zgarishini va sarfini topish mumkin.

III bob bo'yicha nazorat savollari

1. Bosimi teng sirtning tenglamasini ko'rsating.
2. Qanday kuch zo'riqish kuchi deyiladi?
3. Tezlik va sarf o'lchash usullarining qanday turlari mavjud?
4. Hidravlik yo'qotishning turlari.
5. Tezlik va sarf o'lchash usullari
6. Pitonaychasi.

IV BOB. SUYUQLIK HARAKATINING TARTIBLARI VA GIDRODINAMIK O`XSHASHLIK ASOSLARI

Amalda ko`p hollarda turli quvurlar sistemasini hisoblashga to`g`ri keladi. Bunday hisoblashlar kimyo, to`qimachilik, neft sanoatida, gidrotexnika inshootlarida va boshqa ko`pgina joylarda uchraydigan turli gidromashinalarning qismlari, vodoprovodlar, issiqlik almashtirgichlar kabi sistemalar uchun qo`llaniladi. Bu sistemalarni hisoblash ularda suyuqlikning qanday tezlikda va qanday sharoitda oqishiga bog`liq. Shunga asosan suyuqliklar harakatining turli tartiblari tekshiriladi va harakat tartibiga qarab turlicha hisoblash ishlari olib boriladi.

4.1. Suyuqlik harakatining ikki tartibi. Reynolds kritik soni

Ko`p hollarda quvurlardagi suyuqlik tekis harakatda bo`ladi, ya'ni tezlik oqim yo`nalishi bo`yicha o`zgarmaydi. Bu holda harakatning qanday bo`lishiga, asosan, ichki ishqalanish kuchi ta'sir qiladi. Bu holda uning ikki kesimidagi bosimlar farqi ishqalanish kuchining va geometrik balandliklar farqining katta yoki kichikligiga bog`liq bo`ladi. Bu kuchlarning ta'sirida quvurlardagi harakat tezligi har xil bo`lishi mumkin. Tezlikning katta-kichikligiga qarab suyuqlik zarrachalari batartib yoki betartib harakat qiladi. Bu harakatlar, odatda, asosan ikki tartibli harakatga ajratiladi: laminar harakat va turbulent harakat.

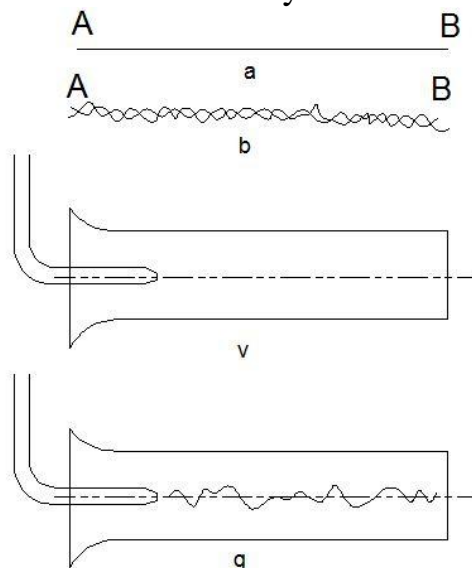
Laminar harakat vaqtida suyuqlik zarrachalari qavat-qavat bo`lib joylashadi va ular bir qavatdan ikkinchi qavatga o`tmaydi. Boshqacha aytganda, suyuqlik zarrachalari oqimlar harakatiga ko`ndalang yo`nalishda harakatlanmaydi va uni quyidagicha ta'riflash mumkin.

Agar harakat fazosida biror A nuqta tanlab olsak, shu nuqtada albatta suyuqlikning biror zarrachasi bo`ladi. Harakat natijasida shu zarracha A nuqtadan siljib uning o`rnini boshqa zarracha egallaydi. Ikkinchi zarracha ham A nuqtada to`xtab turmaydi va uning o`rnini uchinchi zarracha egallaydi va hokazo. Endi A nuqtaga birinchi kelgan zarracha harakatlanib, biror B nuqtaga AB chizigi (4.1-rasm, a) bo`yicha kelsa, uning ketidan kelgan ikkinchi zarracha ham A nuqtadan B nuqtaga AB chizig`i bo`yicha kelsa, uchinchi zarracha ham aniq AB chizig`i bo`yicha yursa va A nuqtaga kelgan boshqa zarrachalar ham AB chizig`i orqali B nuqtaga kelsa, bunday harakat *laminar harakat* deyiladi. Ba'zi vaqtda laminar harakatning bunday tartibi *parallel oqimli* yoki *tinch harakat* deb ataladi.

Laminar harakatni tajribada kuzatish uchun suyuqlik oqayotgan shisha quvurning boshlang`ich kesimiga shisha naycha orqali rangli suyuqlik keltirib qo`shib yuborsak, rang suyuqlikda aralashmasdan to`g`ri chiziq bo`yicha oqim ko`rinishida ketadi (4.1-rasm, v).

Agar suyuqlikning tezligini oshirib borsak, harakat tartibi o`zgarib boradi. Tezlik ma'lum bir chegaradan o`tganidan keyin, zarrachalar kinetik energiyasi ko`payib ketishi natijasida, ular ko`ndalang yo`nalishda ham harakat qila boshlaydi. Natijada zarrachalar o`zi harakat qilayotgan qavatdan qo`shni qavatga o`tib, energiyasining bir qismini yo`qotib, o`z qavatiga qaytib keladi. Oqim tezligi juda

oshib ketsa, zarrachalar bir qavatdan ikkinchi qavatga tez o`ta boshlaydi. Natijada suyuqlik harakatining tartibi buziladi. Bunday harakat turbulent harakat deyiladi.



4.1. rasm. Laminar va turbulent harakatga oid chizma

Yuqorida aytganimizdek, A nuqtadan o`tayotgan zarrachalarni ko`rsak, birinchi zarracha B nuqtaga tekis chiziq bilan emas, qandaydir egri-bugri chiziq bo`yicha keladi. Hatto u nuqtaga aniq kelmasligi mumkin. Birinchining ketidan kelayotgan ikkinchi zarracha ham A dan B ga egri-bugri chiziq bilan keladi. Lekin bu chiziq birinchi zarracha yurgan chiziqdan farq qiladi. Uchinchi zarracha esa A dan B ga uchinchi egri-bugri chiziq bilan keladi. Shunday qilib turbulent harakatda ixtiyoriy A nuqtadan o`tuvchi har bir suyuqlik zarrachasi B nuqtaga o`ziga xos egri chiziq bilan keladi (4.1-rasm, b), ba'zi zarrachalar B nuqtaga kelmasligi ham mumkin. Yuqorida aytilgan usul bilan quvurda oqayotgan suyuqlik oqimining boshlang`ich kesimida rang qo`shib yuborsak, u tezlikning ma'lum bir miqdoridan boshlab egri chiziq bo`yicha ketadi (4.1-rasm, g). Tezlikni oshirishni davom ettirsak, rang suyuqlikda butunlay aralashib ketadi. Bundan ko`rinadiki, suyuqlikning parallel oqimli tartibi buziladi. Suyuqlik harakatining bu ikki tartibini ingliz olimi O. Reynolds tajribada har tomonlama tekshirgan va natijalarini 1883 yilda e`lon qilgan. Reynolds suyuqliklar harakatining muhim qonuniyatini kashf qildi. Suyuqlik harakatini tezlikning oqim o`lchamiga ko`paytmasining qovushqoqlik kinematik koeffitsiyentiga nisbatidan iborat o`lchovsiz miqdor xarakterlar ekan. Bu miqdor olimning hurmatiga *Reynolds soni* deb ataladi va formulalarda *Re* bilan belgilanadi. Silindrik quvurlardagi oqim uchun Reynolds soni quyidagicha qisoblanadi:

$$Re = \frac{\rho d v}{\mu} \quad (4.1)$$

Turli shakldagi nosilindrik quvurlar va o`zanlardagi oqimlar uchun Reynolds soni quyidagicha o`lchanadi:

$$Re = \frac{\rho d_{ekv} v}{\mu} = \frac{4\rho R v}{\mu} \quad (4.2)$$

bu yerda d – quvurning ichki diametri; d_{ekv} – o`zan yoki nosilindrik quvurning ekvivalent diametri: $d_{ekv} = 4R$; R – gidravlik radius.

Reynolds aniqlashicha, yuqorida aytilgan o'lhovsiz miqdorning kichik qiymatlarida laminar harakat bo'lib, uning oshib borishi natijasida u turbulent harakatga aylanadi. (4.1) dan ko'rinib turibdiki, Reynolds soni Re oshishi uchun yo tezlik, yoki quvur diametri ortish, yoki bo'lmasa qovushqoqlik kinematik koeffitsiyenti kamayishi kerak. Suyuqlikning laminar harakatdan turbulent harakatga, o'tishini Reynolds soni Re ning ma'lum kritik miqdori bilan aniqlanadi va u Reynolds soni kritik soni deb atalib, Re_{kr} bilan belgilanadi. Bu son silindrik quvurlar uchun $Re_{kr}=2320$.

Agar oqimni juda silliq quvurda, har qanday eng kuchsiz turtki va tebranishlardan holi bo'lgan sharoitda tekshirsak, Reynolds kritik soni 2320 dan ortiq, hatto bir necha marotaba ortiq bo'lishi mumkin. Lekin Reynolds soni ma'lum bir qiymatdan o'tganidan keyin harakat, qanday ehtiyot choralari ko'rilmasin, albatta turbulent bo'ladi. Bu son Reynolds yuqori kritik soni deb ataladi va $Re_{kr,yu} - 10000$ ga teng bo'ladi. Bu songa qiyos qilib, yuqorida keltirilgan kritik son Reynolds quyi kritik soni $Re_{kr,q} = 2320$ deb ataladi. Reynolds soni $Re_{kr,q}$ dan kichik bo'lganda barqaror laminar harakat bo'ladi, u $Re_{kr,yu}$ dan katta bo'lganda esa turbulent harakat barqarorlashgan bo'ladi. Agar Reynolds soni bu ikki miqdor o'rtasida, ya'ni $Re_{kr,q} > Re > Re_{kr,yu}$ bo'lsa, turbulent harakat beqaror bo'lib, bu holatni o'tkinchi tartib deyiladi. Shunday qilib, suyuqlik harakatida asosan ikki tartib laminar va turbulent tartib mavjud. Bu tushunchani yana aniqroq ifodalasak, u holda uch xil tartib mavjud bo'lib, ular Reynolds soniga bog'liq:

- 1) laminar tartib $Re < 2320$ da;
- 2) o'tkinchi tartib $2320 > Re > 10000$ da;
- 3) barqarorlashgan turbulent tartib $Re > 10000$ da.

Suyuqlik harakatini tekshirishda va turli gidrosistemalarni hisoblashda harakat tartibining qanday bo'lishiga qarab foydalaniladigan formulalar va miqdorlar turlicha bo'ladi. Shuning uchun turli hisoblashlarni bajarishdan oldin harakatning laminar yoki turbulent tartibda ekanligini (4.1) formula yordamida aniqlab olish zarur bo'ladi.

Suyuqliklarda ichki qarshiliklar ham harakat tartibiga qarab har xil hisoblanadi. Tajribalarning ko'rsatishicha, laminar harakat vaqtida bosimning pasayishi o'rtacha tezlikning birinchi darajasiga

$$H_{1-2} = k_L \mathcal{G},$$

turbulent harakatda esa uning n – darajasiga proporsional bo'ladi.

$$H_{1-2} = k_T \mathcal{G}^n$$

bu yerda K_L , K_T – laminar va turbulent harakat uchun proporsionallik koeffitsiyentlari; n - daraja ko'rsatkichi; u 1,75 va 2 orasida o'zgaradi. Reynolds soni ortishi bilan daraja ko'rsatkichi n ortib boradi. Barqaror turbulent harakat bo'lganda $n = 2$ bo'ladi.

4.2. Gidrodinamik o'xshashlik asoslari. Gidrodinamik hodisalarni modellash

Texnikada gidravlik qurilmalarini yaratish yoki tabiatdagi biror voqeani tekshirish uchun laboratoriya sharoitida uning kuchaytirilgan modellarida tajribalar o'tkaziladi va bu tajribalar natijasiga qarab asosiy qurilma yoki hodisa haqida xulosa chiqariladi. Modellarini yasash va ularda olingan natijalarni rostakam nusxaga o'tkazish uchun model bilan rostakam hodisani bir-biri bilan bog'lovchi qonuniyatlarni bilish zarur bo'ladi. Rostakam nusxa bilan model o'rtasidagi bu qonuniyatlarning o'xshashlik qonuniyatlari deb ataladi va ularni o'xshashlik va modellash nazariyasi tekshiradi.

Ikki fizik jarayon o'xshash bo'lishi uchun uning barcha parametrlari ma'lum bir munosabatda bo'lishi kerak va bu munosabatlar turli parametrlar uchun turlicha bo'ladi.

Ikki xil voqeani bir-biriga o'xshash bo'lishi uchun birinchidan uning geometrik parametrlari o'xshash bo'lishi, ikkinchidan kinematik va dinamik parametrlari o'xshash bo'lishi kerak.

Misol uchun suvning tabiatda va texnikada kuzatilayotgan harakatda kavitatsiya hodisasi mavjud bo'lsa, uning modelida geometrik va kinematik o'xshashlik bo'lishidan tashqari xuddi shunday kavitatsiya hodisasi mavjud bo'lishi kerak. Hodisalarning o'xshashligi fizik o'xshashlik, vaqt o'xshashligi chegaraviy shartlarni o'xshashligini ham o'z ichiga olish kerak. Bular ikki o'xshash hodisalar uchun bir ismli miqdorlarning nisbatlari bir xil qiymatga ega bo'lishini taqozo qiladi. Masalan, bir hodisa uchun uzunlik o'lchamlari $L_1, L_2, L_3, \dots, L_n$ bo'lsin, birinchiga o'xshash ikkinchi hodisani uzunlik o'lchamlari esa $l_1, l_2, l_3, \dots, l_n$ bo'lsin. U holda agar

$$\frac{L_1}{l_1} = \frac{L_2}{l_2} = \frac{L_3}{l_3} = \frac{L_n}{l_n} = const \quad (4.3.)$$

bo'lsa bu hodisalar geometrik o'xshash bo'ladi. Xususan, l_1, l_2, \dots, l_n quvurning uzunligi, diametiri, tezlik yoki boshqa parametrlarni o'lchanayotgan nuqtaning koordinatalari va hokazo bo'lishi mumkin. Yuqorida aytilgan hodisalar uchun tezlik o'lchamlari $v_1, v_2, v_3, \dots, v_n$ va $v'_1, v'_2, v'_3, \dots, v'_n$ bo'lsin.

Agar

$$\frac{v_1}{v'_1} = \frac{v_2}{v'_2} = \frac{v_3}{v'_3} = \frac{v_n}{v'_n} = const \quad (4.4.)$$

bo'lsa, bu hodisalar kinematik o'xshash bo'ladi. Xususan v_1, v_2, \dots, v_n o'lchash olib borilayotgan nuqtalardagi tezliklardir.

Mazkur ikki hodisa uchun:

$$\frac{t_1}{t'_1} = \frac{t_2}{t'_2} = \frac{t_3}{t'_3} = \dots = \frac{t_n}{t'_n} = const \quad (4.5.)$$

bo'lsa, ularda vaqt o'xshashligi mavjud.

Yuqorida keltirilgan (4,3), (4,4) va (4,5) nisbatlarning tengligini ifodalovchi o'zgarma miqdorlar o'xshashlik doimiysi deb ataladi va uzunlik uchun α_l tezlik uchun α_v vaqt uchun at belgilar bilan belgilanadi. Shuningdek tezlanish uchun α_a zichlik uchun α_ρ qovushqoqlik uchun α_μ va hokazo o'xshashlik doimiylarini kiritish mumkin. O'xshashlik nazariyasida yuqorida keltirilgan o'xshashlik doimiylari ikki

o`xshash hodisa uchungina bo`lmay, bir qancha o`xshash hodisalar uchun bo`lsa, u holda ular *o`xshashlik aniqlovchisi* deyiladi. O`xshashlik aniqlovchilarning o`xshashlik doimiysidan yana bir farqi ular bir qancha turli o`lchamlar kombinatsiyasining nisbati sifatida qurilishi mumkin.

Masalan,

$$\frac{g_1 l_1 v_1}{g'_1 l'_1 v'_1} = \frac{g_2 l_2 v_2}{g'_2 l'_2 v'_2} = \dots = \frac{g_n l_n v_n}{g'_n l'_n v'_n} = const$$

Agar o`xshashlik aniqlovchisi oddiy o`lchamlar nisbati bilan ifodalansa, ular *simplekslar* deyiladi. Agar o`xshashlik aniqlovchisi o`lchamlar murakkab kombinatsiyalarining nisbati sifatida ifodalansa, u holda *o`xshashlik kriteriyalari* deyiladi. Misol sifatida Nyuton ikkinchi qonunini ko`ramiz. Birinchi hodisa uchun u

$$F_1 = m_1 \frac{d g_1}{dt_1} \quad (4.6.)$$

Ikkinchi hodisa uchun esa

$$F_2 = m_2 \frac{d g_2}{dt_2} \quad (4.7)$$

Ikkinchi hodisa uchun o`xshashlik doimiylari a_f , a_m , a_v , a_t larni kiritsak, (4.7) birinchi hodisa parametrlari orqali quyidagicha ifodalanadi.

$$\alpha_f F_1 = \alpha m_1 \frac{\alpha d}{\alpha t} m_1 \frac{d g_1}{dt_1}$$

yoki

$$\frac{\alpha_f \alpha_t}{\alpha_m \alpha_v} F_1 = m_1 \frac{d g_1}{dt_1} \quad (4.8)$$

(4.6.) bilan (4.8) lar ikki o`xshash hodisalar uchun yozilganligi sababli ular bir xil bo`lishi kerak. Buning uchun o`xshashlik doimiylaridan tashkil topgan quyidagi o`zgarmas miqdor birga teng bo`lishi kerak.

$$C = \frac{\alpha_f \alpha_t}{\alpha_m \alpha_v} = 1$$

bundan

$$\frac{\frac{F_1 t_1}{m_1 g_1}}{\frac{F_2 t_2}{m_2 g_2}} = 1 \quad \text{ёки} \quad \frac{F_1 t_1}{m_1 g_1} = \frac{F_2 t_2}{m_2 g_2}$$

Bu munosabat bir necha o`xshash hodisalar uchun umumlashtirsak, quyidagi o`xshashlik aniqlovchisini olamiz

$$Ne = \frac{Ft}{m g} = const$$

bunga *Nyuton mezoni* deyiladi.

Gidrodinamik o`xshashlikni quyidagi kriterial miqdorlar aniqlaydi .

Struxal mezoni yoki *gomoxronlik mezoni*

$$Sh = \frac{l}{g t} \quad (4.9.)$$

Reynolds mezoni

$$Re = \frac{gl}{\nu} \quad (4.10)$$

Eyler mezoni

$$Eu = \frac{p}{\rho g^2} \quad (4.11)$$

Frud mezoni

$$Fr = \frac{g^2}{gl} \quad (4.12.)$$

Bu kriterial miqdorlar yuqorida keltirilgan usulni Nave-Stoks tenglamasiga qo`l-lash yo`li bilan olinadi.

Birinchi hodisa uchun Nave-Stoks tenglamalar sistemasidan birinchi tenglamani yozamiz:

$$\frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_x}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} \right) + g \cos \alpha_x, \quad (4.13)$$

bu yerda $g \cos \alpha$ og`irlik kuchining O_x o`qidagi proyeksiyasi. Bu tenglamaga (4.7) va (4.8) lardagi kabi o`xshashlik doimiysini kiritsak, u quyidagi ko`rinishga keladi

$$\frac{\alpha_v}{\alpha_t} \frac{\partial u_x}{\partial t} + \frac{\alpha_v^2}{\alpha_1} \left(u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_x}{\partial z} \right) = -\frac{\alpha_p}{\alpha_\rho \alpha_l} \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\alpha_y \alpha_v}{\alpha_l^2} \nu \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} \right) + \alpha_g g \cos \alpha_x$$

tenglamaning ikki tomoni $\frac{\alpha_v^2}{\alpha_\delta}$ ga bo`lsak, u quyidagi ko`rinishni oladi:

$$\frac{\alpha_e}{\alpha_v \alpha_e} \frac{\partial u_x}{\partial t} + U_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + U_y \frac{\partial u_x}{\partial y} + U_z \frac{\partial u_x}{\partial z} = -\frac{\alpha_p}{\alpha_\rho \alpha_v^2} \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\alpha_v}{\alpha \nu \alpha_l} \nu \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} \right) + \frac{\alpha_g \alpha_l}{\alpha_v^2} g \cos \alpha_x, \quad (4.14)$$

Ikki hodisa o`xshash bo`lsa, ularni ifodalovchi tenglamalar bir xil bo`ladi. Ikki hodisa o`xshashligidan (4.13) va (4.14) tenglamalar bir xil bo`lishi kerakligi kelib chiqadi. Bundan ko`rinadiki

$$1) \frac{\alpha_t}{\alpha_v \alpha_t^2} = 1; 2) \frac{\alpha_p}{\alpha_\rho \alpha_v^2} = 1; 3) \frac{\alpha_v}{\alpha_\nu \alpha_\delta} = 1; 4) \frac{\alpha_g \alpha_l}{\alpha_v^2} = 1.$$

Birinchi kombinatsiyadagi o`xshashlik doimiylarini o`z o`rniga qo`ysak

$$\frac{\frac{l_1}{l_2}}{\frac{g_1 t_1}{g_2 t_2}} = 1, \text{ ya'ni } \frac{l_1}{g_2 t_1} = \frac{l_2}{g_2 t_2}$$

Gidrodinamik o`xshash voqealar uchun Struxal mezoni bir xil bo`lishi kerak:

$$Sh = \frac{1}{g t} = const$$

Ikki kombinatsiyadan

$$\frac{\frac{p_1}{p_2}}{\frac{\rho_1 g_1^2}{\rho_2 g_2^2}} = 1; \frac{p_1}{\rho_1 g_1^2} = \frac{p_2}{\rho_2 g_2^2}$$

Demak, gidrodinamik o`xshash voqealar uchun Eyler mezoni bir xil bo`lishi kerak:

$$Eu = \frac{P}{\rho g^2} = const$$

Uchinchi kombinatsiyadan

$$\frac{v_1}{v_2} = 1; \frac{g_1 l_1}{g_2 l_2} = \frac{v_1}{v_2}$$

O`xshash voqealar uchun yuqoridagilardan tashqari Reynolds mezonini ham bir xil bo`lishi kerak:

$$Re = \frac{gl}{\nu} = const$$

To`rtinchi kombinatsiyadan

$$\frac{g_1 l_1}{g_2 l_2} = 1; \frac{g_1^2}{g_1 l_1} = \frac{g_2^2}{g_2 l_2}$$

Gidrodinamik hodisalar o`xshash bo`lishi Frud mezonining ham bir xil bo`lishini taqozo qiladi:

$$Fr = \frac{g^2}{gl} = const$$

Yuqorida ko`rib o`tilganlardan gidrodinamik o`xshashlik to`rtta tenglikni bajarilishi bilan ta'minlanadi. Bundan kelib chiqadiki, bu kriterial miqdorlar o`rtasida qandaydir munosabat mavjud bo`lib u

$$\varphi_1(Sh, Eu, Re, Fr) = 0 \quad (4.15)$$

ko`rinishda ifodalanadi.

Agar harakat barqaror bo`lsa u holda (4.15) ning o`rniga

$$\varphi_2(Eu, Re, Fr) = 0 \quad (4.16)$$

munosabatdan foydalanamiz.

(4.15) va (4.16) munosabatlar kriterial tenglamalar deb ataladi va Nave - Stoks tenglamasini yechib bo`lmaydigan hollarda ulardan foydalaniladi. Bu munosabatlarning Nave-Stoks tenglamasidan farqi shundaki, ular kriterial miqdorlar o`rtasidagi bog`lanishni noaniq ko`rinishda ifodalaydi. Nave-Stoks tenglamasi esa harakat parametrlari orasidagi bog`lanishni aniqlangan ko`rinishda beradi, lekin ko`p hollarda bu tenglamani yechish qiyin, ba'zan esa yechish mumkin emas.

Kriterial tenglamalardan foydalanish uchun tekshirilayotgan voqeaning modelini laboratoriya sharoitida yaratib, unda tajriba o`tkazamiz. Tajribadan olingan natijalarni esa (4.15) yoki (4.16) tenglamani aniqlangan ko`rinishga keltirish uchun foydalanamiz. Ko`p hollarda (4.16) tenglamani ham soddalashtirib, og`irlik kuchi harakatga kam ta'sir etadigan hollarga

$$\varphi_3(Eu, Re) = 0 \quad (4.17)$$

ko`rinishida qo`llaymiz. Oxirgi tenglama yuqori bosim ostida bo`ladigan hodisalar uchun yaqin keladi.

IV bob bo'yicha nazorat savollari

- 1.Suyuqlik harakatining tartiblari.
2. Suyuqlikning barqaror harakati uchun uzilmaslik tenglamasi
- 3.Laminar harakat tartibining xususiyatlari.
- 4.Reynolds soni.
- 5.Turbulent harakat tartibining xususiyatlari.

V BOB. SUYUQLIKLARNING LAMINAR HARAKATI

5.1. Tezlikning silindirik quvur kesimi bo'yicha taqsimlanishi

Qovushoq suyuqliklar quvurda laminar harakat qilganda uning oqimchalari bir-biriga parallel harakat qiladi. Quvur devorlari esa unga yopishib qolgan suyuqlik zarrachalari bilan qoplanadi. Shunday qilib, quvur devoridagi suyuqlik zarrachalarining tezligi nolga teng. Suyuqlikning devorga yopishgan qavatidan keyingi qavati esa suyuqlik zarrachalari bilan qoplangan quvur devori ustida sirpanib boradi. Agar quvur ichidagi suyuqlikni xayolan cheksiz ko'p yupqa qavatlarga ajratsak, u holda har bir qavat o'zidan oldingi qavat sirtida siljib boradi. Yuqorida aytilganga ko'ra quvur devori sirtidagi qavatning tezligi nolga teng bo'lib, quvur o'qiga yaqinlashgan sari tezlik oshib boradi. O'qda esa tezlik maksimal qiymatga ega bo'ladi. Shuning uchun quvur ichidagi ishqalanish kuchi Nyuton qonuni bilan ifodalanadi:

$$\tau = -\mu \frac{du}{dr}$$

Quvur ichida uzunligi l va radiusi r bo'lgan elementar naycha ajratib olamiz (5.1-rasm). Bu naychaning yuzalari $d\omega$ bo'lgan 1-1 kesimi bo'yicha p_1 bosim, 2-2 bo'lgan kesim bo'yicha esa p_2 bosim ta'sir qilsin. Radiusi R bo'lgan tekshirilayotgan quvurdagi harakat gorizonta va tekis bo'lsin. U holda elementar naychaga ta'sir qilayotgan kuchlar

1-1 kesimdagi bosim kuchi

$$P_1 = p_1 d\omega$$

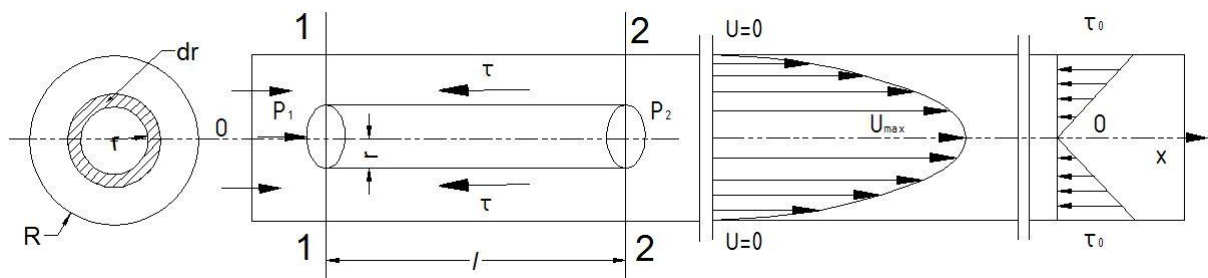
2-2 kesimdagi bosim kuchi

$$P_2 = p_2 d\omega$$

ishqalanish kuchi

$$T = \tau 2\pi r l = -\mu 2\pi r l \frac{du}{dr}$$

dan iborat.



5.1-rasm. Laminar harakatda tezlikning quvur kesimi bo'yicha taqsimlanishi

U holda elementar naychaning muvozanat shartidan quyidagini yoza olamiz.

$$P_1 - P_2 - T = 0 \quad (5.1)$$

Elementar naycha kesimi $dS = \pi r^2$ ekanligini nazarda tutib, (5.1) dan quyidagi tenglamani keltirib chiqaramiz:

$$\pi r^2 p_1 - \pi r^2 p_2 + \mu 2\pi r l \frac{du}{dr} = 0$$

Bu tenglamadan ushbu differentsial tenglamani keltirib chiqaramiz:

$$\frac{du}{dr} = -\frac{r}{2\mu} \frac{p_1 - p_2}{l} \quad (5.2.)$$

Oxirgi tenglamaning o'zgaruvchilarini ajratamiz

$$du = -\frac{p_1 - p_2}{2\mu l} r dr$$

va chap tomoni u dan 0 gacha, o'ng tomonini esa r dan R gacha integrallab, tezlik uchun munosabat keltirib chiqaramiz:

$$u = -\frac{p_1 - p_2}{4\mu l} (r^2 - R^2) \quad (5.3.)$$

Hosil qilingan tenglama parabola tenglamasi bo'lib, u tezlikning silindrik quvur kesimi bo'yicha taqsimlanishini ko'rsatadi. (5.3) dan ko'rinib turibdiki, quvurdagi harakat tezligi $r = 0$ da maksimumga erishadi

$$u_{\max} = \frac{p_1 - p_2}{4\mu l} R^2 \quad (5.4.)$$

Demak, silindrik quvurda laminar harakat tezligi ko'ndalang kesimda parabola qonuni bo'yicha taqsimlangan bo'ladi. Tezlikning maksimal qiymati esa quvurning o'qi bo'yicha yo'nalgan bo'ladi. Endi quvurda oqayotgan suyuqlikning sarfini topamiz. Eni dr ga teng bo'lgan halqa bo'yicha oqayotgan (5.1-rasm) elementar sarf quydagiga teng bo'ladi:

$$dQ = 2\pi r du$$

Oxirgi tenglikka (5.3) dan tezlikning formulasini qo'ysak, quyidagini olamiz:

$$dQ = -2\pi r \frac{p_1 - p_2}{4\mu l} (r^2 - R^2) dr.$$

Bu tenglikning chap tomonini 0 dan Q gacha o'ng tomonini esa 0 dan R gacha integrallab

$$Q = -\int_0^R 2\pi r \frac{p_1 - p_2}{4\mu l} (r^2 - R^2) dr = -\pi \frac{p_1 - p_2}{2\mu l} \int_0^R (r^2 - R^2) r dr = \pi \frac{p_1 - p_2}{2\mu l} \left(\frac{R^4}{2} - \frac{R^4}{4} \right) = \frac{\pi R^4}{8\mu l} \frac{p_1 - p_2}{l} \quad (5.5.)$$

munosabatni olamiz.

Bu holda o'rtacha tezlikni shunday topamiz:

$$\varrho = \frac{Q}{\omega} = \frac{Q}{\pi R^2} = \frac{\pi R^4 (p_1 - p_2)}{8\mu l \pi R^2} = \frac{p_1 - p_2}{8\mu l} R^2 \quad (5.6.)$$

(5.6) va (5.4) munosabatlarni solishtirib quvurda laminar harakat vaqtida o'rtacha tezlik bilan maksimal tezlik orasidagi munosabatni topamiz:

$$\varrho = \frac{u_{\max}}{2} \quad (5.7.)$$

Demak, silindrik quvurda laminar harakat vaqtida o'rtacha tezlik maksimal tezlikdan ikki marotaba kichik ekan.

5.2. Quvur uzunligi bo'yicha bosimning pasayishi (Puazeyl formulasi)

Endi quvurda oqayotgan suyuqlik energiyasining ishqalanishni yengishga sarflanishini tekshiramiz. Avval quvur kesimi bo'yicha ishqalanish kuchining taqsimlanishini ko'ramiz. Buning uchun Nyuton qonuni formulasiga tezlik formulasi (5.3) ni qo'yamiz.

U holda,

$$\tau = -\mu \frac{du}{dr} = \frac{p_1 - p_2}{2l} r \quad (5.8.)$$

Bu formuladan ko'rinib turibdiki, ishqalanish kuchi quvur o'qida nolga teng bo'lib, uning o'qidan devorlariga qarab chiziqli ortib boradi va devor sirtida eng katta qiymatga erishadi (5.1-rasm) (3.56) tenglamada silindrik quvurdagi uzunlik bo'yicha gidravlik yo'qotishni ishqalanish kuchi orqali berilgan edi. Endi bu formulaga (5.8) munosabatni qo'ysak.

$$H_e = \frac{p_1 - p_2}{\gamma 2l} R \frac{2Rl}{\pi R^2} = \frac{p_1 - p_2}{\gamma}.$$

Kesimlardagi bosim farqi ($p_1 - p_2$) ni (5.6) formuladan o'rtacha tezlik orqali ifodalasak:

$$p_1 - p_2 = \frac{2\mu l}{R^2} g = \frac{32\mu l}{D^2} g$$

va gidravlik yo'qotish formulasiga qo'ysak, quyidagi munosabatni olamiz:

$$H_l = \frac{8\mu l}{\gamma D^2} g \quad (5.9.)$$

U holda gidravlik qiyalik uchun formula chiqarish qiyin emas. Buning uchun (5.9) ning ikki tomonini l ga bo'lamiz

$$\frac{H_l}{l} = \frac{32\nu}{gD^2} g \quad (5.10)$$

va oxirgi tenglikni quyidagicha yozamiz:

$$J = \frac{232\nu}{gD^2 D g} g^2 = \frac{64\nu}{gD^2 g D} g^2$$

Silindrik quvurlar uchun Reynolds soni

$$\text{Re} = \frac{gD}{\nu}$$

ko'rinishda yozilgani uchun

$$J = \frac{64}{\text{Re}^2 g D} g^2$$

Demak, laminar harakat vaqtida gidravlik qiyalik va bosimning pasayishi Reynolds soniga bog'liq ekan. $\frac{64}{\text{Re}}$ ko'rinishdagi miqdorni gidravlikada λ bilan belgilanadi:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} \quad (5.11)$$

va ishqalanish qarshiligi koeffitsiyenti deb ataladi. U holda energiyaning yo'qolishi va gidravlik qiyalik uchun quyidagicha Darsi - Veysbax formulasini olamiz.

$$H_e = \lambda \frac{l}{D} \frac{g^2}{2g}$$

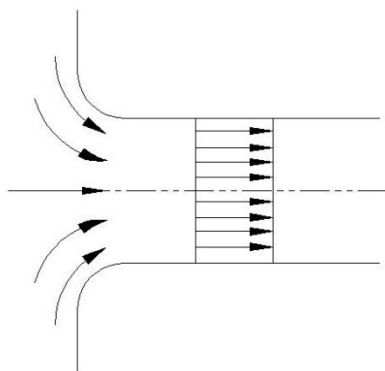
$$J = \lambda \frac{l}{D} \frac{g^2}{2g}$$
(5.12)

Shunday qilib, laminar harakat vaqtida quvur uzunligi bo'yicha bosimning pasayishi va gidravlik qiyalik solishtirma kinetik energiyaga chiziqli bog'liq ekan.

5.3. Oqimning boshlang'ich bo'lagi.

Yuqorida aytib o'tilgan harakat qonunlari quvurdagi barqarorlashgan laminar oqimlar uchun to'g'ridir. Haqiqatda esa, quvurga endi kirgan suyuqlik boshlang'ich kesimdan boshlab ma'lum masofa o'tgandan keyingina laminar harakatga doir bo'lgan parabolik qonun bo'yicha taqsimlangan bo'ladi.

Laminar harakatning quvurda rivojlanishini quyidagicha tasavvur qilish mumkin. Hajmi juda katta idishdan suyuqlik quvurga kirsin va quvur kirish qismining chekkalari yaxshilab dumaloqlangan bo'lsin. Bu holda boshlang'ish kesimda tezlik deyarli o'zgarmas bo'ladi. Bu qonun faqat *chegara* (yoki devoroldi) qatlam deb ataluvchi devor ustidagi yupqa qavatdagina buziladi. Bu qavatda suyuqlikning devorga yopishishi natijasida tezlik keskin kamayib, devorda nolga tenglashadi. Shuning uchun kirish qismida tezlik chizig'i to'g'ri chiziq kesmasi (5.2-rasm) bilan aniq ifodalanadi.

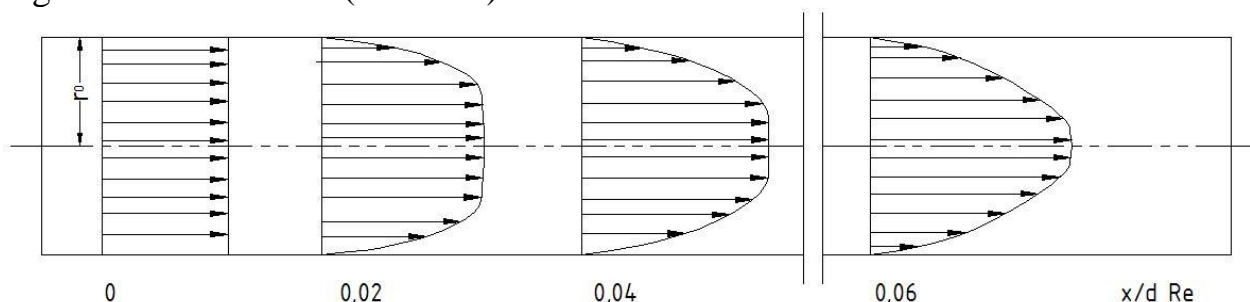


5.2-rasm. Naycha kirishidagi tezlik taqsimotiga doir.

Kirish qismidan uzoqlashgan sari devorlardagi ishqalanish kuchi ta'sirida chegara qatlamga yaqin qavatlarda harakat sekinlashib boradi va natijada bu qatlamning qalinligi oshib boradi harakat esa sekinlashib boradi. Oqimning ishqalanish kuchi hali ta'sir qilmagan markaziy qismi esa bir butun harakat qilishni davom ettiradi, ya'ni boshqacha aytganda markaziy qavatlarda tezlik deyarli bir xil

boʻlgani holda (oqayotgan suyuqlikning harakat miqdori oʻzgarmas boʻlgani uchun) chegara qatlamda tezlik kamaygani sababli yadroda tezlik oshadi.

Shunday qilib, quvurning oʻrta qismida (yadroda) tezlik oshib boradi, devor yaqinida oʻsib boruvchi chegara qatlamda kamayadi. Bu jarayon chegara qatlam oqim kesimini butunlay egallab olmaguncha va yadro butunlay yoʻq boʻlib ketguncha davom etadi (5.3-rasm).



5.3-rasm. Laminar harakatning quvurda rivojlanib borishiga doir chizma

Shundan keyin oqimning rivojlanishi tugab, tezlik chizigʻi odatdagi laminar oqimga xos parabolik shaklni qabul qiladi. Quvurning boshlangʻich kesimidan doimiy parabolik tezlik vujudga kelguncha boʻlgan boʻlagi laminar harakatning boshlangʻich boʻlagi deb ataladi. Bu boʻlakning uzunligi quyidagi formula bilan aniqlanadi:

$$L_{\text{bosh}} = 0,028R_e D \quad (5.13)$$

Bu formuladan koʻrinadiki, boshlangʻich boʻlak Reynolds soniga va quvurning diametriga proporsional ekan. Gidrotexnika kursida bu masalani nazariy usul bilan hal qilingan boʻlib, olingan formulalar tajribada qiymatlarga juda yaqin keladi.

5.4. Tekis va halqasimon tirqishlarda suyuqlikning laminar harakati.

Yuqorida biz laminar harakatning eng sodda turlaridan biri silindrik quvurdagi tekis harakatni koʻrgan edik. Texnikada esa murakkab harakatlar koʻp ushraydi. Bularga tekis va halqasimon tirqishlardagi harakatlarni misol qilib keltirish mumkin. Bunday harakatlar gidravlik mashinalar va agregatlarni germetiklash, ularning harakatlanuvchi elementlarini mustahkam berkitish ishlari orada tirqish qoldirib bajariladi. Porshenli nasoslar va gidrouzatmalarda plunjer bilan silindr orasidagi tirqish ham yuqoridagi aytilgan harakatlarga misol boʻla oladi.

Uzunligi l , eni b , balandligi c boʻlgan tekis tirqishdagi laminar, bir tekis harakatni koʻramiz (5.4-rasm).

Koʻrilayotgan tirqishda uzunligi l , eni b va balandligi y boʻlgan parallelepiped ajratamiz. Bu parallelepipedga $1-1$ kesimi boʻyicha Ox oʻqi yoʻnalishida

$$P_1 = p_1 b y$$

2-2 kesimi bo'yicha

$$P_2 = p_2by$$

bosim kuchlari ta'sir etadi.

Parallelepipedning ustki sirtiga

$$T_1 = \tau bl = -\mu \frac{du}{dy} bl$$

va ostki sirtiga

$$T_2 = \tau_0 bl$$

ishqalanish kuchlari ta'sir etadi va ular ham Ox o'qi bo'yicha yo'nalgan bo'ladi. Ko'rilayotgan hajmdagi suyuqlikning muvozanatda bo'lishi sharti bo'yicha yuqorida keltirilgan kuchlardan quyidagi tenglama hosil qilinadi.

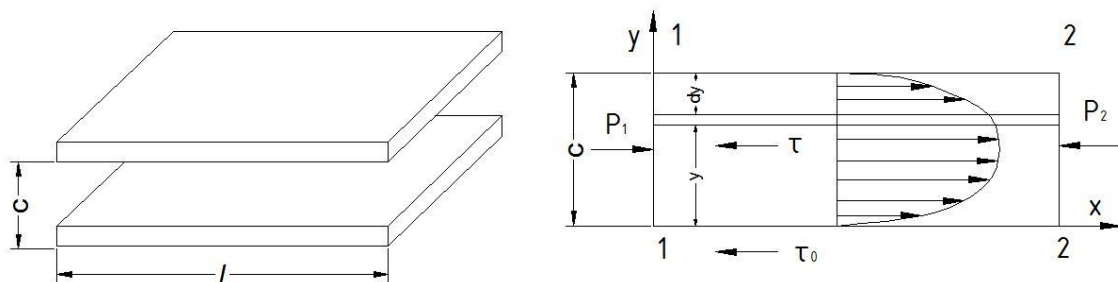
$$P_1 - P_2 - T_1 - T_2 = 0 \quad (5.14)$$

Bu tenglama quyidagi ko'rinishga keladi.

$$\frac{du}{dy} = -\frac{p_1 - p_2}{\mu l} y + \frac{\tau_0}{\mu} \quad (5.15)$$

Suyuqlikning qovushqoqlik shartiga asosan tirqishning pastki devorida ($y=0$) tezlik nolga teng. (5.15) tenglamaning chap tomonini 0 dan u gacha, o'ng tomoni 0 dan y gacha integrallab, quyidagi formulani olamiz.

$$u = -\frac{p_1 - p_2}{2\mu l} y^2 + \frac{\tau_0}{\mu} y \quad (5.16)$$



5.4-rasm. Tekis tirqishda suyuqlikning laminar harakatiga doir chizma.

Ikkinchi devorda ($y=c$) ham tezlik nolga teng. Bu shartdan foydalanib ushbu tenglikni yozamiz.

$$0 = -\frac{p_1 - p_2}{2\mu l} c^2 + \frac{\tau_0}{\mu} c.$$

Oxirgi tenglikdan τ_0 ni topamiz.

$$\tau_0 = \frac{p_1 - p_2}{2l} c$$

va (5.16) ga qo'yamiz. Natijada tezlik uchun quyidagi formulani olamiz.

$$u = -\frac{p_1 - p_2}{2\mu l} y(y - c) \quad (5.17)$$

Bu formuladan ko'rinib turibdiki, tekis tirqishdagi tezlik parabolik qonunga bo'ysunar ekan. Tezlik $y = \frac{c}{2}$ da maksimal qiymatga erishadi, ya'ni:

$$u_{\max} = \frac{p_1 - p_2}{8\mu l} c^2 \quad (5.18)$$

Suyuqlik sarfini topish uchun qalinligi dy ga teng boʻlgan elementar qavat olib, uning koʻndalang kesimidan oqayotgan suyuqlikning sarfini topamiz.

$$dQ = bdyu$$

U holda suyuqlik sarfi quyidagicha aniqlanadi.

$$Q = \int_s dQ = b \int_0^c u dy = b \int_0^c \frac{p_1 - p_2}{2\mu l} (c - y) y dy = b \frac{p_1 - p_2}{2\mu l} \int_0^c (c - y) y dy = \frac{p_1 - p_2}{2\mu l} b \left(\frac{c^3}{2} - \frac{c^3}{3} \right) = \frac{p_1 - p_2}{12\mu l} c^3 b \quad (5.19)$$

Bu formula yordamida tirqishdan oqib ketayotgan suyuqlik miqdorini aniqlash mumkin.

Oʻrtacha tezlikni topish uchun sarfni oqimning kesimiga boʻlamiz, yaʼni

$$g = \frac{Q}{\omega} = \frac{p_1 - p_2}{12\mu l} \frac{c^3 b}{cb} = \frac{p_1 - p_2}{12\mu} c^2 \quad (5.20)$$

(5.18) va (5.20) tenglamalarni oʻzaro taqqoslab, oʻrtacha tezlik bilan maksimal tezlik oʻrtasidagi bogʻlanishni topamiz: $g = \frac{2}{3} u_{\max}$. Bundan koʻrinadiki, koʻrilayotgan holda maksimal tezlik oʻrtacha tezlikdan bir yarim marta katta ekan.

Tekis tirqishdan oqayotgan suyuqlik uchun gidravlik yoʻqotishni topamiz.

$$H_e = \frac{p_1 - p_2}{\gamma}$$

(5.20) dan $(p_1 - p_2)$ ni oʻrtacha tezlik orqali quyidagicha ifodalab

$$p_1 - p_2 = \frac{12\mu l}{c^2} g.$$

uni gidravlik yoʻqotish formulasiga qoʻysak, ushbu munosabat hosil boʻladi.

$$H_e = \frac{12\mu l}{\gamma s^2} g$$

Tirqishning gidravlik radiusi

$$R = \frac{\omega}{\chi} = \frac{lb}{2(c+b)} \approx \frac{c}{2}$$

boʻlishni va Reynolds soni $Re = \frac{gR}{\nu}$ ni nazarga olib, gidravlik yoʻqotishni quyidagicha yozamiz:

$$H_e = \frac{12\nu l}{g c^2} g = \frac{24l}{\frac{94R}{c}} \frac{g^2}{2g} = \frac{96}{Re} \frac{l}{Re} \frac{g^2}{2g} \quad (5.21)$$

Agar silindrik quvurdagi laminar harakat tekshirilgandagi kabi

$$\lambda = \frac{96}{Re} \quad (5.22)$$

belgilashni kiritsak, ushbu munosabatni olamiz.

$$H_e = \lambda \frac{l}{4R} \frac{g^2}{2g} \quad (5.23)$$

Oxirgi munosabatdan foydalanib gidravlik qiyalikni hisoblash formulasini olamiz.

$$J = \frac{H_e}{l} = \lambda \frac{l}{4R} \frac{g^2}{2g} \quad (5.24)$$

Bu olingan formulalar maʼlum hollarda kontsentrik halqasimon tirqishlardagi laminar harakat uchun ham qoʻllanilishi mumkin.

Masalan, plunjerning diametri d_1 tirqishning qalinligidan juda katta bo`lsa ($d_1 \gg c$), plunjer bilan silindr orasidagi halqasimon tirqish uchun qo`llaniladi. Bu holda suyuqlik sarfini hisoblash uchun (5.19) dagi b o`rniga d_1 ni qo`yish kerak. Ekstsentrik halqasimon tirqishlar uchun sarfini hisoblashda esa (5.19) dagi b o`rniga $\pi \frac{d_4 + d_2}{2} = \pi(d_1 + c)$ ni qo`yish kerak; bu yerda e – plunjer va silindr o`qlari orasidagi ekstsentrisitet. Agar tirqishning qalinligi plunjer diametriga yaqin miqdorlarda o`lchanadigan bo`lsa, u holda halqasimon tirqishdagi harakat uchun boshqacha formulalar chiqarish kerak bo`ladi.

Diametrlari d_1 va d_2 , uzunliklari l bo`lgan plunjer va silindr orasidagi tirqishda (5.5-rasm) laminar harakat qilayotgan suyuqlik oqimini tekshiramiz. Radiusi r_1 va r_2 bo`lgan ikki silindr orasidagi suyuqlik muvozanatini ko`ramiz.

1-1 kesim yuzasi bo`yicha Ox o`qi yo`nalishida

$$P_1 = p_1 \pi (r_2^2 - r_1^2)$$

kuch, 2-2 kesim yuzasi bo`yicha

$$P_2 = p_2 \pi (r_2^2 - r_1^2)$$

kuch ta'sir qiladi.

Ichki silindr sirti bo`yicha

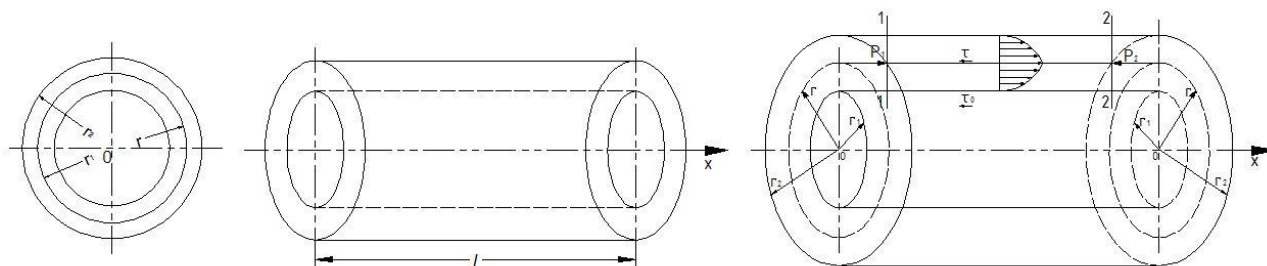
$$T_1 = \tau_0 2\pi r_1 l$$

Tashqi silindr sirti bo`yicha esa

$$T_2 = \tau 2\pi r l = \mu \frac{du}{dr} 2\pi r l$$

kuchlar ta'sir qiladi. Bu holda avvalgi masaladagi kabi suyuqlik hajmining muvozanat sharti bo`yicha quyidagi tenglamani olamiz.

$$\frac{du}{dr} = -\frac{p_1 - p_2}{2\mu l} \frac{r^2 - r_1^2}{r} + \frac{\tau_0}{\mu r}$$



5.5-rasm. Halqasimon tirqishda suyuqlikning laminar harakatiga doir chizma

Suyuqlikning tezligi $r = r_1$ da nolga teng bo`ladi. Shuning uchun (5.25) tenglamani chap tomonini O dan u gacha, o`ng tomonini r_1 dan r gacha integrallab, ushbu munosabatni olamiz.

$$u = -\frac{p_1 - p_2}{4\mu l} \left[(r^2 - r_1^2) - 2 \ln \frac{r}{r_1} \right] + \frac{\tau_0}{\mu} \ln \frac{r}{r_1}$$

Silindrning sirtida ($r = r_2$) ham tezlik nolga teng.

Shuning uchun

$$u = -\frac{p_1 - p_2}{4\mu l} \left[(r_2^2 - r_1^2) - 2 \ln \frac{r_2}{r_1} \right] - 2 \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{\tau_0}{\mu} \ln \frac{r_2}{r_1}.$$

Bu tenglikdan $\frac{\tau_0}{\mu}$ ni topamiz.

$$\frac{\tau_0}{\mu} = \frac{p_1 - p_2}{4\mu l} \left[(r_2^2 - r_1^2) \frac{1}{\ln \frac{r_2}{r_1}} - 2 \right]$$

va (5.26) ga qo'yamiz. Shunday qilib, tezlikning kesim bo'yicha taqsimlanishi uchun ushbu munosabatni olamiz.

$$u = \frac{p_1 - p_2}{4\mu l} \left[(r_2^2 - r_1^2) \frac{\ln \frac{r}{r_1}}{\ln \frac{r_2}{r_1}} - (r^2 - r_1^2) \right].$$

$r_2 - r_1 = c$ ning miqdori r_1 dan juda kichik bo'lganda bir qancha amallardan keyin (5.27) dan (5.17) ni keltirib chiqarish mumkin. Bu esa yuqorida aytilgan fikrlarni yana bir bor tasdiqlaydi. Halqasimon tirqishdan oqayotgan suyuqlikning maksimal tezligi avvalgidek tirqish balandligining o'rta qismiga to'g'ri kelmaydi. Maksimal tezlikni topish ancha murakkab bo'lgani uchun biz uni keltirmaymiz.

Halqasimon tirqishdan oqayotgan suyuqlikning sarfi quyidagicha hisoblanadi:

$$Q = 2\pi \int_{r_1}^{r_2} u r dr = \frac{p_1 - p_2}{8\mu l} \pi (r_2^2 - r_1^2) \left[r_2^2 + r_1^2 - \frac{r_2^2 - r_1^2}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \right]. \quad (5.28)$$

U holda o'rtacha tezlikni topish uchun sarfni kesim $-\omega = \pi(r_2^2 - r_1^2)$ ga bo'lamiz.

$$g = \frac{p_1 - p_2}{8\mu l} (r_2 + r_1^2) - \left(\frac{r_2^2 - r_1^2}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \right). \quad (5.29)$$

Gidravlik yo'qotish esa quyidagicha hisoblanadi.

$$H_e = \frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \frac{8\mu l \ln \frac{r_2}{r_1}}{(r_2^2 + r_1^2) \ln \frac{r_2}{r_1} - (r_2^2 - r_1^2) g} g.$$

Gidravlik radius

$$R = \frac{\omega}{\chi} = \frac{\pi(r_2^2 - r_1^2)}{2\pi(r_2 - r_1)} = \frac{r_2 + r_1}{2}$$

Demak, Reynolds soni

$$Re = \frac{g4R}{\nu} = \frac{g2(r_2 - r_1)}{\nu}$$

Buni nazarda tutsak,

$$He = \frac{64(r_2^2 - r_1^2) \ln \frac{r_2}{r_1}}{\operatorname{Re} \left[(r_2^2 + r_1^2) \ln \frac{r_2}{r_1} - (r_2^2 - r_1^2) \right]} \frac{l}{2(r_2 - r_1)} \frac{g^2}{2g}$$

Avvalgi hollarda belgilashni kiritamiz.

$$\lambda = \frac{64}{\operatorname{Re}} \frac{(r_2^2 - r_1^2) \ln \frac{r_2}{r_1}}{(r_2^2 + r_1^2) \ln \frac{r_2}{r_1} - (r_2^2 - r_1^2)}$$

U holda

$$H_e = \lambda \frac{l}{2(r_2 - r_1)} \frac{g^2}{2g} \quad (5.30)$$

Gidravlik nishablik uchun esa

$$J = \frac{H_e}{l} = \lambda \frac{1}{2(r_2 - r_1)} \frac{g^2}{2g}. \quad (5.31)$$

Ekstsentrik halqasimon tirqishlar uchun hisoblash formulalari murakkab bo`lgani uchun ularni ushbu kitobga kiritmadik.

5.5. Laminar oqimning maxsus turlari (o`zgaruvchan qovushqoqlik, obliteratsiya)

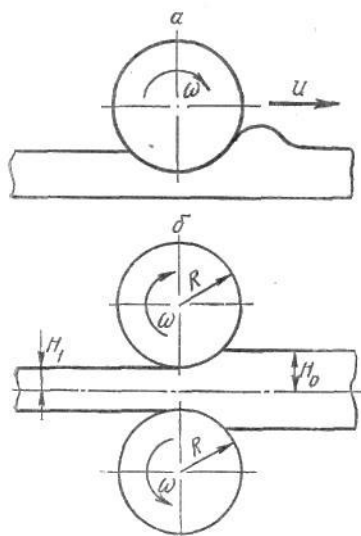
Mashinalar gidravlikasini yaratish rus olimlari A.A.Sablukov, V.A.Pusheshnikov, V.G. Shuxov va boshqalarning nomlari bilan bog`langan.

Gidrodinamikada mashinalarni moylash (boshqacha aytganda suyuqliklar yordamida qarshilikni kamaytirish) ustida ko`p olimlar ishlagan. Bu ishlarining asoschisi mashhur rus olimi N.P. Petrovdir. U o`z ishlarida moylash masalalarini hal etishda Nyuton gipotezasini qo`llash mumkin ekanligiga katta ahamiyat bergan edi. Petrov bu ishlarda sharchalarning podshipniklar o`rtasidagi harakatini bir o`qli silindrlar orasidagi laminar harakat masalasi sifatida ko`rish mumkin ekanligini ko`rsatdi. N.P. Petrov o`tkazgan juda ko`p tajribalar uning nazariyasini tasdiqlabgina qolmay, o`sha davrida mineral moylar harakatiga doir ko`pgina masalalarning hal etilishiga yordam beradi.

N.P. Petrov o`z nazariyasini yaratishda va tajribalarida podshipnik halqalari tez aylangani sari suyuqlik ularga oz-ozdan ta'sir qilib borishini ko`rsatdi. Bu ta'sir natijasida podshipnik ichki va tashqi halqalarning o`qi podshipnik o`qidan og`adi, lekin bu og`ish juda ham kam. Bu aytilganlarga asosan u moylovchi qavat uchun harakat tenglamasining soddalashtirilgan ko`rinishini keltirib chiqardi. Podshipnik halqalarining sezilarsiz darajada ekstsentrik joylashuvi qo`shimcha kuchlarni vujudga keltiradi va u valdagi zo`riqishlarni muvozanatlaydi. N.P. Petrov bu masalani ikki egri sirt orasidagi suyuqlik harakati sifatida ko`radi. Bu nazariyani davom ettirib N.E. Jukovskiy va S.A.Shapliginlar ship va podshipnikning ekstsentrik joylashgan holati nazariyasini yaratdilar.

Yuqorida keltirilgan ikki tekis sirtlar orasidagi tirqishda suyuqliklar harakatini N.P. Petrov yechgan masalaning juda soddalashtirilgan ko`rinishi deb

qarash mumkin, lekin bu soddalashtirish shunchalik kuchliki, olingan natijalar podshnipnikdagi moyning harakatini ifodalab bera olmaydi.



5.6 -rasm. N.P. Petrov nazariyasini izohlashga oid rasm.

N.P. Petrov nazariyasi boshqa bir qancha masalarni yechishga yordam beradi. Bularga qovushoq suyuqlikning yupqa qavati bilan qoplangan sirt ustida silindirning dumalashi (5.6-rasm) masalasi kiradi. Bu masalaning yechilish usuli qizdirilgan metallni prokatlash ishlarida ham qo`llaniladi. Bu holda tajribalar shuni ko`rsatadiki, qizdirib prokatlanayotgan metall juda qovushoq suyuqlikka o`xshash xossaga ega bo`ladi. Bu hodisani birinchi bo`lib I.V. Meshsherskiy tekshiradi. Uning yechimlari S.M. Targning monografiyasida keltirilgan.

Avvalgi paragrafda keltirilgan tekis va silindrik sirtlar orasidagi tirqishda harakat qilayotgan suyuqlik harakati masalalari plunjerning silindr ichidagi harakatiga yana ham yaqinroq bo`lish uchun bu sirtlarning birini biror V tezlik bilan harakatlanayotgan deb qarash kerak bo`ladi. Bu masalalarning yuqorida keltirilgan yechimlarida yana bir narsa hisobga olinmagan. Pulunjer silindr ichida harakat qilgan vaqtida ishqalanish kuchining ta'sirida qizib ketishi mumkin. Natijada ikki silindr orasidagi tirqishda oqayotgan suyuqlik ham qiziydi. Bunday hodisa sharikli podshnipniklarda ham bo`ladi. Moylovchi suyuqlik qizishi bilan uning qovushqoqlik koeffitsiyenti o`zgaradi. Biz qovushqoqlik koeffitsiyentining temperaturaga bog`liqligini kinematik qovushqoqlik koeffitsiyentiga bag`ishlangan paragrafda ko`rgan edik va temperatura ortishi bilan qovushqoqlikning kamayishi haqida to`xtalib o`tgan edik. Qovushqoqlikning temperaturaga bog`liqligi haqidagi masalalar akademik L.S. Leybenzon va akademik M.A. Mixeyevlar tomonidan yechilgan bo`lib, tirqishlarda suyuqlikning harakati qovushqoqlik koeffitsiyentining o`zgaruvchanligiga bog`liqligi hisobga olib ko`rilgan.

Qovushqoqlikning temperaturaga bog`liqligi suyuqlik tashqi muhit bilan issiqlik almashganda ishqalanish qarshiligining o`zgarishiga olib keladi. Agar tashqi muhit suyuqlikka qaraganda sovuqroq bo`lsa, uning tashqi muhitga issiqlik berishi natijasida suyuqlikning quvur devoriga yaqinroq qavatlarida qovushqoqlik ortadi.

Natijada bu qavatlardagi harakatning sekinlanishi tezkor bo`ladi, bu esa tezlik gradiyentining kamayishiga olib keladi.

Tashqi muhit issiqroq bo`lsa, aksincha, suyuqlikning quvur devoriga yaqin qavatlari tashqaridan issiqlik olib, uning qovushqoqligi kamayadi. Natijada devor yonida tezlik gradiyenti ortadi. Shunday qilib, suyuqlik tashqi muhit bilan issiqlik almashgan hollarda uning qovushqoqligi quvur kesimi bo`yicha o`zgaruvchan bo`lib, tezlik taqsimoti ham o`zgarmas temperaturadagidan boshqacha bo`ladi. Xususan, qizdirishli oqim vaqtida yadrodagi tezlik ortib, tezlik taqsimoti chizig`i cho`ziqroq bo`ladi, aksincha, sovutishli oqimlar holida esa bu chiziq qisqaradi.

Laminar harakat issiqlik berish (sovutish) bilan amalga oshirilsa, temperatura o`zgarmagan holga qaraganda qarshilik ortadi, issiqlik kelishi (qizdirish) bilan amalga ohsa, qarshilik kamayadi. Bu yuqorida aytilganidek, quvur devori atrofida qovushqoqlik o`rtacha qovushqoqlikka qaraganda kam bo`lishi natijasida yuz beradi. Bu holda ishqalanish qarshiligi koeffitsiyenti uchun, amaliy hisoblashlarda, taqribiy formulalardan foydalaniladi:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} \sqrt{\frac{v_g}{v_c}},$$

bu yerda Re – o`rtacha qovushqoqlik uchun hisoblangan Reynolds soni v_g - quvur devori yonidagi suyuqlikning qovushqoqligi, v_s – suyuqlikning o`rtacha qovushqoqligi. Aniqroq hisoblashlar uchun akad. M.A. Mixeyevning kichik Reynolds sonlari bilan hisoblashga chiqargan formulasidan foydalanish mumkin.

Ikki sirt orasidagi tor tirqishda suyuqlik harakat qilayotgan vaqtda qattiq jism va suyuqlik chegarasida molekulalararo o`zaro ta'sir kuchi natijasida, qutblangan suyuqlik molekulalarning adsorbtsiyalanish hodisasi vujudga keladi. Natijada devorlar sirtida, siljitivchi kuchga qarshi ma'lum qattiqlik va mustahkamlik xususiyatiga ega bo`lgan, harakatsiz suyuqlik qavati hosil bo`ladi. Bu esa tirqish harakat kesimining kichrayishiga sabab bo`ladi. Tirqishning bunday kichrayish hodisasi obliteratsiya deyiladi.

Obliteratsiya qavati cheklangan bo`lib, tirqish devoridan uzoqlashgan sari uning mustahkamligi kamayib boradi, molekulalar orasidagi bog`lanish susayib, suyuqlik zarrachalari qavat sirtidan ajraladi va harakatga keladi.

Obliteratsiya intensivligi suyuqlikning turiga, tirqishdagi bosimning kamayib borishiga va boshqa sabablarga bog`liq. Bosim kamayishi ortsa, bu hodisa kuchayadi. Molekular tarkibi murakkab bo`lgan moylarda obliteratsiya hodisasi kuchliroq bo`ladi. Bunday moylarga gidrouzatmalarda ishlatiladigan neft moylari kiradi. Obliteratsiya qavati juda yupqa (odatda, bir necha mikrondan oshmaydi) bo`lishiga qaramay, juda tor (kapilyar) tirqishlarida uning ko`ndalang kesimining anchagina qismini egallab oladi. Natijada tirqishning qarshiligi ortadi va tirqishdagi suyuqlikning sarfi kamayadi.

Bu hodisa suyuqlikning ifloslanganligiga ham bog`liq bo`lib, uni ifloslovchi modda zarrachalari tirqish o`lchamlariga yaqin bo`lsa, obliteratsiya tezroq bo`ladi. Lekin suyuqlikning ifloslanganligi obliteratsiya hodisasida asosiy faktor bo`la olmaydi. Masalan, juda yaxshi tozalangan distillangan suv va benzinda

obliteratsiya bo`lmaydi, ammo juda yaxshi tozalangan AMG-10 moyi 10 mikronli tirqishdan qisqa vaqt oqishi bilan tirqish butunlay bekilib qoladi.

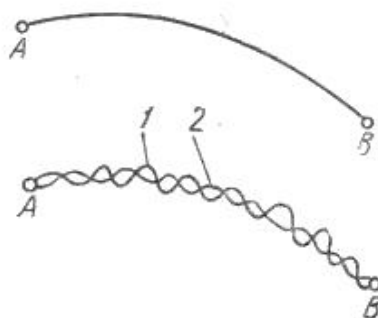
Odatda, juda kichik tirqishlarda (o`lchami 6-8 mk) obliteratsiya hodisasi tirqishni butunlay berkitib qo`yishi mumkin.

V bob bo'yicha nazorat savollari

1. Laminar harakat ta'rifini keltiring.
2. Laminar harakatdagi gidravlik qarshilaklar.
3. Reynolds tajribalari.
4. Laminar oqimning maxsus turlari
5. Oqimning boshlang'ich bo`lagi.

VI BOB. SUYUQLIKLARNING TURBULENT HARAKATI

Suyuqliklarning turbulent harakati tabiatda va texnikada keng tarqalgan bo`lib, gidravlik hodisalar ichida eng murakkablari qatoriga kiradi. Bu harakat juda ko`p tekshirilgan bo`lishiga qaramay hozirgacha harakatning turbulent turi uchun umumlashgan nazariya yaratilgan emas. Shuning uchun ham turbulent oqimlarini hisoblashda yarimempirik nazariyalardan foydalanish bilan bir qatorda, ko`p hollarda tajriba natijalari va empirik formulalardan foydalanishga to`g`ri keladi.



6.1-rasm. Turbulent harakatining xususiyati.

6.1. Suyuqlik trubulent harakatining xususiyatlari

Turbulent harakatda suyuqlikning har bir zarrachasi juda ham murakkab egri chizikli trayektoriya bo`yicha harakat qiladi va har qanday ikki zarrachaning trayektoriyalari bir-biriga o`xshamaydi. Buni ko`z oldimizga keltirish uchun biror *A* nuqtadan ketma-ket o`tayotgan zarrachalarning *B* nuqtaga (6.1-rasm) qanday trayektoriya bo`yicha yetib kelishini ko`z oldimizga keltiraylik. Laminar harakat vaqtida *A* nuqtadan chiqqan *I* zarracha biror silliq egri chiziq bo`yicha *B* nuqtaga kelsa, *II* zarracha ham, *III* zarracha ham va ulardan keyin keladigan barcha zarrachalar ham huddi shu egri chiziq bo`yicha harakat qiladi.

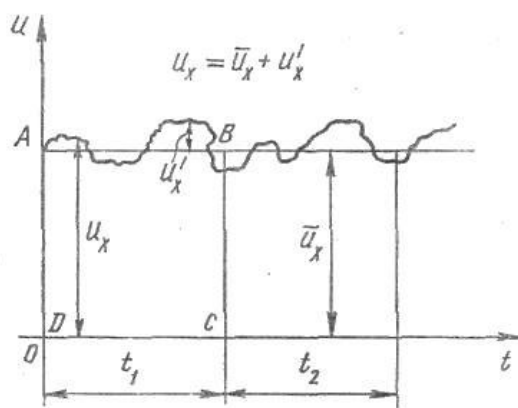
Turbulent harakat vaqtida esa *A* nuqtadan chiqqan birinchi zarracha murrakkab egri-bugri chiziq bo`yicha *B* nuqtaga keladi. Ikkinchi zarracha esa birinchi zarrachaning trayektoriyasidan tamomila boshqacha bo`lgan ikkinchi egri-bugri chiziq bo`yicha keladi. Shunda ham u birinchi zarracha kelgan *B* nuqtaning aniq o`ziga kelmay, uning atrofidagi biror boshqa nuqtaga kelishi mumkin. Uchinchi zarracha esa birinchi zarrachaning ham, ikkinchi zarrachaning ham trayektoriyasiga o`xshamagan uchinchi egri-bugri chiziq bo`yicha kelib, avvalgi zarrachalar kelgan nuqtaning birortasiga ham kelmay, *B* nuqta atrofidagi boshqa bir nuqtaga keladi. Bu hodisa *A* nuqtadan o`tayotgan barcha zarrachalarga tegishlidir. Shunday qilib, turbulent harakat qilayotgan suyuqlik zarrachalarning harakatini biror formula bilan ifodalash g`oyatda mushkul ishdir. Lekin hamma zarrachalar bir tarafga *A* nuqtadan *B* nuqta tarafiga harakat qiladi. Shunga asosan bir qarashda betartib harakat qilayotgandek ko`ringan zarrachalar harakatida qandaydir umumiylikni aniqlash mumkin. Hatto bu umumiylikni faqatgina sifat o`xshashligi

ko`rinishda emas, balki miqdor o`xshashligi ko`rinishida ham ifodalash mumkin. Ana shu o`xshashliklar asosida turbulent harakatning qonuniyatlarini yuzaga keltirib chiqariladi.

6.2. Tezlik va bosim pulsatsiyalari

Turbulent harakat qilayotgan suyuqlik biror nuqtadagi tezligining koordinata o`qlaridagi proektsiyalarini tekshiramiz. Misol uchun tezlikning oqim yo`nalishidagi proyeksiyasi u_x bo`lsin. U holda u_x ning miqdori vaqt davomida ortib va kamayib boradi. Bu o`zgarishni grafik ko`rinishda ifodalasak, u 6.2-rasmda tasvirlangan grafikka o`xshaydi va tezlik u_x proyeksiyasining pulsatsiyasi deb ataladi. Tezlikning boshqa o`qlaridagi proyeksiyalari (u_y, u_z) uchun ham xuddi shunday pulsatsiya grafiklari tuzish mumkin. Shunday qilib, tezlik pulsatsiyasi uning biror yo`nalishdagi proyeksiyasining vaqt davomida ortib va kamayib borish hodisasidan iborat. Uni tajribada tezlikni o`lchovchi asboblarni yordamida (masalan, Pito trubkasidagi suyuqlik sathining o`zgarishini) kuzatish mumkin. Oqayotgan suvda suv o`tlari novdalarining to`xtovsiz tebranma harakat qilishi ham bizga pulsatsiya

6.2-rasm. Tezlik pulsatsiyasiga doir chizma.



hodisasini ko`rsatadi. Tezlikning oniy miqdori doimo o`zgarib turgani uchun gidrodinamikada tenglashtirilgan tezlik tushunchasi kiritiladi va u ancha uzoq vaqt ichida tezlik qabul qilgan qiymatlarning o`rtachasi bo`ladi.

Tenglashtirilgan tezlik tushunchasini ko`z oldimizga keltirish uchun 1.54-rasmdan foydalanamiz. Grafikda tezlikning o`zgarishni to`liq xarakterlash uchun yetarli bo`lgan t_1 vaqt intervalini olamiz va grafikda vaqt o`qiga parallel qilib, shunday AB chiziq o`tkazamizki, hosil bo`lagi $ABCD$ to`rtburchakning yuzi ω_{ABCD} pulsatsiya grafigining t_1 oraliqdagi bo`lagi bilan DC chizig`i orasidagi yuz $\omega_{A'B'C'D}$ ga teng bo`lsin. U holda $ABCD$ to`rtburchakning balandligi tenglashtirilgan tezlikka teng bo`ladi va \bar{u}_x bilan belgilanadi.

Yuqorida aytib o`tilganlar turbulent harakatining beqaror harakat ekanligini ko`rsatadi. Agar biz pulsatsiya grafigida t_1 interval davomida yetarli darajada uzun t_2 interval olsak va bu interval tenglashtirilgan tezlikni topsak t_2 davomida

avvalgidek uchinchi interval olib, yana tenglashtirilgan tezlikni topsak va bu ishni davom ettirib borsakda, barcha intervallar uchun olingan tenglashtirilgan tezliklar teng bo`lsa, bunday harakat turbulent harakat uchun barqaror harakat bo`ladi.

Oqayotgan suyuqlikda biror elementar yuza $d\omega$ olib, shu yuzadan vaqt ichida oqib o`tgan suyuqlikning hajmi $d\mathcal{V}$ ni aniqlasak, barqaror harakat vaqtidagi tenglashtirilgan tezlik quyidagicha aniqlanadi.

$$\bar{u} = \frac{d\mathcal{V}}{\Delta t d\omega} \quad (6.1)$$

6.2-rasmdan ko`rinib turibdiki, tenglashtirilgan o`rtacha tezlik oniy tezlikdan farq qilib, bu farqni hisoblaganda quyidagicha ifodalanadi.

$$u_x = \bar{u}_x + u'_x \quad (6.2)$$

Oniy va tenglashtirilgan tezliklar orasidagi farqlar manfiy yoki musbat bo`lishi mumkin va tezlik pulsatsiyasi deb ataladi. Ko`rinib turibdiki, tezlik pulsatsiyalarining yetarli katta t_1 intervaldagi yig`indisi yoki integrali nolga teng bo`lar ekan.

$$\sum u'_x \Delta t = 0 \text{ yoki } \int_0^t u'_x dt = 0$$

Endi suyuqlikning oqimiga ko`ndalang yo`nalishdagi tezliklarni tekshirsak, bu tezliklar bilan oqimning bir tomoniga qancha suyuqlik harakat qilsa, ikkinchi tomoniga ham shuncha suyuqlik harakat qiladi. Natijada suyuqlikning tenglashtirilgan tezlikning yo`nalishi doimo oqim yo`nalishiga mos kelar ekan. Shuning uchun turbulent harakat uchun Bernuli tenglamasini yozar ekanmiz, bu tenglamadagi o`rtacha tezlik tenglashtirilgan tezlikning o`rtacha qiymatini bildiradi. Tezlik miqdori doimo o`zgarib turgani sababli bosim ham o`zgarib turadi yoki boshqacha aytganda bosim ham pulsatsiyaga ega bo`ladi. Xuddi tezlikka o`xshab, bosim p uchun ham tenglashtirilgan bosim tushunchasini kiritish mumkin.

6.3. Tenglashtirilgan tengsizliklarning kesim bo`yicha taqsimlanishi

O. Reynolds (1895) va J. Bussenek (1897) turbulent oqimini zarrachalarining tezliklari va bosimlari tenglashtirilgan tezliklar va bosimlar bilan almashtirilgan shartli oqim bilan almashtirishni taklif qiladilar. Bunday shartli oqim *tenglashtirilgan oqim* yoki turbulent oqimning *Reynolds modeli* deb ataladi. Tabiiyki, bunday oqimni tekshirishda tezlik pulsatsiyalarini hisobga olmaymiz. Beqaror harakat vaqtida Reynolds modeliga ko`ra \bar{u} lar vaqt bo`yicha o`zgarib boradi, barqaror harakat vaqtida esa ular vaqtga bog`liq emas. Shunday qilib, tekshirilayotgan trubulent oqim uchun Reynolds modeli bo`yicha hisoblash ishlarida \bar{u} va p lardan foydalanamiz. Turbulent oqimiga Bernulli tenglamasini qo`llaganimizda tezlik va bosimlar deganda tenglashtirilgan tezlik va bosimlarni tushunamiz, yozuvda esa soddalashtirish uchun chiziqlarni tushirib qoldiramiz. L. Prandtlning va boshqa olimlarning tekshirishlari shuni ko`rsatdiki, turbulent harakat

vaqtida oqimning asosiy qismi uning yadrosi, ya'ni markaziy qismini tashkil qiladi. Yadroda suyuqlik turbulent harakat qilib, uning tezliklari yadro kesimi bo'yicha deyarli bir xil bo'ladi va markazdan quvur devoriga yaqinlashgan sari bir oz kamayib boradi. Devor yonidagi suyuqlik zarrachalari esa (devorning mavjudligi oqimga ko'ndalang harakatga yo'l qo'ymagani uchun) devor bo'yicha harakat qilib, uning trayektoriyasi sezilarsiz tebranishga ega bo'ladi. Shuning uchun devor yonidagi zarrachalar laminar harakat qiladi. Ana shu laminar harakat qilayotgan zarrachalar yupqa qavat ichida bo'lib, uni laminar qavat deb ataladi. Laminar qavat bilan yadro o'rtasida yana bir yupqa qavat bo'lib, uni o'rta qavat deb ataladi. Bu qavatda suyuqlik turbulent harakat qiladi.

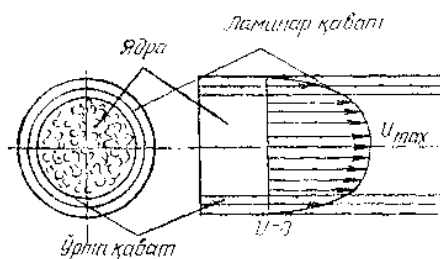
Juda katta aniqlik va e'tibor bilan o'tkazilgan tajribalar laminar qavatning qalinligini aniqlashga imkon beradi. Uning qalinligi millimetrning bo'laklariga teng bo'lib, Reynolds soniga bog'liq va uning ortishi bilan laminar qavatning qalinligi kamayadi. Shunday qilib, turbulent harakatdagi tenglashtirilgan tezlikning taqsimlanishi (6.3-rasm), laminar harakatdagi tezlikning taqsimlanishidan tamomila farq qiladi va u yadroda deyarli o'zgarmagan holda quvur devori yaqinida juda tez kamayadi va devor ustida nolga teng bo'lib qoladi, ya'ni tenglashtirilgan tezlik asosan laminar va o'rtacha qavatlarda o'zgaradi. Buni ko'z oldimizga keltirish uchun 6.3-rasmda silindrik quvurda turbulent oqim uchun (tutash chiziq) va laminar oqim uchun (punktir chiziq) tezlik chizig'i keltirilgan.

Hozirgi zamon gidravlikasida tezlikning kesim bo'yicha taqsimlanish qonuni nazariya va tajribalar natijasida quyidagicha ifodalanadi:

$$n = u_{\max} - \frac{u_*}{\chi} \ln \frac{R}{R-r} \quad (6.3.)$$

$$u_* = \sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}}$$

6.3-rasm. Turbulent harakatda laminar qavat va yadro.



bu yerda τ_0 -quvur devoridagi urinma zo'riqish; χ - tajribadan aniqlangan koeffitsiyent bo'lib, u 0,4 ga teng; R - quvurning radiusi; r - quvurning o'qidan boshlab hisoblangan masofa. (6.3) tenglamadagi u^* ning o'lchov birligi tezlik o'lchov birligi bilan bir xil bo'lib, u odatda dinamik tezlik deyiladi.

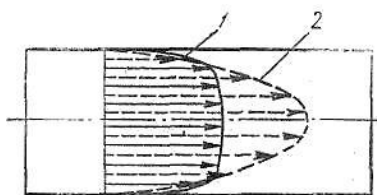
Silliq quvurlar uchun tezlik formulasi ushbu ko'rinishda yoziladi.

$$u = u_* (5,751g \frac{ru_*}{\nu} + 5,5). \quad (6.4.)$$

G'adir-budir quvurlar uchun esa

$$u = u_* \left(5,851g \frac{r}{\Delta} + 8,5 \right). \quad (6.5)$$

Bu formulada Δ quvur devorining g`adir-budirlikini xarakterlovchi miqdor bo`lib, u "absolyut g`adir-budirlik" deyiladi.



6.4-rasm. Turbulent va laminar harakatda tezlik epyuralari.

Amalda tezlik taqsimlanishini darajali qonunlar bilan ifodalovchi formulalari qulaydir.

Karman nazariy tekshirishlar natijasida silliq quvurlar uchun bu qonunni quyidagi ko`rinishda yozishni taklif qilgan.

$$u = u_{\max} \left(1 - \frac{r}{R} \right)^{\frac{1}{m}} \quad (6.6)$$

bu yerda m – tajribada aniqlanadigan koeffitsiyent bo`lib, u Re soniga bog`liqdir. Xuddi laminar oqimdagi kabi turbulent oqimida ham tezlikning yuqoridagi tenglamalar bilan ifodalangan qonun bo`yicha taqsimlanishi quvurning boshlang`ich kesimidan ma`lum masofada vujudga keladi. Bu masofa turbulent harakatining boshlang`ich bo`lagi deb ataladi va ushbu formula bilan hisoblanadi:

$$L_{tur,n} = 0,639 Re^{0,25} D \quad (6.7.)$$

Turbulet oqimida o`rtacha tezlikning maksimal tezlikka nisbati 0,75 ga teng, ya`ni

$$\frac{V}{u_{\max}} = 0,75$$

Laminar oqimda esa bu nisbat 0,5 ga teng edi. Reynolds soni ortib borgan sari turbulent qorishuv tezlashib boradi va o`rtacha tezlik bilan maksimal tezlikning nisbati 1 ga intiladi.

6.4. Turbulent harakatda urinma zo`riqish

Turbulent harakatning Reynolds modelida biz pulsatsiyalarni hisobga olmagan holda tenglashtirilgan oqim olamiz. Lekin tenglashtirilgan tezlik bo`yicha hisoblangan oqimning energiyasi oniy tezlik bo`yicha hisoblangan oqimning energiyasidan kam bo`ladi. Buni quyidagicha ko`rsatish mumkin. Oniy va tenglashtirilgan tezliklar kvadratini tekshiramiz.

$$u_x^2 = (\bar{u}_x + u'_x)^2$$

U holda oniy tezlik kvadratining o`rtacha qiymati quyidagicha hisoblanadi.

$$\bar{u}_x^2 = \bar{u}_x^2 + 2\bar{u}_x \bar{u}'_x + \bar{u}'_x^2.$$

Tezlik pulsatsiyasining o`rtacha qiymati nolga tengligidan o`ng tomondagi ikkinchi had nolga teng. Tezlik pulsatsiyasi vaqt o`qi bo`yicha musbat va manfiy qiymatlar qabul qilgani bilan uning kvadrati doimo musbat. Bularga asosan

$$\bar{u}_x^2 = \bar{u}_x^2 + \bar{u}'_x^2.$$

Bu tenglikdan ko`rinadiki, keltirilgan kinetik energiya uchun quyidagi tengsizlik mavjud:

$$\frac{u_x^2}{2g} > \frac{\bar{u}_x^2}{2g}.$$

Bu qo`shimcha energiya turbulent harakat qilayotgan suyuqlik zarralarning oqimdagi bir qavatdan ikkinchi qavatga tartibsiz o`tib turishi uchun sarflanadi. Shunday qilib, qavatlar orasida energiya almashinuvi natijasida tezlik pulsatsiyalari ma'lum miqdorda ish bajaradi. Bu bajarilgan ish suyuqlik qavatlari orasida qo`shimcha urinma zo`riqish sifatida namoyon bo`ladi. Hosil bo`lgan qo`shimcha urinma zo`riqish turbulent urinma zo`riqish deyiladi. Bu zo`riqish Bussensk formulasida Nyuton qonuniga o`xshash qabul qilingan bo`lib, ushbu ko`rinishda ifodalanadi:

$$\tau_T = \mu_T \frac{du}{dn}, \quad (6.8.)$$

bu yerda μ_T - turbulent dinamik qovushqoqlik koeffitsiyenti yoki turbulent almashuv koeffitsiyenti deb ataladi. L.Prandtl koeffitsiyentini tezlik gradiyentiga proporsional deb qabul qilingan bo`lib, u shunday ifodalanadi:

$$\mu_T = \rho l \frac{du}{dn} \quad (6.9.)$$

bu yerda l ni aralashuv yo`l uzunligi deb ataladi. Turli mualliflar bu qiymatning fizik mazmunini turlicha izohlaydilar. Odatda, u shunday aniqlanadi:

$$l = \chi y, \quad (6.10)$$

bu yerda y - harakatlanayotgan zarrachaning idish devoridan boshlab hisoblangan koordinatasi; χ - Prandtl unversal doimiysi. Nikuradze tajribalarida aniqlanishicha silindrik quvur uchun $\chi \approx 0,4$. (177) dan ko`rinib turibdiki, dinamik qovushqoqlik turbulent koeffitsiyenti μ_T tezlik gradiyentiga proporsional bo`lib, molekulyar qovushqoqlik koeffisenti μ dan harakatning xususiyatiga bog`liqligi bilan farq qiladi. Bu koeffitsiyentdan, (1.13) ni qiyos qilib, turbulent kinematik qovushqoqlik koeffitsiyentini yozamiz:

$$v_T = \frac{\mu_T}{\rho} = l^2 \frac{du}{dn} \quad (6.11)$$

Yuqorida keltirilganlarni hisobga olib, turbulent harakat uchun urinma zo`riqishni quyidagicha yoziladi.

$$\tau = \tau_n + \tau_T = \mu \frac{du}{dn} + \mu_T \frac{du}{dn} = \mu \frac{du}{dn} + \rho l^2 \left(\frac{du}{dn} \right)^2 \quad (6.12)$$

Laminar harakat vaqtida bu yig`indining ikkinchi hadi nolga teng bo`lib, faqat laminar qovushqoqlik urinma zo`riqishi τ_l qoladi. Reynolds sonining katta qiymatlarida turbulent harakat uchun τ_l , τ_l ga qaraganda juda katta bo`lib, (6.12) dagi yig`indining birinchi hadini tashlab yuborish mumkin (ya'ni $\tau \approx \tau_T$). Bu holda τ

tezlik gradiyentining ikkinchi darajasiga proporsional bo`ladi. Silindrik quvurda tekis harakat qilayotgan suyuqlikning turbulent tartibi uchun (5.1) dagidek muvozanat tenglamasidan quyidagi tenglik kelib chiqadi:

$$\pi r^2 (p_1 - p_2) = 2\pi r l \tau. \quad (6.13)$$

Reynolds sonining katta qiymatlarida $\tau_r \gg \tau_l$ ekanligini hisobga olib, (6.13) da laminar urinma zo`riqishini kichik miqdor sifatida tashlab yuboramiz. Natijada (6.12) dan foydalanib, ushbu tenglamani chiqaramiz:

$$\frac{p_1 - p_2}{2l} = \frac{\tau_r}{r}. \quad (6.14)$$

Lekin turbulent urinma zo`riqish uchun (6.8) formuladan foydalanib, quyidagi munosabatni yozamiz.

$$\sqrt{\frac{\tau}{\rho}} = \chi r \frac{du}{dr}. \quad (6.15)$$

Biroq quvur devori yaqinda o`zgaruvchan urinma zo`riqish (τ) ni o`zgarmas urinma zo`riqish τ_0 ko`rinishida ifodalash mumkinligini hisobga olib, (6.15) dan ushbu tenglikni keltirib chiqaramiz:

$$du = \frac{1}{\chi} \sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}} \frac{dr}{r}. \quad (6.16)$$

Tekis harakat uchun pezometrik qiyalik $I = \frac{p_1 - p_2}{l}$ ekanligini hisobga olsak, (6.14) va (6.16) dan

$$\tau_0 = \rho R \frac{l}{2} \quad (6.17)$$

ekanligiga ishonch hosil qilamiz. $\sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}}$ ni u bilan belgilaymiz va (6.14) ning chap tomonini u_{\max} dan u gacha, o`ng tomonini $R-r$ dan r gacha integrallab, tezlik uchun quyidagi tenglamani olamiz:

$$u - u_{\max} = \frac{u_*}{\chi} \lg \frac{r}{R-r},$$

bu tenglik avvalgi paragrafda keltirilgan turbulent tartibli harakat tenglamasi (6.3) ga osonlikcha keltiriladi.

Amaliy mashg'ulotlarni bajarishga doir ko'rsatma:

Masala. Moy (IC-30) nasos yordamida quvur orqali gidrosilindrga uzatiladi. Agar quvur diametri $d = 24$ mm, moyning harorati $t = 20^\circ\text{C}$ bo`lib, nasosning sarfi $Q = 20$ m³/s bo`lganda suyuqlikning harakat rejimini va qaysi haroratda turbulent rejimga o`tishini aniqlang.

Yechimi: Suyuqlikning harakat rejimi Reynolds soni orqali ifodalanadi; Damli (naporli) harakatda Reynolds soni (4.1) formula orqali aniqlanadi:

Agar Reynolds soni qandaydir kritik Reynolds sonidan yuqori bo'lsa ($Re > Re_{kr}$), harakat rejimi turbulent deyiladi, agar Reynolds soni kritik Reynolds sonidan kichik bo'lsa ($Re < Re_{kr}$) harakat rejimi laminar deyiladi.

Aylana shaklidagi damli quvurlar uchun kritik Reynolds soni $Re_{kr} = 2000 \div 3000$ va damsiz oqimlar harakati uchun $Re_{kr} = 300 \div 580$ gacha qabul qilingan.

Demak, qo'yilgan masalani yechish uchun Reynolds sonini aniqlash kerak.

Quvurdagi oqim tezligi

$$g = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 20}{3.14 \cdot 2.4^2} = 4.42 \text{ sm/s}$$

$t = 20^\circ\text{C}$ da moyning (IS-30) kinematik yopishqoqlik koeffitsiyenti

$$\nu = 150 \text{ mm}^2/\text{s} = 1,5 \text{ sm}^2/\text{s}$$

Reynolds soni:

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu} = \frac{4,42 \cdot 2,4 \cdot 10^2}{1,5} = 700;$$

$$Re_{kr} = 2000:$$

$Re < Re_{kr}$ demak suyuqlik harakat rejimi laminar.

Laminar harakatdan turbulent harakatga o'tish uchun $Re > Re_{kr}$.

$Re_{kr} = 2000$, u holda:

$$Re_{kr} = \frac{V \cdot d}{\nu}; \quad \nu = 0,53 \text{ sm}^2/\text{s} = 53 \text{ mm}^2/\text{s}.$$

ν va t° ning bog'liqlik jadvalidan industrial moy uchun (IS-30) $\nu = 53 \text{ mm}^2/\text{s}$ ga mos keladigan t° harorat miqdori $t = 50^\circ\text{C}$.

Demak, suyuqlik harorati yuqoridagi miqdorga yetganda suyuqlik laminar harakat rejimidan turbulent harakat rejimiga o'ta boshlaydi.

Mustaqil yechishga doir masalalar

1. Uzunligi $l=4$ m bo'lgan quvurdan harorati 10°C ($\nu = 0,4 \text{ sm}^2/\text{s}$) bo'lgan neft oqib o'tmoqda. Kesimlar orasidagi bosimlar farqi $\Delta P = 5 \text{ mPa}$ va neft sarfi $Q = 0,5$ l/s bo'lganda suyuqlikning harakat rejimini aniqlang.

2. Diametri $d = 50$ mm li quvur orqali sarfi $Q = 0,5$ l/s bo'lgan benzin oqib kelmoqda. Agar benzin harorati 6°C dan 40°C gacha o'zgarsa suyuqlik harakat rejimi qanday o'zgaradi?

3. $d = 100$ mm bo'lgan quvurda suyuqlik laminar rejimda harakat qilmoqda. Agar quvur o'qidagi tezlik $u_{max} = 20$ sm/s bo'lsa, tezlik taqsimotining grafigini chizing.

4. Laboratoriyada diametri $d = 25$ mm bo'lgan quvurda tajribalar o'tkazib quyidagi qiymatlar o'lchandi: a) suvning harorati $t = 10^{\circ}\text{C}$, tezligi $V = 20$ sm/s; b) benzin harorati 20°C , tezligi $V = 25$ sm/s; v) neft harorati 18°C , tezligi $V = 18$ sm/s. Suyuqliklarning harakat rejimlarini va sarfini aniqlang.

5. Yuqoridagi tajribalarning kesimi to'g'ri to'rtburchak shaklidagi ($a = 6$ sm, $b = 4$ sm) quvurda o'tkazilsa, suyuqliklarning harakat rejimlari qanday o'zgaradi?

6.5. Quvurlarda naporning (bosimning) kamayishi (yoqolishi)

Real suyuqliklar uchun Bernulli tenglamasida keltirilgan naporning yoqolishini (bosimning pasayishi) h_{1-2} ni hisoblash quvurlar va quvurlar sistemasini hisoblashda asosiy masala hisoblandi.

Naporning yoqolishini (Bosimning pasayishi) (h_{1-2}) ni hisoblashning muhimligi shundaki, bu ish suyuqlik quvurlarda harakatlanganida quvurdagi qarshiliklarni yengish uchun sarf bo'lgan energiyani hisoblashga va shu hisobga asosan loyihalananayotgan quvur (yoki quvurlar sistemasida) suyuqlikni uzatish uchun qancha energiya kerak ekanligini aniqlashga imkon beradi. Quvurlarda bosimning kamayishi ishqalanish qarshiligi va mahalliy qarshilikka bog'liq.

Ishqalanish qarshiligi real suyuqliklar ichki qarshiligiga bog'liq bo'lib, quvurlarning hamma uzunligi bo'yicha ta'sir qiladi. Uning miqdoriga suyuqlik oqimining tartibi (laminarlik, turbulentlik, turbulentlik darajasi) ta'sir qiladi. Yuqorida aytilgandek, turbulent tartib vaqtida odatdagi qovushqoqlikka qo'shimcha ravishda, turbulent qovushqoqlikka bog'liq bo'lgan va suyuqlik harakati uchun qo'shimcha energiya talab qiladigan kuch paydo bo'ladi.

Mahalliy qarshilik tezlikning suyuqlik harakat qilayotgan quvurning shakli o'zgarishiga bog'liq bo'lgan har qanday o'zgarishi vaqtida paydo bo'ladi. Bularga bir quvurdan (yoki idishdan) ikkinchi quvurga o'tish joyi, quvurlarning kengayishi yoki birdan kengayib birdan torayishi, tirsaklar, oqim yo'nalishini o'zgartiruvchi qurilmalar (kran, ventil, va h.k.) kiradi. Shunday qilib yo'qolgan bosim (3.57) formula bo'yicha ikki yig'indidan tashkil topgan bo'ladi:

$$H_n = H_l + H_M \quad (6.18)$$

bu yerda H_l - ishqalanish qarshiligi yoki uzunlik bo'yicha yo'qotish, H_M - mahalliy qarshilik. Laminar tartib vaqtida ishqalanish qarshiligi yuqorida keltirilgan (5.9) va (5.12) formulalardagi kabi nazariy usul bilan aniqlanishi mumkin:

$$H_e = \frac{32\mu l}{D^2} \mathcal{G} = \lambda \frac{l}{D} \frac{\mathcal{G}^2}{2g}$$

Bu ifodadagi $\lambda = \frac{64}{\text{Re}}$ ni ishqalanish qarshiligi koeffitsiyenti deb atagan edik.

Ko'pincha uni soddaroq qilib gidravlik ishqalanish koeffitsiyenti deyiladi. Silindrik quvurlarda bu formula Reynolds soni 2320 dan kichik bo'lgan laminar harakatlar uchun tajribada olingan natijalarda juda yaqin keladi. Turbulent harakat uchun ishqalanish qarshiligi tajriba yo'li bilan aniqlanadi. Uni nazariy aniqlab bo'lmaydi.

6.6. Darsi formulasi va gidravlik ishqalanish ko'effitsiyenti (Darsi ko'effitsiyenti)

Turbulent harakat ustida olib borilgan tajribalar ishqalanish qarshiligining solishtirma energiyaga proporsional ekanligini ko'rsatadi, ya'ni

$$H_l = \zeta \frac{g^2}{2g} \quad (6.19)$$

Bu formuladagi proporsionallik ko'effitsiyenti bir qancha miqdorlarga bog'liq bo'lib, uni tekshirish uchun quyidagi xulosadan foydalanamiz.

Juda ko'p tajribalar yuqorida keltirilgan $\frac{\tau_0}{\rho}$ miqdorning tezlik bosimi yoki solishtirma kinetik energiya orqali quyidagicha ifodalanishini ko'rsatadi;

$$\frac{\tau_0}{\rho} = \frac{\lambda}{4} \frac{g^2}{2g}$$

u tenglikni (6.17) munosabat bilan taqqoslab ko'rsak:

$$Rl = \frac{\lambda}{4} \frac{g^2}{2g}$$

ekanligiga ishonch hosil qilamiz. Bu yerda $I = \frac{I_l}{l}$ ekanligini hisobga olib, tekis barqaror harakat uchun uzunlik bo'yicha ishqalanishga yo'qotish yoki bosimning pasayishi uchun formula olamiz

$$H_e = \lambda \frac{l}{4R} \frac{g^2}{2g} \quad (6.20)$$

bu yerda l - quvurning uzunligi; R - gidravlik radius. Silindrik quvurlar uchun $D = 4R$ ekanligini hisobga olsak, oxirgi formula quyidagi ko'rinishda yoziladi:

$$H_e = \lambda \frac{l}{D} \frac{g^2}{2g} \quad (6.21)$$

(6.21) formula *Darsi - Veysbax formulasi* yoki qisqacha Darsi formulasi deyiladi. Bu formulaga kiruvchi ko'effitsiyent λ gidravlik ishqalanish ko'effitsiyenti yoki Darsi ko'effitsiyenti deyiladi.

Bundan ko'rinadiki, (6.19) dagi ko'effitsiyent Darsi ko'effitsiyentiga bog'liq bo'lib, ya'ni

$$\zeta = \frac{l}{D} \lambda,$$

u quvurning uzunligiga to'g'ri proporsional, diametriga teskari proporsional ekan. Suyuqlikning quvurdagi laminar harakati uchun yuqorida nazariy formula (5.11) olingan edi. Turbulent harakat vaqtida esa bunday munosabatni nazariy usul bilan chiqarib bo'lmagani uchun, uni emperik yoki yarim emperik usullarda aniqlanadi.

Hozirgi zamon gidravlikasida Darsi ko'effitsiyenti λ umumiy Holda Reynolds soniga va quvur devorlarining g'adir-budirligiga bog'liq deb hisoblanadi. λ ni Hisoblash uchun juda ko'p empirik formulalar mavjud bo'lib, ular ichida eng mashhurlari quyidagilar.

Blazius formulasi 1913 yili juda ko'p mualliflarning tajribalarini analiz qilish natijasida olingan.

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (6.23)$$

Bu formula Reynolds soni $Re < 10^5$ bo'lganda tajribalarga yaxshi mos keladi. Reynolds sonning kattaroq diapazonlari (Re ning $3 \cdot 10^6$ gacha miqdorlari) uchun P.K.Konakov formulasidan foydalanish mumkin.

$$\lambda = \frac{1}{(1,81 \lg Re - 1,5)^2} \quad (6.24)$$

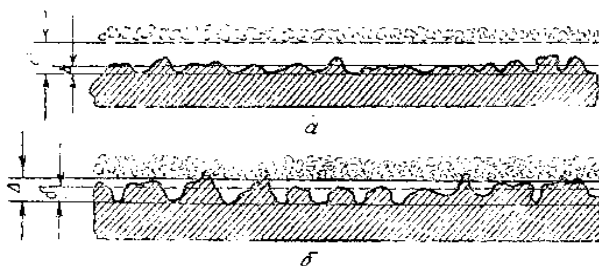
1932 yili L. Prandtl quyidagi formulani keltirib chiqardi:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \lg(Re \sqrt{\lambda} - 0,8). \quad (6.25)$$

Keltirilgan formulalar silliq quvurlar uchun chiqarilgan bo'lib, g'adir-budir quvurlar uchun ulardan foydalanib bo'lmaydi.

6.7. Quvur devorining g'adir-budirligi. Absolyut va nisbiy g'adir-budirlik

Quvurlar, kanallar va novlarning devorlari ma'lum darajada g'adir-budirlikka ega bo'ladi. Bu g'adir-budirlik quvurlarning qanday materialdan qilingani va qay darajada silliqlanganiga qarab ularning devor sirtidagi turlicha kattalikdagi yoki juda ham kichik pastlik-do'ngliklar bilan xarakterlanadi. G'adir-budirlikni xarakterlash uchun quvur sirtidagi do'ngliklarning o'rtacha balandligi qabul qilinib, u absolyut g'adir-budirlik deyiladi va Δ bilan belgilanadi (6.5-rasm). Agar absolyut g'adir-budirlik laminar chegaraviy qavatning qalinligi δ dan kichik bo'lsa, bu quvur gidravlik silliq quvur deyiladi. (6.5-rasm, a).



6.5 rasm. Gidravlik silliq va g'adir-budir quvurlarni tushintirishga doir chizma.

Bordiyu, Δ laminar qavat qalinligi δ dan katta bo'lsa, bu quvurlar gidravlik g'adir-budir quvurlar deyiladi (6.5-rasm, b).

Birinchi holda ($\Delta > \delta$) quvur sirtidagi do'ngliklar laminar qavat ichida qoladi va gidravlik qarshilikka sezilarli ta'sir qilmaydi. Ikkinchi holda ($\Delta < \delta$) esa do'ngliklar laminar qavatdan chiqib qoladi va quvur devori atrofidagi oqim xususiyatiga ta'sir qilib, gidravlik qarshilikni oshiradi.

Quvurlarning g`adir-budirlikni aniqlash ancha murakkab ish bo`lib, uni hisoblash gidravlik qarshilikni hisoblashni qiyinlashtiradi. Shuning uchun hisoblash ishlarini osonlashtirish maqsadida ekvivalent g`adir-budirlik Δ_e degan tushunchani kiritiladi. U quvurlarni gidravlik sinash yo`li bilan aniqlanib, gidravlik yo`qotishni hisoblashda absolyut g`adir-budirlik uchun qanday qiymat olinsa, ekvivalent g`adir-budirlik uchun ham shunday qiymat olinadigan qilib tanlab olinadi.

5-jadval

Quvurlar uchun absolyut g`adir-budirlik qiymatlari.

| Quvurlar | Δ , mm |
|---|---------------|
| Yangi metall va sopol quvurlar tekis joylangan va tutashtirilgan holda | 0,01-0,15 |
| Yaxshi holatda ishlab turgan vodoprovod quvurlari va juda yaxshi holatdagi beton quvurlar | 0,2-0,3 |
| Ozroq ifloslangan vodoprovod quvurlari yaxshi holatdagi beton quvurlar | 0,3-0,5 |
| Ifloslangan va ozroq zanglagan vodoprovod quvurlar | 0,5-2,0 |
| Yangi cho`yan quvurlar | 0,3-0,5 |
| Ko`p foydalanilgan cho`yan quvurlar | 1,0-3,0 |

Ma'lumki, laminar qavatning qalinligi Reynolds soniga bog`liq bo`lib, uning ortishi bilan kamayib boradi. Shuning uchun Reynolds sonining kichikroq qiymatlarida gidravlik silliq quvurlar uning ortishi bilan "g`adir-budir" quvur sifatida ko`riladi. Shuning uchun absolyut g`adir-budirlik quvur devorining oqim harakatiga ta'sirini to`liq ifodalay olmaydi. Shuningdek, quvur g`adir-budirlik uning diametri katta yoki kichik bo`lishiga qarab, suyuqlik oqimiga turlicha ta'sir ko`rsatishi mumkin.

Bularni hisobga olish maqsadida o`xshashlik qonunlarini bajaradigan va oqim gidravlikasiga g`adir-budirlikning ta'sirini to`laroq ifodalaydigan nisbiy g`adir-budirlik tushunchasi kiritiladi va u absolyut g`adir-budirlikning quvur diametriga nisbatiga teng deb olinadi:

$$\varepsilon = \frac{\Delta}{D} \quad (6.26)$$

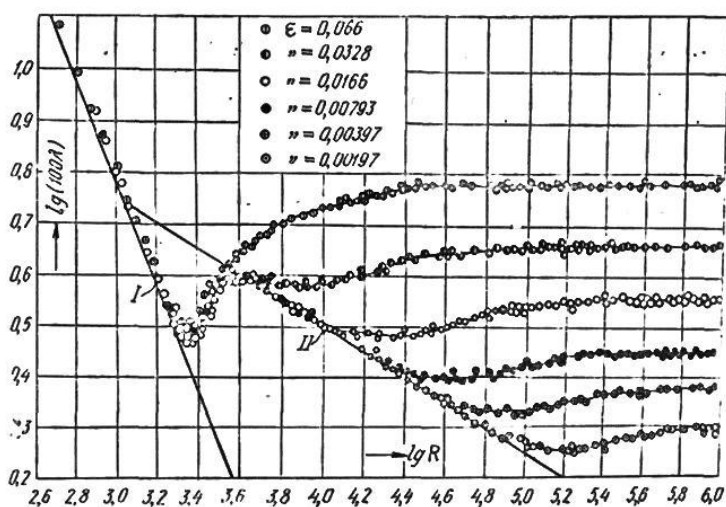
Nisbiy g`adir-budirlikdan foydalanish quvurlardagi ishqalanish qarshiligini hisoblashda ancha qulaylik tug`diradi.

6.8. Nikuradze va Murin grafiklari

Ishqalanish qarshiligi koeffitsiyenti λ ning Reynolds soniga bog`liqligini juda ko`p olimlar (Bazius, Prandtl, Karman, Konakov va brshqalar) tekshirib, empirik formulalar chiqardilar. Bu koeffitsiyentning xususiyatlari haqida eng to`liq ma'lumot olishga va uning g`adir-budirlikka bog`liqligini aniqlashga I. Nikuradze tajribalarining natijalari imkoniyat berdi. U 1933 y quvur devoriga qum zarrachalarini yelimlab yopishtirib, sun'iy g`adir-budirlik hosil qildi va bu

quvurlarda tezlikni o'zgartirish yo'li bilan Reynolds sonining turli qiymatlarida gidravlik yo'qotishni aniqlashga muvaffaq bo'ldi. So'ngra Darsi formulasidan foydalanib, ishqalanish koeffitsiyentini aniqladi. Nikuradze o'z tajribalarining natijasini maxsus grafik ko'rinishida ifodaladi. Bu grafikda koordinata o'qlari bo'yicha $\lg(100\lambda)$ va $\lg Re$ miqdorlarini qo'yib keltirilgan turli nisbiy g'adir-budurliklar uchun tajriba natijalaridan 6.6-rasmda keltirilgan egri chiziqlarni oladi. Bu grafikdan ko'rinib turibdiki, λ va Re bog'lanishi sohasida uchta zona mavjud.

Birinchi zona *laminar tartib zonasi* bo'lib, tajriba nuqtalari (5.11) formula asosida chizilgan I to'g'ri chiziq ustiga tushadi va g'adir-budirlikning turli qiymatlari uchun barcha tajriba nuqtalari shu to'g'ri chiziqda yotadi. Bu natijada laminar zonada ishqalanish koeffitsiyenti g'adir-budirlikka bog'liq emasligi ko'rinadi. Bu zona uchun quyidagi xulosalarni chiqarish mumkin:



6.6-rasm. Nikuradze grafigi.

- Reynolds soni Re nisbatan kichik bo'lib, 1000 dan 2300 gacha o'zgaradi;
- bosimning pasayishi H_1 g'adir-budirlikka bog'liq emas;
- H_e tezlikka to'g'ri proporsional bo'lib, Puazeyl formulasi tajribalarini yaxshi ifodalaydi;
- λ ni (5.11) formula bilan hisoblash mumkin.

Ikkinchi zona turbulent tartibga to'g'ri keladi va tajriba nuqtalari Blazius formulasi (6.23) bo'yicha chizilgan 2 to'g'ri chiziq ustiga tushadi va g'adir-budirlikka bog'liq emas.

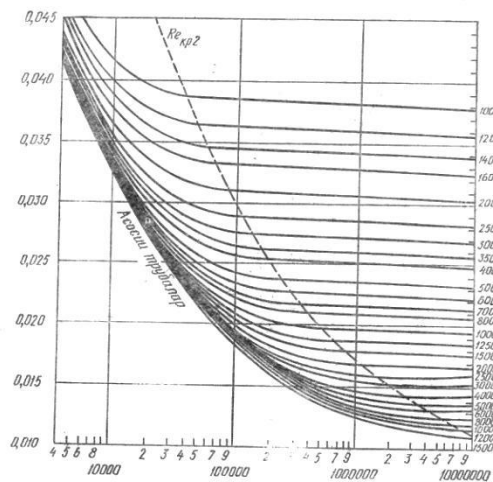
Bu zonada turbulent tartib qat'iy bo'lmagani uchun uni noqat'iy yoki o'tkinchi zona deyiladi (ya'ni uning ichida turbulent tartib laminar tartibga va aksincha, laminar tartib turbulentga o'tish hodisasi yuz beradi).

Bu zonada

- Reynolds soni 2300 dan taxminan 10000 gacha o'zgaradi;
- suyuqliklar quvurda harakat qilganda ayrim qismlarda turbulent tartib paydo bo'ladi va rivojlanib borib, yo'q bo'ladi va yana paydo bo'ladi;
- λ quvurning g'adir-budirligiga bog'liq emas.

Uchinchi zona – turbulent tartibga tegishli bo`lib, barqarorlashgan turbulentlik mavjud bo`ladi. Bu zonada ishqalanish koeffitsiyenti Reynolds soni Re ga ham, g`adir-budirlik ε ga ham bog`liqdir.

1938 y. A.P. Zegida Nikuradze tomonidan kashf qilingan qonuniyatlar kanallar uchun ham to`g`ri ekanligini ko`rsatadi. Ko`rinib turibdiki, Nikuradzening tajribalari sun'iy bir tekis g`adir-budirlikka ega bo`lgan quvurlar uchun o`tkazilgan. Shuning uchun uning natijalari sanoatda va texnikada qo`llaniladigan tabiiy g`adir-budir quvurlar uchun to`g`rimi, bu quvurlar uchun g`adir-budirlikning qiymati qanday miqdorga teng ekanligi aniqlanmagan edi. Bu masalani hal qilishga Kolbruk, I.A.Isayev, G.A.Murin, F.A.Shevevlarning ishlari bag`ishlangan edi. Bu ishlar ichida Murinning sanoatdagi po`lat quvurlarning gidravlik qarshiligini aniqlash bo`yicha o`tkazgan tajribalari to`liq bo`lib, u 1948 yili yakunlandi. Murin tajribalarining natijasi 6.7-rasmda keltirilgan bo`lib, λ ning Reynolds soniga bog`liqligi turli g`adir-budirlikka ega bo`lgan, po`lat quvurlar uchun grafik ko`rinichida ifodalangan. Murin tajribalari tabiiy quvurlar uchun Nikuradze kashf qilgan qonuniyatlarni to`g`ri ekanligini tasdiqlash bilan bir qatorda, yangi qonuniyatni, ya'ni tabiiy g`adir-budir quvurlarda ishqalanish koeffitsiyeti λ o`tkinchi zonada barqarorlashgan turbulentlik zonasiga qaraganda kattaroq qiymatga ega ekanligini ko`rsatdi (Nikuradze tajribalari buning aksini ko`rsatadi). Bundan xulosa shuki, su'niy g`adir-budir quvurlarda λ Reynolds soni ortib borishi bilan ortib o`tkinchi zonada barqarorlashgan trubulentlik zonasiga qaraganda kam bo`lsa λ tabiiy g`adir-budir quvurlarda Re ning ortishi bilan kamayib boradi.



6.7-rasm. Murin grafigi.

6.9. Gidravlik silliq va g`adir-budir quvurlar

Darsi va Puazeyl formulalarida gidravlik qarshilik tezlikning ikkinchi va birinchi darajalar bilan ifodalanganligidan uni umumiy holda quyidagi formula bilan ifodalash mumkin:

$$H_e = BV^m \quad (6.27)$$

Laminar harakat uchun chiziqli qarshilik qonuni o`rinli bo`lib, (6.27) da $m = 1$ bo`ladi, ya'ni $He = B_1 V$.

Turbulent harakatda qarshilik qonuni butunlay boshqacha bo`lib, gidravlik silliq g`adir-budir quvurlar uchun turlichadir. Silliq quvurlar uchun $m = 1,75$ va $He = B_2 V^{1,75}$, g`adir-budir quvurlar uchun esa $m = 2$ va $He = B_3 V^2$ (gidravlik qarshilikning kvadratik qonuni deyiladi).

Bu qonunlarning qo`llanilishiga qarab Nikuradze grafigidagi uchinchi zona quyidagi sohalarga ajraladi.

Birinchi soha "gidravlik silliq quvurlar sohasi" bo`lib, bu sohada Reynolds soni 100000 dan kichik bo`lganda λ II to`g`ri chiziq bilan ifodalanadi, $Re > 100000$ da egri chiziq bilan ifodalanib, II to`g`ri chiziqning davomi sifatida ko`rinadi. Murin grafigida bu egri chiziq eng pastki chiziqqa to`g`ri keladi.

Birinchi sohada:

a) Re ning 100000 gacha qiymatlarida tezlik ϑ ning 1,75 ($m = 1,75$) darajasiga proporsional;

b) He barcha chiziqlar bitta to`g`ri chiziq bilan birlashib ketgani uchun g`adir-budirlikka bog`liq emas (ya'ni quvur devoridagi do`ngliklar laminar qavat ichida qoladi);

v) He , shuningdek, λ Blazius yoki Prandtl formulasidagi kabi faqat Reynolds soniga bog`liq, ya'ni $\lambda = f(Re)$.

Ikkinchi soha g`adir-budir quvurlarning gidravlik qarshiliklari uchun kvadratgacha qarshilik sohasi deyiladi. II to`g`ri chiziqdan ajralib chiqqan boshlagan chegarada $m = 1,75$ bo`lib, punktir chiziqdan o`ngda $m = 2$ bo`ladi. Bu oraliqdagi chiziqning 1,75 va 2 orasidagi qiymatlarga mos kelib, bir tekis g`adir-budirlikka ega bo`lgan quvurlar uchun maksimumga ega bo`lishi mumkin. Tabiiy quvurlar uchun esa m ning qiymati, yuqorida aytilgan oraliqda, $m = 1,75$ dan $m = 2$ ga tekis o`zgarib boradi.

Shuning uchun ikkinchi sohada λ Reynolds soniga ham nisbiy g`adir-budirlikka ham bog`liq bo`ladi.

$$\lambda = f(Re, \varepsilon) \quad (6.28)$$

Uchinchi soha g`adir-budir quvurlarning kvadratik qarshilik sohasi bo`lib, u punktir chiziqdan o`ng tomonida joylashadi, turli g`adir-budirliklar uchun tuzilgan tajriba chiziqlarining barchasi $lg Re$ o`qiga parallel joylashadi.

Bu sohada:

a) bosimning pasayishi tezlik kvadratiga proporsional;

b) λ koeffitsiyent Reynolds soniga bog`liq emas;

v) He va faqat nisbiy g`adir-budirlikka bog`liq.

6.10. Darsi koeffitsiyentini aniqlash uchun formulalar va ularning qo`llanish sohalari

Darsi koeffitsiyenti λ ning Reynolds Re sonining ortishiga qarab qanday o`zgarib borishini yuqorida, Nikuradze va Murin grafiklari asosida ko`rib chiqdik. Ko`rib o`tilgan sohalarda λ ning o`zgarish qonunini emperik formulalar bilan ifodalashga juda ko`p mualliflarning ishlari bag`ishlangan. Misol uchun silliq

quvurlar sohasida Blazius (6.23), P.K.Konakov (6.24) va L. Prandtl (6.25) formulalari keltirilgan va ularning qo`llanish sohalari haqida to`xtalib o`tgan edik. 1938 yili Kolburk o`zining va boshqa mualliflarning tajribalari asosida texnik quvurlarni hisoblash uchun turbulent tartibning barcha zonalariga umumiy bo`lgan formulani taklif qiladi.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left(\frac{2,5}{\text{Re}} \frac{1}{\sqrt{\lambda}} + \frac{\varepsilon}{3,7} \right). \quad (6.29)$$

Bu formulani g`adir-budir quvurlarning kvadratik qarshilik sohasi uchun soddalashtirsak, g`adir-budir quvurlar uchun Prandtl formulasi ko`rinishiga keladi:

$$\lambda = \frac{0,25}{\left(\lg \frac{\varepsilon}{3,7} \right)^2} \quad (6.30)$$

Kvadratik qarshilik sohasi uchun eng ko`p tarqalgan formulalardan biri Nikuradze formulasi hisoblanadi:

$$\lambda = \frac{1}{(1,74 - 2 \lg \varepsilon)^2} \quad (6.31)$$

Turbulent tartibning barcha sohalarida o`z ichiga oluvchi va hisoblash ishlarida (6.29) ga ko`ra qulayroq formulani A.D. Altshul tajribalariga asoslanib, λ ning keng sohasi uchun o`rinli formula taklif qildi.

$$\lambda = 0,11 \left(\varepsilon + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}, \quad (6.32)$$

Bu formula nazariy asosga ham ega va A.D. Altshul tajribalariga asosan xususiy hollarda sodda ko`rinishlarga keladi:

1) $\text{Re} < \frac{10}{\varepsilon}$ bo`lganda, silliq quvur bo`ladi va (6.32) Blazius formulasiga aylanadi:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25} = \frac{0,3164}{R_t^{0,25}}.$$

2) $\frac{10}{\varepsilon} < \frac{500}{\varepsilon}$ bo`lganda, λ ga Re ham, ε ham ta'sir ko`rsatadi va kvadratgacha qarshilik sohasiga to`g`ri keladi. Bu holda (6.32) soddalashmaydi.

3) $\text{Re} > \frac{500}{\varepsilon}$ bo`lganda, esa kvadratik qarshilik sohasi bo`lib, (6.52) Shifrsen formulasi deb ataluvchi quyidagi formulaga aylanadi:

$$\lambda = 0,11 \sqrt[4]{\varepsilon}. \quad (6.33)$$

Bu formula bo`yicha hisoblangan λ ning qiymatlari uning Nikuradze formulasi bo`yicha hisoblangan qiymatlariga yaqin keladi.

Prof. Q.Sh. Latipov tomonidan olingan quyidagi formula Nikuradze grafigini to`liq ifodalaydi (1.60-rasm).

$$\lambda = \frac{8}{\text{Re}} \frac{\chi_{l_0}^2(x)}{I_2(x)}; 0 \leq \text{Re} \leq 10^6, \quad (6.34)$$

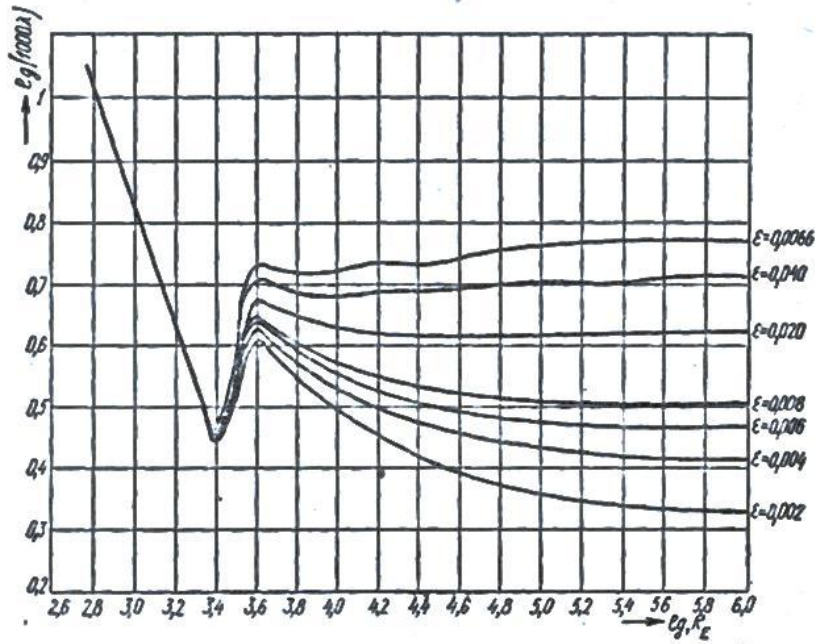
bu yerda l_0, l_2 - mavhum argumentli Bessel funktsiyalari

$$x^2 = 0,0025 \frac{1 + b \operatorname{Re}}{1 + a \operatorname{Re}} \left[1 - \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(y-y_0)^2}{2\tau^2}} \right]$$

$$a = 10^{-4}, b = \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_0} \right)^{0,2974} 10^{-4}, \sigma = 0,43$$

$$y = \left(\frac{\operatorname{Re}}{a_n} \right)^n; y_0 = \left(\frac{\operatorname{Re}_{\hat{e}r}}{a_n} \right)^n;$$

$$a_n = 3500; n = 3$$



6.8-rasm. λ ning (6.34) formula bo'yicha hisoblangan grafigi.

6.11. Nosilindrik quvurlardagi harakatlar

Nosilindrik quvurlarda suyuqlik harakat qilgandagidek hollar uchun ham bosimning kamayishi Darsi formulasi bo'yicha hisoblanadi. Lekin, bu holda hisoblash quvur diametri D bo'yicha emas, balki gidravlik radius bo'yicha hisoblanadi. Bu holda Darsi formulasi (6.20) ko'rinishida yoziladi.

$$H_e = \lambda \frac{l}{4R} \frac{g^2}{2g}$$

Nosilindrik quvurlarda harakat tartibi ham gidravlik radius orqali ifodalangan Reynolds soni

$$R'e = \frac{94R}{\nu}$$

yoki aytilgan quvurlar uchun qabul qilingan Reynolds soni

$$Re = \frac{\operatorname{Re}}{4} = \frac{9R}{\nu}$$

bo'yicha hisoblanadi. Bu holda yangi turdagi Reynolds sonining kritik qiymati quyidagicha bo'ladi:

$$Re_{kr} = \frac{Re_{kr}}{4} = 575$$

Bu holda, laminar harakat uchun qarshilik koeffitsiyenti yangi Reynolds soniga mos ravishda o'zgaradi.

Nosilindrik quvurlarga misol sifatida quyidagilarni ko'rsatish mumkin.

1) halqasimon quvur.

a) harakat kesim

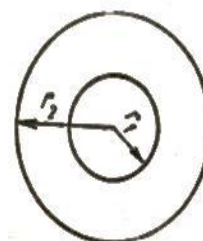
$$\omega = \pi(r_2^2 - r_1^2);$$

b) ho'llangan perimetr

$$\chi = 2\pi(r_2 + r_1);$$

v) gidravlik radius

$$R = \frac{\omega}{\chi} = \frac{r_2 - r_1}{2};$$



6.9-rasm. Halqasimon quvurning

kesimi

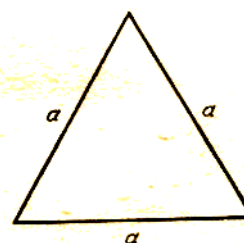
2) teng tomonli uchburchak quvur

a) harakat kesimi

$$\omega = \frac{a^2 \sqrt{3}}{4};$$

b) ho'llangan perimetr $\chi = 3a$;

v) gidravlik radius $R = \frac{\omega}{\chi} = \frac{a}{4\sqrt{3}}$;



6.7-rasm. Teng tomonli

uchburchak quvurning kesimi.

3) to'g'ri to'rtburchak quvur

a) harakat kesimi

$$\omega = ab$$

b) ho'llangan perimetr

$$\chi = 2(a + b)$$

v) gidravlik radius

$$R = \frac{\omega}{\chi} = \frac{ab}{2(a + b)}$$



6.8-rasm. To'g'ri to'rtburchak

quvurning kesimi

Nosilindrik quvurda turbulent harakat qilayotgan suyuqlik uchun Darsi koeffitsiyenti yuqorida keltirilgan formulalar bo'yicha hisoblanib, Reynolds soni Re o'rniga unga teng bo'lgan $4R$ 'e miqdor qo'yiladi. Nisbiy g'adir-budirlik esa $\varepsilon = \frac{\Delta}{D} = \frac{\Delta}{4R}$ bo'yicha hisoblanadi. Bundan ham soddaroq qilib aytganda, ekvivalent diametr $d_{ek} = 4R$ tushunchasi kiritilib, avvalgi keltirilgan Darsi formulasi Reynolds soni va λ uchun formulalarga D o'rniga d_{ek} qo'yib, avvalgidek hisoblanadi.

Amaliy mashg'ulotlarni bajarishga doir ko'rsatma

Masala: Gidrotizim uchlariga oʻrnatilgan manometrlarning koʻrsatishlari $P_1 = 4 \text{ kPa}$ va $P_2 = 0,5 \text{ kPa}$ boʻlib, gidrotizim uzunligi $l = 500 \text{ sm}$ va diametri $d = 20 \text{ mm}$ boʻlsa, gidrotizimdagi harorati $t = 50^\circ\text{C}$ boʻlgan motor moyining sarfini aniqlang ($\rho = 950 \text{ kg/m}^3$)

Yechimi: Jadvaldan harorati $t = 50^\circ\text{C}$ boʻlgan motor moyining kinematik yopishqoqlik koeffitsiyentini $\nu = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$ deb olamiz.

Suyuqlik sarfini u holda quyidagicha aniqlaymiz:

Suyuqlik harakat rejimi laminar ekanligini inobatga olib, Puazeyl qonuni asosida bosimning kamayishini aniqlaymiz:

$$\frac{\Delta P}{\rho g} = \frac{128\nu l \cdot Q}{\pi d^4}$$

$$Q = \frac{\Delta P \pi d^4}{128\nu \rho l} = \frac{(3,5 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 3,14 \cdot (0,020 \text{ m})^4)}{128 \cdot 0,3 \cdot 10^{-4} \cdot 890 \cdot 50} = 0,49 \cdot 10^{-9} \text{ m}^3/\text{c}$$

Mustaqil yechishga doir masalalar

1. Suv quvurining diametri $d = 200 \text{ mm}$, suv harorati $t = 18^\circ\text{C}$ boʻlganda gidravlik ishqalanish koeffitsiyentining Reynolds soniga bogʻliqlik grafigini yasang. Sarf oʻzgarishini quyidagi miqdorda qabul qiling: $Q = 1 \dots 40 \text{ l/s}$. Quvurning gʻadir-budirliigi $\Delta = 0,1 \text{ mm}$.

2. Sugʻorish tizimlarida polietilen (yelim) quvurlar ishlatiladi. Quvurning uzunligi $l = 500 \text{ m}$, diametri $d = 150 \text{ mm}$, suvning sarfi $Q = 30 \text{ l/s}$ va harorati $t = 18^\circ\text{C}$ boʻlganda quvurda yoʻqolgan damni aniqlang.

VI bob boʻyicha nazorat savollari

1. Gidravlik ishqalanish koeffitsiyenti?
2. Absolyut va nisbiy gʻadir-budirlik?
3. Nikuradze va Murin grafiklari?
4. Darsi koeffitsiyentini aniqlash uchun formulalarning qoʻllanish sohalari?
5. Nosilindrik quvurlardagi harakatlar?

VII BOB. MAHALLIY GIDRAVLIK QARSHILIKLAR

Suyuqlik quvurlarda harakat qilganda, turli to'siqlarni aylanib o'tish uchun energiya sarflaydi. Ana shu sarflangan energiya suyuqlik bosimining pasayishiga sabab bo'ladi. Quvurlarda turli to'siqlar bo'lib, ularni aylanib o'tish uchun sarf etiladigan energiya bu to'siqlarning soniga va turlariga bog'liq.

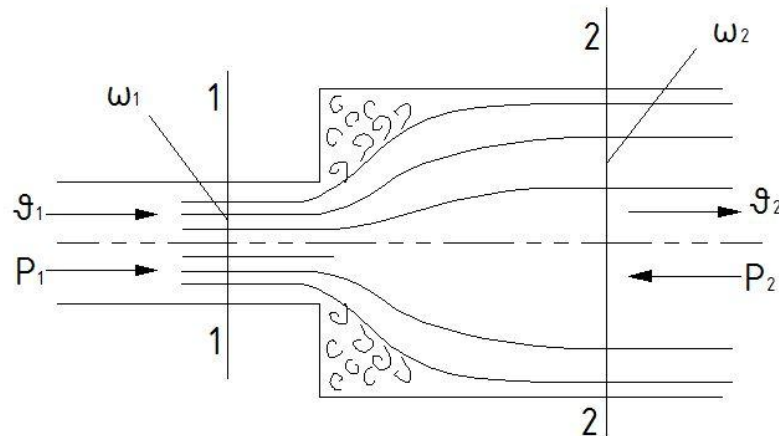
7.1. Mahalliy qarshilikning asosiy turlari. Mahalliy qarshilik koeffitsiyenti

Mahalliy qarshilikning juda ko'p turlari mavjud bo'lib, bularning har biri uchun bosimning pasayishi turlichadir. Amaliy hisoblashlarda mahalliy qarshiliklarda bosimning pasayishini solishtirma kinetik energiyaga proporsional qilib olinadi:

$$H_M = \zeta \frac{g^2}{2g}$$

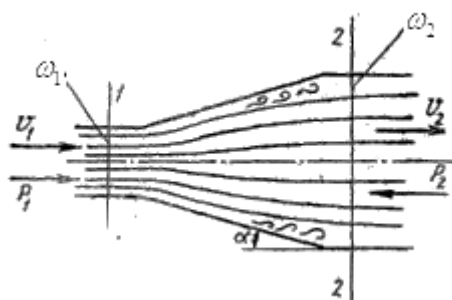
Proporsionallik koeffitsiyenti ξ mahalliy qarshilik koeffitsiyenti deb ataladi va asosan tajriba yo'li bilan aniqlanadi. Mahalliy qarshiliklarning asosiy turlari haqida to'xtalib o'tamiz.

1) **Keskin kengayish** (7.1-rasm). Mahalliy qarshilikning bu turida ξ koeffitsiyent kesimlarning o'zgarishiga bog'liq bo'lib, kesimlar - $\frac{\omega_1}{\omega_2}$ qancha kichik bo'lsa, u shuncha katta bo'ladi. Bu holda, mahalliy qarshilik koeffitsiyentini nazariy hisoblasak ham bo'ladi (bu to'g'rida keyinroq to'xtalamiz). Keskin kengayishda 2-2 kesimda 1-1 kesimga nisbatan bosim ortib ($p_2 > p_1$), tezlik kamayadi ($V_2 < V_1$).



7.1-rasm. Keskin kengayish.

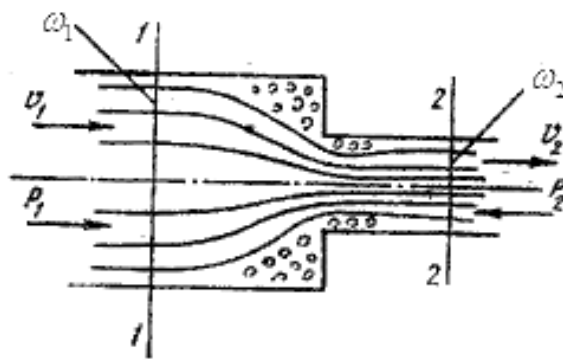
2) **Tekis kengayish** (7.2-rasm). Mahalliy qarshilik koeffitsiyenti kesimning o'zgarishiga va konuslik burchagi α ga bog'liq bo'lib, kesimlar nisbati $\frac{\omega_1}{\omega_2}$ ning kamayishi va α ning ortishiga qarab ortadi.



7.2-rasm. Tekis kengayish.

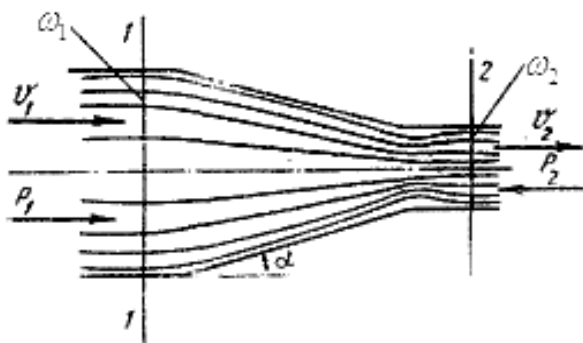
Avval ko`rilgandagi kabi 2-2 kesimda 1-1 kesimdagiga nisbatan bosim ortadi ($p_2 > p_1$) va tezlik kamayadi ($\vartheta_2 < \vartheta_1$).

3) **Keskin torayish** (7.3-rasm). Mahalliy qarshilik koeffitsiyenti ξ kesimlar o`zgarishiga bog`liq bo`lib, ularning nisbati ortishi bilan ortadi. Bu holda energiyaning sarf bo`lishi keskin kengayishiga nisbatan kam bo`ladi.



7.3-rasm. Keskin torayish.

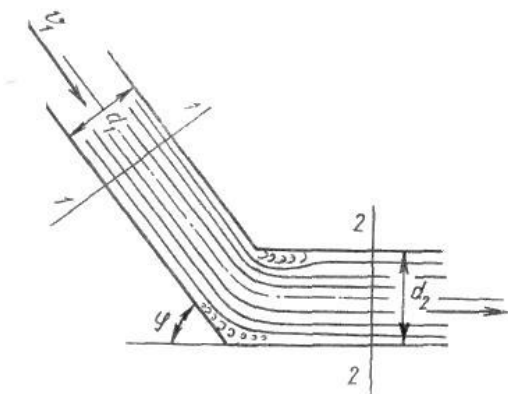
4) **Tekis torayish** (7.4-rasm). Mahalliy qarshilik koeffitsiyenti kesimlar nisbati $\frac{\omega_1}{\omega_2}$ ning va konuslik burchagining ortishi bilan ortadi. Keskin torayishda ham, tekis torayishda ham 2-2 kesimda 1-1 kesimga nisbatan bosim kamayib ($p_2 < p_1$), tezlik ortadi ($V_2 > V_1$).



7.4-rasm. Tekis torayish.

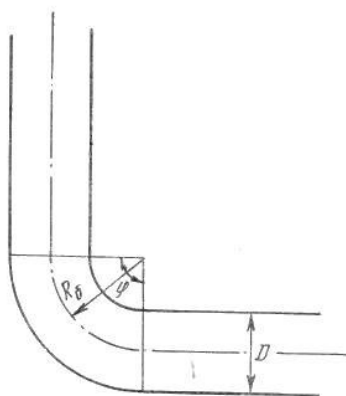
5) **Tirsak** (7.5-rasm). Mahalliy qarshilik koeffitsiyenti ikki quvurning tutashish burchagiga bog`liq bo`lib, bu burchakning ortishi bilan ortadi.

ξ ning φ ga bog`liqligi asosan tajribada tekshirilgan bo`lib, ba'zi sodda hollari oqimchalar nazariyasida ko`rilgan.



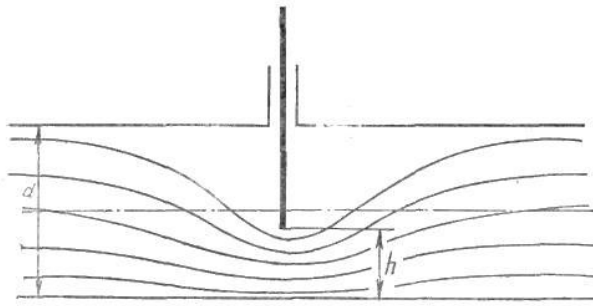
7.5-rasm.Tirsak

6) **Burilish** (7.6-rasm). Mahalliy qarshilik koeffitsiyenti burilish burchagi φ va quvur diametrining burilish radiusi R_b ning nisbatiga bog`liq bo`ladi. Burilishda ξ quvur diametrining burilish radiusiga nisbati $\frac{D}{R_b}$ ortishi bilan ortib boradi.



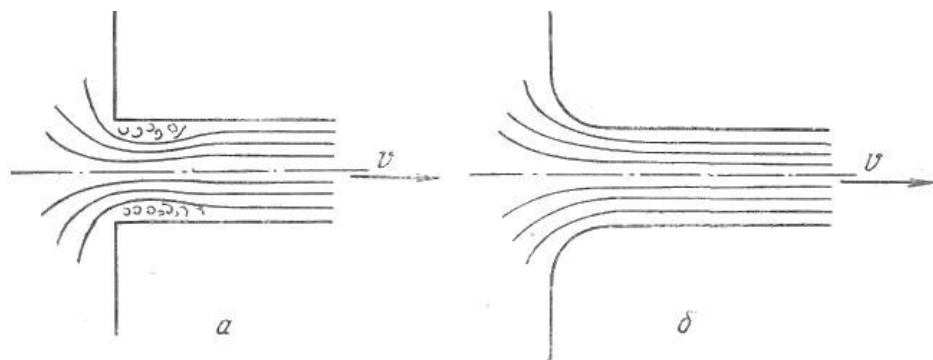
7.6-rasm.Burilish.

7) **Quvurga kirish** (7.7-rasm). Agar quvur biror suyuqlik bilan to`la idishga tutashtirilgan bo`lsa, u holda kirishdagi o`tkir burchaklarini (7.7-rasm, a) aylanib o`tish uchun suyuqlik energiyasi sarf bo`ladi. Bu holda mahalliy qarshilik koeffitsiyentining qiymati: $\xi = 0,5$. Kirishdagi o`tkir burchaklar silliqanib, quvurga suyuqlik kirishiga kam qarshilik ko`rsatadigan shakl berilgan bo`lsa, ξ ning miqdori kirishning silliqlik darajasiga qarab $\xi = 0,04 \div 0,10$ oralig`ida bo`ladi (ko`p hollarda o`rtacha $\xi = 0,08$ qabul qilinadi).



7.7-rasm. Quvurga kirish

8) **Diafragma.** Quvurga o`rnatiladigan va suyuqlik sarfini o`lchash uchun ishlatiladigan o`rtasi teshik disk diafragma aytiladi (7.8-rasm). Bu holda mahalliy qarshilik koeffitsiyenti quvurning kesimi S_1 va diafragma teshigi kesimi ω_0 ning nisbati $\frac{\omega_0}{\omega_1}$ ga bog`liq bo`ladi va bu nisbatning ortishi bilan kamayib boradi (6-jadval).



7.8-rasm. Berkitgich.

6-jadval.

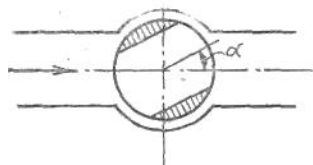
Diafragma uchun qarshilik koeffitsiyentiining o`zgarishi

| | | | | | | | | | | |
|-----------------------------|-----|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| $\frac{\omega_0}{\omega_1}$ | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1,0 |
| Z | 226 | 47,8 | 17,5 | 7,80 | 3,75 | 1,80 | 0,80 | 0,29 | 0,06 | 0,00 |

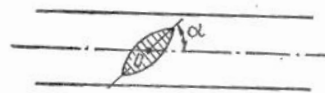
9) **Berkitgich (zadvijka).** Mahalliy qarshilik koeffitsiyenti eshikchanning (7.8-rasm) ochilish darajasiga bog`liq bo`lib, uning ochilishi kattalashishi bilan kamayib boradi. Uning o`rtacha ochilishiga $\xi = 2,0$ to`g`ri keladi.

10) Drossel klapan (7.9-rasm) va **tiqin-jo`mrak** (7.10-rasm). Bu hollarda mahalliy qarshilik koeffitsiyenti drossel klapaning va tiqin jo`mrakning ochilish burchagiga bog`liq bo`lib, $\alpha=20^0$ dan 50^0 gacha bo`lganda ξ ning qiymatlari:

Drossel klapan uchun $\xi = 2 \div 53$.



7.9-rasm. Drossel klapan.



7.10-rasm. Tiqin jo`mrak.

Tiqin-jo`mrak uchun $\xi = 2 \div 33$ atrofida bo`ladi. Bulardan tashqari, ventillar, jo`mraklar va boshqalarda ham mahalliy qarshilikning kamayishini kuzatish mumkin.

7.2. Reynolds sonining katta qiymatlari uchun mahalliy qarshilik koeffitsiyenti

Biz mahalliy qarshiliklarni vujudga keltiruvchi to`siqlarning turlari to`g`risda to`xtalib o`tdik. Bu to`siqlarda oqimning turbulent tartibga xos bo`lgan hollaridagi qarshilik koeffitsiyentining o`zgarishini ko`rgan edik. Turbulent harakat vaqtida ξ koeffitsiyenti qarshilik ko`rsatuvchi to`siq shakliga, kattaligiga, to`siqlarning ochilish darajasiga bog`liq bo`lishidan tashqari, suyuqlik harakatining tartibiga, ya'ni Reynolds soniga ham bog`liq bo`ladi. Tajribalar ko`rsatishicha, Reynolds sonining katta qiymatlarida harakat tartibi turbulent bo`lsa, mahalliy qarshilik koeffitsiyenti ξ ning Re soniga bog`liqligi juda ham sezilarsiz darajada bo`lib, bu bog`liqlikni to`siqlar shakli, turi va ochilish darajasining ta'siriga nisbatan hisobga olmaslik mumkin. Quyida biz turbulent oqim uchun mahalliy qarshilikning asosiy turlarida ξ koeffitsiyentni hisoblash ustida to`xtalib o`tamiz.

7.3. Quvurning keskin kengayishi (Bord teoremasi)

Quvurning keskin kengayishi va bunda oqimning taxminiy sxemasi 7.10-rasmda keltirilgan. Ko`rinib turibdiki, oqim quvurning tor kesimidan keng kesimga o`tganda burchaklarda suyuqlik quvur sirtida ajraladi. Natijada oqim keskin kengayadi va oqim sirti bilan quvur devori orasidagi halqasimon oraliqda aylanma (uyurmali) harakat vujudga keladi. Kuzatishlar shuni ko`rsatadiki, asosiy oqim hamda aylanayotgan suyuqlik o`rtasida zarrachalar u tomondan bu tomonga o`tib turadi. Quvurning keskin kengayishida mahalliy qarshilik koeffitsiyenti ξ ni nazariy usul bilan hisoblash mumkin. Buning uchun quvurning tor qismida 1-1 kesim olamiz. Quvurning kengaygan qismida esa keskin kengayishdan keyin oqim kengayib bo`lib, barqarorlashgan qismida 2-2 kesim olamiz. 1-1 kesimda tezlik v_1 , bosim p_1 2-2 kesimda esa tezlik v_2 va bosim p_2 bo`lsin. Bu kesimlarga pezometr o`rnatsak, $p_2 > p_1$ bo`lgani uchun 1-1 kesimdagi pezometrda suyuqlik sathi 2-2 kesimdagi pezometrda suyuqlik sathidan h qadar past bo`ladi. Agar kesimning

kengayishi hisobiga gidravlik yo`qotish bo`lmaganda edi, bu farq Δh miqdorda ko`proq bo`lardi. Ana shu ikkinchi pezometrda suv sathining Δh qadar pasayib qolishi mahalliy gidravlik yo`qotishdan iboratdir.

1-1-kesimning sirti ω_1 2-2 kesimning sirti esa S_2 bo`lsin. U holda bu kesimlar yuzasi bo`yicha tezlik bir xil (ya'ni $\alpha_1 \approx \alpha_2 \approx 1$) deb hisoblasak, Bernulli tenglamasi shunday yoziladi

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{keng} \quad (7.2.)$$

Endi, 1-1 va 2-2 kesimlar o`rtasidagi suyuqlikning silindrik hajmi uchun harakat miqdorining o`zgarishi teoremasini qo`llaymiz. Buning uchun yon sirtlardagi urinma zo`riqishni taxminan nolga teng deb olib, aytilgan hajmga ta'sir qilayotgan tashqi kuchlar impulsini hisoblaymiz. 1-1 kesimni quvur kengayish kesimining ustida olingan deb qarash mumkin. U holda silindr asoslarining yuzalari tengligidan ularga ta'sir qiluvchi impul's o`zgarishi shunday yoziladi

$$(p_1 - p_2)\omega_2$$

1-1 kesimdagi harakat miqdori $\rho Q v_1$ va 2-2 kesimdagi harakat miqdori $\rho Q V_2$ bo`lgani uchun ular orasidagi harakat miqdorining o`zgarishi quyidagiga teng bo`ladi.

$$\rho Q (v_2 - v_1).$$

Bu ikki miqdorni tenglashtirib, ushbu tenglamani olamiz:

$$(p_1 - p_2)\omega_2 = \rho Q (v_2 - v_1).$$

Tenglamaning ikki tomonini $\omega_2 \gamma$ ga bo`lsak u holda $Q = \omega_2 v_2$ ni hisobga olib, ushbu tenglamani olamiz:

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \frac{\rho Q}{\gamma \omega_2} (v_2 - v_1) = \frac{v_2}{g} (v_2 - v_1). \quad (7.3)$$

Oxirgi tenglamaning $(v_2 - v_1)$ hadi ustida quyidagi amallarni bajaramiz

$$v_2(v_2 - v_1) = v_2^2 - v_2 v_1 = \frac{v_2^2}{2} + \frac{v_2^2}{2} - \frac{2v_1 v_2}{2} + \frac{v_1^2}{2} - \frac{v_1^2}{2}$$

U holda (7.3) tenglama ushbu ko`rinishga keladi

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} - \frac{2v_1 v_2}{2g} + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} + \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}.$$

Oxirgi tenglama hadlarini bir xil indekslar bo`yicha guruhlasak,

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}.$$

Bu tenglamani (7.2) bilan solishtirsak, quyidagi kelib chiqadi

$$H_M = h_{keng} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g} \quad (7.4)$$

Olingan (7.4) formula *Bord formulasi* deyiladi.

Bu formulaga asosan bosimning keskin kengayishdagi pasayishi tezlik kamayishi kvadratining ikkilangan erkin tushish tezlanishiga nisbatiga teng (Bord teoremasi).

Endi, (7.4) formulaga uzilmaslik tenglamasi

$$\mathcal{G}_1 \omega_1 = \mathcal{G}_2 \omega_2 \quad \text{ёки} \quad \mathcal{G}_2 = \frac{\omega_1}{\omega_2} \mathcal{G}_1$$

ni qo'llasak, quyidagi ko'rinishda yoziladi

$$H_M = \left(\mathcal{G}_1 - \frac{\omega_1}{\omega} \mathcal{G}_1 \right)^2 \frac{1}{2g} = \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 \frac{\mathcal{G}_1^2}{2g}$$

Bu munosabatni (7.1) ga solishtirib, keskin kengayish uchun mahalliy qarshilik koeffitsiyenti formulasi ushbu ko'rinishda yoziladi:

$$\zeta = \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2. \quad (7.5)$$

Bu olingan munosabat (tajribalarda tasdiqlanishicha) turbulent oqimlar uchun olingan tajriba natijalariga juda yaqin keladi. Shuning uchun u ko'rilgan hollarda hisoblash ishlarida keng qo'llaniladi. Quvurning kengaygan kesimi avvalgi kesimdan juda keng bo'lsa ($\omega_2 \gg \omega_1$), u holda $\zeta \approx 1$ bo'ladi

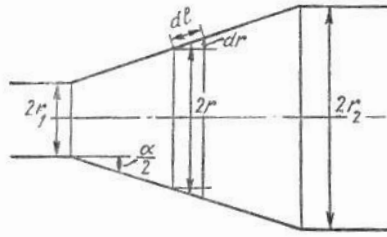
$$H_M = \frac{\mathcal{G}_1^2}{2g}.$$

Bu xususiy holda oqimning butun kinetik energiyasi mahalliy qarshilikning yengish uchun sarf bo'ladi.

Shuni aytish kerakki, ko'rilgan holdagi energiyaning hammasi quvurning keskin kengaygan qismida oqimning quvur sirtidan ajrashi hisobiga hosil bo'lgan aylanma harakatning vujudga kelishiga va uning yangilanib turishiga sarf bo'ladi.

7.4. Diffuzorlar

Tekis kengayib boruvchi quvurlar (7.11-rasm) diffuzorlar deyiladi. Diffuzorlarda harakat tezligi kamayadi va bosim ortib boradi. Suyuqlik zarrachalari ortib borayotgan bosimni yengish uchun o'z kinetik energiyasini sarflaydi, natijada diffuzorlarning kengayish yo'nalishida kinetik energiya kamayib boradi. Suyuqlikning devor yonidagi qavatlarining energiyasi shunchalik kamayadiki, ortib borayotgan bosim kuchini yenga olmay qoladi va natijada harakatdan to'xtaydi yoki teskari yo'nalishda harakat qila boshlaydi. Asosiy oqim ana shu teskari harakatlanayotgan oqim bilan to'qnashishi natijasida uyurmali harakat vujudga kelib, oqimning quvur sirtidan ajralish hodisasi yuz beradi. Bu hodisaning tezkorligi diffuzorning konuslik burchagi ortishi bilan kuchayib boradi va uyurmali harakat hosil qilishga sarf bo'layotgan energiya ham ortadi. Bundan tashqari diffuzorda ishqalanish kuchini ham hisobga olish mumkin.



7.11-rasm. Diffuzorlarda bosimning kamayishini hisoblashga doir chizma.

Shunday qilib, diffuzorlarda bosimning pasayishi ikki yig`indidan iborat deb qaraladi

$$h_{dif.} = H_M = h_i + h_{keng},$$

bu yerda h_i - bosimning ishqalanish hisobiga pasayishi; h_{keng} - bosimning kengayish hisobiga pasayishi. Bosimning ishqalanish hisobiga pasayishini taxminan hisoblash mumkin. Buning uchun diffuzorni diametri $2r$, yon sirti diffuzor sirti bilan $\frac{\alpha}{2}$ burchak tashkil qilgan va radiuslari r_1 dan r_2 gacha o`zgarib boruvchi uzunligi d_1 bo`lgan elementar silindrik naychalardan tashkil topgan deymiz (7.11-rasm). U holda har bir elementar naycha uchun quyidagiga ega bo`lamiz:

$$dh_i = \lambda_i \frac{dl}{2r} \frac{\mathcal{G}^2}{2g}$$

V - ixtiyoriy ko`rilayotgan kesimdagi o`rtacha tezlik va ixtiyoriy kesim yuzasi $S = \pi r^2$ ga teng desak;

$$dl = \frac{dr}{\sin \frac{\alpha}{2}} \text{ va } \mathcal{G} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \mathcal{G}_1 = \left(\frac{r_1}{r}\right)^2 \mathcal{G}_1$$

ni hisobga olib

$$dh_u = \lambda_u \frac{dr}{2r \sin \frac{\alpha}{2}} \left(\frac{r_1}{r}\right)^4 \frac{\mathcal{G}_1^2}{2g}$$

formulani keltirib chiqaramiz.

Bu tenglikda dr (ya'ni d_1) ni nolga intiltirib borsak, bosimning ishqalanish hisobiga kamayishni tenglikning chap tomondan 0 dan h_i gacha, o`ng tomonidan r_1 dan r_2 gacha itegral olish yo`li bilan hisoblaymiz:

$$h_i = \lambda_i \frac{r_1^4}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} \frac{\mathcal{G}_1^2}{2g} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r^5} = \frac{\lambda_i}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^4 \right] \frac{\mathcal{G}_1^2}{2g}. \tag{7.6}$$

Kengayish hisobiga bosimning pasayishini hisoblash uchun keskin kengayishdagi (7.4) formuladan foydalanamiz va bunda diffuzor keskin kengayishini taxminiy ifodalangani uchun k koeffitsiyent kiritamiz. U holda

$$h_{keng} = k \frac{(\mathcal{G}_1 - \mathcal{G}_2)^2}{2g} = k \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 \right] \frac{\mathcal{G}_1^2}{2g}. \tag{7.7}$$

k – tajribada aniqlanadigan koeffitsiyent bo`lib, $5 - 20^0$ konuslik burchagiga ega bo`lgan diffuzorlar uchun I.E. Idelshikning tajribadan aniqlangan formulasi bo`yicha

$$k = 3,2tg \frac{\alpha}{2} \sqrt{tg \frac{\alpha}{2}}.$$

Flingerning taxminiy formulasi bo`yicha

$$k = \sin \alpha$$

ga teng. Buni hisobga olib (7.6) va (7.7) yig`indisidan quyidagini olamiz:

$$H_M = h_{dif} = \left[\frac{\lambda_i}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left(1 - \frac{1}{n^2}\right) + \sin \frac{\alpha}{2} \left(1 - \frac{1}{n}\right)^2 \right] \frac{V_1^2}{2g} = \zeta_{dif} \frac{V_1^2}{2g}, \quad (7.8)$$

bu yerda $n = \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2$ belgilash kiritilgan bo`lib, u diffuzorning kengayish darajasi deyiladi.

Shunday qilib, diffuzor uchun mahalliy qarshilik koeffitsiyenti quyidagi formula bo`yicha aniqlanadi:

$$\zeta_{dif} = \frac{\lambda_i}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left(1 - \frac{1}{n^2}\right) + \sin \frac{\alpha}{2} \left(1 - \frac{1}{n}\right)^2. \quad (7.9)$$

Bu formuladan ko`rinadiki, mahalliy qarshilik koeffitsiyenti λ_u konuslik burchagi va kengayish darajasiga bog`liq ekan.

(7.9) dan ko`rinib turibdiki, α ning n ning ortishi bilan (λ_u o`zgarmas bo`lganda) yig`indining birinchi hadi kamayadi, ya'ni ishqalanish kuchining ta'siri kamayib, diffuzor kaltalashadi va uyurmalarining ta'siri ko`payadi, α kamayganda esa (o`zgarmas kengayish darajasi n da) ishqalanish kuchi ortib, uyurmalar kamayadi.

Hisoblashlarda odatda $\lambda_i - 0,015 \div 0,025$ deb olinadi. Bu holda, eng qulay diffuzor uchun nazariy yo`l bilan kengayish darajasi $n = 2 : 4$ ni keltirib chiqaramiz. Bu konuslik burchagi $\alpha = 6^\circ$ ga to`g`ri keladi.

Amalda diffuzorning uzunligini kamaytirish uchun n va α biroz kattaroq qilib, $\alpha = 7^0 \div 9^0$ atrofida olinadi.

7.5. Quvurlarning torayishi.

Keskin torayishda (7.11-rasm) kesimlar nisbati bir xil bo`lgan keskin kengayishga nisbatan kamroq energiya sarf bo`ladi. Bu holda energiyaning sarf bo`lishiga tor quvurga kirishdagi ishqalanish kuchi va uyurmalar paydo bo`lish sababdir. Uyurmalarining paydo bo`lishi esa oqimning tor quvurga kirish oldidagi burchakni aylanib o`ta olmay, keng quvur sirtidan ajralishiga va torayishiga, natijada quvur devori va oqim orasida juda sekin harakatlanuvchi uyurmali oqim paydo bo`lishiga olib keladi. Oqimning torayishi u tor quvurga kirganda ham davom etadi va so`ngra kengayadi. Bu davrda gidravlik yo`qotish keskin kengayishdagi kabi aniqlanadi. Shunday qilib, bosimning to`liq pasayishi quyidagiga teng bo`ladi:

$$H_M = h_{tor} = \zeta_0 \frac{g_1^2}{2g} + \frac{(g_1 - g_2)^2}{2g} = \zeta_{tor} \frac{g_2^2}{2g}, \quad (7.10)$$

bu yerda: ζ_0 – tor quvurga kirishdagi ishqalanishni aniqlovchi qarshilik koeffitsiyenti; V_t - toraygandagi tezlik.

Keskin torayishning qarshilik koeffitsiyenti torayish darajasi $n = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ ga bog`liq va I.E. Idelshik tomonidan taklif qilingan quyidagi yarim empirik formula bilan aniqlanishi mumkin:

$$\zeta_{tor} = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2} \right) = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{1}{n} \right). \quad (7.11)$$

Formulalardan ko`rinib turibdiki, $\frac{1}{n} \approx 0$ deb hisoblash mumkin bo`lsa, ya'ni katta idishdan quvurga kirish holida, agar kirish burchagi silliqlangan bo`lmasa, qarshilik koeffitsiyenti (1.70-rasm) $\zeta_{tor} = 0,5$ bo`ladi. Kirish burchagi (kirish qirradi) silliqlangan bo`lsa, qarshilik kuchi kamayadi.

Tekis torayish (7.11-rasm) konfuzor deb ataladi. Konfuzorda suyuqlik oqayotganda tezlik ortib, bosim kamayib boradi. Suyuqlik katta bosimli sohadan kichik bosimli sohaga qarab harakat qilgani uchun uyurmalar paydo bo`lishi va diffuzordagi kabi oqimning sirtidan ajralishiga hech qanday sabab yo`q. Shuning uchun konfuzorda energiya faqat ishqalanishga sarf bo`ladi. Shunday qilib, konfuzordagi qarshilik kuchi xuddi shunday diffuzordagiga qaraganda kichik bo`ladi.

Konfuzordagi bosimning pasayishini diffuzordagi kabi elementar bo`laklarga bo`lib, so`ngra integrallab hisoblash mumkin. Shu usul bilan quyidagi formulani olamiz:

$$H_M = \frac{\lambda_i}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left(1 - \frac{1}{n^2} \right) \frac{g_2^2}{2g} \quad (7.12)$$

bu yerda n - torayish darajasi.

Tor quvurga kirishda oqimning devordan ajralishi va ozroq uyurma hosil bo`lishi kuzatiladi. Bu uyurmani yo`qotish uchun ba'zan konussimon quvurning silindrik quvurga tutashgan joyiga ma'lum shakl berilib, silliq tutashtiriladi. Bunday tutashtirilgan quvurlar sopro deyiladi.

7.6. Tirsaklar

Quvurlarning keskin burilishi yoki tirsaklarda (7.12-rasm), odatda anchagina miqdorda energiya sarf bo`ladi. Tirsaklarda energiya sarfiga oqimning (quvur sirtidan) ajralishi va uyurmalar yuzaga kelishi sabab bo`lib, φ burchak qancha katta bo`lsa, sarf ham shuncha ko`p bo`ladi.

Silindrik quvurlardagi tirsaklarda mahalliy qarshilik koeffitsiyenti ζ_{tr} burchak ning o`shishi bilan juda keskin o`sib, $\varphi = 90^\circ$ da 1 ga teng bo`ladi. Kichik diametrli quvurlardagi tirsaklar uchun qarshilik koeffitsiyentini ushbu formula yordamida hisoblash mumkin:

$$\zeta_{tr} = 0,946 \sin^2 \frac{\varphi}{2} + 2,047 \sin^4 \frac{\varphi}{2}. \quad (7.13)$$

Energiya sarfi katta bo'lgani uchun keskin burilishli tirsaklarni quvurlarda qo'llash tavsiya etilmaydi.

Quvurlardagi burilishlarni (7.12-rasm) ham, odatda, tirsaklar deb atash mumkin. Bunday burilishli tirsaklarda uyurmalar kamroq paydo bo'ladi. Bu holda qarshilik koeffitsiyenti ζ_b ni hisoblash uchun ushbu formuladan foydalaniladi:

$$\zeta_b = \left[0,131 + 0,163 \left(\frac{D}{R_b} \right)^{3,5} \right] \frac{\varphi}{90^0}. \quad (7.14)$$

$\varphi = 90^0$ va $\frac{R_b}{D} \geq 1$ bo'lganda, tajribadan olingan quyidagi formuladan foydalanish mumkin:

$$\zeta_b \approx \zeta'_b \approx 0,051 + 0,19 \frac{D}{R_b} \quad (7.15)$$

Burchak $\varphi \leq 70$ bo'lganda, qarshilik koeffitsiyenti

$$\zeta_b \approx 0,9 \sin \varphi \zeta'_b$$

Ga, $\varphi \geq 100$ da esa quyidagiga teng.

$$\zeta_b = \left(0,7 + \frac{\varphi 0,35}{90^0} \right) \zeta'_b \quad (7.16)$$

Burilishdagi bosimning pasayishi qarshilik koeffitsiyenti aniqlashga keladi

$$H_M = h_b = \zeta_b \frac{\rho^2}{2g}$$

va u to'liq gidravlik yo'qotish bilan ishqalanishga, yo'qotishning ayirmasiga teng, ya'ni quvur egriligi hisobiga paydo bo'lgan qarshiliknigina ifodalaydi.

Tirsaklarda qarshilik quvurning shakliga bog'liq bo'lib, u oqimning uyurmalar hosil qilishiga ta'sir qiladi. Bu masalalar ustida juda ko'p nazariy tekshirishlar va tajribalar mavjud bo'lib, biz ular to'g'risida to'xtalib o'tirmaymiz.

7.7. Reynolds sonining kichik qiymatlarida mahalliy qarshilik koeffitsiyenti.

Yuqorida aytganimizdek, Reynolds sonining katta qiymatlarida (agar harakat turbulent bo'lsa) mahalliy qarshilikning Re ga bog'liqligi shunchalik kichikki, uning ta'sirini hisobga olmasa ham bo'ladi. U holda, yuqorida keltirilgan usullar bilan turli qarshilik koeffitsiyentlarini hisoblash mumkin.

Laminar harakat vaqtida esa umumiy qarshilik ishqalanish kuchi va uyurmalar yuzaga kelishi hisobiga paydo bo'lgan qarshiliklar yig'indisiga teng. Buni hisobga olib, o'tkazilgan tajribalar mahalliy qarshilik koeffitsiyentini quyidagi ko'rinishda ifodalashga imkon beradi:

$$\zeta = \frac{A}{Re} + B \quad (7.17)$$

Keyinchalik o'tkazilgan A.D. Altshul, V.N.Karayev va N.Z. Frenkellarning tajribalari Reynolds sonining kichik qiymatlarida ($Re < 9$) mahalliy qarshilik

koefitsiyentini Re ga teskari proporsional ko`rinishda olish mumkin ekanligini ko`rsatadi:

$$\zeta = \frac{A}{Re}$$

Demak, Reynolds sonining juda kichik qiymatlarida qarshilik koefitsiyenti mahalliy qarshilikning shakliga bog`liq bo`lmay, faqat Re soniga bog`liq bo`lar ekan.

Laminar tartibli oqimlar uchun Reynolds sonining kattaroq qiymatlarida esa mahalliy qarshilik (2.17) ka qaraganda biroz murakkabroq ko`rinishda ifodalanishi mumkin:

$$\zeta = \frac{C}{Re^m}$$

bu yerda: C va m - mahalliy qarshilikning qaysi ko`rinishida bo`lishiga bog`liq koefitsiyentdir.

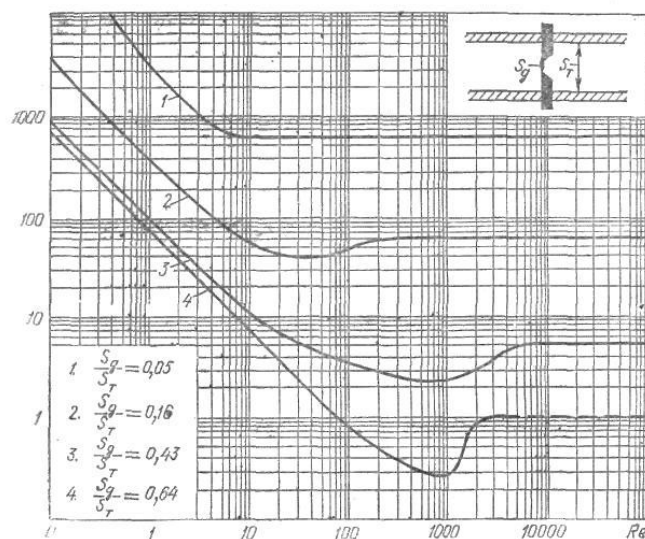
F.P.Tolstolesovning tajribalari bo`yicha $m = 0,285$ bo`lib,

$$\zeta = \frac{C}{Re^{0,285}}$$

"Azneftkombinat"ning gidravlik laboratoriyasida o`tkazilgan tajribalar bo`yicha $m = 0,25$ bo`ladi:

$$\zeta = \frac{C_1}{Re^{0,25}}$$

Tajriba natijalaridan ko`rinadiki, Reynolds sonining kattaligi ortishi bilan mahalliy qarshiliklar shaklining ta'siri ortib boradi, $Re > 3500$ bo`lganda, xususan turbulent tartibga o`tganda, bu ta'sir hal qiluvchi rol o`ynaydi.



7.12-rasm . Kichik Re da mahalliy qarshilik

Misol sifatida 7.12-rasmda diafragma uchun mahalliy qarshilik koefitsiyentining Re ning o`zgarishi bo`yicha o`zgarib borishini to`rtta diafragma uchun keltirilgan.

Bu rasmdan Reynolds sonining kichik qiymatlarida $\lg \zeta, \lg Re$ ga chiziqli bog`liq bo`lib, mahalliy qarshilik koeffitsiyenti uchun (2.17) formulaning to`g`ri ekanligi ko`rinadi. Reynolds soni kattalashgan sari bu qonuniyat o`zgarib boradi.

Mahalliy qarshiliklarda Re soni kichik bo`lgan hollarda amaliy hisob ishlari uchun gidravlik yo`qotishni quvurning ekvivalent uzunligi bilan almashtiriladi. Ekvivalent uzunlik deb ko`rilayotgan quvurning shunday uzunligi olinadiki, undagi ishqalanish qarshiligi mahalliy qarshilikka teng. Bu holda:

$$H_M = \zeta_M \frac{g^2}{2g} = \lambda \frac{l_{kv}^e}{D} \frac{g^2}{2g} \quad (7.19)$$

Bundan ekvivalent uzunlik uchun formula chiqaramiz:

$$l_{kv} = \zeta_M \frac{D}{\lambda} \quad (7.20)$$

Ekvivalent uzunlikni turli mahalliy qarshiliklar uchun, odatda, tajriba yo`li bilan aniqlanadi.

7.8. Mahalliy gidravlik qarshiliklarda kavitatsiya hodisasi

Suyuqliklarda gazlarning erishi haqida so`z yuritilgan 8-§ da biz kavitatsiya hodisasi ustida to`xtalib o`tdik va kavitatsiya hodisasi suyuqliklarda agregat holatining o`zgarishi bilan bog`liq ekanligi ko`rsatiladi. Unda kavitatsiya hodisasi bosimning kamayishi yoki temperaturaning ortishiga bog`liq ekanligi aytilgan edi. Mahalliy qarshiliklarda temperatura o`zgarmay, oqim kesimining o`zgarishi natijasida suyuqlikda erigan gazlarning miqdori o`zgaradi. Suyuqliklarning zichligi (yoki solishtirma hajmi) deyarli o`zgarmagani uchun unda erigan gazlarga Boyl-Mariot qonunini qo`llash mumkin bo`ladi.

$$pV = RT$$

bu yerda p - bosim, V - solishtirma hajm, T - absolyut temperatura, R - gaz doimiysi.

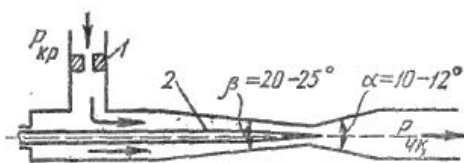
Suyuqlik oqimlarida temperatura o`zgarmagani va ko`ndalang kesim kichrayganda bosim ortib, kesim kattalashganda bosim kamaygani uchun mahalliy torayish mavjud joylarda tezlik ortib, bosim kamayadi (masalan, keskin torayish, konfuzor, jo`mraklar, teshikchalar, diafragmalar va h. k.). Agar bu yerda absolyut bosim suyuqlikning to`yingan bug`larining shu temperaturadagi portsial bosimga teng bo`lsa, u holda bug`lanish va erigan gazlarning ajralish hodisasi yoki mahalliy qaynash hodisasi ro`y beradi. Torayishdan keyin kengayish boshlanishi bilan bosim ortib, qaynash to`xtaydi va ajralgan bug`lar kondensatsiyalanib, gazlar eriydi, ya'ni kavitatsiya hodisasi yuz beradi. Kavitatsiya hodisasi yuqori chastotali mahalliy kichik gidravlik zarbalarning kelib chiqishiga sabab bo`ladi. Bu hodisa gidrosistemalarda odatdagi tartibning buzilishiga, ayrim hollarda esa, uning qismlarining ishdan chiqishiga sabab bo`ladi, quvurlarda qarshilikning ortishiga olib keladi.

Shuning uchun mahalliy qarshiliklarda kavitatsiyaning kelib chiqishiga qarshi kurash olib boriladi. Bunday usullardan biri mahalliy qarshilikning bosim

kamayuvchi qismida klapanlar yordamida bosimni ko`tarishdan iborat. Lekin bu usul bosimning pasayish darajasi yuqori bo`lganda ko`p foyda bermaydi, ammo kavitatsiyaning zararli ta'sirini kamaytirishga yordam beradi.

7.9. Kavitatsiyadan amalda foydalanish

Kavitatsiya hodisasidan amalda foydalanish ham mumkin. Xususan bu hodisani sarfini stabillash maqsadida Venturi soplolaridan foydalanishda ko`rish mumkin (7.13-rasm). Kirishdagi bosim p_{kr} o`zgarmagan holda, chiqishdagi bosim p_{chq} kamayishi bilan oqimning tezligi va sarfi ortadi. Lekin tezlik ortishi bilan soploning toraygan qismida bosim kamayadi.



7.13-rasm. Kavitatsiya hodisasidan sarfini barqarorlashda foydalanish uchun qurilma

Bu bosim kavitatsiyaning boshlanishiga olib keluvchi bosim miqdoriga tenglashsa yoki undan kamaysa, bug` va erigan gazlarning ajralib chiqishi natijasida suyuqlik qaynay boshlaydi. Bosimning bundan keyingi kamayishi kavitatsiya hodisasi tezkorligining ortishiga va natijada qarshilikning ortishiga, suyuqlik qaynashi boshlanishidan keyin, chiqishdagi bosimning kamayib borishiga qaramay, suyuqlik sarfining o`zgarasdan qolishiga sabab bo`ladi. p_{chq} ning kamayishi faqatgina diffuzorda kavitatsiya zonasining kengayib borishiga olib keladi.

Bu voqea gidrosistemalarning chiqish qismida bosim miqdorining o`zgarib turishi hollarida suyuqlik sarfini stabillash uchun kerak bo`ladi.

Ko`rilayotgan qurilmada (7.13-rasm) sarfini o`lchash bo`lib, u sarf o`zgarishining katta diapazonlarida $\frac{Q_{max}}{Q_{min}} \geq 10$ uni boshqarishga yordam beradi. Bu holda kavitatsiya natijasida gidrosistema qismlarining buzilishi holi bo`lmaydi.

7.10. Mahalliy qarshiliklarning o`zaro ta'siri

Gidravlik sistemalarda umumiy qarshilik uning qismlaridagi ayrim qarshiliklarning yig`indisidan iborat. Masalan, quvurda bir qancha mahalliy qarshiliklar (tirsak, jo`mrak, diafragma, eshikcha va h.k.) bo`lib, ularni xarakterlovchi mahalliy qarshilik koeffitsiyentlari $\zeta_1, \zeta_2, \zeta_3, \dots, \zeta_n$ bo`lsin. Agar quvurning uzunligi z , diametri D va sarfi Q bo`lsa, undagi ishqalanish qarshiligi

$$H_e = \lambda \frac{z}{D} \frac{Q^2}{2g}$$

mahalliy qarshiliklar quyidagicha bo`ladi:

$$H_{M1} = \zeta_1 \frac{g_1^2}{2g}$$

$$H_{M2} = \zeta_2 \frac{g_2^2}{2g}$$

$$H_{M3} = \zeta_3 \frac{g_3^2}{2g}$$

.....

$$H_{Mn} = \zeta_n \frac{g_n^2}{2g}$$

Bularni qo`shib, umumiy qarshilikni topamiz:

$$H = \left(\zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 + \dots + \zeta_n + \lambda \frac{Z}{D} \right) \frac{g^2}{2g} \quad (7.21)$$

Oxirgi munosabatda qavs ichidagi qiymat quvurdagi ishqalanish kuchi, qarshilik va mahalliy qarshilik koeffitsiyentlari yig`indisidan iborat bo`lib, sistemaning qarshilik koeffitsiyenti deyiladi:

$$\zeta_{sist} = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 + \dots + \zeta_n + \lambda \frac{Z}{D} \quad (7.22)$$

Bu holda sistema uchun

$$H = \zeta_{sist} \frac{g^2}{2g}$$

Qarshiliklarni bunday qo`shish uchun mahalliy qarshiliklar bir-biridan ma'lum masofada bo`lishi kerak, ya'ni har bir mahalliy qarshilik avvalgisidan shunday masofada bo`lishi keraki, unga kelayotgan oqim avvalgi mahalliy qarshilikdan o`tishdagi hosil bo`lgan turli o`zgarishlar ta'siridan holi bo`lgan (turg`unlashgan) bo`lishi kerak. Masalan, turbulent tartibda oqayotgan suyuqlik, laminar oqimli quvurga kirgandan keyin shunday masofani o`tishi kerakki, bunda tezlikning laminar oqimga tegishli taqsimlanishi vujudga kelishi kerak. Shuningdek, biror mahalliy qarshilikdan o`tayotganda buzilgan laminar oqimning yana turg`unlashuvi biror masofadan o`tganidan so`ng sodir bo`ladi.

Masalan, quvurlarning burilishlaridagi tartibning buzilishi quvur diametridan 50 marta katta masofada ham saqlanadi.

Turg`unlashuv masofasi l_{cr} quyidagi formula bo`yicha hisoblanishi mumkin:

$$l_{st} = 0,693Re^{0,25} D$$

bu yerda D - quvurning ichki diametri

Quvurning kirish qismi juda yaxshi silliqlanganda laminar oqimning turg`unlashuv qismi $0,29 ReD$ gacha kamayadi.

Amalda mahalliy qarshiliklarni bir-biridan to`g`ri chiziqli bo`lak bilan ajratib, ular orasidagi masofani $l \leq (10 \div 20)D$ ga tenglashtirishga harakat qilinadi.

Odatda, gidrosistemalarda mahalliy qarshiliklar bizning ixtiyorimizga bog`liq bo`lmagan holda turli masofalarga o`rnatilgani uchun ularning o`zaro ta'sirini hisobga olib bo`lmaydi va mahalliy qarshiliklardagi energiya sarfi taxminiy hisoblanadi. Boshqacha aytganda, mahalliy qarshiliklarning o`zaro ta'siri kichik

miqdor sifatida nazarga olinmaydi. Umumiy qarshilik oldida bu kuchlar juda kichik bo'lgani uchun hisoblash natijalariga sezilarli ta'sir ko'rsatmaydi.

Amaliy mashg'ulotlarni bajarishga doir ko'rsatma

Masala: Uzunligi $l=1,5$ km va diametri $d = 250$ mm li quvurda benzin oqib o'tmoqda. Benzinning harorati $t = 20^{\circ}\text{C}$, sarfi $Q = 0,026$ m³/s. Quvurda yo'qolgan dam (napor)ni aniqlang. Agar quvurning diametrini 20% kamaytirsak yo'qolgan dam (napor) miqdori qanchaga o'zgaradi? Quvurning g'adir-budurligi $\Delta=0,2$ mm.

Yechimi: I. Quvurdagi oqim tezligi:

$$g = \frac{4Q}{\pi d^2} = 0,53 \text{ m/s}$$

Suyuqlikning harakat rejimini aniqlaymiz: jadvaldan $t = 20^{\circ}\text{C}$ haroratdagi benzinning kinematik yopishqoqlik koeffitsiyenti $\nu = 0,75$ mm²/s.

Reynolds soni:

$$\text{Re} = \frac{Vd}{\nu} = 177 \cdot 10^3.$$

demak, harakat rejimi turbulent.

U holda gidravlik ishqalanish koeffitsiyentini Altshul formulasi yordamida aniqlaymiz:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25} = 0,02.$$

Bosimning yo'qolishi: $\Delta P = \frac{\lambda \cdot l}{d} \cdot \frac{\rho V^2}{2} = 11,8 \cdot 10^3$ Pa

II. Quvur diametrini 20% ga kamaytirsak:

$$d_1 = 0,8d = 200 \text{ mm}$$

U holda yo'qolgan bosim miqdori:

Demak, quvur diametrini 20% ga kamaytirsak, bosimning kamayishi (yo'qolgan napor) 3,2 marta oshar ekan.

Mustaqil yechishga doir masalalar

1. Uzunligi $l=5$ km, diametri $d = 20$ sm bo'lgan po'lat quvurdan harorati $t = 20^{\circ}\text{C}$ bo'lgan suv oqib chiqmoqda. Agar quvurdan o'tayotgan suv sarfi $Q = 20$ l/s bo'lsa, gidravlik ishqalanish koeffitsiyentini aniqlang.

2. Yuqoridagi masalada suv o'rniga neft oqib o'tayotgan bo'lsa, gidravlik ishqalanish koeffitsiyenti qanday bo'ladi?

3. Laboratoriya sharoitida po'lat quvurning gidravlik ishqalanish koeffitsiyentini aniqlash uchun, yangi po'lat quvurda tajribalar o'tkazadilar. Buning uchun uzunligi $l=6$ m, diametri $d = 200$ mm bo'lgan quvurga pezometr ulanib, ma'lum miqdor sarfni o'tkazadilar. Agar suv sarfi $Q = 10$ l/s bo'lib, pezometrlardagi suyuqliklar sathining farqi $\Delta h = 200$ mm bo'lganda gidravlik ishqalanish koeffitsiyentini aniqlang.

4. Agar po'lat quvurni a) cho'yan; b) polietilen; v) asbestotsement quvurlar bilan almashtirsak pezometrdagi suyuqliklar sathining farqi o'zgaradimi?

VII bob bo'yicha nazorat savollari

1. Mahalliy qarshilikning asosiy turlari.
2. Mahalliy qarshilik koeffitsiyenti
3. Bord teoremasi ta'rifi.
4. Tirsaklar
5. Kavitatsiya hodisasi
6. Mahalliy qarshiliklarning o'zaro ta'siri

VIII BOB. SUYUQLIKLARNING TESHİK VA NAYCHALARDAN OQISHI

Texnikada juda ko'p hollarda suyuqliklarning tor va kalta naychalardan hamda teshiklardan oqish hollarini uchratish mumkin. Bu holning o'ziga hos xususiyati shundan iboratki, biror katta idishdagi suyuqliklarning potentsial energiyasi teshikdan chiqishda oqimchanning kinetik energiyasiga aylanadi. Albatta bu holda energiyaning bir qismi qarshiliklarni yengishga sarf bo'ladi. Bunday voqeani gidrouzatmalarda moylarning gidrosilindrlardan bosim ostida oqib chiqishi, yoqilg'ining yonish kamerasiga oqib o'tish va hokazolarda uchratish mumkin. Odatda bu masalalarni yechishda oqim fizikasiga bog'liq shartlar kiritiladi.

8.1. Suyuqlikning yupqa devordagi teshikdan o'zgarmas bosimda oqishi

Biror katta idishda suyuqlik p_1 bosim ostida saqlanayotgan bo'lib, u ozod sirtidan H_a masofadagi kichik teshikdan oqayotgan bo'lsin (8.1-rasm, a). Diametri idish o'lchamlariga qaraganda juda kichik bo'lgan teshik kichik teshik deb ataladi. Yupqa devor deb oqayotgan suyuqlik teshikning faqat ichki qirrasiga tegib, uning yon sirtiga tegmagan holga aytiladi. Bunday hol devor qalinligi teshik diametridan bir necha barobar kichik bo'lsa yoki teshik kesimining ichki qirrasidan tashqariga kengayib borsagina (8.1-rasm, b) o'rinli bo'ladi.

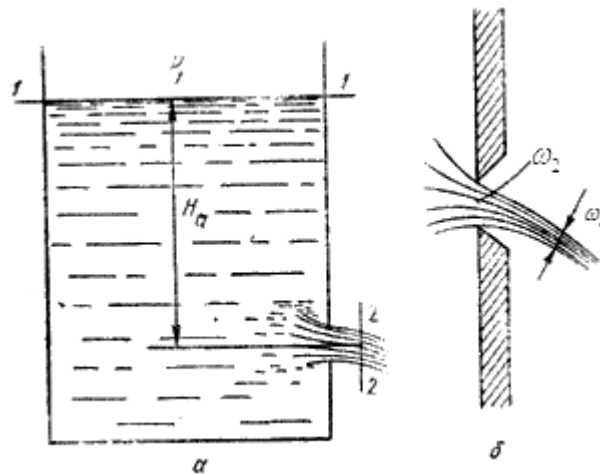
Bu holda suyuqlik zarrachalari teshik atrofidagi hajmdan tashqariga qarab harakat qiladi va teshikka yaqinlashgan sari tezlashib boradi. Shu bilan birga suyuqlikning oqayotgan zarrachalarning barchasi uchun bir xil sharoit bo'lib, ular silliq trayektoriya bo'yicha harakat qiladi va teshik qirrasida idish devoridan ajraladi. Bundan keyingi oqish davomida oqimchanning kesimi bir oz torayadi va silindrik shakl qabul qiladi. Ko'rilayotgan holda asosiy masala teshikdan iborat. Suyuqlikka to'ldirilgan idishda (8.1-rasm, a) yuzasi ω_1 bo'lgan 1-1 (erkin sirt) va ω_2 bo'lgan 2-2 oqayotgan suyuqlik oqimchasining teshik oldidagi kesimlari uchun Bernulli tenglamasini yozamiz:

$$\frac{g_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{g_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \zeta \frac{g^2}{2g}. \quad (8.1.)$$

Bundan teshik uchun mahalliy qarshilik koeffitsiyenti nolga teng bo'lgan holda $z_1 - z_2 = H$ va $v_1 \omega_1 = v_2 \omega_2$ ekanligini hisobga olsak, ushbu tenglamani olamiz:

$$\left[1 - \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right] \frac{g_2^2}{2g} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + H,$$

bu tenglamadan oqimchanning nazariy hisoblangan tezligi uchun quyidagi munosabat kelib chiqadi:



8.1-rasm. Suyuqlikning teshiklaridan oqib ketishiga doir chizma

$$g_n = g_2 \sqrt{\frac{2g \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + H}{1 - \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2}}. \quad (8.2)$$

Agar idishning kesimi ω_1 ga qaraganda teshikning kesmi ω_2 juda kichik bo`lsa, u holda

$$g_n = g_2 \sqrt{2g \left(\frac{p_2 - p_1}{\gamma} + H \right)}$$

Idishdagi suyuqlik sirtida ham, teshik tashqarisida ham atmosfera bosimi bo`lsa yoki $p_1 = p_2$ bo`lsa, u holda

$$g_n = g_2 = \sqrt{2gH}. \quad (8.3)$$

Bu formula Torichelli formulasi deb ataladi, u suyuqlikning tor teshikdan oqishi tezlikni hisoblash uchun nazariy formuladir.

Suyuqlikning teshikdan oqish tezligi ma'lum bo`lgan holda sarfni hisoblash qiyin emas

$$Q_n = g_n \omega_2. \quad (8.4)$$

Lekin amalda oqimcha teshikdan chiqayotganda uning kesimining torayishi sababli ko`rilayotgan masala biz ko`rgandagiga qaraganda murakkabroq. Shuning uchun biz chiqargan tezlik formulalari tezlik va sarfni nazariy tekshirish uchun qo`l-lanib, amalda esa ularga ma'lum tuzatishlar kiritiladi.

8.2. Siqilish, tezlik va sarf koeffitsiyentlari

Biz yuqorida suyuqlikning teshikdan oqishini ko`rganimizda oqimchanning teshikdagi kesimini olganimiz uchun oqimchanning va teshikning kesimini bir xil deb qaradik. Aslida esa suyuqlik teshikka uning atrofidagi hajmdan har tomonlama oqib kelgani uchun uning tezligi oshib boradi. Suyuqlik oqimi teshikka yaqinlashgan sari torayib boradi va bu jarayon suyuqlik teshikdan o`tgandan keyin ham inertsia kuchi ta'sirida ma'lum masofagacha davom etadi. So`ngra esa torayish to`xtab, oqim o`zgarmas ω_c kesimli oqimcha ko`rinishida harakat qiladi.

Oqimchanning torayishi taxminan teshik diametriga teng masofada to'xtaydi. Torayishni hisoblash uchun, odatda siqilish koeffitsiyenti ε kiritiladi

$$\varepsilon = \frac{\omega_e}{\omega_2} \quad (8.5)$$

Bu koeffitsiyent yuqorida aytilganlarga asosan biridan kichik va tajribalarda aniqlanishicha $\varepsilon = 0,61 \div 0,64$ atrofida bo'ladi.

Biz teshikdan oqayotgan suyuqlik tezligi uchun formula chiqarishda $\zeta = 0$ deb qabul qilgan edik. Amaldagi tezlikni hisoblash uchun esa (8.1) dagi mahalliy qarshilik koeffitsiyenti ζ ni hisobga olgan holda quyidagi formulani olamiz

$$g_a = \sqrt{\frac{2g \left(\frac{p_2 - p_1}{\gamma} + h \right)}{1 + \zeta - \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2}}.$$

Tor teshiklar uchun esa $\frac{\omega_2}{\omega_1} \ll 1$ bo'lganda sababli $\left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \approx 0$ deb hisoblab, quyidagini olamiz:

$$g_a = \sqrt{\frac{2g \left(\frac{p_2 - p_1}{\gamma} + h \right)}{1 + \zeta}}.$$

Yuqorida ko'rganimizdek, $p_1 = p_2$ hol uchun

$$g_a = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta}} \sqrt{2gH}. \quad (8.6)$$

Bu formulani (8.3) bilan solishtirsak, amaliy va nazariy tezliklar o'rtasida quyidagi munosabatni olamiz

$$g_a = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta}} g_n. \quad (8.7)$$

Bundan ko'rinadiki, amaliy tezlik nazariy tezlikdan kichik ekan. Odatda, amaliy tezlikning nazariy tezlikka nisbatini tezlik koeffitsiyenti deb ataladi va φ bilan belgilanadi:

$$\varphi = \frac{g_a}{g_n} \quad (8.8)$$

(8.8) ni (8.7) bilan solishtirish natijasida tezlik koeffitsiyentini hisoblash uchun ushbu formulaga ega bo'lamiz:

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta}}. \quad (8.9)$$

Ko'rinib turibdiki, $\varphi < 1$. Ideal suyuqliklar oqqanda esa $\zeta = 0$, $\varphi = 1$ bo'lib, oqish tezligi uchun nazariy formulani olamiz. Tajribalarning ko'rsatishicha suv uchun $\zeta \approx 0,06$, $\varphi \approx 0,97 \div 0,98$ bo'ladi.

Teshikdan oqayotgan suyuqlikning amaliy sarfi quyidagicha hisoblanadi:

$$Q_a = g_a \omega_e$$

(8.5) dan $\omega_e = \varepsilon \omega_2$ bo'lgani uchun (8.8) ni hisobga olib, oxirgi tenglikdan ushbu munosabatni olamiz:

$$Q_a = \varphi \mathcal{G}_n \varepsilon \omega_2 = \varphi \varepsilon \mathcal{G}_n \omega_1$$

Bu so`nggi formulani (8.4) bilan solishtirib, nazariy va amaliy sarflar uchun quyidagi bog`lanishni olamiz:

$$Q_a = \varphi \varepsilon Q_n = m \mathcal{G}_n \omega_2. \quad (8.10)$$

(8.10) dagi $\varphi \varepsilon$ ko`paytmani m bilan belgilaymiz va sarf koeffitsiyenti deb ataymiz

$$m = \varphi \varepsilon \quad (8.11)$$

Bunday xulosa qilib, sarf koeffitsiyenti amaliy sarfning nazariy sarfga nisbatiga teng ekanligini ko`ramiz:

$$m = \frac{Q_a}{Q_n}$$

Yuqorida φ va ε uchun keltirilgan tajriba miqdorlaridan $m \approx 0,60 \div 0,63$ ekanligi ma'lum.

ε , φ , m larning keltirilgan qiymatlari Reynolds sonining katta miqdorlari uchun to`g`ri. Aslini olganda bu koeffitsiyentlar Re ning funksiyasidir.

8.3. Suyuqlikning silindrik naychadan oqishi

Idish devoridagi teshikka o`rnatilgan kalta quvurlar *naychalar* deb ataladi. Odatda, naychalardan sarfini ko`paytirish yoki ixcham oqimchalar olish uchun foydalaniladi. Ko`p hollarda idish devori qalin bo`lib, u parma bilan teshilganda naycha shaklida teshik paydo bo`ladi.

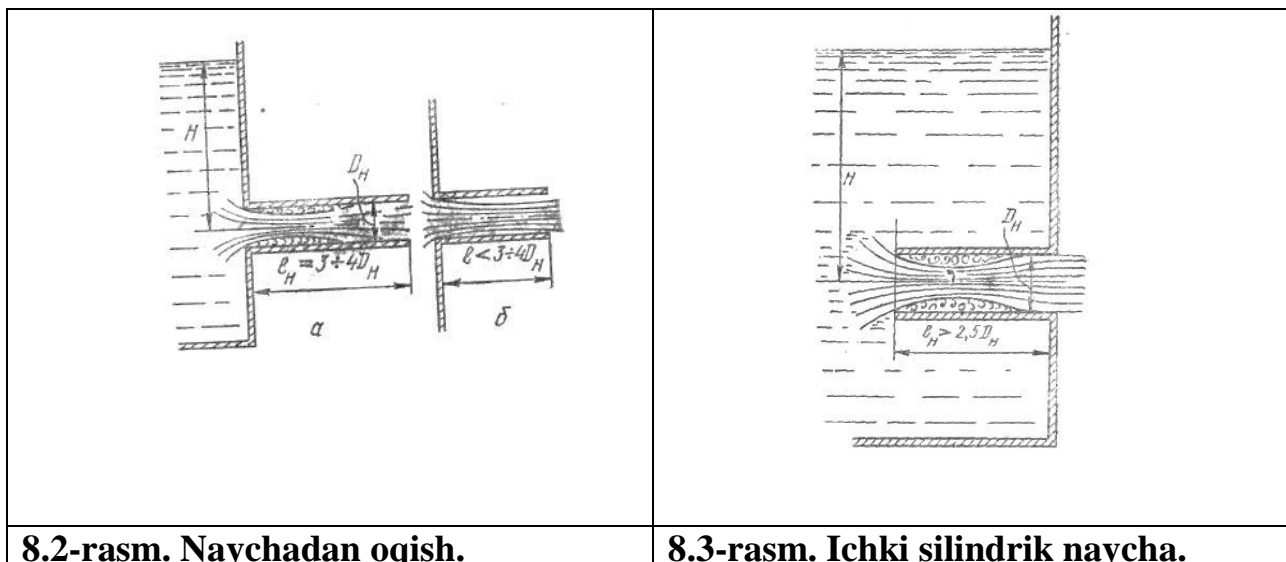
Naychalardan oqadigan suyuqlikni hisoblashda yuqorida keltirilgan tezlik va sarf formulalardan foydalanamiz, lekin ε , φ , m koeffitsiyentlarning qiymatlari boshqacha bo`ladi.

Silindrik naychalardan suyuqlik oqayotganda kirishda u devordan ajraladi va torayadi. Bu hodisa xuddi yupqa devordagi teshikdan oqish holidagi kabi bo`ladi. Lekin bu torayish to`xtab, toraygan oqimcha bilan naycha devori orasida uyurmali harakat vujudga kelganligi sababli kengayish boshlanadi va oqim naychanning butun kesimini egallab olguncha davom etadi. Natijada oqimcha naychanning ko`ndal nag kesimiga teng kesimda chiqib ketadi. Bu hodisa naychanning uzunligi l uning diametridan 3÷4 marta katta bo`lganda to`liq amalga oshadi (8.2-rasm, a).

Bu holda oqimcha diametri naycha diametriga teng bo`lgani uchun siqilish koeffitsiyenti $\varepsilon = 1$, binobarin, $m = \varphi$ bo`ladi.

Agar naycha $l_n = (3\div 4)D_n$ dan kalta bo`lsa, bu holda toraygan oqimcha naycha kesimigacha kengayib ulgurmaydi va oqim teshikdan oqayotgan suyuqlik kabi bo`ladi (8.2-rasm, b). Naycha uzunligining uning diametriga nisbati $\frac{l_n}{D_n}$ va

Reynolds soni tezlik hamda sarf koeffitsiyentlariga ta'sir ko`rsatadi. Bu ta'sirni tajribalarda ko`p tekshirilgan bo`lib, φ , m va ζ larning o`rtacha qiymatlari silindrik naychalar uchun quydagicha bo`ladi:



Yupqa devordagi teshikdan oqish holi bilan solishtirish natijasi shuni ko'rsatadiki, silindrik naychalardan oqishda oqimchaning siqilishi bo'lmagani uchun sarf ortadi, lekin qarshilik katta bo'lgani uchun tezlik kamroq bo'ladi. Ba'zi hollarda ichki silindrik naychalar qo'llanilib, ular idish devoridagi teshikka ichkari tomonidan kavsharlangan juda kichik quvur ko'rinishida bo'ladi. Bunday naychalarda oqimcha kirishdagi torayishdan keyin $l_H > 2,5D_H$ ga teng uzunlikda to'liq kengayadi (8.3-rasm). Bu holda ham $\varepsilon = 1$ bo'lib, $m = \varphi = 0,70$ bo'ladi $l_H \leq 1,5D$ da esa oqim to'liq kengayishiga ulgurmaydi, natijada sarf kamayib ketadi.

8.4. Turli xil naychalar

Silindrik naychalarning kamchiliklari shulardan iboratki, ularning uzunligi yetarli bo'lib, oqimcha to'liq kengayishga ulgursa (8.3-rasm a), u holda qarshilik ortib ketadi. Agar u kaltaroq bo'lsa, oqimcha to'liq kengaymasligi (8.3-rasm, b) natijasida sarf koeffisienti kamayib ketadi. Shuning uchun, odatda, boshqa xildagi naychalar ham qo'llaniladi. Ular konussimon kengayuvchi (8.4-rasm, a), konussimon torayuvchi (8.4-rasm, b) va konoidal (8.4-rasm, v) naychalardir.

Konussimon kengayuvchi naychalarda (diffuzorlarda) kirishda oqimcha juda ko'p torayadi, so'ngra esa tez kengaya boshlaydi va naychani butunlay to'ldiradi. Shuning uchun siqilish koeffitsiyenti $\varepsilon=1$. Konuslik burchagi $\Theta > 8^\circ$ bo'lganda esa oqimcha to'liq kengaya olmaydi va natijada naycha devorlariga tegmay oqadi. Bu holda oqish yupqa devordagi teshikdan oqish holidan farq qilmaydi.

Kengayuvchi naychalarda tezlik, siqilish va sarf koeffitsiyentlari ($\Theta > 8^\circ$ da) konussimon kengayish burchagiga bog'liq bo'lib, ularning qiymatlari o'rtacha $m = \varphi = 0,45$ bo'ladi. Bunday naychalarda tezlik kamayib ketadi. Bunga sabab naychada oqimcha torayishi va so'ngra tez kengayishi natijasida qarshilik ko'payib ketishidir. Shunga qaramay suyuqlik sarfi ancha ko'payadi. Albatta, sarf koeffitsiyentidan

buning aksi ko`rinadi, lekin bu koeffitsiyent kengaygan chiqish kesimiga tegishli ekanini hisobga olsak, sarfning ko`payishi tushunarli bo`ladi. Konussimon kengayuvshi naychalarda oqimcha toraygan yerda vakuum paydo bo`ladi va u so`rish effektini vujudga keltiradi. Bu effekt silindrik naychalarda ham bo`ladi, lekin kengayuvchi naychalarda kuchli. Bunday naychalar past bosimlarda yaxshi natija beradi.

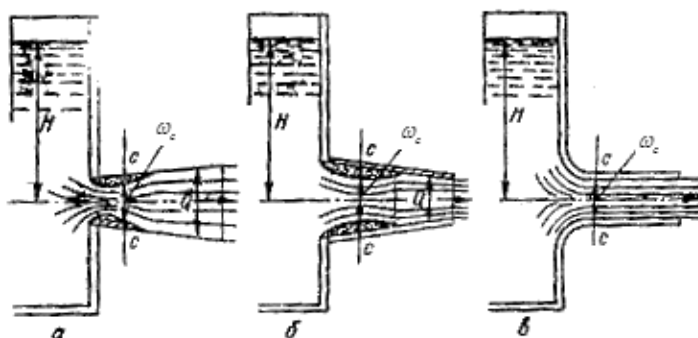
Konussimon torayuvchi naychalarda ham φ , m , ε koeffitsiyentlar konuslik burchagi Θ ga bog`liq. Bunday naychalarda kirishda oqimcha torayadi (bu hodisa silindrik naychalardagiga qaraganda kamroq bo`ladi) va so`ng kengayadi. Naychadan chiqishda esa, uning kesimi torayishda davom etgani uchun, oqimcha uchun ikkinchi (tashqi) torayish yuz beradi. Bu naychalarda ichki torayish kam bo`lgani uchun unga sarf bo`lgan energiya ham kam bo`ladi. Tajribadan ma'lumki torayuvchi naychalarda tezlik koeffitsiyenti konuslik burchagi ortishi bilan ortib boradi: sarf koeffitsiyenti esa avval ortib borib, $\Theta = 13^\circ$ da eng katta qiymatga ($m = 0,946$) erishadi, so`ngra esa kamayadi. Shuni aytish keraki sarf koeffitsiyenti ortganiga qaramay torayuvchi naychalarda sarf kamayadi, shunki barcha koeffitsiyentlar chiqish qismiga nisbatan olingan. Bu naychalarda chiqish kesimi kirish kesmiga nisbatan toraygani uchun katta tezliklar olish mumkin.

Konoidal naychalarning shakli yupqa devordagi teshikdan oqayotgan suyuqlik oqimi shakliga o`xshash bo`ladi. Shuning uchun ularda ichki torayish boshqa naychalarga qaraganda juda kichik bo`lib, qarshilik ham kam bo`ladi. Demak tezlik sarf va siqilish koeffitsiyentlari eng katta bo`ladi. Tajribalarning ko`rsatishicha bu holda $m = \varphi = 0,97$, $\varepsilon = 1$ bo`ladi naycha devorlari juda silliqlanganda esa $m = \varphi = 0,995$ gacha yetadi. Konoidal naychalar eng katta tezlik va sarf beradi, lekin ularni yasash qiyin bo`lgani uchun amalda juda kam qo`laniladi.

Turli naychalarda suv uchun oqish koeffitsiyentlarining qiymatlari 7-jadvalda keltirilgan. Turli naychalar aktiv turbinalarning soplolarida gidravlik turbinalarning so`ruvchi quvurlarida, fontanlarning soplolarida, brandspoyt, gidromonitorlarda turli suyuqlikni so`ruvchi va sochuvchi va boshqa turli qurilmalarda ishlatiladi.

Naychalar katta idish devoriga emas, balki quvurning uchiga o`rnatilgan bo`lsa, (8.8) va (8.10) formulalarda kirishdagi tezlik V_1 ni hisobga olish kerak bo`ladi. Bu holda sarf formulasi quyidagicha yoziladi:

$$Q = m \frac{\pi D_n^2}{4} \sqrt{\frac{2gH}{1 - \left(\frac{D_n}{D_r}\right)^2}}, \quad (8.12)$$



8.4-rasm. a - konussimon kengayuvchi naycha, b - konussimon torayuvchi naycha, v - konoidal naycha.

7-jadval.

Har xil shakldagi naychalar va dumaloq teshik uchun siqilish, tezlik va sarf koeffitsiyentlari.

| T № | Naychalar turi va teshiklar | Rasml ar | E | φ | m | ζ |
|-----|---|----------|-------|-----------|-------|---------|
| 1 | Yupqa devordagi dumaloq teshik | 77 | 0,64 | 0,97 | 0,62 | 0,06 |
| 2 | Tashqi silindrik naycha | 78 | 1 | 0,82 | 0,82 | 0,5 |
| 3 | Ichki silindrik naycha | 79 | 1 | 0,71 | 0,71 | 1,0 |
| 4 | Konussimon kengayuvchi naycha $\Theta = 7^0$ bo`lganda | 80-a | 1 | 0,45 | 0,45 | 3÷4 |
| 5 | Konussimon torayuvchi naycha $\Theta = 13^0 24'$ bolganda | 80-b | 0,982 | 0,963 | 0,946 | 0,09 |
| 6 | Konoidal naycha | 80-c | 1 | 0,97 | 0,97 | 0,04 |

bu yerda D_n va D_t - naycha va quvur diametrlari.

Ba'zi hollarda katta sarf yoki tezlik olish uchun ikki xil naychani ketma-ket qo`yiladi. Masalan, brandspoytlarda quvurning uchiga oxiri silindrik naycha bilan tugaydigan konussimon torayuvchi naycha qo`yiladi.

8.5. Suyuqliklarning teshikdan o`zgaruvchan naporda (bosimda) oqishi

O`zgaruvchan bosimda oqish yoki idishlarning teshikdan yoki naychadan oqish hisobiga bo`shashi masalasini ko`ramiz. Idishning tubida teshik yoki naycha bo`lib, undan suyuqlikning oqish hisobiga bosim kamayib boradi. Natijada oqish tezligi ham kamayib boradi. Shuning uchun bu masala beqaror harakatga misol bo`ladi. Lekin bosim ham, tezlik ham vaqt davomida sekin o`zgargani uchun harakatni qisqa vaqt oraliqlarda barqaror harakatdek ko`rish mumkin. Bu holda masalani yechish uchun Bernulli tenglamasidan foydalansak bo`ladi.

Idishdagi suyuqlikning o`zgaruvchan balandligini H , shu balandlikdagi suyuqlik kesimi yuzini ω , teshikning yuzini ω_0 bilan belgilaymiz (8.5-rasm). Kichik vaqt oralig`i dt davomida idishdagi suvning sathi (teshikdan oqish hisobiga) dH ga o`zgaradi. Bu vaqt ichida oqib ketgan suyuqlik miqdori idishdagi suyuqlikning kamayishi Qdt ga teng, ya'ni

$$\omega dH = -Qdt \tag{8.13}$$

Bu yerda manfiy ishora idishdagi suyuqlikning kamayganini bildiradi. Ko`rilayotgan vaqt oralig`ida (yuqorida aytilganidek) Bernulli tenglamasidan foydalanish mumkin bo`lgani uchun sarf (8.10) formula bilan hisoblanadi. U holda (8.13) quyidagicha yoziladi

$$\omega dH = -m\omega_0 \sqrt{2gH} dt .$$

oxirgi tenglikdan ko`rinadiki,

$$dt = -\frac{\omega dh}{m\omega_0 \sqrt{2gH}} . \tag{8.14}$$

Agar sarf koeffitsiyenti m ni idish bo`shashi davomida o`zgarmaydi desak, u holda idishning bo`shash vaqti quyidagicha hisoblanadi

$$t = -\frac{1}{m\omega_0\sqrt{2g}} \int_H^0 \omega \frac{dH}{\sqrt{H}}. \quad (8.15)$$

Vaqt davomida suyuqlik sirti yoki idish kesimi yuzi ω ning sathi H ning o'zgarishiga qarab qanday o'zgarishi $\omega = f(H)$ ma'lum bo'lsa, u holda (8.15) tenglikning o'ng tomonidan integralini hisoblash mumkin. Prizmatik idishlar uchun $\omega = const$ ekanligini nazarda tutib idishning ixtiyoriy sathi suyuqlikdan bo'shash vaqtini hisoblaymiz.

$$t = -\frac{\omega}{m\omega_0\sqrt{2g}} \int_H^0 \omega \frac{dH}{\sqrt{H}}.$$

yoki

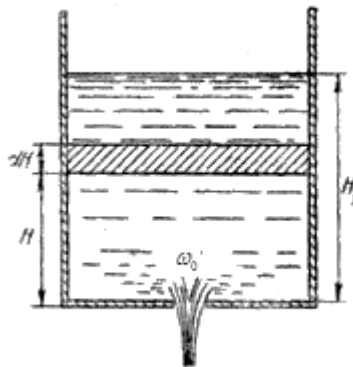
$$t = \frac{2\omega}{m\omega_0\sqrt{2g}} \sqrt{H} = \frac{2\omega H}{m\omega_0\sqrt{2gH}} \quad (8.16)$$

Idishdagi suyuqlikning dastlabki sathini H_d desak, dastlabki hajm $V_d = \omega H_d$ bo'ladi. U holda idishning dastlabki sathi H_d suyuqlikdan bo'shash vaqti bilan quyidagicha bog'lanadi

$$t = \frac{2g_d}{Q}$$

Bu formuladan ko'rinadiki, o'zgaruvchan bosimda idishning bo'shash vaqti shu bo'shagancha hajmli suyuqlikning o'zgarmas H_d bosimda oqib ketishi uchun ketgan vaqtga qaraganda ikki baravar ko'p ekan. Bunday masalalar benzin baklarning bo'shab borishini hisoblashda kerak bo'ladi. Masalan, (8.15) tenglamadan suyuqlik sathining H_1 dan H_2 gacha o'zgarishi uchun ketgan vaqtni quyidagicha hisoblash mumkin.

$$t = \frac{2\omega}{m\omega_0\sqrt{2g}} (\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2}) \quad (8.17)$$



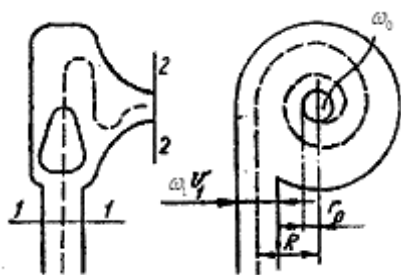
8.5-rasm. Idishning suyuqlikdan bo'shashiga doir chizma

Shuningdek, o'xshash yopiq idishlarning kichik diametrli teshiklardan oqishi hisobiga bo'shashi masalasini ham ko'rish mumkin. Suyuqlikning bosimi ko'p idishdan bosimi kam idishga o'tishi masalasini ham xuddi shunday ko'rish mumkin.

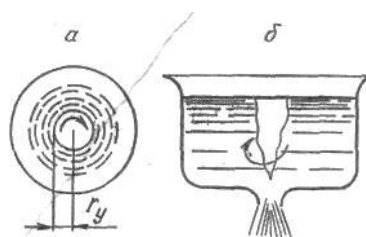
8.6. Oqimcha texnikasi haqida tushuncha

Yuqorida aytib o`tilgandek, oqimchali harakatlar (xususan suyuqliklarning teshik va naychalardan oqishi) texnikaning turli sohalarida qo`llaniladi. Bularga misol sifatida forsunkalar, bosimni boshqaruvchi apparatlar, tashqi zarbani susaytiruvchi qurilmalar, soplolar va boshqalarni ko`rish mumkin. Ulardan ba'zilari haqida qisqacha to`xtalib o`tamiz.

Forsunkalar suyuqlikni changitish, ya'ni suyuqlik atmosferaga (yoki yuqori bosimli gaz bilan to`la fazoga) oqib chiqishi bilan uning oqimchasining mayda zar-rachalarga parchalanib ketishini vujudga keltirish uchun ishlatiladigan maxsus nay-chalardir. Bunday forsunkalar yonish kameralariga yoqilg`ini yuqorida aytilgan usul bilan yetkazib berib, u yerda uning yonishiga yordam beradi. Ularning ishlash printsiipi quyidagicha avval suyuqlikning uyurma harakati vujudga keltiriladi, so`ngra esa hosil bo`lgan oqim toraytiriladi (8.6-rasm).



8.7-rasm. Forsunka uyurmali sxemasi.



8.6-rasm. Forsunka kesimining oqimchaning hosil bo`lish sxemasi.

Suyuqlik forsunka ichiga urinma bo`yicha kiritilishi natijasida uning harakat miqdori momenti deyarli o`zgarmaydi, ammo oqimning torayishi natijasida aylanma tezlik ortib borib, markazdan qochma kuchning ortishiga sabab bo`ladi. Bu kuch suyuqlikni chiqishida devorga shunday siqadiki, natijada uning yupqa qavati vujudga kelib, forsunkadan chiqishda mayda tomchilarga aylanib ketadi. Bu harakat vaqtida forsunkaning o`qi bo`yicha sirdagi bosim bir atmosferaga teng havo (gaz) uyurmasi vujudga keladi (8.7-rasm,a). Bu uyurma idishlarning bo`shashidagi uyurma varonkasi (8.7-rasm,b) ga o`xshaydi, lekin forsunkada tezkorroq bo`ladi. Forsunkada suyuqlik sarfi formulasi (8.10) quyidagicha yoziladi:

$$Q = m\omega_0 \sqrt{2g \frac{p}{\gamma}}$$

bu yerda p - forsunka ichida suyuqlikning bosimi m - sarf koeffitsiyenti, u maxsus formula bilan topiladi. ω_0 forsunkadan chiqishdagi kesim yuzi. Prof. G.N. Abramovich yaratgan nazariya bo`yicha sarf koeffitsiyenti m forsunkaning o`lchamlari va shakliga bog`liq bo`lib, quyidagicha hisoblanadi:

$$m = \frac{\varepsilon}{\sqrt{1 + \frac{A^2 - \varepsilon^2}{1 - \varepsilon}}}$$

$$A = \frac{\omega_0 R}{\omega_1 r_0} \quad (8.18)$$

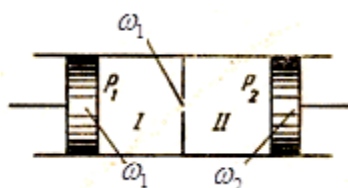
Bu yerda ω_1 - forsunkaga kirishdagi kesim yuzi R - kirishdagi oqimning aylanish radiusi r_0 - chiqishdagi kesim radiusi.

Oqimchanning siqilish ε va tezlik koeffitsiyentlari φ uchun quyidagi formulalari chiqarilgan:

$$\varepsilon = 1 - \frac{r^2 y}{r_0^2} \quad (8.19)$$

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{A^2 \varepsilon^2}{1 - \varepsilon}}}$$

bu yerda r_y - havo uyurmasining tashqi radiusi.



8.8-rasm. Drossellarni tushuntirishga oid chizma

Shunday qilib, prof, G.N. Abromovich nazariyasi bo'yicha sarf Q va forsunkadan chiqishdagi o'q bo'yicha tezlik V quyidagicha hisoblanadi

$$Q = \frac{\varepsilon \omega_0}{\sqrt{1 + \frac{A^2 \varepsilon^2}{1 - \varepsilon}}} \sqrt{2gH}. \quad (8.20)$$

$$g = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{A^2 \varepsilon^2}{1 - \varepsilon}}} \sqrt{2gH}. \quad (8.21)$$

Suyuqlik reaktiv dvigatellaridagi forsunkalardan uyurma harakat suyuqlikni urinma bo'yicha keltirish o'rniga, vintli uyurma hosil qiluvchi qurilma yordamida vujudga keltiriladi.

Drossellar va klapanlar (gidrouzatmalarda) bosim ma'lum chegaradan ortib ketganda uni kamaytirish uchun ishlatiladi. Bularning turlari juda ko'p bo'lib, ular to'g'risida maxsus bo'limlarda to'xtalib o'tiladi. Biz quyidagi drosselni soddalashtirilgan shaklda keltiramiz (8.8-rasm). Bu holda bosimlari p_1 va p_2 bo'lgan bo'limlar teshik (yoki jikler deb ataluvchi tor bo'g'izcha) orqali tutashtirilgan bo'lib, birinchi bo'lmada bosim oshib ketganida suyuqlik ikkinchi bo'lmaga oqib o'tadi. Bu jarayon ikkala bo'lmada bosim tenglashguncha davom etadi. Bunday qurilmalarda suyuqlik tezligi va sarfi quyidagicha hisoblanadi:

$$g = \varphi \sqrt{2g\Delta p / \gamma} = \varphi \sqrt{2g(H_1 - H_2)} \quad (8.22)$$

$$Q = m\omega_T \sqrt{2g\Delta p / \gamma} = m\omega_T \sqrt{H_1 - H_2} \quad (8.23)$$

bu yerda $\Delta p = p_1 - p_2$; ω_T - teshikning kesim yuzi; H_1, H_2 - birinchi va ikkinchi kameralardagi bosimlar.

Birinchi boʻlmadan ikkinchi boʻlmaga suyuqlikning oqib oʻtish vaqti quyidagicha hisoblanishi mumkin:

$$t = \frac{2\omega_1\omega_2}{m\omega_T(\omega_1 + \omega_2)} \left(\sqrt{\frac{p_1}{\gamma}} - \sqrt{\frac{p_2}{\gamma}} \right) = \frac{2\omega_1\omega_2}{m\omega_T(\omega_1 + \omega_2)} (\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2}) \quad (8.24)$$

bu yerda ω_1, ω_2 - birinchi va ikkinchi boʻlmalarning koʻndalang yuzi; ω_1 va ω_2 teng boʻlganda $S_1 = S_2 = S$ deb belgilab, (8.24) ni ushbu koʻrinishga keltirish mumkin:

$$t = \frac{\omega}{m\omega_T} (\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2})$$

(8.22), (8.23) va (8.24) formulalar gidravlikaga doir adabiyotlarda idishdagi suyuqlikning choʻktirilgan teshik orqali oqib oʻtish masalasi sifatida keltiriladi.

Amaliy mashgʻulotlarni bajarishga doir koʻrsatma:

Masala: Yuqoridagi idishdan tushayotgan suv (sarfi $Q = 0,6$ l/s), idish tubidagi teshik orqali ($d = 30 - 15$ mm) pastki idishga tushmoqda va pastki idish tubidagi teshik orqali ($d = 25$ mm) atmosferaga oqib chiqmoqda. Idishlardagi suv naporini (damlarini) aniqlang.

Yechimi: Idishlardagi suv sathi oʻzgarmasligini inobatga olib, har bir idishlardan tushayotgan suv sarfi bir xil boʻlishini hisobga olib, idishlardagi suv damlarini quyidagicha aniqlaymiz:

$$Q = \mu\omega_1\sqrt{2gH_1};$$

$$Q = \mu\omega_2\sqrt{2gH_2};$$

bu yerdan

$$H_1 = \frac{Q^2}{(\mu\omega_1)^2 2g} = 2,13 \text{ m};$$

$$H_2 = \frac{Q^2}{(\mu\omega_2)^2 2g} = 0,76 \text{ m};$$

Mustaqil yechishga doir masalalar

1. Suyuqlik diametri $d = 10$ mm teshik orqali $H = 3$ m dam (napor) ostida atmosferaga oqib chiqmoqda. Teshikdan oqib chiqayotgan suv sarfini aniqlang, agar siqilish, tezlik va qarshilik koeffitsiyentlari quyidagicha boʻlsa: $\varepsilon = 0,62$; $\varphi = 0,97$ $\xi = 0,06$.

2. Sisternadan diametri $d = 100$ mm boʻlgan teshikdan atmosferaga oqib chiqayotgan suv sarfini aniqlang. Agar sisterna diametri $D = 250$ mm, sisternaga oʻrnatilgan manometrning koʻrsatishi $R_m = 0,2$ MPa va manometrning oʻrnatish balandligi $h = 1,3$ m boʻlsa.

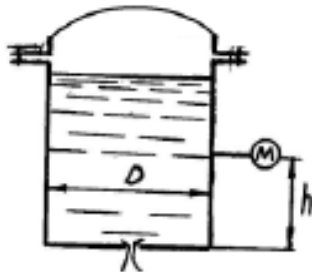
Agar teshikka xuddi shu diametrdagi naycha ulansa suyuqlik sarfi qanday oʻzgaradi? Teshikning qarshilik koeffitsiyenti $\xi = 0,04$

3. To'g'on devoriga o'rnatilgan silindrik naycha orqali $Q = 2,5 \text{ m}^3/\text{s}$ sarfni pastki b'efga o'tkazish kerak. B'eflardagi suyuqliklar sathining farqi $H = 10 \text{ m}$, naychani sarf koeffitsiyenti $\mu = 0,82$. Naycha diametrini aniqlang

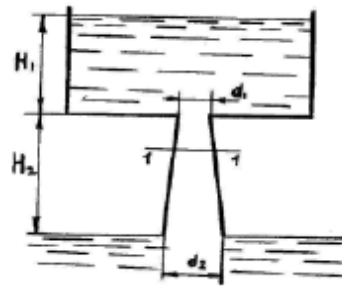
4. Suv yuqori rezervuardan pastki rezervuargacha diametrlari $d_1 = 150 \text{ mm}$ va $d_2 = 200 \text{ mm}$ li teshik va diffuzor orqali oqib o'tmoqda. Teshik va diffuzorning qarshilik koeffitsiyentlari: $\xi_1 = 0,06$; $\xi_2 = 0,03$.

Agar 1-1 kesimdagi absolyut bosim nolga teng bo'lib, $H_2 = 1,5 \text{ m}$ bo'lsa, yuqori rezervuardagi suv sathining balandligi H_1 nimaga teng bo'ladi (8.9- rasm)?

5. Eni $b = 2,6 \text{ m}$ li tarnovdagi darvoza tagidan oqib chiqayotgan suv sarfini aniqlang. Darvozaning ko'tarilish balandligi $a = 0,7 \text{ m}$ yuqori b'efdagi suv dami (napori) $H = 6,0 \text{ m}$. Siqilish va tezlik koeffitsiyentlari: $\varepsilon = 0,67$; $\varphi = 0,97$ (8.11- rasm)



(8.10 - rasm).



(8.9-rasm).

VIII bob bo'yicha nazorat savollari

1. Suyuqlikning yupqa devordagi teshikdan o'zgarmas bosimda oqishi
2. Siqilish, tezlik va sarf koeffitsiyentlari
3. Suyuqlikning silindrik naychadan oqishi
4. Suyuqliklarning teshikdan o'zgaruvchan bosimda oqishi
5. Oqimcha texnikasi haqida tushuncha

IX BOB. QUVURLARNI GIDRAVLIK HISOBLASH

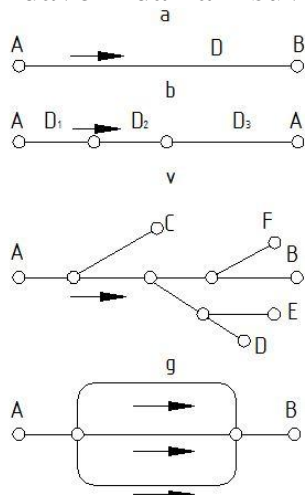
Quvurlarning geometrik o`lchamlari (diametiri, uzunligi) ni ma'lum sarfga moslab hisoblash yoki berilgan bosimda o`lchamlari berilgan quvurlarning sarflarini hisoblash quvurlarni gidravlik hisoblash deyiladi.

Gidravlik hisoblash vaqtida quvurlarning uzunligi yoki hisoblashning gidravlik shartlariga qarab, ular ikki turga bo`linadi: uzun va qisqa quvurlar.

Uncha uzun bo`lmagan va mahalliy qarshiliklari sezilarli bo`lib, umumiy qarshilikning kamida 5 – 10% ni tashkil etadigan quvurlar *qisqa quvurlar* deb ataladi. Bularga misol qilib, nasoslarning so`rish quvurini, benzobakdan karbyuratorga benzin o`tkazuvchi quvurni avtotraktor va boshqa qurilmalar dvigatellarining moy o`tkazuvchi quvurlarini, gidrouzatmalardagi tutashtiruvchi quvurlar va hokazolarni keltirish mumkin.

Ancha uzoq masofaga cho`zilgan va gidravlik qarshiliklarda majmuida asosiy qismni ishqalanish qarshiligi tashkil qilgan quvurlar uzun quvurlar deb ataladi. Bunday quvurlarda mahalliy qarshiliklar alohida hisoblanmaydi va ishqalanish qarshiligining 5 – 10% iga teng deb qabul qilinadi. Bularga vodoprovod quvurlari, neft va gazlarni tarqatuvchi quvurlar va boshqalar misol bo`ladi.

Quvurlar ishlash sxemasiga qarab ikki turga bo`linadi *sodda quvurlar* (9.12-rasm, a, b); *murakkab quvurlar* (9.12-rasm v, g). Sodda quvurlar hech qanday tarmoqlarga ega bo`lmagan quvurlardir. Murakkab quvurlar esa bir necha tarmoqlarga ega bo`lgan quvurlardir. Bundan tashqari, quvurlar tupik va yopiq quvurlarga ajraladi. Bir yo`nalishda suyuqlik oqadigan quvurlar tupik quvurlar deyiladi. Suyuqlikning biror va undan ortiq yo`nalish bo`yicha berish mumkin bo`lgan quvurlar yopiq quvurlar deyiladi. Yopiq quvurlar ishonchli bo`lib, uning ayrim qismlari buzilib, tamirlash davomida ham suv ta'minoti to`xtamaydi.



9.12-rasm. Quvurlarni klassifikatsiyalashga doir chizma

Yuqorida aytilganlardan tashqari tranzit sarfli quvurlar ham mavjud bo`lib, ularda suyuqlik yo`l bo`yicha o`zgarmay qolishi yoki tekis taqsimlanib borishi mumkin.

9.1. Sodda quvurni hisoblashning asosiy tenglamasi

Quvurlarni hisoblashda biz yuqorida keltirilgan ishqalanish va mahalliy qarshiliklar uchun chiqarilgan formulalardan foydalanamiz. Shuning uchun biz suyuqlik quvurda qaysi tartibda oqishini ham bilishimiz kerak.

Avvalo o'zgarmas diametrli sodda quvur olamiz. Bunday quvur ketma-ket joylashgan bir qancha to'g'ri quvur bo'laklaridan tashkil topgan deb qarash mumkin. (9.13-rasm). Bularda bosimning pasayishini barcha qarshiliklarning yig'indisi ko'rinishida hisoblaymiz

$$H = H_{l_1} + H_{M_1} + H_{l_2} + H_{M_2} + \dots + H_{l_n} + H_{M_n}.$$

Yuqorida keltirilgan formuladan foydalanib quyidagi

$$H = \lambda \frac{l_1}{D} \frac{g^2}{2g} + \zeta_1 \frac{g^2}{2g} + \lambda \frac{l_2}{D} \frac{g^2}{2g} + \zeta_2 \frac{g^2}{2g} + \dots + \lambda \frac{l_n}{D} \frac{g^2}{2g} + \zeta_n \frac{g^2}{2g}.$$

munosabatni chiqaramiz. Bu formula bo'yicha bosimning pasayishini hisoblash murakkab va ko'p vaqtni oladi, chunki quvur juda ko'p bo'laklarga ajratilgan bo'lishi mumkin. Oxirgi munosabatda tezlikni sarf orqali ifodalab $\left(g = \frac{4Q}{\pi D^2}\right)$ va o'xshash hadlarni guruhlab, quyidagini olamiz:

$$H = (l_1 + l_2 + \dots + l_n) \frac{\lambda}{D} \frac{g^2}{2g} + (\zeta_1 + \zeta_2 + \dots + \zeta_n) \frac{g^2}{2g} = \lambda \frac{\sum l_i}{D} \frac{g^2}{2g} + \sum \zeta_i \frac{g^2}{2g} + \frac{8\lambda}{g\pi^2 D^5} \sum l_i Q^2 + \frac{8}{g\pi^2 D^4} \sum \zeta_i Q^2$$

Yoki

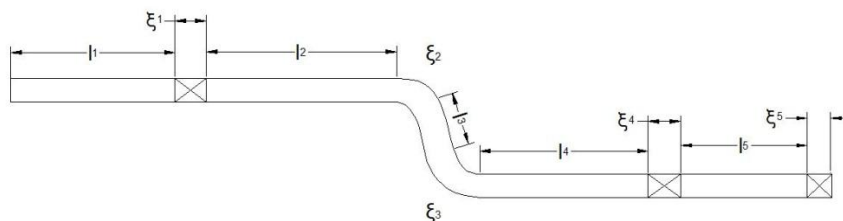
$$H = \left(\frac{8\lambda}{g\pi^2 D^5} \sum l + \frac{8}{g\pi^2 D^4} \sum \zeta_i \right) Q^2.$$

Qavs ichidagi miqdorni a bilan belgilasak, u holda

$$H = \alpha Q^2. \quad (9.2)$$

O'lchov birligi s^2/m^5 bo'lgan a miqdor quvurning solishtirma qarshiligi deb ataladi va quyidagicha aniqlanadi:

$$\alpha = \frac{8\lambda}{g\pi^2 D^5} \sum l_i + \frac{8}{g\pi^2 D^4} \sum \zeta_i \quad (9.3)$$



9.13-rasm. Sodda quvurning sxemasi.

α miqdor quvurning uzunligi, diametri, mahalliy qarshiliklar koeffitsiyentlariga bog'liq bo'lib, kvadrat qarshilik sohasida o'zgarmas bo'ladi.

(9.3) dagi birinchi hadning yig'indi oldidagi miqdorini

$$\frac{8\lambda}{g\pi^2 D^5} = A_e \frac{c^2}{m^6}$$

ko`rinishda, ikkinchi hadning yig`indi oldidagi miqdorni

$$\frac{8\lambda}{g\pi^2 D^4} = A_m \frac{c^2}{m^5}$$

ko`rinishda belgilaymiz va ularni o`zaro quyidagicha aytamiz A_l – solishtirma ishqalanish qarshiligi (ya'ni 1 m quvurning ishqalanish qarshiligi) va A_m – solishtirma mahalliy qarshilik (quvurning shakli o`zgargan qismining $\zeta = 1$ bo`lgandagi qarshiligi).

U holda

$$\alpha = A_e \sum l_i + A_m \sum \zeta_i$$

Bu yerda A_l va A_m – umumlashgan parametrlar bo`lib, quvurlarni hisoblashda maxsus jadvallardan olinadi.

Bazi umumlashgan parametrlar bir oz boshqacharoq ko`rinishda olinadi. Bu holda mahalliy qarshilikni ekvivalent uzunlik bilan almashtirsak

$$H = \lambda \frac{l + l_{ekv}}{D} \frac{Q^2}{2g} = \frac{8\lambda}{g\pi^2 D^5} (l + l_{ekv}) Q^2$$

hosil bo`ladi. Oxirgi tenglikka

$$A = \sqrt{\frac{g\pi^2 D^5}{8\lambda}}$$

belgilashni kiritamiz va uni quvurning sarf xarakteristikasi deb ataymiz. U holda

$$H = \frac{l + l_{ekv}}{A^2} Q^2 \quad (9.4)$$

Bu belgilashdan ko`rinib turibdiki

$$A^2 = \frac{1}{A_e}$$

A^2 ning turli hollardagi miqdori ham A_l va A_m kabi jadvallardan olinadi.

Yuqorida ko`rganimizdek $\frac{H}{l} = J$ ekanligini hisobga olsak, (9.4) dan prof.

B.A.Baxmetov formulasini olamiz

$$Q = A\sqrt{J}$$

Uzun quvurlar uchun bosimning pasayishi osonroq hisoblanadi va ushbu ko`rinishda yoziladi:

$$H = A_e L Q^2 \text{ yoki } H = \frac{1}{A^2} Q^2.$$

Ko`p hollarda quvurlarni hisoblash formulasi quyidagi ko`rinishda ifodalanadi:

$$Q = K\sqrt{H} \quad (9.5)$$

va K ni sarf koeffitsiyenti deb ataladi.

(9.5) va (9.4) bilan solishtirsak, sarf koeffitsiyenti uchun ushbu munosabatni olamiz:

$$K = \frac{A}{\sqrt{l + l_{ekv}}} \quad (9.6)$$

uzun quvurlar uchun esa

$$K = \frac{A}{\sqrt{L}} \quad (9.7)$$

(9.5) formulani boshqacha ham yozish mumkin:

$$H = \frac{1}{K^2} Q^2 \quad (9.8)$$

bu holda $\frac{1}{K^2} = \alpha$ bo`ladi. Suyuqlik kvadratik qonunga bo`ysunganda λ va ζ Reynolds soniga bog`liq bo`lmagani uchun yuqorida aytganimizdek K^2 va A_v lar uchun quvurning diametri va g`adir-budirligiga qarab jadval ko`rinishida ifodalanadi, A_m esa bu jadvalda faqat diametrga bog`liq.

Laminar soha uchun yuqoridagi formulalardagi quvurning qarshiligi α va qarshilik koeffitsiyenti K (9.3) formula yordamida hisoblab topiladi. Bunda λ Puazeyl formulasi bo`yicha hisoblanadi:

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

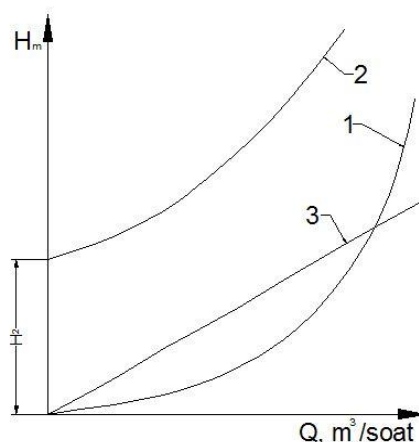
8-jadval.

Quvurlarni hisoblash uchun umumlashgan parametrlar
(kvadratik qarshilikqonuni uchun)

| Quvurning ichki diametri, D, mm | Quvurning absolyut g`adir-budurligi | | | | | | $A_m \frac{c^2}{m^6}$ |
|--|-------------------------------------|-----------------------|---------------------------|-----------------------|---------------------------|-----------------------|-----------------------|
| | $\Delta = 0,2 \text{ mm}$ | | $\Delta = 0,5 \text{ mm}$ | | $\Delta = 1,0 \text{ mm}$ | | |
| | $K^2 \frac{m^5}{c^2}$ | $A_e \frac{c^2}{m^6}$ | $K^2 \frac{m^5}{c^2}$ | $A_e \frac{c^2}{m^6}$ | $K^2 \frac{m^5}{c^2}$ | $A_l \frac{c^2}{m^6}$ | |
| 50 | 0,000132 | 7570 | 0,000100 | 10000 | 0,0000776 | 12900 | 13200 |
| 75 | 0,00113 | 886 | 0,000863 | 1160 | 0,000686 | 1460 | 2610 |
| 100 | 0,00516 | 194 | 0,00397 | 252 | 0,00319 | 313 | 826 |
| 125 | 0,0160 | 62,6 | 0,0125 | 800 | 0,0105 | 95,2 | 338 |
| 150 | 0,0434 | 23,1 | 0,0341 | 29,3 | 0,0276 | 36,2 | 163 |
| 200 | 0,197 | 5,08 | 0,155 | 6,45 | 0,128 | 7,81 | 51,5 |
| 250 | 0,643 | 1,58 | 0,504 | 1,98 | 0,416 | 2,40 | 21,1 |
| 300 | 1,65 | 0,607 | 1,41 | 0,709 | 1,09 | 0,917 | 10,2 |
| 400 | 7,41 | 0,135 | 5,98 | 0,167 | 4,97 | 0,201 | 3,23 |
| 500 | 23,7 | 0,0422 | 19,3 | 0,0518 | 16,1 | 0,0620 | 1,32 |

Kvadratgacha bulgan sohada esa λ (silliq quvurlar uchun) Blazius formulasi bo`yicha hisoblanadi:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}$$



9.14-rasm. Quvurning xarakteristikasi.

Quvurlarni hisoblashni osonlashtirish uchun (9.2) yoki (9.5) formula bo'yicha jadval tuzib olish mumkin. U holda bosim pasayishining turli qiymatlariga tegishli sarf miqdorlarini shu jadvaldan olish mumkin bo'ladi.

(9.2) tenglama (9.5) bilan birgalikda sodda quvurni hisoblashning asosiy tenglamasi deyiladi. Bu tenglama bosim va sarf orasidagi bog'lanishni grafik ko'rinishda ifodalashga imkon beradi. Ko'rinib turibdiki, bu grafik koordinatalar boshidan o'tuvchi kvadratik parabola ko'rinishida ifodalanadi (9.14-rasm, 1 grafik). Agar quvurning hisoblash tekisligidan qancha balandda joylashgan H_g ni hisobga olsak, u holda H va Q o'rtasidagi munosabat koordinatalar boshidan H_g balandlikda joylashadi (9.14-rasm, 2 grafik). U holda umumiy bosim H va H_g ning yig'indisidan iborat bo'ladi:

$$H_y = H_g + H = H_g + \alpha Q^2 \quad (9.9)$$

Harakat laminar bo'lsa, u holda H grafigi to'g'ri chiziqqa aylanadi (8.14-rasm, 3 grafik).

$H - Q$ grafigi yordamida berilgan bosim uchun sarfni topish mumkin. Buning uchun ordinata o'qidan berilgan bosimga tegishli kesmani olib, uning uchidan abstsissa o'qiga parallel chiziq o'tkazamiz. Bu chiziqning xarakteristikasi bilan kesishgan nuqtasidan abstsissa o'qiga tushirilgan perpendikulyar undan quvurda berilgan bosimda sarfning miqdoriga to'g'ri keladigan kesma ajratadi. Agar quvurdan o'tishi kerak bo'lgan sarf ma'lum bo'lib, bosimni topish kerak bo'lsa, sarfni topish uchun qo'llangan usulni teskari tartibda bajaramiz.

9.2. Quvurning iqtisodiy tejimli diametrini topish haqida tushuncha

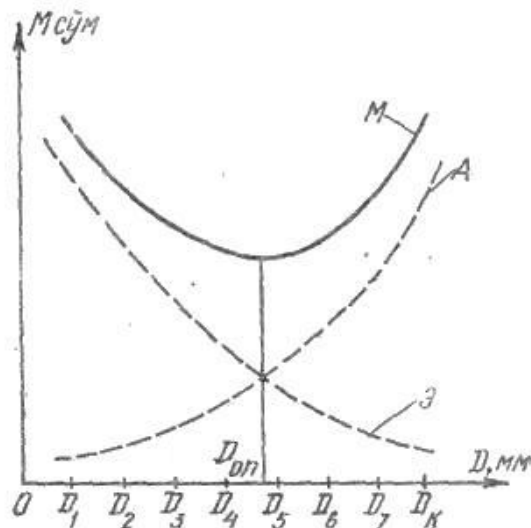
Quvurlar sistemasini loyihalashda berilgan uzunlikdagi quvurdan suyuqlikni oqizib, berilgan sarfni olish uchun kerak bo'lgan bosimni hisoblash masalasi muhim o'rin tutadi. Quvurning asosiy tenglamasidan ko'rinadiki, berilgan uzunlik va sarfga diametr ortishi bilan qarshilik koeffitsiyenti kamayib boradi, demak, shu sarfni

ta'minlovchi bosim ham kamayadi. Bu o'z navbatida suvni quvurdan oqizish uchun sarf bo'ladigan energiyaning kamayishiga olib keladi, ya'ni suyuqlikni quvurdan haydovchi nasos kamroq elektroenergiyasi sarflaydi. Ikkinchidan, quvur diametrining ortishi unga sarf bo'ladigan kapital mablag'ning ortishiga olib keladi (diametri katta quvurga ko'proq metal sarf bo'ladi). Shunday qilib, quvurning eng qulay diametrini tanlash masalasi texnik-iqtisodiy hisoblash, ya'ni quvurlar sistemasini yaratishga sarf bo'ladigan mablag' (quvurlar, nasos stansiyasi va h.) ning qiymati va undan foydalanishdagi harajatlari (elektr energiyasi, odamlar xizmati va h.) qiymatini solishtirish yo'li bilan hal qilinadi.

Bu masala xususiy holda shunday hal qilinadi: quvurlarning standart diametrlarini hisobga olgan holda diametrning turli variantlari uchun butun sistemaning (uning o'z harajatini o'zi qoplashini vaqtini nazarga olib) bir yillik qiymati (amortizatsiyaga bo'ladigan harajat) A hisoblanadi. So'ngra quvur diametrining har bir varianti uchun uni foydalanishiga sarf bo'lgan harajat M ni hisoblab chiqiladi, bunga elektr energiya, odamlarni ishlatish, doimiy harajatlari va hokazolar kiradi. Quvurning yillik harajati M amortizatsiya A ekspluatatsiya E harajatlarning yig'indisiga teng. Quvurning yillik harajatining minimal qiymatiga to'g'ri kelgan diametri eng tejamli diametr D_{op} bo'ladi.

9.15-rasmda $A = f_1(D)$, $E = f_2(D)$ va $M = f_3(D)$ larning grafigini chizish yo'li bilan D_{op} ni topish yo'li ko'rsatilgan. Agar D_{op} ikki standart diametri orasiga to'g'ri kelib qolsa, tegishli diametr uchun D_{op} ga eng yaqin standart diametr (iloji bo'lsa ikki diametrning kichigi) olinadi. (9.15-rasmda eng tejamli diametr uchun D_5 ni olish kerak). Quvurning diametri D topilgandan keyin, Q va l ma'lum bo'lgan holda bosimni topish qiyin emas. Yuqorida ko'rsatilgan usul juda murakkab va qiyin bo'lgani uchun undan odatda katta va murakkab quvur sistemalarini loyihalashda foydalaniladi. Odatdagi hisoblashlarda ko'rilayotgan quvurga o'xshash quvurlar uchun juda ko'p texnik-iqtisodiy hisoblar davomida aniqlangan optimal tezlik v_{opt} yoki optimal qiyalik l_{opt} ning qiymatini berish yo'li bilan aniqlanadi. Suyuqlikning sarfini Q va V ma'lum bo'lgan holda diametrini topish qiyin emas.

$$Q = g_{opt} \frac{\pi D^2}{4} \quad (9.10)$$



9.15-rasm. Tejamli qulay diametrni hisoblashga oid chizma.

bundan

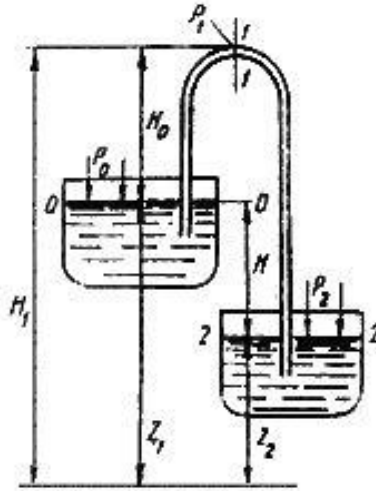
$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V_{opt}}} \quad (9.11)$$

Ba'zi hollarda taqribiy hisoblash uchun sodda formulardan ham foydalanish mumkin. Quvurdagi bosimning katta-kichikligiga qarab turli materiallardan qilingan quvurlar ishlatish mumkin. Masalan, bosim 1 MH/m^2 gacha bo'lganda vodoprovod quvurlari uchun cho'yan quvurlar, katta bosimlar uchun esa po'lat quvurlardan foydalaniladi. Bundan shuni hisobga olish kerakki, GOST da cho'yan quvur uchun ichki diametr, po'lat quvur uchun esa tashqi diametr qabul qilingan.

9.3. Sifon quvur

Bir qismi suyuqlik bilan ta'minlovchi idishdan yuqorida joylashgan sodda quvur sifon quvur deb ataladi (9.16-rasm). Sifonni sodalashtirib ikki (ta'minlovchi va qabul qiluvchi) idishlarni tutashtiruvchi U ko'rinishdagi quvur sifatida tasvirlash mumkin. Bu holda uning egilgan qismi idishlardagi suyuqlik sathlaridan H balandlikda bo'lib, undagi suyuqlik idishdagi suyuqliklar sathlarining farqi H hisobiga oqib turadi. Shuni aytish kerakki, suyuqlik sifonda avval birinchi idish sathidan H balandlikka ko'tarilib, so'ngra ikkinchi idishga tushadi. Bunday quvurning o'ziga xos xususiyati shundaki, unda bosim ko'tariluvchi qismida ham, pastga tushuvchi qismida ham atmosfera bosimidan pastdir. Sifon quvurlardan asosan neft mahsulotlarini sisternalardan quyib olish, suv sig'imlarini bo'shatish, do'nglik yerlarda vodoprovod o'tkazish va hokazolardan foydalaniladi. Suv ta'minotida ba'zan maxsus sifonlar ishlatiladi. Sifon ishlay boshlashi uchun avval uni suyuqlik bilan to'ldirish kerak. Sifon sifatida kichik o'lchamli shlanglar ishlatilsa, uni to'ldirish oson bo'lib, bu suyuqlikka botirish yoki pastki uchidan havoni so'rib olish yo'li bilan amalga oshiriladi. Agar sifon mahkamlangan metall

quvurdan iborat bo`lsa, uning yuqori nuqtasida havoni so`rib olish uchun maxsus jo`mrak o`rnatiladi.



9.16- rasm. Sifon quvur.

Havoni nasoslar yoki ejektorlar yordamida so`rib olish mumkin. Sifonlarni hisoblash boshqa quvurlarni hisoblashdan farq qilmaydi. Masalan, sifonning ikkita kesimi uchun Bernuli tenglamasini yoziladi. Bu kesmalar 0-0 va 2-2 bo`lsa, u holda

$$z_1 + \frac{p_0}{\gamma} + \frac{g_0^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{g_2^2}{2g} + h_{0-2} \quad (9.12)$$

bo`ladi. $p_0 = p_2 = p_{atm}$, va $v_1 = v_2 = 0$ deb hisoblasak, bu tenglama quyidagicha yoziladi:

$$z_1 = z_2 + h_{0-2} \quad (9.13)$$

yoki $z_1 - z_2 = H$ ekanligini nazarga olib, h_{0-2} qarshilikni hisoblash uchun esa ishqalanish va mahalliy qarshiliklar formulasidan foydalanib, oxirgi tenglamani ushbu ko`rinishga keltiramiz:

$$H = \alpha Q^2 \quad (9.14)$$

Shunday qilib, sifonlarda sarf oddiy quvurlardagidek qarshilik va sathlar farqi orqali aniqlanadi. Uning ko`tarilishi balandligi H_0 esa sarfga ta'sir qilmaydi. Lekin bu qonun H_0 ning ma'lum chegarasigacha bo`ladi. H_0 ning ortib borishi bilan sifonning yuqoridagi 1-1 kesimida absolyut bosim p_1 kamayib boradi. Bu bosim to`yingan bug` bosimiga tenglashishi bilan kavitatsiya boshlanadi. Bu avval sarfning kamayishiga so`ngra, bug`larning to`planishiga (bug` tiqini hosil bo`lishiga) va suyuqlik oqimining to`xtashiga olib keladi. Shuning uchun sifonlarni hisoblashda va qurishda uning yuqori nuqtasidagi bosim p_1 juda kamayib ketmasligini nazarda tutish kerak. Agar sifonning sarfi, uning o`lchamlari ma'lum bo`lsa, absolyut bosim p_1 ni hisoblash mumkin. Buning uchun 0-0 va 1-1 kesimlar uchun Bernulli tenglamasini yozamiz:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{g_0^2}{2g} = H_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{g_1^2}{2g} + h_{0-1} \quad (9.15)$$

Agar tezliklar kichikligi uchun ularni nolga tenglasak:

$$\frac{p_1}{\gamma} = \frac{p_0}{\gamma} - H_1 - h_{0-1} \quad (9.16)$$

bo`ladi. Bosimning mumkin bo`lgan minimum qiymati ma'lum bo`lsa, p_1 ni unga tenglashtirib oxirgi tenglamadan H_1 ni oshirish uchun yana bir usulni qo`llash mumkin. Buning uchun sifonning pastga ketgan uchida mahalliy qarshiliklar (eshikcha va h.) yordamida umumiy qarshilikni oshirish kerak. Bu holda albatta sarf kamayadi.

9.4. Quvurlarni ketma-ket va parallel ulash

Ketma-ket va parallel ulangan quvurlarni hisoblash sodda quvurlarni hisoblashga qaraganda murakkab bo`lib, u qaysi tartibda ulanganiga bog`liq. Shuning uchun bu ikki ulash usulini alohida ko`rib chiqamiz.

Ketma-ket ulash. Bir necha har xil diametri quvurlardan tashkil topgan quvurni ko`ramiz. Ular ketma-ket ulangan bo`lib, qarshiliklari $a_1, a_2, a_3, \dots, a_n$, uzunliklari L_1, L_2, \dots, L_n bo`lsin (9.17-rasm).

Bu quvurlarning har birida sarflar teng bo`lishi uzilmaslik tenglamasidan ko`rinadi. U holda quvurlardagi bosimning kamayishi (9.2) ga asosan aniqlanadi.

$$\begin{aligned} H_1 &= \alpha_1 Q^2 \\ H_2 &= \alpha_2 Q^2 \\ &\dots\dots\dots \\ &\dots\dots\dots \\ &\dots\dots\dots \\ H_n &= \alpha_n Q^2 \end{aligned}$$

Ko`rilayotgan quvurda esa qarshiliklarni qo`shish printsipligiga asosan quyidagicha hisoblanadi.

$$H = H_1 + H_2 + \dots = H_n = (\alpha_1 + \alpha_2 + \dots + \alpha_n) Q^2. \quad (9.16)$$

Shunday qilib, quvurlar ketma-ket ulanganda umumiy qarshilik xususiy qarshiliklar yig`indisidan iborat.

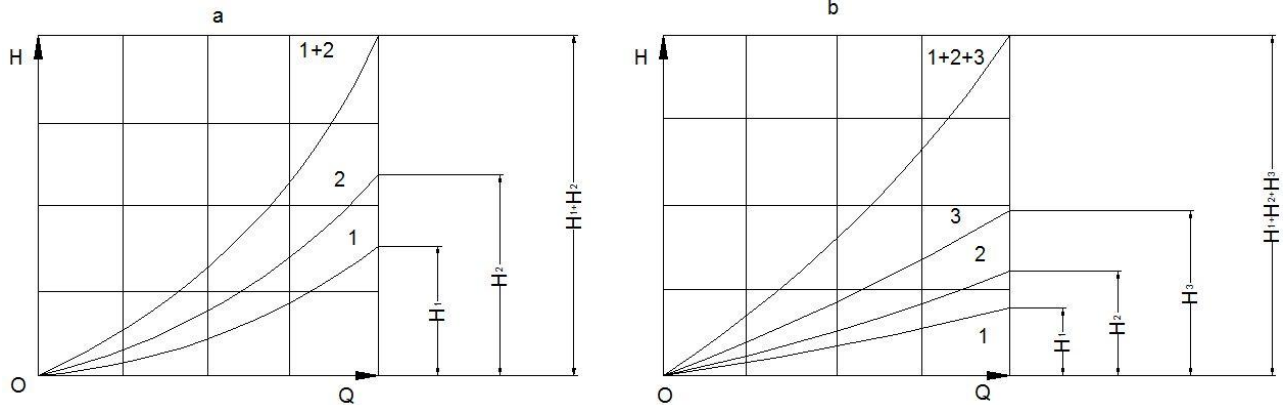
$$\alpha = \sum_1^n \alpha_n \quad (9.17)$$

Bu ikki (9.16) va (9.17) tenglama quvurlarni ketma-ket ulashda xarakteristika tuzish uchun asos bo`ladi.

Avval ketma-ket ulangan ikkita quvurni ko`ramiz. Bu quvurlarning xarakteristikalarini 9.18-rasm, a da 1 va 2 grafiklar orqali ifodalangan. Ikki quvurning xarakteristikasini tuzish uchun (9.16) tenglamaga asosan bir xil sarfda ikki quvurdagi bosim kamayishlarini qo`shamiz, ya'ni bir xil abstsissalarda ikkala egri chiziqning ordinatalarini qo`shamiz.

Ketma-ket ulangan uchta quvurning umumiy xarakteristikasini tuzish uchun avval 1,2,3 quvurlarning xarakteristikasini tuzib olamiz (9.18-rasm, b). So`ngra bir xil abstsissada ularning ordinatalarini qo`shib, bir chiziq bilan tutashtiramiz n ta ketma-ket ulangan quvurning umumiy xarakteristikasini tuzish ham shu usulda bajariladi. Ko`rilayotgan holda kirishdagi va chiqishdagi tezlik bosimlari har xil

bo'lgani sababli, quvur uchun talab qilinadigan bosim formulasida (9.9) dan farqli ravishda, kirishdagi va chiqishdagi tezlik damlarining farqi qatnashadi:



9.18 - rasm. Ketma-ket ulangan quvurlarning xarakteristikasi

$$H = z_A - z_B + \frac{\alpha_A Q_A^2 - \alpha_B Q_B^2}{2g} + \sum H_n + \frac{p_B}{\gamma} = H_g + cQ^2 + \alpha Q^2 \quad (9.18)$$

bu yerda

$$c = \frac{1}{2g} \left(\frac{\alpha_A}{\omega_A^2} - \omega \frac{\alpha_B}{\omega_B^2} \right),$$

$$\alpha = \sum_{i=1}^n \alpha_i,$$

$$H_g = z_A - z_B + \frac{p_B}{\gamma}$$

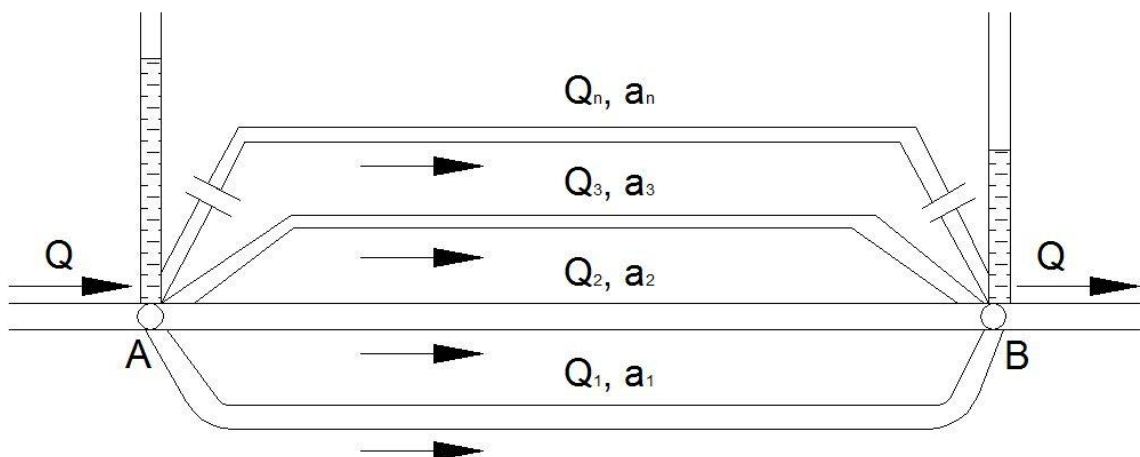
ω_A, ω_B - kirish va chiqishdagi kesim yuzalari.

Parallel ulash. Endi bir qancha parallel ulangan sodda quvurlardan tashkil topgan murakkab quvurni ko'ramiz (8.19-rasm). Sodda quvurlarning sarflari $Q_1, Q_2, Q_3, \dots, Q_n$, qarshiliklari $a_1, a_2, a_3, \dots, a_n$ bo'lsin. Umumiy sxemadan ko'rinib turibdiki, murakkab quvurning sarfi sodda quvurlar sarflarining yig'indisiga teng.

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + \dots + Q_n = \sum Q_n. \quad (9.19)$$

Har bir sodda quvurdagi bosimning kamayishi ham, murakkab quvurdagi bosimning kamayishi ham A va B nuqtalardagi to'la bosimlarning ayirmasiga teng:

$$H_A - H_B = H_1 = H_2 = H_3 = \dots = H_n = H. \quad (9.20)$$



9.19-rasm.Quvurlarni parallel ulash.

Har bir quvurdagi bosimning kamayishi (9.2) ga asosan quyidagicha aniqlanadi:

$$H_1 = \alpha_1 Q_1^2$$

$$H_2 = \alpha_2 Q_2^2$$

.....

.....

.....

$$H_n = \alpha_n Q_n^2$$

Bulardan sarflarni topib, (9.19) ga qo'yamiz:

$$Q = \frac{\sqrt{H_1}}{\sqrt{\alpha_1}} + \frac{\sqrt{H_2}}{\sqrt{\alpha_2}} + \frac{\sqrt{H_3}}{\sqrt{\alpha_3}} + \dots + \frac{\sqrt{H_n}}{\sqrt{\alpha_n}}. \quad (9.21)$$

va (9.20) dan foydalanib, quyidagi munosabatni olamiz:

$$Q = \left(\frac{1}{\sqrt{\alpha_1}} + \frac{1}{\sqrt{\alpha_2}} + \frac{1}{\sqrt{\alpha_3}} + \dots + \frac{1}{\sqrt{\alpha_n}} \right) \sqrt{H}. \quad (9.22.)$$

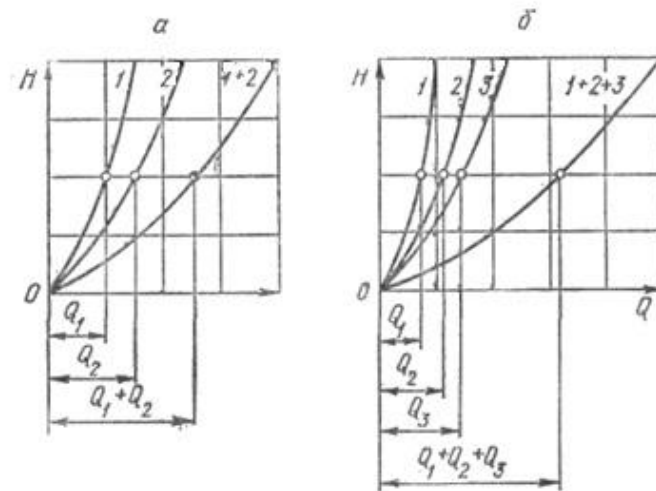
Bu tenglikdan murakkab quvur uchun bosim kamayishi tenglamasini chiqaramiz:

$$H = \frac{Q}{\left(\frac{1}{\sqrt{\alpha_1}} + \frac{1}{\sqrt{\alpha_2}} + \frac{1}{\sqrt{\alpha_3}} + \dots + \frac{1}{\sqrt{\alpha_n}} \right)^2}. \quad (9.23)$$

Shunday qilib, parallel ulangan murakkab quvurning qarshiligi uchun quyidagi formulani olamiz:

$$\alpha = \frac{1}{\left(\sum_{i=1}^n \frac{1}{\sqrt{\alpha_i}} \right)^2}. \quad (9.24)$$

Parallel ulangan quvurning xarakteristikasini tuzish uchun (9.19) va (9.20) tenglamalardan foydalanamiz. Avval ikki parallel quvurdan iborat murakkab quvurni ko'ramiz (9.20-rasm, a) Parallel quvurlarning xarakteristikalari 1 va 2 grafiklar ko'rinishida ifodalangan. Murakkab quvurning xarakteristikasini hosil qilish uchun (9.20) ga asosan bosimning biror qiymatida birinchi va ikkinchi quvurlarda sarflarni qo'shamiz, ya'ni ordinata o'qining biror qiymatida 1 va 2 ga to'g'ri kelgan abstsissa o'qining kesimlarini qo'shamiz. Bu ishni bosimning barcha qiymatlari uchun bajarib, murakkab quvur uchun xarakteristika hosil qilamiz. Uchta parallel quvurdan tashkil topgan murakkab quvurning xarakteristikasi ham 1, 2, 3 quvurlarning xarakteristikalarini tuzishdan boshlanadi.



9.20-rasm. Parallel ulangan quvurlarning xarakteristikasi.

Bu holda ham bir xil bosimda l quvurning sarfiga avval 2 quvur sarfini, so`ng 3 quvur sarfini qo`shish yo`li bilan murakkab quvurning xarakteristikasini tuzamiz. n ta parallel quvurdan tuzilgan murakkab quvurning xarakteristikasi ham xuddi shu usulda hosil qilinadi.

9.5. Murakkab quvurlar

Murakkab quvurlar quvurlar xilma-xil usullarda tutashtirilgan bo`b, ular ketma-ket, parallel ulangan va tarmoqlarga ajralgan bo`laklardan tashkil topgan bo`ladi. Biz yuqorida ketma-ket va parallel ulangan quvurlardan tashkil topgan bo`laklarni ko`rdik. Endi quvurning tarmoqlangan bo`lagini ko`ramiz. Asosiy quvur A nuqtadan uchta 1, 2, 3 tarmoqlarga ajralsin (9.21-rasm). Ularning oxirgi nuqtalarining balandliklari z_1, z_2, z_3 , bosimlari p_1, p_2, p_3 , sarflari Q_1, Q_2, Q_3 bo`lsin. U holda bu sarflarning yig`indisi asosiy quvurdagi sarfga to`g`ri keladi:

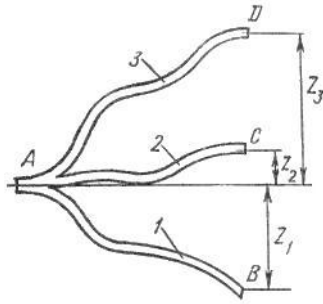
$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3$$

Har bir tarmoq uchun Bernulli tenglamasini quyidagicha yozish mumkin:

$$\frac{p_A}{\gamma} = z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + H_1$$

$$\frac{p_A}{\gamma} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + H_2$$

$$\frac{p_A}{\gamma} = z_3 + \frac{p_3}{\gamma} + H_3$$



9.21-rasm.Quvurlarning tarmoqlarga bo`linishi.

Bu tengliklarda p_1, p_2, p_3 , larni atmosfera bosimiga teng deymiz va $\frac{p_A}{\gamma} = H_A$ ekanini hisobga olib hamda 1, 2, 3 quvurlar uchun (9.2) formuladan foydalanib, quyidagilarni yozamiz:

$$H_A = z_1 + \alpha_1 Q_1^2; H_A = z_2 + \alpha_2 Q_2^2; H_A = z_3 + \alpha_3 Q_3^2 \quad (9.25)$$

Yoki $H_A - z_1 = H_1$ ekanligini hisobga olib va $z_2 - z_1 = z_{1-2}$, $z_3 - z_1 = z_{1-3}$ belgilashlarni kiritib, oxirgi tengliklarni o`zgartiramiz:

$$H_1 = \alpha_1 Q_1^2; H_1 - z_{1-2} = \alpha_2 Q_2^2; H_1 - z_{1-3} = \alpha_3 Q_3^2 \quad (9.26)$$

Bu tenglamalardan 1, 2, 3 quvurlardagi sarflarni topib va qo`shib umumiy harjni topamiz:

$$Q = \left(\frac{\sqrt{H_1}}{\sqrt{\alpha_1}} + \frac{\sqrt{H_1 - z_{1-2}}}{\sqrt{\alpha_2}} + \frac{\sqrt{H_1 - z_{1-3}}}{\sqrt{\alpha_3}} \right) \quad (9.27)$$

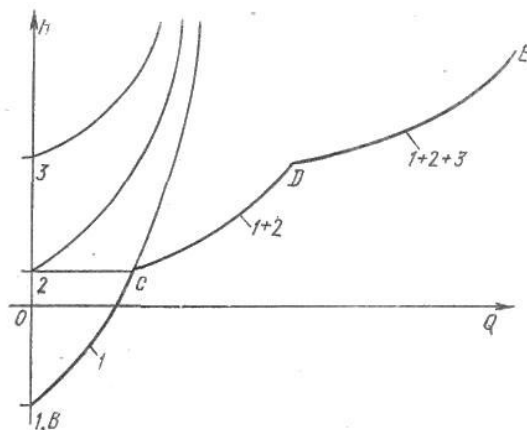
yoki

$$Q = \left(\frac{1}{\sqrt{\alpha_1}} + \frac{\sqrt{1 - z'_{1-2}}}{\sqrt{\alpha_2}} + \frac{\sqrt{1 - z'_{1-3}}}{\sqrt{\alpha_3}} \right) H_1 \quad (9.28)$$

bu yerda $z'_{1-2} = \frac{z_{1-2}}{H_1}$, $z'_{1-3} = \frac{z_{1-3}}{H_1}$ bo`lib, ular uchun $z'_{1-2} < 1$, $z'_{1-3} < 1$ tengsizliklar

o`rinlidir. Agar uchala quvurning ham ikkinchi uchi bir xil balandlikda bo`lsa ($z_1 = z_2 = z_3$), u holda $z'_{1-2} = 0$; $z'_{1-3} = 0$ va H_1, H_2, H_3 lar teng bo`ladi hamda sarf uchun quvurlar parallel ulangan hol uchun chiqarilgan munosabatini olamiz. Endi yuqorida keltirilgan formulalarga asosan tarmoqlangan quvur uchun xarakteristika hosil qilish mumkin (9.22-rasm). Buning uchun ularning xarakteristikalarini quvurlarni parallel ulash dagi kabi qo`shamiz.

9.22-rasm.Tarmoqlarga bo`lingan quvurning xarakteristikasi.



Natijada 9.22-rasmda tasvirlangandek siniq egri chiziq *BSDE* ni olamiz. Bu chiziq tarmoqlangan quvur uchun xarakteristika bo`lib, u 2 va *BSDE* ni olamiz. Bu chiziq tarmoqlangan quvur uchun xarakteristika bo`lib, u 2 va 3 quvurlarning ikkinchi uchi balandligida *C* va *D* nuqtalarda sinadi. Agar suyuqlik *A* nuqtadan *B*, *C*, *D* nuqtalarga qarab emas, teskari yo`nalishda oqsa unda 1, 2, 3 quvurlarning xarakteristikalarini (sarflar Q_1 , Q_2 , Q_3 manfiy bo`lgani uchun) *H* o`qining chap tomonida (ya'ni *Q* o`qining manfiy yo`nalishida) qo`shiladi. Bordini, bu quvurlarning ba'zilaridan oqim o`nga, boshqalarida chapga bo`lganda ham o`nga oqayotgan suyuqlik uchun xarakteristika *H* o`qidan o`ngga chapga oqayotganlari uchun esa xarakteristika chapga quriladi va so`ng qo`shiladi.

Quvur sistemasi bir qancha qismlardan iborat bo`lib, ular ketma-ket va parallel ulangan quvurlardan tashkil topgan bo`lsa, u holda bu qismlarning har biriga ketma-ket va parallel ulash qoidalarini qo`llab, xarakteristikalarini yoki tenglamalarni tuzib olamiz. So`ngra bu qismlarning har birini ayrim quvur sifatida qarab va parallel yoki ketma-ket ulash qoidasidan foydalanib sistema uchun xarakteristika yoki tenglama tuzamiz. Bu qoidaga asosan har qanday murakkab quvurlar sistemasini hisoblash mumkin.

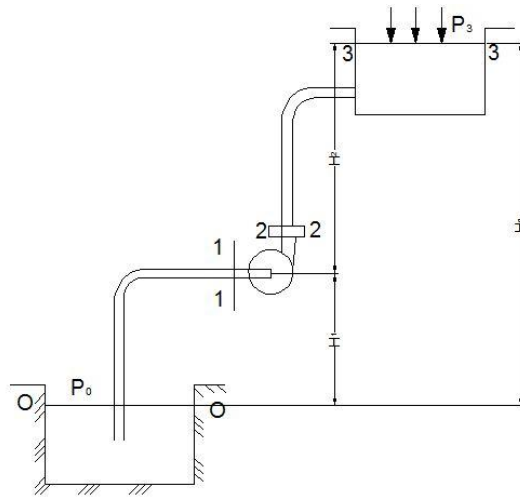
9.6. Nasosdan ta'minlanuvchi quvur

Yuqorida biz turli usulda ulangan quvurlar sistemasini ko`rdik, biroq ularning suv bilan ta'minlanishi qanday amalga oshirilishi haqida to`xtalib o`tmadik. Bunday hol balandlikka o`rnatilgan katta idishdan ta'minlanuvchi quvurlar sistemasi uchun yoki nasosdan ta'minlanuvchi sistemalarning qismlari uchun o`rinli. Sanoat va qishloq xo`jaligida quvurlarni nasos orqali ta'minlash hollari ko`p uchrab turadi. Bu holda quvurlar sistemasidagi bosim ustiga nasos hosil qilgan bosimni ham qo`shish kerak bo`ladi. Shu maqsadda nasosdan ta'minlanuvchi sodda quvurlarni (9.23-rasm) ko`ramiz.

Nasos pastki idishdan p_0 bosimli suyuqlikni so`rib, yuqoridagi p_1 bosimli idishga chiqarib bersin. Nasos o`qining pastki sathdan balandligi H_1 geometrik so`rish balandligi deyiladi va bu balandlikkacha suyuqlik harakat qilayotgan quvur so`rish quvuri deyiladi. Suyuqlikning yuqori sathining balandligi H_2 zo`riqish geometrik balandligi deyiladi va suyuqlikni bu balandlikka ko`tarishda qatnashuvchi quvur haydash (nagnetatelnaya ili napornaya) quvuri deyiladi.

So`rish quvuri uchun ($0 - 0$ va $1 - 1$ kesimlar uchun) Bernulli tenglamasini yozamiz:

$$\frac{p_0}{\gamma} = H_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + h_{0-1}$$



9.23-rasm. Nasosdan ta'minlanuvchi quvurga oid chizma.

Bu tenglamadan ko`rinadiki, nasosning suyuqlikni H_1 balandlikka ko`tarish, unga kinetik energiya berishi va gidravlik qarshiliklarni yengishi birinchi idishdagi p_0 bosimdan foydalanish hisobiga amalga oshiriladi. Shuning uchun bu bosimdan shunday foydalanish kerakki, nasosga kirish oldidan suyuqlikda kavitatsiya hodisasini vujudga keltirmaydigan darajadagi chegirma bosim (p_1) saqlanib qolsin. Bu nasoslarning so`rish quvurlarini nihoyatda aniq va puxta hisoblash kerak. (9.29) tenglama so`rish quvurlarini hisoblashda asosiy tenglama hisoblanadi. Bunda hal qilinishi kerak bo`lgan masalalar sifatida quyidagilarni keltirish mumkin.

1) barcha o`lchamlar va sarf berilgan. Suyuqlikning nasosga kirish oldidagi bosimni hisoblash kerak.

Bu masalani yechishda nasosga kirishdagi suyuqlik bosimini (p_1) hisoblab, uni kavitatsiya hosil qilmaydigan minimal bosim bilan taqqoslash yo`li bilan bajariladi.

2) eng kichik (kavitatsiya hosil qilmaydigan) joiz bosim berilgan. Boshqa parametrlarning eng katta joiz qiymatlari ($H_{1 \max}$, Q_{\max} , d_{\min}) ni hisoblash talab qilinadi.

Agar p_0 atmosfera bosimiga teng bo`lsa, u holda so`rish quvuridagi bosim atmosfera bosimidan kichik bo`ladi. p_0 bosimning ortishi bilan so`rish quvuridagi bosim ortadi. Bu esa geometrik so`rish balandligining ortishiga yordam beradi.

Haydash quvuridagi suyuqlikning harakati (2 – 2 va 3 – 3 kesimi uchun ham Bernulli tenglamasini yozish mumkin.

$$\frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} = H_2 + \frac{p_3}{\gamma} + \frac{\alpha_3 v_3^2}{2g} + h_{2-3} \quad (9.30)$$

Agar haydash quvurining ikkinchi uchidan biror idish bo`lsa, u holda (9.30) tenglamaning o`ng tomonida tezlik bosim bo`lmaydi, lekin bunday harakat vaqtida bosimning kengayishga sarf bo`lishini hisobga olish kerak. (9.30) tenglamaning chap tomoni nasosdan chiqishdagi solishtirma energiyani ko`rsatadi. Nasosga kirishdagi solishtirma energiyani (9.29) tenglama yordamida hisoblash mumkin:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = \frac{p_0}{\gamma} - H_1 - h_{0-1}. \quad (9.31)$$

Bu oxirgi tenglama va (9.30) dan foydalanib suyuqlikning nasosdan o`tganda oladigan energiyasini hisoblash mumkin. Bu energiya suyuqlikka nasos orqali

beriladi va u suyuqlikni tegishli balandlikka ko'tarish uchun sarflangan energiyani ifodalab, H_{nas} ko'rinishida belgilanadi va quyidagicha hisoblanadi:

$$H_{nac} = \left(\frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 \mathcal{G}_2^2}{2g} \right) - \left(\frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 \mathcal{G}_1^2}{2g} \right) = H_1 + H_2 + \frac{p_3 - p_0}{\gamma} + \frac{\alpha_3 \mathcal{G}_3^2}{2g} + h_{0-1} + h_{2-3}$$

yoki

$$H_{nac} = H_g + \frac{p_3 - p_0}{\gamma} + cQ^2 + \alpha Q^2 \quad (9.32)$$

bu yerda H_g - suyuqlikning pastki sathdan yuqori sathga ko'tarilish balandligi; sQ^2 - yuqori sathdagi tezlik bosimi; αQ^2 - so'rish va haydash quvurlardagi qarshiliklar yig'indisi; V_3 - yuqori sathdagi tezlik. Agar pastki va yuqori sathlardagi bosimlar p_0 va p_3 atmosfera bosimiga teng bo'lsa, u holda

$$H_{nac} = H_g + cQ^2 + \alpha Q^2 = H_g + \frac{\alpha_3 \mathcal{G}_3^2}{2g} + \alpha Q^2$$

bo'ladi. Bu formuladan ko'rinadiki, suyuqlikka nasosning bergan bosimi suyuqlikni yuqori sathda harakat qildirish uchun zarur bo'lgan bosim H_3 ga teng bo'ladi:

$$H_{nac} = H_3. \quad (9.33)$$

Bu qoidani nasoslar barqaror ish tartibining hamma hollari uchun qo'llash mumkin. Nasosning ishlash xarakteristikasi uning aylanish soniga bog'liq bo'lib, bu son nasosning quvvatiga bog'liq bo'lmagan hollar uchun to'g'ridir. Agar nasos yopiq sistemada ishlasa, ya'ni pastki va yuqori idishlar bo'lmay, so'rish va haydash quvurlari tutashtirilgan bo'lsa, u holda (9.32) formula o'rnida quyidagi formulaga ega bo'lamiz:

$$H_{nac} = H = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} = H_3.$$

ya'ni zarur bosim bilan nasos hosil qilgan bosim teng bo'ladi. Bu holda yopiq sistemada albatta qo'shimcha kengayuvchi kesim va tenglashtiruvchi idishlar bo'lib, ular odatda suyuqlikning nasosdan chiqish kesimi bilan tutashtirilgan bo'ladi.

9.7. Elektrogidravlik o'xshashlik (analogiya) haqida tushuncha

Biz yuqorida quvurlarni hisoblash uchun (9.4) va (9.5) tenglamalarni chiqardik va ularni quyidagi ko'rinishlarda ifodaladik:

$$H = \lambda \frac{8(l + l_{ekv})}{g \pi^2 D^5} Q^2 \quad (9.34)$$

$$Q = \sqrt{\frac{g \pi^2 D^5}{8 \lambda (l + l_{ekv})}} H. \quad (9.35)$$

Laminar harakat vaqtida bu formulalarda qovushqoqlik ishqalanish koeffitsiyenti λ quyidagi ko'rinishga ega bo'ladi

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64\nu}{gD} = \frac{16\nu\pi D}{Q},$$

u holda

$$H = \frac{128\nu}{gD^2} = \frac{l + l_{ekv}}{\pi D^2} Q$$

yoki

$$H = \alpha \frac{L}{\omega} Q = BQ \quad (9.36)$$

bu yerda $L = l + l_{e3kv}$; $\omega = \frac{\pi D}{4}$; $\alpha = \frac{32\nu}{gD^2}$.

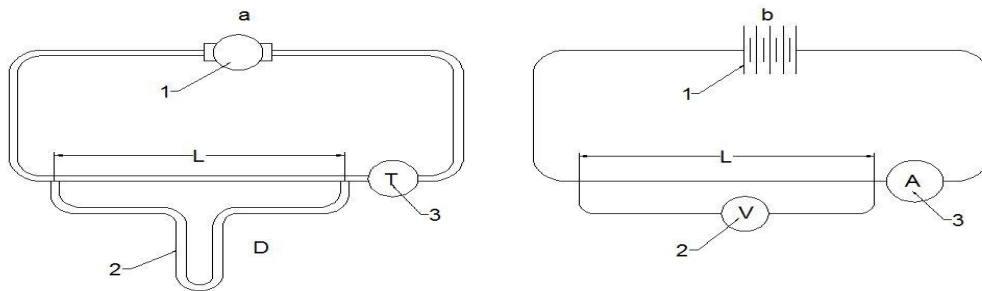
B - hisoblash yo`li bilan aniqlanadigan koeffitsiyent. (9.36) tenglama fizikaning elektr bo`limida o`tkazgichlarning bir qismi uchun Om qonuniga juda o`xshab ketadi. Agar bosim H ni kuchlanish U ga, α ni solishtirma qarshilik ρ ga, sarf Q ni tok kuchi I ga qiyoslasak, u holda (9.36) ni Om qonuni

$$U = \rho \frac{L}{S} I = RI \quad (9.37)$$

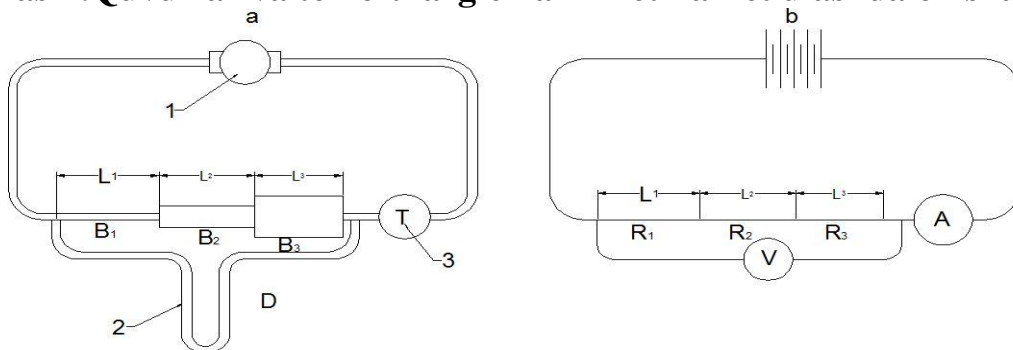
ga qiyoslash mumkin.

(9.36) bilan (9.37) ning o`xshashligidan foydalanib elektrogidravlik o`xshashlikni tuzish mumkin. Bu o`xshashlikka asosan o`tkazgichlardan tok o`tkazib, uning kuchlanishi U ni voltmeter va tok kuchi I ni ampermetr yordamida aniqlash mumkin. Bunda voltmeter quvurlardagi difmanometrni, ampermetr esa sarf o`lchash asbobi o`rnini bosadi (9.24-rasm). Tok manbai sifatida esa energiya manbai nasosni ifodalash mumkin.

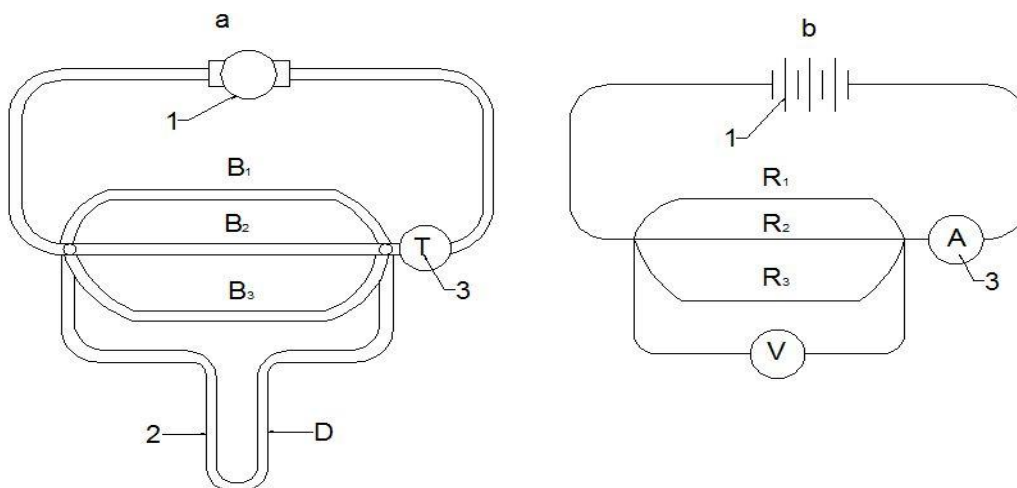
9.24-rasmda 1-manba (a - rasmda nasos, b - rasmda batareya), 2 - (a - rasmda difmanometr, b - rasmda voltmeter, 3 - (a - rasmda sarf o`lchash asbobi, b - rasmda ampermetr) ifodalangan bo`lib, quvur va o`tkazgich uzunliklari L orqali ifodalangan. Shu usul bilan quvurlarni ketma-ket (9.24-rasm) va parallel (9.25-rasm) ulashni o`tkazgichlarni ketma-ket va parallel ulash bilan taqqoslash mumkin. Quvurlarni ketma-ket ulashda (9.24-rasm) umumiy qarshilik.



9.24.-rasm. Quvurlar va tok o`tkazgichlarni ketma-ket ulashda o`xshashlik.



9.25-rasm. Suyuqlik va tok o`tkazgichlarda o`xshashlikka doir chizma.



9.26-rasm. Quvurlar va tok o'tkazgichlarni parallel ulashdagi o'xshashlik.

$$H_k = B_k Q$$

$$H_k = H_1 + H_2 + H_3 \quad (9.38)$$

va

$$Q = Q_1 = Q_2 = Q_3$$

bo'lib, (9.38) da

$$B_k = B_1 + B_2 + B_3$$

O'tkazgichlar uchun esa

$$U_k = R_k$$

$$U_k = U_1 + U_2 + U_3 \quad (9.39)$$

va

$$I = I_1 + I_2 + I_3$$

bo'lib, (9.39) da

$$R_k = R_1 + R_2 + R_3$$

Quvurlarni parallel ulashda esa (1.99-rasm) umumiy qarshilik

$$H = B_n Q_n \quad (9.40)$$

$$H = H_1 = H_2 = H_3$$

va

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3$$

bo'lib, (9.40) da

$$\frac{1}{B_n} = \frac{1}{B_1} + \frac{1}{B_2} + \frac{1}{B_3}$$

o'tkazgichlar uchun esa

$$U = R_n I_n \quad (9.41)$$

$$U = U_1 = U_2 = U_3$$

va

$$\frac{1}{I_n} = \frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2} + \frac{1}{I_3}$$

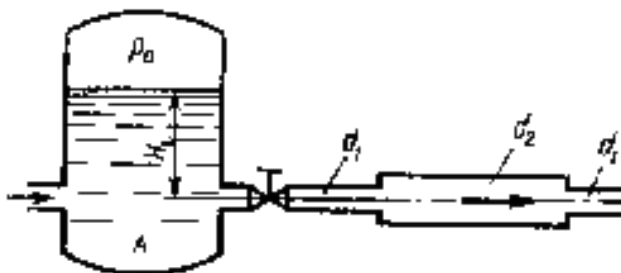
bo'lib, (9.41) da

$$\frac{1}{R_n} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3}$$

Bu qonuniyatlar quvurlarni va o'tkazgichlarni parallel hamda ketma-ket ulashdagi o'xshashlikni ko'rsatadi.

Amaliy mashg'ulotlarni bajarishga doir ko'rsatma:

Masala. Berilgan quvurlar tizimi orqali, rezervuardan atmosferaga oqib chiqayotgan suv sarfining miqdorini aniqlash lozim bo'lsin (9.27-rasm).



9.27-rasm.

Quvurlarning diametrlari, uzunligi va materiali ($\Delta; \lambda$) ma'lum bo'lib, quyidagi qiymatlarga ega bo'lsin:

$$d_1 = 150 \text{ mm}; \quad d_2 = 200 \text{ mm}; \quad d_3 = 250 \text{ mm}; \quad l_1 = 20 \text{ m} \quad l_2 = l_3 = 15 \text{ m};$$

$$\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = 0,02 \quad H = 3,0 \text{ m};$$

$$\text{Jo'mrakning qarshilik koeffitsiyenti } \xi = 0,4;$$

Yechimi: Masalani yechish uchun Bernulli tenglamasidan foydalanamiz. Bernulli tenglamasidan foydalanish quyidagi tartibda amalga oshiriladi:

1) Kesimlarni tanlaymiz:

I-I va II-II

2) Taqqoslash tekisligini o'tkazamiz:

0-0,

3) Oqim uchun Bernulli tenglamasini yozamiz:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_f$$

4) Tenglamalardagi hadlarni aniqlaymiz:

$$z_1 = H; \quad p_1 = p_a; \quad V_1 = 0; \quad \alpha_1 = \alpha_2 = 1$$

$$z_2 = 0; \quad p_2 = p_a; \quad V_2 = ?$$

5) Aniqlangan hadlarni tenglamaga qo'yamiz:

$$H + \frac{P_a}{\gamma} + 0 = 0 + \frac{P_a}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + h_f$$

bu yerdan:

$$H = \frac{V_2^2}{2g} + h_f$$

Endi quvurlar tizimida yo‘qolgan dam – h_f miqdorini aniqlaymiz:

Ma’lumki,

$$h_f = \sum h_e + \sum h_M$$

Quvur uzunligi bo‘ylab yo‘qolgan dam Darsi-Veysbax formulasi bo‘yicha:

$$\sum h_e = h_{\eta_1} + h_{\eta_2} + h_{\eta_3} = \frac{\lambda_1 l_1}{d_1} \frac{V_1^2}{2g} + \frac{\lambda_2 l_2}{d_2} \frac{V_2^2}{2g} + \frac{\lambda_3 l_3}{d_3} \frac{V_3^2}{2g}$$

Uzilmaslik tenglamasidan

$$V_1 \omega_1 = V_2 \omega_2 = V_3 \omega_3$$

ekanligidan foydalanib, hamda $V_3 = V_2$

$$\sum h_e = \left[\frac{\lambda_1 l_1}{d_1} \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2 + \frac{\lambda_2 l_2}{d_2} \left(\frac{\omega_3}{\omega_2} \right)^2 + \frac{\lambda_3 l_3}{d_3} \right] \frac{V_2^2}{2g}$$

yoki

$$\sum h_e = \xi_1 \frac{V_2^2}{2g}$$

Mahalliy qarshiliklarda damning yo‘qolishi ko‘rilayotgan misolda, quyidagi joylarda sodir bo‘ladi: quvurning kirish qismida – (ξ_1); keskin kengayishda – (ξ_2); keskin torayishda – (ξ_3); berkitgichda – (ξ_4).

U holda

$$\sum h_M = \xi_1 \frac{V_1^2}{2g} + \xi_2 \frac{V_2^2}{2g} + \xi_3 \frac{V_3^2}{2g} + \xi_4 \frac{V_4^2}{2g}$$

Uzilmaslik tenglamasidan va $V_3 = V_2$ ekanligidan foydalanib

$$\sum h_M = \xi_1 \frac{V_1^2}{2g} + \xi_2 \frac{V_2^2}{2g} + \xi_3 \frac{V_3^2}{2g} + \xi_4 \frac{V_4^2}{2g}$$

Yoki

$$\sum_1^1 h_M = \xi_M \frac{V_2^2}{2g}$$

Jadvaldan mahalliy qarshilik qiymatlarini olib, ξ_M ni hisoblaymiz. Tizimda yo‘qolgan dam uchun quyidagi ifodani olamiz.

$$h_f = \xi_M \frac{V_2^2}{2g} + \xi_1 \frac{V_2^2}{2g} = (\xi_M + \xi_1) \frac{V_2^2}{2g}$$

Yoki

$$h_f = \xi_S \frac{V_2^2}{2g}$$

(5)

bu yerda: ξ_S – tizimning qarshilik koeffitsiyenti.

(5) ifodani (2) ga qo'yib

$$H = \frac{V_2^2}{2g} + \xi_s \frac{V_2^2}{2g}$$

bu yerdan

$$V_2 = \frac{1}{\sqrt{1+\xi_s}} \sqrt{2gH}$$

Yoki

$$V_2 = \varphi \sqrt{2gH};$$

bu yerda φ – tezlik koeffitsiyenti.

U holda quvurlar tizimi orqali oqib chiqayotgan sarf

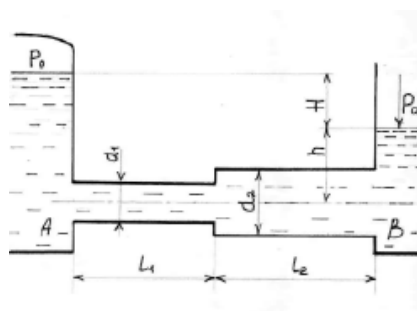
$$Q = \mu \omega_3 \sqrt{2gH} = 0,17 \cdot \frac{\pi d_3^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 3} = 0,06 \text{ m}^3/\text{s}$$

bu yerda μ – sarf koeffitsiyenti.

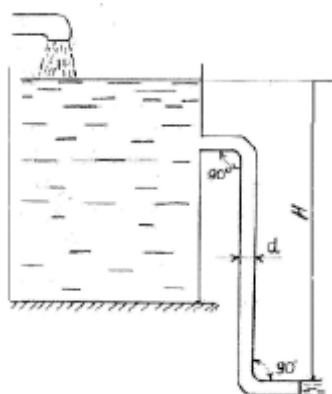
Mustaqil yechishga doir masalalar

1. Suv bir rezervuardan ikkinchisiga ketma-ket ulangan ikkita quvurlar orqali uzatiladi. Quvurlarning diametri va uzunligi mos ravishda $d_1 = 150$ mm; $l_1 = 25$ m; $d_2 = 200$ mm; $l_2 = 35$ m; gidravlik ishqalanish koeffitsiyenti $\lambda_1 = \lambda_2 = 0,03$. Agar $H_1 = 3,0$ m; $H_2 = 10$ m; $P_M = 20$ kPa bo'lsa, quvurdagi suv sarfi – Q ni aniqlang. Pezometrik va dam (napor) chiziqlarini chizing (9.28-rasm).

2. Rezervuarga quyilayotgan sarf $Q = 0,05$ m³/s. Rezervuarda o'zgarmas suv sathini aniqlash uchun quvur orqali suv atmosferaga oqib chiqadi. Agar quvur uzunligi $\lambda = 0,025$ bo'lib, rezervuarga kelayotgan va chiqayotgan sarf bir xil bo'lishi uchun H -miqdorni aniqlang (9.29-rasm).

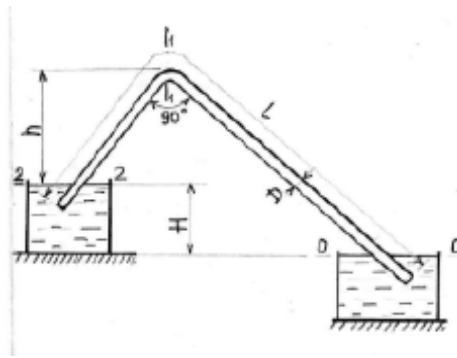


9.28-rasm.



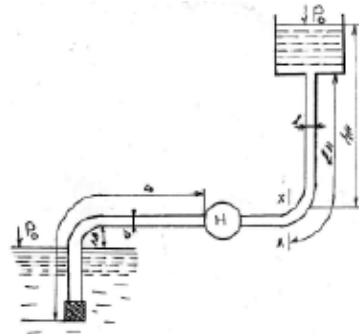
9.29-rasm.

3. Magistral kanaldan novga harorati $t = 20^\circ\text{C}$ suv po'lat sifon orqali uzatiladi. Sifonning diametri $D = 30$ mm; uzunligi m, sarfi $Q = 0,5$ l/s, $h = 4,0$ m bo'lsa, kanal va novdagi suvlar sathining farqini aniqlang (9.30-rasm).



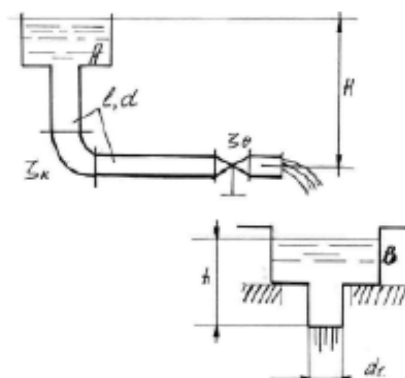
9.30-rasm.

4. Markazdan qochma nasos harorati $t = 20^\circ\text{C}$ suvni diametri $d = 100$ mm va uzunligi m li po'lat quvur orqali $N = 30$ m balandlikka uzatmoqda. Agar $x-x$ kesimdagi bosim $P_x = 0,2$ mPa bo'lsa quvurdagi suv sarfini aniqlang (9.31-rasm).



9.31-rasm.

5. Suv A-rezervuardan B-rezervuargada diametri $d = 80$ mm va uzunligi $l = 10$ m quvur orqali uzatiladi. B-rezervuardan suv naycha orqali (sarf koeffitsiyenti $\mu = 0,82$) atmosferaga oqib chiqmoqda. Agar B-rezervuardagi suyuqlik sathi $h = 2,0$ m bo'lsa, gidravlik ishqalanish koeffitsiyenti $\lambda = 0,03$; burilish va jo'mrakning qarshilik koeffitsiyentlari: $\xi_1 = 0,4$; $\xi_2 = 3,0$ bo'lsa, A-rezervuarda qanday dam (napor) H bo'lishi kerak (9.32-rasm)



9.32-rasm.

IX bob bo'yicha nazorat savollari

1. Sodda quvurni hisoblashning asosiy tenglamasi
2. Quvurlarni ketma-ket va parallel ulash
3. Murakkab quvurlar
4. Quvurlarning tarmoqlarga bo'linishi.
5. Nasosdan ta'minlanuvchi quvur.

X BOB. GIDRAVLIKANING ALOHIDA MASALALARI (MAXSUS KURS).

SUYUQLIKNING BEQAROR HARAKATI

Suyuqliklar harakat qilayotgan vaqtida uning tezligi va bosimi, odatda, vaqtga bogʻliq boʻlib, bunday harakatni beqaror harakat deb atagan edik. Xususiyl holda vaqt oʻtishi bilan harakat barqarorlashib tezlik va bosim vaqtga bogʻliq boʻlmay qoladi. Yuqorida koʻrib oʻtilgan suyuqlikning quvurlardagi harakatlari va teshiklardan oqishiga koʻrilgan misollar barqaror harakatlarning asosiy masalalari qatoriga kiradi. Lekin har qanday harakat holatini oʻzgarishi beqaror harakatni vujudga keltiradi. Bir harakat holatidan ikkinchisiga oʻtish asta-sekin yoki keskin oʻzgarish bilan sodir boʻlishi mumkin. Masalan, biror idishdagi suyuqlik teshik orqali oqqanda vaqt davomida bosimning oʻzgarib borishi natijasida tezlik va sarfning ham oʻzgarishi harakat holatining asta-sekin oʻzgarib borishiga misol boʻlsa, quvurlarda joʻmraklarni yoki oʻzanlarda toʻsiqlarning keskin ochib-yopilishi vaqtidagi oʻzgarishi harakat holatining keskin oʻzgarishiga misol boʻladi. Bunday harakat vaqtida inertsia kuchlari asta-sekin yoki keskin oʻzgarib boradi. Barqaror harakat vaqtida esa inertsia kuchining oʻzgarishi sezilarsiz boʻlib, harakat holatiga deyarli taʼsir qilmaydi. Shuning uchun barqaror harakat bilan beqaror harakatni nazariy tekshirish birinchi holda inertsia kuchining oʻzgarishi hisobga olinmasligi ikkinchi holda bu oʻzgarish hisobga olinishi bilan farqlanadi.

Ideal va real suyuqliklar barqaror harakatining umumiy tenglamalari (3.25) va (3.28) koʻrinishda yoziladi. Turbulent harakat uchun esa (3.28) tenglama umumlashtirib hosil boʻlgan tenglamani Reynolds tenglamasi deyiladi.

Barqaror harakat uchun uzilmaslik tenglamasi boʻyicha oqimchani ixtiyoriy ikki kesimidagi sarflari oʻzaro teng ekanligi koʻrsatilgan edi. Barqaror harakat uchun esa bu qonun vaqtning biror aniq qiymatida toʻgʻri boʻlib, vaqt oʻtishi bilan tezlik oʻzgarganidek, sarf ham oʻzgarib boradi. Shuningdek, vaqt davomida oqim chizigʻi ham, elementar oqimcha ham oʻzgarib boradi. Bu holda 10.1-rasmda tasvirlangan sxema elementar oqimchani biror aniq vaqtdagi holatiga toʻgʻri keladi deb hisoblaymiz. Agar 1-1 va 2-2 kesimlar orasidagi masofa cheksiz kichrayib borib, dl uzunlikni qabul qilsa, u holda (3.12) tenglamani quyidagicha yoza olamiz.

$$q_1 - q_2 = 0 \text{ yoki } dq = 0 \quad (10.1)$$

Bu tenglamada chap tomondagi ifoda sarfdan olingan toʻliq diferentsial boʻlib, q vaqt va yoʻl boʻyicha oʻzgarib borгани uchun, matematikada quyidagicha ifodalana-di.

$$\frac{\partial q}{\partial t} dt + \frac{\partial q}{\partial l} dl = 0. \quad (10.2.)$$

Hosil boʻlgan tenglamaning ikki tomoni dt ga boʻlamiz va tezlikning taʼrifidan $u = \frac{dl}{dt}$ ekanligini hisobga olib, ushbu koʻrinishda yozamiz:

$$\frac{\partial q}{\partial t} + u \frac{\partial q}{\partial l} = 0. \quad (10.3.)$$

Bu hosil qilingan tenglama beqaror harakat elementlar oqimchasi uchun uzilmaslik tenglamasidir. Barqaror harakatdagi kabi beqaror harakat uchun ham oqimning uzilmaslik tenglamasini yozish mumkin:

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + g \frac{\partial Q}{\partial l} = 0. \quad (10.4)$$

Beqaror harakatni tekshirish juda murakkab bo`lib, biz ikki soddalashtirilgan xususiy hol ustida to`xtalib o`tamiz.

1) deformatsiyalanmaydigan quvurdagi siqilmaydigan suyuqlikning harakati. Bu holda harakat holati asta-sekin o`zgarib borishi hisobiga olinadi, lekin quvur deformatsiyasidan hosil bo`ladigan kuchlar bo`lmaydi.

2) gidravlik zarba masalasi bo`lib, bunda quvur deformatsiyalanadi, lekin soddalashtirish harakat holatining keskin o`zgarishi va quvur kesimining o`zgarmasligi bilan ifodalanadi. Beqaror harakatining umumiy masalalari yechish shu turdagi harakatlarga bag`ishlangan maxsus kurslarda ko`rilib, ko`p hollarda (3.25), (3.28) yoki Reynolds tenglamalar sistemalarini yechish bilan bog`liq.

10.1. Siqilmaydigan suyuqlikning deformatsiyalanmaydigan quvurlarda inertsiya bosimi hisobga olingan beqaror harakati

Beqaror harakatni tekshirish uchun avval bu harakatga Bernulli tenglamasini chiqaramiz. Buning uchun kinetik energiyaning o`zgarishi qonunidan foydalanamiz. Beqaror harakatda tezlik va bosim yo`l bo`yicha ham, vaqt bo`yicha ham o`zgargani uchun (3.39) tenglamadagi kinetik energiyaning dt vaqtida o`zgarishi quyidagicha yoziladi:

$$d\left(\frac{mu^2}{2}\right) = \frac{\partial}{\partial t}\left(\frac{mu^2}{2}\right)dt + \frac{\partial}{\partial l}\left(\frac{mu^2}{2}\right)dl \quad (10.5)$$

Barqaror harakatda elementlar oqimchani ifodalovchi 9.1-rasmdagi sxema beqaror harakat uchun elementlar oqimchani biror aniq vaqtdagi holatni ifodalasin. Bu rasmdagi 1-1 va 2-2 kesimlar orasida masofani cheksiz kichraytirib borib, dl ga intiltirsak, (3.39) tenglama yuqoridagi oxirgi munosabatni hisobga olgan holda quyidagicha yoziladi:

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\frac{mu^2}{2}\right)dt + \frac{\partial}{\partial l}\left(\frac{mu^2}{2}\right)dl = \sum Pdl \quad (10.6)$$

Siqilmaydigan suyuqlik uchun massa o`zgarmas bo`lgani sababli oxirgi tenglik ushbu ko`rinishda yoziladi:

$$m\left[\frac{\partial}{\partial t}\left(\frac{u^2}{2}\right)dt + \frac{\partial}{\partial l}\left(\frac{u^2}{2}\right)dl\right] = \sum Pdl \quad (10.7)$$

tenglamaning ikki tomonini dt ga bo`lamiz va $\frac{\partial l}{\partial t} = u$ ekanligini nazoratga olsak

$$mu \frac{\partial u}{\partial t} + mu \frac{\partial u}{\partial l} u = \sum Pu$$

yoki

$$m \frac{\partial u}{\partial t} + mu \frac{\partial u}{\partial l} = \sum P \quad (10.8)$$

bo'ladi. 3.41 tenglamaga asosan

$$m = \rho q dt \quad (10.9)$$

(3.41) ga asosan 1-1 va 2-2 kesimlarga ta'sir qiluvchi bosim kuchlari bajargan ishlarning yig'indisi

$$A_1 - A_2 = (p_1 - p_2) g dt$$

bo'ladi yoki 1-1 va 2-2 kesimlar orasidagi masofa cheksiz kichik ekanligini nazoratga olsak va

$$p_1 - p_2 = -dp = -\frac{dp}{dl} dl$$

desak, u holda

$$A_1 - A_2 = -\frac{dp}{dl} q dl dt \quad (10.10)$$

suyuqlikning 1-1 kesimdan 2-2 kesimga o'tishida og'irlik kuchining bajargan ishi

$$A_3 = Q(z_1 - z_2) = \gamma q dt (z_1 - z_2) \quad (10.11)$$

yoki

$$A_3 = -\gamma q dt dz = -\gamma \frac{dz}{dl} l dl dt$$

ko'rinishda ifodalanadi.

Endi (10.9), (10.10) va (10.11) munosabatlarni hisobga olgan holda (10.7) tenglamani quyidagicha yoza olamiz:

$$\rho q dt \left[\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{u^2}{2} \right) dt + \frac{\partial}{\partial l} \left(\frac{u^2}{2} \right) dl \right] = -\frac{\alpha p}{\partial l} q dl dt - \gamma \frac{dz}{dl} q dl dt$$

Bu tenglama (10.8) dagi ko'rinishga keltirilsa,

$$\rho q dt \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial l} \right) = -\frac{\partial p}{\partial l} q dt - \gamma \frac{dz}{dl} q dt$$

bo'ladi. Oxirgi tenglamaning ikki tomoni $\gamma q dt$ ga bo'lib, quyidagi ko'rinishda ifodalaymiz:

$$\frac{1}{g} \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{u}{g} \frac{\partial u}{\partial l} = -\frac{1}{\gamma} \frac{dp}{dl} - \frac{dz}{dl}$$

Ba'zi o'zgarishlardan so'ng esa beqaror harakat uchun Bernulli tenglamasini differentsial ko'rinishda olamiz:

$$\frac{1}{g} \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial l} \left(\frac{u^2}{2g} \right) + \frac{1}{\gamma} \frac{dp}{dl} + \frac{dz}{dl} = 0 \quad (10.12)$$

Bu tenglamani oralaridagi masofa chekli l ga teng bo'lgan ikki kesim uchun integrallasak

$$\int_{u_2}^{u_1} \frac{1}{g} \frac{\partial u}{\partial t} dl + \int_{u_2}^{u_1} d \left(\frac{u^2}{2g} \right) + \int_{p_2}^{p_1} \frac{dp}{\gamma} + \int_{z_2}^{z_1} dz = 0$$

va hosil bo'lgan tenglamani chekli oraliqdagi kesimlar uchun yozsak, u holda beqaror harakat uchun Bernulli tenglamasi quyidagicha yoziladi:

$$\frac{u_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{u_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{1}{g} \int_{u_2}^{u_1} \frac{\partial u}{\partial t} dl$$

Bu tenglamaning o'ng tomonidagi integral inertsiya bosimi deb ataluvchi miqdordir:

$$h_{in} = \frac{j}{g} l,$$

bu yerda

$$j = \frac{1}{l} \int_{u_1}^{u_2} \frac{\partial u}{\partial t} dl$$

u_1 va u_2 ni $\frac{\partial u}{\partial t}$ ning birinchi va ikkinchi kesimlardagi qiymatlari bilan ifodalasak, Bernulli tenglamasi quyidagicha yoziladi:

$$\frac{u_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{u_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + h_{in} \quad (10.14)$$

Bernulli tenglamasini oqim uchun yozsak, u holda tezlikning qiymatlarini uning o'rtacha qiymatlari bilan almashtirib yozamiz

$$\frac{\alpha_1 \mathcal{G}_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{\alpha_2 \mathcal{G}_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + h_{in} \quad (10.15)$$

Beqaror harakatning Bernulli tenglamasini real suyuqliklar uchun ushbu ko'rinishda yozamiz:

$$\frac{\alpha_1 \mathcal{G}_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{\alpha_2 \mathcal{G}_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + h_{1-2} + h_{in} \quad (10.16)$$

Shuni nazarda tutish kerakki, h_{in} ni birinchi va ikkinchi kesimlardagi inertsiya kuchlari bajargan solishtirma ishlarning farqini ko'rsatadi.

Agar olingan tenglamalarni quvurlar sistemasiga qo'llasak, u holda ikki kesim orasidagi ishqalanish va mahalliy qarshiliklarga bo'lgan sarf va inertsiya qarshiligiga bo'lgan sarfni hisoblab yozamiz:

$$\frac{\alpha_1 \mathcal{G}_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{\alpha_2 \mathcal{G}_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \sum h + \sum h_{in} \quad (10.17)$$

Inertsiya bosimi quvurlarda kranlar va turli asta-sekinlik bilan ochib-yopiladigan hollarda shu ochib-yopilishning suyuqlik harakatiga ko'rsatgan qarshiliklari sifatida namoyon bo'ladi. Gidravlik mashinalar, gidrouzatkich va gidrouzatmalarda esa porshenlar harakati vaqtida hosil bo'ladigan o'zgarishlar ham inertsiya bosimi yordamida hisobga olinadi.

Misol uchun ikki idish biror quvur orqali tutashtirilgan bo'lib, quvurga tutashtirilgan porshen harakat qilayotgan bo'lsin. Bu holda birinchi idishdagi suyuqlik sathi (0-0) kesim bilan quvurdagi biror 1-1 kesim uchun yozilgan Bernulli tenglamasi quyidagicha bo'ladi.

$$\frac{p_o}{\gamma} + z_o = \frac{\mathcal{G}_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + \lambda \frac{l}{D} \frac{\mathcal{G}^2}{2g} + \frac{j}{g} l \quad (10.18)$$

Quvurdagi 2-2 kesim bilan ikkinchi idishdagi suyuqlik sathi 3-3 kesim uchun yozilgan Bernulli tenglamasi esa quyidagicha yoziladi:

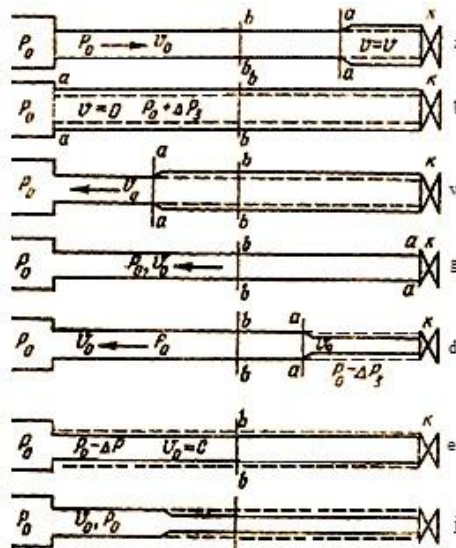
$$\frac{p_2}{\gamma} = \frac{p_3}{\gamma} + z_3 + \lambda \frac{l}{D} \frac{g^2}{2g} + \frac{j}{g} l \quad (10.19)$$

Bu yerda inertsiya bosimi porshenning musbat yoki manfiy tezlikni oshiruvchi yoki susaytiruvchi yoʻnalishda harakat qilishiga qarab musbat yoki manfiy ishora bilan olinadi.

10.2. Gidravlik zarba hodisasi

Quvurlarda gidravlik zarba hodisasi deformatsiyalanuvchi quvurlardagi kam siqiluvchi suyuqlikning tezligi yoki bosimi keskin oʻzgarganda hosil boʻladigan tebranma harakatdan iboratdir. Bu hodisa tez sodir boʻlib, bosimning keskin ortishi va kamayishi bilan xarakterlanadi. Bosimning bunday oʻzgarishi suyuqlikning va quvur devorlarining deformatsiyalanishi bilan bogʻliqdir.

Gidravlik zarba koʻp hollarda joʻmrak yoki oqimning boshqaruvchi biror boshqa qurilmaning tez ochilishi yoki yopilishi natijasida sodir boʻladi. Unga boshqa hodisalar ham sabab boʻlishi mumkin. Quvurlardagi gidravlik zarbani birinchi marta prof. N.E. Jukovskiy nazariy asoslagan va tajribada tekshirib koʻrgan va uning “O gidravlicheskom udare” nomli asarida (1899 y) eʼlon qilingan. Suyuqlik V_0 tezlik va p_0 bosim bilan harakat qilayotgan quvurning oxiridagi kran joʻmrak “J” bir onda yopilsin deylik (10.1-rasm, a). U holda kranga (yopilgandan soʻng) birinchi yetib kelgan suyuqlik zarrachalarning tezligi soʻnib ularning kinetik energiyalari quvur devorlarining va suyuqlikni deformatsiyalash ishiga aylanadi. Bu yerda gidravlikaning avval koʻrilgan boʻlimlaridagi kabi suyuqlik siqilmaydi deb hisoblamay, uning siqilishi oz miqdorda boʻlsa ham hisobga olishga toʻgʻri keladi, chunki shu siqilish katta va chekli miqdordagi zarba bosimi Δp_3 ni vujudga keltiradi. Shunday qilib, joʻmrak oldida hosil boʻlgan Δp_3 qoʻshimcha bosimga mos ravishda quvur devorlari choʻzilib, suyuqlik siqiladi. Joʻmrak oldida toʻxtatilgan suyuqlik zarrachalariga qoʻshni boʻlgan zarrachalar ham yetib keladi va ularning ham tezliklari soʻnadi. Natijada bosim ochish chegarasi ($a-a$ kesim) joʻmrakdan taʼminlovchi idish tomonga, zarba toʻlqinining tezligi deb ataluvchi a tezlik bilan siljib boradi. Bosimi Δp_3 ga oʻzgargan sohaning oʻzi esa zarba toʻlqini deb ataladi. Bu toʻlqin idishga yetib borganda esa, suyuqlik butun quvur boʻyicha toʻxtagan va siqilgan boʻlib, quvur devorlari esa butunlay choʻzilgan boʻladi. Bosimning zarbali ortishi Δp_3 esa quvur boʻyicha butunlay tarqalgan boʻladi. (10.1-rasm, b). Lekin quvurdagi suyuqlik teng vaznli holatda boʻlmaydi. Bosimlar farqi Δp_3 taʼsirida suyuqlik quvurdan idishga oqa boshlaydi. Bu oqim idishning bevosita oldida turgan zarrachalardan boshlanib, uning chegarasi ($a-a$ kesim, teskari yoʻnalishda) kran tomonga a tezlik bilan harakat qiladi va ketida tiklangan p_0 bosimli V_0 tezlikka ega suyuqlik oqimini qoldiradi (10.1-rasm, v). Suyuqlik va quvur devorlari elastik deb qaralib, p_0 bosimi tiklanishi bilan oʻz holiga qaytadi. Deformatsiya ishi qayta kinetik energiyaga aylanib, suyuqlik yana avvalgi V_0 tezligiga ega boʻladi va teskari yoʻnalishda oqa boshlaydi. Suyuqlik ustuni ana shu tezlik bilan oqishda davom

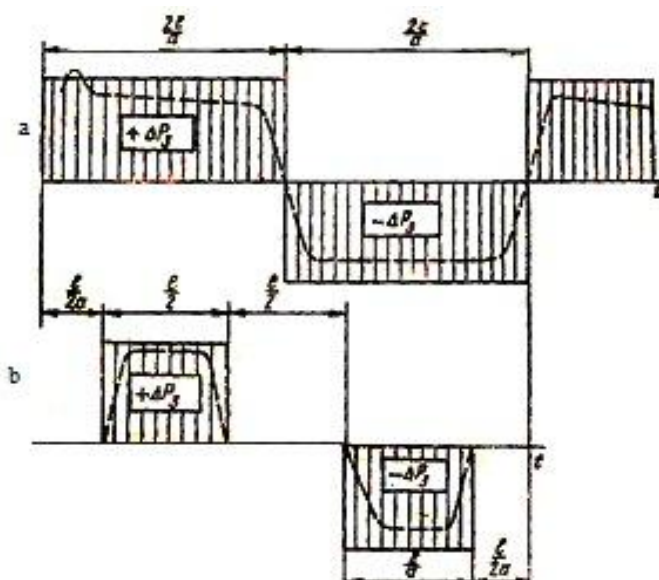


10.1 rasm. Gidravlik zarba hodisasini tushuntirishga doir chizma

etib, jo'mrakdan uzilishga intiladi (10.1-rasm, g). Natijada krandan idishga a tezlik bilan harakat qiluvchi manfiy zarba to'liqini vujudga keladi va u bosimni p_0 ga kamaytirib, quvur devorini toraytirib, suyuqlikni kengaytiradi (10.1-rasm, d). Suyuqlikning kinetik energiyasi esa yana deformatsiya ishiga aylanadi, lekin bu ish endi manfiy bo'ladi. Bu harakat davom etib borib, manfiy zarba to'liqini ham idishgacha yetib keladi (10.1-rasm, e). Musbat zarba to'liqidagi kabi bu holat ham teng vaznli bo'lmaydi va natijada quvurda yana bosim tiklana boshlaydi, suyuqlik esa V_0 tezlikka erishadi (10.1- rasm, j). Idishdan qaytgan zarba to'liqini jo'mrakka yetib borishi bilan jo'mrak yopilgandagiga o'xshash hodisa yana vujudga keladi. Shundan so'ng butun sikl takrorlanadi.

N. E. Jukovskiy tajribalarida bunday siklning 12 marta takrorlanishi qayd qilingan, lekin har bir navbatdagi siklda, ishqalanish kuchi va energiyaning idishdagi suyuqlikka o'tishi natijasida Δp_3 kamayib borgan. Gidravlik zarbaning vaqt davomida o'tishi 9.2-rasmda diagramma ko'rinishida tasvirlangan (10.2-rasmdagi a) diagrammada jo'mrak bir onda yopilgan deb qarab, jo'mrakning oldidagi k nuqtadagi bosimning nazariyadagi o'zgarishi Δp_3 tutash chiziq bilan tasvirlangan. Quvurning o'rtasidagi v nuqtaga zarba bosimi $\frac{l}{2a}$ vaqtga kechikib keladi va to'liqinning bu nuqtadan idishga borib qaytib kelgunicha, ya'ni $\frac{l}{2a}$ vaqt saqlanib turadi. So'ng v nuqtada bosim p_0 ga tiklanadi (ya'ni $\Delta p_3 = 0$) va shu holda teskari to'liqin yetib kelguncha, $\frac{l}{d}$ vaqt saqlanadi (10.2-rasm, b).

Bu haqiqiy bosim grafigi emas. Bundan tashqari, tebranish so'nib boradi, ya'ni uning amplitudasi energiyaning sarf bo'lish hisobiga kamayib boradi.



10.2-rasm. Gidravlik zarbada bosimning vaqt davomida o'zgarishi

10.3. To'g'ri zarba uchun N. E. Jukovskiy formulasi

Gidravlik zarba vaqtida bo'ladigan o'zgarishlarni va zarba kuchini hisobga olish uchun zarba bosimi Δp_3 ning qiymatini aniqlash kerak. Buning uchun zarba bosimi ostida suyuqlikning siqilgan holi uchun harakat miqdorining o'zgarishi haqidagi teoremani qo'llaymiz. Shu maqsadda quvurdagi suyuqlikning elementar masofaga dx vaqtda siljishini ko'ramiz (10.3-rasm). Buning uchun biror vaqtda quvurdagi suyuqlikning jo'mrak oldidagi Δl bo'lagi zarba ta'sirida siqilgan bo'lsin. U holda suyuqlikka idish tomonidan $P_1 = p_0 \omega$ bosim kuchini, kran tomonidan esa $P_2 = (p_0 + \Delta p_3) \omega$ kuchi dt vaqt ta'sir qiladi. Suyuqlikning zarba yetib kelmagan qismining harakat miqdori $\rho \omega V_0 dx$ zarba ta'siri ostidagi qismining harakat miqdori $\rho \omega Q dx$ bo'ladi. Shunday qilib, ko'rilayotgan holda harakat miqdorining o'zgarishi haqidagi teorema qo'llanganda muvozanat tenglamasi quyidagicha yoziladi:

$$(p_0 + \Delta p_3) \omega dt - p_0 \omega dt = \rho \omega g_0 dx \quad (10.20)$$

Bu tenglikdan

$$\Delta p_3 \omega dt = \rho \omega g_0 dx$$

Yoki

$$\Delta p_3 = \rho g_0 \frac{dx}{dt} \quad (10.21)$$

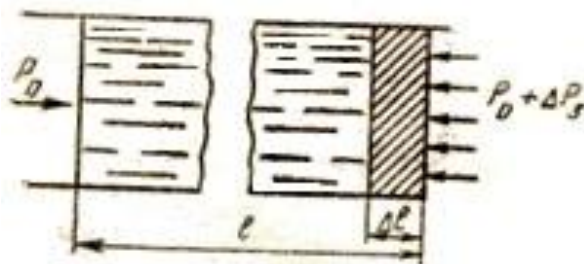
Bu yerda zarba to'lqinining tarqalish tezligi.

$$\alpha = \frac{dx}{dt} \quad (10.22)$$

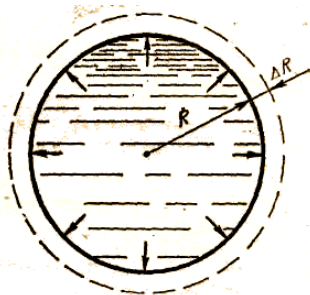
dan iborat va oxirgi tenglama quyidagicha yoziladi:

$$\Delta p_3 = \rho V_0 \alpha \quad (10.23)$$

Bu formula N. E. Jukovskiy formulasidir. Undan ko‘rinadiki, gidravlik zarba bosimi suyuqlikning zichligi, tezligi va shu suyuqlikda to‘lqin tarqalishi tezligiga proporsional bo‘lib, ularning ko‘paytmasiga teng. Agar suyuqlikda to‘lqin tarqalish tezligini aniqlasak, tezlikni o‘lchab (zichlik jadvallardan ma’lum), (10.23) formula yordamida zarba bosimini topa olamiz. Shuni aytish kerakki, a suyuqlikning va quvurning elastiklik xossalariga bog‘liq. Bu bog‘liqlikni aniqlash uchun quvurdagi suyuqlik kinetik energiyasining deformatsiyaga sarf bo‘ladigan ishga aylanishini tekshiramiz. Radiusi R bo‘lgan quvurdagi suyuqlikning kinetik energiyasi quyidagiga teng:



10.3 rasm. Gidravlik zarba uchun N.E. Jukovskiy formulasini chiqarishga doir chizma



10.4 rasm. Gidravlik zarba vaqtida quvur devorining cho‘zilishi

$$\frac{m g_0^2}{2} = \frac{1}{2} \pi R^2 l \rho g_0^2 \quad (10.24)$$

Quvurni deformatsiyalashga ketgan ish A_1 kuchning cho‘zilishga ko‘paytmasining yarmiga teng. Deformatsiya ishini zarba kuchining ΔR (10.4-rasm) yo‘lga sarf bo‘lgan ish sifatida topamiz:

$$A_1 = \frac{1}{2} \Delta p_3 2\pi R l \Delta R \quad (10.25)$$

Guk qonuniga asosan

$$\sigma = E \frac{\Delta R}{R} \quad (10.26)$$

Bu yerda σ -quvur devoridagi normal zo‘riqish, u quvurning qalinligi δ va zarba kuchi Δp_3 bilan quyidagicha bog‘langan:

$$\sigma = \frac{\Delta p_3}{\delta} R \quad (10.27)$$

Bu munosabatlardan foydalanib quvurni deformatsiyalash ishini quyidagicha yozamiz:

$$A_1 = \frac{\Delta p_3^2 \pi R^3 l}{\delta E} \quad (10.28)$$

Endi quvurdagi suyuqlikni Δl masofadagi (9.3-rasm) siqish ishi A_2 ni topamiz. Bunda siqilgan suyuqlik sarfi $\omega \Delta l$ desak,

$$A_2 = \frac{1}{2} \omega \Delta l \Delta p_3 = \frac{\pi R^2}{2} \Delta l \Delta p_3 \quad (10.29)$$

Guk qonuniga o'xshash, suyuqlikning chiziqli cho'zilishi zarba kuchi bilan quyidagicha bog'langan:

$$\Delta p_3 = K \frac{\Delta l}{l}$$

bu yerda K – suyuqlikning elastiklik moduli. U holda

$$\dot{A}_2 = \frac{1}{2} \frac{\Delta p_3^2 \pi R^3 l}{K} \quad (10.30)$$

Kinetik energiya A_1 , va A_2 ishlarning yig'indisiga teng, ya'ni

$$\frac{1}{2} \pi R^2 \rho g_0^2 = \frac{\Delta p_3^2 \pi R^3 l}{\delta E} + \frac{\Delta p_3^2 \pi R^2 l}{2K} \quad (10.31)$$

Bu tenglamani Δp_3 , ga nisbatan yechsak

$$\Delta p_3 = \rho g_0 \frac{1}{\sqrt{\frac{\rho}{K} + \frac{2\rho R}{\delta E}}} \quad (10.32)$$

N. E. Jukovskiy formulasini umumiyroq ko'rinishda topdik.

(10.32) ni (10.23) bilan solishtirsak, suyuqlikda to'lqin tarqalish tezligi uchun quyidagi formulani olamiz:

$$\alpha = \frac{1}{\sqrt{\frac{\rho}{K} + \frac{2\rho R}{\delta E}}} \quad (10.33)$$

Bu miqdorning o'lchovi tezlik o'lchoviga tengdir. Uning fizik ma'nosini aniqlash uchun quvurni deformatsiyalanmaydigan (ya'ni $E = \infty$) deb qaraymiz. U holda ildiz ostidagi ikkinchi had nolga aylanadi va

$$\alpha = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \quad (10.34)$$

bo'lib qoladi. Oxirgi formula zichligi ρ va elastiklik moduli K bo'lgan bir jinsli suyuqlik uchun tovush tezligidan iboratdir. Shunday qilib, quvurlarda gidravlik zarba to'lqinining tarqalish tezligi (10.33) formula yordamida hisoblanadi. Bu tezlik suv uchun 1435 m/s, benzin 1116 m/s, yog'lar uchun 1400 m/s deb taxminiy

hisoblash mumkin. Albatta, quvurning materialiga qarab u ko‘proq yoki kamroq bo‘ladi.

10.4. Teskari gidravlik zarba haqida tushuncha

Agar jo‘mrak to‘liq yopilmasa va suyuqlikning tezligi butunlay so‘nmasa hamda u v_0 dan v ga kamaysa, bunda chala gidravlik zarba hosil bo‘ladi. Bunday zarba uchun N. E. Jukovskiy formulasi quyidagicha yoziladi:

$$\Delta p_3 = \rho(v_0 - v)\alpha \quad (10.35)$$

Bu formula jo‘mrakning bir onda (juda tez) yopilmagan holi uchun to‘g‘ri bo‘ladi. Agar jo‘mrakning yopilish vaqtini t_δ desak va gidravlik zarbaning jo‘mrakdan idishga borib, undan qaytib kelish vaqtini t_0 desak, u holda

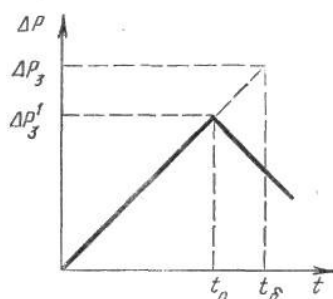
$$t_\delta < t_0$$

bo‘lganda kranning yopilishi oniy bo‘lgan deb qarash mumkin. Bunda t_0 gidravlik zarbaning fazasi deyiladi, zarbaning o‘zini esa to‘g‘ri gidravlik zarba deyiladi. $t_\delta > t_0$ bo‘lganda esa teskari gidravlik zarba deyiladi va zarba to‘lqini kran butunlay yopilib ulgurmasidan oldin idishdan qaytib jo‘mrakka yetib keladi. Tabiiyki bu holda bosimning ortishi Δp_3 to‘g‘ri zarba holdagi Δp_3 ga qaraganda kichik bo‘ladi.

Agar oqim tezligi jo‘mrak yopilishiga qarab kamayib boradi, bosim esa vaqt bo‘yicha chiziqli ortadi deb hisoblasak (9.5-rasm), u holda

$$\frac{\Delta p'_3}{\Delta p_3} = \frac{t_0}{t_\delta}$$

munosabat o‘rinli bo‘ladi. Bundan:



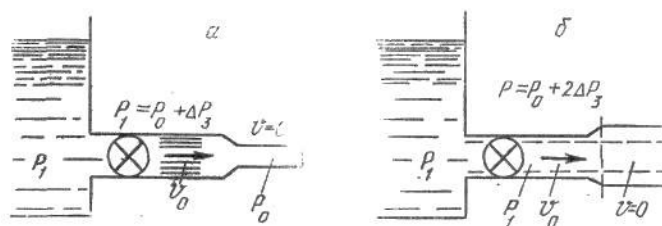
$$\Delta p'_3 = \Delta p_3 \frac{t_0}{t_\delta} = \rho v_0 \alpha \frac{2l}{\alpha t_\delta} = \frac{2\rho v_0 l}{t_\delta} \quad (10.36)$$

10.5-rasm. To‘g‘ri va noto‘g‘ri zarbada bosimning ortishi

Shunday qilib, teskari gidravlik zarba bosimi $\Delta p'_3$ to‘g‘ri gidravlik zarba bosimi Δp_3 dan farqli ravishda quvurning uzunligiga bog‘liq, α tezlikka bog‘liq emas.

Tupiksimon quvurlarda zarba bosimi ikki baravar ortib ketadi. Bu hodisani 10.6-rasm yordamida tushuntiramiz. Boshlang‘ich bosimi p_0 bo‘lgan suyuqlikka to‘la quvur katta $p_1 = p_0 + 2\Delta p_3$ bosimli bo‘lgan quvurdan jo‘mrak yordamida ajratilgan bo‘lsin. Jo‘mrak ochilishi bilan quvurda bosim $\Delta p_3 = p_1 - p_0$ miqdorga keskin ortadi, quvurdagi suyuqlikning tezligi esa noldan v_0 ga ortadi. Buning

natijasida hosil bo'lgan zarba to'liqini a tezlik bilan quvurning ikkinchi uchi tomonga qarab harakat qiladi (10.6-rasm, a).



10.6-rasm Noto'g'ri gidravlik zarbani tushuntirishga doir chizma

N. E. Jukovskiy formulasidan:

$$g_0 = \frac{\Delta p_3}{\rho a}$$

Zarba to'liqini tupiksimon quvurning oxiriga kelganda butun quvur bo'yicha bosim Δp_T ga ortadi, tezlik esa quvur oxirigacha v_0 qiymatga ega bo'ladi. Suyuqlik bundan nariga oqa olmagani uchun uning tezligi so'nib, kinetik energiyasi, yangi qo'shimcha zarba to'liqinining hosil bo'lishiga sabab bo'ladi. Yangi zarba to'liqinining bosimi ham, N. E. Jukovskiy formulasiga asosan $\Delta p_3 = \rho g_0 a$ bo'lib, quvurdagi bosimning umumiy oshishi $2\Delta p_3$ ga teng bo'ladi (10.6-rasm, b), suyuqlikning tezligi esa $v = 0$ bo'ladi.

Quvurning ikkinchi uchida yana bir idish bo'lsa (bu kuch gidrosilindrlarida bo'ladi), u holda ikkinchi zarba to'liqini kichikroq bo'lib, bosimning umumiy ortishi $2\Delta p_3$ dan kichik bo'ladi.

Ikkinchi idish hajmi juda katta bo'lsa, ikkinchi zarba to'liqini deyarlik bo'lmaydi. Zarba bosimining ikki baravar ortish holi kuch gidrosilindrlarini yuqori bosimli suyuqlikka keskin tutashtirilgan hollarda sodir bo'ladi, bunga sabab gidrosilindrdagi suyuqlik miqdori (porshen silindr tubiga taqalgan bo'ladi) juda kam bo'lib, tupiksimon quvurga o'xshagan bo'ladi. (10.23) formula bir qancha taxminlardan foydalanib chiqarilgan, ya'ni suyuqlik va quvur deformatsiyasiga Guk qonuni o'rinli, ishqalanish kuchi va boshqa turlardagi energiyaning tarqalishi yo'q, quvur kesimida tezlik bir tekis tarqalgan deb qabul qilinadi. Tajribalar ko'rsatishicha, agar suyuqlikda havo pufakchalari aralash bo'lmasa va p_0 bosim juda katta bo'lmasa, yuqorida aytilgan taxminlarga qaramay N. E. Jukovskiy formulasi amaliy hisoblashlarga juda yaqin keladi. Boshlang'ich bosim katta bo'lganida Δp_3 ning (10.23) formula yordamida hisoblangan qiymatidan tajriba natijalari 10—20% dan ko'p ortiq bo'ladi. Bunga sabab katta bo'lgan suyuqlikning elastiklik moduli K , demak, a tezlik ortadi. Bundan ko'rinadiki, Guk qonunidan chetga chiqish, ya'ni deformatsiyaning chiziqliligi buzilishi sodir bo'ladi. Hozirgi vaqtda gidrosistemalarda tez ishlaydigan boshqarish uskunalari (elektromagnit jo'mraklar va h.) qo'llanishi sababli, ularning ishga tushish vaqti juda qisqa (taxminan 0,008—0,002 s) bo'lib, Δp_3 juda katta qiymatlar (bir nasha va hatto o'nlar mH/m²) ga erishadi. Bosimning bunday ortishi gidrosistemalar ayrim bo'laklarining ishdan chiqishiga sabab bo'ladi. Bundan tashqari, gidravlik zarbada

bosim impulslari butun gidrosistema bo'yicha tarqalib, uning ayrim boshqaruv qurilmalari (bosim relesi, gidroqulflar va h.) ning to'satdan ishlay boshlashiga sabab bo'ladi. Bunday hollarda gidravlik zarbaga qarshi kurash usullaridan foydalanish kerak bo'ladi.

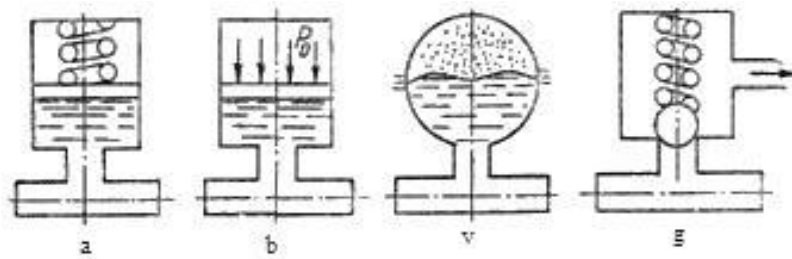
10.5. Gidravlik zarbani susaytirish usullari

Gidravlik zarba ta'sirini susaytirish turli usullar bilan amalga oshiriladi.

Birinchi usul – jo'mrakning keskin ochilish yoki yopilish vaqti t ni uzaytirib, $t > \frac{2l}{\alpha}$ ga yetkazish yo'li bilan to'g'ri gidravlik zarbani yo'qotib, Δp_3 ni kamaytirish. Bu ish, odatda, drosselli rele yordamida bajariladi. Odatda, jo'mrakning holati (ochiq yoki yopiq) o'zgartirilganda suyuqlik quvurga rele orqali o'tgani uchun uning sarfi (demak, tezligi) prujinali klapanlar yordamida asta-sekin o'zgarib, ma'lum vaqtdan keyin kerakli qiymatga yetadi. Tajribalarning ko'rsatishicha, quvurlarni zarbasiz tutashtirish bosimning o'zgarishi 22 MH/m^2 atrofida va $t \approx 0,1\text{s}$ bo'lganda ishonchli ta'minlanadi.

Ikkinchi usul quvurlarga gidravlik zarbani so'ndirgich (kompensator)lar o'rnatish. So'ndirgichlar quvurdagi suyuqlikka nisbatan yuqori siqiluvchanlik xususiyatiga ega bo'lgan elastik elementli idishlar bo'lib, turli konstruktiv tuzilishga ega (10.7-rasm). Eng ko'p tarqalgan so'ndirgichlar elastik elementi prujina (10.7-rasm, a) va gaz (10.7-rasm, b) bo'lgan porshenli, membranali (10.7-rasm, b) va klapanli (10.7-rasm, g) so'ndirgichlardir. So'ndirgichlar, odatda, zarba tug'diruvchi (jo'mrak) yoki zarbadan himoyalovchi qism yoniga o'rnatiladi. Ular yordamida zarba bosimining kamayishi so'ndirgichga suyuqlik oqimi bilan birga kelgan kinetik energiyaning elastik elementlar tomonidan yutilishi hisobiga amalga oshadi. So'ndirgichning elastik elementi qancha ko'p deformatsiyalansa, yutilgan energiya ham shuncha ko'p bo'ladi. Shuning uchun elastik elementning elastiklik xarakteristikasi imkon bergan chegarada mumkin bo'lgan deformatsiyaning o'zgarmas bo'lishiga harakat qilish kerak bo'ladi. Bu esa gazli so'ndirgichlarda gaz bo'lmasligini shunday tanlab olishni taqozo qiladiki, zarba to'lqinining yutilishida bosimning o'zgarishi minimal bo'lishi kerak. Amalda bunday so'ndirgichlarda gaz bo'lmasining hajmi quvurdagi suyuqlikning ikki sekundlik sarfiga teng qilib olinadi, boshlang'ich bosimi esa magistraldagi maksimal bosimdan ko'proq bo'lishi zarur.

Porshenli so'ndirgichlarning kamchiligi ularning inertligi bo'lib, bu porshenning massasi va ishqalanish kuchiga bog'liqligi va unga quvur bilan so'ndirgichni tutashtiruvchi kanaldagi suyuqlikning inertligi qo'shiladi. Bu kuchlar zarba to'lqinining so'ndirgich porsheniga ta'siri natijasida garmonik tebranish vujudga kelishiga sabab bo'ladi va natijada so'ndirgich hamda quvurdagi bosim tebranishi qo'shib, kanaldagi bosim zarba bosimidan oshib ketishi



10.8 - rasm. Turli soʻndirgichlar

mumkin. Natijada soʻndirgich zarba energiyasini yutish oʻrniga kuchaytirishi mumkin. Inertlikni kamaytirish maqsadida soʻndirgichni gaz va suyuqlikni ajratuvchi elastik membrana bilan taʼminlanadi (10.8-rasm, v). Yuqorida aytilganidek, soʻndirgichda tebranma harakatning boʻlish va zarba toʻlqinining kuchayishiga quvur bilan soʻndirgichni tutashtiruvchi kanalning uzunligi va diametrining taʼsiri bor ekanligi tajribalarda tekshirilgan. Shuning uchun kanalning uzunligini va diametrini toʻlqinlarga kamroq taʼsir qiladigan qilib tanlab olinadi. Zarba toʻlqinlarini klapanli soʻndirgichlar (10.8-rasm,g) yordamida ham susaytirish mumkin. Bu holda klapan va energiyani yutuvchi elastik elementlarining inertligini iloji boricha kamaytiriladi.

Klapanli susaytirgichga kirgan suyuqlikning elastik elementga taʼsirini kamaytirish va uning yaxshiroq ishlashini taʼminlash uchun suyuqlikning atmosferaga oqib ketishiga xizmat qiluvchi qismi boʻladi.

Uchinchi usul – gidravlik zarba paydo boʻlishi kutiladigan quvurning uzunligini oshirish. Bu holda qarshilik kuchining hisobiga energiya kamayishi va zarba toʻlqini davrining ortishi natijasida toʻgʻri zarbani yoʻqotish yoʻli bilan zarba toʻlqinining taʼsiri kamaytiriladi

10.6. Gidravlik zarbadan amalda foydalanish

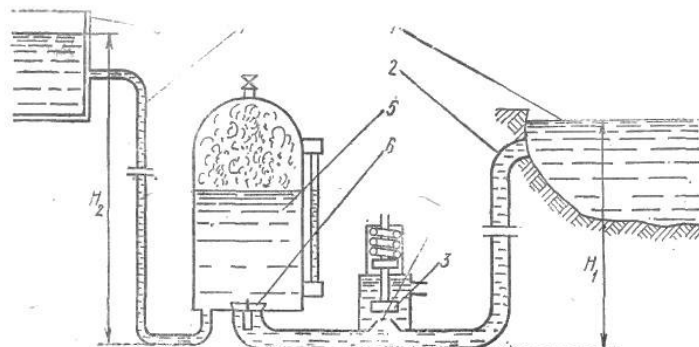
Texnikada baʼzi hollarda gidravlik zarbadan foydalanish ham mumkin. Masalan, gidravlik zarba energiyasidan suyuqliklarni yuqoriga koʻtarish uchun foydalaniladi. Shu maqsadda ishlatiladigan qurilma *gidravlik taran* deyiladi.

Gidravlik taranning tuzilishi juda sodda boʻlib, uning asosiy qismlari havo qalpogʻi va xabarchi klapanidan iboratdir (10.9- rasm).

Taʼminlovchi idish 1 dan quvur 2 orqali oqayotgan suyuqlik klapan 3 orqali oqayotgan boʻladi.

Gidrotaran ish siklining bu davri tezlanish davri deyiladi. Klapan 3 ga kirishda oqimning kesimi torayib boradi (tirqish 4) va Bernulli printsiptiga asosan suyuqlikning tezligi ortib, bosimi kamayib boradi. Natijada kesimning eng toraygan yerida bosim shunchalik kamayadiki, klapan 3 prujinaning qarshiligini yengib, tirqish 4 ni yopib qoʻyadi. Bu yopilish bir onda (sekundning kichik ulushlarida) boʻlgani uchun sistemada gidravlik zarba tarqaladi. Gidravlik zarba bosimi taʼsirida klapan 6 ochilib, havo qalpogʻiga suyuqlik zarb bilan kiradi va undagi havoni

siqadi. Shu bilan birga zarba kuchi suyuqlikning bir qismini haydash quvuri 7 orqali qabul qiluvchi idish 8 ga chiqarib beradi. Hidrotaran ish siklining bu davri haydash davri deyiladi. Zarba bosimi havo qalpog`ida so`nib va quvurda ta'minlovchi idishdagi sath balandligi H_1 , bilan ifodalanuvchi normal bosim tiklanadi yoki teskari zarba hosil bo`lib, quvurda bosim kamayadi. Natijada klapan 3 ochilib, gidrotaranda sikl yana takrorlanishi uchun sharoit vujudga keladi. Hidrotaranlarni hisoblashda foydali ish koeffitsiyentini aniqlash uchun Eytelveyn quyidagi formulani taklif qilgan



10.9-rasm. Hidravlik taran

$$\eta = 1,12 - 0,2 \sqrt{\frac{H_2 - H_1}{H_1}} \quad (10.37)$$

bu yerda H_1 , H_2 - ta'minlovchi va qabul qiluvchi idishdagi suyuqlik sathining balandligi.

Ba'zida zarba bosimi Δp_3 ni kamaytirishdan ko'ra sistemaning zaif qismlarining mustahkamligini oshirishni afzal ko'riladi.

X bob bo'yicha nazorat savollari

1. Siqilmaydigan suyuqlikning deformatsiyalanmaydigan quvurlarda inertsiya bosimi hisobga olingan beqaror harakati
2. Hidravlik zarba hodisasi
3. To'g'ri zarba uchun N. E. Jukovskiy formulasi
4. Hidravlik zarbadan amalda foydalanish
5. Hidravlik taran.

XI BOB. OQIMNING DEVORLAR BILAN O`ZARO TA`SIRLASHUVI

Quvurda oqayotgan suyuqlik undan chiqqandan keyin ham o`z harakatini davom etdiradi. Quvurdan chiqqan bunday oqimcha biror to`siqqa uchrasa, o`z shaklini o`zgartirib, to`siqni aylanib oqib o`tishga intiladi. Bunday harakatlarni tekshirish texnikada muhim ahamiyatga ega bo`lib, turbinalarni hisoblash, gidromashinalarning boshqaruv apparatlari, tusiqlarni oqimcha bilan buzish va boshqa ishlarda qo`llaniladi.

11.1. Oqimchanning to`siqlarga ta'siri

Oqimchanning o`z yo`lida uchragan to`siqqa ta'siri uning ta'sir etuvchi kuchi bilan baholanadi. Bu kuch oqimchanning tezligi, uning ko`ndalang kesimi o`lchamlari, to`siqning shakli va o`lchamlariga bog`liq. Bu masalaning to`g`ri yechilishini D. Bernulli ko`rib chiqqan bo`lib, uning ichi oqimchanning dinamik xarakteristikalarini tekshirishga asos bo`ldi. Biz quyida D. Bernulli qo`llagan yo`ldan borib, oqimchanning to`siqqa ta'siri kuchini aniqlash uchun harakat miqdorining saqlanish qonunidan foydalanamiz.

Umumiy holda oqimchanning yo`nalishiga simmetrik joylashgan qo`zgalmas to`siqqa ta'sir qiluvchi kuchini aniqlashdan boshlaymiz (11.1-rasm). Bu holda oqimcha to`siq bo`ylab $x-x$ o`qiga nisbatan a burchak ostida, ikki tomonga tarqaladi. Uning simmetrikligini hisobga olib, ikkala yo`nalishda tezlik va sarflar teng deb hisoblash mumkin. Oqimchada 1, 2 va 3 kesimlar bilan chegaralangan hajm olamiz. Bu hajm dt vaqt o`tganidan keyin oqimchanning yangi holatda 1, 2, 3 kesim bilan chegaralangan bo`ladi. Harakat miqdorining o`zgarishi kuch impulslarining yig`indisiga teng bo`ladi. Bu qonunni yuqorida aytilgan hajmga qo`llasak, u holda va kesim orasidagi massa (m_1) uchun harakat miqdori, 2 va 2 kesimlar orasidagi massa (m_2) uchun va 3 va 3 kesimlar orasidagi massa (m_3) uchun esa m_3u_3 ekanini hisobga olgan holda $x-x$ o`qi bo`yicha harakat miqdorining o`zgarishi qonunidan quyidagi tenglikka ega bo`ladi.

$$m_2u_2 \cos\alpha + m_3u_3 \cos\alpha - m_1u_1 = -Rdt \quad (11.1)$$

bu yerda R – oqimchaga devorning reaksiya kuchi.

Ko`rilayotgan hajmi uchun $m_2 = m_3$, $u_2 = u_3$ ni nazarga olib, bu tenglikni quyidagicha yozamiz:

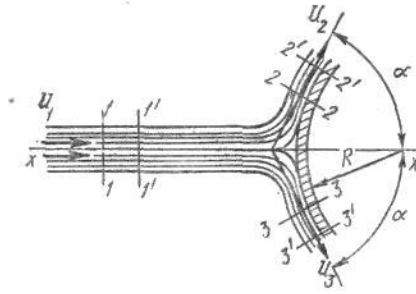
$$2m_2u_2 \cos\alpha - m_1u_1 = -Rdt \quad (11.2)$$

Yuqorida aytilganga asosan, to`siqning simmetrikligidan $m_1 = 2m_2$ ekanligi ko`rinadi. Bu holda (11.2) tenglamani bunday ifodalaymiz:

$$Rdt = m_1u_1(1 - \cos\alpha) \quad (11.3)$$

Ikkinchi tomondan,

$$m_1 = \rho q dt = \frac{\gamma q}{g} dt$$



11.1-rasm. Oqimchanning to'siqqa urilishi

bo'lganligi uchun

$$Rdt = \frac{\gamma q}{g} u_1 (1 - \cos \alpha) dt \quad (11.4)$$

Shunday qilib, oqimchaga devorning reaksiya kuchini quyidagi formula bilan hisoblash mumkin:

$$R = \frac{\gamma q}{g} u_1 (1 - \cos \alpha) \quad (11.5)$$

Oqimchanning devorga ta'sir kuchi esa reaksiya kuchiga teng va teskari yo'nalgan bo'lib, $q = d\omega u_1$ ni hisobga olsak, quyidagiga teng bo'ladi:

$$P = \frac{\gamma u_1^2}{g} d\omega (1 - \cos \alpha) \quad (11.6)$$

11.2. Oqimning devorga ta'sir kuchi

Yuqorida keltirilgan oqimchanning to'siqqa bo'lgan ta'sir kuchidagi tezlikni o'rtacha tezlik V bilan, elementar yuza $d\omega$ ni oqimning yuzasi ω bilan almashtirsak, oqimning devorga ta'sir kuchi uchun quyidagi formulani olamiz:

$$P = \frac{\gamma g^2}{g} \omega \quad (11.7)$$

Bu formula o'lchamlari katta bo'lmagan dumaloq plastinka (11.2-rasm, a) va yarimsfera (11.2-rasm, b) uchun ham to'g'ri. Agar devor bilan oqim yo'nalishi orasidagi burchak $\alpha = 90^\circ$ bo'lsa (11.2-rasm, v), u holda (11.7) formula quyidagi ko'rinishga ega bo'ladi:

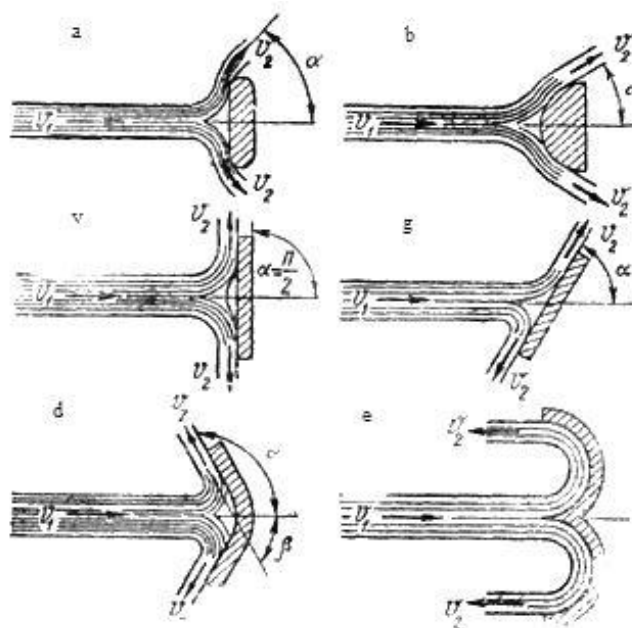
$$P = \frac{\gamma g^2}{g} \omega \quad (11.8)$$

Devor oqim chiqayotgan teshikka juda yaqin bo'lganda oxirgi formulaga oqimning teshikdan yoki naychadan oqib chiqish formulasini qo'yish mumkin.

$$g = \varphi \sqrt{2gH} \quad (11.9)$$

Tezlik koeffisientini taxminan birga teng deb qabul qilsak, u holda bo'ladi.

$$p = 2\gamma H \omega \quad (11.10)$$



11.2-rasm. Oqimning devorga urilishning turlari

Demak, bu holda oqimning devorga ta'sir kuchi asosiy oqim kesmiga, balandligiga ikkilangan tezlik bosimga teng bo'lgan suyuqlik ustuni og'irligiga teng

Agar burchakka 90 dan ortiq bo'lsa (11.2-rasm, d), $180-\alpha$ -ni β bilan belgilab, (11.7) formulani quyidagicha yozamiz:

$$P = \frac{\gamma g^2}{g} \omega (1 + \cos \beta) \quad (11.11)$$

Bu formuladan ko'rinadiki, α burchagi ortishi bilan oqimning devorga bosimi ortadi. Devorga tushadigan maksimal bosim suyuqlik to'liq orqaga qaytganda yoki $\alpha = 183^\circ$ ($\beta = 0$) da yuzaga keladi

$$P = \frac{2\gamma g^2}{g} \omega \quad (11.12.)$$

ya'ni bu holda devorga tushadigan bosim oqimning perpendikulyar tekislikka ta'sir kuchidan ikki baravar katta bo'ladi.

Bu hodisa texnikada cho'michli turbinalarda qo'llaniladi, ya'ni turbinaning cho'michini oqimni 180° orqaga qaytaradigan qilib loyihalanadi. Oqim uning yo'nalishiga α burchak ostida qo'yilgan tekis devorga urilganda esa (11.3- rasm, g) bosim quyidagiga teng bo'ladi:

$$P = \frac{\gamma g^2}{g} \omega \sin \alpha \quad (11.13)$$

Bu holda oqimning devorga zarbasi qiya zarba deyiladi. Devorga tushadigan normal bosim esa bunday hisoblanadi:

$$P_N = P \sin \alpha = \frac{\gamma g^2}{g} \omega \sin^2 \alpha \quad (11.14)$$

Agar devor oqimga yoki qarama-qarshi tomonga qarab biror \mathcal{V} tezlik bilan harakat qilsa, unda birinchi holda oqimchanning tezligi $\frac{\mathcal{V} + \mathcal{V}'}{g}$ nisbatda ortib, ikkinchi holda

esa $\frac{g-g'}{g}$ nisbatda kamayadi. Bu hollarda bosim ham tegishli miqdorda ortadi yoki kamayadi:

$$P = \frac{\gamma(g \pm g')^2}{g} \omega.$$

XI bob bo'yicha nazorat savollari

1. Oqimning devorga ta'sir kuchi
2. Oqimning devorga urilishning turlari
3. Oqimchanning to'siqlarga ta'siri

Ikkinchi qism

GIDROMASHINALAR.

Gidromashinalarda harakatlanuvshi turli ish qismlari yordamida suyuqliklarga energiya

beriladi va bu energiyadan turli maqsadlarda foydalaniladi yoki suyuqlik energiyasi boshqa

mexanizmlarning ish qismlarini harakatga keltiradi.

Gidromashinalar texnikaning suyuqlik bilan ishlaydigan turli qismlarida keng qo'llaniladi. Bular to'g'risida ushbu kitobning kirish qismida to'xtalib o'tgan edik.

XII bob. GIDROMASHINALAR HAQIDA UMUMIY TUSHUNCHALAR

12.1. Nasoslar va gidrodvigatellar

Nasoslar va gidrodvigatellar gidromashinalarning shunday turlariga kiradiki, ularda suyuqlik energiya qabul qilib oluvchi yoki energiya bilan ta'minlovchi ish jismi vazifasini bajaradi. Bunda gidromashinaning ish qobiliyati u orqali o'tgan suyuqlik energiyasining o'zgarish miqdoriga bog'liq. Shuning uchun ishlab chiqarish talabiga qarab gidromashinalarni suyuqlik bilan ko'proq yoki kamroq miqdorda energiya almashadigan qilib quriladi va ular o'zining tuzilishi, turli parametrlarining katta-kichikligi va parametrlarini qanday chegarada o'zgartirish mumkinligiga qarab ishlab chiqarishning tegishli sohalarida foydalaniladi.

Nasoslar suyuqliklarga energiya beruvchi mashinalar turiga kiradi va odatda, suv, neft, benzin, kerosin, turli moylar va boshqa suyuqliklarni chuqurlikdan tortish, yuqoriga ko'tarish, bir yerdan ikkinchi yerga uzatish, ular yordamida boshqa jismlarni ko'chirish, tashish ushun ishlatiladi. Bunda suyuqliklar nasos orqali o'tganida ularning energiyasi ortadi. Bu energiya yordamida suyuqlik ustida aytilgan ishlarni bajarish mumkin bo'ladi. Nasoslar suyuqlikka bergan energiyasiga yoki o'zidan qancha suyuqlik o'tkaza olishiga qarab turli gruppalariga bo'linadi va bajargan vazifasini qaysi usulda amalga oshirishiga qarab turlicha nomlanadi.

Nasoslarning ba'zi turlaridan suyuqlik yoki gazni boshqa joyga ko'chirish yo'li bilan siyraklanish hosil qilish uchun foydalaniladi. Bunday nasoslarda suyuqlikka energiya berish kabi asosiy vazifadan ko'ra vakuum hosil qilish xossasi muhim bo'lib, ular vakuum nasoslar deyiladi.

Ventilyatorlarning ishlash prinsiplari markazdan qochma nasoslarga o'xshagan bo'lib, ular havoni harakatga keltirish, turli narsalarni havo yordamida tashish (pnevмотransport), ifloslangan havoni toza havo bilan almashtirish, qizdirilgan havoni issiqlik zarur bo'lgan yerga uzatish (quritish ishlari) va boshqa vazifalarni

bajaradi. Bunda ventilyator havoning energiyasini ko'p oshirmasa ham, o'zidan juda ko'p miqdorda havo o'tkaza oladi. Sanoatda va qishloq xo'jaligida ularning ana shu xususiyatidan foydalaniladi. Nasoslarga teskari ish bajaruvchi, ya'ni suyuqlikdan energiyani olib uni harakat ko'rinishida boshqa mexanizmlarga uzatuvchi mashinalar *gidrodvigatellar* deyiladi. Gidrodvigatellardan suyuqlik o'tganda uning energiyasi kamayadi. Bu kamaygan energiya hisobiga gidrodvigatelning ish qismi harakatga kelib, bu harakat boshqa mexanizmga beriladi va biror ish bajaradi yoki elektr energiyasi hosil qilishda foydalaniladi. Bir xil turga kirgan nasoslar va gidrodvigatellarning harakatlanuvchi qismlari asosan turlicha bo'lib, ba'zi hollarda bir xil bo'lishi mumkin. Bunda bitta qurilmaning o'zi, qo'yilgan talabga qarab, nasos yoki gidrodvigatel sifatida ishlashi mumkin. Bunda albatta nasos yoki gidrodvigatel teskari vazifa bajarganida uning foydali ishi kamayadi. Suvning energiyasini elektr energiyasiga aylantirishda ishlatiladigan gidrodvigatellar *turbinalar* deb atalib, ular ayrim mustaqil gruppaga ajraladi. Bu mashinalar juda katta miqdordagi energiyani qabul qilib va uni harakatga aylantirib generatorga berishi bilan farq qiladi. Hozirgi zamon turbinalari ichida o'zidan juda ko'p miqdorda suv o'tkazishga mo'ljallangan turlari mavjud bo'lib, ularning quvvati 700 mVt dan ortadi.

Gidrotexnika, energetika tog' sanoati va boshqa sohalarida nasoslar va gidrodvigatellar juda ko'p qo'llaniladi. Ulardan nasos stansiyalari va elektrostansiyalar tashkil qilinadi. Bu stansiyalarda bir nesha nasos yoki gidrodvigatellar birga ishlatiladi.

12.2. Nasoslarni guruhlash

Nasoslarni guruhlash turlicha bo'lib, ularni tuzilishi, turli parametrlari, suyuqlikka energiya berish usuli va boshqalarga qarab guruhlash usullari mavjud. Eng ko'p tarqalgan usul ishlash prinsipiga qarab guruhlashdir. Bunda nasoslar asosan ikki katta guruhga bo'linib, ular kurakli va hajmiy nasoslar bo'ladi. Bu nasoslar deyarlik barcha nasoslarni o'z ichiga oladi, bir qancha boshqacha prinsipda ishlaydigan nasoslar bu ikki guruhga kirmay qoladi. Bularga oqimchali nasoslar (uchinchi klass sifatida ajratish mumkin) va boshqa ko'targichlar (montejyu, erliftlar va boshqalar) kiradi.

Kurakli nasoslar markazdan qoshma, o'qiy, propellerli, buyurtma asoslarga bo'linadi. Tuzilishi va ishlash prinsipi bir xil bo'lgani uchun ventilyatorlarni ham kurakli nasoslar guruhiga kiritish mumkin. Ventilyatorlarning ham markazdan qochma, o'qiy, propellerli turlari mavjud. Kurakli nasoslarni bitta valda yoki bir yoki necha ish g'ildiragi o'rnatilishiga qarab, bir pog'onali va ko'p pog'onali nasoslarga ajratish mumkin. Markazdan qoshma nasoslar so'rish usuliga qarab bir tomonlama so'ruvchi va ikki tomonlama so'ruvchi nasoslarga bo'linadi.

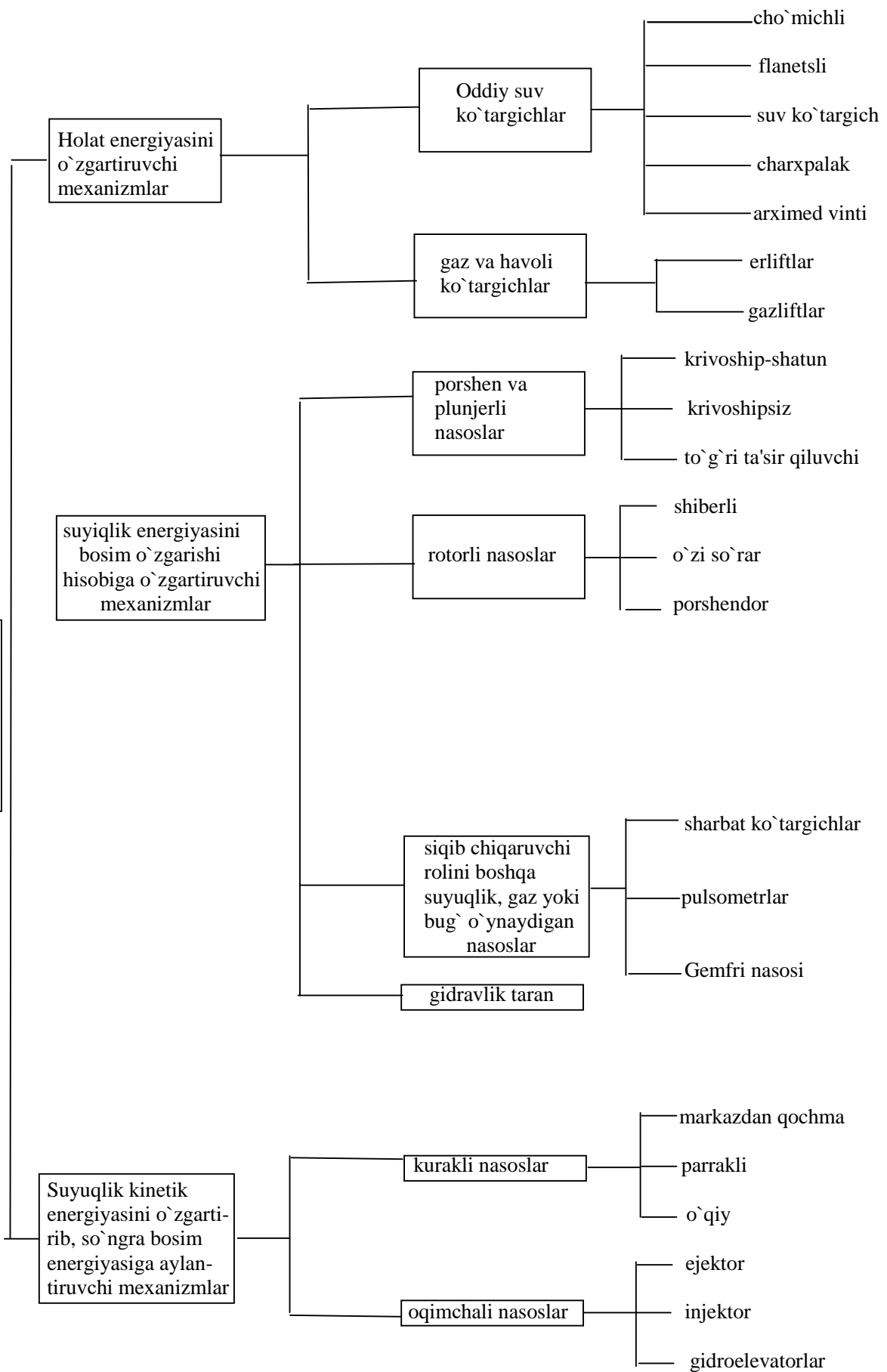
Hajmiy nasoslar ikki katta guruhga bo'linib, ular porshenli va rotorli nasoslar deyiladi. Bular yana bir qancha kichik guruhchalarga bo'linadi (ular to'g'risida tegishli bo'limda to'xtalamiz).

Oqimchali nasoslar esa ejektor, injektor va gidroelevatorlarni o'z ichiga oladi. Nasoslarni bunday guruhlashga ishlab chiqarishda eng ko'p tarqalgan ikki tur

(markazdan qochma va porshenli) nasoslar atrofida barcha nasoslarni guruhlashga intilish asos bo'lgan bo'lsa kerak.

Nasoslarni suyuqlikka bergan bosimining katta-kichikligiga qarab, past bosimli (20 m suv ust. gacha), o'rtacha bosimli (20 ÷ 60 m suv ust. ga teng), yuqori bosimli (60 m suv ust. yuqori) nasosga ajratish mumkin. Ularni bergan sarfiga qarab past, o'rta va yuqori sarfli nasoslarga guruhlash mumkin.

n
a
s
o
s
l
a
r



Energiyaning nasosga qanday berilishiga qarab guruhlashga intilish ham bo'lgan. Bu aytilgan oxirgi uch tur guruhlashning har biriga ham barcha mavjud nasoslarni kiritish mumkin bo'lgani bilan bu uch usulda juda katta kamchilikka ega. Chunki bu usullarda bir guruhga porshenli, markazdan qochma, rotorli, propellerli va ishlash prinsipi tamoman bir-biridan farqlanuvchi boshqa nasoslar kirishi mumkin. Suyuqlikka berilgan energiya turiga qarab guruhlash ancha qulay bo'lsa kerak. Nasosdan o'tayotgan suyuqlikka berilgan energiya uch xil bo'lishi mumkin:

holat energiyasi z , bosim energiyasi $\left(\frac{p}{\gamma}\right)$, kinetik energiya $\left(\frac{v^2}{2g}\right)$.

Faqat holat energiyasi beruvchi mashinalar *suv ko'targichlar* deyiladi. Agar ko'tarilayotgan suyuqlik faqat suv bo'lmay, neft, turli moylar va boshqa xil suyuqliklar bo'lishi mumkinligini xisobga olsak, bu mashinalarni suyuqlik ko'targichlar deyish kerak bo'ladi. Bu guruhga suv ko'tarish uchun ishlatilgan barcha qurilmalar: charxpalak, chig'ir, arximed vinti va boshqalar kiradi. Zamonaviy qurilmalardan bu guruhga kiradiganlari qatoriga kam debitli (kam sarfli) quduqlardan neft chiqaruvchi tortish qurilmalari, chuqur quduqlardan gaz va havo yordamida suyuqlik (suv, neft) ko'taruvchi ko'targichlar kiradi.

Ikkinchi guruhga suyuqlikka bosimni orttirish yo'li bilan energiya beruvchi nasoslar kiradi. Suyuqlikni porshen bosimi (porshenli nasoslar), aylanuvchi qismlar (rotorli nasoslar), siqilgan havo, gaz yoki bug' (pnevmatik suv ko'targichlar, Gemfri nasosi va h.) yordamida siqib chiqarish mumkin. Bularga suyuqlikka gidravlik zarba orqali impuls beruvchi mexanizmlar, gidravlik taran ham kiradi. Ushinchi guruh nasoslarda suyuqlikka kinetik energiya berilib, so'ngra u bosim energiyasiga aylantiriladi. Bularga birinchi galda kurakli (markazdan qochma, parrakli, o'qiy) nasoslar kiradi (ularda ish qismi valda aylanuvchi kurakli g'ildiraklardir). Ikkinchidan, oqimchali nasoslar (ejektorlar, injektorlar, gidravlik elevatorlar) kiradi (ularda suyuqlikka energiya beruvchi boshqa suyuqlik, gaz yoki bug'dir). Nasoslar va suv ko'targichlarning uch gruppaga taqsimlanishini sxema ko'rinishida tasvirlanishi mumkin (191-bet)

Nasoslarda suyuqlik qaysi tipdagi kuchlardan (dinamik kuchlar yoki statik kuchlar) foydalanib so'rilishiga qarab, ular dinamik yoki hajmiy nasoslarga bo'linadi. Bunda yuqoridagi klassifikasiyaga kirgan nasoslarning porshenli va rotorli turlari hajmiy nasoslarga, qolganlari esa dinamik nasoslarga kiradi.

12.3. Dinamik va hajmiy nasoslarning ishlash prinsiplari

Dinamik nasoslar o'zidan o'tkazayotgan suyuqlikning kinetik energiyasini orttiradi, so'ngra bu energiya ko'proq qismini bosim energiyasi (potensial energiya) ga aylantiradi. Suyuqlikka dinamik nasoslar yordamida kinetik energiya berish ikki bosqichda amalga oshiriladi. Birinchidan, nasosning ish bo'lmasiga yoki ish g'ildiragiga kirishdan oldin siyraklanish hosil bo'lib, siyraklanish bosimi bilan ta'minlovchi idishdagi bosimlar farqi hisobiga suyuqlikning tezligi (ya'ni kinetik energiyasi) ortadi. Ikkinchidan, ish kamerasi yoki ish g'ildiragida mexanik harakat yordamida kinetik energiya beriladi. Kurakli nasoslarda katta tezlik bilan aylanayotgan ish g'ildiragi suyuqlikni aylanma harakat qildiradi, natijada suyuqlikning tez-

ligi avvalo aylanma tezlik hisobiga ortadi. Bundan tashqari, aylanma harakat qilayotgan suyuqlikka albatta markazdan qochma kuch ta'sir qilib, uning markazdan qochma tezligini oshiradi. Shunday qilib, suyuqlikning tezligi yana ortadi. Shu usul bilan nasos berayotgan energiyani kinetik energiya ko'rinishida qabul qiladi. Tabiiyki, markazdan qochma kuch ta'sirida suyuqlik nasos korpusiga borib taqalishi (markazdan qochma tezlikning kamayishi) natijasida potensial energiya (bosim) ham qisman ortadi, lekin bu nasoslarda suyuqlikka asosan kinetik energiya beriladi. Nasosdan chiqishda esa avval spiral yo'l yoki yo'naltiruvchi apparat yordamida, so'ngra esa diffuzor yordamida suyuqlikning kesimini oshirib boriladi. Natijada suyuqlik olgan kinetik energiyani ko'pchilik qismi potensial energiyaga aylanadi. Suyuqlikning qolgan kinetik energiyasi uni inersiya bo'yicha harakat qildiradi. Potensial energiyadan esa zaruratga qarab turli maqsadlarda foydalaniladi (masalan, so'rilgan suyuqlikni transport qilish, boshqa biror mexanizmni gidrodvigatellar yordamida harakatga keltirish va hk).

Oqimchali nasoslarda suyuqlikka nasos korpusidan katta tezlik bilan o'tayotgan ish suyuqligi yordamida energiya beriladi. Bunda ham avval oqimchani katta tezlik bilan o'tishi hisobiga hosil bo'lgan siyraklanish yordamida energiya beriladi. So'ngra ish bo'lmasida ikki suyuqlikning aralashuvidan energiyasi ko'p suyuqlik bilan energiyasi kam suyuqlik zarrachalari orasida energiya almashinuvi vujudga keladi. Shunday qilib, so'rilayotgan suyuqlikka, ish suyuqligi yordamida energiya beriladi.

Suyuqlikka gidravlik zarba yordamida hosil qilingan qo'shimcha bosim hisobiga energiya berib, so'ngra uni o'z inersiyasi hisobiga ko'taruvchi gidravlik taranlarni ham dinamik nasoslar guruhiga kiritish mumkin. Bunday qurilmalarning tuzilishi va ishlash prinsipi haqida gidravlika bo'limida to'liq ma'lumot berilgan.

Hajmiy nasoslarda esa nasosdan o'tayotgan suyuqlikka potensial energiya ish bo'lmasining o'zida berilgani uchun dinamik nasoslardagi kabi uning chiqishida ham maxsus qurilmalar qo'llashga hojat qolmaydi. Bu nasoslarda suyuqlikka qisman kinetik energiya ham beriladi, lekin unga berilgan energiyani asosiy qismi potensial energiyadan iborat.

Bu ish porshenli nasoslarda porshenni ilgari qaytma harakat qildiruvchi kuchi yordamida avval ish bo'lmasining hajmini oshirib, suyuqlikni so'rilish teshigi va so'rilish klapani orqali bo'lмага kiritish, so'ngra uning hajmini kamaytirish hisobiga haydash teshigi va klapani orqali siqib chiqarish yo'li bilan amalga oshiriladi. Xuddi shu prinsip porshenli rotorli nasoslarda ham qo'llaniladi. Porshenli nasoslarda bir vaqtda bir necha porshen ishlashi mumkin. Bu holda nasos ko'p karra harakatli yoki qisqacha ko'p harakatli nasoslar deyiladi. (Masalan, ikki harakatli, uch harakatli, va hokazo nasoslar.) Shiberli yoki plastinkali nasoslarda esa suyuqlikka potensial energiya berish hajmi kamayib boruvchi bo'lmada ikki tomonidan plastinkalar bilan chegaralangan hajmning avval bo'lmaning tor qismidan keng qismiga so'ngra keng qismidan tor qismiga aylanma harakat yordamida siljitish yo'li bilan amalga oshiriladi. Bunday harakatni porshenli nasosdagi ilgari qaytma harakatga qiyoslash mumkin. Ikki plastinka bilan chegaralangan hajm bo'lmaning tor qismidan keng qismiga siljiganda so'rish, keng qismidan tor qismiga siljiganda esa haydash prosessi vujudga keladi.

Kolovorotli, shesternyali va vintli nasoslarda esa bu ish so'rish bo'lmasidagi suyuqlik bilan ikki tomonidan (shesternya tishlari, vintning bo'rtmalari va boshqalar bilan) chegaralangan hajmni to'ldirish va katta aylanma tezlik yordamida haydash bo'lmasi keltirib tushirish yo'li bilan amalga oshiriladi. Bunda suyuqlik haydash bo'lmasi bir shesternya yoki vintdagi chegaralangan hajmga ikkinchi shesternyaning tishi yoki vintdagi bo'rtmasi siqilib kirishi natijasida siqib chiqariladi. Bo'shagan hajm esa so'rish bo'lmasida yana suyuqlikka to'ldiriladi. Dinamik va hajmiy nasoslarning barcha turlari ustida to'liq to'xtashga imkoniyat bo'lmagan uchun

bu yerda ularning eng ko'p tarqalganlarining ishlash prinsiplari haqida ma'lumot berish bilan chegaralanamiz.

12.4. Nasoslarning asosiy parametrlari

Nasoslardan ishlab chiqarishda foydalanishda uning qayerda va qanday sharoitlarda ishlatilishi mumkinligini aniqlaydigan eng muhim parametrlari asosiy parametrlar deyiladi. Bularga nasosning so'rishi (sarfi), hosil qiladigan bosimi, quvvati va foydali ish ko'ffisiyenti kiradi.

1. Nasos vaqt birligida so'rgan suyuqlik hajmi Q uning *so'rishi* yoki *sarfi* deb ataladi. So'rish m^3/s , l/s va boshqa birliklarda o'lchanadi.

Markazdan qochma nasoslarning sarfi quyidagi formula bo'yicha hisoblanadi:

$$Q = w_1(\pi d_1 - \delta z) b_1 \sin \beta_1$$

Yoki
$$Q = w_2(\pi d_2 - \delta z) b_2 \sin \beta_2 \quad (12.1)$$

bu yerda w_1, w_2 -ish g'ildiragiga kirish va chiqishdagi nisbiy tezliklar; d_1, d_2 – ish g'ildiragining ichki va tashqi diametrlari; δ – nasos kuraklarining qalinligi; z – kuraklar soni; b_1, b_2 – kuraklarning kirish va chiqishdagi eni; β_1, β_2 - kuraklarning kirish va chiqishdagi egrilik burchaklari.

Sodda amaliy porshenli nasosning sarfi ushbuga teng:

$$Q = FL \frac{n}{60} \quad (12.2)$$

bu yerda F – porshen ko'ndalang kesimining yuzi; L – porshenning yurishi (bir borib kelishda bir tomonga yurgan yo'lining uzunligi); n – porshenning bir minutda borib kelish soni (yoki krivoship shatunli mexanizmning aylanish soni).

Ko'p amaliy porshenli nasosiing sarfi

$$Q = FL \frac{n}{60} i \quad (12.3)$$

bu yerda i – nasos silindrlarining soni.

Ikki amaliy bir porshenli nasosning sarfi

$$Q = (2F - f)L \frac{n}{60} \quad (12.4)$$

bu yerda f – shtok ko'ndalang kesimining yuzi.

Boshqa turdagi nasoslarning sarfi to'g'risida tegishli nasos ustida to'xtalganda gapiriladi.

2. Nasosdan o'tayotgan suyuqlikning birlik og'irlikdagi miqdoriga berilgan energiya (boshqacha aytganda nasosdan o'tayotgan suyuqlik oqimi olgan solishtirma energiyasiga) *nasosning bosimi* deb ataladi va suyuqlik ustunining metrlari hisobida o'lchanadi.

Bosim ikki xil usulda aniqlanadi:

- 1) Nasos qurilmasining o'lchov asboblari ko'rsatuvi bo'yicha (nasos ishlab turganda);
- 2) suyuqlikka nasos qurilmasi qismlarida berilgan solishtirma energiyalar yig'indisi bo'yicha.

Birinchi usulda bosim quyidagicha hisoblanadi. Avval nasosga kirishdagi energiya hisoblanadi:

$$e_1 = H_c + H_o + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g}$$

bu yerda H_s, P_1, v_1 - so'rish balandligi bosimi va tezligi. So'ngra nasosdan chiqishdagi energiyani hisoblanadi.

$$e_2 = H_c + H_o + \frac{P_x}{\gamma} + \frac{v_x^2}{2g}$$

bu erda H_0 – kirishdagi vakuummetr bilan chiqishdagi manometrlar o'rnatilgan sathlar farqi; P_x, v_x – haydash bosimi va tezligi.

Oxirida chiqish va kirishdagi solishtirma energiyalar farqini hisoblab, nasosdan o'tayotganda suyuqlik olgan energiya topiladi. Bu farq nasosning bosimiga teng bo'ladi:

$$H = e_2 - e_1 = \left(H_c + H_0 + \frac{P_x}{\gamma} + \frac{v_x^2}{2g} \right) - \left(H_e + \frac{P_c}{\gamma} + \frac{v_c^2}{2g} \right) = H_0 + \frac{P_x - P_c}{\gamma} + \frac{v_x^2 - v_c^2}{2g} \quad (12.5)$$

Surish bosimini vakuummetr ko'rsatkichi bo'yicha topish mumkin:

$$P_c = P_a = P_{\text{atm}}$$

Haydash bosimini esa manometr ko'rsatuvidan aniqlanadi:

$$P_x = P_a + P_m$$

Bu munosabatlardan foydalanib va vakuummetrik hamda manometrik bosimlarni tegishli bosim miqdorlari orqali ifodalab nasosning bosimi uchun quyidagi munosabatni olamiz:

$$H_{\text{vak}} = \frac{P_{\text{vak}}}{\gamma}; H_m = \frac{P_m}{\gamma}$$

$$H = H_m H_{\text{vak}} + H_0 + \frac{v_x^2 - v_c^2}{2g} \quad (12.6)$$

Ko'pincha, tezlik bosimlarining ayirmasi kichik miqdor bo'lgani uchun ularni hisoblashlarda nazarga olinmaydi.

I k k i n c h i u s u l bilan bosimni hisoblash uchun avval ta'minlovchi idishdagi suyuqlik sathidagi kesim (1—1) va nasosga kirishdagi kesim (2—2) uchun Bernulli tenglamasi yoziladi:

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_c}{\gamma} + \frac{v_c^2}{2g} + h_c.$$

So'ngra nasosdan chiqishdagi kesim (3—3) va suyuqlikning eng yuqori ko'tarilgan sathidagi kesim (4—4) uchun Bernulli tenglamasi yoziladi:

$$z_3 + \frac{P_x}{\gamma} + \frac{v_x^2}{2g} = z_4 + \frac{P_4}{\gamma} + \frac{v_4^2}{2g} + h_x$$

bu tengliklarda: z_1, z_2, z_3, z_4 – tegishli kesimlarning geometrik balandligi; h_c, h_x - so'rish va haydash trubalaridagi gidravlik qarshiliklar. Eng yuqori kesim (4 — 4) qabul qiluvchi idishdagi suyuqlik sathida desak, idishlarning kesimi trubalar kesimiga qaraganda katta bo'lgani uchun v_1 va v_4 larni v_c va v_x larga nisbatan kichik miqdor deb tashlab yuboramiz. Oxirgi ikki tenglamaga $z_2 - z_1 = H_1$, $z_4 - z_2 = H_2$ belgilashlarni kiritib, ulardan so'rish va haydash bosimlarini topamiz:

$$\frac{P_c}{\gamma} = \frac{P_1}{\gamma} - H_1 - \frac{v_c^2}{2g} - h_c$$

$$\frac{P_x}{\gamma} = \frac{P_4}{\gamma} + H_2 - \frac{v_x^2}{2g} + h_x$$

Olingan miqdorlarni (12.3) tenglamaga qo'yib, ushbu tenglikni olamiz:

$$H = \frac{p_4 - p_1}{\gamma} + H_0 + H_2 + H_1 + h_c + h_x$$

Nasos qurilmasidan (113 va 130-rasmlar) dan ko'rinadiki $H_0 + H_2 = H_x$, $H_1 = H_c$. Bunga asosan

$$H_0 + H_2 + H_1 = H_x + H_c = H_{st}$$

Ta'minlovchi va qabul qiluvchi idishlarda bosim, odatda, atmosfera bosimiga teng bo'ladi: ($p_1 = p_a$; $p_4 = p_a$). Shunga asosan bosim uchun yozilgan oxirgi tenglama quyidagi ko'rinishga keladi

$$H = H_{st} + h_c + h_x \quad (12.7)$$

Bu tenglikdan ko'rinadiki, ochiq idishlarda nasosning bosimi suyuqlikni ko'tarish hamda so'rish va haydash trubalaridagi qarshilikni yengishga sarflanadi.

3. Nasosning vaqt birligida bajargan ishi uning *quvvati* deyiladi. Quvvat kgm/s, o.k, kVt va boshqa birliklarda o'lchanadi. Nasosning biror vaqtda ko'targan suyuqligi Q kg, bosimi H bo'lsa, uning bajargan ishi quyidagiga teng:

$$A = GH$$

Yuqorida aytilganga asosan

$$N = \frac{GH}{t}$$

lekin

$$\frac{G}{t} = \gamma Q$$

shunga asosan quvvat quyidagicha topiladi:

$$N_f = \gamma QH \quad \text{kgm/s} \quad (12.8)$$

Quvvatni o. k. larda ifodalasak:

$$N_f = \frac{\gamma QH}{75} \quad (12.9)$$

$$\text{kVt larda ifodalasak} \quad N_f = \frac{\gamma QH}{102} \quad (12.10)$$

Bu olingan quvvat formulalari nasosning suyuqlikka bergan energiyasini ifodalovchi foydali quvvatni beradi. Amalda esa dvigatelning valni aylantirishga sarflagan quvvati bu formulalar bo'yicha hisoblangan miqdoridan ancha ko'p bo'ladi. Dvigatelning valga bergan quvvati bilan foydali quvvatning farqi suyuqlikni ko'tarishda turli qarshiliklarni yengishga sarf bo'ladi.

4. Foydali quvvatning valga berilgan quvvatga nisbati nasosning foydali ish koeffisienti (FIK) deb ataladi:

$$\eta = \frac{N_f}{N} \quad (12.11)$$

Buni nazarga olganda suyuqlikni so'rish uchun sarf bo'lgan umumiy quvvat dvigatel sarflagan quvvatga teng ekanligini tushunish qiyin emas. Umumiy quvvat quyidagi formulalar yordamida hisoblanadi:

$$N = \frac{\gamma Q H}{\eta} \text{ kgm/s}$$

$$N = \frac{\gamma Q H}{75 \eta} \text{ o.k}$$

$$N = \frac{\gamma Q H}{102 \eta} \text{ kVt}$$
(12.12)

Yuqoridagilarga asosan aytish mumkinki, FIK suyuqlikni ko'tarishdagi barcha energiya yo'qotishlarini ifodalovchi miqdordir. Bu yo'qotishlar uch xil turga bo'linadi: gidravlik, mexanik va hajmiy.

1. Gidravlik yo'qotishlar – nasosdagi gidravlik qarshiliklar (gidravlik ishqalanish, nasosga kirish va chiqishda, uyurmalar hosil bo'lishida va h.) ni yengishga sarflanadigan energiyadir. Bu yo'qotishlarni gidravlik FIK hisobga oladi;

$$\eta_g = \frac{H}{H + \sum h_{omas}}$$

Bunda $\sum h_{omas}$ n – nasosdagi yo'qotishlar yig'indisi. Gidravlik FIK nasos ish g'ildiragi va kurakchalari, umuman nasosning tayyorlanish sifatiga bog'liq.

2. Mexanik yo'qotishlar – nasosning podshipnik va maydonlaridagi ishqalanishga, krivoship-shatunli mexanzmlarga sarflangan quvvat yo'qotishlari bo'lib, uni mexanik FIK hisobga oladi:

$$\eta_m = \frac{N_n}{N_v}$$

bu yerda N_n – nasosning indikator quvvati bo'lib, nasos validagi quvvat va mexanik yo'qotishlarga sarflangan quvvatlarning ayirmasiga teng.

Mexanik FIK podshipnik, maydon va ishqalanish ro'y beradigan boshqa qismlarning tayyorlanish sifatini va moslanganligini xarakterlaydi.

3. Hajmiy yo'qotishlar-suyuqlikning nasosdagi zichlagichlar, klapanlar orqali sirqib ketishi va nasos ish kameralarini yetarli to'ldirmasligi natijasida ro'yobga keladi. Hajmiy FIK η_v – quyidagicha ifodalanadi:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + \Delta Q},$$

bunda ΔQ – nasosdagi suyuqlikning hajmiy yo'qotishlari.

Hajmiy FIK nasosning geometriklik darajasini va ishlash sharoitini xarakterlaydi.

To'liq FIK yuqoridagi ush FIK larning ko'paytmasiga teng:

$$\eta = \eta_g \eta_v \eta_m \quad (12.13)$$

Porshenli nasoslarda $\eta = 0,7 \div 0,9$, markazdan qochma nasoslarda esa $\eta = 0,6 — 0,8$.

Nasos dvigateliga kerakli quvvat N_{dv} ushbu formula bilan aniqlanadi

$$N_{dv} = \frac{N_v}{\eta_{uzat}} a$$

bu erda η_{uzat} – uzatish FIK; a – dvigatelning tasodifiy o'ta zo'riqishiga qarshi zapas koeffisientidir, u dvigatel quvvatiga qarab 1,1 – 1,5 chegarasida bo'ladi.

XIII bob. KURAKLI NASOSLAR NAZARIYASINING ASOSLARI

13.1. Markazdan qochma nasoslar

Markazdan qochma nasoslarda suyuqlikka energiyani nasos korpusida aylanuvchi ish g'ildiragi kuraklari yordamida beriladi. Bunda parraklar orasidagi suyuqlik zarrachasi markazdan qochma kuch ta'sirida nasos kamerasiga intiladi. Bunday harakat natijasida ish g'ildiragi markazida bosim kamayib, ta'minlovchi idishdagi suyuqlik so'rish trubasi orqali ko'tariladi va ish g'ildiragi kuraklari orasidan chiqib ketgan suyuqlik o'rniga yangi suyuqlik keladi. Nasos kamerasiga markazdan qochma kuch ta'sirida suyuqlikning kelishi natijasida bosim ortib, suyuqlik nasos kamerasidan haydash trubasiga ko'tariladi. Markazdan qochma nasoslarning ishlashi shu prinsipga asoslangan bo'ladi.

Markazdan qochma nasoslarning asosiy qismlari korpus, valga o'rnatilgan aylanuvchi ish g'ildiraklari bo'lib, valga bir yoki bir necha ish g'ildiragi o'rnatish mumkin. Birinchi holda nasos bir g'ildirakli yoki bir bosqichli deyiladi. Ikkinchi holda esa u ko'p bosqichli deyiladi. Bir bosqichli markazdan qochma nasoslar kichik bosimli nasoslar gruppasiga taaluqli bo'lib, bosimni oshirish uchun valga bir necha ish g'ildiragi o'rnatiladi. Bu holda bosim ish g'ildiraklari nechta bo'lsa, taxminan shuncha ortadi. Odatda, markazdan qochma nasoslarning bosqichlarni soni o'n ikkitadan oshmaydi.

Ish g'ildiragi suyuqlikning oqishi uchun kanallar hosil qiluvchi kuraklar o'rnatilgan disk va qopqoqdan iborat. Kuraklar, odatda turli (oldinga etilgan, orqaga egilgan va radial) shakllarda bo'ladi. Markazdan qochma nasoslarda hosil bo'lgan bosim ish g'ildiragining aylanish tezligiga bog'liq. Ish g'ildiragi bilan korpus orasida kattagina tirqish bo'lib, agar korpus suyuqlik bilan to'ldirilmasa, g'ildirak aylanishidan hosil bo'lgan siyraklanish suyuqlikni ko'tarishga yetarli bo'lmaydi. Shuning uchun markazdan qochma nasoslarni ishga tushirishdan oldin uning korpusi suyuqlik bilan to'ldiriladi. Nasosni to'ldirishda yoki qisqa vaqtga to'xtaganida suyuqlik oqib ketmasligi uchun so'rish trubasining suvga botirilgan qismida klapan o'rnatilgan bo'ladi.

Markazdan qochma nasoslarning boshqa turdagi nasoslardan asosiy ustunligi ularning ixchamligidir. Bu nasoslarda turli inersiya kuchlarini vujudga keltiradigan ilgarilama-qaytma harakatning yo'qligi sababli ularning poydevori ham ixcham bo'ladi. Natijada nasos va unga tegishli asosning, xizmat va remont ishlarining qiymati kam bo'ladi.

Ikkinchidan, nasosning tez-tez buzilib turishga sabab bo'ladigan klapanlar va boshqa turli detallar bo'lmaydi.

Uchinchidan, harakat bitta val orqali berilib, murakkab uzatuvchi mexanizmlarning hojati bo'lmaydi.

Markazdan qochma nasoslar bosim juda katta bo'lmasa ham, sarf katta bo'lishi zarur bo'lgan hollarda ishlatiladi.

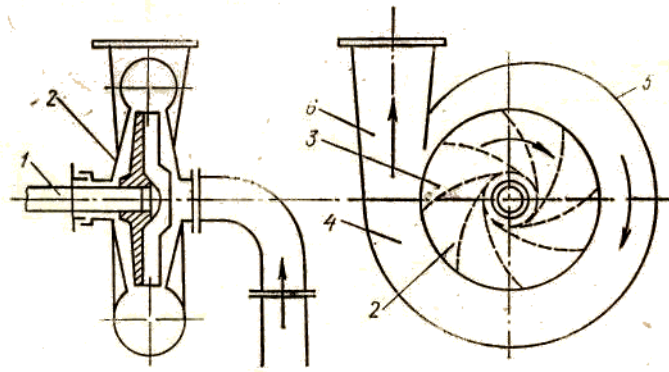
13.2. Bir bosqichli markazdan qochma nasosning sxemasi

13.1-rasmda markazdan qochma nasosning sxemasi keltirilgan, bo'lib, u nasosning ishlash prinsipini shartli ravishda ko'rsatadi.

Bunda so'rish trubasi orqali ta'minlovchi idishdan ko'tarilgan suyuqlik kameraning o'rta qismiga kiradi, so'ngra val 1 orqali harakatga keltiriluvchi ish g'ildiragi 2 ning kuraklari 3 orasidan o'tib, nasos kamerasi 4 ga tushadi. Bu yerda markazdan qochma kuch ta'sirida hosil bo'lgan bosim suyuqlikni haydash trubasiga siqib chiqaradi. Suyuqlikning haydash trubasida ma'lum miqdordagi tezlik bilan ta'minlanishi uchun o'tkazuvchi kamera, yo'naltiruvchi apparat 5 va diffuzor 6 kabi bir qancha maxsus moslamalardan foydalaniladi.

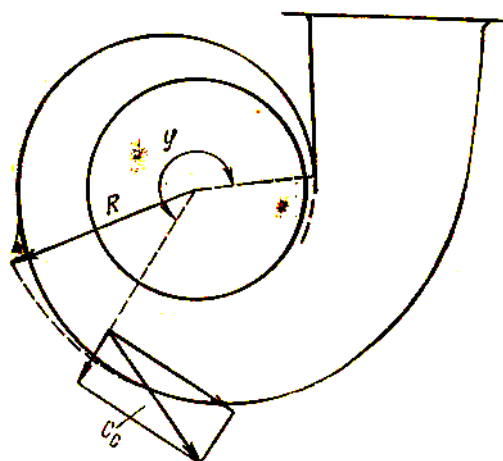
Nasosdagi so'rilish qabul qiluvchi idishdagi suyuqlik sathiga ta'sir qiluvchi bosim bilan so'rish trubasidagi siyraklanish bosimi orasidagi farq hisobiga amalga oshadi. Bunda aytilgan bosimlar farqi so'rilish balandligini, so'rish trubasidagi qarshiliklar va suyuqlikka tezlik berishga sarf bo'ladi. Bu tezlik suyuqlikning kameraga va so'ngra parraklar orasidagi kanalga kirishiga yordam beradi. Tabiiyki, bunda ta'minlovchi idish bilan surish trubasidagi bosimlar farqi so'rilayotgan suyuqlik bug'lari bosimidan kam bo'lmasligi kerak. Haydash balandligi markazdan qochma nasos engishi mumkin bo'lgan eng yuqori balandlik bo'lib, g'ildirakning tashqi aylanmasidagi tezlik qancha katta bo'lsa, u ham shuncha katta bo'ladi. Aylanma tezlik esa nasos g'ildiragi diametrining kattaligi va aylanish soniga bog'liq. Nasos korpusning tuzilish ham haydash balandligining yuqori bo'lishiga katta ta'sir qiladi. Shuning uchun nasosning korpusi so'rilish yo'li, spiral yo'l va yo'naltiruvchi apparat bilan jihozlangan.

So'rish yo'li – korpusning so'rish trubasidan ish g'ildiragiga o'tishdagi kanalidir. Suyuqlikning nasosga so'rilish yo'lining eng yaxshi shakli o'q yo'nalishida konus ko'rinishida bo'ladi.



13.1 - rasm. Markazdan qochma nasos

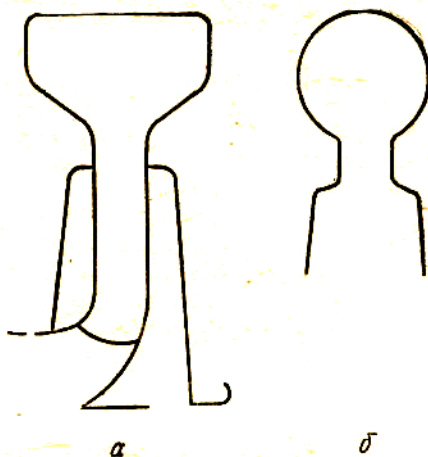
Tezyurarligi o'rtacha va kichik bo'lgan nasoslarda nasosga so'rilish yo'li spiral shaklda bo'lishi mumkin. Tezyurarligi yuqori bo'lgan nasoslarda esa o'q bo'yicha so'rilish tezlikni 15 – 20% oshiruvchi konfuzor orqali amalga oshiriladi. Spiral ko'rinishdagi so'rish kameralarini hisoblashda so'rish tezligi $s_{so'r}$ g'ildirakka kirish tezligi s_1 ga qaraganda ancha kichik qilib olinadi: $c_{so'r} = (0,85 \div 0,70)c_1$



13.2 - rasm. Suyuqlikning spiral kameradagi harakatining sxemasi

Spiral yo'li. Suyuqlikning nasosdan chiqish kanali spiral kamera yoki yo'naltiruvchi apparat ko'rinishida bo'ladi. Spiral kamera tuzilishi sodda bo'lgani uchun unda qarshilik yo'naltiruvchi apparatga qaraganda kam bo'ladi (ya'ni FIK katta). Lekin bu kameraning kanallarini mexanik usulda silliqlab bo'lmaydi. So'nggi vaqtlarda metall quyish ancha aniq va toza bajarilgani uchun spiral kameralar ko'proq qo'llanila boshladi (hatto ko'p bosqichli nasoslarda ham qo'llanilmoqda).

Ish g'ildirigidan chiqqan suyuqlik zarrachasi spiral kameraning biror qismiga kirgandan so'ng radius bo'yicha harakatlanishini davom ettirish bilan birga, aylanma harakat qilib chiqish tomonga (13.2-rasm) intiladi va o'zidan keyin kelayotgan zarrachaga o'z o'rnini bo'shatib beradi. Spiral kamerani hisoblashda aylana tezlikning tegishli radius vektorga ko'paytmasi o'zgarmas deb qabul qilinadi. Natijada spiral kamerada suyuqlik tezligi chiqishga qarab kamayib boradi. Bu nasosning ishlashiga yaxshi ta'sir qiladi va tezlikning kamayishi potensial energiyaning ortishiga olib keladi. Bunda tabiiyki, tezlikning kamayib borishiga kesimning ortib borishi ta'sir qiladi. Spiral kameraning shakllari turlicha bo'lishi mumkin. Masalan, 13.3-rasmda tasvirlangan a va b kesimlar.



13.3 - rasm. Spiral kameraning shakllari

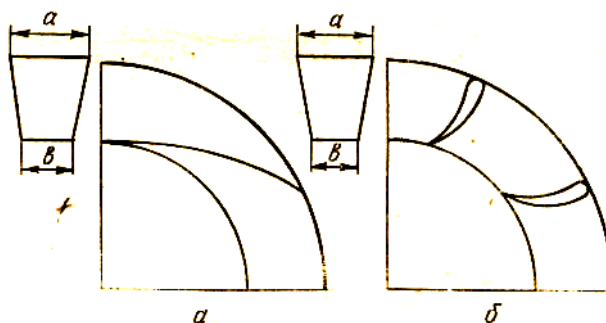
Odatda spiral kamerada tezlik quyidagi formula bo'yicha hisoblanadi:

$$c_c = k_c \sqrt{2gH},$$

bu yerda k_c – tezyurarlik koeffitsiyentiga bog'liq bo'lib, 0,45 dan 0,2 gacha o'zgaradi.

Yo'naltiruvchi apparat. Yo'naltiruvchi apparat ish g'ildirigidan chiqqan suyuqlikning radius bo'yicha kengayib borishi davomida aylana bo'yicha ham kesimning ortib borishiga majbur qiladi. Natijada apparatdan o'tish davomida tezlik kamayib boradi.

Yo'naltiruvchi apparatda suyuqlik zarrachalari to'g'ri chiziqli yo'nalishdan og'ib, apparat parraklariga bosadi va uni ish g'ildiragi o'qi atrofida aylanishga majbur qiladi. Kuraksiz yo'naltiruvchi apparatlarda suyuqlikka radial yo'nalishga yaqin tezlik berib bo'lmaydi. Shuning uchun bunday apparatlar kamroq qo'llaniladi. Parrakli yo'naltiruvchi apparatlarda esa suyuqlik zarrachalariga ish g'ildirigidan chiqqandagi tezlikdan tamom farqli tezlik beriladi. Bundan tashqari, bir xil diametrda kuraksiz yo'naltiruvchi apparatga nisbatan tezlikni ko'proq kamaytirib, kinetik energiyani potensial energiyaga ko'proq aylantirish mumkin.



13.4 - rasm. Yo'naltiruvchi apparat

Yo'naltiruvchi apparatning tuzilishi ish g'ildirigidan chiqqan suyuqlikning haydash trubasiga kirishini osonlashtiradi.

13.3. Nasos va turbinalar uchun Eyler tenglamasi

Nasoslardagi kabi turbinalarda ham asosiy qism ish g'ildiragi bo'lib, u suyuqlik energiyasi yordamida harakatga keladi. Bunda turbinadan o'tayotgan suyuqlik uning kuraklariga ma'lum kuch ta'sirida bosim beradi va uning aylanma harakat qilishiga sabab bo'ladi. Bu harakat esa keyinchalik generator rotorini aylantiradi. Gidravlika bo'limidagi kabi nasos va turbinadagi harakatni ham bir o'lchovli harakatga keltirib, ish g'ildirigidagi suyuqlik massasining harakati elementar oqimcha harakatiga o'xshatib qaraladi.

Aytilgan usul bilan markazdan qochma nasos uchun tenglamani 1755 y. L. Eyler chiqargan bo'lib, keyinchalik kurakli mashinalar nazariyasida asosiy tenglama deb atala boshladi, so'ngra u turbinalar va boshqa turdagi kurakli mashinalarga ham qo'llanila boshladi. Eyler tenglamasi ish g'ildiragining geometrik va kinematik xarakteristikalarini nasos hosil qilgan bosim bilan bog'laydi. Bu tenglama quyidagi ikkita masalani hal qilishga yordam beradi:

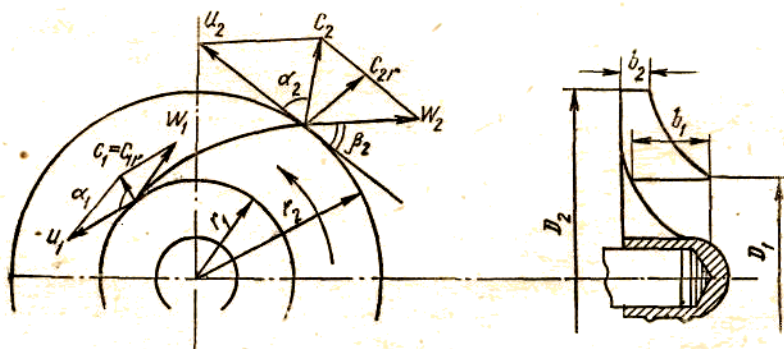
- 1) berilgan sarf va hosil qilinishi kerak bo'lgan bosim bo'yicha ish g'ildiraklari soni va uning o'lchamlarini topish;
- 2) berilgan ish g'ildiragi va valning aylanish soni bo'yicha sarf va hosil bo'ladigan bosimni hisoblash,

Tenglamani chiqarishda:

- 1) kuraklarning chekliligi hisobga olinmaydi;
- 2) kuraklar orasidagi barcha kanaldan o'tayotgan suyuqliklar bir xil sharoitda oqadi deb qaraladi. Ana shunday soddalashtirishlar bilan hisoblanishiga qaramay natija juda to'g'ri chiqadi.

Endi markazdan qochma nasos ish g'ildiragini hosil qilgan bosimini hisoblaymiz. Buning uchun g'ildirak kanallaridan (13.5–rasm) ko'ramiz. Suyuqlik so'rish trubasidan kanalga, s_1 tezlik bilan keladi. Nazariy hisoblashda yo'qotish bo'lmasin uchun u kanalga «gidravlik zarbasiz» kiradi deyimiz. Bu degan so'z, kirishdagi tezlik s_1 kattaligi va yo'nalishi bo'yicha kanalning boshlanishidagi absolyut tezlikka, ya'ni aylanma tezlik u_1 , va kurakka nisbatan nisbiy tezlik w_1 lardan tuzilgan parallelogramm diagonaliga teng. Kanaldan chiqishda suyuqlikning absolyut tezligi s_2 , aylanma tezligi u_2 nisbiy tezligi w_2 bo'ladi. Kirishda bosim p_1 chiqishda p_2 bo'lsa, u holda kanalning kirish va chiqish kesimlari uchun Bernulli tenglamasi quyidagicha yoziladi:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{w_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{w_2^2}{2g} - H_k + h_{1-2}, \quad (13.1)$$



13.5 - rasm. Ish g'ildiragida olingan nazariy bosimga doir sxema

bu yerda h_{1-2} – ikki kesim orasidagi gidravlik yo'qotish; H_k – kanaldagi harakat vaqtida markazdan qochma kuch hisobiga bosimning ortishi.

Bosimning energetik ma'nosini nazarga olsak, H_k markazdan qochma kuch hisobiga hosil bo'lgan energiyani bildiradi. Bu energiya kinetik energiyaning ko'p ortib, potensial energiya (bosim energiyasi) ning kam ortishi yoki potensial energiya ko'p ortib, kinetik energiya kam ortishi ko'rinishida namoyon bo'ladi. Birinchi holda ish g'ildiragini aktiv, ikkinchi holda esa reaktiv deyiladi. Bunday nomlanish turbinalarda ko'proq qo'llaniladi (aktiv va reaktiv turbinalar). Aktivlikning

chegarasi $p_1 = p_2$ tenglikning bajarilishi, reaktivlikning chegarasi esa $\frac{c_1^2}{2g} + \frac{c_2^2}{2g}$ ning bajarilishi bilan baholanadi.

Markazdan qochma kuch hosil qilgan energiya uning $r_2 - r_1$ masofada bajarilgan solishtirma (birlik og'irlikdagi suyuqlik uchun) ishga teng bo'ladi. Agar ish g'ildiragining burchak tezligi ω bo'lsa, u holda og'irligi G massasi m bo'lgan suyuqlik zarrasiga ta'sir qiluvchi markazdan qochma kuch $m\omega^2 r$ yoki $\frac{G}{g}\omega^2 r$ ga teng bo'ladi. U holda $r_2 - r_1$ masofada bajarilgan ish

$$A = \int_{r_1}^{r_2} \frac{G}{g} \omega^2 r dr = \frac{G\omega^2}{2g} (r_2^2 - r_1^2)$$

ga teng. Burchak tezligi ω ning radius r ga ko'paytmasi aylanma tezlik u ga teng, shuning uchun

$$\omega^2 r_2^2 = u_2^2 \quad \omega^2 r_1^2 = u_1^2$$

Bu holda

$$A = G \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$$

A ni G ga bo'lib, solishtirma ish yoki H_k ni topamiz.

$$H_k = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$$

Buni (13.1) tenglamaga qo'yib, quyidagi tenglikni olamiz:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{w_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{w_2^2}{2g} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + h_{1-2}, \quad (13.2)$$

Ish g'ildiragi kanaliga kirish oldidagi bosim:

$$H_1 = z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g},$$

g'ildirakdan chiqish ortidagi bosim

$$H_2 = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{c_2^2}{2g} + h_{1-2}$$

ga teng. U holda kirish va chiqishdagi bosimlarning farqi quyidagicha hisoblanadi:

$$H = H_2 - H_1 = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{c_2^2}{2g} + h_{1-2} - \left(z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} \right).$$

Bir xil indeksli hadlarni tenglikning ikki tomoniga gruppallasak, u holda quyidagi tenglamani olamiz:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{c_2^2}{2g} + h_{1-2} + H. \quad (13.3)$$

Endi (13.2) dan (13.3) ni ayirsak, ushbu munosabatga ega bo'lamiz:

$$\frac{w_1^2}{2g} - \frac{c_1^2}{2g} = \frac{w_2^2}{2g} - \frac{c_2^2}{2g} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + H.$$

Bu tenglikdan kirish va chiqishdagi bosimlarning farqini topsak, u quyidagiga teng bo'ladi:

$$H = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}. \quad (13.4.)$$

Ish g'ildiragi kanaliga kirish va undan chiqishdagi tezlik parallelogrammlaridan foydalansak

$$\begin{aligned} w_1^2 &= u_1^2 c_1^2 - 2u_1 c_1 \cos \alpha_1 \\ w_2^2 &= u_2^2 + c_2^2 - 2u_2 c_2 \cos \alpha_2. \end{aligned}$$

Bularni (13.4) ga qo'yib, ba'zi soddalashtirishlardan keyin ushuni olamiz:

$$H = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1}{2g}. \quad (13.5.)$$

Shunday qilib, kirish va chiqishdagi bosimlarning farqi yoki, boshqacha aytganda, suyuqlikning ish g'ildiragidan olgan bosimi (13.5) munosabat yordamida aniqlanadi va u markazdan qochma mashinalarning asosiy tenglamasi yoki Eyler tenglamasi deyiladi. Bu tenglama harakat miqdori momentlari teoremasidan foydalanib ham chiqarilishi mumkin.

13.4. Nasosning nazariy bosimi. Kuraklar egriligining bosimga ta'siri

Yuqorida keltirilgan Eyler tenglamasi barcha kurakli mashinalar uchun umumiy bo'lib, bir qancha soddalashtirishlar kiritilgandan keyin olingan. Haqiqatda esa, ish g'ildiragi kuraklari orasidagi harakat ancha murakkabdir. Shuning uchun (13.5) tenglama yordamida hisoblangan bosim nazariy bosim deyiladi. Bu tenglamani nasosga qo'llaganda $\alpha_1 = 90^\circ$ deb qabul qilish kerak. Chunki, odatda, suyuqlik so'rish trubasi va so'rilish yo'li orqali o'tib, ish g'ildiragi kanaliga radial yo'nalishda kiradi. Bu kanalga zarbasiz kirishni ta'minlaydi. Shuning uchun Eyler tenglamasi nasoslarga quyidagi ko'rinishida qo'llaniladi:

$$H_n = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2}{g} \quad (13.6)$$

Bu tenglama nasos ish g'ildiragi suyuqlikka bergan bosimning nazariy tenglamasi yoki markazdan qochma nasoslarning asosiy tenglamasi deb ataladi. Bu tenglamada u_2 aylana tezlik $c_2 \cos \alpha_2$, esa absolyut tezlikning aylana tezlik yo'nalishiga proyeksiyasi ekanligini nazarda tutish kerak.

Asosiy tenglama (13.6) dan ko'rinib turibdiki, u_2 va c_2 faqat bosimga bog'liq bo'lib, nasosdan o'tayotgan suyuqlik miqdoriga bog'liq emas. 13.5 – rasmda keltirilgan tezlik parallelogramidan foydalanib (13.6) dan c_2 ni yo'qotish mumkin. Nasos g'ildiragi kuragining chiqishdagi yo'nalishi (yoki chiqishdagi nisbiy tezlik yo'nalishi) aylana tezlik yo'nalishi bilan β burchak tashkil qiladi. Tezlik parallelogramidan ko'rinadiki (13.5-rasm), u_2 bilan c_2 o'rtasida quyidagi munosabat mavjud:

$$c_2 \cos \alpha_2 = u_2 - w_2 \cos \beta_2$$

Bu tenglikni (13.6) ga qo'ysak, ushbu ko'rinishga keladi

$$H_n = \frac{u_2^2}{2g} \left(1 - \frac{w_2^2}{u_2^2} \cos \beta_2 \right) \quad (13.7)$$

Oxirgi tenglamadan ko'rinadiki, nasosning nazariy bosimi ish g'ildiragi aylanishlari soni kvadratiga proporsional (chunki $u_2 = \pi d_2 n$) va kuraklar shakliga bog'liq ekan. Bunda uchta holni ko'rish mumkin:

1. Kuraklar ish g'ildiragi aylanishi tomoniga egilgan, ya'ni $\beta_2 > 90^\circ$ va $\cos\beta_2 < 0$. Bu holda (13.7) tenglamada qavs ichidagi miqdor birdan katta: $H_n > \frac{u_2^2}{2g}$.

2. Kuraklar ish g'ildiragi aylanishiga teskari egilgan, ya'ni $\beta_2 < 90^\circ$ va $\cos\beta_2 > 0$. Bu holda (13.7) da qavs ichidagi miqdor birdan kichik: $H_n < \frac{u_2^2}{2g}$.

3. Kuraklar radial yo'nalishiga ega, ya'ni $\beta_2 = 90^\circ$ va $\cos\beta_2 = 0$. Bu holda qavs ichidagi miqdor birga teng: $H_n = \frac{u_2^2}{2g}$.

Ko'rinib turibdiki, nazariy bosimning eng katta qiymati kuraklar ish g'ildiraklari aylanishi tomoniga egilganda bo'lib, eng kichik qiymat teskariga egilganda bo'ladi. Lekin β_2 ning qiymati ortgan sari gidravlik yo'qotishlar ortib, nasosning gidravlik FIK i kamayib ketadi. Shuning uchun amalda nasoslarda nazariy bosim kam bo'lishiga qaramay, β_2 ni 90° dan kichik qilib olinadi. Amalda eng ko'p qo'llaniladigan burchaklar 16° dan 40° gacha qiymatlarda olinadi. Albatta β_2 ning kichirayishi ish g'ildiragining "reaktiv" ligini oshiradi. Bu esa turbinalar nazariyasida qo'l keladi va aylanish sonining ortishiga sabab bo'ladi.

12.5. Foydali bosim

Ish g'ildiragiga kirish va undan chiqishda parraklar orasidagi kanalning kengayib borishidan, kuraklar egriligining ortishi natijasida sirkulyasiya hosil bo'lishidan va boshqa sabablarga ko'ra nazariy bosimning bir qismi sarf bo'ladi. Natijada nasosning amaliy bosimi nazariy bosimga qaraganda kamroq bo'ladi. Nasos ish g'ildiragidan amalda olinadigan bosim amaliy bosim deyiladi va H_a bilan belgilanadi.

Amaliy bosimning nazariy bosimga nisbati nasosning gidravlik foydali ish koeffisientini beradi:

$$\eta_g = \frac{H_a}{H_n}$$

Gidravlik FIK 0,8 bilan 0,95 o'rtasida o'zgaradi va yuqorida aytilgan sabablarning ta'siriga qarab turli qiymatlarni qabul qiladi. Shunday qilib

$$H_a = \eta_g H_n = \eta_g \frac{u_2 c_2 \cos\alpha_2}{g} \quad (13.8)$$

yoki gidromashinalar uchun umumiy tenglama ko'rinishida

$$H_a \eta_g \frac{u_2 c_2 \cos\alpha_2 - u_1 c_1 \cos\alpha_1}{g}$$

Yuqorida keltirilgan bosim tenglamalariga ish g'ildiragidagi kuraklar soni kirmaydi. Haqiqatda esa, kuraklar sonining yoki kam bo'lishiga qarab, ular orasidagi kanal turlicha bo'ladi. Bu esa o'z navbatida bosimga ta'sir qilmay qolmaydi. (13.8) teng-

lik yordamida hisoblangan bosim kuraklar soni sheksiz ko'p bo'lgan holga to'g'ri keladi, chunki u kanallarda oqayotgan suyuqlikning barcha zarralari bir xil trayektoriya bo'yicha harakat qilgan holi uchun o'rindir.

Kuraklar sonini bosim tenglamasiga kiritish yo'li bilan nasosning foydali bosimi uchun tenglama olish mumkin:

$$H_f = H_n \eta_g \varepsilon, \quad (13.9)$$

bu yerda ε – nasos kuraklari soni chekliligini hisobga oluvchi koeffitsiyent bo'lib, u 0,6 — 0,8 ga teng.

Kuraklar sonining bosimga ta'sirini nazariy hisoblashga intilishlar natijasi tajriba natijalaridan uzoq bo'lib, amaliy ahamiyatga ega emas. Kuraklar ma'lum darajada siyrak joylashganda ε uchun tajribaga yaqin keluvchi quyidagi munosabatni keltirish mumkin:

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + \sigma}$$

Noma'lum koeffitsiyent σ ni hisoblash uchun G.F. Proskurin quyidagi formulani taklif qiladi.

$$\sigma = 2 \frac{\varphi}{z} \frac{1}{1 - \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2}$$

bu yerda z – kuraklar soni; d_1, d_2 – ish g'ildiragining ichki va tashqi diametrlari; φ – g'adir-budirlik va kinematik qovushoqlik koeffitsiyentini hisobga oluvchi koeffitsiyent bo'lib, tajribadan aniqlanadi.

A. A. Lomakin φ ni hisoblash uchun quyidagi formulani taklif qiladi:

$$\varphi = (0,55 \div 0,65) + 0,6 \sin \beta_2$$

Keltirilgan usulda tekshirish natijasida kuraklar sonini taxminan aniqlash mumkin. Kuraklarning aniq soni tajribada aniqlanadi. Kuraklarning eng qulay sonini topish uchun K. Pfeyderer ushbu formulani keltiradi:

$$z = 2k \frac{r_m}{l} \sin \beta_m$$

bunda r_m – kuraklar og'irlik markazining radiusi; β_m , - β_1 va β_2 larning o'rta arifmetik miqdori; l – kuraklar uzunligi; k – koeffitsiyent (uni 6,5 ga teng deb olish mumkin). Radial kuraklar uchun

$$z = 6,5 \frac{d_2 + d_1}{d_2 - d_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$$

Kuraklar soni, odatda, 6 tadan 12 tagacha bo'ladi. Yo'naltiruvchi apparat kuraklarining soni ish g'ildiragi kuraklarining soniga teng bo'lmaydi.

13.6. Nasosda energiyaning yo'qotilishi. Nasosning foydali ish koeffisienti

Odatda, nasosga berilgan energiya nasosdan olingan energiyaga nisbatan ko'p bo'lib, ularning farqi energiyaning yo'qotilishini ko'rsatadi. Bu yo'qotish uch xil yo'qotishdan tarkib topadi:

1) mexanik yo'qotish; 2) hajmiy yo'qotish; 3) gidravlik yo'qotish.

Mexanik yo'qotish valga berilgan energiya bilan ish g'ildiragi kuraklarining suyuqlikka bergan energiyasining farqini bildiradi. Agar valga berilgan energiyani E deb belgilasak, u holda quyidagi nisbat

$$\eta_{mex} = \frac{H_n}{E} \quad (13.10)$$

mexanik yo'qotishni baholovchi, mexanik foydali ish koeffisienti deyiladi. Mexanik yo'qotishning asosiy turlari podshipnik va sal'nikda ishqalanish kuchini yengish uchun sarf bo'lgan yo'qotishdan iborat. Podshipnikdagi dumalash ishqalanishini gidrodinamik moylash nazariyasidagi Petrov formulasi yordamida topish mumkin:

$$T = \mu \frac{u}{\delta} 2\pi r l$$

bu yerda μ – dinamik qovushoqlik koeffisienti; $u = \omega r$ val bo'yinchasining aylana tezligi; l – val bo'yinchasining uzunligi; δ – podshipnikdagi radial tirqish o'lchami.

Hozirgi zamon mashinalaridagi podshipnik va salniklar juda takomillashgan bo'lib, ulardagi yo'qotish valga berilgan energiyaning 2–3% ni tashkil qiladi. Shuning uchun salnik tiqilmalari to'g'ri qo'yilgan, to'g'ri markazlangan, yaxshi moylangan va podshipnigi ifloslanishdan saqlangan yangi nasoslarda mexanik foydali ish koeffisienti $\eta_{mex} = 0,97-0,98$ ga teng bo'ladi. Agar sal'nik tiqilmasi juda qattiq tortilgan bo'lsa va podshipniklar yaxshi bo'lmasa, η_{mex} ni bunday aniqlab bo'lmaydi.

Hajmiy yo'qotish nasos so'rayotgan suyuqlikka sarflangan energiya bilan nasosdan chiqayotgan suyuqlik energiyasining farqini bildiradi. Hajmiy yo'qotishi chiqarilayotgan suyuqlik miqdorining so'rilayotgan suyuqlik miqdoriga nisbatini ko'rsatuvchi hajmiy FIK bilan baholanadi:

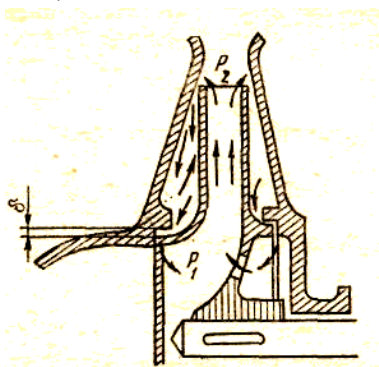
$$\eta_h = \frac{Q_{chiq}}{Q_{so'r}} \quad (13.11)$$

So'rilayotgan va chiqarilayotgan suyuqlik miqdorlarining farqi nasos korpusidan chiqib ketuvchi yoki ish diski atrofida aylanuvchi suyuqlik miqdoriga teng. Suyuqlik nasos sal'nigi, g'ildirakning so'rilish tomonidagi tig'izlagich va o'qiy bosimni muvozanatlovchi tirqish orqali yo'qolishi mumkin. Valning salnigidagi yo'qotish salnik tiqilmasining zichlanganligiga bog'liq bo'lib, ayrim tomchilar ko'rinishida oqib chiqsa o'rinli bo'ladi. Agar tiqilma qattiq zichlansa, salnik qizib ketishi, bo'sh bo'lsa suyuqlik ko'p oqib ketib, hajmiy FIK kamayib ketishi mumkin. Suyuqlik ko'proq so'rilish tomonidagi zichlanish (13.6-rasm) orqali oqib ketadi. Shuning uchun shu joydan oqib ketuvchi suyuqlik sarfini hisoblaymiz. Suyuqlik ish g'ildiragiga p_1 bosim bilan kirib p_2 bosim bilan chiqadi.

Bu g'ildirak bilan korpus orasida bo'shliq ochiq bo'lgani uchun so'rish tomonidagi zichlanish tirqishining ikki tomonida ikki xil p_1 va p_2 bosim bo'ladi.

Shunga asosan teshiklardan oqib ketuvchi suyuqlik sarfini topish formulasi-dan foydalanamiz:

$$Q_c = mw \sqrt{2g \frac{p_2 - p_1}{\gamma}} \quad (13.12)$$



13.6- rasm. Hajmiy yo'qotishlarni tushuntirishga doir chizma

Tirqishning kengligi δ , uzunligi l deb qabul qilib, halqa tirqishdan sizib ketish uchun sarf koeffitsiyentini yozamiz:

$$m = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda \gamma}{2\delta} + 1,5}}$$

λ koeffitsiyentining qiymati 0,04 – 0,08 atrofida olinadi.

Tirqishning kengligi quyidagi chegaraga bo'ladi.

$$\delta = 0,2 \div 0,3 \text{ mm.}$$

Hajmiy FIK $\eta_x = 0,95 \div 0,96$ ga teng bo'lib, so'rilayotgan suyuqlikning taxminan 4 – 5% yo'qotiladi.

Gidravlik yo'qotish esa so'rish va haydash trubalarida barcha qarshiliklarni yengishga, nasos kuraklarining chekliligi, g'ildirak va korpusidagi kanallarda hamda diskda ishqalanish va boshqalarga sarf bo'lgan energiyani bildiradi. U nasosga kirish oldidan o'rnatilgan vakuummetr ko'rsatgan bosim p_{vak} va chiqishda o'rnatilgan manometr ko'rsatgan bosim p_{man} orqali quyidagi formula yordamida aniqlangan

$$H^* = \frac{p_{vak}}{\gamma} + \frac{p_{man}}{\gamma} + \Delta z.$$

Bosim bilan (13.6) formuladan hisoblangan nazariy bosimning farqi orqali aniqlanadi

$$\Delta H = H_n - H^*$$

Gidravlik yo'qotish gidravlik FIK i

$$\eta = \frac{H_n - \Delta H}{H_n} = \frac{H^*}{H_n}$$

yordamida baholanadi.

Gidravlik yo'qotishning kattaligiga g'ildirak kanallaridagi tezlikning notekisligi katta ta'sir qiladi. Ish g'ildiragi kanallaridagi tezlikning notekisligini ko'z

oldimizga keltirish uchun kanal tamom yopiq bo'lganda (2.7-rasm, a) va qisman yopiq bo'lgandagi (2.7-rasm, b) harakatni ko'z oldimizga keltiramiz. Birinchi holda kanalda suyuqlik g'ildirak aylanishiga teskari yo'nalishda sirkulyasion harakat qiladi. Ikkinchi holda kanalning botiq devorida harakat oqimcha shaklida bo'lib, qavariq devorida uyurmali harakat paydo bo'ladi. Natijada qavariq devor tomondan bosim kamayib, kavitasiya hodisasini vujudga keltiradi. Kavitasiya natijasida gidravlik yo'qotish ko'payib ketadi. Nasoslarda energiyaning umumiy yo'qotilishi foydali ish koeffitsiyenti yordamida hisoblanish mumkin.

Umumiy FIK mexanik, hajmiy va gidravlik foydali ish koeffitsiyentlarining ko'paytmasiga teng:

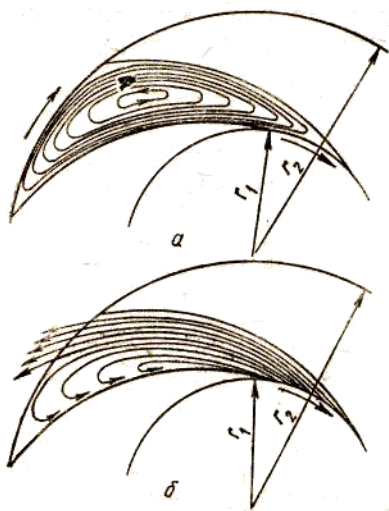
$$\eta = \eta_m \eta_h \eta_g$$

Hozirgi zamon nasoslaridan to'g'ri foydalanilsa, FIK 0,9 ga etadi.

Energiyaning umumiy miqdorini hisoblash uchun nasosning suyuqlikka bergan foydali energiyasi bilan FIK ini bilish kerak. Shu holda

$$E = \eta E_f = \eta H \cdot$$

Har xil nasoslar uchun foydali ish koeffitsiyentlari grafik va jadval ko'rinishida beriladi.



13.7. Rasm. Ish g'ildiragi kuraklari orasidagi harakatning notekisligiga doir chizma

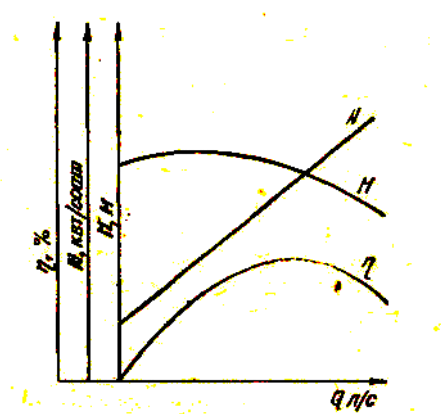
13.7. Markazdan qochma nasoslarning xarakteristikalari

Nasoslarni ishlatishda ulardan berilgan sharoitda eng yaxshi foydalanish maqsadga muvofiqdir. Buning uchun turli sharoitda nasosning qanday ishlashi to'g'risida ma'lumot bo'lishi kerak. Bunday ma'lumot nasoslarning xarakteristikalari ko'rinishida beriladi.

Bosim, quvvat va foydali ish koeffitsiyentining sarfga bog'liqlik grafiklari nasosning xarakteristikalari deb ataladi:

$$H = f_1(Q); N = f_2(Q); \eta = f_3(Q)$$

Odatda, xarakteristika nasosni sinash (tajriba) yordamida tuziladi. Buning uchun nasosning aylanish sonini o'zgartirmasdan, haydash trubasiga o'rnatilgan berkitkichni surish yo'li bilan bosimni o'zgartirsak, uning ishlash tartibi ham o'zgaradi. Natijada quvvat va foydali ish koeffitsiyenti ham o'zgaradi. Xarakteristikani tuzish uchun sinashni berkitgich to'liq yopilgan holatdan boshlab, ochib boramiz va bosim, quvvat va FIKning sarf bo'yicha o'zgarishini 2.8-rasmda ko'rsatilgandek grafiklar tuzamiz.



13.8-rasm. Markazdan qochma nasoslarining taxminiy ish xarakteristikasi

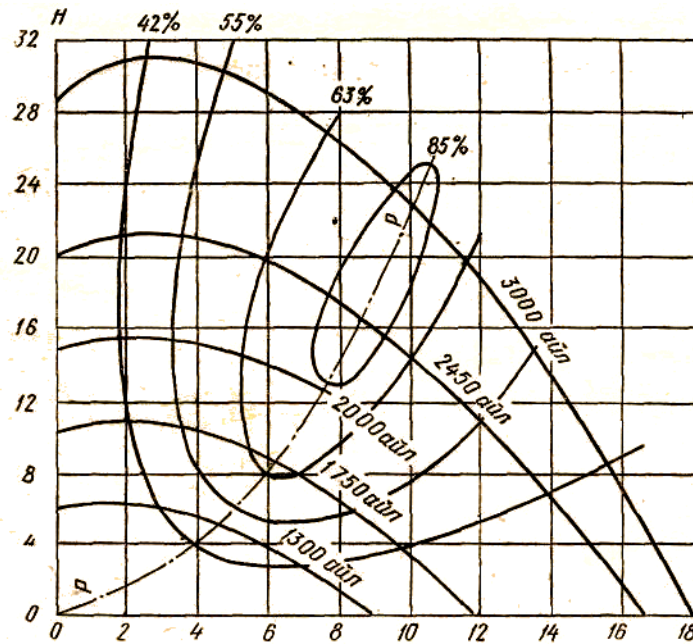
Grafiklardan ko'rinadiki, berkitgich yopiq holatida ($Q = 0$) nasos ma'lum bosim hosil qiladi va u berkitgichning ochilishi bilan kamayib boradi (boshlanishda bosim bir oz ortib borib, maksimumga etishi va so'ngra kamayib ketishi mumkin). Quvvat esa ortib boradi va chiziqli ortishga yaqin bo'ladi. Sarfning katta qiymatlarida bu ortish bir oz susayishi mumkin. FIK grafigi noldan boshlanadi va sarfning ma'lum bir miqdorlarida maksimumga ega bo'ladi.

Nasosning shu aylanish sonida eng yaxshi ishlashi FIK grafigining maksimum miqdoriga to'g'ri keladi.

13.8-rasmda keltirilgan grafiklarning xarakteri to'g'risida nazariy usul bilan ham xulosa chiqarish mumkin, lekin bu nazariy hisoblarning natijasi amaliy ahamiyatga ega emas.

Nasoslardan foydalanishda turli aylanish sonlari uchun umumlashtirib tuzilgan va universal xarakteristika deb ataluvchi $Q - H$ xarakteristikadan foydalanish qulaydir.

Bunday xarakteristikani xosil qilish uchun turli aylanish sonlari ($n_1, n_2, n_3, \dots, n_i$) da $Q - H$ xarakteristikani tuzamiz (2,9-rasm). So'ngra bu xarakteristikani biror FIK ga tegishli nuqtalarini ajratamiz (2,8-rasmda ko'rinadiki, bitta FIK ning qiymati uchun ikkita bosim miqdori to'g'ri keladi). Bu nuqtalar tutash chiziq bilan birlashtiramiz. Shu ishni bir qancha FIK ($\eta_1, \eta_2, \eta_3, \dots, \eta_i$) uchun takrorlab, bir qancha tutash chiziqlar olamiz. Bu chiziqlar bilan chegaralangan soxada FIK chizig'idagi qiymatdan kichik bo'lmaydi. $p - p$ chizig'i berilgan aylanish sonlarida maksimal FIK ga to'g'ri keladi. Universal xarakteristikadan foydalanib nasosning (maksimal FIK ga tegishli) ishlash chegarasini topish va uning ishlashi uchun eng qulay tartib tanlash mumkin.



13.9. - rasm. Markazdan qochma nasoslarning universal xarakteristikasi

13.12- §. Nasoslarning o'xshashligi asoslari.

Loyihalananayotgan yoki ishlab chiqarishga joriy qilinayotgan ma'lum bir seriya nasoslarni yuqorida aytilgandek sinash juda ko'p vaqt va xarajat talab qiladi. Shuning uchun ana shu seriya nasoslarning modelini sinaladi. So'ngra modelda olingan natijalar naturaga ko'chiriladi.

Avvalo natura va model geometrik o'xshash bo'ladi, ya'ni ularning o'lchamlari bir xil miqdorda kichraytirilgan bo'ladi. Boshqacha aytganda ishchi g'ildiragi diametrlari kuraklari qalinligi va kengligining nisbatlari bir xil bo'ladi.

$$\frac{d_{1n}}{d_{1m}} = \frac{d_{2n}}{d_{2m}} = \frac{\delta_n}{\delta_m} = \frac{b_{1n}}{b_{1m}} = \frac{b_{2n}}{b_{2m}} = const,$$

Bu yerda "n" indeksi naturaga, "m"-modelga tegishlilikni bildiradi.

Ikkinchi, natura va modeldagi oqimlar o'xshash bo'ladi. Oqimlar o'xshash deganda ish g'ildiragiga kirish va chiqishdagi tezlik uchburchaklari o'xshash bo'ladi:

$$\frac{u_{1n}}{u_{1m}} = \frac{u_{2n}}{u_{2m}} = \frac{w_{1n}}{w_{1m}} = \frac{w_{2n}}{w_{2m}} = \frac{c_{1n}}{c_{2m}} = const.$$

Agar modellanganda geometrik o'lchamlari nisbati λ ga teng bo'lsa, u xolda

$$\frac{u_{1n}}{u_{2m}} = \frac{w_{1n}r_{1n}}{w_{2m}r_{2m}} = \frac{r_{1n}}{r_{2m}} \frac{n_n}{n_m} = \lambda \frac{n_n}{n_m}$$

bo'ladi. Bu nisbat yuqoridagi tengliklarga asosan boshqa tezliklar uchun ham to'g'ridir.

Olingan munosabatlarni sarf formulasi (12.13) ga qo'llasak, quyidagi munosabatni olamiz:

$$\frac{Q_n}{Q_m} = \lambda^3 \frac{n_n}{n_m}. \quad (13.13)$$

Nasoslar uchun asosiy tenglama (13.6) dan

$$\frac{H_n}{H_m} = \lambda^2 \frac{n_n^2}{n_m^2} \quad (13.14)$$

Quvvat formulasi (13.13) va (13.14) dan

$$\frac{N_n}{N_m} = \lambda^5 \frac{n_n^3}{n_m^3} \quad (13.15)$$

Shunday qilib, nasoslar o'xshashligi quyidagi xulosaga olib keladi:

1. Natura va modeldagi sarflar nisbati aylanish sonlari nisbatiga proporsional.
2. Bosim nisbati aylanish sonlari kvadratlarning nisbatiga proporsional.
3. Quvvatlar nisbati aylanish sonlari kublarning nisbatiga proporsional.

Bu olingan teglamalar yoki, boshqacha aytganda o'xshashlik munosabatlari yangi seriya nasoslar yaratishda va mavjud nasoslarni ishlatishda muxim ahamiyatga ega.

Ishlab chiqarishda, ko'pincha, o'xshashlik munosabatlarini qo'llab muayyan sharoitda nasos tanlash va unga mos dvigatel tanlash masalalarini hal qilishga to'g'ri keladi.

13.9. Tezyurarlik ko'effitsiyenti va kurakli nasoslarning turlari.

Markazdan qochma nasoslarni bir-biri bilan tezyurarlik ko'effitsiyent yordamida solishtirish mumkin. Tezyurarlik ko'effitsiyenti, boshqacha aytganda solishtirma aylanish soni deb shunday aylanish soniga aytiladiki, u bosim bir metr ($H = 1$ m) bo'lganda nasos berayotgan suyuqlikka bir ot kuchi (0,735 kVt) ga teng energiya berishga imkon beradi va n_s harfi bilan belgilanadi.

Shunday qilib, tezyurarlik ko'effitsiyenti nasosning suyuqlikka berilgan energiyasining baholash uchun foydalanishga va shu yo'l bilan turli nasoslarni bir-biriga solishtirish imkon beradi.

Foydali quvvat formulasi
$$N = \frac{\gamma Q H}{75}$$

dan foydalanib birlik nasosning sarfini topamiz.

$$Q_m = \frac{75N}{\gamma H} = \frac{75 \cdot 1}{10001} = 0,075 m^3 / s$$

Birlik nasos model bo'lsa, uni natura nasosga (13.13) formula yordamida solishtirib, sarf formulasini chiqaramiz:

$$Q = 0,075 \lambda^3 \frac{n}{n_s}. \quad (13.16)$$

Bu formulani chiqarishda model va naturada FIK bir xil deb qabul qilinadi.

Bosim uchun o'xshashlik formulasi (13.14) ni ($H = 1$ m ekanini nazarda tutib) quyidagicha yozish mumkin:

$$H = \lambda^2 \frac{n^2}{n_s^2}, \quad (13.17)$$

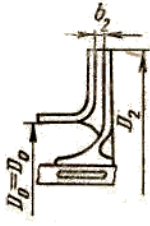
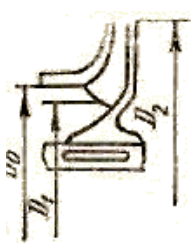
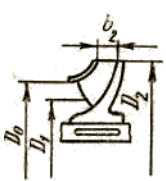


(13.16) va (13.17) tenglamalardan λ ni yo'qotib va hosil bo'lgan tenglamani tezyurarlik koeffitsiyenti n_s ga nisbatan yechib, ushbuga ega bo'lamiz:

$$n_s = 3,65n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3,14}}. \quad (13.18)$$

Bu formuladan ko'rinadiki, natura nasosning aylanish soni tezyurarlik koeffitsiyentiga proporsionaldir. Bundan xulosa qilib aytish mumkinki, aylanish sonining (ya'ni tezyurarlik koeffitsiyentining) ortishi bilan nasosning o'lchamlari va og'irligi kamayadi (2.10-rasm).

Tezyurarlik koeffitsiyentining qiymatiga qarab nasoslar quyidagicha klassifikasiyalanadi:

| n_s qiymatining chegarasi | Markazdan qochma nasosning turi |
|-----------------------------|---------------------------------|
| 40 ÷ 80 | sekinyurar |
| 80 ÷ 150 | o'rtacha |
| 150 ÷ 300 | tezyurar |
| 300 ÷ 600 | vintli (diagonal) |
| 600 ÷ 1200 | o'qiy (parrakli) |

| Markazdan qochma nasoslar | | | Diagonal nasos g'ildiragi | Parrakli nasos g'ildiragi |
|---|---|---|--|---|
| Sekinyurar g'ildirak | Oddiy g'ildirak | Tezyurar g'ildirak | | |
| I | II | III | IV | V |
|  |  |  |  |  |
| $n_{SI}=40\div80$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2,5$ | $n_{SI}=80\div150$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2,$ | $n_{SI}=150\div300$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1,8\div1,4$ | $n_{SI}=300\div600$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1,2\div1,1$ | $n_{SI}=600\div1200$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 0,8$ |

13.10 - rasm. Nasoslarning tezyurarlik koeffitsiyentiga qarab guruhlash

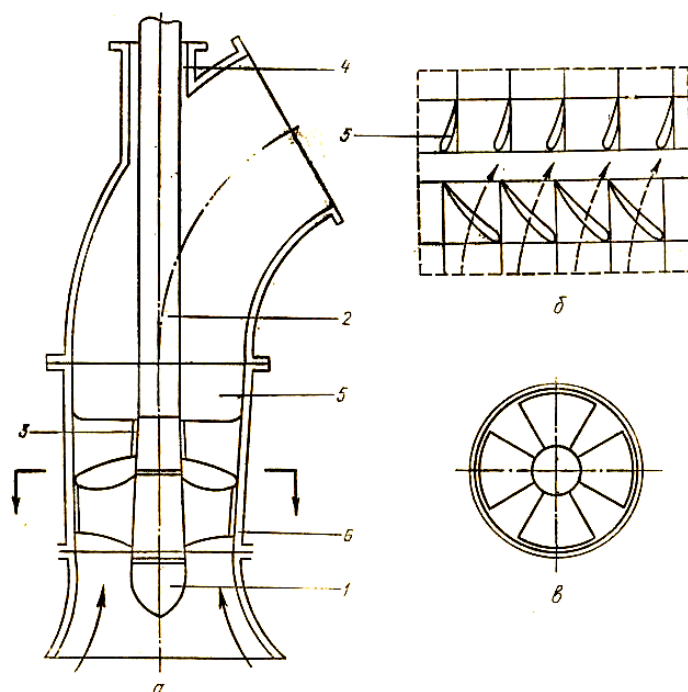
2.10-rasmda nasoslarning tezyurarligiga qarab ish gildiragi o'lchamlarining kamayib borishi ko'rsatilgan. Tezyurarligi kichik nasoslarga yuqori bosim hosil qiluvchi, masalan, ko'p bosqichli va kam sarf beruvchi nasoslar kiradi. Katta tezyurarlikka ega bo'lgan nasoslar esa kichik bosim hosil qilib, yuqori sarf beradi (masalan parrakli nasoslar).

13.10. O'qiy nasoslar

Nasosning tezyurarligini oshirish borasida olib borilgan ishlar o'qiy (parrakli) nasoslarning yaratilishiga olib keldi. Tezyurarlikni oshirish, yuqorida aytilganidek, ish g'ildiragi chiqish va kirish diametrlarining nisbatini va β_2 burchakni kamaytirish

yo'li bilan amalga oshiriladi. Natijada $D_2 - D_1$ bo'lgan o'qiy nasos paydo bo'ladi. O'qiy nasosning sxemasi 2.11-rasmida keltirilgan. Bu nasosning parraklar o'rnatilgan ish g'ildiragi 1 va 2 ga o'rnatilgan hamda 3 va 4 podshipniklarda aylanadi. Ish g'ildiragi suyuqlik oqib o'tishi uchun qulay shakldagi vtulkaga o'rnatilgan parraklardan iborat bo'lib, uning aylanishi natijasida suyuqlik harakatga kelib, yo'naltiruvchi apparat 5 ga o'tadi. Ish g'ildiragi va yo'naltiruvchi apparat truba shaklidagi korpus 6 ga o'rnatilgan. Nasos tomonidan tortilayotgan suyuqlik korpusdan o'tib, tegishli bo'limga yo'naltiriladi.

2.11-rasm, *b* va *v* da ish g'ildiragining ko'ndalang kesimi va g'ildirak bilan yo'naltiruvchi apparatning silindrik kesimdagi yoyilmasi keltirilgan. Suyuqlik kirishda o'qiy yo'nalishda harakatlanib, ish g'ildiragidan o'tganda markazdan qochma kuch ta'sirida radial yo'nalishga siljiydi va spiral ko'rinishda harakat qiladi (2.11 – rasm, *b* da punktir chiziqlar). Yo'naltiruvchi apparatdan o'tganda esa yana o'qiy yo'nalishni qabul qiladi. Bu esa gidravlik qarshilikni kamaytirib, nasos vujudga keltirgan bosimni oshirishga yordam beradi.



13.11 - rasm. O'qiy nasoslarning sxemasi

Tezyurarlik koeffitsiyenti markazdan qochma nasoslarga qaraganda katta, o'qiy nasosga qaraganda kichik bo'lgan nasoslar turi diagonal nasoslar bo'lib, ularda chiqish va kirish diametrlarining nisbati birdan kattaroq. Diagonal nasoslarning tuzilishi o'qiy nasosga o'xshagan bo'lib, asosan ish g'ildiragining shakli bilan farqlanadi. Parraklar vtulkaga 45° li burchak ostida mahkam o'rnatilgan bo'ladi. Bunday nasoslarning parraklari 60° va 45° ga qiyalangan, ularning burchagini o'zgartiruvchi mexanizm bilan ta'minlangan turlari ham mavjud. Ularning ba'zi turlarida esa suyuqlik o'q bo'yicha kirib, ish g'ildiragidan o'qqa ma'lum burchak ostida chiqadi. Shunday qilib, bu nasoslarda markazdan qochma kuch qisman foydalanilgani uchun, u hosil qilgan bosim kattaroq bo'ladi.

XIV bob. KURAKLI NASOSLARNING EKSPLUATASION HISOBI

14.1. Nasoslar xarakteristikalarini qayta hisoblashda o'xshashlik formulalaridan foydalanish.

Ko'p hollarda, ko'p quvvat sarf bo'lgani uchun, nasoslarni moslangan aylanish sonlarida sinab bo'lmaydi. Bunda agar ishlash sharoiti aylanish sonini o'zgartirishga imkon bersa, u berilgan aylanish sonida nasosning xarakteristikalarini tuzib, so'ngra mos aylanish sonidagi ishlash sharoitiga to'g'rilash mumkin. Nasosning bir aylanish sonidagi ishlashi, ikkinchi aylanish sonidagi ishlashiga o'xshash bo'lsa, ya'ni bu ikki holda ish g'ildiragidan chiqish kuch uchburchaklari o'xshash bo'lsa, nasos birinchi holda natura, ikkinchi holda esa model bo'lib xizmat qiladi. Shunday qilib, natura va modelning o'lchamlari bir xil bo'lgani uchun o'xshashlik formulalaridagi λ soni birga teng bo'ladi. Shuning uchun bu holda (13.13), (13.14), (13.15) formulalar quyidagicha yoziladi:

birinchi o'xshashlik munosabati

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (14.1)$$

ikkinchi o'xshashlik munosabati

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2, \quad (14.2)$$

uchinchi o'xshashlik munosabati

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \quad (14.3)$$

Bu formulalarni olishda FIK o'zgarmas deb qabul qildik. Haqiqatda ham, o'xshash nasoslarda gidravlik va hajmiy FIK deyarli o'zgarmaydi. Sal'nik va podshipniklardagi FIK esa yuqorida aytilgandek juda kichik miqdor. Shuning uchun qabul qilgan shartimiz nasoslarning xarakteristikalarini bir aylanish sonidan ikkinchi aylanish soniga o'tishda sezilarli xato bermaydi.

Olingan o'xshashlik munosabatlarini quyidagicha ta'riflanadi. Nasosning aylanishlar sonini o'zgartirganda uning xarakteristikalarini yangi o'zgarish soniga moslab, qayta hisoblash mumkin. Bunda:

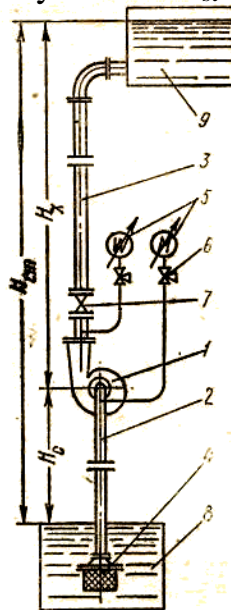
- 1) sarflar aylanishlar sonlarining nisbatiga to'g'ri proporsional;
- 2) bosimlar aylanishlar sonlari nisbatining kvadratiga proporsional;
- 3) quvvatlar aylanishlar sonlari nisbatining kubiga proporsional.

Bu uchta ta'rif tajribada tasdiqlangan bo'lib, aylanishlar soni kichrayganda umumiy FIK oz miqdorda kamayadi.

14.2. Nasos qurilmasi

Nasos qurilmasi nasosning o'zi 1 dan tashqari, ta'minlovchi suv saqlagich 8 dan qabul qiluvchi sistema 9 gacha bir qancha qismlardan iborat bo'ladi (2.12-rasm). Nasos ishlaganda suyuqlik ta'minlovchi idishdan, tirgak klapan 4 va so'rish trubasi 9 orqali o'tib, nasosning ish g'ildiraklari orasiga kiradi. Nasosga kirish

oldida vakuummetr 6 o'rnatilgan bo'lib, u so'rish trubasidagi siyraklanish darajasini kuzatishga yordam beradi. Nasosdan chiqishda sarfni o'zgartirish uchun xizmat qiluvchi berkitgich 7 va bosim o'lchagich manometr 5 o'rnatilgan bo'lib, suyuqlik bulardan o'tganidan so'ng haydash trubasi 3 orqali o'tib, qabul qiluvchi idishga tushadi. Tirgak klapan nasosni ishga tushirish oldidan qo'yilgan suyuqlik ta'minlovchi idishga oqib ketmasligi uchun o'rnatilgan bo'lib, turli iflosliklarning kirishidan filtr bilan himoyalangan. Ta'milovchi idishdagi suyuqlik sathi bilan nasos o'rnatilgan sath orasidagi farq so'rish balandligi deyiladi va H_s bilan belgilanadi. Nasos o'rnatilgan sath bilan qabul qiluvchi idishdagi suyuqlik sathlari farqi haydash balandligi deyiladi va H_h bilan belgilanadi. So'rish balandligi bilan haydash balandligining yig'indisi statik balandlik deyiladi va H_{st} bilan belgilanadi. So'rilish sathi



14.1 - rasm Nasos qurilmasini tushuntirishga oid chizma

geometrik balandlikka H_g teng ekanligini ko'ramiz. Nasos qurilmasida hosil qilingan bosim geometrik balandlik, so'rilish va qabul sathlaridagi bosimlar farqidan hosil bo'lgan bosim va dinamik bosimlar yig'indisidan iboratdir. Bu bosimni hisoblash formulasi nasoslarning asosiy parametrlari haqidagi bo'limda keltirilgan.

Nasos sistemasidagi qiyinchiliklardan biri nasosga kirish va chiqishdagi bosimlar farqi hisobiga nasosni o'q bo'yicha siljitishga intiluvchi kuchning paydo bo'lishi va unga qarshi kurashdir. Bu kuch nasosga kirish va chiqishdagi diametrlar (d_1 va d_2) orqali quyidagicha hisoblanadi:

$$P_{o'q} = p_2 \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_v^2) - p_1 \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_v^2) - p_2 \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2) = (p_1 - p_2) \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_v^2),$$

bu yerda d_v - valning diametri..

Nasos agar ko'p bosqichli bo'lsa, tegishli bosqichlardagi kirish bosimlarini $p_{1-1}, p_{1-2}, \dots, p_{1-n}$ chiqish bosimlarini esa $p_{2-1}, p_{2-2}, \dots, p_{2-n}$ bilan belgilasak, o'qiy kuch quyidagicha aniqlanadi:

$$P_{0q} = \frac{\pi}{4}(p_{2-1} + p_{2-2} + \dots + p_{2-n})(d_2^2 - d_v^2) - \frac{\pi}{4}(p_{1-1} + p_{1-2} + \dots + p_{1-n})(d_1^2 - d_v^2) -$$

$$- \frac{\pi}{4}(p_{2-1} + p_{2-2} + \dots + p_{2-n})(d_2^2 - d_1^2) = \frac{\pi}{4} \sum (p_{2-n} - p_{1-n})(d_1^2 - d_v^2).$$

Bundan ko'rinadiki, o'qiy bosim kirish va chiqishdagi bosimlar farqi va kirish kesimining ortishi bilan ortadi. Shu bilan birga suyuqlik sarfi ham ortadi. Bu esa nasos o'rnatilgan zaminga ta'sir qilish bilan birga ish g'ildiragini o'z holatidan siljishga harakat qiladi. Bu kuch uch xil usul bilan muvozanatlanadi:

1) kuch kamaytirgich barabandan foydalanish (kuch kamaytirgich baraban uzaytirilgan silindr shaklidagi zichlagich bo'lib, oxirgi bosqichdagi ish g'ildiragi bilan kuch kamaytirgich kamera orasida joylashadi va val bilan birga aylanadi):

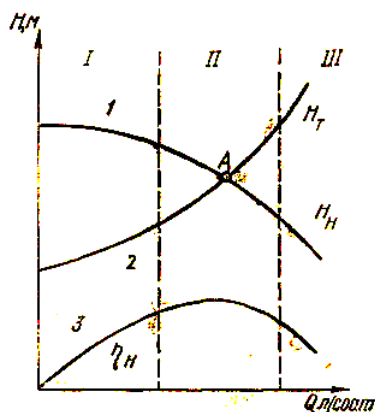
2) muvozanatlovchi disk bo'lib, u o'qiy bosimning o'zgarishini avtomatik ravishda sezadi va butun rotorning siljishi va zichlagich holatining o'zgarishiga ta'sir qiladi;

3) nasosning ikki tomoniga so'rish yo'lini joylashtirish. Bundan tashqari, rotor valini mustahkam asosga o'rnatilgan sharikli tigrak podshipniklarga o'rnatish yo'li bilan ham o'qiy bosim ta'sirida siljishini yo'qotish mumkin.

Nasos to'xtaganda haydash trubasidagi suyuqlik teskariga harakat qilmasligi uchun manometr dan keyin tigrak klapan ham o'rnatiladi.

14.3. Nasos bilan ta'minlangan trubalarning hisobi

Biz gidravlika bo'limida (IX bob) da ko'rganimizdek, trubalarni hisoblashda uning xarakteristikasini tuzish yoki qarshilikni yengish uchun sarf bo'ladigan energiyani hisoblash zarur bo'ladi. Sarflanadigan energiya trubaning uzunligi va diametri, qarshilik koeffitsiyenti, mahalliy qarshiliklar va boshqalarga bog'liq (9.1). Bu sarfni yengish uchun qancha bosim kerakligini hisoblash (9.1) yo'li bilan suv to'ldirilgan idishni qancha balandlikka ko'tarish zarurligini yoki berilgan bosim yordamida qancha sarf olish mumkinligini hisoblash yo'llari bilan tanishdik. Trubalardagi energiya sarfini yengish va tegishli sarf olish uchun nasoslardan ham foydalanish mumkin. Bunda albatta nasosning bosimi kerakli bosimdan kichik bo'lmasligi kerak. Shuning uchun truboprovodka tegishli sarfni olish uchun yetarli bosimni hosil qilib bera oladigan nasosni tanlash nasosli trubalar hisobining asosini tashkil qiladi. Buni amalga oshirish uchun bir grafikning o'ziga nasosning va trubaning bosim xarakteristikalarini chizamiz (14.2-rasm).



14.2 - rasm. Nasos bilan ta'minlangan trubalarni hisoblashga doir.

Rasmda 1 chiziq nasos xarakteristikasi bo'lsa, 2 chiziq truboprovod xarakteristikasi va 3 chiziq nasos FIK grafigidir. Ko'rinib turibdiki, xarakteristikalar joylashgan sohani uch qismga ajratish mumkin. Birinchi qismda nasosning bosimi trubaning shu sarfga tegishli bosimidan ortiq bo'lib, bu qismda nasosning foydali ish koeffitsiyenti kam bo'ladi. Ikkinchi qismda nasos bosimi bilan, trubada tegishli sarf olish uchun zarur bo'lgan bosimlar deyarli teng bo'lib, bu qism xarakteristikalar kesishgan A nuqtani o'z ichiga oladi. Shunday qilib, sohaning bu qismida nasos eng yaxshi ishlaydi va uning foydali ish koeffitsiyenti yuqori bo'ladi, ya'ni uning bosimi trubada suyuqlikning kerakli sarfini hosil qilish uchun butunlay sarf bo'ladi. A nuqtada esa nasos truba bilan eng yaxshi ishlaydi. Uchinchi qismda nasosning bosimi trubada tegishli sarf olish uchun zarur bo'lgan bosimdan kichik bo'ladi, ya'ni nasos kerakli sarfni ta'minlay olmaydi.

Bu tekshirishdan ko'rinadiki, berilgan trubada tegishli sarfni olish uchun shunday nasos tanlab olish kerakki, ularning xarakteristikalari shu sarf qiymati atrofida kesishsin. Albatta, zapas kuch nuqtai nazaridan qaraganda xarakteristikalar kesishish nuqtasi A tegishli sarfdan bir oz chaproqda joylashishi kerak.

14.4. So'rishni boshqarish

Nasoslar, odatda, truboprovod sistemasida hosil qilinishi zarur bo'lgan eng ko'p so'rishga qarab tanlab olinadi. Lekin nasoslarni ishlatish vaqtida, ko'pincha, haydash trubalariga kamroq sarf yuborish zarurati tug'ilib qoladi, ya'ni so'rishni ancha keng chegara oralig'ida o'zgartirib turish kerak bo'ladi. Yuqorida aytganimizdek, amaliy so'rish nasos va truba xarakteristikalarining kesishgan nuqtasida tanlab olinadi. Bundan ko'rinadiki, sarfni o'zgartirish uchun yo nasosning xarakteristikasini, yoki trubaning xarakteristikasini o'zgartirish kerak ekan. Amalda sarfni boshqarishning bir qancha usullari mavjud.

1. Boshqarishning drossellash usuli kurakli nasoslar uchun eng ko'p tarqalgan usuldir. Uning mohiyati berkitkichning ochilish darajasini kamaytirish yo'li bilan qo'shimcha qarshilik hosil qilish hisobiga haydash trubasidagi barqarorlashgan xarakteristikani o'zgartirishdan iborat. Trubaning bosimi bilan surish orasidagi bog'lanish $H = \alpha Q^2$ ekanini hisobga olsak, avvalgi koeffitsiyentni α_0 berkitkich surilganidan keyingi koeffitsientini α_1 desak, u holda α_0 ga berkitkich hisobiga yangi α_{ber} koeffitsiyent qo'shilganini ko'ramiz:

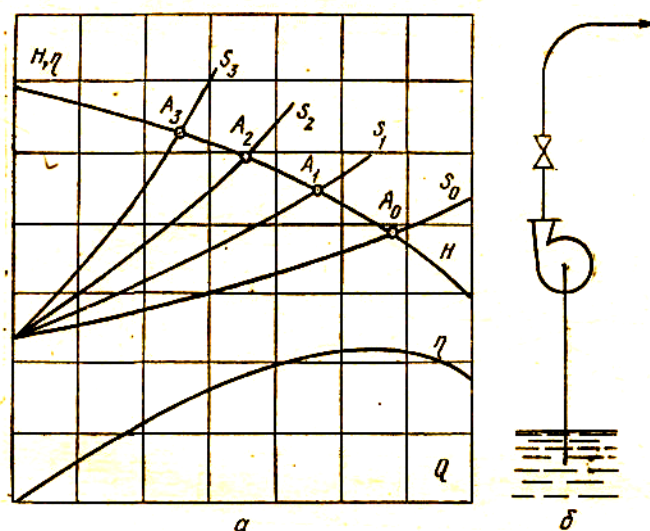
$$\alpha_1 = \alpha_0 + \alpha_{ber}$$

Shunday qilib, trubaning xarakteristikasi quyidagi formula bilan aniqlanadi:

$$H = H_{st} + \alpha_0 Q^2 + \alpha_{ber} Q^2$$

Koeffitsiyent α_{ber} ning qiymati ochilish darajasining ortishi bilan ortib boradi. 2.14-rasmda berkitkichning ochilish darajasiga qarab truba xarakteristikasining nasos xarakteristikasiga nisbatan holatining o'zgarib borishi ko'rsatilgan. Ko'rinib turibdiki, berkitkichni bekitish yo'li bilan so'rishni nolgacha Q_{max} dan o'zgartirib borish mumkin ekan.

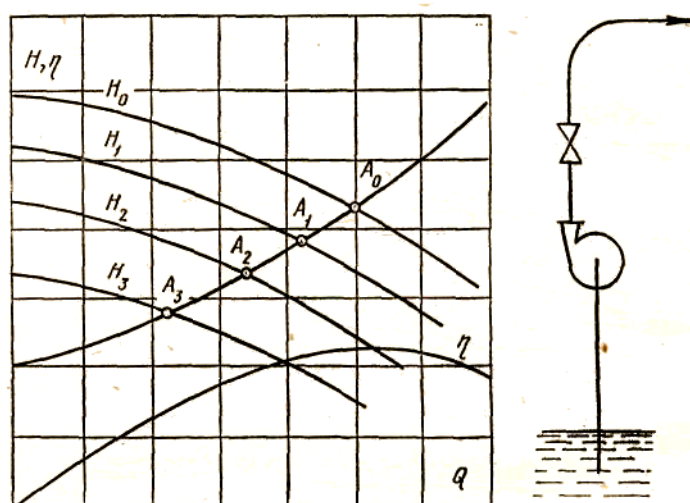
Berkitkich bilan so'rishni boshqarish juda oson bo'lib uning yagona kamchiligi nasosning bir qism energiyasining berkitkich qarshiligi $\alpha_{ber} Q^2$ ni yengishga sarf bo'lishidir.



14.3 - rasm. Drosselning ochilish darajasiga qarab sarfni boshqarishga doir sxema

2. Nasosning aylanish sonini o'zgartirish usuli. Agar biror moslangan aylanish soni n_0 da nasosning bosimi H_0 , so'rishi Q_{max} bo'lsa, aylanish sonini kamaytirish yo'li bilan sarfni kamaytirib borish mumkin.

Aylanish sonini uzluksiz kamaytirish yo'li bilan ham sarfni uzluksiz o'zgartirib borish mumkin (14.3- rasm).

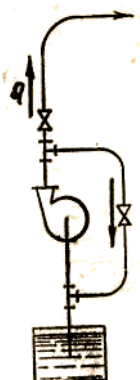


14.4 - rasm. Aylanishlar sonini o'zgartirish yo'li bilan sarfni o'zgartirishga doir sxema

Amalda aylanish sonini o'zgartirish bilan so'rishni o'zgartirish juda katta qiyinchiliklar bilan bog'liq, chunki harakatga keltiruvchi sifatida ishlatiladigan asinxron elektrodvigatellar bir xil aylanish sonida ishlaydi. Mavjud tok chastotasini

yoki valning sirpanishini oshirish bilan asinxron dvigatellarning chastotasini o'zgartirish usullari hozircha keng qo'llanilgani yo'q.

Nasos bilan dvigatel o'rtasiga turli boshqariluvchi qismlar qo'yish qurilmani murakkablashtirib va qimmatlashtirib yuboradi.



14.5-rasm. Bir qism sarfni qaytarish yo'li bilan sarfni boshqarishga doir sxema

3. Bir qism sarfni qaytarish usuli (14.5- rasm) haydash trubasi bilan so'rish trubasini tutashtiruvchi qo'shimcha trubadagi berkitkichni ochish yo'li bilan amalga oshiriladi. Bu eshikchaning ochilish darajasi ortishi bilan haydash trubasiga ketayotgan sarf Q kamayadi. Boshqarishning bu usulini, energiyani tejash nuqtai nazaridan, so'rishning ortishi bilan quvvati kamayuvchi tezyurar nasoslarga qo'llash maqsadga muvofiqroqdir. Shuni nazarda tutish kerakki, qo'shimcha trubadagi berkitkichni ochish bilan nasosdagi sarf ortib, uning ishlash holati, kavitasiya ko'rsatkichlari ortishi hisobiga yomonlashadi. Bu usul kamdan-kam qo'llaniladi.

4. Ish g'ildiragi kuraklarining joylashish burchagini o'zgartirish usulini ish vaqtida kuraklar qiyalik burchagini o'zgartirish mexanizmi bilan ta'minlangan o'qiy va diagonal nasoslardagina amalga oshirish mumkin. Bu usul bilan so'rishni uzluksiz o'zgartirib borish mumkin, lekin o'zgarish chegarasi juda kichik.

5. Ishlayotgan nasoslar sonini o'zgartirish usuli nasoslarni parallel ulanganda ishlayotgan nasoslar sonini o'zgartirish bilan amalga oshiriladi (bunda to'xtatilgan nasosning haydash trubasidagi klapan yopilgan bo'lishi kerak). Bunday boshqarish usuli qulay, lekin sarf notekis (keskin ortib yo kamayib) o'zgaradi. Bu usulni drossellash bilan birga qo'llansa, yaxshi energetik ko'rsatkishga erishish mumkin.

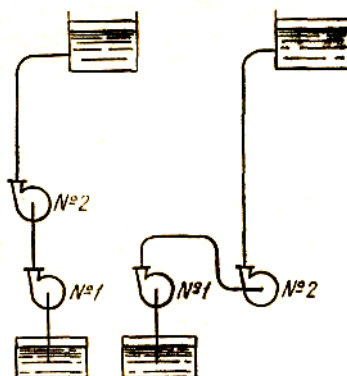
14.5. Nasoslarni ketma-ket va parallel ulash

Ishlab chiqarishda ko'p hollarda yuqori bosim yoki sarf olish uchun bir necha nasosni birga ishlatishga to'g'ri keladi. Bunday ish yo bitta nasos kerakli bosimni, yoki sarfni yetkazib bera olmaydigan, yoki energiyani tejash uchun bitta nasos o'rniga bir necha nasos ishlatish zarur bo'lgan hollarda kerak bo'ladi. Bir necha nasosni bir yerga to'plab nasos stansiyasi tashkil qilish ham mumkin.

Bir necha nasosni birgalikda ishlatishni ikki xil usulda: ketma-ket va parallel ulash usullarida amalga oshirish mumkin.

1. Nasoslarni ketma-ket ulash

Nasoslarni ketma-ket ulash turlicha amalga oshirilishi mumkin (14.6-rasm). Bunda birinchi nasosning chiqish naychasini ikkinchi nasosning kirish naychasiga ulanadi va birinchi nasos bilan ikkinchi nasos orasida ma'lum uzunlikdagi truba bo'lishi shart. Ko'pincha, ikkita ketma-ket ulangan nasoslar bir xil bo'lishiga harakat qilinadi. 14.6-rasmda nasoslarni ketma-ket ulashning ikki xil sxematik ko'rinishi tasvirlangan. Bu sxemalarga ko'ra ketma-ket ulangan nasoslarning sarflari teng bo'lib, umumiy bosim har bir nasos bosimlarining yig'indisiga teng.



14.6-rasm. Nasoslarni ketma-ket ulashga doir sxema

Bu sxema ketma-ket ulangan har bir nasos xarakteristikalaridan foydalanib, nasoslar gruppasining umumiy xarakteristikasini tuzishga imkon beradi.

14.7-rasmda keltirilgan xarakteristikalar grafigidan

$$H_{1+2} = H_1 + H_2.$$

Ikki nasos quvvatlarining yig'indisi ham ayrim quvvatlar yig'indilariga teng

$$N_{1+2} = N_1 + N_2 = \frac{\gamma Q H_1}{102 \eta_1} + \frac{\gamma Q H_2}{102 \eta_2}.$$

Agar nasoslar gruppasining umumiy foydali ish koeffitsiyentini o'rtacha foydali ish koeffitsiyenti bilan almashtirsak:

$$N_{1+2} = \frac{\gamma Q (H_1 + H_2)}{102 \eta_{sr}},$$

bunda

$$\eta_{sr} = \frac{H_1 + H_2}{\frac{H_1}{\eta_1} + \frac{H_2}{\eta_2}}.$$

Agar bir nechta nasos ketma-ket ulansa, u holda

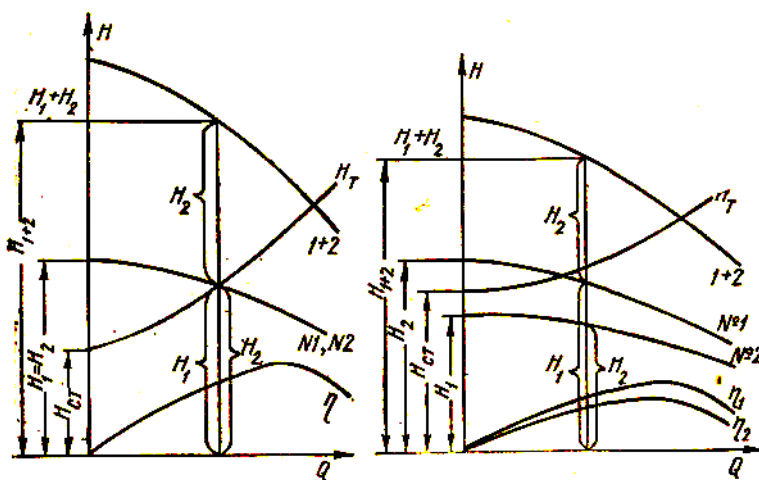
$$H = \sum_{i=1}^n H_i$$

Nasoslar bir xil xarakteristikaga ega bo'lsa, so'nggi formula boshqacha yoziladi:

$$H = n H_1.$$

14.7-rasm, *a* da ikki bir xil nasosning 14.7-rasm, *b* da esa ikki xil nasosning ketma-ket ulangandagi xarakteristikalari keltirilgan. Ikkinchi grafikdan ko'rinadiki, ikkin-

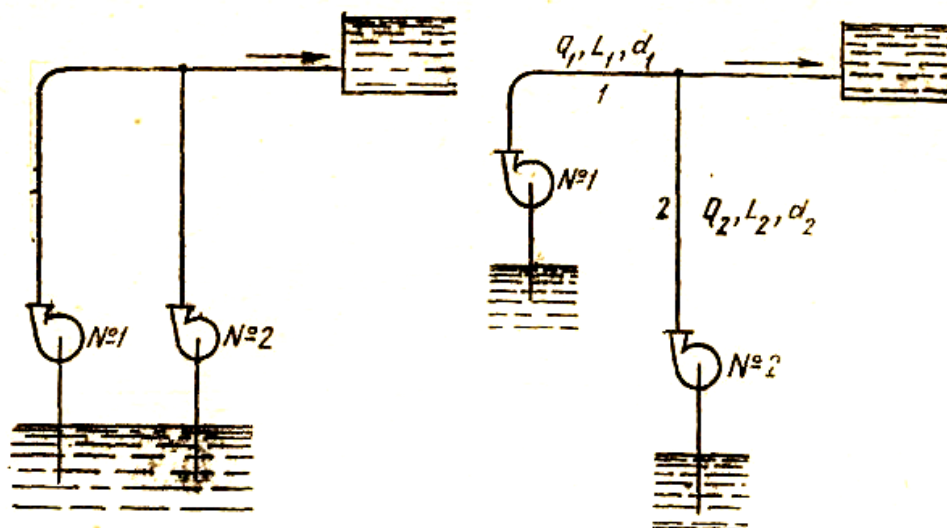
chi nasosning bosimi hatto statik bosimni yengishga ham yetmaydi. Demak, ikkinchi nasosdan olinadigan bosim shu nasos ayrim ishlaganidagi bosimdan ancha katta bo'ladi. Demak, shuni nazarda tutish kerakki, nasoslarning chiqish naychalari ma'lum bosimga chidaydigan qilib hisoblangan bo'lib, bu hol nasoslarni ketma-ket ulashga chegara qo'yadi. Shuni aytish kerakki, ikki turli nasosni ketma-ket ulash mumkin, lekin bunda sarflar teng bo'lgani uchun ularning hisoblangan sarflari bir-biriga yaqin bo'lishi kerak. Aks holda nasoslardan biri ikkinchisiga to'sqinlik qilishi mumkin. Agar ikki nasos ketma-ket ulanganda ular juda yaqin joylashib qolsa, ta'minlovchi idishga ulangan nasos, ikkinchi nasosning so'rish ta'sirida bo'lgani uchun, juda kichik bosim hosil qiladi. Natijada ketma-ket ulash yaxshi samara bermaydi.



14.7-rasm. Nasoslarni ketma-ket ulashda ularning truboprovod bilan birga ishlash xarakteristikasi

2. Nasoslarni parallel ulash

Bu usul bir necha nasos yordamida baravar suv tortib, bitta trubaga quyishdan iborat (14.8-rasm).



14.8-rasm. Ikki nasosni parallel ulashga doir sxema

Bu holda har bir nasosning ishlashi qarshi bosimning kattaligiga bog'liq. Agar ikki nasos parallel ishlasa-yu, ulardan birining sarfi ham, bosimi ham katta bo'lsa, bu holda ikkinchi nasosning bosimi qaytarilib (boshqacha aytganda ikkinchi nasos bo'g'ilib), umumiy trubaga beradigan sarfi nolga teng bo'ladi. Ba'zi holda bosimi past nasosda suyuqlik teskari tomonga (nasos ishlab turishiga qaramay) harakat qilib, so'rish trubasidan qaytib tushishi mumkin. Bosimi past nasosning bunday ishlashi teskari oqishda ishlash deyiladi. Shuning uchun nasoslarni parallel ulashda, ularning umumiy xarakteristikasini bilishdan tashqari, har bir nasosning xarakteristikasini bilish va uni qayerga joylashtirishni aniqlash zarur bo'ladi. Shunday nasoslarni parallel ulashning turli usullari bo'lishi mumkin.

1. Ikki, uch va bir qancha nasoslar birga ishlashi mumkin.

2. Birga ishlayotgan nasoslarning xarakteristikalari bir xil yoki har xil bo'lishi mumkin.

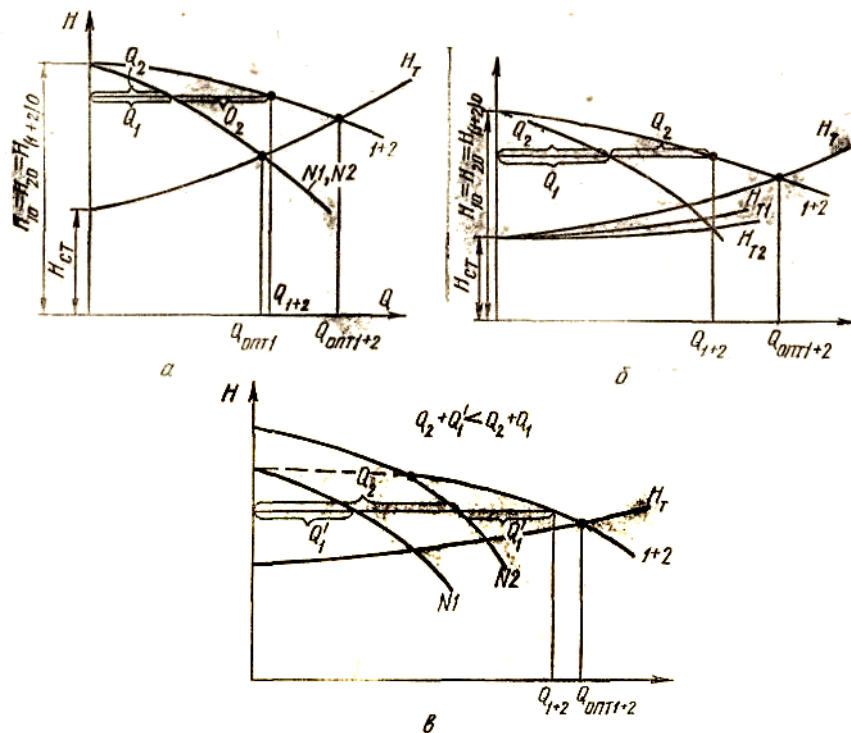
3. Nasoslar magistralga bir-biriga yaqin masofada tutashtirilgan (nasoslar orasidagi trubalarning qarshiligi juda kichik) yoki uzoq masofada tutashtirilgan bo'lishi mumkin.

4. Nasoslarning so'rish sharoiti bir xil yoki o'zgarib turuvchi (ta'minlovchi idishda suyuqlik bosim ostida bo'lib, bu bosim o'zgaruvchan) bo'lishi mumkin.

Barcha holda ham nasoslarning bosimi bir xil bo'lib, umumiy sarf xususiy sarflarning yig'indisiga teng bo'ladi.

Avval bir xil xarakteristikali ikkita bir xil nasosning yaqin joylashgan holini ko'ramiz. Agar bu ikki nasos bir-biriga ta'sir qilmasa, u holda

$$Q_{1+2} = Q_1 + Q_2 = 2Q_1.$$



14.9-rasm. Nasoslarni parallel ulashda ularni truboprovodga ishlash sxemasi

Agar parallel ulangan ikki nasosdan birining berkitkichi yopilgan bo'lsa, sistema bitta nasosdek ishlaydi. Berkitkichning ochib borilishi bilan sarf ham ortib borib

$2Q_1$ ga tenglashadi. Bunda albatta optimal sarf ikki nasos optimal sarflari yig'indisidan kichik, chunki u truba xarakteristikasining egriligiga bog'liq (14.9- rasm, a). Endi ikkita bir xil xarakteristikali nasos bir-biridan uzoq joylashgan holni ko'ramiz. Bunda ikki nasos trubalarining tutashgan joyidan birinchi nasosgacha uzunligi l_1 diametri d_1 bo'lgan truba ikkinchi nasosgacha, uzunligi l_2 diametri d_2 bo'lgan trubalar bo'lib (14.8- rasm), ularning xarakteristikalari tegishli ravishda H_{T_1} va H_{T_2} bo'lsin (14.9-rasm, b). Bunda avvalgi holdagi kabi sarflarni qo'shib, nasoslar gruppasining xarakteristikasi H_{1+2} ni hamda gidravlika bo'limida keltirilgan bo'yicha trubalar xarakteristikalarini qo'shib, trubalarning umumiy xarakteristikasi H_T ni bitta koordinata sistemasida quramiz. Natijada ikki bir xil nasos bir-biridan uzoq masofada joylashgan holdagi ish xarakteristikasini olamiz.

Bir necha bir xil xarakteristikali nasoslar birga ishlaganda avval ikkita nasosning umumiy xarakteristikasini tuzib olamiz. So'ngra ikki nasosning umumiy xarakteristikasini bitta nasos xarakteristikasidek qarab, uni uchinchi nasos xarakteristikasi bilan qo'shamiz. Shundan so'ng uch nasos umumiy xarakteristikasini to'rtinchi nasos xarakteristikasi bilan qo'shamiz va shu tarzda ishni davom ettirib, istalgancha nasoslar gruppasining umumiy xarakteristikasini tuzamiz. Bu yakunlovchi xarakteristika bilan trubalar sistemasi xarakteristikalari kesishuvidan sistemaning umumiy sarfi va bosimini topamiz. Ikki xil xarakteristikali ikki nasosning parallel ishlashini ko'rishda esa avvalo har bir nasosning ayrim-ayrim xarakteristikalarini tuzamiz. Bu holda ikkinchi nasosning sarfi ortib borib, uning kamayib borayotgan bosimi birinchi nasosning bosimiga tenglashguncha, birinchi nasos „bo'g'ilib“, sarfi nolga teng bo'ladi. Bosimning bundan keyingi pasayishidan boshlab, birinchi nasos ham suyuqlik torta boshlaydi (14.9-rasm, v). Shuning ushuni umumiy xarakteristikani olishda ikkinchi nasos ishlay boshlagandan boshlab, sarflar qo'shilgani bilan umumiy sarf bu ikki nasosning ayrim ishlaganidagi sarflarining yig'indisidan kichik bo'ladi:

$$Q_{1+2} < Q_1 + Q_2.$$

Lekin birga ishlagandagi sarflar yig'indisiga teng:

$$Q_{1+2} = Q_1 + Q_2.$$

Biz ko'rilgan sxemada ikki xil xarakteristikali nasoslar yaqin masofada bo'lgan holni ko'rdik. Ular o'zaro uzoq joylashgan bo'lsa, optimal sarfni topishdan oldin trubalar xarakteristikalarini qo'shib olamiz. Amalda gidrosistemalarda parallel va ketma-ket ulangan nasoslar turli kombinasiyada uchrashlari mumkin. Bunday murakkab sistemalarning ishlashini tekshirish uncha qiyinchilik tug'dirmasa ham juda ko'p vaqt va diqqat talab qiluvchi grafik hamda hisoblash ishlari zarur bo'ladi. Ayniqsa nasoslarning so'rish balandligi turlicha bo'lsa, ish murakkablashadi.

14.6. Kurakli nasoslarda kavitatsiya. Chegaraviy so'rilish balandligi

Yuqorida biz kurakli nasoslarda energiyaning sarf bo'lishi haqida to'xtalganimizda nasos ish g'ildiraklarining kanallarida kavitatsiya vujudga kelishi haqida gapirgan edik. Bunda kanalning botiq tomonida bosim ortib, qavariq tomonida ka-

mayishi hisobiga uyurmali harakat vujudga keladi. Shunday qilib, ish g'ildiragining ba'zi qismlarida, asosan kirish qismida, absolyut bosim suyuqlikning to'yingan bug'lari bosimidan kamayib ketishi mumkin. Natijada suyuqlik oqimida pufakchalar paydo bo'lib, ular ish g'ildiragidan chiqishga yaqinlashgan sari, bosim ortgani sababli, yana erib ketadi. Natijada pufakchalar egallagan bo'shliq birdan yopilishidan kichik gidravlik zarba hosil bo'ladi. Bitta pufakchani yopilishidan hosil bo'lgan zarba kichik bo'lsa ham, bunday pufakchalar soni juda ko'p bo'lgani uchun ish g'ildiragi va nasos korpusiga katta zarar keltiradi. Kavitasianing asosiy zararlardan biri – uning kuchayib ketishi natijasida nasosning moslashgan ishlash tartibi buzilishidir. Bunda so'rilish tomonidagi vakuumni, chiqishdagi bosimni, sarf bo'layotgan quvvatni ko'rsatuvchi asboblarning strelkasi ko'rsatishini “yo'qotib” betartib harakat qila boshlaydi va nasos suyuqlikni deyarli tortmay qo'yadi. Tashqaridan kavitasiya hodisasi o'ziga xos shovqin paydo bo'lishi, nasosning va unga tutashgan trubalarning tebranishi bilan xarakterlanadi. Ikkinchi xil zarar – kavitasiya kuchaygan joylarda metallning yemirilishidir. Ko'p bosqichli nasoslarda kavitasiya hodisasiga asosan birinchi bosqichda bo'ladi. Tekshirishlar kavitasiya hodisasiga asosiy sabab mexanik effektlar ekanligini, Gallerning tekshirishlari zarba chastotasi 2500 Gs ga, zarba kuchi 300 atm ($29,4 \times 10^6 \text{ N/m}^2$) ga teng ekanligini ko'rsatdi (Galler qo'llagan datchikning qabul qiluvchi qismining yuzasi 1,5 mm ga teng bo'lgan).

Yuqorida aytilganlar ko'rsatadiki, kavitasiya hodisasining paydo bo'lishiga nasosning kirish qismida va ish g'ildiragiga kirishda bosimning kamayib ketishi sababdir.

Kirish qismida bosimning kamayishi ikki sababga ko'ra bo'lishi mumkin: aylanish sonining ortishi; so'rilish balandligining ortishi.

Birinchi holda aylanish sonining ortishi markazdan qochma kuchning ortishiga sabab bo'lgani uchun ish g'ildiragi o'qida (demak, ish g'ildiragi kanaliga kirishda) bosimning kamayib ketishiga olib keladi.

Ikkinchi holda so'rilish balandligining ortishi nasosga kirishda bosimning kamayishi orqali ta'sir qilib, so'rilish balandligi ma'lum chegaradan o'tganda so'rili-shning to'xtashiga olib keladi. Ana shu chegara qiymat chegaraviy so'rilish balandligi deyiladi. Chegaraviy so'rish balandligini aniqlash uchun 14.10-rasmdan foydalanamiz. Ta'minlovchi idishdagi sathni birinchi kesim, nasosga kirishdagi sathni ikkinchi kesim deb, bu ikki kesimga Bernulli tenglamasini qo'llaymiz. Birinchi kesimda bosim p_1 tezlik v_1 ikkinchi kesimda bosim p_c (so'rilish bosimi), tezlik v_c (so'rilish tezligi), kesimlar sathining farqi H_c (so'rilish balandligi) deb quyidagi tenglamani olamiz:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_c}{\gamma} + \frac{v_c^2}{2g} + H_c + h_{1-2}.$$

Bundan so'rilish balandligini topamiz:

$$H_c = \frac{p_1}{\lambda} - \left(\frac{p_c}{\gamma} + \frac{v_1^2 - v_c^2}{2g} + h_{1-2} \right). \quad (14.4)$$

Albatta, h_{1-2} gidravlik yo'qotishlarning yig'indisidan iborat:

$$h_c = h_{1-2} = \lambda \frac{l}{d_c} \frac{v_c^2}{2g} + \sum_{i=1}^n \xi \frac{v_c^2}{2g},$$

bu yerda birinchi had ishqalanish qarshiligi bo'lib, surish trubasining uzunligi l_c va diametri d_c bog'liq; ikkinchi had maxalliy qarshiliklar yig'indisidir.

(14.4) tenglamadan ko'rinadiki, ta'minlovchi idishdagi bosimning ortishi so'rilish balandligi ortib, so'rilish bosimi, so'rilish tezligi va so'rish trubasidagi qarshilikning ortishi bilan kamayadi. Agar ta'minlovchi idishdagi bosim atmosfera bosimiga teng bo'lsa, $p_t = p_a$ tezlik esa nolga teng, ya'ni $v_t = 0$ (ochiq idish), so'rilish bosimi esa, suyuqlikning to'yingan bug' bosimiga teng, ya'ni $p_c = p_t$, bo'lsa, u holda (14.4) tenglama quyidagicha yoziladi:

$$H_c \leq \frac{p_a}{\gamma} - \left(\frac{p_t}{\gamma} + \frac{v_c^2}{2g} + h_c \right). \quad (14.5)$$

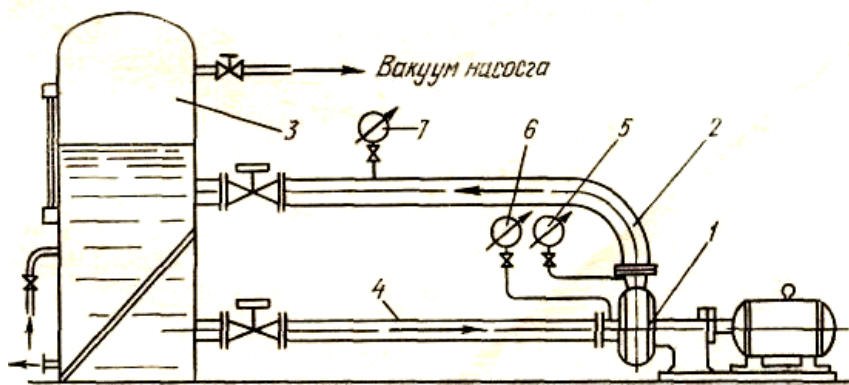
Bunda tenglik belgisi H_c ning chegaraviy so'rilish balandligiga teng bo'lgan holini ko'rsatadi. Chegaraviy so'rilish balandligi so'rilish tezligi v_s surish trubasining qarshiligi h_c va to'yingan bug' bosimi p_t ni hisobga olmagan holda ham, dengiz sathida (20°C temperaturada) 10 m dan oshmaydi. Amaliy tekshirishda chegaraviy so'rilish balandligi 6-8 m, so'rilish tezligi esa $v_c = 1 \div 1,5$ m/s bo'ladi.

14.7. Kavitatsiya xarakteristikasi

Sarf, bosim, quvvat va foydali ish koeffitsiyentlarining so'rilish balandligiga bog'liqlik funksiyalarining grafigi nasosning kavitatsiya xarakteristikalari deb ataladi:

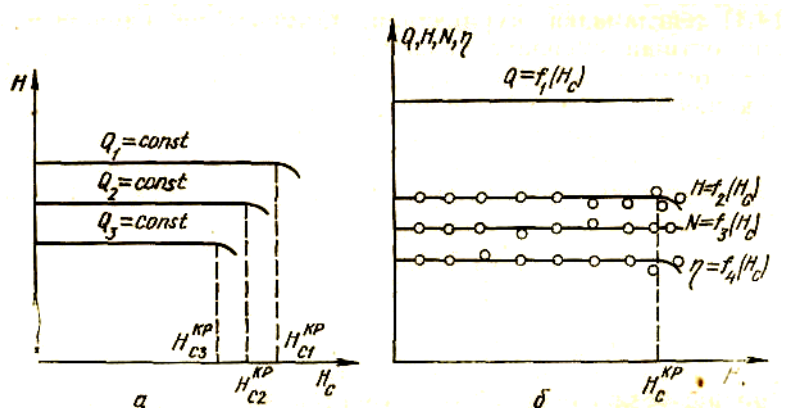
$$Q = f_1(H_c); \quad H = f_2(H_c); \quad N = f_3(H_c) \quad \text{va} \quad \eta = f_4(H_c).$$

Bu grafiklar tajriba asosida tuziladi. Buning uchun so'rilish bosimini kamaytirib borib yoki so'rilish balandligini oshirib borib, tegishli harj, sarf, bosim, quvvat, FIK larni o'lchanadi va ular yordamida grafik tuziladi. Buning uchun 2.21-rasmdagi sxemada tasvirlangan qurilma yordamida nasos sinaladi. Bu qurilmada maxsus kavitasion bak 3 o'rnatilgan bo'lib, unda vakuum nasos yordamida turli siyraklanish hosil qilish mumkin.



14.10-rasm. So'rilish trubasida kavitatsiya hodisasini tekshirish uchun qurilma sxemasi

Sxemada tasvirlangan ventillar yordamida soʻrish trubasi 4 va haydash trubasi 2 da nasos 1 yordamida oʻzgarmas $Q = const$ sarf oqimi vujudga keltiriladi va shu sarf oʻtkazilayotgan sinash davomida oʻzgarmas boʻlib qoladi. Sarf oʻzgarmas boʻlishini haydash trubasiga oʻrnatilgan manometr 7 koʻrsatkichi oʻzgarmasligidan bilinadi. Nasosning soʻrish bosimi H_c ni vakuummetr 5 va haydash bosimi H_h ni manometr 6 yordamida aniqlanadi. Kavitasiya baki 3 da sekin-asta vakuumni oshirib borish yoʻli bilan H_c ni oʻzgartirib boriladi. H_c ning biror qiymatida H , N va η larning keskin kamayib ketishi kuzatiladi.



14.11-rasm. Soʻrilish trubasida kavitasiya hodisasiga doir grafiklar

H_c ning bu nuqtaga tegishli qiymati (14.11-rasm) chegaraviy soʻrilish balandligi deyiladi va H_c^{kr} bilan belgilanadi. Sarfni oʻzgartirib borish yoʻli bilan ortib boruvchi sarf uchun $H = f_2(H_c)$ grafiklarini chizish mumkin. Sarf qancha katta boʻlsa, soʻrilish trubasida shuncha koʻp qarshilik boʻladi va kavitasiya uzilishi H_c ning kichik qiymatlari tomoniga suriladi (14.11-rasm, a). Kavitasiya H_c ning H_c^{kr} dan kichikroq qiymatlaridan boshlanadi. Shuning uchun kritik soʻrilish balandligiga 15—20% zapas kiritib, joiz soʻrilish balandligi H_c^j ni belgilanadi. Agar soʻrilish balandligi joiz soʻrilish balandligi H_c^j kichik boʻlsa, nasosda kavitasiya boʻlmaydi:

$$H_c \leq H_c^j.$$

Soʻrilish balandligi uchun chiqarilgan (14.5) formuladan foydalanib, sinash yoʻli bilan topilgan soʻrilish balandligidan geometrik soʻrilish balandligiga oʻtish mumkin.

14.8. Kavitasiya zapasi

Koʻpincha, kavitasiya koʻrsatkichi sifatida kavitasiya zapasi deb ataluvchi kattalikdan foydalaniladi. Soʻrilish trubasidagi bosim bilan toʻyingan bugʻ bosimiga tegishli bosim $\left(\frac{p_t}{\gamma}\right)$ ning ayirmasi kavitasiya zapasi deyiladi va ΔH bilan belgilanadi:

$$\Delta H = \left(\frac{p_c}{\gamma} + \frac{v_c^2}{2g}\right) - \frac{p_t}{\gamma} \quad (14.6)$$

Nasosni bir xil sarf va aylanish sonlarida sinab, o'zgaruvchan kavitatsiya zapasida (buni berkitkish yordamida so'rilish qarshiligini o'zgartirish yo'li bilan bajarish mumkin) nasos parametrlarining 14.11- rasmdagi kabi ΔH ga bog'liq grafiklarini tuzish mumkin. Bu grafiklar yordamida chegaraviy kavitatsiya zapasi ΔH_{kr} topiladi. ΔH_{kr} ga 1,1÷1,3 zapas ko'effitsiyent kiritib, joiz kavitatsiya zapasi ΔH_p ning qiymatini aniqlaymiz. Bunda nasosda kavitatsiya bo'lmaslik sharti deb quyidagi tengsizlik olinadi:

$$\Delta H \geq \Delta H_p \quad (14.7)$$

Nasosda kavitatsiya bo'lmasligi uchun mavjud kavitatsiya zapasi joiz zapasdan kichik bo'lmasligi kerak.

Ta'minlovchi idish sathida $p_1 = p_a$ va tezlik nolga tengligini nazarga olib, (14.4) dan ushbu tenglamani olamiz:

$$\frac{p_c}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma} - \left(H_c + \frac{v_c^2}{2g} + h_c \right).$$

Bu tenglikni (14.6) ga qo'llab quyidagini olamiz:

$$\Delta H = \frac{p_a}{\gamma} - H_c - h_c - \frac{p_t}{\gamma}, \quad (14.8)$$

Keltirilgan (14.7) tengsizlikdan foydalanib, (14.8) dan ushbuni olamiz:

$$\frac{p_a}{\gamma} - H_c - h_c - \frac{p_t}{\gamma} \geq \Delta H_p,$$

bundan

$$H_c \leq \frac{p_a}{\gamma} - \Delta H_p - h_c - \frac{p_t}{\gamma}. \quad (14.9)$$

Bu formula atmosfera bosimi, temperatura, so'rilayotgan suyuqlik xossalarini hisobga oladi va so'rilish balandligi bilan joiz kavitatsiya zapasi orasidagi munosabatni ko'rsatadi. Joiz kavitatsiya zapasi ΔH_p yoki joiz so'rilish balandligi H_c^p suvning temperaturasi va p_a ga bog'liq emas, (14.9) formulaga esa so'rilish tezligi v_c kirmaydi.

14.9. S. S. Rudney formulasi va uning qo'llanilishi

O'xshashlik qonunlaridan foydalanib, nasosning kavitasi parametrlariga aylinish sonining o'zgarishi qanday ta'sir qilishini tekshirish mumkin. Atmosfera bosimi uchun $\frac{p_a}{\gamma} = 10,3m$ va sovuq suv uchun $\frac{p_t}{\gamma} \approx 0,3(t < 35^0C)$ ekanligini nazarda tutib, kritik so'rilish balandligi uchun ushbu tenglikni olish mumkin:

$$H_c^{kr} = 10 - \frac{v_c^2}{2g} - h_c$$

O'xshashlik munosabatlaridan foydalansak, ikki aylanish sonlarida chegaraviy so'rilish balandligi uchun quyidagi tenglikni olamiz:

$$\frac{10 - H_{c_1}^{kr}}{10 - H_{c_2}^{kr}} = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2.$$

Bundan

$$H_{c2}^{kr} = 10 - (10 - H_{c1}^{kr}) \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2. \quad (14.10)$$

Shuningdek, joiz so'rilish balandligi uchun:

$$H_{c2}^{kr} = 10 - (10 - H_{c2}^p) \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2. \quad (14.11)$$

chegaraviy va ruxsatlangan kavitatsiya zapaslari uchun esa

$$\frac{\Delta H_{kr1}}{\Delta H_{kr2}} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 \quad (14.12)$$

$$\frac{\Delta H_{p1}}{\Delta H_{p2}} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 \quad (14.13)$$

Bundan ko'rinadiki, kavitatsiya ko'rsatkichlari joiz so'rilish balandligi ΔH_c^p va kavitatsiya zapasi ΔH_p nasoslarda o'xshash tartib bo'lganda ham o'zgaradi. Bu esa aytilgan ko'rsatkichlarning kamchiligi hisoblanadi.

Kavitatsiya ko'rsatkichlarini o'xshash tartiblarga qo'llashda tezyurarlik koeffitsiyenti n_s dan foydalanish mumkin. (14.12) va (14.2) formulalardan ko'rinadiki

$$\frac{\Delta H_{kr1}}{\Delta H_{kr2}} = \frac{H_1}{H_2},$$

bundan ixtiyoriy ΔH_{kr} uchun quyidagi formulani yozish mumkin:

$$\Delta H_{kr} = kH,$$

bu yerda k o'xshash tartiblar uchun o'zgarmasdir. Bu formuladan foydalanib (13.18) da H ni ΔH_{kr} bilan almashtirsak, o'xshash tartiblar uchun o'zgarmaydigan

koeffisient keltirib chiqarish mumkin. Qulaylik uchun maxrajga $\frac{\Delta H_{kr}}{10}$ kiritiladi. U

holda ushbu koeffisiyent kelib chiqadi:

$$c = \frac{n\sqrt{Q}}{\left(\frac{\Delta H_{kp}}{10} \right)^{3/4}} \quad (14.14)$$

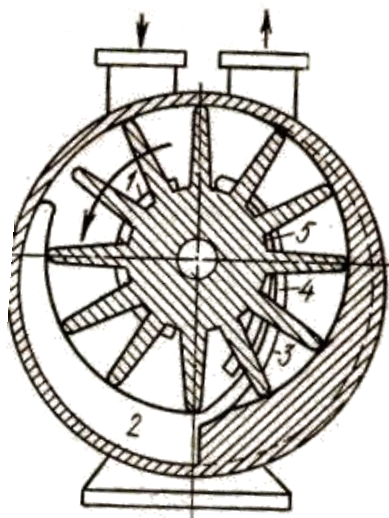
Bu koeffisiyent tezyurarlik kavitatsiya koeffitsiyenti deb ataladi. Koeffisiyent c prof. S. S. Rudney tomonidan taklif qilingan bo'lib bir qancha qulayliklarga ega. Birinchidan u o'xshash tartiblar uchun bir xil. Ikkinchidan kurakli nasoslar uchun bu koeffisiyent kam o'zgaradi. Nasoslar optimalga yaqin tartibda ishlaganda (agar kavitation ko'rsatkichi yaxshi bo'lsa) $c = 900 \div 1100$ ga teng. Juda yuqori kavitatsiya sifatiga ega bo'lgan nasoslar uchun $c = 1300 \div 1500$ ga etadi. Bundan ko'rinadiki, tezyurarlik kavitatsiya ko'rsatkichi faqat ΔH_{kr} ni topishga yordam beribgina qolmay, balki nasosning kavitatsiya sifatini baholashga ham yordam beradi.

XV bob. UYURMALI VA OQIMCHALI NASOSLAR

15.1. Uyurmali nasoslarning sxemasi, ishlash prinsipi, xarakteristikasi, qo'llanish sohalari

Uyurmali nasoslar ishlash prinsipi bo'yicha markazdan qochma nasos hisoblanadi. Ularning o'ziga xosligi korpus devorida joylashgan konsentrik kanal mavjudligidir. Bu nasos yon kanallari uning loyihalarida o'zi so'ruvchi bo'lishi uchun zarur.

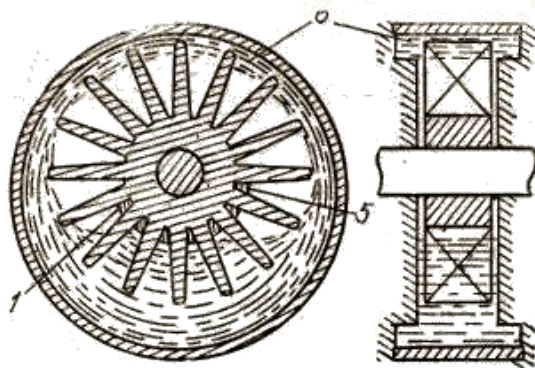
Nasosning ishlash prinsipi 15.1-rasmdagi sxema yordamida tushunish mumkin. Bu nasos korpusga nisbatan eksentrik joylashgan qanotli ish g'ildiragiga ega. Suyuqlik so'rish tirqishi 1 orqali ish kamerasiga kiradi va so'ngra u g'ildirak tomonidan bo'shliq 2 ga surib yuboriladi. Undan so'ng aylanma kanal 3 dan o'tib, tirqish 4 orqali haydash tirqishi 5 ga keladi.



15.1 - rasm. Uyurmali nasoslarning ishlash prinsipini tushuntirishga doir sxema.

Aylanma kanal tirqish 4 orqali nasos korpusining ichki bo'shlig'i bilan tutashgan bo'ladi. Tirqish 1 orqali kirib, bo'shliq 2 ga surilgan suyuqlik kanal 3 da harakat davomida tezligi pasayib boradi, ya'ni bosimi ortadi. Albatta, ish g'ildiragi qanotlari suyuqlikni bo'shliq 2 ga surishida markazdan qochma kuch muhim rol o'ynaydi. Shu xususiyati bilan bu nasos markazdan qochma nasoslar turiga kiradi. Lekin ish g'ildiragi 4 orqali keltirilgan suyuqlikni tirqish 5 ga siqib kiritish nasos qanotlari orqali ilashtirib ketilayotgan suyuqlikning siquvchi ta'siri bilan bog'langandir. Bu nasosning yana bir xususiyati shundaki, bitta ish g'ildiragida ham ko'p marotabali haydash amalga oshiriladi. Bu jarayon quyidagicha bo'ladi. So'rish yo'li orqali ish g'ildiragiga tushgan suyuqlik markazdan qochma nasosdagidek g'ildirakka markazdan kirib, kuraklar orasidagi kanaldan tashqariga qarab harakat qiladi. Bu nasos markazdan qochma nasoslardan suyuqlikning faqat so'rish tirqishining yuzasi bo'yichagina kirishi bilan ham farqlanadi. Kuraklar tomonidan tashqariga surilgan suyuqlik quyidagi ikki sababga ko'ra yo'naltiruvchi kanal bo'yicha harakatlanadi: suyuqlikni tashqariga haydovchi markazdan qochma kuch ta'siri; ochiq kurak-

larning ilashtiruvchi ta'siri. Yon kanalning kesimi o'zgarib borgani uchun suyuqlikning bosimi ortib, u ko'p martalab va qisman kanaldan kuraklar orasiga tushadi. Natijada suyuqlik kuraklar tomonidan qayta-qayta haydalishi sababli, energiyasini yana oshirib boradi. Bu nasoslarning suyuqlikni ko'p bosqishli uzatish prinsipi shunga asoslangan. Kuraklarning suyuqlikka ko'p qayta ta'sir qilishi natijasida bunday nasoslar hosil qilgan bosim o'lchamlari bir xil bo'lgan markazdan qochma nasos ish g'ildiragining bir xil aylanish sonida hosil qilgan bosimidan yuqori bo'ladi. Uyurmaviy nasoslarda kamera tashqarisida ish g'ildiragi qanotlarining aylanishi sababli suv halqasi hosil bo'ladi. Qanotlarining valga tutashgan joyida so'rish sohasi vujudga keladi. Atrofga to'plangan suyuqlik esa yon kanal 6 ning (15.2-rasm) eni kengroq bo'lgani uchun uyurma hosil qiladi. Havo massasi kichik bo'lgani uchun suv halqasi tomonga surilmay o'rtada to'planadi, so'ngra haydash teshigi 5 ga o'tib, undan haydash trubasiga kiradi yoki atmosferaga chiqarib yuboriladi.



15.2 - rasm. Uyurmali nasoslarda uyurmaning hosil qilinishi va undan foydalanishni tushuntirishga doir sxema

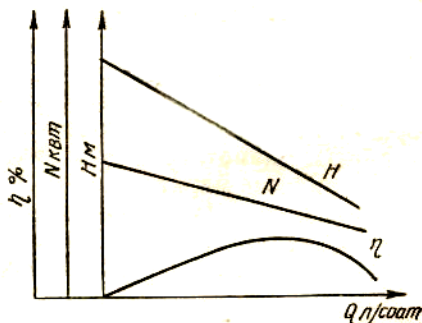
Ko'p g'ildirakli nasoslarda tirqish 5 bir g'ildirakdan ikkinchisiga o'tish uchun kanal vazifasini bajaradi.

Eng ko'p tarqalgan uyurmali nasos 2NBS markali nasosdir. Yonuvchi va moylovchi moddalar uchun qo'llanadigan nasoslar ham mavjud. (B-75, PD-10, AD, NKB, BMP-80 va h.) bo'lib, ular qo'yib turuvchi yordamchi nasoslar bilan ta'minlangan bo'ladi. Uyurmali nasoslar sarf ko'p bo'lmagan, lekin yuqori bosim zarur bo'lgan sistemalarda qo'llaniladi. Bu nasoslar o'zi bilan bir xil o'lchamli markazdan qochma nasoslarga nisbatan 3 – 3,5 baravar katta bosim hosil qiladi. Ularning asosiy kamchiligi foydali ish koeffitsiyenti kamligidir (odatda 0,45 dan oshmaydi).

Yon kanalli uyurmali nasoslar, markazdan qochma nasoslar kabi, ishlab chiqarishda ish xarakteristikalari yordamida tanlab olinadi. Ularning sarfi 12 l/s, hosil qilgan bosimi 25 atm (2451, 66 kN/m²), iste'mol quvvati 25 kVt ga yaqin bo'ladi. 2.25-rasmda uyurmali nasosning xarakteristikalari keltirilgan. Grafiklardan ko'rinadiki, ularda asosiy parametrlarning sarfga bog'liqligi qonuniyati markazdan qochma nasoslardan tamomila farqlanadi. Uyurmali nasosning so'rishi ortib borishi bilan uning bosimi chiziqli kamayadi. Nasos sarflagan quvvat esa markazdan qochma nasoslardagi kabi ortib bormaydi, aksincha, kamayib boradi va bu kamay-

ish chiziqli bo'ladi. Shuning uchun ham nasosni ishga tushirishni haydash trubasi-dagi ventil oshib qo'yilgan holatda amalga oshirish tavsiya etiladi. Foydali ish koef-fisiyenti grafigi markazdan qochma nasoslarning shu grafigiga ko'rinishi bo'yicha o'xshash bo'lishiga qaramasdan miqdor jihatidan ancha kam bo'ladi.

Uyurmali nasoslarda bosimning markazdan qochma nasoslardagidan (4-10 marta) yuqori bo'lishi sababli ular saqlagich klapanlar bilan ta'minlangan bo'ladi. Bu nasoslar uchun markazdan qochma nasoslarning o'xshashlik formulalari (13.13), (13.14), (13.15) o'rinlidir. Nasosni bir aylanish sonidan ikkinchi aylanish soniga hisoblab o'tkazish, markazdan qochma nasoslar kabi (14.1), (14.2), (14.3) va (14.4) formulalar yordamida amalga oshiriladi.



15.3 - rasm. Uyurmali nasoslarning taxminiy ish xarakteristikalari

Uyurmali nasoslar, odatda, qovushoqligi kam bo'lgan suyuqliklarni so'rish uchun qo'llaniladi.

15.2. Oqimchali nasoslarning sxemasi, ishlash prinsipi va ishlatilish sohalari

Oqimchali nasoslarning ishlash prinsipi suyuqlikni so'rish va tortish uchun yordamchi suyuqlik oqimchasining energiyasidan foydalanishga asoslangan. Bu as-boblarda vakuum ish suyuqligi oqimchasining torayishi hisobiga hosil bo'ladi. Oqimchali nasosning ishlash sxemasi 15.4-rasmda keltirilgan. Truba 1 dan Q_1 sarfli ish suyuqligi p_1 bosim bilan kelsin. Bu suyuqlik soplo 2 ga kirganida torayish hisobiga tezligi v_1 ga ortib, bosimi p_2 ga kamayadi. Suyuqlik soplodan chiqqanidan keyin o'z inersiyasi bilan aralashtirish bo'limi 3 dan o'tib, soplo 4 ga kiradi, so'ngra sekin kengayuvchi diffuzor orqali haydash trubasi 6 ga o'tadi. Soplo 2 dan chiqib, p_2 bosim bilan bosimi p_2 dan yuqori bo'lgan aralashtirish bo'limidan o'tgani uchun 2 va 4 soplolar o'rtasida ikkinchi suyuqlik so'riladi. Shunday qilib, ish suyuqligining aralashtirish kamerasidagi bosimi bilan ta'minlovchi idish sathidagi bosimlar farqiga mos ravishda so'rish trubasidan ikkinchi suyuqlikning sarfi Q_2 ga teng bo'lgan qismi aralashtirish bo'limiga ko'tarilib, so'rilgan suyuqlikning o'rnini egallaydi. Natijada haydash trubasiga sarfi Q_1 ga teng ish suyuqligi bilan, sarfi Q_2 ga teng so'rilayotgan suyuqliklar aralashmasi kiradi. Demak, unda sarfi $Q_1 + Q_2$ ga teng bo'lgan aralashma harakat qiladi. Bundan ko'rinadiki, nasosning foydali ish koef-fisiyenti quyidagiga teng:

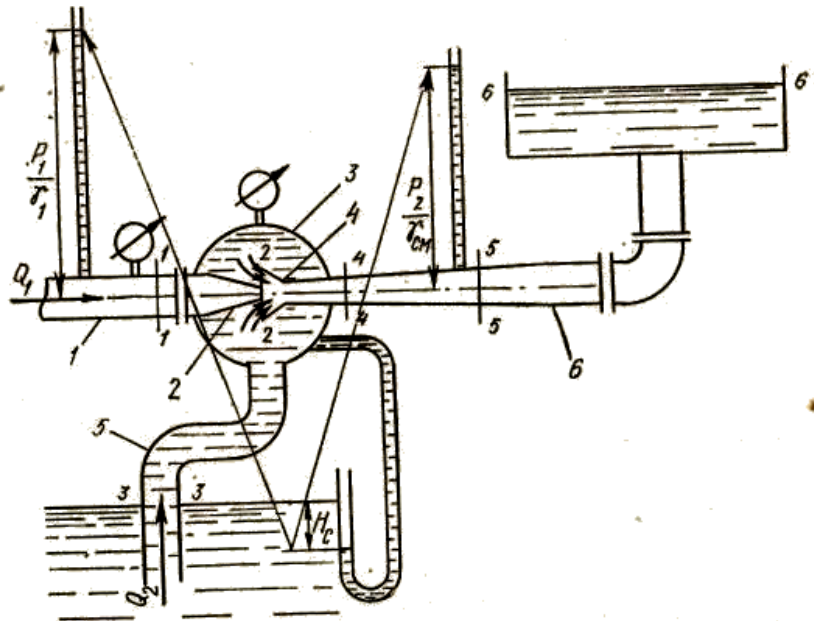
$$\eta = \frac{\gamma_2 Q_2 H_2}{\gamma_1 Q_1 H_1}.$$

Oxirgi formulada qatnashgan H_1 ni 1-1 va 2-2 kesimlarga Bernulli tenglamasini qo'llab topamiz:

$$H_1 = \frac{p_1 - p_2}{\gamma_1} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}$$

So'rilayotgan suyuqlik uchun esa H_2 ni 2—2 va 3—3 kesimlarga Bernulli tenglamasini qo'llab topamiz:

$$H_2 = H_c + \frac{v_2^3}{2g} + h_c$$



15.4 - rasm. Oqimchali nasoslarning sxemasi

Oqimchali nasoslarning foydali ish koeffitsiyenti juda kichik bo'lib, taxminan $\eta = 0,15 \div 0,30$ ga teng. Nasosning o'lchamlari qancha kichik bo'lsa, FIK ham shuncha kichik bo'ladi.

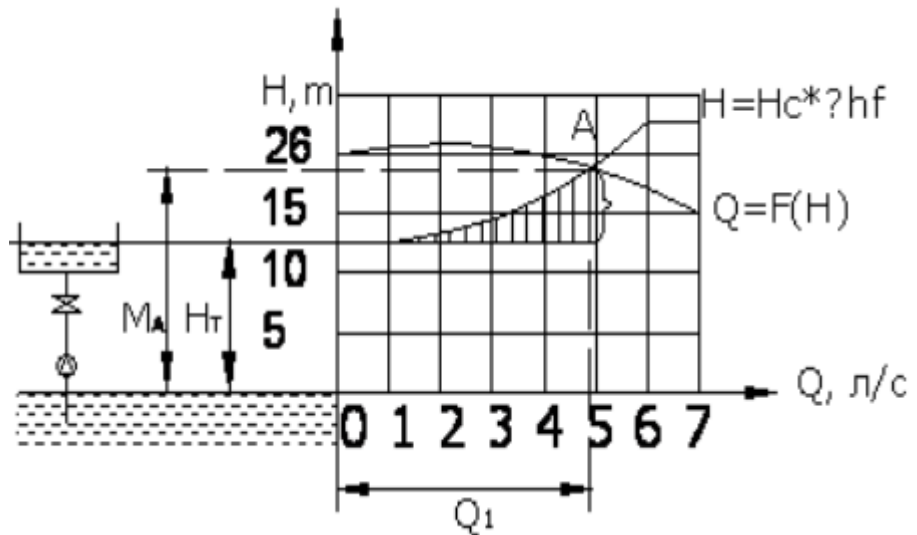
Oqimchali nasoslar suyuqlik va gazlarni so'rish va ko'tarish (ejektor va gid-roelevatorlar) hamda qizdirish va aralashtirish (oqimchali aralashtirgish, qizdirgish va h.k.) uchun qo'llaniladi. Suvni ko'tarish uchun qo'llaniladigan nasoslar (bunda ish suyuqligi vazifasini ham suv bajaradi) suv oqimchali nasoslar deyiladi. Suv oqimchali nasoslar chuqur quduqlardan, qurilishda kotlovanlardan, podvallardan suvni tortish va nasos stansiyalarida nasoslarni ishga tushirish oldidan ulardan havoni so'rib olish uchun foydalaniladi. Neft sanoatida oqimchali nasoslar asosan aralashtirgishlar sifatida keng qo'llaniladi.

Sarfi $150 \div 1200$ l/s, ko'tarish balandligi $6 \div 12$ m bo'lgan suv struyali nasoslarning katta qurilishlarda pulpani ko'tarish va transport qilish uchun qo'llanilgan hol-lari ma'lum.

Amaliy mashg'ulotlarni bajarishga doir ko'rsatma

Nasos ishchi nuqtasini aniqlash.

Nasos ishchi nuqtasi deb, nasos dam xarakteristikasi bilan, nasos qurilmasi xarakteristikasi (15.5.)ning kesishgan nuqtasi (A)ga aytiladi. Ya'ni mazkur quvurga ulangan nasos uzatayotgan sarf – Q_A ga va beradigan dami H_A -ga teng.



15.5– rasm. Nasosni tanlash

Nasosni tanlash asosan ikkita kattalik: uzatish kerak bulgan sarf - Q va berilishi kerak bulgan dam - H hamda aylanishlar chastotasi - P asosida amalga oshiriladi.

Yuqorida keltirilgan kattaliklar asosida tezkorlik koeffitsiyenti hisoblanadi va umumlashgan kataloglar yigma grafigida nasos tamg'asi tanlanadi. Tanlangan tamg'aga qarab, nasos katalogidan kerak bulgan nasos xarakteristikalari yozib olinadi.

Nasoslarni tamg`alash.

Nasoslarni tamg`alashda asosan uchta kattalik hisobga olinadi:

- 1.Nasoslar turi harflar bilan belgilanadi. Masalan K -konsolnay, O - osevoy (o`qiy), V -vertikalniy (vertikal) va hokazolar.
- 2.Sarfi, m^3 /soat yoki m^3/s - katta nasoslar uchun.
- 3.Dami, m-da.

Masalan: $K 8/18$ – konsol nasos, sarfi $Q = 8 m^3/s$ va dami $H = 18m$; $NK 200/210$ – n – neft nasos, K - konsoli, sarfi - $Q = 200 m^3/ soat$, dami $H = 210m$.

Masalalar.

1.1. Markazdan qochma nasos (K 20/18) suyuqlikni $H_r = 14\text{m}$ balandlikka kutarmokda. Nasos qurilmasining xarakteristikasi $H_k - H_r + 160000 Q^2$ tenglama orqali ifodalansa, nasos ishchi nuqtasini aniqlash talab qilinadi.

Yechimi: 1. Nasoslar katalogidan foydalanib berilgan nasosning dam xarakteristikasi ko'chirib olinadi:

a) nasosning suv sarfini noldan maksimal qiymatgacha mos tushuvchi bosim qiymatlarini jadvalga yozamiz.

1-jadval

| Q л/с | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|-------|----|------|----|------|------|----|------|----|
| H м | 20 | 20,5 | 21 | 20,5 | 10,5 | 18 | 16,6 | 15 |

b) 1-jadval asosida masshtabda nasosning dam xarakteristikasi quriladi

1. nasos qurilmasining xarakteristikasi quriladi.

a) $H = H_r + 160000 Q^2$ tenglama asosida jadval tuziladi

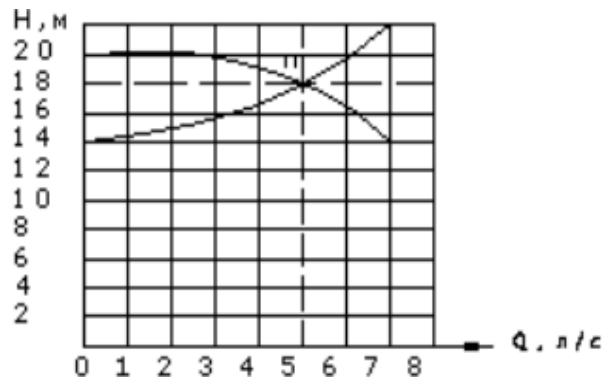
2-jadval

| м³/с | 160000 | |
|-------|--------|-------|
| 0.001 | 0.16 | 14.16 |
| 0.002 | 0.64 | 14.64 |
| 0.003 | 1.44 | 15.44 |
| 0.004 | 2.56 | 16.56 |
| 0.005 | 4.00 | 18.00 |
| 0.006 | 5.76 | 19.76 |
| 0.007 | 7.84 | 21.84 |
| 0.008 | 10.24 | 24.24 |

b) 2-jadval asosida grafik tuziladi

Nasos qurilmasi va nasos dami xarakteristikalari kesishgan nuqtasi ishchi nuqta «A»ni beradi

(2.26 – 1 – rasm)



15.16 – rasm.

1.2 Nasosni sinovdan o'tkazish paytida quyidagi natijalar olindi: nasosdan chiqish qismida manometrik (ortiqcha) bosim $P^2 = 0.35 \text{ MPa}$; nasosga kirish qismidagi vakuum $h_{\text{vak}} = 294 \text{ mm.sim.ust.}$; sarf $Q = 6,5 \text{ l/s}$; nasos valiga berilayotgan aylantiruvchi moment $M=41 \text{ Nm}$; nasos valining aylanish chastotasi $P = 800 \text{ ayl/min}$ surish va dam (haydash) quvurlarining diametri bir xil qarab, nasosning foydali quvvati va FIK aniqlansin. Yechimi: a) foydali quvvatni formula asosida aniqlaymiz:

$$N\phi = \gamma QH$$

$$H = \frac{P}{\gamma}$$

$$\text{bo'lsa } N\phi = Q \cdot P$$

P – nasos bosimi, Pa .

$$P = P_m + P_{\text{vak}} = 0,35 + 0,0392 = 0,3892 \text{ mPa}$$

$$P_{\text{vak}} = 294 \cdot 133,32 = 0,0392 \text{ mPa}$$

$$N\phi = Q \cdot P = 0,0065 \cdot 389200 = 2530 \text{ Bm} = 2,53 \text{ KBT}$$

B) (1.9) formuladan FIKni hisoblaymiz.

$$N = M \cdot \omega$$

$$\omega = \pi n / 30$$

$$N = M \cdot \omega = M \pi n / 30 = \frac{41 \cdot 3,14 \cdot 800}{30} = 3433 \text{ Bm} = 3,43 \text{ KBT}$$

$$\zeta = \frac{N\phi}{N} = \frac{2,53}{3,43} = 0,74$$

Javob: $\zeta = 74 \%$

1.3. Ish g'ildiragining diametri $D_1 = 60 \text{ mm}$ li markazdan qochma nasosning parametrlari (qiymatlari) dam (napor) $H_1 = 8 \text{ m}$, sarf $Q_1 = 6 \text{ l/s}$, aylanish chastotasi $n_1 = 3000 \text{ ayl/min}$.

Dvigatelning sovutish sistemasi uchun, o'xshash rejimda ishlovchi va aylanish chastotasi $n_2 = 4000$ ayl/min.da $Q = 9$ l/s sarf beruvchi nasos kerak. Kerakli parametrlarni ta'minlash uchun ish g'ildiragini diametrini qanday o'zgartirish kerak. Shunda nasosning dami H_2 qancha bo'ladi,

Yechimi: 1. Ish g'ildiragining diametrini (1.19) formuladan aniqlaymiz:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1 D_1^3}{n_2 D_2^3}; \quad D_2 = \sqrt[3]{\left(\frac{n_1}{n_2} \cdot D_1^3\right) \frac{Q_1}{Q_2}} = \sqrt[3]{\left(\frac{3000}{4000} \cdot 60^3\right) \frac{6}{9}} = \sqrt[3]{24300} = 62,4 \text{ mm}$$

2. Nasosning damini (1.16) formuladan aniqlaymiz:

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2 D_1^3}{n_2^2 D_2^3}$$

$$H_2 = \frac{n_2^2 D_2^3}{n_1^2 D_1^3} = 8 \cdot \frac{4000^2}{3000^2} \cdot \frac{62,4^3}{60^3} = 15,4 \text{ m}$$

Javob: $H_2 = 15,4$ m ; $D_2 = 62,4$ mm.

1.4. Markazdan qochma nasosning $\omega = 250 \text{ s}^{-1}$ dagi xarakteristikasi $N_n = N_0 + k_1 Q - k_2 Q^2$ ko'rinishida yoziladi va berilgan quvurga (truboprovod) ishlaganda sarf $Q = 5$ l/s ga teng. Agar $N_0 = 4$ m, $k_1 = 0,2 \cdot 10^3 \text{ s/m}^2$, $k_2 = 0,06 \cdot 10^5 \text{ s}^2/\text{m}^5$ bo'lsa, damini ikki marta oshirish uchun (sarf o'zgarmagan holda) ish g'ildiragining burchak tezligi qancha bo'lishi kerak.

Yechimi: Damni aniqlaymiz:

$$H_n = H_0 + k_1 Q - k_2 Q^2 = 4 \text{ m} + 200 \text{ c/m}^2 \cdot 0,005 \text{ m}^3/\text{c} - 60000 \text{ c}^2/\text{m}^5 \cdot 0,000025 \text{ m}^6/\text{c}^2 = 4 + 1 - 1,5 = 3,5 \text{ m}$$

$$H_n = 3,5 \text{ m}$$

$$\frac{H_n}{H_1} = \frac{n^2}{n_1^2}; \quad n^2 = \frac{H_n \cdot n_1^2}{H_1}; \quad \omega = \frac{\pi n}{30};$$

$$n = \omega : 0,105 = 250 : 0,105 = 2381 \text{ ayl/min}$$

$$n^1 = \sqrt{\frac{H_n \cdot n^2}{H_1}} = n \sqrt{2} = 2381 \cdot 1,41 = 3357 \text{ avA/МИН}$$

$$\omega^1 = \frac{\pi n^1}{30} = \frac{3,14 \cdot 3357}{30} = 3357 \cdot 0,105 = 3525 \text{ c}^{-1}$$

Javob: $\omega = 3525 \text{ s}^{-1}$

1.5. Ish g'ildiragining diametri $D_1 = 250$li markazdan qochma nasos, aylanishlar chastotasi $n_1 = 1000$ ayl/min bulganida $H_1 = 12$ m damda $Q = 6,4$ l/s sarf uzatadi. O`xshash rejimda ishlovchi nasos $H_2 = 18$ m dan xosil qilib $Q_2 = 10$ l/s sarf uzatsa uning aylanishlar chastotasi n_2 va ish g'ildiragining diametri D_2 aniqlansin.

Yechimi: 1. (1.19) formuladan ish g'ildiragining diametrini aniqlaymiz:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1 D_1^3}{n_2 D_2^3}$$

$$n_2 D_2^3 = \frac{Q_1}{Q_2} \cdot n_1 \cdot D_1^3; \quad n_2 = \left(\frac{Q_1}{Q_2} \cdot n_1 \cdot D_1^3 \right) : D_2^3$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2 D_1^2}{n_2^2 D_2^2}$$

n_2 - qiymatni o`rniga qo`yamiz.

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2 D_1^2}{\left[\left(\frac{Q_1}{Q_2} n_1 \cdot D_1^3 \right) : D_2^3 \right]^2 \cdot D_2^2}$$

$$\frac{12}{18} = \frac{1800^2 \cdot 250^2}{\left[\frac{1800(250)^3}{D_2^3} \cdot 1,56 \right]^2 \cdot D_2^2} = \frac{1800^2 \cdot 250^2 \cdot D_2^6}{1800^2 \cdot 250^6 \cdot 1,56^2 D_2^2}$$

$$\frac{12}{18} = \frac{D_2^4}{250 \cdot 1,56^2}$$

$$D_2 = 250^4 \sqrt{\frac{12}{18} \cdot 1,56^2} = 250^4 \sqrt{1,627} = 1,13 \cdot 250 = 282,5 \text{ мм}$$

Aylanishlar chastotasini aniqlaymiz:

$$n_2 = \left(\frac{Q_1}{Q_2} \cdot n_1 D_1^3 \right) : D_2^3 = \frac{1,56 \cdot 1800 \cdot 250^3}{(282,5)^3} = 1952 \text{ айл/мин}$$

Javob: $D_2 = 282,5$ mm , $n_2 = 1952$ ayl/min.

1.6. Suyuqlik xarakteristikasi $H = H_0 - k_1 Q^2$ tenglama orqali ifodalanuvchi markazdan qochma nasos orqali uzatiladi. Nasosning berishi kerak bo`lgan dam $H_k - k_1 Q^2$ tenglama bilan ifodalangan bo`lsa, nasos uzatayotgan sarfi va dami

aniqlansin. Agar nasosning aylanishlar sonini va qarshilik koeffitsiyentini k_1 ni ikki marta oshirilganda, uzatilayotgan sarfi va dami qancha bo'ladi?
Yechimi: masala ikki usulda yechiladi.

I. Analitik usul.

1. $H = H_0 - k_1 Q^2$ va $H = k_2 Q^2$ tenglamani birgalikda echib, Q va H ni aniqlaymiz:

$$H_0 - k_1 Q^2 = k_2 Q^2$$

$$Q = \sqrt{\frac{H_0}{k_1 + k_2}} = \sqrt{\frac{5}{100000}} = 0,00707 \text{ m}^3/\text{s}; \quad Q = 7,07 \text{ l/s};$$

$$H = 5 - 50000 \cdot 0,00005 - 5 - 25$$

2. Aylanishlar soni chastotasi va quvurning qarshiligi ikki marta ortgan holda formulalardan foydalanib:

$$\frac{H_0}{H_0'} = \frac{n^2}{n'^2}, \quad H_0' = H_0 \frac{n^2}{n'^2} = H_0 \left(\frac{2}{1}\right)^2 = H_0 \cdot 4 = 5 \cdot 4 = 20 \text{ m}$$

$$H_0 = 20 \text{ m}$$

$$Q' = \sqrt{\frac{H_0}{k_1 + k_2}} = \sqrt{\frac{20}{150000}} = 0,0115 \text{ m}^3/\text{s}; \quad Q' = 11,5 \text{ l/s};$$

$$H' = H_0' - k_1 Q'^2 = 20 - 0,05 \cdot 10^6 \cdot 0,000133 = 20 - 6,67 = 13,33 \text{ m}$$

Javob: $Q = 7,07 \text{ l/s}$, $N = 2,5 \text{ m}$

$Q' = 11,5 \text{ l/s}$, $H' = 13,3 \text{ m}$

II. Grafoanalitik usul.

1. $H = H_0 - k_1 Q^2$ tenglamadan foydalanib nasos dam xarakteristikasini chizamiz.

1-jadval

| | | | | | | | | | |
|-------|------|-----|------|-----|------|-----|------|-----|------|
| Q l/c | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| H m | 4.95 | 4.8 | 4.55 | 4.2 | 3.75 | 3.2 | 2.55 | 1.8 | 0.95 |

Tenglamadan foydalanib qurilma xarakteristikasini chizamiz.

2-jadval.

| | | | | | | | | |
|-----|-----|------|-----|------|-----|------|-----|------|
| l | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| 0.5 | 0.2 | 0.45 | 0.3 | 1.25 | 1.8 | 2.45 | 3.2 | 4.15 |

1 va 2 jadval asosida masshtabda nasosning dami (1) va nasos qurilmasining (2) xarakteristikalari quriladi (18-rasm).

Bu xarakteristikalar kesishgan nuqtasi ishchi nuqtasi (A) ni beradi.

Grafikdan $Q_A = 7,01 \text{ l/s}$; $H_A = 2,5 \text{ m}$ qiymatlarni olamiz.

B) aylanishlar chastotasini va quvurning qarshiligi ikki marta oshirilgan

3-jadval

| | | | | | | | |
|------|------|-----|------|------|------|------|------|
| Q л/ | 2 | 4 | 6 | 8 | 10 | 12 | 14 |
| H м | 19.8 | 9.2 | 18.2 | 16.8 | 15.0 | 12.8 | 10.2 |

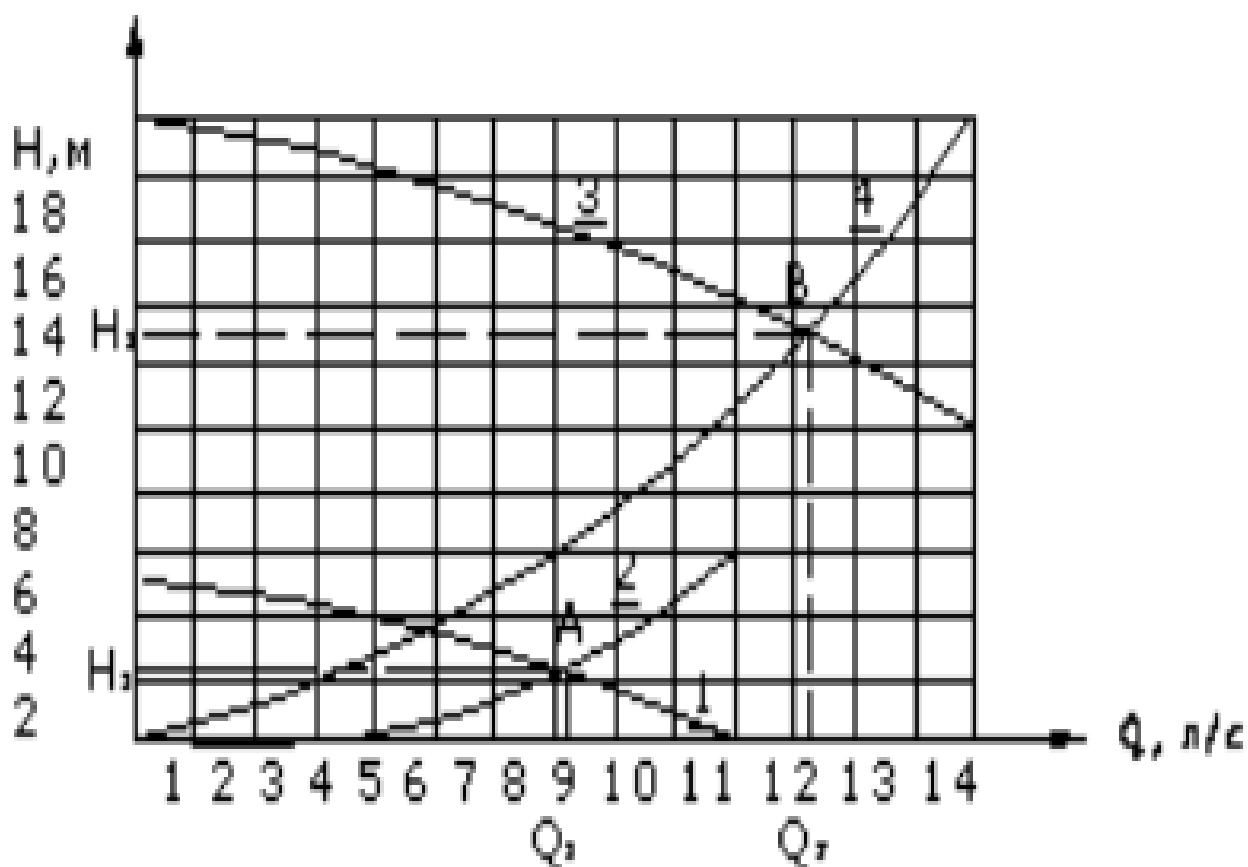
4-jadval

| | | | | | | | |
|-------|-----|-----|-----|-----|------|------|------|
| Q` л/ | 2 | 4 | 6 | 8 | 10 | 12 | 14 |
| Hк | 0.4 | 1.6 | 3.6 | 6.4 | 10.0 | 14.4 | 19.6 |

3va 4 jadval asosida nasosning dam (3) va nasos qurilmasining xarakteristikalari qurilib (1-rasm) ikkinchi ishchi nuqta (V) aniqlanadi va grafikdan $Q_B=11,5 \text{ l/c}$, $H_B=13,3\text{m}$ qiymatlarni olamiz.

Javob $Q_A=7,11 \text{ l/c}$, $H_A=2,5\text{m}$;

$Q_B=11,5 \text{ l/c}$, $H_B=13,3\text{m}$



8-rasm.

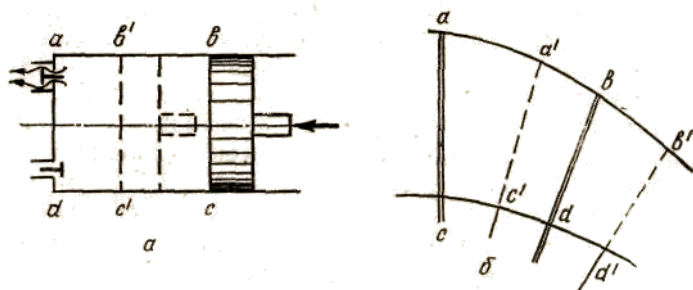
II bo'lim. HAJMIY NASOSLAR

XVI bob. HAJMIY NASOSLAR TO'G'RISIDA UMUMIY TUSHUNCHALAR

16.1. Hajmiy nasoslar va ularning ishlash prinsipi

Hajmiy nasoslar suyuqlikning ma'lum bir hajmini ajratib olib, unga kuch ta'sir qilish yo'li bilan harakatga keltiradi. Ajratib olingan hajm u juda kichik bo'lishiga qaramay, bu jarayon vaqt birligida juda ko'p marta takrorlagani uchun, bunday nasoslar bizni kerakli miqdordagi suyuqlik bilan ta'minlay oladi.

Energiya nuqtai nazaridan qaraganda, hajmiy nasoslar ajratib olingan xajmdagi suyuqlikning potensial energiyasini oshirib beradi. Bu potensial energiyadan ikki xil usulda foydalanish mumkin: suyuqlikni yuqorida ko'tarish yoki trubada oqizish; foydali ish bajarish yoki ikkinchi bir mexanizمنى harakatga keltirish. Birinchi holda suyuqlikka energiya berayotgan mexanizm nasos sifatida ishlasa, ikkinchi holda gidrouzatma sifatida ishlaydi. Suyuqlikka potensial energiya berish uni nasosning harakatlanuvchi qismlarining ta'sirida siqish yo'li bilan amalga oshiriladi. Bu jarayon ajratib olingan va biror bo'limni to'latgan suyuqlikka katta bosim berish yo'li bilan yoki ajratib olingan suyuqlikni katta kuch yordamida o'zgarib boruvchi sohaning ichida kattaroq hajmli qismdan kichikroq hajmli qismiga siljitish yo'li bilan amalga oshiriladi.



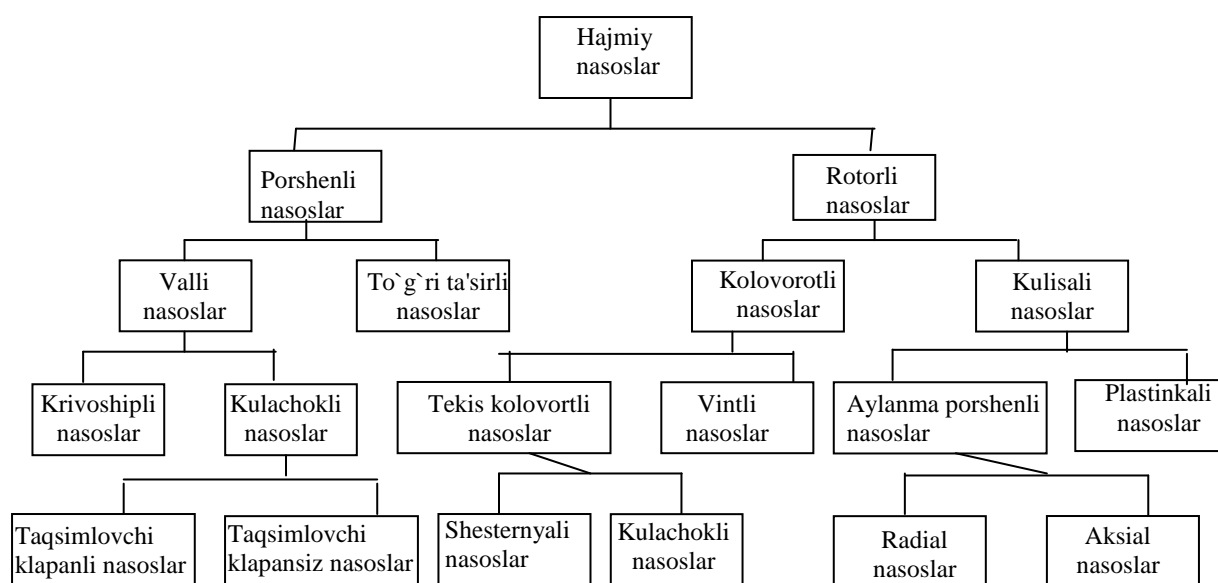
16.1-rasm. Hajmiy nasoslarning ishlash prinsipi

Birinchi usulga suyuqlikni porshenli va plunjerli nasoslarda siqish misol bo'ladi. Bunda ish bo'lmasiga so'rish klapani yordamida so'rib olingan suyuqlik hajmiga siqish vaqtida plunjer yoki porshenning bosimi natijasida potensial energiyasi oshib borib, bosim ma'lum chegaraga yetgandan keyin haydash klapani ochiladi va undan suyuqlik katta tezlik bilan otilib chiqadi. Bu jarayondagi suyuqlik hajmining kamayishi 16.1-rasmda $abcd$ vaziyatdan $a'b'c'd'$ vaziyatga o'tishi va haydash klapanidan suyuqlikning chiqaboshlashi ko'rinishida tasvirlangan. Amalda, suyuqliklar kam siqiluvchan bo'lganligi uchun, suyuqlikning siqilishi shaklda ko'rsatilganidek katta bo'lmaydi. Ikkinchi usulda suyuqlik aylanma harakat qilayotgan ikki plastinka (plastinkali nasoslar) yoki boshqa turdagi ikki to'siq (shesternyali, vintli, nasoslar) orasida harakat qiladi. Bunda hajmning kamayishi 16.1-rasm, b da vaziyatdan $abcd$ vaziyatga o'tishi bilan tasvirlangan. Ko'rilayotgan usulda suyuqlik

energiyasining ortishi hajm o'zgarimasdan, suyuqlikni chegaralovchi to'siqlarning juda katta tezlik bilan harakatlanishi bilan ham amalga oshirilishi mumkin (shes-terniyali, vintli nasoslar).

16.2. Hajmiy nasoslarning umumiy xossalari va ularning klassifikatsiyasi

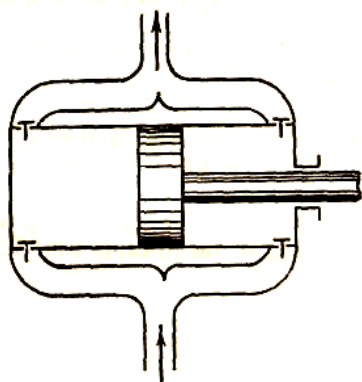
Hajmiy nasoslarning sarflari katta bo'lmaydi, lekin ular yordamida yuqori bosim olish mumkin. Shuning uchun ularni kamroq suyuqlik tortiladigan, biroq yuqori bosim kerak bo'ladigan sharoitlarda juda ko'p qo'llaniladi. Hajmiy nasoslar suyuqliklarga siquvchi kuchning qaysi usulda berilishiga qarab ikki katta turga bo'linadi. Birinchisi ish bo'lmasi harakatlanmaydigan va boshqaruvchi zvenosining harakati ilgarilama-qaytma harakatga aylantiriladigan mashinalardir. Bularga porshenli va plunjerli nasoslar kiradi va suyuqlikka kuch porshen yoki plunjerning harakat yo'nalishida beriladi. Ikkinchi tur nasoslarda siquvchi bo'lma rotor bilan birga aylanadi va kuch suyuqlikni chegaralovchi to'siqlar harakati yo'nalishida beriladi. Bunday nasoslar rotorli nasoslar deb ataladi. Hajmiy nasoslar 2.28-rasmda keltirilgan sxema bo'yicha guruhlanishi mumkin. Porshenli nasoslar siquvchi organining va ish bo'lmasining tuzilishiga qarab porshenli hamda plunjerli nasoslarga bo'linadi. Bu nasoslar bir vaqtda ishlaydigan ish bo'lmalari bitta yoki ko'p harakatli nasoslarga bo'linadi. Ko'p harakatli nasoslarga ikki, uch, to'rt, besh va olti harakatli nasoslar kiradi.



16.2-rasm. Hajmiy nasoslarni guruhlash sxemasi

Oddiy bir harakatli nasoslarda ish bo'lmasi bitta bo'lib boshqaruvi zvenoning bitta to'la aylanishiga bir marta so'rish va bir marta xaydash to'g'ri keladi. Ikki harakatli nasosda ish bo'lmasi ikkita bo'ladi. Bunda boshqaruvchi zveno (tirsakli valning bitta to'la aylanishiga ikki marta so'rish va ikki marta haydash to'g'ri keladi. Ikki harakatli nasoslarda bir porshenning ikki tomonida ikki bo'lma bo'lib (16.3-rasm) porshen oldinga yurganda bir kamerada haydash ikkinchi kamerada so'rish amalga oshiriladi. Porshen orqaga yurganda esa, aksincha birinchi kamerada

so'rish va ikkinchi kamerada haydash bajariladi. Ikki harakatli nasoslar ikki silindrda ikki porshenning ishlashi bilan ham amalga oshirilishi mumkin.



16.3 - rasm. Ikki harakatli porshenli nasosning prinsipial sxemasi

Ko'p harakatli nasoslarda boshqaruvchi zvenoning bitta to'la aylanishiga nasosning harakat soniga teng miqdorda so'rish va haydash to'g'ri keladi (masalan, uch xarakatli nasosda uch so'rish va uch haydash, to'rt harakatli nasosda to'rt so'rish va to'rt haydash va h.). Bunday nasoslarda tirsakli valga o'rnatilgan bir necha porshen o'z silindrlarida harakatlanadi va porshenlar soni nechta bo'lsa, nasos shuncha harakatli bo'ladi.

Porshenli nasoslarning tuzilishi har xil bo'lib, u ishlaydigan sharoitiga qarab tanlab olinadi. Masalan, vertikal harakatlanuvchi porshenli nasoslarda (quduqlardan suv tortishda) so'rish klapanlari porshenning o'ziga joylashtirilgan bo'ladi.

Porshenli nasoslarning boshqaruvchi zvenosi sharoitga qarab krivoship-shatunli yoki mushtumchali mexanizmdan harakatga keltirilishi mumkin. Rotorli nasoslar ham siqilayotgan suyuqlikni chegaralovchi to'siqlar shakli, harakatlanishiga qarab turlicha bo'lishi mumkin. Masalan, plastinkali nasoslarda to'siqlar plastinka shaklida bo'lib, sirtiga tik yo'nalishda aylanma harakat qilsa, vintli nasoslarda to'siqlar vint shaklida bo'lib, aylanish yo'nalishi sirtga qiya bo'ladi. Aksial va radial porshenli nasoslar esa aylanma korpusda ekstsentrik joylashgan valga o'rnatilgan va qiya sirtga tiralgan aylanuvchi silindrlarda harakatlanuvshi porshenlar ishiga asoslangan. Rotorli nasoslarning tuzilishi xilma-xil bo'lib, ularning barchasini 16.2-rasmda keltirilgan guruhlash sxemasiga joylashtirish mumkin emas. Shuning uchun quyida faqat eng ko'p tarqalgan nasoslar ustida to'xtalib o'tamiz.

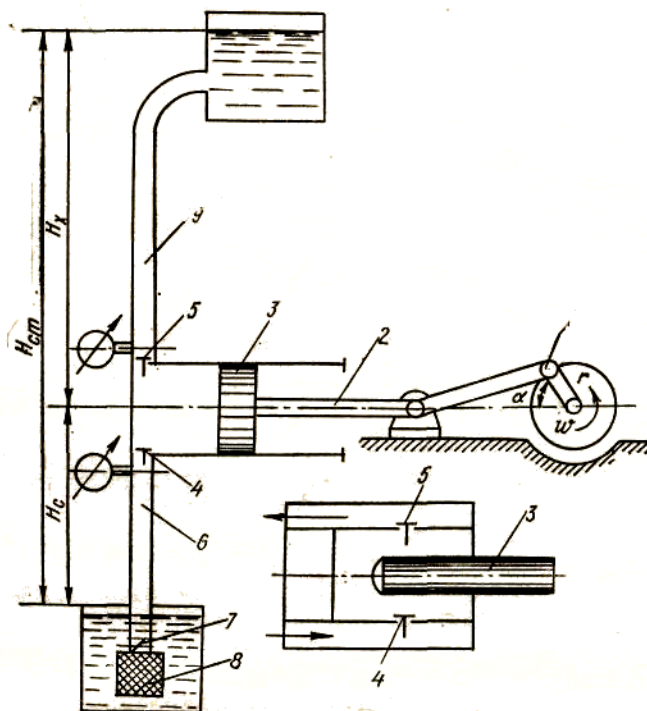
XVII bob. PORSHENLI VA PLUNJERLI NASOSLAR

17.1. Porshenli va plunjerli nasoslarning tuzilishi hamda ishlatilish sohalari

Porshenli nasos qurilmasining eng sodda sxemasi 17.1-rasmda keltirilgan.

Bu nasoslarda suyuqlikning so'rilishi va haydalishi porshen yoki plunjerning (17.1-rasm) silindrda ilgari qaytma harakatiga asoslangan. Bunda porshen 3 (17.1-rasm) yoki plunjer 3 (17.1-rasm, a) tarkibida shtok 2 bo'lgan krivoship-shatunli mexanizm 1 yordamida harakat qiladi. Porshen (plunjer) silindr ichida qaytma (orqaga) harakat qilganida uning oldidagi ish bo'lmasining hajmi ortib siyraklanish

hosil bo'ladi. Bu siyraklanish ma'lum bir chegaraga yetganida ish bo'lmasidagi bosim bilan tirgak klapan 7 ostidagi xrapovikda bo'lgan bosim orasidagi farq so'rish klapani 4 ni oshadi va suyuqlik so'rish trubasi 6 orqali ish bo'lmasiga kiradi. So'rish jarayoni porshen (plunjer) o'zining eng chekka so'rish chegarasiga yetguncha davom etadi. Bunda so'rish trubasidagi siyraklanish so'rish klapani oldiga joylashtirilgan vakuummetr yordamida o'lchanadi. Ta'minlovchi idishdagi suyuqlik sathidan nasos silindrining eng yuqori sathigacha bo'lgan balandlik so'rish balandligi (H_c) deyiladi. So'rish balandligi chegaraviy so'rish balandligi H_c^{kr} dan katta bo'lmasligi kerak.



17.1 - rasm. Bir harakatli porshenli (plunjerli) nasosning ishlash sxemasi

Porshen (plunjer) ilgari lama (oldinga) harakat qilganda esa ish bo'lmasidagi bosim ortib, so'rish klapani yopiladi. Bo'lmadagi bosim ortishida davom etib haydashga yetarli bosim p_x ga etganida haydash klapani ochilib, suyuqlik haydash trubasi 9 ga o'ta boshlaydi. Suyuqlikni haydash porshen eng chekka haydash chegarasiga yetguncha davom etadi.

Nasosni ishga tushirganimizda u avval so'rish trubasidagi havoni tortadi va suyuqlik so'rish trubasiga ko'tariladi. Nasos biroz vaqt ishlagandan so'ng so'rish trubasi va silindrdagi havo haydash chiqarilib, suyuqlik silindrni to'ldiradi. Shundan so'ng nasos moslangan tartibda ishlay boshlaydi. Natijada ta'minlovchi idishdagi suyuqlik qabul qiluvchi idishga o'ta oshlaydi.

Silindrdagi yuqori sath bilan suyuqlik ko'tarilgan eng yuqori sathlarning farqi haydash balandligi (H_x) deyiladi.

So'rish balandligi bilan haydash balandligining yig'indisi $H_{st} = H_c + H_x$ nasosning tortish balandligi yoki to'liq statik bosimdan iboratdir.

Yuqorida aytganimizdek porshenli nasoslar yuqori bosim kerak bo'lgandagi-na ishlatiladi. Amalda, ko'p hollarda, porshenli nasoslar markazdan qochma nasoslarni siqib chiqaradi. Hajmiy gidrouzatmalar tarkibida ishlayotgan nasoslar asosan porshenli nasoslar turiga kiradi. Bu aytilganlardan tashqari porshenli nasoslarning yana bir ustunligi foydali ish koeffitsiyentining yuqoriligidir.

Porshenli nasoslarning markazdan qochma nasoslardan yana bir farqi shundaki, uning so'rishini haydash trubasiga o'rnatilgan berkitkich yordamida o'zgartirib bo'lmaydi. Lekin haydash trubasining kesimi kichrayib borishi bilan tezlik ortib boradi va berkitkich oldida bosim ortib boradi. Agar berkitkich butunlay bekitib qo'yilsa, bosim juda kattalashib ketishi natijasida yo nasos buziladi, yoki truba yoriladi, yo bo'lmasa zo'riqishning ortib ketishi, natijasida dvigatel to'xtab qoladi. Shuning uchun porshenli nasoslardan yuqori bosimda o'zgarimas so'rish zarur bo'lgan hollarda foydalaniladi.

Porshenli nasoslarning markazdan qochma nasoslarga taqqoslangandagi asosiy kamshiligi ularning kattaligi, qimmatga tushishi, ishlatishning murakkabligidir. Bu nasoslarga markazdan qochma nasoslarga qaraganda ko'proq qarab turish va diqqat talab qilinadi. Chunki porshenli nasoslarning klapanlari tez-tez ifloslanab turadi. Ifloslanish nasosning boshqa qismlarida ham bo'ladi.

17.2. Indikator diagramma

Porshenli nasosning silindridagi absolyut bosimning porshenning yurishiga yoki ish bo'lmasi hajmining o'zgarishiga bog'liqligini ko'rsatuvchi yopiq chiziqdan iborat grafik indikator diagramma deyiladi. U ishlab turgan nasos silindriga o'rnatilgan va indikator deb ataluvchi maxsus asbob yordamida chizib olinadi. 17.2-rasmda oddiy bir harakatli porshenning taxminiy indikator diagrammasi keltirilgan. Diagrammada *ab* chizig'i so'rish holatiga mos keladi. Bu holatda silindrdagi bosim so'rish bosimi p_c ga teng va atmosfera bosimidan kichik bo'ladi. So'rish va atmosfera bosimlarining farqi $p_a - p_c$ ta'sirida so'rish klapani ochiq holatda tutib turiladi. Porshenning eng chekka so'rish holatiga *b* nuqta to'g'ri keladi. Bu holatdan boshlab, porshen oldinga qarab yuraboshlaydi. Bunda bosim ortaboshlaydi, so'rish klapani yopiladi. Porshenning oldinga yurishi davomida (*bc* chiziq) bosim ortib borib, haydash bosimi p_x ga tenglashadi. Shu vaqtdan boshlab haydash klapani ochiladi va u butun haydash jarayoni davomida (*cd* chizig'i) ochiq turadi.

Bu vaqtda suyuqlik p_x bosim ostida haydash trubasiga kiradi. Porshenning eng chekka haydash holati *d* nuqtaga to'g'ri kelib, bunda haydash jarayoni tugaydi.

langanda haydash klapanining va so'rish davri tugab, haydash davri boshlanganida so'rish klapanining bir onda yopilmasligi natijasida (yopish davri qisqa bo'lsa) ham juda oz miqdordagi suyuqlik orqaga qaytishga ulguradi. Natijada haqiqiy sarf nazariy sarfdan kam bo'ladi. Haqiqiy sarfning nazariy sarfga nisbati hajmiy foydali ish koeffitsiyenti deyiladi va haqiqiy sarf Q_x ning nazariy sarf Q_n ga nisbati bilan aniqlanadi:

$$\eta_Q = \frac{Q_x}{Q_n} \quad (17.3)$$

Nasosning tuzilishi va uning eskirganlik darajasiga qarab $\eta_Q = 0,85, 0,99$ chegarada o'zgaradi. Nasosning suyuqlikni ko'tarish uchun sarflayotgan energiyasi uning haydash trubasida hosil qilgan bosimi H_x bilan belgilanadi. Bu bosim so'rish bosimi $H_c = \frac{P_c}{\gamma}$ haydash bosimi $H_x = \frac{P_x}{\gamma}$ nasosdagi va haydash trubasidagi gidravlik qarshiliklarni yengishga sarf bo'lgan bosimlar yig'indisi $H_n + H_t$ orqali quyidagicha aniqlanadi:

$$H = \frac{P_x}{\gamma} - \frac{P_c}{\gamma} + H_n + H_t. \quad (17.4)$$

H_n va H_m lar ishqalanish va mahalliy qarshiliklarni hisoblash formulalari yordamida aniqlanadi.

Nasosning foydali bosimi H ga esa trubalardagi gidravlik qarshilik kirmaydi:

$$H_f = H_x - H_c + H_n. \quad (17.5)$$

Vakuummeter va manometrlar ko'rsatuvidan aniqlangan indikator bosim

$$H_i = \frac{P_x}{\gamma} - \frac{P_c}{\gamma} \quad (17.6)$$

ga teng. Manometrik bosim $H_x = H_m$ degan tushunchani kiritamiz. U holda nasos va nasos qurilmasidagi yo'qotishlarni gidravlik FIK

$$\eta_g = \frac{H_m}{H_i} \quad (17.7)$$

va qurilmaning FIK

$$\eta_q = \frac{H_f}{H}$$

orqali ifodalanadi.

Nasosning suyuqlikni ko'tarish uchun sarflagan foydali quvvatini

$$N_f = \gamma Q_f H_m$$

ni topsak, u holda indikator FIKni quyidagicha ifodalash mumkin:

$$\eta_i = \frac{N_f}{N_i}$$

Yuqorida keltirilgan (17.2), (17.7) tengliklardan va oxirgi formuladan ushbu munosabat kelib chiqadi:

$$\eta_i = \frac{N_f}{N_i} = \frac{\gamma Q_f H_m}{\gamma Q_H H_u} = \eta_Q \eta_g. \quad (17.8)$$

Indikator quvvatning porshenga berilgan quvvat N_p ga nisbati mexanik FIK dan iborat.

$$\frac{N_n}{N_p} = \eta_m \quad (17.9)$$

Bundan foydalanib nasosning to'liq foydali ish koeffitsiyentini topish mumkin:

$$\eta = \frac{N_f}{N_p} = \frac{N_f}{N_u} \frac{N_H}{N_o} = \eta_u \eta_m.$$

Bundan ko'rinadiki, nasosning to'liq FIK i hajmiy, gidravlik va mexanik FIK larning ko'paytmasiga teng ekan:

$$\eta = \eta_o \eta_g \eta_m. \quad (17.10)$$

Demak, nasos olgan to'liq quvvat quyidagi formulalar bilan aniqlanadi:

$$\left. \begin{aligned} N &= \frac{Q_H H_m \gamma}{102 \eta} kVt \\ N &= \frac{Q_H H_m}{75 \eta} o.k \\ N &= \frac{Q_n H_m \gamma}{1000 \eta} kVt \end{aligned} \right\} \quad (17.11)$$

Oxirgi formulada hisob SI sistemasida bajarilishi kerak. Nasos ishlab turganida dvi-gatelning sarflagan quvvati nasos foydalangan quvvat bilan quyidagicha bog'langan bo'ladi:

$$N_{dv} = a \frac{N}{\eta_{ish}}$$

bu yerda η_{ish} boshqaruvchi zvenodagi ishqalanish kuchlarini belgilovchi FIK, $a = 1,1 \div 1,2$ – quvvatning zapas koeffitsiyenti; dvi-gatel ko'proq zo'riqib ishlagan holni hisobga oladi.

Nasosning foydali ish koeffitsiyentlarini: $\eta_g = 0,9 \div 0,98$; $\eta_m = 0,95 \div 0,98$; $\eta = 0,65 \div 0,9$ chegarada olinadi. Bu qiymatlar nasosning turiga va uning eskirganlik da-rajasi bog'liq bo'lgani uchun aniq ko'rsatilmaydi.

17.4. So'rish grafigi va uni tekislash usullari

Porshenning silindrdagi harakati uning yo'li L bo'yicha bir xil emas. Krivo-ship-shatunli mexanizmning aylanishiga bog'liq bo'lgani uchun porshenning yo'l tenglamasi

$$x = r(1 - \cos \omega t)$$

ko'rinishida ifodalanadi. Porshenning bu tenglamadan aniqlangan tezligi ushbu ko'rinishga ega:

$$v = \frac{dx}{dt} = r \omega \sin \omega t$$

Shunday qilib, porshenning tezligi krivoship-shatunli mexanizmning radiusi r bur-chak tezligi ω ga bog'liq bo'lib, shatunning krivoship mahkamlangan nuqtasidagi aylana tezlikning shtok yo'nalishidagi proyeksiyasiga teng. Agar bu aylana tezlikni $u = r \omega$ deb, aylanish burchagini $\alpha = \omega t$ deb belgilasak, oxirgi tenglikni ushbu ko'rinishda yozamiz (17.3-rasm):

$$v = u \sin \alpha$$

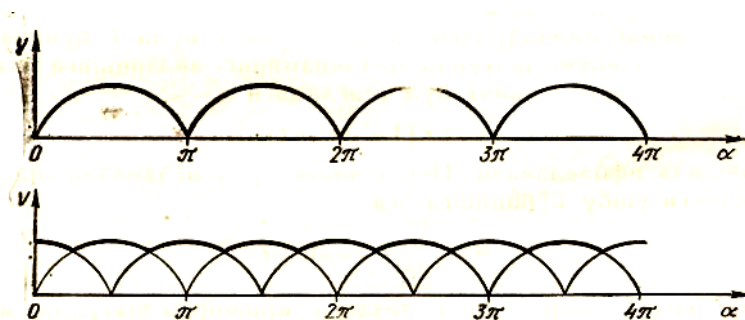


17.3 - rasm. Porshenli nasosda so`rishing notekisligini ko`rsatuvchi sxema

Shunga asosan, vaqt birligida porshen silindrdan haydab chiqarayotgan suyuqlik miqdori nasosning so`rishi deb ataladi va quyidagicha aniqlanadi:

$$V = vS = uS[\sin \alpha] \quad (17.12)$$

Bu formula asosida tuzilgan grafik porshenning so`rish grafigi deb ataladi. Keltirilgan formuladan ko`rinadiki, $\sin \alpha$ ning musbat qiymatlarida nasosning so`rishi sinusoida bo`yicha o`zgarib borib, haydash davriga to`g`ri keladi. $\sin \alpha$ ning manfiy qiymatlarida nolga teng bo`lib, so`rish davriga to`g`ri keladi. Oddiy bir harakatli nasosning so`rish grafigi 17.3- rasmدا tasvirlangan. Bundan ko`rinib turibdiki, porshenning borib-kelishida haydash davriga to`g`ri kelgan so`rish (sarf) grafigda tasvirlangan sinusoida bilan abstsissa o`qi orasidagi yuzaga teng bo`lib, so`rinish davriga to`g`ri kelgan so`rish nolga teng. So`rishing bunday notekisligi, ko`p hollarda bir tekis so`rish zarur bo`lganligi sababli, ishlab chiqarish talabiga javob bermaydi. Bundan tashqari, trubadagi notekis tezlik inersiya kuchini yengishga anchagina energiyaning sarf bo`lishiga sabab bo`ladi. Ikki harakatli nasoslarning so`rinish grafigi 17.4-rasm, a da keltirilgan. Rasmdan ko`rinadiki, bunday nasoslarda so`rish faqat haydash yoki so`rish



17.4 - rasm. Ikki va uch haraktli porshenli nasoslarda so`rishing tekisroq bo`lishi

boshlanishidagina nolga teng bo`ladi. Abstsissa o`qining boshqa nuqtalarida so`rish nol bo`lmaydi. Shunday qilib, ikki harakatli nasoslarda so`rish bir amaliy nasoslarga nisbatan to`g`riroq bo`ladi. Uch harakatli nasoslarda esa so`rish yana ham to`g`riroq bo`ladi (17.4-rasm, b). Bu nasoslarning so`rish grafigidan ko`rinadiki, abstsissa o`qining hech qaysi nuqtasida so`rish nol bo`lmaydi, boshqacha aytganda so`rish to`g`ri chiziqga juda yaqin bo`ladi.

Porshenli nasoslarda so`rishing notekisligini maksimal tezlikning o`rtacha tezlikka nisbati bilan ifodalanadi. Bunda o`rtacha tezlik deb quyidagi miqdorni nazarda tutamiz:

$$v_{o'r} = \frac{\int_0^{2\pi} u[\sin \alpha] d\alpha}{2\pi}.$$

Boshqacha aytganda, o'rtacha tezlik porshening to'liq borib kelishiga to'g'ri kelgan oraliqda so'rish grafigi bilan abstsissa o'qi orasidagi yuzaning shu yuzaga teng va uzunligi 2π – bo'lgan to'g'ri to'rtburchak balandligiga teng.

Oddiy bir harakatli nasoslar uchun notekislik

$$\frac{v_{\max}}{v_{o'r}} = 3,14$$

ga teng, ikki harakatli nasoslar uchun esa

$$\frac{v_{\max}}{v_{o'r}} = 1,57$$

Bir va ko'p harakatli nasoslarning notekisligi quyidagicha bo'ladi:

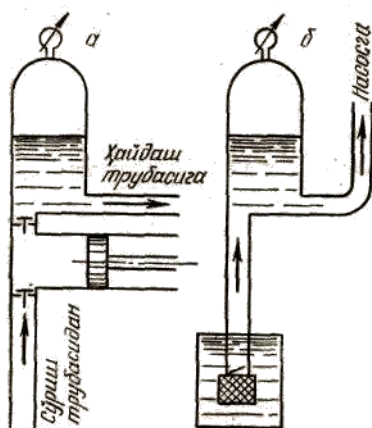
| | |
|---------------------|-------|
| Oddiy bir harakatli | 3.14 |
| ikki harakatli | 1.57 |
| uch harakatli | 1.047 |
| to'rt harakatli | 1.11 |
| besh harakatli | 1.016 |
| olti harakatli | 1.047 |
| yetti harakatli | 1.008 |
| sakkiz harakatli | 1.026 |
| to'qqiz harakatli | 1.005 |

Bu jadvaldan ko'rinib turibdiki, nasoslarning harakat tartibi ortishi bilan ularning so'rishi tekislanib borar ekan. Demak, harakat tartibini oshirish yo'li bilan nasoslarning so'rishini tekislash mumkin. Bunda harakat tartibi toq bo'lgan nasoslar uchun so'rish grafigi tekisroq bo'lishini nazarda tutish kerak.

So'rish grafigini tekislashning ikkinchi usuli havo qalpoqlaridan foydalanishdir. Haydash trubasining boshlanishiga (nasosdan chiqishda) o'rnatilgan havo qalpog'i so'rishning notekisligini kamaytirish bilan birga gidravlik zarbani ham susaytiradi.

So'rishning tekislanishi quyidagicha bo'ladi. Porshen suyuqlikni haydaganda nasosdan chiqqan suyuqlik yuqori bosimda chiqishi bilan birga suyuqlikning tezligi ham (avvaliga) ortib boradi. Shu vaqtda qalpoqdagi havo siqilib, bir qism suyuqlik unga kiradi. Qalpoq ostidagi havo unga kirayotgan suyuqlikka qaraganda ko'p bo'lgani uchun havoning bosimi ko'p o'zgarmaydi. Tezlik kamayib borib so'rish davri boshlanganda, ya'ni nasosdan suyuqlik chiqishi to'xtaganda havo qalpog'i ostidagi suyuqlik haydash trubasiga tushadi. Natijada so'rish grafigi hamda haydash trubasidagi tezlik ancha tekislanadi. Bir harakatli nasosga havo qalpog'ini o'rnatish sxemasi 17.5-rasm, *a* da tasvirlangan. Nasosning haydash davrida undan chiqayotgan suyuqlik tezligining o'zgarishiga qarab havo qalpog'i ostidagi suyuqlik sathi ham o'zgarib turadi. Shuning uchun qalpoq katta bo'lsa, uning ichidagi havo bosimi va suyuqlik sathi kam o'zgarib, trubaga kirayotgan suyuqlikning inersiya kuchlari juda ham kamayadi. Odatda, havo qalpog'ining 50% hajmini havo egallagan bo'ladi. Bu qalpoq yordamida tekislangan suyuqlikning tezligi taxminan

$v = u : \pi$ ga tenglashib, vaqt birligida haydalgan suyuqlik miqdori $V = uS : \pi$ ga teng bo'ladi. Bunga tegishli so'rish grafigi 17.3-rasmda to'g'ri chiziq bilan tasvirlangan.



17.5 - rasm. Havo qalpog'ining haydash va so'rish trubasiga o'rnatilish sxemasi

Nasosga kirishdagi suyuqlikning inersiya kuchlarini kamaytirish uchun so'rish trubasiga ham havo qalpog'i o'rnatiladi. Qalpoqning hajmi kichik bo'lsa, uning so'rishni tekislashi yaxshi bo'lmaydi, katta bo'lsa, nasos qurilmasi kattalashib ketadi. Shuning uchun havo qalpoqlarining hajmini hisoblashga to'g'ri keladi. Qalpoq hajmini hisoblash uchun uning ostidagi havoning maksimum va minimum hajmlarini yoki shuning o'zini ko'rsatuvchi suyuqlikning maksimum va minimum hajmlarini hisoblash kerak. Minimum hajm 17.3-rasmda sinusoidaning to'g'ri chiziq bilan kesishgan a nuqtasiga, maksimum hajm b nuqtasiga tug'ri keladi. Bu hajmlarning farqi ab to'g'ri chiziq bilan sinusoidaning yuqori qismi orasidagi yuzaga teng. Bu yuzani hisoblash natijasida ushbu tenglikni olamiz:

$$V_{\max} - V_{\min} = 0,55SL.$$

Shuningdek, hisoblash yo'li bilan quyidagilarni olamiz:

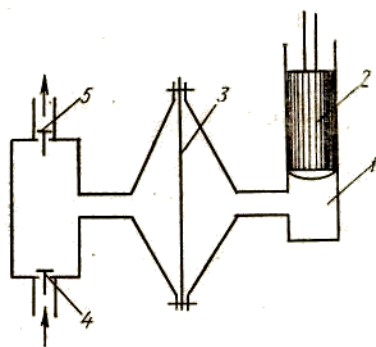
ikki harakatli nasoslar uchun $V_{\max} - V_{\min} = 0,21SL$.

uch harakatli nasoslar uchun $V_{\max} - V_{\min} = 0,009SL$.

Ko'p harakatli nasoslarda tezlik yuqori darajada tekislangan bo'lishini yuqorida aytib o'tgan edik. Bunda havo qalpoqlarining zarurati qolmaydi. Lekin ko'p silindrli nasoslarda bir yoki bir necha silindrning birdan ishlamay qolish hollari bo'ladi. Bu holda so'rishning tekisligi birdan o'zgaradi va bu o'zgarish juda katta miqdorlarga yetishi mumkin. Shuning uchun ko'p silindrli nasoslarda ham, ayniqsa haydash yo'liga, havo qalpog'ini o'rnatish maqsadga muvofiqdir.

17.5. Diafragmali nasoslar

Ximiyaviy aktiv suyuqliklarni va qattiq modda zarrachalari aralashgan suyuqliklarni so'rish uchun porshenli nasoslarning maxsus turlari ishlatiladi. Bunday nasoslarning eng tarqalgan turi diafragmali yoki membranali nasosdir (2.35-rasm).



17.6 - rasm. Diafragmali nasoslar.

Bu nasoslar ishlash prinsipi bo'yicha oddiy bir harakatli plunjerli nasoslarga o'xshaydi va suspenziyalar hamda metall qismlarning yemirilishiga katta ta'sir qiluvchi aktiv suyuqliklarni so'rishda ishlatiladi. Nasosning silindri 1 va plunjeri so'rilayotgan suyuqlikdan elastik to'siq 3 – diafragma (membrana) bilan ajratilgan bo'lib, to'siq yumshoq rezina yoki maxsus po'latdan ishlanadi. Plunjer orqaga yurganda diafragma bo'lmasining o'ng qismida siyraklanish hosil bo'ladi. Natijada diafragma o'ng tomonga egilib, siyraklanish bo'lmaning chap tomoniga, so'ngra nasosning ish bo'lmasiga beriladi. Bu esa xuddi porshenli nasoslardagi kabi so'rish klapani ochilib, so'rish jarayoni boshlanishiga sabab bo'ladi. Plunjer oldinga yurganda esa diafragma bo'lmasining o'ng qismida bosim ortib diafragma chapga egiladi. Shu yo'l bilan bosimning ortishi ish bo'lmasiga berilib, so'rish klapani 4 yopiladi, so'ngra haydash klapani 5 ochilib, suyuqlikni haydash boshlanadi. Bunda plunjer va silindr so'rilayotgan suyuqlikdan ajratilgani uchun, ximiyaviy aktiv moddalar ta'sirida bo'lmaydi va zanglash, erroziya hodisalaridan holi bo'ladi. Nasosning so'rilayotgan suyuqlikka tegib turadigan qismlari (ish bo'lmasi, klapanlar va h.) kislotaga chidamli materiallardan ishlanadi yoki kislotaga chidamli moddalar bilan qoplanadi.

Bu nasoslarning indikator diagrammasi va so'rish grafigi porshenli nasoslar-nikiga o'xshash bo'ladi. Nasosga berilgan quvvatning bir qismi (yuqorida aytilgan sarflardan tashqari) diafragmaning elastiklik kuchini yengishga sarf bo'ladi. Shuning uchun FIK ham kamroq bo'ladi. Diafragmani elastikligi kichik materialdan tayyorlab bu yo'qotishni kamaytirish mumkin.

Amaliy mashg'ulotlarni bajarishga doir ko'rsatma

Masalalar.

2.1. Plastinkali nasosning o'lchamlari quyidagicha: statorning ichki qismi diametri $d=100\text{mm}$; eksentrisitet $l=10\text{mm}$; plastinkalar qalinligi $=3\text{mm}$; plastinkalar eni $b=40\text{mm}$; plastinkalar soni $z=5$. Agar aylanishlar chastotasi $n=1450\text{ ayl/min}$ va nasosdan chiqishdagi bosim $P=5\text{ MPa}$ bo'lsa. Nasosga sarflangan quvvat

aniqlansin. Nasosning mexanik foydali ish koeffitsiyentini $\zeta_n=0,9$.

Yechimi: 1. Nasosga sarflangan quvvatni aniqlaymiz

$$N_c = M \cdot \omega$$

Plastinkali (rotorli) nasosning valdagi momenti

$$M = \frac{1}{2\pi} \rho v \frac{1}{\tau_M}$$

Gidromashina ishchi hajmi formuladan aniqlanadi

$$V = 2eb(K2 \pi R - \delta z) = 0,00022 \text{ m}^3$$

$$N_c = M \omega = \frac{1222}{2 \cdot 3,14} \cdot \frac{3,14}{30} \cdot 1450 = 30 \text{ кВт}$$

Javob: $N_c = 30 \text{ кВт}$

2.2. Radial-porshenli gidromotorga uzatilayotgan suyuqlik sarfi o'zgarmagan holda, rotorning aylanishlar chastotasini o'zgartirish, statorni siljitish, ya'ni eksentrisitet l ni uzgartirib amalga oshiriladi. Gidromotor rotori doimiy momenti $M = 300 \text{ nm}$ bilan yuklangan bo'lib, agar gidromotor kirish qismidagi maksimal bosim $P_{\text{max}} = 20 \text{ МПа}$, o'zatilayotgan suyuqlik sarfi $Q = 15 \text{ l/min}$, P_{max} da gidromotor hajmi FIK $q = 0,90$ va shu bosimda mexanik FIK $m = 0,92$ bo'lsa, gidromotor rotorning maksimal aylanish chastotasi qancha bo'ladi.

Yechimi: radial-porshenli gidromotor (umumiy) FIK

$$\zeta = \frac{N\phi}{N} = \zeta q \cdot \zeta m$$

$$P_{2M} = P_1 - P_2;$$

$$P_1 \text{ max}; P_2 = 0$$

$$P_{2M} = P_1 = 20 \text{ МПа}$$

(1.9) формуладан

$$\zeta = \zeta q \cdot \zeta m = 0,9 \cdot 0,92 = 0,828$$

$$\zeta = \frac{N\phi}{N}; \quad 0,828 = \frac{300 \cdot 0,105n}{0,00025 \cdot 20000000} = \frac{31,5n}{5000};$$

$$0,828 = \frac{31,5n}{5000};$$

Rotorning maksimal aylanishlar chastotasi

$$n = 0,828 \cdot \frac{5000}{31,5} = 132 \text{ айл/мин}$$

Javob: $n = 132 \text{ айл/мин}$.

2.3. Shesternyali nasos validagi aylantiruvchi moment miqdorini va foydali sarfini $Q_n = 0,4 \text{ l/s}$ aniqlang. Agar nasosning nazariy sarfi aylanish chastotasi $n = 25 \text{ айл/с}$ va nasos bosimi $P_n = 1,25 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$ bo'lsa, mexanik FIK ζ

$$m = 0,85, \text{ hajmiy FIK } \zeta q = 0,9 \text{ ga teng.}$$

Yechimi: 1. nasosning ishchi hajmi (1.22) formuladan

$$V = \frac{Qn}{n} = \frac{0,4}{25} = 0,016 \text{ л/айл} = 16 \text{ см}^3/\text{айл}$$

2. Nasos validagi foydali aylantiruvchi moment

$$M\phi = \frac{V \cdot P_H}{2\pi} = \frac{16 \cdot 1,25 \cdot 10^2}{2\pi \cdot 10^6} = 32 \text{ нм}$$

Nasos valiga berilayotgan aylantiruvchi moment

$$M = \frac{H\phi}{\zeta_{max}} = \frac{32,0}{0,85} = 38 \text{ нм}$$

3. Foydali sarf

$$Q\phi = Qn \cdot \zeta q = 0,4 \cdot 0,9 = 0,36 \text{ л/с}$$

Javob: $M=38 \text{ нм}$; $Q\phi=0,36 \text{ л/с}$.

XVIII bob. ROTORLI NASOSLAR

18.1. Rotorli nasoslarning tasnifi, umumiy xossalari va qo'llanilishi

Hajmiy rotorli nasoslar – shesternyali, vintli, plastinkali (shiberli) va porshenli turlarga bo'linadi. Hajmiy rotorli nasoslar o'zgaruvchan sarfli sarfi boshqariladigan va o'zgarmas sarfli (sarfi boshqarilmaydigan) bo'lish mumkin.

Bu turdagi nasoslarning sarfi ish bo'shlig'i kattaligiga va rotorning aylanishlar soniga bog'liq; nasos elementlarining puxtaligi (chidamliligi) bosim yo'lidagi qarshilikka mos bo'lishi kerak. Agar bosim yo'lidagi berkitkish tasodifan yopiq bo'lib qolsa va nasos himoyalash apparatlari bilan ta'minlanmagan bo'lsa, bu holda yo nasos sinadi yoki nasos dvigateli ishdan chiqadi.

Rotorli nasoslar har xil bir jinsli suyuqliklarni uzatishda avtonom qurilma sifatida, shuningdek, gidroyuritmalar tarkibida suyuqlikni harakatlantiruvchi yoki suyuqlikka kerakli energiya bosim beruvchi nasos holida va harakatlanayotgan suyuqlik orqali o'zi harakat olib energiyasini boshqa mashinalarga qurilmalarga uzatuvchi gidrodvogatellar tarzida ishlatilishi mumkin. Rotorli nasoslarning hajmiy FIK i $0,7 \div 0,95$ atrofida bo'lib, nasosning ishqalanuvchi qismlarining yeyilishiga mos ravishda o'zgaradi. Nasos aniq ishlangani uchun mexanik FIK yuqori bo'ladi.

Silindrlari umumiy blokka birlashtirilgan ko'p silindrli nasoslar rotorli-porshenli nasoslar deyiladi. Porshenni harakatga keltirish usuliga qarab aylanuvchi va qo'zg'almas blokli–rotorli–porshenli mashinalar mavjud. Silindrlar blok o'qiga nisbatan radial yoki aksial joylashishi mumkin. Agar blokda silindrlar radial joylashgan bo'lsa – bu nasoslar radial-porshenli deyiladi. Gidromashina blokiga silindrlar aksial joylashgan bo'lsa – aksial – porshenli nasoslar bo'ladi. Ko'pchilik rotorli – porshenli mashinalarning xarakterli tomoni shundaki, ularda so'ruvchi va uzatuvchi klapanlar yo'q. Bu xususiyat nasoslardan aylanishlar sonining yuqori qiymatlarida foydalanish imkoniyatini beradi.

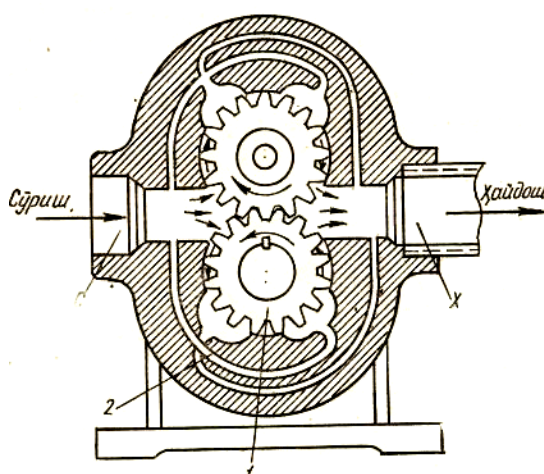
Rotorli–porshenli mashinalarda krivoship–shatunli mexanizm yo'q, lekin bu mashinalarning kinematik asosini krivoship–shatunli mexanizmlarning inversiyasi tashkil qiladi. Bu nasoslar gidrouzatmalarda, metallga ishlov berish stanoklariga moy uzatishda, ichki yonuv dvigatellariga yoqilg'i, surkov moyi, stanok keskichlariga sovituvchi suyuqlik uzatishda ishlatiladi. Rotorli gidromashinalar tarkibiga kiruvchi rotorli–plastinkali, shesternyali, vintli, rotorli – porshenli (radial va aksial joylashgan silindrli) nasoslarning konkret ishlatilish joylari to'g'risida keyinroq to'xtab o'tiladi.

18.2. Rotorli nasoslarning tuzilishi va xossalari

a) Shesternyali nasoslar

Shesternyali nasoslarning tuzilishi juda sodda. Oddiy shesternyali nasoslarning asosiy ish detallari ikkita bir xil shesternyadan iborat bo'lib (2.36- rasm), ular o'zaro ilashgan va korpus 2 ishiga joylashtirilgandir. Yetaklovchi shesternya harakatni dvigateldan oladi. Nasosda ikkita qopqoq bo'lib, ularda yetaklovchi va yetaklanuvchi valiklar podshipnik va salniklar bilan ta'minlangan. Nasos korpusida

ikkita teshik bo'lib, bittasi (S) so'rish teshigi shesternya tishchalari o'zaro ajralayotgan tomonda, ikkinchisi (H) - haydash teshigi teskari tomonda (tishchalar birikayotgan tomonda) bo'ladi. Nasosning ishlash prinsipi quyidagicha. Yetaklovchi val o'zida o'rnatilgan shesternyasi bilan dvigatel yordamida harakatga keltiriladi, yetaklanuvchi shesternya esa undan aylanma harakat oladi. Shesternyalar aylanayotganda tishlar so'rish bo'shlig'i (S) da bir-biridan uzoqlashadi. Natijada tishlar orasidagi chuqurchada suyuqlik katta tezlikda olib ketilishi sababli so'rish bo'shlig'ida siyraklanish beradi va so'rish teshigiga suyuqlik keladi. Tishlar orasidagi chuqurchalardagi suyuqlik tishlar o'zaro birikkan paytda haydash bo'shlig'i (X_1) ga siqib chiqariladi, natijada haydash bo'shlig'ida bosim ortib, suyuqlik tarmoqqa uzatiladi. Shesternyali nasoslar ishlayotganda tishlar orasidagi chuqurchalarda katta bosim vujudga kelib, u valik va nasos tayanchiga beriladi.



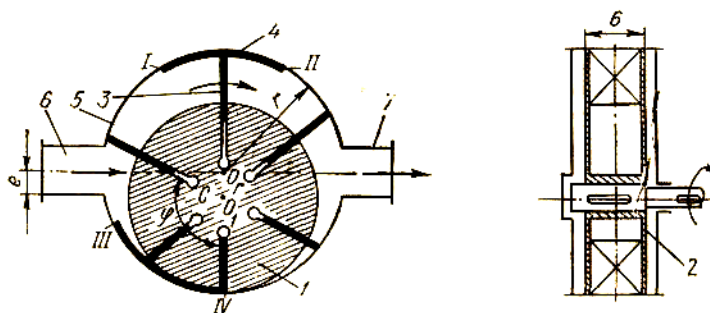
18.1 - rasm. Shesternyali nasoslar

Bu kuchlarni kamaytirish uchun tishlar orasidagi teshikchalarda suyuqlikning qolib ketishiga yo'l qo'ymaslik kerak. Shu maqsadda yuqori bosimli nasoslardagi chuqurchalarda radial kanallar ariqchalar yasaladi. Bu ariqchalardan qoldiq suyuqlik chiqarib yuboriladi, natijada nasos tayanchi va valiklaridagi yuk kamayadi. Shesternyali nasoslar tashqi va ichki ilashuvchi qilib yasaladi. Tashqi ilashuvchi nasoslar ko'p ishlatiladi. Ichki ilashuvchi kompakt nasoslar kichik qurilmalarda ishlatiladi. Shesternyali nasoslar hosil qilgan bosimiga qarab past (10 kG/cm^2 gacha), o'rtacha (30 kG/cm^2 gacha) va yuqori (100 kG/cm^2) bosimli bo'ladi. Past bosimli nasoslar stanok va mashinalarning moylash-sovitish sistemalarida qo'llaniladi. O'rtacha bosimli nasoslar kuch organlariga harakatni tez uzatish kerak bo'ladigan stanoklarning gidrouzatmalarida (masalan, parmalash va jilvirlash stanoklarida) ishlatiladi. Yuqori bosimli nasoslar stanokning ichki organiga katta kuch uzatish lozim bo'lgan gidrouzatmalarda qo'llaniladi. Shesternyali nasos 2, 3, 4 va hatto 5 shesternyali bo'lish mumkin, ammo 3 dan yuqori shesternyalarni qo'llaganda FIK kamayib ketadi. 3 shesternyali nasos 2 shesternyaliga nisbatan katta sarfga ega, lekin hajmiy FIK i kichik. Keyingi paytlarda hajmiy FIK ni oshirish maqsadida gidravlik kompensatorli shesternyali nasoslar chiqarila boshladi. Yon shetdagi tirqishlarni gidravlik kompensatsiyalash uchun vtulka kuchli ishqalanish va yedirilish

hosil qilmaydigan qilib shesternyaga mahkam siqib qo'yiladi. Bundan tashqari, yon qistirmalardan foydalanib yon chet tirqishlarni kichraytirish usulidan ham foydalaniladi. Bu qistirmalar elastik devorli katakchalarga ega bo'lib, shayba holida shesternya bilan nasos korpusi orasiga qo'yiladi. Nasos ishlayotganda devordagi tirqishlardan qistirma katakchalari moyga to'latiladi. Bosim ostida katakcha to'siqlari deformatsiyalanadi va tirqishlardan moy mos shesternya yonlariga keladi.

b) Plastinkali (shiberli) nasoslar

18.2–rasmda oddiy rotorli–plastinkali nasosning tuzilishi ko'rsatilgan. Rotor 1 nasos korpusida bir-biriga mahkam siqilgan disklar 2 orasiga joylashtirilgan.



18.2 - rasm. Plastinkali nasoslar

Nasosning silindrik korpusi ichida aylanuvchi baraban bo'lib, uning o'qi korpus o'qiga nisbatan e masofaga yoki ekstsentritetga siljigandir. Rotor radiusiga tomon ozgina qiyalashgan yoki radial joylashtirilgan uyachalarda plastinkalar (shiberlar) 3 o'rnatilgan. Statorga taqalgan va rotor bilan birga aylanadigan plastinkalar statorning ichki silindrik yuzasi bo'ylab sirpanadi hamda rotorga nisbatan ilgariylanma qaytma harakatda bo'ladi. Rotor ekstentrik joylashgani sababli rotor bilan stator orasidagi bo'shliqning hajmi kattalashadi. Natijada bosim kamayib, moy bo'shliqni to'latadi. Moy stator chetida joylashgan va nasosning so'rish trubasi 6 bilan ulangan tuynuk 5 orqali kiradi va rotorning aylanish yo'nalishi bo'ylab plastinkalar yordamida siljishi. Plastinkalar rotor bilan stator oralig'idagi eng uzoq masofali nuqtadan o'tgach plastinkalar orasidagi bo'shliq hajmi kichraya boradi va moy qarshidagi tuynukdan 7 orqali haydash trubasiga siqib chiqariladi. Plastinkali nasoslar o'zgarmas sarfli va boshqariluvchi sarfli qilib yasaladi. Bu nasoslarda so'rish pulslanuvchi bo'lib, eng kam so'rish nasos ishga tushgan paytda boshlanib, rotorning aylanishi tezlashuvi bilan so'rish oshib boradi. Eng katta so'rish stator va rotor orasidagi masofa maksimal uzaygandagi plastinkalar holatiga mos bo'ladi. Keyinchalik nasosning sarfi kamayib borib plastinkalar eskirganda minimumga etadi. Suyuqlik so'rishning pulslanishni kamaytirish maqsadida 4 dan 12 gacha plastinka qo'yiladi. Haydash va so'rish bo'shliqlari qo'shilib ketmasligi uchun I-II va III-IV zichlovchi do'ngliklar yasaladi. Ularning uzunligi birinchi plastinka zichlovchi do'nglik chegarasiga kirgan paytda ikkinchisi shu chegaradan chiqib ketadigan kattalikda bo'lishi kerak. Berk hajmda moyning qolib ketishini yo'qotish uchun III-IV

do'nglik I-II dan qisqaroq qilinadi. Plastinkali nasoslarda har qaysi plastinka bir aylanish davri ichida bir marta so'rish va haydashda qatnashadi, shuning uchun ular bir harakatli rotorli plastinkali mashinalar deyiladi.

Bir harakatli rotorli-plastinkali nasoslarning kamchiligi podshipniklarga tushadigan bir tomonlama katta zo'riqishning mavjudligidir. Bu kamchilikni yo'qotish uchun ikki xarakatli rotorli-plastinkali nasoslar qo'llaniladi. Ularda rotor va podshipniklar ortiqcha zo'riqishsiz ishlaydi. Ikki harakatli nasoslarda so'rish 2 marta katta va o'zgarmas miqdorga ega bo'lib, rotorning buralish burchagiga bog'liqmas. Chunki bir kameradan ikkinchisiga uzatish shundan bajariladiki, istalgan daqiqada nasosning umumiy so'rishi bir xil bo'ladi. Rotorli-plastinkali ikki harakatli nasoslarda so'rish va haydash tuynuklari orasidagi qismda yo'naltiruvchi rotor markazidan qo'yib chizilgan aylana bo'ylab, tuynuklar egallagan qismda esa Arximed spirali bo'ylab profillangan. Rotorli nasoslar nisbatan kichkina sarfda (5 dan 200 l/min gacha) va yuqori bosimda ($70 \text{ at } 7 \cdot 10^6 \text{ H/m}^2$ gacha) moy va boshqa suyuqliklarni uzatishda ishlatiladi. Bu moy va suyuqliklar nasosning harakatlanuvchi qismini moylovchi va nasos ichki yuzalaridan korroziyani yo'qotuvchi vazifasini ham o'taydi. Plastinkali nasoslardan benzo-nasos sifatida, metall kesuvchi stanoklarda, aviasiyada ham foydalaniladi.

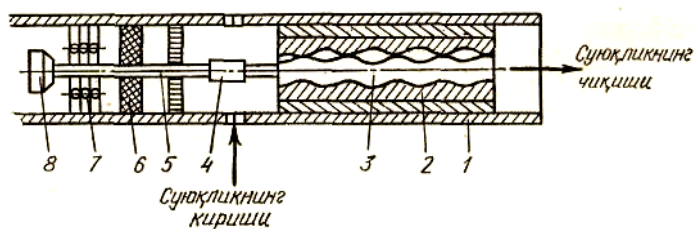
v) Vintli nasoslar

Vintli nasoslar suyuqlikni bir tekis tortish bilan farq qiladi. Ular yuqori FIK iga ega, ixcham, ishlatish qulay, yuqori bosimda va katta aylanishlar sonida shovqinsiz ishlay oladi. Bunday nasoslar bir, ikki, uch va hokazo vintli bo'ladi.

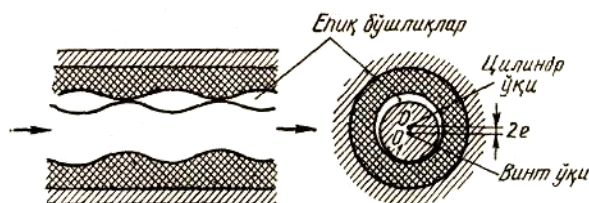
Bir vintli nasoslar hajmiy nasoslarning hamma afzalliklari (yuqori bosimda uzatilayotgan suyuqlikning juda kam aralashishi va katta so'rish balandligi) ni mujassamlashtirganlar. Undan tashqari, plunjerli va porshenli nasoslardan harakatlana-digan detallarning kamligi, klapanlarning va murakkab o'tish joylarining yo'qligi kabi afzalliklari bilan farq qiladi. Bir vintli nasoslarda tortish bir tekis bo'lgani uchun inersiya ta'siri bo'lmaydi, natijada so'rish yaxshilanadi. Bu nasoslar ixcham, yengil, sodda tuzilgan. Bir vintli nasoslar mamlakatimizda ko'mir shaxtalaridan ifloslangan suvlarni tortib olishda, havzalardan neftni so'rishda quduqlardan suv tortishda va achitqilarni tashishda ishlatiladi.

Bir vintli nasoslarning (18.3- rasm) ishlash prinsipi quyidagicha. Ichki tomoni vint shaklida profillangan silindrda vint aylanadi. Silindr o'ziga xos profilli bo'lgani va vintning aylanishi sababli suyuqlikning cheksiz harakati vujudga keladi. Silindrning ichki vintsimon yuzasi va vint yuzasi orasida yopiq bo'shliqlar yoki hajm hosil bo'ldi. Bu bo'shliqlarning vaqt birligi ichidagi umumiy hajmiga mos ravishda nasosning sarfi oshadi. So'rish tomonidagi bo'shliq hajmi kattalashganda nasosning kirish qismida bosimlar ayirmasi hosil bo'ladi va bu bo'shliq suyuqlikka to'ladi. Qandaydir bir vaqtda suyuqlik yopiladi va silindrning haydash tomoniga harakatlana boradi. Har bir bo'shliq ma'lum hajmdagi suyuqlikni olib chiqadi. Vintning bir to'liq aylanishidagi suyuqlik silindr bo'yicha bir qadam uzunlikka siljiydi va o'zgarmas kesimdan to'kiladi. Yopiq (18.4- rasm) bo'shliqlarning siljishi natijasida bosim so'rish bosimi p_c dan haydash bosimi p_h gacha oshadi.

Eng ko'p tarqalgan vintli nasoslarga uch vintli nasoslar kiradi. Vintli nasoslarning asosiy ish organi-vintlardir: ular aylanma harakat qiladi. Ish vinti vazifasini faqat yetaklovchi vint bajaradi. Yetaklashuvchi vintlar uzatilayotgan suyuqlikning bosimi ta'sirida aylanadi, shuning uchun foydalanish davrida vintlar tez ishdan chiqmaydi, yeyilmaydi va ishonchli bo'ladi. Yetaklovchi vintlar zichlagich rolini o'tab, uzatish kamerasidan so'rish kamerasiga suyuqlikning qaytib tushishiga to'siqinlik qiladi. Yetaklovchi vintning ichki diametri va yetaklanuvchi vintning tashqi diametri o'zaro teng bo'ladi. Uchta vintning kesimlari ish vaqtida o'zaro tegishib cheksiz yuza bo'limi hosil qiladi va suyuqlikni so'rish kamerasidan uzatish kamerasiga so'ruvchi porshen rolini bajaradi. Bo'lim yuzasi vintning har bir qadamida takrorlanadi. Ish uzunligi qadamlar soni ko'paygan sari, bo'shliqlar soni oshib boradi. Vint qadami chegarasidagi har bir bo'shliq ko'p bosqichli nasoslardagi ayrim bosqich o'rnida bo'lib, vint uzunligi ko'payishi bilan yuqori hajmiy FIK li katta bosim hosil qiladi. Vintli nasos uchta asosiy qismdan iborat stator, nasos korpusi va yetaklovchi vint.



18.3 - rasm. Sho'ktirma bir vintli nasoslarning sxemasi

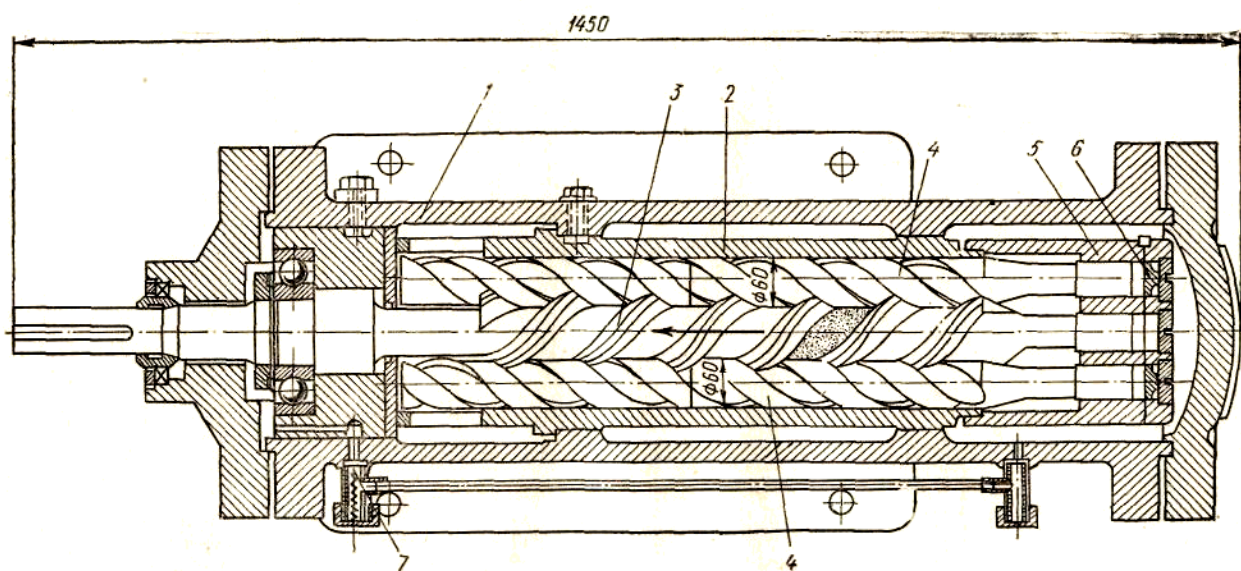


18.4 - rasm. Silindr - vint jufti

18.5-rasmda Leningrad metall zavodida yaratilgan MVN-10M markali vintli nasos ko'rsatilgan. Nasosning uchta: o'rtadagi yetaklovchi 3 va ikkita yetaklanuvchi 4 vinti bor. Vintlarning kesik joylari stator 2 ga podshipnikka o'xshatib mahkamlangan. Statorni rubashka (g'ilof) deb ham ataladi. Undagi vintlar uzunligini esa ish uzunligi deyiladi. Rubashka 2 oxiriga so'rish va haydash kameralari kelib birlashgan. Nasosda rubashka qopqog'i 6, bo'shatuvchi porshen 7, bo'shatuvchi stakanlar, podshipnik vtulkasi, salnik va quyish trubasi bor. Korpus 1 qopqoq 2 bilan yopiladi va asosga maxsus tiragichlar hamda flaneslar bilan mustahkamlanadi.

Yetaklovchi valning oxiri korpusdan chiqib turadi va mufta yordamida dvigatelga ulanadi. O'qiy bosimni muvozanatlash maqsadida nasos vintlarida yoki korpusda suyuqlik haydash kamerasi tomondan so'rish kamerasi orqasidagi vint tagiga oqib

tushadigan ariqchalar yasaladi. Nasosni buzilishlardan saqlash uchun saqlagich klappanlar qo'yilgan. Vintli nasoslarning ishlash prinsipi quyidagicha. Yetaklovchi vint dvigateldan aylanma harakatga keltiriladi, bunda vintlarning ajratish tekisligi so'rish kamerasining chuqurchalarida joylashgan bir hajm suyuqlikni kesib ajratib oladi. Keyin suyuqlik vint bo'ylab haydash kamerasiga, undan haydash trubasiga qarab harakatlanadi. Shu paytda so'rish kamerasida, siyraklanish xosil bo'ladi, natijada suyuqlik so'rish trubasidan so'rish kamerasiga tushib, vint chuqurchasini to'ldiradi: bu jarayon cheksiz davom qiladi va nasos ishining uzluksizligini saqlaydi.



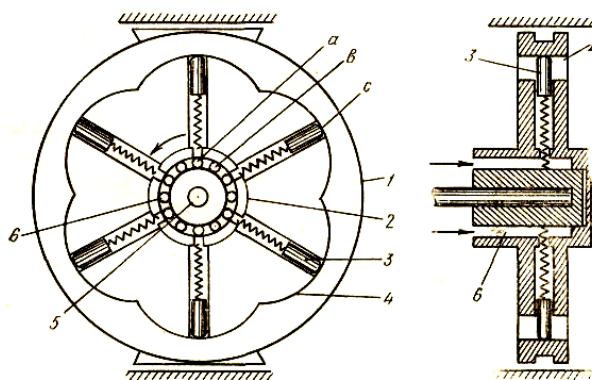
18.5 -rasm. Uch vintli nasoslar

Suyuqlik kesim yuzasi tomonidan ajratib olinmasdan oldin bosim ostida harakatlanayotgan bo'lsa, uning keyingi harakati vintlarning kesim yuzalarining bosimi ostida (porshenga o'xshab) sodir bo'ladi. Suyuqlik nasosga uzluksiz berilgani sababli bir tekis so'rish ro'y beradi. Vintli nasoslar $4-7 \text{ kG/sm}^2$ dan 200 kG/sm^2 gacha bosimlar uchun mo'ljallanadi. Joiz so'rish balandligi 8-9 m suv ustuniga teng. Vint ish uzunligidagi o'ramlar soni odatda past bosimli nasoslar uchun $z = 1,5h$; o'rta boismlar uchun $z = 3h$ va yuqori bosimlar uchun $z = 5h$ deb qabul qilingan (bunda h – vint qadami).

2) Radial-porshenli nasoslar

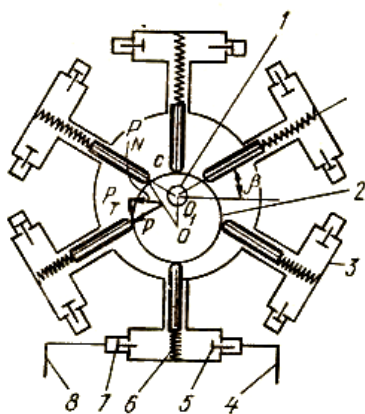
Bu nasoslar 2 gruppaga: a) silindrli radial joylashgan va b) aksial bo'lgan gruppalariga bo'linadi.

Radial-porshenli nasos rotor, 2, doiraviy yo'naltirgich 4 li stator 1 va porshenli 3 dan iborat (18.6-rasm). Rotor qo'zg'almas o'q 5 atrofida aylanadi.



18.6. - rasm. Radial-porshenli nasos

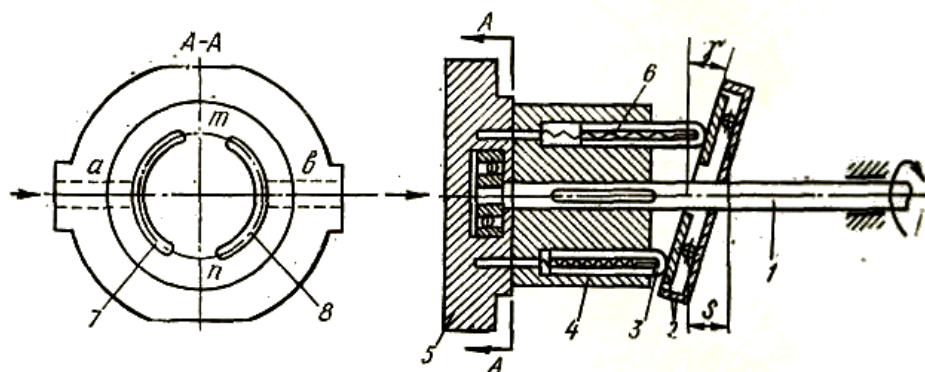
Porshenlar ilgarilanma qaytma xarakat qilib, o'z silindrlaridan chiqib prujina yordamida yo'naltiruvchi 4 ga tomon qattiq itariladi. Rasmdagi shtrixlangan qism teshik 6 dan suyuqlik bilan to'ldiriladi, silindrning ish xajmi kichraygan paytda – teshikdan suyuqlik xaydab chiqariladi. Bu nasosning ikkinchi turi ekstsentrik-plunjerli nasos bo'lib, ularda aylanayotgan ekstsentrik yuzasiga porshenlar shtoki tashqaridan tegib o'tadi. Bu nasosda plunjer ilgarilanma-qaytma harakatni ekstsentrik 2 dan oladi. U val 1 ga o'rnatilgan (18.7-rasm). Prujina 6 ta'sirida plunjer nasos vali tomoniga harakatlanayotgan paytda silindr 3 dagi bo'shliq plunjerdan ajralib, siyraklanish hosil qiladi. So'rish klapani 5 oshilib, so'rish trubasi 4 dan silindrga suyuqlik kiradi. Nasos tirsakli vali 2 ning aylanishida ekstsentrik plunjer shtokiga ta'sir qilib, silindrdagi suyuqlikni bosadi va uni klapan 7 orqali bosim yo'li 8 ga siqib chiqariladi. Bitta ekstsentrik bir nechta ish silindriga xizmat qilishi mumkin, agar ular ekstsentrik atrofida joylashgan bo'lsa, valda bir nechta ekstsentrik joylashishi mumkin: bu holda ular teng sonli bir qator joylashtirilgan silindrlarga xizmat qiladi. Radial-porshenli nasoslar 200 at dan 1000 at gacha bosim hosil qila oladi; ularning unumi 800 l min va quvvati 115 kVt ga yetadi.



18.7. - rasm. Radial-plunjerli nasoslar

Aksial-porshenli nasoslar

Aksial-porshenli nasoslarda porshenli silindrlar aylanish o'qiga parallel joylashgan bo'ladi (18.8-rasm).



18.9 - rasm. Aksial-porshenli nasos

Nasosda rotor rolini silindrlardan iborat blok 4 o'taydi, uni val 1 yordamida aylantiriladi. Taqsimlash diski 5 va yotiq disk 2 nasos ishlagan paytda qimirlamasdan turadi. Porshenlar 3 yotiq diskka tegib turadi. Porshenlar yuqorida prujina 6 bilan oldinga itariladi, pastda esa yotiq disk 2 ning ta'sirida orqaga qaytadi. Suyuqlik silindrlarda kanal a dan taqsimlanadi. Kanal b dan haydaladi. Porshenlarning n hol dan m ga o'tishi, so'rishning m holatdan n ga o'tishi haydashni bildiradi. Porshenning yo'li disk 2 ning gorizont bilan hosil qilgan burchagi γ bilan aniqlanadi. Odatda, silindrlar bloki aylanadi, taqsimlash qurilmasi esa qo'zg'almasdir. $\alpha < 0$ bo'lib, blok 4 aylanayotganda, yotiq shayba (disk) 2 va shatun yoki prujina 6 yordamida porshenlar 3 silindr ichida ilgariylanma-qaytma harakatlanadi. Taqsimlash diski 5 dan uzoqlashgan porshenlar suyuqlikni so'radi, unga yaqinlashganda esa suyuqlikni haydaydi. Silindrlarga suyuqlikni keltirish va olib ketish silindrlar bloki chetidagi teshiklar orqali bajariladi. Teshikchalar taqsimlagich 5 da joylashgan o'roqsimon taqsimlash tuynukchalari 7, 8 bilan ketma-ket ulanadi. Porshenlar chetki nuqtalarga yetganda silindr teshiklari 7 va 8 tuynukchalar orasiga to'g'ri kelib, so'rish va haydash yo'llarini bir-biridan ajratib qo'yadi. Silindrning haydash bo'shlig'i bilan tutashgan vaqtidagi qayta oqim zarba kuchining ta'sirini kamaytirish maqsadida tuynukchalar oxirida ensiz ariqchalar yasalgan bo'lib, ular silindrlarni haydash bo'shlig'i bilan asosiy tuynukchalar tutashguniga qadar bog'laydi. Natijada silindrdagi bosim haydash bo'shlig'idagi bosimgacha bir tekis ko'tariladi.

18.3. Rotorli nasoslarning ish hajmi va sarfini aniqlash

Ish hajmi deb nasos o'ziga sig'ira oladigan suyuqlik hajmiga teng hajmga aytiladi, ya'ni nasos bir aylanishda so'rgan suyuqlik hajmi ish hajmga tengdir. Nasosning sarfi esa aylanishlar soniga teng bo'lganda undan o'tgan suyuqlik hajmiga teng.

Shesternyali nasoslarning so'rishini (sarfini) shesternyadagi umumiy tishlarning hajmiga qarab aniqlash mumkin, chunki bitta tish hajmi ikkita tish orasidagi chuqurcha hajmiga, bir to'liq aylanishdagi so'rilgan suyuqlik hajmi esa tishlar orasidagi umumiy chuqurchalar hajmiga tengdir. Nasosning ish hajmi

$$q_n = \pi D_n 2mb \quad (18.1)$$

ga teng bo'lib, o'rtacha so'rishi quyidagicha aniqlanadi:

$$Q = 2\pi D_n 2mbn \quad (18.2)$$

Bu yerda $2m$ – tish balandligi (m – ilashish moduli); D_n - shesternya bosh aylanasi-ning diametri, m; b – tish uzunligi (shesternya eni), m; n – aylanishlar soni, ayl/min.

Chuqurchalarning hajmi tishlarning hajmidan salgina katta bo'lgani va $m = \frac{D_n}{z}$ (z – tishlar soni) ga tengligi uchun nazariy so'rish kattaligi

$$Q_{h,n} = 2\pi \frac{D_n}{z} bn \quad (18.3)$$

bo'ladi (h, n – hajmiy, nazariy). Shesternyali nasoslarining amaliy so'rishi

$$Q_h = n_h Q_{hn} = 2\pi \frac{D_n^2}{z} bn \eta_h, \quad (18.4)$$

bunda η_h – hajmiy FIK.

Shesternyali nasoslarning aylana tezligi 6-8 m/s dan oshmasligi kerak, aks holda tishlar orasidagi chuqurchaning tubida haddan tashqari siyraklanish hosil bo'lib, kavitatsiya xodisasi olib keladi va nasosni ishdan chiqaradi.

Shesternyali nasoslar uchun quyidagi aylana tezliklar tavsiya qilinadi:

| | | | | | | | |
|--|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------|
| Suyuqlikning qovushoqligi, °E (Engler gradusida) | 2 | 6 | 10 | 20 | 40 | 70 | 100 |
| Tezlik, m ² | 5,0 | 4,0 | 3,7 | 3,0 | 2,2 | 1,6 | 1,26 |

So'rish trubasida suyuqlikning oqish tezligi 1-2 m/s bo'lishi kerak. Suyuqlikning shesternyaga bo'lgan bosimi

$$P = (0,75 \div 0,85) D_t b p, \text{ kG} \quad (18.5)$$

bo'lib, bunda D_t shesternya tishlarining tepasi xosil qilgan aylana diametri, sm; b – shesternyaning eni, sm; p – nasos xosil qilgan bosim, kG/sm².

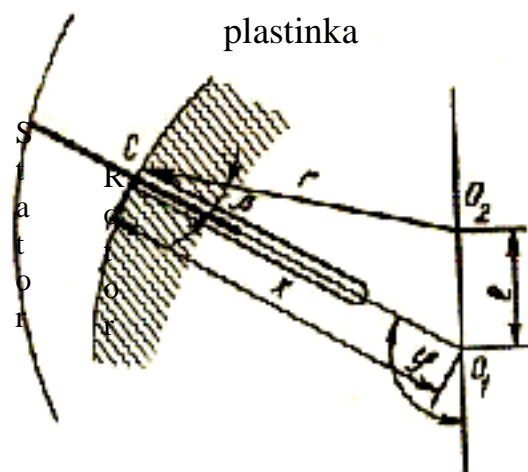
Shesternyali nasosning quvvati

$$N = \frac{Qp}{612\eta_h} \text{ yoki } N = \frac{Qp}{450} \text{ (ot kuchi)} \quad (18.6)$$

formulalari bilan aniqlanadi.

Rotorli–plastinkali nasoslarning nazariy so'rishini aniqlash uchun nasos cheksiz ko'p juda yupqa plastinkalardan iborat deb qabul qilamiz. 18.2-rasmdagi plastinali nasos uchun hisoblash sxemasini chizish mumkin. Bu sxemadagi $\Delta O_1 O_2 C$ uchburchagidan (18.10-rasm)

$$x = r \cos \beta + e \cos(180 - \varphi) = r \cos \beta - e \cos \varphi \quad (18.7)$$



18.10 - rasm. Plastinkali nasoslar uchun ish hajmini hisoblashga doir chizma

Plastinkaning ish qismi

$$h = x - (r - e) \tag{18.8}$$

bo'lsa, (18.7) ni (18.8) ga qo'yib, quyidagini hosil qilamiz:

$$h = r \cos \beta - e \cos \varphi - (r - e) = e(1 - \cos \varphi) + r(\cos \beta - 1)$$

Rotorli plastinkali nasoslarda e/r qiymati juda kichkina, shuningdek, $\beta \approx 0$ va $\cos \beta \approx 1$ bo'lgani uchun:

$$h = e(1 - \cos \varphi). \tag{18.9}$$

Rotor $d\varphi$ burchakka aylanganda so'rish bo'shlig'idan haydash bo'shlig'iga uzatilgan suyuqlik hajmi

$$dq_n = hbrd\varphi \tag{18.10}$$

bo'ladi. Bunda b – rotorning eni; r – rotorning radiusi. (18.10) ni 0 bilan 2π orali-gida integrallab, rotorning ish va u hajmini orqali nisbiy nazariy so'rishini hisoblash mumkin:

$$q_n = b \int_0^{2\pi} rh d\varphi = erb \int_0^{2\pi} (1 - \cos \varphi) d\varphi = 4\pi erb Q_{n.n} = q_n \cdot n = 4\pi erb n \tag{18.11}$$

Nasoslarning hajmiy FIK hisobga oladigan zichlanishlardan moy sirqishini, plastinkalar qalinligi δ ni, ularning soni z ni ko'zda tutib, rotorli–plastinkali nasos-larning o'rtacha so'rishi aniqlanadi:

$$Q_q = \eta Q_{n.n} = 2\eta_0 be(2\pi r - z\delta)n \tag{18.12}$$

bu yerda $Q_{n.n}$ – nisbiy, nazariy so'rish.

Vintli nasoslarda ish hajmi

$$q_n = Sh \text{ ga teng} \tag{18.13}$$

bu yerda S – tashqi ko'ylak (rubashka) va vintlar kesim yuzalarining ayirmasiga teng bo'lgan chuqurchalar yuzasi; h – vint kesmasining qadami. Har xil profillar uchun yuzani quyidagicha hisoblanadi.

$$\left. \begin{aligned} S &= 1,25d_T^2 \\ S &= 1,24d_T^2 \end{aligned} \right\} \quad (18.14)$$

Vint kesimining qadami esa:

$$h = \frac{10}{3} d_T \quad (18.15)$$

bunda d_T – yetaklovchi vintning asosiy aylanasi diametri.

Yuqoridagilarni hisobga olib

$$q_n = Fh = 4,14d_T^2 \quad (18.16)$$

ni topish va undan foydalanib vintli nasosning n aylanishiga mos nazariy soʻrishi $Q_{n,n}$ ni aniqlash mumkin:

$$Q_{n,n} = q_n n = 4,14d_T^3 \quad (18.17)$$

Agar vintlar va nasos korpusi orasidagi radial tirqishlardan suyuqlikning sirqib ketishini η_h hisobga olsa, vintli nasoslarning amaliy soʻrishi

$$Q_h = \eta_x Q_{n,n} = 4,14d_T^3 \eta_x \quad (18.18)$$

ga teng boʻladi.

Radial-porshenli nasoslarda ish hajmi

$$q_n = z \frac{\pi D^2}{4} 2e \quad (18.19)$$

va soʻrish

$$Q_n = \eta_T 2e \frac{\pi D^2}{4} z \frac{n}{60} \quad (18.20)$$

formulalar bilan hisoblanadi.

bunda z – porshenlar soni; $2e$ – porshen yoʻli (e – eksentritet); $\frac{\pi D^2}{4}$ – porshenning yuzi.

Soʻrishning oʻzgarishi eksentritet e ga bogʻliq boʻlib, uning ishorasiga qarab suyuqlik yoʻnalishi (rotorning aylanish yoʻnalishi oʻzgarmaganda ham) oʻzgarib, xaydash teshigi soʻrish, soʻrish teshigi esa haydash teshigi bilan almashadi.

Agar e ni e_{max} bilan almashtirsak

$$q_n = z \frac{\pi D^2}{4} 2e_{max} \frac{e}{e_{max}} = q_{n,max} U_e \quad (18.21)$$

va

$$Q_n = q_{n,max} \frac{n}{60} \eta_{n,x} U_e \quad (18.22)$$

boʻladi. Bu yerda $U_e = \frac{e}{e_{max}}$ boshqarish parametri (nisbiy ekstsentritet) y 0 dan ± 1 gacha oʻzgaradi.

Ekstsentrik plunjerni nasoslarda valning bir toʻla aylanish vaqtida ish hajmi

$$q = 2eS \quad (18.23)$$

boʻladi; bu erda S – plunjerning ish yuzi, m^2 .

Nasosning toʻliq soʻrishi:

$$Q = \eta_x \frac{Sen}{600}, m^3/s \quad (18.24)$$

bu yerda z – ish silindrlari soni; n – valning bir minutdagi aylanishlari soni; $\eta_x = 0,75 \div 0,95$ – nasosning hajmiy FIK.

Aksial-porshenli nasosda maksimal ish hajmi

$$q_n = z \frac{\pi D^2}{4} D \operatorname{tg} \gamma = z \frac{\pi D^2}{4} \operatorname{tg} \gamma_{\max} \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg} \gamma_{\max}} = q_{n,\max} U_\gamma$$

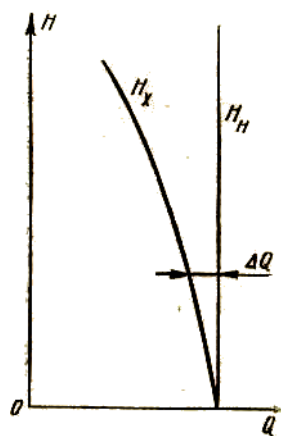
va so'rish miqdori quyidagicha

$$Q_n = q_{n,\max} \cdot \frac{n_n}{60} \eta_{n,n} U_\gamma$$

bu yerda $U_\gamma = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg} \gamma_{\max}}$ boshqarish parametri; D - silindrlar o'qlari joylashgan aylana diametri; γ – yotiq diskning gorizont bilan hosil qilgan burchagi ($\gamma_{\max} = 20^\circ$).

18.4. Hajmiy nasoslarning xarakteristikalari va nasosning tarmoqqa ishlashi

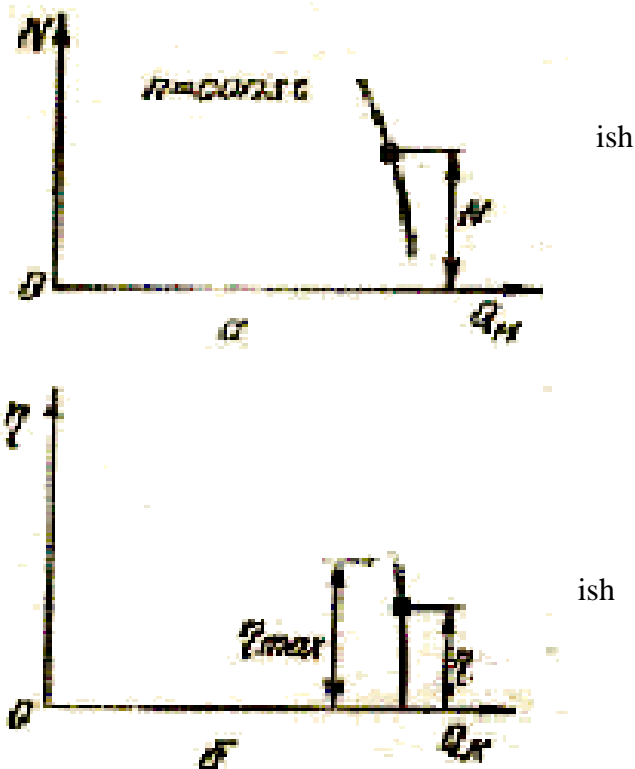
Hajmiy nasoslarning xarakteristikalari markazdan qochma nasoslarnikidan butunlay farqlanadi. Buni ko'z oldimizga keltirish uchun avval hajmiy nasoslarning bosim xarakteristikasi $H=f(Q)$ na quramiz. Nasosning nazariy bosimi aylanish soni o'zgarmas ($n = \text{const}$) bo'lganda 18.11-rasmda tasvirlangandek bosim o'qiga parallel to'g'ri chiziq bilan ifodalanadi. Bunday bosim xarakteristikalari barcha hajmiy va rotorli nasoslarga ham tegishlidir. Bundan qat'i nazar bosim xarakteristikasiga ega bo'lgan bu nasoslarda nazariy bosim cheksiz katta miqdorga intiladi.



18.11 - rasm. Hajmiy nasoslarning bosimi xarakteristikasi

Nasosning haqiqiy so'rishi sarfi bosimga bog'liq bo'lib, uning ortishi bilan turli hajmiy yo'qotishlar ortib ketadi. Markazdan qochma nasoslarda haydash trubasidagi berkitkichni so'rish yo'li bilan (bir xil aylanish sonini saqlagan holda) turli sarf va tegishli xarakteristikalarini olgan edik. Hajmiy nasoslarda esa berkitkichni yopib borgan sari uning oldidagi bosim ortib boradi, lekin sarf juda kam o'zgaradi. Bu o'zgarish ham bosimning ortishi natijasida suyuqlikning tirqishlardan sirqib ketishi hisobiga bo'ladi. Bu esa o'z navbatida bosimning juda oz miqdorga kamayishiga olib keladi. Shunday qilib, hajmiy nasoslarning haqiqiy bosim xarakteristikasi $H_x = f(Q_x)$ 18.10-rasmda tasvirlangandek, chapga biroz qiyalashgan bo'ladi. Hajmiy yo'qotishlar haqiqiy va nazariy sarflar farqidan iborat.

Rotorli nasoslar ichida porshenli nasoslarning bosim xarakteristikalari yana ham qattiqroq bo'ladi, chunki porshen va silindrlarni boshqa siqib chiqaruvchilarga nisbatan aniqroq ishlash mumkin va ularda tirqishlar kichikroq bo'lib, katta bosimlarda yuqori FIK hosil qilishga yordam beradi. Hajmiy nasoslarda quvvat xarakteristikasi (18.11-rasm, a) ham bosim xarakteristikasiga o'xshash bo'ladi, lekin quvvat grafigining egriligi bosimnikiga nisbatan kattaroq bo'ladi. Buni quvvatni aniqlash formulasidan ko'rish mumkin. Bu formuladan ma'lumki, quvvatning kamayishiga bosimning va so'rishning kamayishi bir xilda ta'sir qiladi. FIK xarakteristikasining qiyaligi quvvat va xarakteristikalariga nisbatan kamroqdir (18.12-rasm, b).



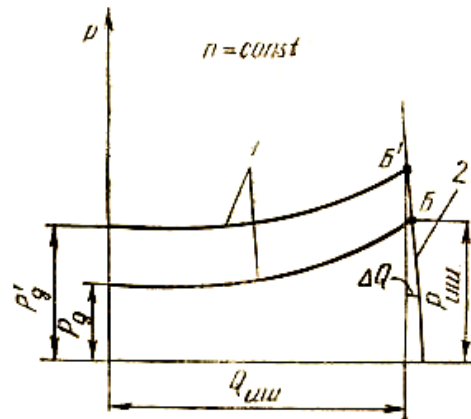
18.12- rasm. Hajmiy nasoslarn quvvat va FIK xarakteristikalari

Gidromashinalarning maksimal FIK ga mos kelgan parametrlari optimal yoki nominal deyiladi. FIK $\eta \geq (0,85 \div 0,9)$ ga teng bo'lsa, nasoslar tejamli ishlayapti deyish mumkin.

Berkitkich butunlay yopilganda, bosim oshib ketishi natijasida nasos qurilmasining biror qismida buzilish sodir bo'ladi. Shuning uchun ish xarakteristikalari ordinata o'qigacha davom ettirilmay, sarfning biror qiymatida uzilish bilan tugaydi. Hajmiy nasoslarning kavitatsiya xarakteristikalari markazdan qochma nasoslar xarakteristikalari bilan ko'rinish jihatidan o'xshash bo'lib, miqdor jihatdan farq qiladi. Nasoslarning ish tartibi yoki uning Q, N, H lari tashqi tarmoq xarakteristikalariga va nasos xarakteristikasiga bog'liq. Hajmiy nasoslarning ish nuqtasi ham markazdan qochma nasoslardagi kabi grafik yo'l bilan aniqlanib, nasosning bosim xarakteristikasi $p_n = f(Q_n)$ va tashqi tarmoq xarakteristikasi $H=H_T=\alpha Q^2$ yoki $p=p_d+\gamma\alpha Q^2$ ning kesishish nuqtasi B da bo'ladi (18.13-rasm). Bu rasmdagi B` nuqta tashqi bosim ko'paygan va gidrodvigatelga katta bosimli suyuqlik zarur bo'lgan

($p_d' > p_d$) vaqtga mosdir. Bunda p_d dvigatel bosimi, p_d' dvigatelning ko'paygan bosimi.

Ushbu rasmdan ko'rinadiki, hajmiy nasoslarda kuch o'zgargani bilan so'rish deyarli o'zgarmay ($\Delta Q=0$) markazdan qochma nasoslarda esa farq ancha sezilarli bo'ladi. Shuning uchun hajmiy mashinalar qattiq xarakteristikali va kurakli mashinalar yumshoq xarakteristikali deyiladi.



18.13 - rasm. Hajmiy nasoslarning trubalar tarmog'iga ishlashi

18.5. Rotorli nasoslarni boshqarish

Yuqorida, markazdan qochma nasoslarda so'rishni boshqarishning bir nechta usullari qayd qilib o'tilgan edi. Hajmiy nasoslarning tuzilishi xilma-xil bo'lgani uchun ularda boshqarish usullarini qo'llash qiyin. Hajmiy nasoslarda so'rishni boshqarishga u bilan bog'liq bo'lgan q_w , n_w , η_{hm} parametrlarni o'zgartirish yordamida erishiladi. Bu parametrlardan aylanishlar soni n_n ni hisobga olmasa ham bo'ladi, chunki nasoslarda, asosan, boshqarilmaydigan qisqa tutashtirilgan rotorli asinxron elektr dvigatellar qo'llaniladi. Ular boshqariladigan elektrodvigatellarga nisbatan tejimli va tuzilishi jihatdan sodda bo'ladi. Amalda hajmiy FIK ning kam o'zgarishi sababli boshqarish faqat ish hajmini o'zgartirish bilan bajariladi. Ish hajmini o'zgartirishga nasos tuzilishiga konstruktiv tuzatish kiritib yoki konstruktiv tuzatishsiz bir nechta usul bilan erishiladi. Bu usullarga ekstsentritet e ni (plastinkali va radial-porshenli nasoslarda), shayba yoki silindrlar blokining og'ish burchagi γ ni (aksial-porshenli nasoslarda), ish silindrlari sonini (ekstsentrik, radial-porshenli va aksial-porshenli nasoslarda), tishlarning ilashish uzunligini (shesterniyali nasoslarda) va hokazolarni o'zgartirish kiradi. Ularning har biri to'g'risida to'xtalib o'tamiz.

a) Ekstsentritet e ni va γ ni so'rish yoki porshen yo'lini o'zgartirish.

Boshqariluvchi radial rotorli-porshenli nasos silindrlar bloki 2, porshenlar 3, taqsimlash qurilmasi 5, yo'naltiruvchi silindr 4, ariqchalar a , b va silindrni blok 2 o'qiga nisbatan $e(l=2l)$ kattalikka harakatlantiruvchi qurilmadan iborat (18.6-rasm). Taqsimlovchi vazifasini ichi bo'sh (g' ovak) va o'q bajarib, unga aylanuvchi silindrli blok joylashtirilgan. Aylanish paytida silindrlar o'z ariqchalari bilan so'rish kanalida a va haydash kanali b ga navbatma-navbat ulanadi. Silindrlar neytral holtdan o'tayotganda uning ariqchalari zichlagich bilan berkitiladi. Porshenning

kallagi silindrning ichki tomoniga markazdan qochma kuchlar va yordamchi nasos uzatayotgan suyuqlik bosimi ta'sirida siqiladi. Agar eksentritet $e < 0$ (2.42-rasm) bo'lsa, porshenlar silindr bo'ylab yurib, silindrda ilgari lanma-qaytma harakat qiladi: bunda u aylanish markazidan qochib so'rishni va markazga tomon yurib, haydashni bajaradi. Agar $e = 0$ bo'lsa, radial siljish bo'lmaydi va nasos suv uzatishni to'xtatadi. Ekstsentritetning kattaligini va ishorasini o'zgartirib, so'rishni va suyuqlik oqimi yo'nalishini o'zgartirish mumkin. Bu nasosda ish hajmi va so'rishni 121.6–paragrafda keltirilgan formulalar yordamida hisoblanadi.

Aksial rotorli-porshenli nasoslar qiya shaybali yoki qiya silindrli blokidan iborat bo'ladi (18.8-rasm). Silindrlar bloki yoki shaybaning qiyalik burchagi γ ning maksimal qiymati $\gamma_{\max} = 20 \div 30^\circ$ ga teng, bundan oshib ketsa, mexanik yo'qotishlar ko'payadi va silindrlar yeyilishi tezlashadi. Agar kichik bo'lsa nasos to'xtaydi. Burchakni o'zgartirib, faqat so'rishni emas, balki nasosdagi suyuqlik yo'nalishini ham o'zgartirish mumkin.

Plastinkali nasoslarda so'rishni boshqarish uchun ekstsentrisitetni o'zgartirildi, bu plastinka yuradigan yo'lni o'zgartiradi va hajm o'zgarishiga olib keladi.

b) Ish silindrlari sonini o'zgartirish.

Nasoslar ba'zan ko'p silindrli bo'ladi. Silindrlar soni 2 dan 5 gacha boradi. Ular bir tekislikda yoki aylana bo'ylab joylashgan bo'ladi. Nasoslarning ish hajmini o'zgartirish uchun mana shu silindrlardan bir nechtasini to'xtatish (agar kam sarf kerak bo'lsa) yoki hamma silindrlarni ishga tushirish mumkin (agar katta sarf kerak bo'lsa). Plastinkali nasoslarda boshqarish (2.37-rasm) plastinalar sonini 4 dan 12 gacha o'zgartirib amalga oshiriladi.

v) Tishlarning ilashish uzunligini o'zgartirish

Shesternyali nasoslarda (2.36–rasm) sarf yoki ish hajmi yetaklanuvchi va yetaklovchi shesternyalardagi tishlar soniga, ularning ilashish uzunligiga bog'liq. Tishlar qancha jips ishlasa, hajmiy yo'qotishlar kam bo'ladi, FIK yuqori bo'ladi, lekin tez ishdan chiqadi. Sarfni kamaytirish zarur bo'lgan paytda tishlarning uzunligini qisqartirish mumkin. Buning uchun shesternyalar o'qlari orasidagi masofa uzaytiriladi. Yuqorida ko'rsatilgan usullar nasos tuzilishiga konstruktiv tuzatishlar kiritilmasdan amalga oshirish mumkin bo'lgan usullardir.

Bevosita nasos konstruksiyasini o'zgartirib, sarf boshqariladigan usul – porshen diametrini o'zgartirishdir.

Uchinchi qism

I. bo'lim. GIDROUZATMALAR VA HAJMIY GIDROYURITMALAR

XIX bob. UMUMIY TUSHUNCHALAR

19.1. Hidrodinamik uzatmalarning vazifasi va ishlatilish sohalari

Suyuqliklar ishtirokida bir mexanizmning ikkinchi mexanizmini harakatga keltirishiga asoslangan mexanizmlar *gidravlik uzatmalar* deyiladi, bunda suyuqlik uzatma mexanizmidagi kuch zanjirining bir halqasi hisoblanadi. Gidravlik uzatma bir agregatda ikki xil parrakli mashinadan, ya'ni markazdan qochma nasos va gidravlik turbinadan birgalikda foydalanuvchi qurilmadan iborat. Unda energiya elektr dvigatelidan gidrodvigatelga suyuqlik oqimi yordamida beriladi. Gidravlik uzatmalar katta energiya sig'imga ega bo'lib, kinetik imkoniyatlari deyarlik cheklanmaganligi tufayli mashinasozlik texnikasining turli sohalarida keng qo'llanilmoqda.

Transport mashinalarida gidravlik uzatmalardan foydalanish yetaklovchi g'ildiraklarning tezligini juda kamaytirish imkonini beradi, bu esa mashinalarning yo'l-dagi to'siqlardan o'ta olishini va dvigatellarning barqaror ishlashini ta'minlaydi.

Gidravlik uzatmasi bo'lmagan avtomobil dvigatellari, ko'pincha, turgan joyidan qo'zg'alishda, tepaliklarga ko'tarilishlarda, burilishlarda va boshqa hollarda o'chib qoladi. Gidravlik uzatmali dvigatel bu kamchiliklardan holidir. Maxovik bilan dvigatel va kuch zanjirining qolgan halqalari orasida birk bog'lanish yo'qligi sababli, ular, shuningdek, dvigatelning o'zi ham zarbaga uchramaydi. Gidravlik uzatmalar turgan joyidan siljishda va tezlikni o'zgartirishda hosil bo'ladigan keskin silkinishlarni kamaytiradi, bu esa mashinadan foydalanish davrini uzaytiradi. Gidravlik uzatmali avtomobil tepalikka ko'tarilishda, pastlikka tushishda va burilishlarda kam tajribali haydovchining boshqarishiga ham imkon beradi.

Korpusda ish g'ildiraklarining mumkin qadar yaqinlashtirilishi sababli qurilmalarda trubalar, spiral kameralar, diffuzorlarning zaruriyati bo'lmay qoladi, demak, bu qismlardagi gidravlik qarshiliklarga bo'ladigan sarf bartaraf qilinadi. Shuning uchun FIK faqat ish g'ildiraklaridagi yo'qotishlar hisobiga bo'ladi va $0,85 \div 0,98$ qiymatlarga yetadi.

Teplovozlari, avtomobillar, traktorlarda, kuchli ventilyator va nasos uzatmalarida, kemachilikda va burg'ulash mashinalarida, yer qazish va yo'l mashinalarida, aviasiyada gidravlik uzatmalardan foydalaniladi.

Hozir deyarlik hamma zamonaviy metall ishlash stanoklari gidrouzatmalar bilan ta'minlangan.

Gidrouzatmalardan foydalanib bajariladigan turli-tuman harakat va operatsiyalarni tushunish uchun hajmiy gidrouzatmalar haqida tushunchaga ega bo'lish zarur, ular haqida keyinroq to'xtalamiz.

19.2. Ishlash prinsipi va guruhlanishi

Ishlash prinsipiga qarab gidravlik uzatmalar hajmiy va gidrodinamik turlarga bo'linadi.

Hajmiy gidravlik uzatmalar hajmiy nasoslar yordamida ishlaydi. Bunday uzatmalarda energiya suyuqlik orqali yetaklovchi valdan statik bosim sifatida uzatilib, gidrodvigatelni ishga tushiradi.

Hajmiy gidravlik uzatmalarda energiya yetaklovchi valga statik bosim ko'rinishida berilgani sababli uni, ko'pincha, gidrostatik uzatma ham deydir.

Gidrodinamik uzatmalar parrakli gidromashinalar yordamida ishlaydi. Bu yerda ish g'ildiraklarining parraklari yordamida suyuqlikka berilgan dinamik bosim energiyasidan foydalaniladi. Bu uzatmalar ba'zan turbouzatma deb ataladi, bunga sabab ularda markazdan qochma nasos va gidravlik turbinalardan birgalikda foydalaniladi.

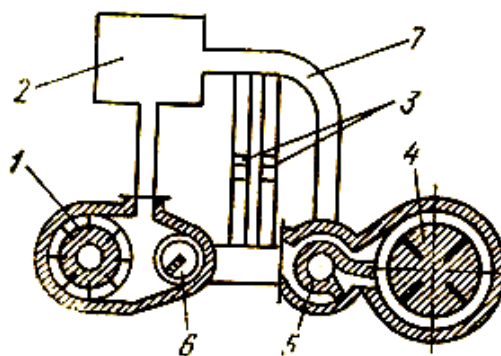
Gidrodinamik uzatmalar bir oqimli va ikki oqimli bo'lishi mumkin. Bir oqimli gidrodinamik hamma quvvat gidravlik g'ildiraklar orqali uzatiladi. Ikki oqimli gidrodinamik uzatmalarda esa dvigatel: bir qismi gidravlik gildiraklar orqali, ikkinchi qismi esa mexanik yo'l bilan uzatiladi.

Aylantirish momentining uzatilish usullariga qarab gidrodinamik uzatmalar ikkiga bo'linadi:

- 1) gidroilashgich yoki gidromuftalar;
- 2) gidrotransformatorlar yoki turbotransformatorlar.

Mashinalarda gidromuftalar va gidrotransformatorlar alohida va turli kombinasiyalarda, ya'ni gidromufta va gidrotransformator; gidromufta va ikkita yoki uchta gidrotransformator va hokazo tarzda ishlatilishi mumkin.

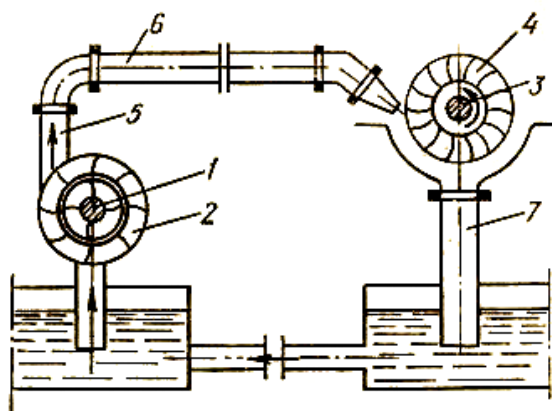
Hajmiy gidrouzatmaning ishlash prinsipini quyidagi oddiy sxemada tushuntiramiz (19.1-rasm). Uzatma rotasion nasos 1, sovitgich 2, teskari klapan 3, turbinalar 4, reversiv taqsimlagich 5 va taqsimlash klapani 6 dan iborat.



19.1. – rasm. Hajmiy gidrouzatmaning ishlash prinsipi

Suyuqlik nasos 1 dan taqsimlash klapani 6 va reversiv taqsimlagich 5 orqali turbina 4 ning kuragiga o'tadi. Undan keyin suyuqlik turbinadan truba 7 orqali sovitgich 2 ga keladi, bu yerda suyuqlik sovitiladi va yana rotasion nasosga yetkazib beriladi. Reversiv taqsimlagichning holatini o'zgartirish yo'li bilai operator suyuqlikni turbinalarning kuraklariga yuqoridan yoki pastdan yo'naltirib mashinaning harakat yo'nalishini o'zgartiradi.

Hajmiy gidravlik uzatma nasosining seksiyalari soni bittadan to'rtgacha bo'lishi mumkin. Taqsimlash klapani yordamida gidravlik uzatmaning seksiyalarni ishga tushirish yoki to'xtatish yo'li bilan zarur bo'lgan uzatish nisbatiga erishamiz. Ya'ni tezlik nasosdan gidrodvigatelga kirayotgan suyuqlik miqdorini o'zgartirish hisobiga boshqariladi. Sistemada nasosda dvigatelgacha bo'lgan yo'lda (suyuqlikning bir qismini) boshqa yo'nalishga burib yuboruvchi qurilmalar orqali ham gidrodvigatel tezligini o'zgartirish mumkin. Hozirgi ko'pgina zamonaviy gidrouzatmalardagi ish qismlarida suyuqlik sarfi va harakat tezligi avtomatik ravishda boshqariladi.



19.2 - rasm. Gidrodinamik uzatmaning ishlash prinsipi.

Gidrodinamik uzatmaning ishlash prinsipini 19.2-rasmdagi sxema bo'yicha tushuntiramiz. Bu rasmda 1-nasosning yetaklovchi vali, 2-markazdan qochirma nasos, 3-boshqariluvchi turbina vali, 4-turbina, 5, 6, 7-trubalar. Nasos g'ildiraklarini aylantirish bilan suyuqlik oqimiga energiya beriladi. Qo'shimcha energiya olgan suyuqlik turbina g'ildiragiga o'tadi va olgan energiyasini turbinaga berib, ish suyuqligi nasosga qaytadi. Suyuqlikning bunday berk harakati nasos va turbina g'ildiraklaridagi burovchi momentning uzatilishini ta'minlaydi.

19.3. Ish suyuqliklari

Gidromashinalarning vazifasiga qarab ish suyuqligi suv, neft moyi, sintetik suyuqliklar, spirt va gliserin aralashmasi va hokazo bo'lishi mumkin. Suyuqlikni bosim yordamida uzatishga mo'ljallangan nasoslar haydalayotgan suyuqlikning xususiyatlarini hisobga olib loyihalanaadi. Tomchilanuvchi suyuqliklar bosimning turli qiymatlarida ham energiyani uzatish qobiliyatiga ega bo'lgani sababli hajmiy gidrouzatmaning gidromashinalari har qanday tomchilanuvchi suyuqliklar bilan ham ishlashi mumkin. Lekin har qanday suyuqlik mavjud sharoitga muvofiq bo'lavermaydi.

Gidrouzatmada ish suyuqligi oraliq muhit sifatida o'zining asosiy vazifasini bajaradi va shu bilan birga moylovchi modda hamdir. Shu sababli unga turli qo'shimcha talablar qo'yiladi. Suyuqlik oqayotganda uning tig'izlagichlardan oqib ketishini kamaytirish uchun mustahkam moy qatlamini hosil qiluvchi suyuqliklar tanlab olingani ma'qul. Suyuqlikning ishqalanish qarshiligini kamaytirish ega qovushoqligi kam suyuqliklar tanlashni taqozo qiladi. Masalan, toza suvning qovushoqligi kam ximiyaviy barqaror, serob bo'lgani bilan moylash va korroziyani kamaytirish xususiyatlariga ega

emas. Hajmiy gidrouzatmalarda foydalanish talablarga to'laroq javob bera oladigan suyuqliklar qovushoqligi kam bo'lgan va yaxshi tozalangan neft moylaridir. Lekin ular ham talabga to'liq javob bera olmaydi. Shuning uchun sintetik suyuqliklar va neft moylari uchun ularning xossalarini yaxshilovchi qo'shilmalarning yangi turlari yaratilgan va yaratilmoqda. Shuningdek, ish suyuqliklarining xususiyatlari uzatmaning yaxshi va uzoq ishlashiga ta'sir qiladi, shuning uchun suyuqligini tanlashda uzatmaning xususiyatlaridan tashqari, suyuqlikning sifatini ham nazarda tutish kerak. Shunday qilib, ish suyuqliklariga quyidagi talablar qo'yiladi:

1. Ish suyuqliklari tig'izlagichlarda shunday mustahkam moy qatlami hosil qilishi kerakki, gidrouzatma yaxshi ishlasin. Aytib o'tish kerakki, agar moy qatlamining mustahkamligi keragidan ortib ketsa, gidroapparaturalarning ishlashi yomonlashadi.

2. Mexanizmlardan uzoq foydalanish, ularning beto'xtov va yuqori darajada aniqlik bilan ishlashini ta'minlash uchun ish suyuqligi korroziyani kamaytirish va ximiyaviy barqarorlik xususiyatlariga ega bo'lishi zarur.

Mexanizmlar uzoq vaqt ishlatilganda ikkinchi talab alohida ahamiyatga ega bo'ladi. Neft moylariga ba'zi moy yoki efirlar 0,5 – 1,0% qo'shilsa, korroziyaning aggressivligini kamaytirish mumkin. Bu qo'shilmalar metall sirtida uning sirtini va moyni oksidlanishdan saqlaydigan himoya yupqa qatlami hosil qiladi.

3. Hajmiy uzatmadagi ish suyuqligining qovushoqligi nisbatan kam va temperatura ta'sirida oz o'zgaradigan bo'lishi kerak. Qovushoqlikka kam bo'lgan neft moylaridan foydalanish ishqalanish qarshiligini kamaytiradi, apparaturaning aniqligini va sezgirligini oshiradi.

4. Mexanizmning berilgan ishlash qobiliyatini ta'minlash uchun suyuqlik bir jinsli va yaxshi yuzalangan bo'lishi kerak.

5. Ish suyuqliklari tig'izlash qistirmasining bo'kishiga va erishiga sabab bo'lmasligi kerak.

6. Hajmiy gidravlik mexanizmlardagi ish suyuqligi barqaror elastiklik moduliga va hajmiy og'irlikka ega bo'lishi kerak. Shuning uchun moying ish vaqtidagi temperaturaning o'zgarish chegarasida gazlarni sing'dirishi va ajratishi mumkin qadar kam bo'lishi kerak. Katta bosimlarda elastiklik modulining barqaror bo'lishi alohida ahamiyatga ega.

7. Gidravlik mexanizmlarda paydo bo'ladigan bir qancha hodisalar havoning ish suyuqligida eruvchanligi bilan bog'liq. Ish suyuqligida havoning eruvchanligi: nasoslarning unumdorligining kamayishiga, gidrodvigatelning notekis ishlashiga va boshqalarga olib keladi. Gidrouzatmalarning barqaror ishlashini ta'minlash uchun ish suyuqligida erigan havo iloji boricha kam bo'lishi kerak. Ish suyuqliklarining obliterasiyaga (bo'shliqlarni bekitib qo'yishga) layoqati boshqaruvchi qurilmalar (zlotniklar, drossellar va boshqalar)ning ishlashiga ma'lum darajada ta'sir qiladi. Yuqorida ko'rsatilgan talablarga javob bera oladigan neft moylarining xususiyatlari 9 va 10–jadvallarda berilgan. Gidrodinamik uzatmalarda suyuqlik sifatida: industrial 12, industrial 20, industrial 20 V, turbina moyi L va transformator moyi eng ko'p ishlatiladi. Odatda, suyuqlik gidrouzatmalarda aylanganda uning temperaturasi turli mashinalarda 60-135° C orasida bo'ladi.

XX b o b. Gidrodinamik muftalar

Gidromuftada yetaklovchi valdagi momentning miqdori har qanday o'zgartirilganda ham ikkala (yetaklovchi va yetaklanuvchi) valda momentlarning tengligi ta'minlanadi. Yo'naltiruvchi apparat yo'qligi gidromuftalar burovchi momentini o'zgartirmaydi va har qanday uzatish nisbatlarida ham yetaklovchi va yetaklanuvchi vallardagi momentlar teng bo'ladi. Yetaklanuvchi val faqat yetaklovchi valning yo'nalishida aylanadi. Gidrodinamik mufta Germaniyada 1909-1910 yillarda professor Fittinger tomonidan kashf etilgan va birinchi marta kemalarda ikki valni elas-

tik bog'lovchi sifatida ishlatilgan. Hozir gidromuftalar 500 dan ortiq turdagi mashina va mexanizmlarda bir agregatda 0,5÷I kVt dan 35000 kVt gacha va undan ortiq quvvatni uzatishda ishlatiladi. Gidromuftalar uzatish soni birga teng bo'lgan gidrouzatmalarda ishlatiladi. Agar uzatish soni birdan farqli bo'lishi zarur bo'lsa, u holda har xil o'lchamli nasos va turbina qo'llaniladi. Turbina va nasoslarning o'lchamlari har xil bo'lgani sababli yo'naltiruvchi apparat qo'llash zarurati tug'iladi.

20.1. Gidromuftaning tuzilishi va ishlashi

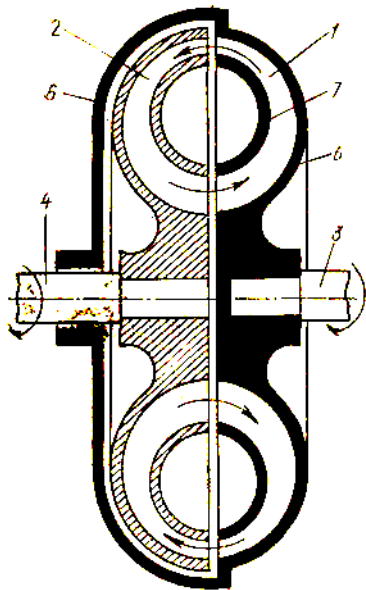
Gidrodinamik mufta yoki turbomufta (20.1-rasm) nasos g'ildiragi 1, turbina g'ildiragi 2, yetaklovchi val 5, yetaklanuvchi val 4, diafragmali bosqich 5, yarim korpus 6, yarim tor 7 lardan iborat.

Nasos va turbina g'ildiraklari shtamplangan yarim halqa shaklida tayyorlanadi. Bu g'ildiraklardagi kuraklar, ko'pincha, ichki sirtga radial joylashtirilgan bo'ladi. 4-rasmda radial kurakli (20.2-rasm, a), orqaga og'ishgan kurakli (20.2-rasm, b) va oldinga og'ishgan kurakli (20.2-rasm, v) gidromufta ish g'ildiragi tasvirlangan.

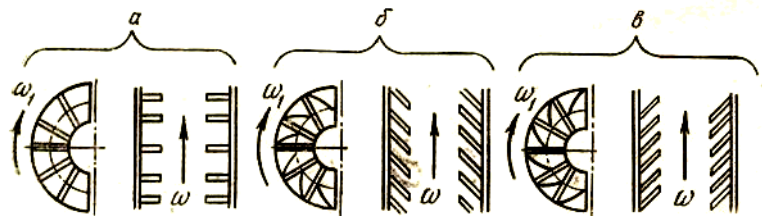
Tekshirishlar ko'rsatadiki, sirpanish $s = 3\%$ bo'lganda oldinga og'ish burchagi 45° bo'lgan kurakli gidromuftalarning uzatgan momenti radial kurakli gidromuftalardagiga qaraganda 2 marta ortiq, orqaga og'ishgan kurakli gidromuftalarning uzatgan momenti esa radial kurakli gidromuftalarnikiga qaraganda 5% kam ekan. Odatda, gidromuftalar ishlagan vaqtda kuraklarning tebranishini yo'qotish uchun nasos g'ildiragidagi kuraklar soni turbina g'ildiragidagi kuraklar soniga teng bo'lmasligi kerak. Masalan, GAZ-12 avtomobilidagi gidromufta nasos g'ildiragida 48 ta kurak va turbina g'ildiragida 44 ta kurak o'rnatilgan. Gidromuftaning korpusi 2 ta shtamplangan qismdan iborat bo'lib, ular boltlar yordamida kavsharlab mahkamlanadi. Diafragmali bosqich 5 yetaklanuvchi val 4 bilan turbina g'ildiragi 2 orasidagi tekislikka o'rnatiladi. Diafragmali bosqichning vazifasi burovchi momentni yetaklovchi valga uzatishni kamaytirishdir.

Nasos va turbina g'ildiraklarida suyuqlik harakat qilganda uyurmali oqim gidravlik qarshilikni ko'paytiruvchi qaytargishga to'qnashadi va energiyaning bir qismi yo'qolib, uzatilayotgan burovchi moment miqdori kamayadi. Avtomobillar ulangan uzatma va sal tishlayotgan dvigatel bilan to'xtab turganida, shuningdek, avtomobilning batamom to'xtashi hollarida burovchi moment kamaytirilishi zarur. Agar dvigatel orttirilgan aylanishlar sonida ishlasa (masalan, mashina harakatda bo'lganda), unda suyuqlik oqimi markazdan qochma kuchlarning ta'sirida diafragmali bosqichdan tashqariga surilib, uni energiya yuqotishsiz oqib o'tadi.

Suyuqlik oqib chiqib ketishining oldini olish uchun gidromufta po'lat halqalardan va gofrilangan silindrdan iborat chetki tig'izlagichlar bilan ta'minlanadi. Nasos g'ildiragi va turbina g'ildiragi vallari o'zaro tutash bo'lib, ularning chekkalari orasida tirqish mavjud. Energiya nasos g'ildiragi validan turbina g'ildiragi valiga gidromuftaning ichki bo'shlig'ini to'ldiruvchi ish suyuqligi yordamida uzatiladi.

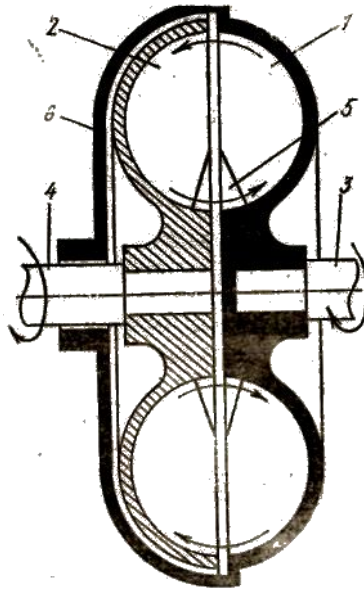


20.1 - rasm. Hidromufta g'ildiraklari



20.2-rasm. Hidromuftada ishlatiladigan ish

Dvigateldan val orqali harakatga keltirilgan nasos g'ildiragi aylanayotganda ish suyuqligini kichik radiusda qabul qilib, katta radiusda chiqarib yuboriladi. Suyuqlik nasos g'ildiragidan o'tishda uyurma harakat oladi, natijada uning harakat miqdorining momenti ortadi. Ish suyuqligining uyurma harakatini ta'minlash uchun dvigatel momentining hammasi sarf qilinadi. Suyuqlik turbina g'ildiragidan o'tganda suyuqlik oqimi turbina g'ildiraklarining kuraklariga ta'sir etib va uning qarshiligini engib, uning uyurma harakati so'nadi. Shunday qilib, ish suyuqligi nasos g'ildiragidan olgan energiyasini turbina g'ildiraklariga beradi va u orqali mashinaning harakatlanuvchi qismlariga uzatiladi. Turbina g'ildiragidan suyuqlik yana nasos g'ildiragiga qaytadi. Hidromufta g'ildiraklar suyuqlikning uzluksiz aylanma harakatini uyurma aylanasi deydlar. Hidromuftaning ichki halqasi g'ovak toroid shakliga ega bo'lgani uchun tor deb ataladi va metalldan yasaladi.



20.3 - rasm. Torsiz gidromufta

Hozirgi vaqtda yuqori ish ko'rsatgichli torsiz gidromuftalar ham mavjud (20.3-rasm), chunki tor FIK ni kamaytiradi

20.2. Asosiy parametrlar va tenglamalar

Gidrodinamik muftalarning ishini xarakterlaydigan asosiy parametrlarga uning tashqi xarakteristikalariga kiruvchi va turbina g'ildiragi aylanishlari soni (n_2) ga bog'liq bo'lgan burovchi momenti (M) va FIK (η) kiradi (bunda nasos g'ildiragi aylanishlari soni o'zgarmas).

Gidrodinamik uzatmalar (shu jumladan, gidromuftalar) ning nasos va turbina g'ildiraklaridagi oqimini hisoblash uchun Eyler tenglamasidan foydalaniladi (bu tenglama parrakli gidromashinalar qismida berilgan).

Nasos va turbina g'ildiraklarining (20.3-rasm) kuragi uzunligi L ning kuraklar orasidagi qadami t ga nisbati $2\div 5$ oraliqda bo'lganda nazariy hisoblash natijalari gidromuftalar va gidrotransformatorlar bilan o'tkazilgan tajribalar bilan juda mos keladi (20.3- rasm).

Gidrodinamik uzatmaning ish g'ildiraklari kuraklar sistemasidan tashkil topgan aylanma panjaradan iborat bo'ladn. Gidromufta g'ildiraklarining kuraklari, ko'pincha, tekis radial shaklda, gidrotransformator g'ildiraklarning kuraklari esa fazoviy yoki aerodinamik silindr shaklida tayyorlanadi.

Ikki kurak orasidagi masofa panjara qadami deb (t) ataladi va g'ildirak aylanasini uzunligi bilan quyidagicha o'lchanadi:

$$t = \frac{\pi D^2}{z}$$

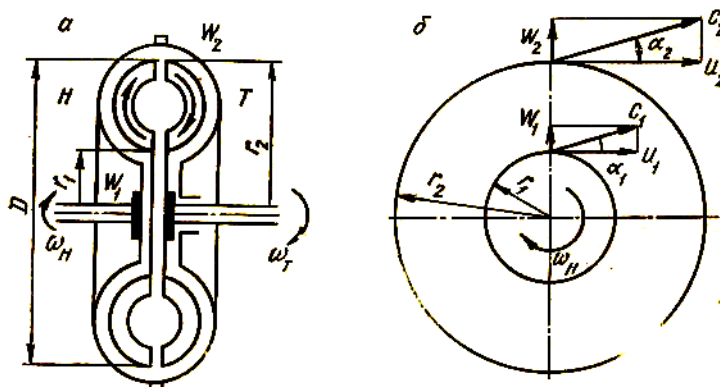
bu yerda D – nasos g'ildiragining tashqi diametri ($D_1 = 2r_1$); z – kuraklar soni.

Panjaraning zichligi τ kurak vatari uzunligining panjara qadamiga nisbatiga teng:

$$\tau = \frac{L}{t} = \frac{Lz}{\pi D^2}$$

Gidromufta g'ildiraklari uchun $\tau = 2,5 \div 4,0$; gidrotransformator g'ildiraklari uchun $\tau = 1,1 \div 1,7$.

Gidrodinamik mufta. 19.4-rasmda gidromuftaning sxemasi nasos g'ildiragi va uning kirish hamda chiqishdagi tezlik parallelogrammlari bilan keltirilgan. Markazdan qochirma nasosning ish g'ildiraklarida suyuqlik harakat qilganda suyuqlik zarrachalari tezligi uchta tashkil etuvchiga: nisbiy tezlik – w , aylana tezlik – u va absolyut tezlik – s ga ajraladi. Kirishda va chiqishda ular mos ravishda w_1, u_1, s_1 va w_2, u_2, s_2 ko'rinishida belgilanadi.



20.4 - rasm. Gidromuftaning nasos g'ildiragi, unga kirish va chiqishga tezlik parallelogrammlari bilan birgalikda sxemasi

Nasos g'ildiragining chiqishidagi kesimi turbina g'ildiragining kirishidagi kesimga va turbina g'ildiragining chiqishidagi kesimi nasos g'ildiragining kirishidagi kesimga teng bo'lgani uchun nasos g'ildiragi bilan turbina g'ildiraklaridagi suyuqlik aylanma harakatining nisbiy tezliklari teng, ya'ni markazda r_1 va r_2 radiusli masofalarda aylana tezlik

$$u_1 = \omega_n r_1 \text{ va } u_2 = \omega_n r_2$$

ga teng bo'ladi; bu yerda ω_n – nasos g'ildiragi aylanishining burchak tezligi. Nasos g'ildiragi valining aylantiruvchi momenti suyuqlikning nasos g'ildiragiga kirish va chiqishdagi harakat miqdori momentlarining ayirmasiga teng:

$$M_n = \frac{\gamma Q}{g} (c_{2n} r_2 \cos \alpha_2 - c_{1n} r_1 \cos \alpha_1). \quad (20.1)$$

bu erda $\frac{\gamma Q}{g}$ – nasos g'ildiragi kuraklaridan 1 sekundda oqib o'tayotgan ish suyuqligining massasi; c_{1n}, c_{2n} – nasos g'ildiragiga kirish va chiqishdagi absolyut tezliklar. Suyuqlik harakatining nasos g'ildiragidan chiqishdagi absolyut tezligi c_{2n} turbina g'ildiragiga kirishdagi absolyut tezlik s_{2m} ga, turbina g'ildiragidan chiqishdagi absolyut tezlik s_{2m} nasos g'ildiragiga kirishdagi absolyut tezlik s_{1m} ga tengdir.

Bunda turbina validagi burovchi moment quyidagiga teng bo'ladi:

$$M_m = \frac{\gamma Q}{g} (c_{2m} r_2 \cos \alpha_2 - c_{1m} r_1 \cos \alpha_1). \quad (20.2)$$

Demak, nasos g'ildiragi valining aylantiruvchi momenti turbina g'ildiragining burovchi momentiga teng. Haqiqatan esa, ishqalanish kuchlariga energiyaning bir qismi sarf bo'lishi sababli turbina g'ildiragi validagi aylantiruvchi moment havoga ishqalanish va podshipnikdagi ishqalanishni bildiruvchi ventilyasion yo'qotish hisobiga nasos g'ildiragi validagi burovchi momentdan kichikdir. Ventilyasion yo'qotish moslangan sharoitda uzatiluvchi momentga qaraganda ancha kichik bo'lgani uchun $M_n \approx M_m$ deb qabul qilingan. Dvigatelning nasos g'ildiragiga bergan quvvati (12.12) formulaga asosan quyidagiga teng:

$$N_n = \frac{\gamma Q H}{75 \eta_n} \quad (20.3)$$

bu yerda Q – suyuqlik sarfi; η_n – gidromuftali nasos g'ildiragining FIK (0,924÷0,98 ga teng).

Nasos gildiragidagi quvvat

$$N_n^* = N_g - N_{ven}, \quad (20.4)$$

bu yerda N_g – dvigatelning maksimal quvvati; N_{ven} – yordamchi mexanizmlarga sarflangan quvvat.

Odatda

$$N_{ven} = 0,1 N_g \quad (20.5)$$

deb qabul qilinadi.

Gidromuftalarni hisoblash uchun nasos g'ildiragi validagi quvvat N_n va dvigatelning aylanishlari soni n_n berilgan bo'lishi kerak. Hidromuftaning FIK quyidagiga teng:

$$\eta = \frac{N_m}{N_n} = \frac{M_m n_m}{M_n n_n}, \quad (20.6)$$

bu yerda N_n va N_m – nasos va turbina g'ildiraklarining quvvatlari; n_n va n_m – nasos va turbina g'ildiraklarining aylanishlari soni.

Lekin $M_n = M_m$ bo'lgani uchun

$$i = \eta = \frac{n_m}{n_n} \quad (20.7)$$

bu yerda i – uzatish soni.

Gidromufta $n_n \neq n_m$ tengsizlik bajarilganda, ya'ni suyuqlik aylanma harakatda bo'lganida ishlaydi. n_n va n_m orasidagi farq qancha katta bo'lsa, gidromufta uzatadigan moment shuncha katta bo'ladi. Hidromufta nasos va turbina g'ildiraklari aylanishlari sonlari ayirmasining nasos g'ildiragi aylanish soniga nisbati sirpanish koeffitsiyenti deyiladi:

$$S = \frac{n_n - n_m}{n_n}. \quad (20.8)$$

Odatda, gidromuftalar uchun $S = 2 + 4\%$. gidromuftalar va gidrotransformatorlar markazdan qochma nasosga o'xshash tezyurarlik koeffitsiyenti (14.14) ga va gidromufta nasosi g'ildiraklarning chiqishidagi va kirishidagi diametrlari nisbatiga qarab guruxlarga ajratiladi. Agar quvvat formulasi (20.3) dan Q ning qiymatini to-

pib (20.7) ga qo'ysak, nasos g'ildiragining bosimi uchun quyidagi munosabatga ega bo'lamiz:

$$H = \left(\frac{1000 N_n n_n^2}{\gamma_s} \eta_n \right)^{0,4} \quad (20.9)$$

bu yerda η_n – gidromuftali nasos FIK; $\eta_n = 0,82 \div 0,98$; n_s - tezyurarlik ko'ffisiyenti

I.I. Kukolevskiy guruxlashi bo'yicha gidromuftalarda eng qulay tezyurarlik ko'ffisienti $n_s = 50 \div 70$, normal markazdan qochma g'ildirakli gidrotransformatorlar uchun diametrlar nisbati $\frac{D_2}{D_1} = 2$, tezyurarlik ko'ffisiyenti $n_s = 70 \div 120$, tezyurar

gidrotransformatorlar uchun diametrlar nisbati $\frac{D_2}{D_1} = 1,2 \div 1,6$, $n_s = 150 \div 350$ bo'ladi.

Suyuklikning nasos g'ildiragi orqali sarfi

$$Q = \frac{N_n 75}{\gamma H} \eta_n, \text{ m}^3/\text{s} \quad (20.10)$$

Nasos g'ildiragi valining diametri quyidagi formula bilan aniqlanadi:

$$d_n = 0,145 \sqrt{\frac{N_n}{n_n}}, \text{ m} \quad (20.11)$$

Nasos g'ildiragi vtulkasining diametri

$$d_{vt} = (1,5 \div 2) d_n \quad (20.12)$$

oraliqda olinadi.

3.7-rasm, *a* da gidromuftaning asosiy o'lchamlari ko'rsatilgan.

Nasos g'ildiragiga kirishdagi tezlik yoki meridional tezlik quyidagicha aniqlanadi:

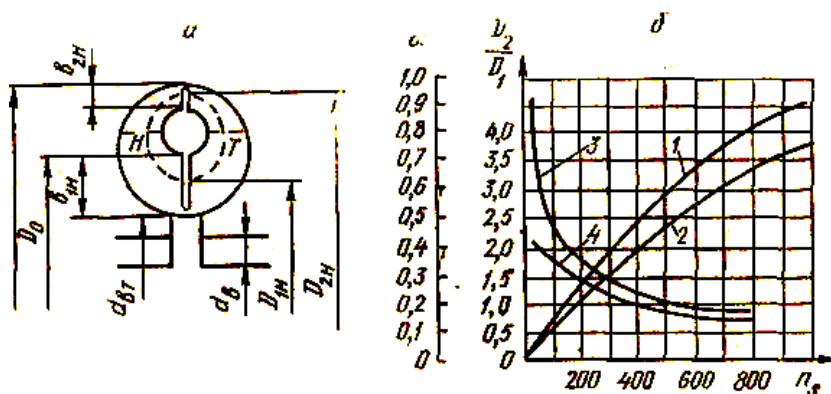
$$c_m = c_{1n} = \alpha \sqrt{2gH}, \text{ m/s} \quad (2.13)$$

bu yerda α – kirish tezligining ko'ffisiyenti, tezyurarlik ko'ffisiyenti (n_s) ga bog'liq bo'lib, 3.7-rasm, *b* dagi grafikdan aniqlanadigan absolyut tezlikning radius yo'nalishidagi proeksiyasi meridional tezlik deyiladi. 3.7- rasm, *b* da α ko'ffisiyentining o'zgarishini 1 shiziq (Shpanxake bo'yicha); Kukolyavskiy bo'yicha α ning o'zgarishini 2 chiziq ko'rsatadi; nasoslar uchun D_2/D_1 , chizig'i 3; turbinalar uchun chizig'i 4.

c_{1n} ni aylana tezlik orqali aniqlash ham mumkin:

$$c_m = c_{1n} = (0,20 \div 0,25) u_{2n} \quad (2.14)$$

bu yerda u_{2n} – nasos g'ildiragidan chiqishdagi aylana tezlik.



20.5.- rasm. Kirish tezligi ko'effitsientining tezyurarlik va ish g'ildiragi o'lchamlarga bog'liqligi

Kuraklar soni cheksiz ko'p bo'lganda markazdan qochma nasosning asosiy tenglamasi (13.5) dan foydalaniladi.

Gidromuftali nasos g'ildiragidagi kuraklar to'g'ri radial, ya'ni $\beta_{1n} = \beta_{2n} = 90^\circ$. Bu holda nasos uchun $s_{2n} \cos \alpha_{2n} = u_{2n}$ (chunki tezlik parallelogrami to'g'ri burchakli) (3.6- rasm, a, b). Bundan tashqari, suyuqlik nasos g'ildiragidan turbina g'ildiragiga absolyut tezlik bilan kelishini nazarda tutsak, turbina gildiragining kuraklari ham radial ekanligini $c_m \cos \alpha_{2m} = u_{2m}$; $c_{1m} \cos \alpha_{1m} = u_{1m}$ xisobga olib, gidromuftalar uchun (13.5) tenglama quyidagi ko'rinishga keladi:

$$H_{\infty} = \frac{1}{g}(u_{2n} c_{2n} \cos \alpha_{2n} - u_{1n} c_{1n} \cos \alpha_{1n}) = \frac{1}{g}(u_{2n}^2 - u_{1n}^2) = \frac{1}{g}(u_{2n}^2 - u_{1n} u_{2t}). \quad (20.15)$$

O'rtacha oqim chizig'i uchun nasos g'ildiragiga kirishdagi diametr D_{1n} turbina g'ildiragining chiqishdagi diametri D_{2t} ga teng ekanligi nazarda tutilganda

$$\frac{u_{2t}}{u_{1n}} = \frac{n_t}{n_n} = \eta_{g.m.}, \quad (20.16)$$

ya'ni

$$u_{2m} = u_{1n} \eta_{g.m.} \quad (20.17)$$

(20.17) formuladan u_{2m} ning qiymatini (20.15) tenglamaga qo'ysak:

$$H_{\infty} = \frac{1}{g}(u_{2n}^2 - u_{1n}^2 \eta_{g.m.}). \quad (20.18)$$

Bundan ko'rinadiki, chiqishdagi aylana tezlik quyidagiga teng:

$$u_{2n} = \sqrt{u_{1n}^2 \eta_{g.m.} + g H_{\infty}}. \quad (20.19)$$

Nasos g'ildiragining haqiqiy bosimi H_n dan nazariy bosimi (H_{∞}) ni aniqlaymiz:

$$H_{\infty} = \frac{H_n}{\eta_{g.n.}}, \quad (20.20)$$

bu yerda $\eta_{g.n.}$ – nasos g'ildiragining gidravlik FIK (0,92÷0,98). Nasos g'ildiragining diametrini suyuqlikning sarfi Q uchun yozilgan tenglamadan topiladi. Bu tenglamada suyuqlik sarfi Q , kirishdagi tezlik c_{1n} , vtulka diametri d_{vt} va nasos g'ildiragining diametri qatnashadi:

$$Q = \frac{\pi}{4}(D_0^2 - d_{vt}^2)c_{1n} \quad (20.21)$$

bundan

$$D_0 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi c_{1n}} + d_{vt}^2}. \quad (20.22)$$

Aylana tezlikdan nasos g'ildiragining chiqishdagi diametri aniqlanadi:

$$D_{2n} = \frac{u_{2n} 60}{\pi n_n} \quad (20.23)$$

Nasos g'ildiragining kirishdagi diametri:

$$D_{1n} = \frac{D_0 + d_{vt}}{2} \quad (20.24)$$

Nasos g'ildiragiga kirishdagi aylana tezlik:

$$u_{1n} = \frac{\pi D_{1n} n_n}{60} \quad (20.25)$$

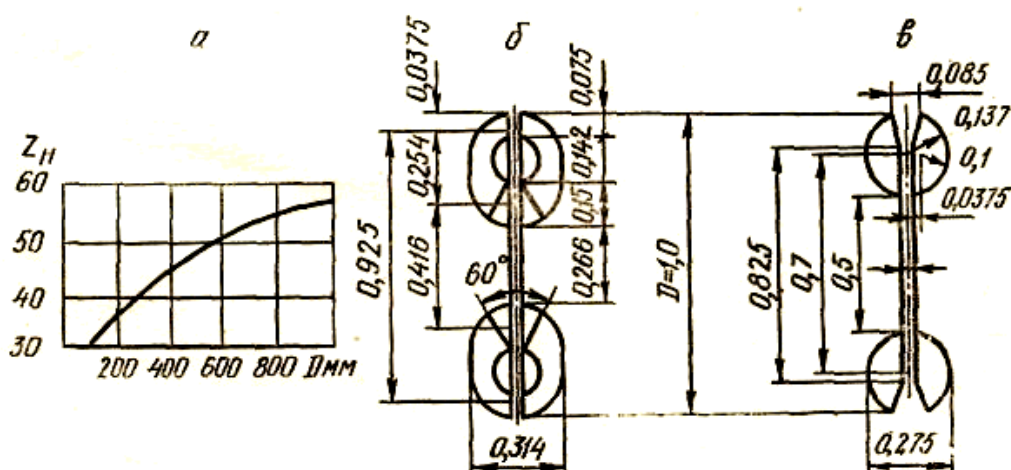
Nasos g'ildiragiga kirishdagi kanalning shartli eni:

$$v_{2n} = \frac{Q}{\pi D_{2n} c_{1n}} \quad (20.26)$$

Gidromuftaning aktiv diametri

$$D = D_{2n} + v_{2n} \quad (20.27)$$

Nasos g'ildiragining kuraklari soni z_n aktiv diametr kattaligiga bog'liq ravishda 3.8-rasm, *a* dagi grafikdan topiladi. Odatda, kuraklar soni juft olinadi. Nasos g'ildiragiga qaraganda turbina g'ildiragida kuraklar soni 2 ta ko'p bo'ladi, agar g'ildiraklardagi kuraklar soni teng bo'lsa, rezonans hodisasi ro'y berishi mumkin. Uyurma aylanasining qolgan o'lchamlari aktiv diametr (D) ning nisbatlaridan aniqlanadi, torli gidromufta uchun ular 20.6-rasm; b da va torsiz gidromufta uchun 20.6-rasm, v da keltirilgan. Endi nasos g'ildiragining chiqishdagi o'lchami D_2' ni aniqlab olinadi. Buning uchun $H_{t\infty}$ quyidagi formuladan aniqlanadi:



20.6 - rasm. Nasos g'ildiraklar grafigi, torli va torsiz gidromuftalar kurakli o'lchamlari

$$H_{t\infty} = \frac{H_n}{\eta_G} (1 + p_G) \quad (20.28)$$

bunda

$$p_G = \frac{3,6}{z_n \left[1 - \left(\frac{r_{1n}}{r_{2n}} \right)^2 \right]}$$

(20.28) formuladan $H_{t\infty}$ ning qiymatini (20.18) tenglamaga qo'yib, chiqishdagi aylana tezlikning aniqlashtirilgan qiymatini olamiz:

$$u_{2n} \sqrt{u_{1n}^2 \eta_{g.m.} + g H_{t\infty}} \quad (20.29)$$

Bundan keyin

$$D_{2n} = \frac{u_{2n} \cdot 60}{\pi n_n}$$

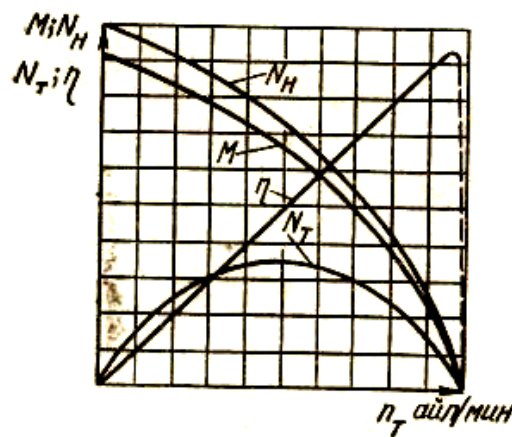
ni aniqlashtiramiz. Nihoyat,

$$v_{2n} = \frac{Q}{\pi D_{2n} c_{1n}}$$

Shunday qilib, gidromufta o'lchamlarining yakuniy qiymati qabul qilinadi. Gidromuftada turbina g'ildiragi va nasos g'ildiragining o'lchamlari teng, shuning uchun turbina g'ildiraklarida kuraklar sonini hisoblab o'tirmay, nasos g'ildiraklari kuraklaridan ikkita ortiq ($z_m = z_n + 2$) deb qabul qilinadi.

20.3. Gidravlik muftaning xarakteristikallari

Gidromufta burovchi momenti (M), quvvat (N) va FIK (η) ning, nasos g'ildiragi aylanishlar soni (n_n) o'zgarmas bo'lganda, turbina g'ildiragi aylanishlar soni n_m ga bog'liqligi gidromuftaning tashqi xarakteristikallari deyiladi.



20.7 - rasm. Gidromuftaning tashqi xarakteristikallari

Tashqi xarakteristika tajriba natijalari asosida quriladi (3.9-rasm). Avval burovchi moment va FIK ni ifodalovchi grafik $n_n = const$ uchun (chiziladi). Nasos g'ildiragining quvvat grafigi esa moment grafigidan faqat masshtab tasviri bilangina farqlanadi. Turbina g'ildiraginning N_m quvvati n_m va n_n ning funksiyasidir, va u $n_m = 0$ va $n_m = n_n$ bo'lgan hollarda nolga teng. Aylanish sonining bu miqdorlar orasidagi biror qiymatida quvvat maksimumga erishadi. Gidromufta FIK nasos g'ildiragining aylanishlari soni $n_n = const$ bo'lganda to'g'ri chiziq bo'yicha o'zgaradi, chunki $\eta = i = \frac{n_m}{n_n}$. Gidromufta xarakteristikallari ish suyuqligi bilan to'la yoki qisman to'ldirilgan hollar uchun quriladi. To'ldirilgan ish bo'shlig'ining kamayishi gidromufta uzatish momentining pasayishiga olib keladi.

Gidromufta to'la to'ldirilganda ish suyuqligining hajmi gidromufta geometrik hajm bo'shlig'ining taxminan 90% iga teng, chunki uning yaxshi ishlashi uchun erkin bo'shliq qoldirilishi kerak. Bu bo'shliq suyuqlikdan ajralib chiqqan bug' va

havo bilan to'ldi. Geometrik hajmning 90% dan kam to'ldirilishi gidromuftaning qisman to'ldirilishi deyiladi.

Tashqi xarakteristika quyidagicha quriladi. Absstsissa o'qiga turbina g'ildiragining aylanishlari soni yoki turbina aylanishlarining nisbiy soni $i = \frac{n_m}{n_n}$ ordinata

o'qiga esa aylantiruvchi moment, FIK qiymati va quvvatning o'zgarishi joylashtiriladi. Yetaklovchi valning aylanishlari soni o'zgaruvchan ($n_n = const$) bo'lgan hollarni gidromuftaning universal xarakteristikasi tasvirlaydi va u nasos aylanishlari soni har xil bo'lganda, turbina aylantiruvchi momentining u aylanishlar soniga bog'lanish qonunini ifodalaydi. Bundan tashqari, universal xarakteristika gidromufta aylantiruvchi momenti grafigining, ya'ni $M_k = f_k(n_n, n_m)$ funksiyani, FIKning turli berilgan ($\eta = 0,1; 0,2; 0,3$ va h.) qiymatlarida ifodalaydi. Universal xarakteristikani (3.10-rasm) qurish uchun avval nasos g'ildiragi aylanishlari sonining, $\eta = 100, 90, 80, 70$ va hokazo o'zgarmas qiymatlarida tashqi xarakteristikasini qurish kerak.

Bu ish quyidagicha bajariladi. Gidromufta nasos g'ildiragining va turbina g'ildiragining aylanishlari soni n_{n1}, n_{m1} bo'lsa, shu aylanishlar sonida gidromufta burovchi momenti M_{n1} va FIK $\eta_{g.m.1}$ bo'lsin. U holda o'xshashlik qonunlariga asosan ikkinchi aylanishlar soniga tegishli burovchi moment quyidagiga teng bo'ladi:

$$M_{k2} = M_{k1} \left(\frac{n_{n2}}{n_{n1}} \right)^2$$

Endi M_{k2} burovchi momentga mos keluvchi turbina aylanishlari soni n_{m2} ni topamiz n_{m1} va n_{n2} uchun FIK ning tengligidan,

$$\eta_{g.m.1} = \eta_{g.m.2}$$

Ma'lumki,

$$\eta_{g.m.1} = \frac{n_{m1}}{n_{n1}}; \quad \eta_{g.m.2} = \frac{n_{m2}}{n_{n2}}$$

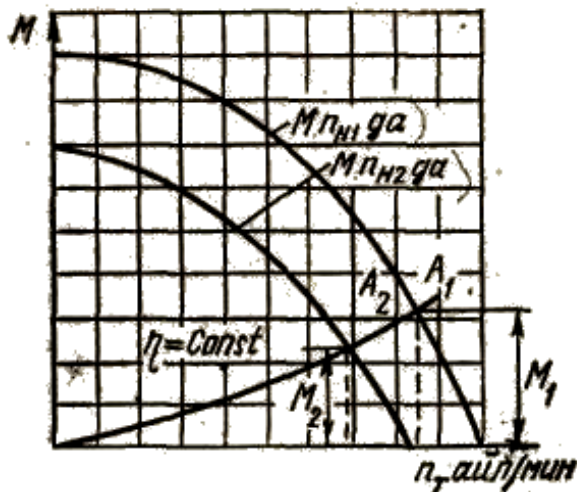
Undan

$$\frac{n_{m1}}{n_{n1}} = \frac{n_{m2}}{n_{n2}}$$

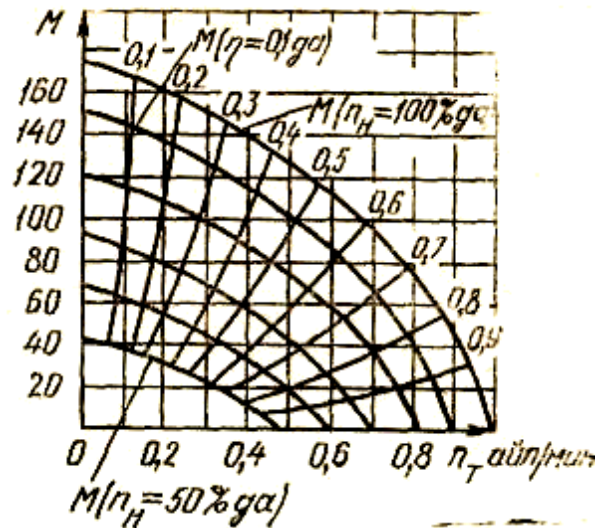
va nihoyat,

$$n_{m2} = \frac{n_{m1} \cdot n_{n2}}{n_{n1}}. \quad (20.30)$$

Aylanishlar soni n_{n1} va n_{n2} bo'lganda topilgan M_{k1} va M_{k2} momentlarini grafikda tasvirlab, mos ravishda A_1 va A_2 nuqtalarni topamiz. Bu nuqtalarni birlashtirib, grafikning (η ning berilgan qiymatida, 3.10-rasm) bir qismini hosil qilinadi. Bu ishni η ning boshqa qiymatlari uchun ham bajarib, 3.11-rasmda ko'rsatilgan universal xarakteristika tuziladi.



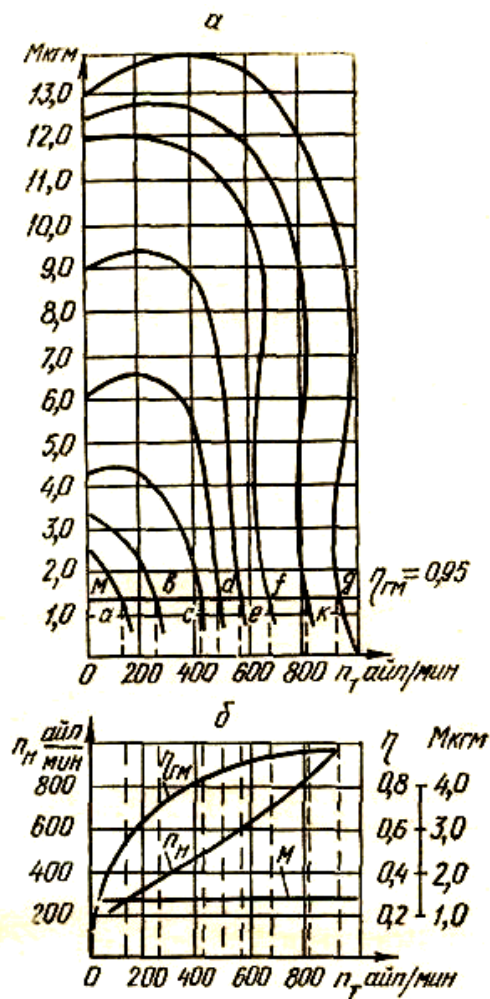
20.8 rasm. Universal xarakteristikani qurishga doir chizma



20.9 - rasm. Gidromuftaning universal xarakteristikasi

Gidromuftaning universal xarakteristikasidan foydalanib tortish (tyaga) xarakteristikasini qurish mumkin (20.10-rasm).

Burovchi momentning $n_n = 900; 800; 710; 600; 500; 400; 300; 200$ aylanishlar soniga tegishli 8 ta grafigi berilgan. Universal xarakteristikada dvigatel momenti M ning grafigi quriladi (20.10-rasm, a). Agar dvigatel momenti nasos g'ildiragiga kchaytiruvchi mexanik uzatma orqali berilsa, unda momentning grafigi kuchaytirgichning uzatish nisbatini hisobga olib quriladi. Dvigatel moment chiziqlari bilan gidromufta moment chiziqlarining kesishish nuqtalarini (a, b, c, d, e, f, k, g) gidromufta tortish momenti xarakteristikasida tasvirlanadi (20.10- rasm, b). So'ngra $n_n = f(n_m)$ funksiya grafigi chiziladi. Keyin nasos va turbina gildiraklarining aylanishlar sonidan foydalanib, gidromufta FIK $\eta_{g.m.} = \frac{n_m}{n_n}$ ni aniqlaymiz va tortish momenti xarakteristikasida $\eta_{g.m} = f(i)$ funksiya grafigi quriladi.



20.10 - rasm. Universal xarakteristikadan foydalanib tortish xarakteristikasini qurishga doir

Gidromufta boshqaruvchi val aylanishlari sonining kamayishi bilan yetaklovchi valga ancha katta burovchi moment bera oladi. Burovchi moment tenglamasi (20.2) dan ko'rinadiki, nazariy hisoblashlarda turbina g'ildiragiga kirishdagi c_{2m} tezlik nasos g'ildiragidan chiquvchi c_{2n} tezlikka teng, ya'ni $c_{2m} = c_{2n}$. Shuning uchun (20.2) tenglama quyidagi ko'rinishni oladi:

$$M_m = \frac{\gamma Q}{g} (c_{2n} r_2 \cos \alpha_2 - c_{1m} r_1 \cos \alpha_1) \quad (20.31)$$

Gidromuftalarda kuraklar radial o'rnatilganligi uchun $\beta = 90^\circ$. Bu holda

$$c_{2n} = u_{2n}; \quad c_{1m} = u_{2m}$$

unda

$$\frac{u_{2m}}{u_{2n}} = i$$

bundan

$$n_{2m} = u_{2n} i \quad (20.32)$$

Yuqorida aytilganlarni nazarda tutib chiqarilgan ifodalarni (20.31) tenglamaga qo'yib quyidagi olinadi:

$$M_m = \frac{\gamma Q}{g} (u_{2n} r_2 \cos \alpha_2 - u_{2n} r_1 \cos \alpha_1). \quad (20.33)$$

Bu tenglamadan ko'rinadiki, turbina aylanish momenti ikki holda (xarj Q ortganda va turbina aylanishlar soni i kamayganda) ortar ekan. Birinchi hol: turbina valining aylanishlar soni i pasaysa, gidromufta kanallaridagi tezlik ortadi, natijada Q ortadi, xarjning ortishi bilan esa gidromufta boshqariluvchi valga uzatilayotgan aylanish momenti ham ortadi (20.33).

Ikkichi hol: aylanishlar soni kamaysa, (20.33) tenglamadagi qavs ishidagi ikkinchi had kamayadi, natijada gidromufta uzatish moment ortadi. Agar aylanishlar soni nolga teng bo'lsa, ya'ni turbina vali to'xtasa, uzatish momenti maksimal qiymatga erishadi.

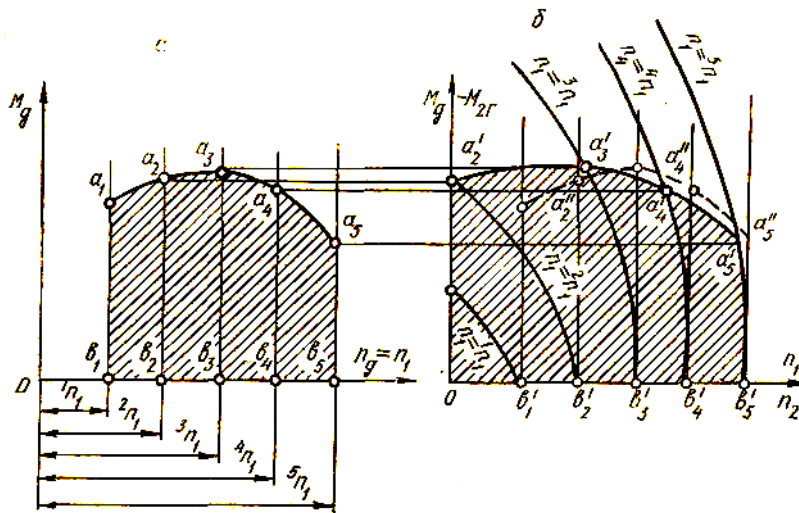
20.4. Gidromuftaning dvigatel bilan birgalikda ishlashi

Ichki yonuv dvigateli va gidromufta birgalikda ishlaganda dvigatelning tirsakli vali nasos g'ildiragi bilan blok qilib birlashtiriladi, shuning uchun

$$n_g = n_n$$

Dvigatel-gidromufta sistemasining xarakteristikalarini aniqlash uchun dvigatelning aylanishlari soni o'zgartirib boriladi. Bunda aylanishlar sonining eng kichik miqdori dvigatel aylanishlar sonining eng kichik turg'un qiymatiga teng va eng kattasi esa dvigatel aylanishlar sonining mumkin qadar eng kattasiga teng bo'ladi qilib o'zgartiriladi, Dvigatelning tanlangan har bir aylanishlari soni uchun birdan boshlab nolgacha uzatish nisbatlarining qator qiymatlarini berib boriladi. Har bir uzatish nisbati uchun mos ravishda nasos g'ildiragidagi moment hisoblab chiqiladi.

Agar uzatish nisbatlarining kattaliklari kamaytirilganda hisoblab chiqarilgan moment dvigatelning maksimal momentidan katta bo'lib chiqsa, u holda berilgan aylanishlar soni uchun hisoblash tugagan bo'ladi, chunki mufta bundan katta momentlarni uzatmaydi. Har bir uzatish nisbatlarining qiymatlari uchun turbina g'ildirak valining aylanishlari soni hisoblab chiqiladi. Odatda, natija jadval shaklida beriladi. Olingan natijadan foydalanib, dvigatelning aylanishlari n_g ning berilgan qiymatlari uchun $M_n = f(n_m)$ funksiya, dvigatel momenti M_g grafiklarini tuzish mumkin (20.11- rasm). Bu grafiklar gidromuftaning tortish imkoniyatlarini ifodalaydi. Biroq ularning hammasi ham amalda qo'llanilavermaydi, chunki gidromufta dvigateldan olish mumkin bo'lgan hamma momentlarni ham uzatavermaydi. Turbina g'ildiragining nasos g'ildiragiga nisbatan sirpanishi hisobiga n_m har doim n_n dan kichik. Shuning uchun $n = const$ bo'lganda $b_1 a_1; b_2 a_2; b_3 a_3; b_4 a_4; b_5 a_5$ vertikal to'g'ri chiziqlar (20.11-rasm, a) mos ravishda $b_1 a_1; b_2 a_2; b_3 a_3; b_4 a_4; b_5 a_5$ (20.11- rasm, b) chiziqlarga o'tadi. Dvigatelning kichik aylanishlariga tegishli a_1 va a_2 nuqtalar grafikdan chapga chiqib ketadi; $a_5, a_4, a_3; a_5, a_4, a_3$ nuqtalar dvigatel mos momentlarini ifodolovchi a_5, a_4, a_3 nuqtalarni aylanishlarga gorizontaal ko'chirish bilan hosil qilinadi. 20.11- rasm, b da egri chiziq bilan abstsissa o'qi orasidagi shtrixlangan soha dvigatelning normal ishlash sohasini bildiradi.



20.11 - rasm. Hidromuftaning dvigatel bilan birgalikda ishlashiga doir

20.11-a va 20.11-b-rasm, b larni o'zaro solishtirish natijasida quyidagi xulosalarga kelishi mumkin: gidromufta dvigatel ish sohasini kengaytiradi, turbina g'ildiragi to'xtatilganda ham dvigatel normal ishlaydi va xohlagancha kichik aylanishlarda turbina g'ildiragining ishlashi mumkin bo'ladi; harakatlanishida ($n_m = 0$) turbina g'ildiragi validagi moment dvigatelning maksimal momentidan uncha farq qilmaydi. Dvigatel-gidromufta sistemasining xarakteristikasini dvigatel xarakteristikasi bilan taqqoslash uchun 20.11-rasm, b da dvigatelning xarakteristikasidan foydalanamiz. Bunda a_1, a_2, a_3, a_4, a_5 nuqtalar (20.11-rasm) $b_1 a_1; b_2 a_2; b_3 a_3; b_4 a_4; b_5 a_5$ vertikkallarga ko'chirilgan bo'lib, $a_5 a_5; a_4 a_4; a_3 a_3$ kesmalar $M_m = f(n_m)$ egri chiziqlar va ularga tegishli vertikkallar orasidagi gorizontaal masofalarga teng va turbina g'ildiragining yo'qotgan aylanishlarini bildiradi. Bu aylanishlar sonini sirpanish aylanishlari deb ataladi va u quyidagicha aniqlanadi:

$$n_n = n_n - n_m \quad (20.34)$$

20.11- rasm, b dagi grafikning har bir nuqtasiga dvigatel-gidromufta sistemasining aniq bir rejimdagi ishi mos keladi. Shunday qilib, ordinatadagi kattalik turbina g'ildiragi momentini, abstsissadagi kattalik esa uning aylanishlar sonini bildiradi. Turbina g'ildiragi aylanishlar sonini dvigatel aylanishlar soniga bo'lsak, FIK teng bo'lgan uzatish nisbatga ega bo'lamiz.

20.5. Hidromufta ishini rostdash

Gidromuftaning ishini rostdash uch usul bilan amalga oshiriladi: 1) yetaklovchi val aylanishlari sonini o'zgartirish yo'li bilan; 2) gidromufta oqar qismining shaklini o'zgartirish yo'li bilan 3) ish bo'shlig'ini suyuqlik bilan to'ldirish darajasini o'zgartirish yo'li bilan. Dvigatelning yetaklovchi vali aylanishlari sonini o'zgartirish bilan rostdash usuli, asosan, transport va yuk ko'tarish mashinalarida qo'llaniladi. Bu usul bilan rostdash natijasida gidromufta valida unsha katta bo'lmagan qoldiq moment hosil bo'ladi, bu esa transport

mashinalari (avtomobillar, traktorlar) uchun katta ahamiyatga ega. Masalan, agar gidromufta validagi qoldiq moment harakatdagi avtomobil qarshiligidan kichik bo'lsa, u holda haydovchi dvigatelni o'chirmay faqat aylanishlar sonini kamaytirish bilan mashinani to'xtata oladi. Agar gidromuftada katta qoldiq momenti hosil bo'lsa, u holda avtomobilni to'xtatish uchun tormoz yoki ajratish qurilmasidan foydalanish kerak bo'ladi.

To'ldirish darajasi o'zgarmas bo'lganda gidromufta oqar qismining shaklini o'zgartirish yo'li bilan rostlash, shuningdek, texnik rostlash moment bo'yicha rostlash darajasi kichikligi sababli amalda qo'llanilmagan. Rostlash darajasi moment va tezlik bo'yicha farqlanadi.

Moment bo'yicha rostlash darajasi—yetaklovchi valning asosiy ish tartibidagi momentning turbina to'xtatilganda o'sha valning o'zidagi minimal momentga nisbati bilan o'lchanadi.

Tezlik bo'yicha rostlash darajasi yetaklovchi valning nominal aylanishlari sonining o'sha valning minimal aylanishlar soniga nisbati bilan o'lchanadi.

Ish bo'shlig'ini suyuqlik bilan to'ldirish darajasini o'zgartirish yo'li bilan rostlash gidromuftani rostlashning eng keng tarqalgan usuli hisoblanadi. Uni ba'zan suyuqlik orqali rostlash ham deb ataydilar. Rostlashning bu usulini kengroq ko'rib chiqamiz. U uch xil tarzda bajarilishi mumkin:

1. gidromuftaga kirishda suyuqlik oqimini rostlash;
2. gidromuftadan chiqishda suyuqlik oqimini rostlash;
3. gidromuftaga kirish va chiqishda suyuqlik oqimini rostlash.

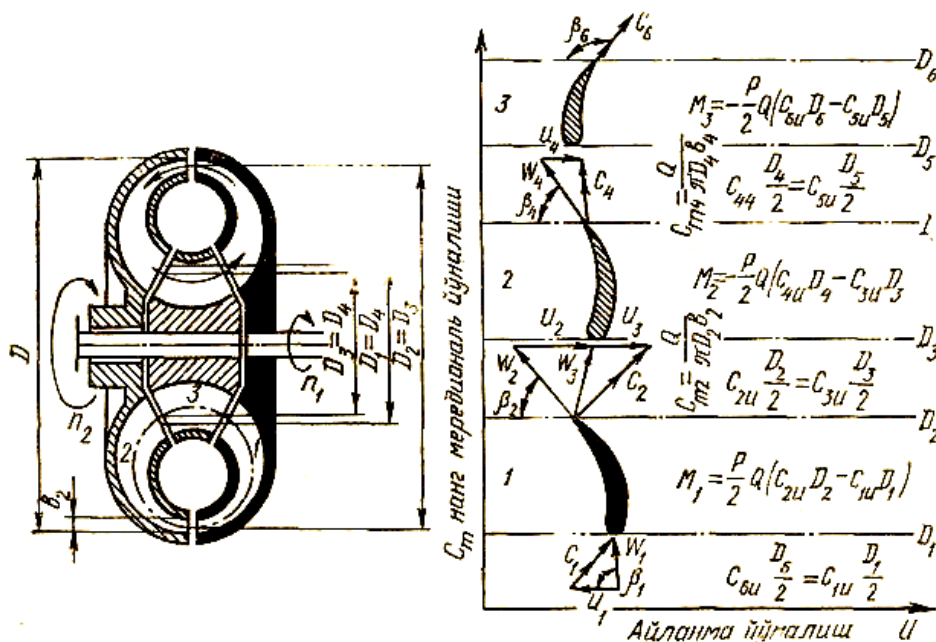
Suyuqlik orqali rostlashning har bir xili gidromuftaning ayrim-ayrim bo'g'inlarida bir nechtadan loyihaviy yechimlarga ega. Gidromufta ishini rostlash natijasida uni shunday epchil boshqarishga erishiladiki, gidromufta ikkilamchi valining aylanishlari sonini tez o'zgartirish va gidromufta bir tartibdan ikkinchi tartibga minimal vaqtda o'tishi mumkin bo'ladi hamda gidromuftaning turli tartiblardagi ishi barqaror bo'ladi. Agar biz gidromufta ish bo'shlig'ini suyuqlik bilan turli darajada to'ldirsak, bu bilan yetaklovchi valning aylanishlari sonini o'zgartirgan bo'lamiz (20.33-tenglamaga qarang). Lekin gidromufta ichida beqaror zonalar borligi uchun ko'pincha uni rostlash darajasi etarli bo'lmasligi mumkin. Masalan, suyuqlik oqimi bilan rostlashda gidromuftaga kirishdagi tartibni almashtirish uchun 2-3 minut vaqt ketadi. Bu katta kamchilik hisoblanadi. Hozir eng qulay hisoblangan gidromufta qo'shimcha hajmli va bosqichli gidromuftalaridir. Bularda oqim shaklining keskin o'zgarish hollari bo'lmaydi.

XXI bob. GIDRODINAMIK TRANSFORMATORLAR

21.1. Gidrotransformatorning vazifalari, guruhlanishi, tuzilishi va ishlash jarayoni

Burovchi momentni va yetaklanuvchi valning aylanishlari sonini yetaklovchi val aylanishlari soniga nisbatan o'zgartirish yo'li bilan quvvatni yetaklovchi valdan yetaklanuvchi valga uzatuvchi energetik mashina buruvchi moment gidrotransformatori deb ataladi. Yetaklovchi va yetaklanuvchi vallari bir tomonga aylanuvchi gidrotransformatorlar to'g'ri yo'lli, qarama-qarshi tomonga aylanuvchilari esa teskari yo'lli gidrotransformatorlar deyiladi.

Gidrotransformatorning korpusi reaktor kuraklarida hosil bo'ladigan va korpus bilan bog'liq bo'lgan reaktiv momentni qabul qiluvchi tashqi tayanchga ega. Bunday transformatorlar bir bosqichli nasos bir, ikki va uch bosqichli turbina bilan hamda bir yoki bir nechta reaktor, uch, to'rt va ko'p bosqichli turbina bilan birga ishlaydigan qilib qurilishi mumkin. Bularning eng soddasi uch g'ildirakli gidrotransformatoridir (21.1-rasm). Bu gidrotransformatorida dvigatel yordamida harakatcha keltiriladigan va anchagina kichik burchak tezlik bilan aylanadigan nasos g'ildiragi ish suyuqligini turbina 2 ga yo'naltiradi. Energiyasini turbinaga bergan suyuqlik qo'zg'almas kurakli reaktor Z orqali nasosga qaytadi. Reaktorning qo'zg'almas kuraklari nasos va turbina orasidagi suyuqlikning harakat miqdori momentini o'zgartiradi. Natijada turbinaning aylanish momenti va burchak tezligi mos ravishda o'zgaradi.



21.1 - rasm. Gidrotransformator

Gidrotransformator ish bo'shlig'ida reaktorning mavjudligi tufayli turbinaning burchak tezligi uning valiga yuklangan moment kattaligiga bog'liq ravishda o'zgaradi. Shunday qilib, gidrotransformatorida nasos hosil qilgan suyuqlik oqimi

turbina va reaktor kuraklaridan ketma-ket o'ta borib, turbinani o'zgaruvchan burovchi moment yordamida nasos bilan bir tomonga aylantiradi.

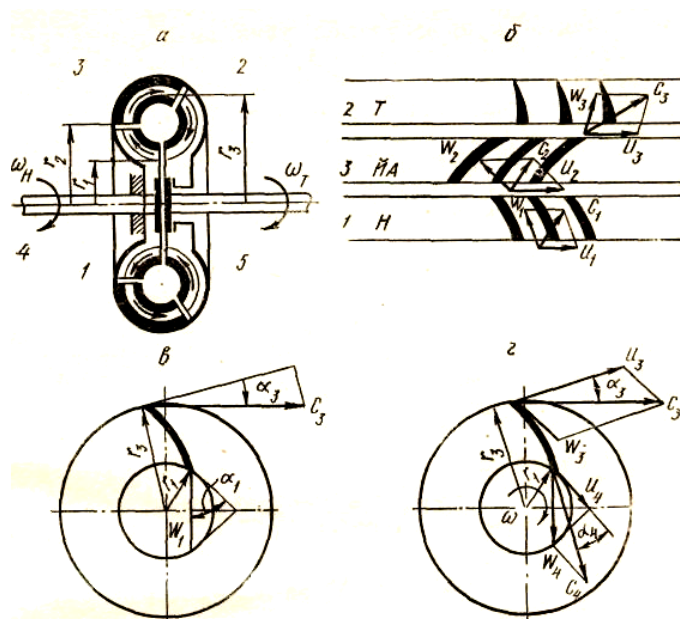
Gidrotransformatorning ishini nasos g'ildiragining aylanishlari o'zgarimas bo'lganda uyurma aylanasidagi suyuqlik sarfi o'zgarimas deb faraz qilib ko'rib chiqamiz. Haqiqatda esa, sarf uzatish nisbatining kichrayishi bilan oz bo'lsa ham o'sib boradi. Biroq, sarfning bu o'zgarishi gidrotransformator ishiga uncha ta'sir ko'rsatmaydi.

Sarf o'zgarimas bo'lganda reaktor kuraklari qo'zg'almas bo'lgani sababli nasos g'ildiragiga kelayotgan oqimning kattaligi va yo'nalishi o'zgarmaydi. Shuning uchun turbina g'ildiragi ish tartibining o'zgarishi bilan nasos g'ildiragiga kirishdagi tezlik uchburchagi o'zgarmay qoladi. Bu sharoitda $Q = const$ va $n_n = const$ nasos g'ildiragidan chiqishdagi tezlik uchburchagi ham o'zgarmay qoladi. Shuning uchun turbina g'ildiragining hamma tarkiblarida nasos g'ildiragidagi moment o'zgarimasdir.

21.2. Asosiy parametrlar, tenglamalar va ularning mohiyati

M_n, M_m, η, n_n, n_m kattaliklar va transformasiya koeffitsiyenti K gidrodinamik transformatorning ishini xarakterlaydigan asosiy parametrlardir.

Shuni aytib o'tish kerakki, gidrodinamik transformatorlarning hisoblash tenglamalari gidrodinamik muftalarni hisoblash tenglamalarining xuddi o'zi, lekin ular moment o'zgarishining boshqa miqdor va boshqa qonunlarga bo'ysunishi bilan farqlanadi. 21.2-rasmda gidrotransformatorning sxemasi berilgan. Sxemada quyidagi belgilashlar kiritilgan: 1-nasos g'ildiragi; 2-turbina g'ildiragi; 3-yo'naltiruvchi apparat; 4 – ω_n burchak tezlik bilan aylanadigan nasos g'ildiragining vali 5– ω_m burchak tezlik bilan aylanadigan turbina g'ildiragining vali.



21.2 - rasm. Gidrotransformatorning kengaytirilgan sxemasi

Yo'naltiruvchi apparat gidrotransformatorga qo'zg'almaydigan qilib mahkamlangan va undan chiqadigan c_2 tezlik kurak bo'ylab yo'naltirilgan (21.2- rasm, a, v, b). 21.2-rasm, b da kuraklarning joylashish sxemasi va nasos g'ildiragi $I(H)$ yo'naltiruvchi apparat $3(YA)$ va turbina g'ildiragi $2(T)$ dagi tezliklar parallelogrami berilgan.

Nasos g'ildiragidagi moment M_n turbina g'ildiragidagi M_m va yo'naltiruvchi apparat g'ildiragidagi M_{YA} dagi momentlarning ayirmasiga teng. Turbina g'ildiragidagi moment esa nasos g'ildiragi va yo'naltiruvchi apparat momentlarining yig'indisiga teng:

$$\begin{aligned} M_n &= M_m - M_{YA} \\ M_m &= M_n + M_{YA} \end{aligned} \quad (21.1)$$

(21.1) tenglama gidrotransformator g'ildiraklari aylanishining gidravlik momentlar muvozanatini ifodalaydi. Nasos g'ildiragidagi moment gidromuftadagi kabi quyidagiga teng bo'ladi:

$$M_n = \frac{\gamma Q}{g} (c_2 r_2 \cos \alpha_2 - c_1 r_1 \cos \alpha_1), \quad (21.2)$$

21.2-rasm, v, g larda turbina g'ildiragidagi suyuqlik zarrachalarining harakat tezligi ko'rsatilgan. Turbina g'ildiragidagi moment quyidagiga teng bo'ladi:

$$M_m = \frac{\gamma Q}{g} (c_3 r_3 \cos \alpha_3 - c_1 r_1 \cos \alpha_1). \quad (21.3)$$

Shuningdek, yo'naltiruvchi apparat momenti quyidagiga teng:

$$M_{YA} = \frac{\gamma Q}{g} (c_3 r_3 \cos \alpha_3 - c_2 r_2 \cos \alpha_2) \quad (21.4)$$

Yo'naltiruvchi apparatning tegishli ish sharoitida, turbina validagi moment nasos validagi momentdan katta bo'ladi.

Burovchi momentni ko'proq uzatish uchun gidrotransformator turbinasidagi kuraklar kaltaroq, juda egilgan va katta diametr aylanasida joylashtirilgan bo'lishi kerak. Turbina g'ildiragi kuraklarini shunday egish mumkinki, unda $c_4 \cos \alpha_4$ vektor ga teskari tomonga yo'nalgan bo'ladi. Shunga o'xshash hodisa nasos g'ildiragida ham bo'ladi. Turbina vali momentining nasos vali momentiga nisbati gidrotransformatorning transformasiya koeffitsiyenti deyiladi va quyidagicha yoziladi:

$$K = \frac{M_m}{M_n}$$

Gidrotransformatorning transformasiya koeffitsiyenti $w_n = const$ bo'lganda w_m ning o'zgarishiga bog'liq bo'ladi. Gidrotransformatorning turiga qarab transformasiya koeffitsiyenti 2 ÷ 6,5 orasida bo'ladi.

Gidrotransformatorning foydali ish koeffitsiyenti quyidagicha hisoblanadi:

$$\eta = \frac{N_m}{N_n} = \frac{M_m \cdot n_m}{M_n \cdot n_n} = \frac{K}{i} \quad (21.5)$$

bunda i – uzatish soni $\left(i = \frac{n_n}{n_m} \right)$; N_n va N_m – mos ravishda nasos va turbina g'ildiraklarining quvvati.

Gidrotransformatorning asosiy o'lchamlari gidromufta uchun berilgan (21.2-§) formulalar bilan aniqlanadi, shuning uchun ularga to'xtalmaymiz.

21.3. Gidrotransformatorlarda energiyani yo'qotilishi

Gidrotransformatorni hisoblash tenglamalari aylanishlar soni n_n ning anchagina miqdorga o'zgarishida ham o'rinli bo'lishiga qaramasdan, i ning o'zgarish qiymatida n_n ning kamayishi FIK ning kamayishiga sabab bo'ladi. Bu mexanik yo'qotishning hissasi ortishiga bog'liq. Ishqalanish momenti aylanishlarga ham bog'liq, lekin momentning gidravlik yo'qotish hisobiga kamayishi aylanishlar sonining kvadratiga proporsional. Shuning uchun katta aylanishlarda mexanik yo'qotishning umumiy yo'qotish balansiga ta'siri katta emas. Kichik aylanishlarda esa mexanik yo'qotish momentining nisbiy kattaigi so'zsiz ortadi.

Aylanishlar soni n_n ko'p ortganda ba'zan, kavitatsiya hodisasi paydo bo'lishi sababli FIK kichiklashib ketishi mumkin.

Gidrotransformatorlarning ba'zi turlarida yo'qotishlarning o'rtacha kattaligi quyidagicha bo'ladi.

Gidravlik va ventilyasion yo'qotishlar:

nasos g'ildiragida 3,5-4,5%;

turbina g'ildiragida-2,5-3,5%;

hajmiy yo'qotish-2,5-3,5%;

qolgan ko'rinishdagi yo'qotishlar-2,5-3,5%;

to'liq yo'qotish-11,0-15,0%.

Gidrotransformator optimal ishlaganda yo'qotilgan energiyani quyidagi formula yordamida aniqlash mumkin:

$$h_{opt} = \xi_{opt} \frac{w_{opt}^2}{2g}, \quad (21.6)$$

bu yerda h_{opt} – optimal ish tartibida yo'qotilgan bosim; ξ_{opt} – gidrotransformatorning optimal ish tartibida yo'qotish koeffitsiyenti; w_{opt} – optimal tartibdagi hisoblangan nisbiy tezlik.

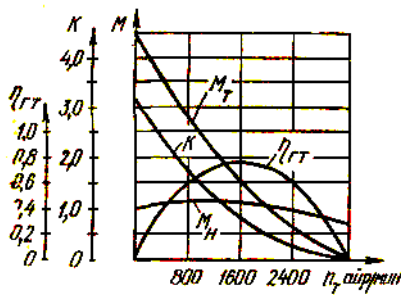
Optimaldan farqli ish tartibida ortiqcha yo'qotilgan bosim suyuqlikning bir nasosdan boshqasiga o'tishida oqim yo'nalishi bilan kirishdagi kurak qirralarining mos kelmasligi natijasida paydo bo'ladi. U quyidagi formula bilan aniqlanadi:

$$h_{zar} = \xi_{zar} \frac{w_n^2}{2g} \quad (21.7)$$

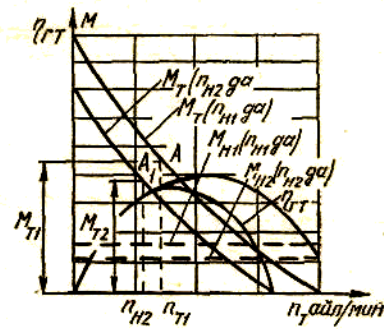
bu yerda h_{zar} – oqimning optimaldan chetga chiqishi natijasida zarbaga yo'qotilgan sarf; ξ_{zar} – gidrotransformatorlarda zarbaga yo'qotish koeffitsiyenti; w_n – oqim nisbiy tezliklari geometrik farqining proyeksiyasi.

21.4. Turli gidrotransformatorlarning tashqi xarakteristikalari

Gidrotransformatorning tashqi xarakteristikasi 3.16-rasmda, universal xarakteristikasi 21.4-rasmda keltirilgan.



21.3 - rasm Gidrotransformatorning tashqi xarakteristikasi



21.4 - rasm. Gidrotransformatorning universal xarakteristikasi

Gidrotransformatorning tashqi xarakteristikasi, nasos g'ildiragining nominal aylanishlari soni o'zgarmas bo'lganda, nasos va turbina g'ildiraklari burovchi momentlari va FIK ning turbina g'ildiragi aylanishlari soniga bog'liqlik grafiklaridan iborat.

Tashqi xarakteristikani ba'zan transformatsiya koeffitsiyenti bilan to'ldiriladi:

$$K = \frac{M_m}{M_n} = f(i) \quad (21.8)$$

Gidrotransformatorning tashqi xarakteristikasini qurish uchun ishonchli qiymatlarni faqat gidrotransformatorni sinash yo'li bilan olish mumkin. Xarakteristikadan ko'rinadiki, gidrotransformator dvigatelning o'zgarmas yuklanishini (M_n grafigi go-rizontal chiziqdan iborat) va moment (M_m chizig'i) ning avtomatik ortishini ta'minlaydi. Bu ish organida zo'riqishni oshirish (aylanish soni n_m ni mos ravishda pas-saytirish) vaqtida bo'ladi:

Odatda,

$$K = \frac{M_{\max}}{M_n} < 6$$

bu yerda M_m – turbina g'ildiragidagi (yetaklanuvchi valdagi) burovchi moment; M_n – nasos g'ildiragidagi (yetaklovchi valsagi) burovchi momenti. Yetaklovchi valda aylanish tezligining kamayishi bilan momentning ortishi aylanish yo'qligida turbina kuraklari oqimga eng qulay joylashuvi va bunda burovchi momentning eng kattaligi bilan tushuntiriladi.

Nasos momentining uzatish soni i ortishi bilan o'zgarishi xarakteristikaning „shaffofligi“ deyiladi. Agar i ortishi bilan u ortsa, xarakteristika „shaffof“, aksincha kamaysa, xarakteristika „shaffof emas“ deyiladi. Eslatib o'tish kerakki, gidromuf-taning maksimal FIK 0,98 ga yetganda gidrotransformatorning maksimal FIK 0,85 ga teng bo'ladi.

Gidrotransformatorning universal xarakteristikasi ikki xil ko'rinishda bo'lishi mumkin. Universal xarakteristikaning birinchi ko'rinishida nasos g'ildiragi ayla-nishlari sonining bir qancha o'zgarmas qiymatlariga to'g'ri kelgan tashqi xarak-teristikalar bitta grafikda joylashtirilgan bo'ladi.

Universal xarakteristikadan ko'rinadiki, turbina g'ildiraklari momentlari nis-bati nasos g'ildiragi aylanishlari soni kvadratlariga proporsional bo'ladi:

$$\frac{M_{m2}}{M_{m1}} = \frac{n_{n2}^2}{n_{n1}^2} \text{ yoki } M_{m2} = M_{m1} \left(\frac{n_{n2}}{n_{n1}} \right)^2 \quad (21.9)$$

Turbina g'ildiragi aylanishlari sonini FIK tengligidan topish mumkin

$$\eta_{g.t.1} = \eta_{g.t.2}$$

ya'ni

$$\eta_{g.t.1} = \frac{M_{m1} \cdot n_{n1}}{M_{n1} \cdot n_{n1}} \quad \eta_{g.t.2} = \frac{M_{m2} \cdot n_{n2}}{M_{n2} \cdot n_{n2}}$$

bundan

$$\frac{M_{m1} n_{n1}}{M_{n1} n_{n1}} = \frac{M_{m2} n_{n2}}{M_{n2} n_{n2}} \quad (21.10)$$

M_{n1} ning n_{n1} ga tegishli va M_{n2} ning n_{n2} ga tegishli qiymatlarini (21.10) tenglamaga qo'ysak, quyidagini olamiz:

$$n_{m2} = n_{m1} \cdot \frac{n_{n2}}{n_{n1}} \quad (21.11)$$

Topilgan n_{m2} dan M_{m2} momentni topamiz va xarakteristika grafigiga joylashtiramiz (21.4-rasmdagi A_1 nuqta). Agar turbina g'ildiragining aylanishlari soni n_{m1} bo'lganda nasos g'ildiragining burovchi momenti M_{n1} nasos g'ildiragining n_{n1} aylanishlari soniga mos bo'lsa, u holda turbina g'ildiragining aylanishlari soni n_{m2} bo'lganda nasos g'ildiragining M_{n2} momenti nasos g'ildiragining n_{n2} aylanishlari soniga mos keladi va quyidagi munosabatdan topiladi:

$$\frac{M_{n2}}{M_{n1}} = \left(\frac{n_{n2}}{n_{n1}} \right)^2 \quad (21.12)$$

bundan

$$M_{n2} = M_{n1} \left(\frac{n_{n2}}{n_{n1}} \right)^2$$

Ma'lum burovchi moment va aylanishlar sonidan gidrotransformatorning FIK quyidagi formula yordamida aniqlanadi:

$$\eta_{m2} = \frac{M_{m1} n_{n1}}{M_{m2} n_{n2}}; \quad (21.13)$$

Shu yo'l bilan qurilgan universal xarakteristika 21.5-rasmda keltirilgan, bunda 1÷6 lar nasos aylanishlari sonining 4000; 1800; 1600; 1400; 1200; 1000 qiymatlariga mos ravishda qurilgan.

Universal xarakteristikaning ikkinchi ko'rinishi gidrotransformatorning keltirilgan xarakteristikasi asosida quriladi. Buning uchun nasos g'ildiragining aylanish soni $n_n = \text{const}$ tanlab olinadi va i ning bir qancha qiymatlari va unga tegishli $n_2 = i n_1$ lar olinadi. Keltirilgan xarakteristikadan foydalanib quyidagilar hisoblanadi:

$$M_1 = \lambda_M \gamma D^5 n_1 = M \lambda_M \quad (21.14)$$

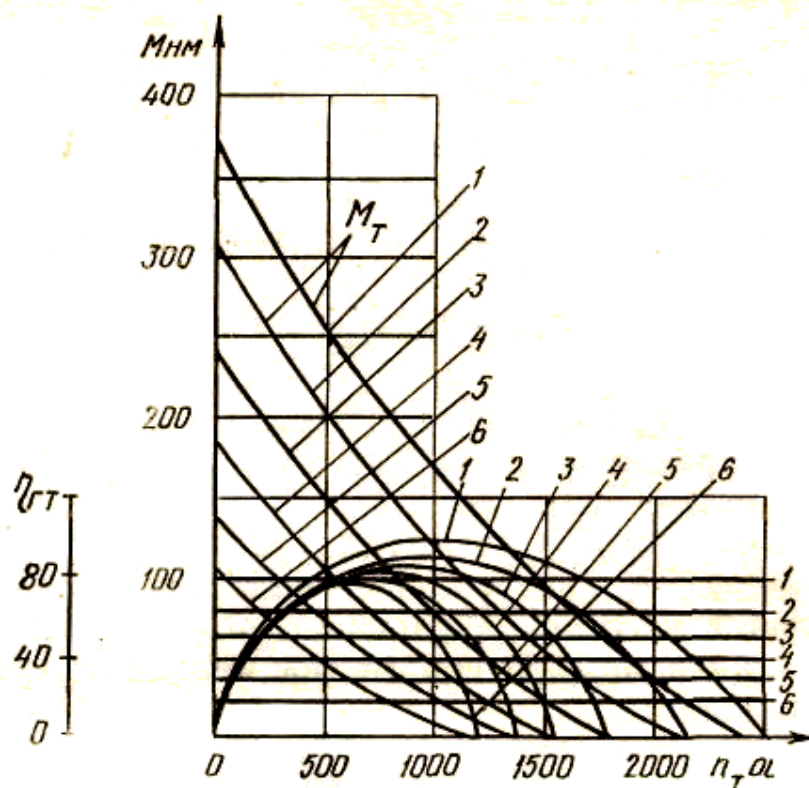
$$M_2 = K M_1, \quad (21.15)$$

$$\eta = f(i) = f(n_2) \quad (21.16)$$

bu yerda λ_{M_1} – nasos yoki turbina momentining proporsionallik koeffitsiyenti.

(21.14) va (21.15) tenglamalardan foydalanib turbina g'ildiragining aylanishlari soniga bog'liq ravishda M_1 va M_2 egri chiziqlar quriladi. Xuddi shu usul bilan

nasos g'ildiragi $n = an$ aylanishlari sonining boshqa qiymatlari uchun egri chiziqlar quriladi (bunda a ning qiymatlari $a = 0,9; 0,8; 0,7$ va hokazo olinadi) va universal xarakteristika hosil qilinadi.



21.5 - rasm. Nasos aylanishlar sonining oltita qiymatiga moslab qurilgan universal xarakteristika

21.5. Hidrotransformator uchun o'xshashlik formulalari va ularning qo'llanishi.

O'xshashlik formulalari o'xshashlik nazariyasining natijasi bo'lib, gidrotransformatorni loyihalashda va tajribalarda katta amaliy ahamiyatga ega. Ularning hammasi parrakli gidromashinalarning o'xshashlik qonunlarini qo'llashga asoslangan va „Nasoslarning o'xshashlik nazariyasi asoslari“ bo'limida ko'riladi. O'xshashlik prinsiplari (modellash) model sifatida qabul qilingan va nisbiy ish parametrlari k, i, η ga mos keluvchi parrakli sistemaning o'lchamlari va tajriba xarakteristikalari ma'lum bo'lganda boshqa parrakli sistema ushun u_n, M_m, n_n, n_m larning berilgan qiymatlarni qanoatlantiruvchi o'lchamlari va xarakteristikalarini aniqlashga imkon beradi. Bu $n = const$ bo'lganda kerakli gidrouzatmaning tajriba xarakteristikalarini hisoblashga imkon beradi. Shuningdek, modellash gidrouzatmani sinashda va parrakli sistemalarni yaratishda tajriba ishlarining hajmini keskin kamaytiradi. Ikki ish tartibi o'xshashlik qonunlariga muvofiq geometrik o'xshash parrakli g'ildiraklar chekkalarida tezlik uchburchagi o'xshash bo'ladi.

Yuqorida aytilganlardan, ish tartiblari o'xshashlik shartining tashqi belgisi uzatma nisbati i ning o'zgarmasligidir. Bundan ko'rinadiki, parrakli g'ildirakka oqim tomondan qo'yilgan moment ish suyuqligi zichligiga, ω burchak tezligining kvadratiga va g'ildirak o'lchami D ning beshinchi darajasiga proporsionaldir:

$$M = \rho \omega^2 D^5 \quad (21.17)$$

(21.17) munosabatni parrakli g'ildirak momentining proporsionalligi deb ataladi. Gidrouzatma uchun yetaklovchi val aylanishlar shastotasi–aylanishlarning xarakterli soni n_n sifatida qabul qilinadi, xarakterli o'lchamlar uchun ish bo'shlig'ining eng katta diametri olinadi. (21.17) ifodaga muvofiq shunga o'xshash gidrouzatma uchun $i = const$ tartibida ishlaganda

$$\frac{M_n}{\rho \omega^2 D^5} = \lambda \text{ va } \frac{M_m}{\rho \omega^2 D^5} = K \lambda_n = \lambda_m \quad (21.18)$$

nisbatlar o'zgarmas bo'lishi kerak.

$$(21.18) \text{ ga muvofiq bunday tartiblarda } K = \frac{M_m}{M_n} = \frac{\lambda_m}{\lambda_n} \text{ va } \eta = Ki \text{ qiymatlari bir}$$

xildir $i = const$ qiymatlarni momentlarning koeffitsiyentlari deb ataymiz Gidrouzatmalarni sinash yo'li bilan, $i = const$ bo'lganda, momentlarning qiymatlari kvadrat parabolalar bo'yicha joylanishiga ishonch hosil qilish mumkin:

$$M_n = \lambda_n \rho \omega_n^2 D^5 = c_n n_n^2, \quad (21.19)$$

$$M_m = K \lambda_n \rho \omega_n^2 D^5 = c_m n_m^2 \quad (21.20)$$

Bu ish tartibida esa FIK taxminan o'zgarmas bo'ladi. Bu esa (21.18) munosabatning o'zgarmasligini tasdiqlaydi. Ba'zi proporsionallik shartidan chetga chiqish hol-lari bo'lib, ular quyidagilar:

1) Gidrouzatmalardagi oqimlar uchun Re sonlarining farq qilishi, gidrouzatma uchun

$$Re = \frac{\omega_n D^2}{\nu} \quad (21.21)$$

Gidravlik qarshilik koeffitsiyentlari, ayniqsa, ishqalanish, Re sonining oshishi bilan kamayadi va birorta limitga intiladi. Shuning uchun gidrouzatma n_n yoki D_n kamayishi bilan, shuningdek suyuqlik qovushoqligi ν ning o'sishi bilan, $i = const$ bo'lganda, moment koeffitsiyenti λ kamayadi. Bu esa gidrotrans-formatorda uzatish momentining pasayishiga, ya'ni K va η laring kamayishiga olib keladi.

2) Oqar qismning silliqmaslik miqdori bilan zichlagich tirqishlarining o'lchamlari orasidagi mutanosiblikka rioya qilinmaslik bilan ifodalanuvshi masshtab faktorlarining ta'siri silliqmaslik va D nisbatida ko'rinadi. D ning o'lchami kamayishi bilan nisbiy silliqmaslik ortadi va ishqalanishga ketadigan sarf kattalashadi. Bundan tashqari, tirqishlarni zichlagich nisbiy o'lchami ortadi va oqib ketish sarfi-ning ulushi ortadi. Turbina gildiragi parraklar sistemasini oqib o'tuvchi oqim energiyasi, oqib ketish natijasida, kamayadi. Har ikkala masshtab faktorlari ($i = const$ bo'lganda) oqimning kinematik o'xshashligini bo'ladi va kichik gidrouzatmaning xarakteristikasini kattasinikiga qaraganda yanada yomonlashtiradi.

3. Gidrouzatma uzatadigan momentlar uchun, podshipnik va zichlagichlarda ishqalanish sababli, (21.17) proporsionallik shartining bajarilmasligi. Proporsional-lik shartining buzilishiga sabab n_n va D kamayishi va ν qovushoqlikning kattalashi-

shi bilan oqim hosil qilgan ishqalanish momenti M_n momentga nisbati o'sib boradi. Bunday sharoitda xarakteristikani qayta hisoblashda aniqlik buziladi.

21.6. Gidrotransformatorlarning dvigatellar bilan birgalikda ishlashi

Gidrotransformatorlar o'zgaruvchan tok elektrodvigateLLari, gaz turbinalari, karbyuratorli va dizelli ichki yonuv dvigateLLari bilan birgalikda ishlatiladi. Agregatning gidrotransformator bilan birgalikda ishlashining xarakteristikasini qurish uchun dvigatel, gidrotransformator va ijrochi mashinaning xarakteristikalari mavjud bo'lishi zarurdir. Biror dvigatelning gidrotransformator bilan birgalikdagi ishlashining xarakteristikasini olish uchun dvigatel xarakteristikasini gidrotransformator nasosi g'ildiragining xarakteristikasi bilan birlashtiriladi. Bu xarakteristikalarning kesishish nuqtalari ularning birgalikdagi ishini ifodaladi DvigateL-gidrotransformator agregatining tashqi xarakteristikasini va ijrochi mashinaning xarakteristikasini bilgan holda bu mashinaning harakat qonunini topish mumkin. Gidrotransformatorlar, M_n nasos va M_m turbina g'ildiraklarining momentlarini aniqlash formulalari yordamida, xarakteristika bo'yicha tanlab olinadi.

Birgalikdagi xarakteristikalarni o'rganish va gidrotransformatorlarni turli dvigateLLar bilan qo'llash tajribasi quyidagilarni ko'rsatadi:

1. Katta „shaffoflik“ xarakteristikasiga ega bo'lgan gidrotransformatorlarning karbyuratorli ichki yonuv dvigateLLi bilan ishlashida eng yaxshisi dvigatel quvvatidan foydalanishdir;

2. Kichik „shaffoflik“ xarakteristikali gidrotransformatorlarning dizel bilan birga ishlashi qulay;

3. Rostlanmaydigan o'zgaruvchan tok elektr dvigateLLi bilan ishlaganda „shaffofmas“ xarakteristikali gidrotransformatorlardan foydalanish qulay.

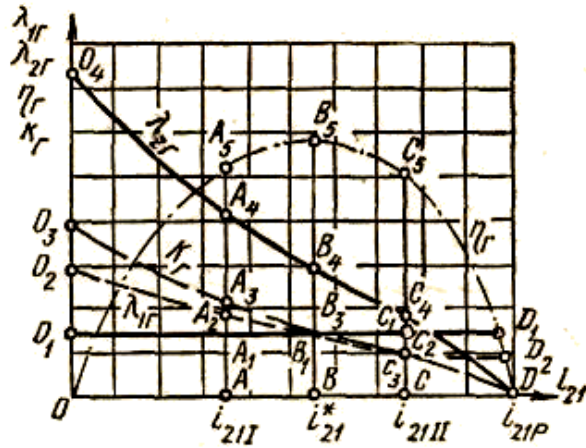
Gidrotransformatorning ichki yonuv dvigateLLi bilan birgalikda ishlashini ko'rib chiqamiz. Gidrotransformatorning xarakteristikasi $\lambda_{1g}(O_1D_2)$ va $\lambda_{2g}(O_2D)$ ko'rinishda 21.6-rasmda ko'rsatilgan. Gidrodinamik transformator “shaffofmas” yoki ma'lum darajada “shaffof” xarakteristikaga ega bo'lishiga qarab masala har xil ko'riladi. Shaffoflik darajasining ta'sirini aniqlash uchun aktivlik diametri D , FIK η va transformasiya koeffitsiyenti K ning o'zgarishi qonunida moment koeffitsiyenti (O_2B_1D punktir chiziq) λ_{1g} ning esa boshqa o'zgarish qonuniyatida FIK ning maksimal tuzumida o'sha (BB_1) kattalikka λ_{1g} mos bo'lgan holda ikkinchi gidrotransformatorning ishini ham ko'rib chiqamiz.

DvigateL xarakteristikasi 3.20-rasm, a da ko'rsatilgan: tutash chiziq–yonilg'i to'la berilganda (tashqi xarakteristika) shtrix–punktir chiziq esa yonilg'i qisman berilganda (to'liqmas xarakteristikalar).

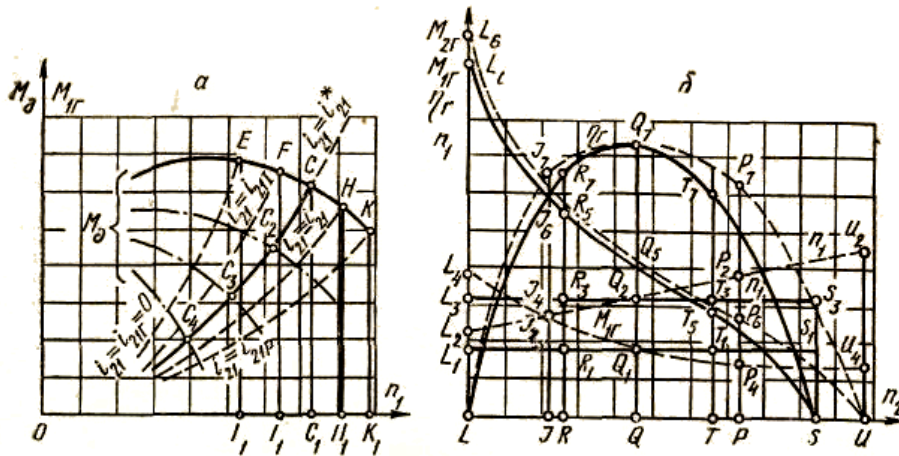
(21.14) tenglamaga o'xshash tenglamadan foydalanib:

$$M_{1g} = \lambda_{1g} \nu n_1 D^5 \quad (21.22)$$

aylanishlar soni n_1 har xil bo'lganda, nasos g'ildiragi dvigateLLdan olgan momenti M_{1g} ni hisoblash mumkin. Bu momentni tasvirlovchi grafik 21.7-rasm, a da parabola ko'rinishida tutash chiziq bilan ko'rsatilgan.



21.6 - rasm. Gidrotransformator xarakteristikasining ko`rinishda berilishi



21.7 - rasm. Dvigatel xarakteristikasi va kirish xarakteristikasi

C nuqtaning koordinatalari, yuklanishining demakki turbina g'ildiragi aylanishlar sonining ixtiyoriy o'zgarishida o'zgarmaydigan, uning aylanishlar soni ($n_d = n_1 = Oc_1$) ni va dvigateldan olinadigan moment ($M_d = M_{1s} = cc_1$) ni aniqlaydi.

Dvigatel to'liqmas xarakteristikalarda ishlaganda mos ravishda uchragan c_2 , c_3 , va c_4 nuqtalar o'zlarining koordinatalari bilan dvigatelning yuklovchi momentini va aylanishlar sonini aniqlaydi. Demak, dvigatelning hamma xarakteristikalari maydonidan c_4c_1 parabola yotgan nuqtalarignia ishlatiladi va ular uchun yoqilg'i-ning solishtirma sarfi mumkin qadar kam bo'lishiga erishish uchun harakat qilish kerak. Ulardan tashqari, dvigatel xarakteristikasini yuklash zonasi qat'iy reglamentasiya qilinganda gidrodinamik transformator boshqarish dvigateling moslovchisi ham bo'ladi. 21.7-shakl, b da gidrodinamik transformator nasos g'ildiragining ichki yonuv dvigateli bilan birgalikdagi ishining xarakteristikasi tasvirlangan bo'lib, u qirish xarakteristikasi deb ataladi. Turbina g'ildiragining aylanishlari soni har xil bo'lganda kirish xarakteristikasi, ya'ni M_{2g}, M_{1g}, η va K_g har xil uzatish nisbatlari i uchun hisoblanadi. Shunday uzatish nisbatlaridan birini ko'rib chiqamiz: $i_{21} = OA = i_{211}$. Buning uchun 3.19-rasmdan $K_g = AA_3$ va $\eta_g = AA_5$ larni topish mumkin. 21.7-rasm, a dan esa bu uzatish nisbati uchun $n_1 = OC_1$ va $M_{1g} = C_1C$ larni

topamiz. $i_{21} = n_{2/n_1}$, tenglamadan turbina g'ildiragi aylanishlari soni aniqlanadi: $n_{21} = i_{21} n_{21}$, bu esa tanlab olingan masshtabda $M_{1g}, n_1, -M_{2g} = K_2 M_{1g}$ va η_2 qiymatlarini R_1, R_3 va R_5 nuqtalar bilan qayd qilishga imkon beradi.

Bir qancha uzatish nisbatlari uchun shunga o'xshash ish bajarsak, $M_{1g}, -M_{2g}, \eta_2$ va n_1 larni mos ravishda ifodalovchi $L, R, Q, T, S; L_5, R_5, Q_5, T_5, S; L, R_7, Q_7, T_7, S$ va L_3, R_3, Q_2, T_3, S_3 xarakteristikalarini hosil qilamiz.

Dvigatel to'liqmas xarakteristikalarda ishlaganda ham chiqish xarakteristikalari shu usul bilan quriladi, faqat bu hol uchun $n_1 = OC_1$ va $M_{1g} = C_1 C$ kesmalar o'rniga C_2, C_3 va C_4 nuqtalarning mos keluvchi koordinatalaridan foydalaniladi. Hidrodinamik transformatorga ega bo'lgan mashinalarning hisobi shu usul bilan olingan chiqish xarakteristikalari yordamida bajariladi. Biror shaffoflikka ega bo'lgan gidrodinamik transformator ishlaganda kirish xarakteristikasi boshqacha olinadi. Qator uzatish nisbatlarini berish bilan har biri uchun o'z momenti λ_{1g} ning qiymati olinadi. Demak, $i_{21} = i_{21r} = 0$ uchun $\lambda_{1g,t} = OO_2$ (21.6-rasmga qarang); $i_{21} = i_{211}$ uchun $\lambda_{1gt} = AA_2$; $i_{21} = i_{21}^*$ uchun $\lambda_{1g}^* = BB$; $i_{21} = i_{211}$ uchun $\lambda_{1g11} = CC_2$ va tezlatish tartibi $i_{21} + i_{21p}$ uchun $\lambda_{1gp} = DD_2$. Shuning uchun har bir uzatish nisbati uchun o'zining yuklanish parabolasini bo'ladi va u kirish xarakteristikasi bo'yicha hisoblanadi. Dvigatel tashqi xarakteristikasi bilan yuklanish parabolasining kesishish nuqtalari o'z koordinatalari (21.7-rasm *a* ga qarang, E, F, C, H va K nuqtalar) yordamida nasos g'ildiragi aylanishlari soni n_1 va nasos g'ildiragiga tashqi yuklanish momentlari aniqlanadi. Dvigatel xarakteristikasining ish qismi parabolalar bog'lamini chizish bilan aniqlanadi va aynan shu qismda yoqilg'ining eng kam solishtirma sarfiga ega bo'ladi. Chiqish xarakteristikasida har bir tanlab olingan uzatish nisbatiga tegishli nuqtalar ko'riladi, bunda „shaffofmas“ xarakteristikali transformatoridan farqli ravishda har bir uzatish nisbati uchun o'zining $M_{1g} = M$ va $n_1 = n_d$ qiymatlari bo'ladi.

Uzatish nisbati $i_{21} = i_{211}$ uchun yuklanish momenti $E_1 E = M_{1d}$ va mos ravishda nasos g'ildiragi aylanishlari sonining qiymati, $OE_1 = n_1$ kesmalari asosida kirish xarakteristikasi quriladi.

Turbina g'ildiragining aylanishlari soni $n_{21}^1 = i_{21} n_{11} = i_{21} OE_1$ $LJ = n_{21}^1$ ko'rinishdagi kesma bilan ifodalanadi, so'ngra J_2, J_4, J_6 va J_7 (3.20- rasm, *v* da J_2 va J_3 nuqtalar ustma-ust tushgan). Nuqtalar yordamida 3.19 va 3.20-rasm, *a* lardan olingan mos kesmalar bo'yicha $n_1 = OE_1$, $M_{1g} = E_1 E - M_{2g}$, $K_g M_{1g}$ va η_g miqdorlar aniqlanadi. Bir qancha uzatish nisbati uchun shunga o'xshash qursak, $M_{1g} - M_{2g}$, η_g va η_1 larni mos ravishda tasvirlovchi chiqish xarakteristikasini punktir egri chiziqlar $L_4 J_4 Q_4 P_4 U_4$; $L_6 J_6 Q_6 P_6 U_6$; $LJ_7 Q_7 U$ va $L_2 J_2 Q_2 P_2 U_2$ ko'rinishda olamiz. Shaffof xarakteristikali gidrodinamik transformator turbina g'ildiragi valida katta aylanishlar sonini olishga imkon beradi, demak, mashina tezligi katta bo'ladi. Bunday gidrotransformator FIK ni kichik va katta tezliklarda, so'zsiz oshiradi va nihoyat, dvigatelning momenti va aylanishlari imkoniyatidan to'la foydalanish hisobiga hamda turbina g'ildiragi validagi moment absolyut miqdorining kattalashuvi hisobiga tortish xarakteristikasi yaxshilanadi.

Gidrotransformatorning dvigatel bilan birgalikda ishlashi to'rtta har xil tartiblarga bo'linishi mumkin. Ular bir-biridan gidrotransformatorning xossalari ifodalovchi bir necha prinsipial xususiyatlari bilan farq qiladi.

Agar nazariy holni ko'rsak, ya'ni mexanik energiya sarf bo'lmasa, unda quyidagilar bo'lishi mumkin.

1. $i = 1; M_T = M_n; M_R = 0$ bo'lgan tartib. Reaktorda moment bo'lmaydi, transformasiya koeffitsiyenti $\frac{M_T}{M_n} = 1$.

2. $i < 1; M_T > M_n; M_R < 0$ bo'lgan tartib. Reaktorga manfiy moment ta'sir qiladi, buning hisobiga reaktor turbina aylanishiga teskari yo'nalish bilan aylanishga harakat qiladi. Biroq bunda unga mashina korpusi yoki erkin yurish mexanizmi bilan bo'lgan qattiq bog'lanish qarshilik qiladi. Hidrotransformator $\frac{M_T}{M_n} > 1$ munosabat bilan momentni uzatadi.

3. $i > 1; M_T < M_n; M_R > 0$ bo'lgan tartib. Erkin yurish mexanizmi yo'q. Reaktorga musbat moment ta'sir qiladi, buning natijasida reaktor turbina qaysi yo'nalishda aylansa, o'sha yo'nalishda aylanishga harakat qiladi. Biroq, bunda unga mashina korpusi bilan bo'lgan qattiq bog'lanish qarshilik qiladi. Hidrotransformator $\frac{M_T}{M_n} < 1$ munosabat bilan momentni uzatadi.

4. $i > 1; M_T = M_n; M_R = 0$ bo'lgan tartib. Reaktor erkin yurish mexanizmiga o'rnatilgan. Reaktor musbat moment ta'sirida turbina yo'nalishida va taxminan o'sha aylanishlar soni bilan aylanadi. Hidrotransformator gidromufta tartibiga o'tadi va $\frac{M_T}{M_n} = 1$ munosabatli moment uzatadi.

21.7. Kompleks gidrotransformatorlar

Gidrotransformatorga o'xshab ham, gidromuftaga o'xshab ham ishlay oladigan va biridan ikkinchisiga avtomatik ravishda o'tadigan uzatmalar kompleks uzatmalar deb ataladi.

21.8-rasmda ko'rsatilgan uch g'ildirakli gidrotransformator asosida ko'rilgan kompleks gidrouzatma ishining xususiyatlarini ko'rib chiqamiz. 21.9-rasmda shu gidrouzatmaning xarakteristikasi ko'rsatilgan.

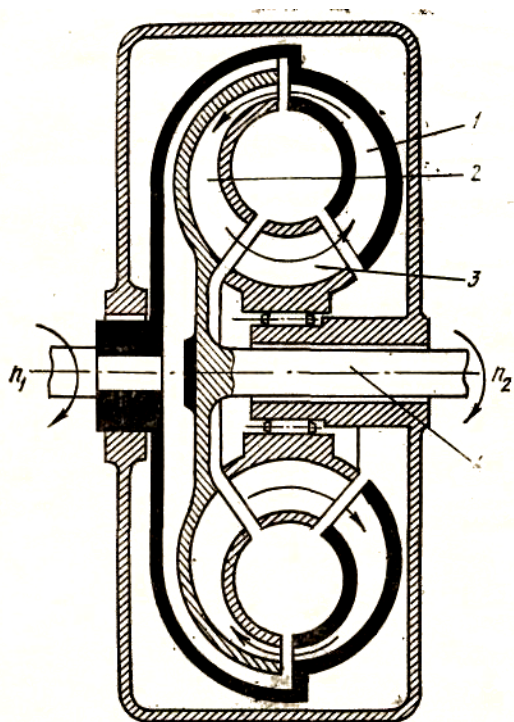
Ish g'ildiraklari va reaktor momentlarining algebraik yig'indisi nolga teng

$$M_1 + M_2 + M_3 = 0 \quad (21.23)$$

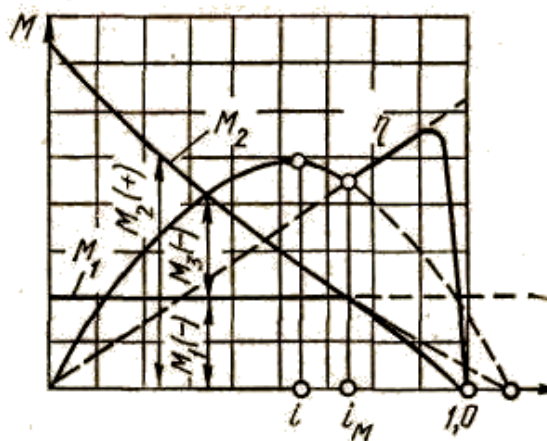
bunda M_1 – musbat ishorali (nasos oladigan energiyaga mos keladi); M_2 – manfiy ishorali (turbina oladigan energiyaga mos keladi); M_3 – manfiy ishorali (reaktor oladigan energiyaga mos keladi).

Shuning uchun $|M_2| > |M_1|$ bo'lganda reaktor momenti $M_3 < 0$, ya'ni u turbina aylanish yo'nalishiga teskari yo'nalgan. Yetaklovchi valdagi yuk kamayishi bilan momentning absolyut miqdori kamayadi va $i_1 = i_m$ bo'lganda, $|M_2| = |M_1|$ bo'lgani sababli M_3 moment nolga teng bo'lib qoladi. Yukning kamaytirilishi davom etganda va mos ravishda uzatish nisbati o'sib borganda ($i_1 > i_m$) moment o'z ishorasini o'zgartiradi va ish g'ildiraklarining aylanish yo'nalishi bo'ylab harakat qiladi. Kompleks gidrouzatmada reaktor o'zish muftasi 4 ning korpusiga o'rnatilgan, bu esa uning ish g'ildiraklari yo'nalishida erkin aylanishiga imkon beradi va M_3 qarama-qarshi tomonga aylanish imkonini yo'qotadi. Shuning uchun ham M_3 moment hozircha ish g'ildiraklari aylanishiga teskari yo'nalgan, reaktor qo'zg'almasdir va gidrouzatma gidrotransformator tartibida to i_m gacha ishlaydi. M_3 moment aylanish

yo'nalishida harakat qilganda va $i > i_m$ bo'lganda, o'zish muftasi reaktorga ta'sir etayotgan moment ta'sirida uning erkin aylanishini ta'minlaydi. Erkin aylanish bo'lganda reaktor suyuqlik oqimi ta'sirida bo'lib, katta qarshilik ko'rsatmaydi. Bu arzimas qarshilik o'zish muftasidagi ishqlalanish xisobiga paydo bo'ladi va yutiladi.



21.8 - rasm. Uch g'ildirakli gidrotransformator aosida ishlaydigan kompleks gidrouzatma



21.9 - rasm. Kompleks gidrouzatmaning xarakteristikasi

$M_3 \approx 0$ deb xisoblash mumkin bo'lganligi sababli (21.22) tenglama quyidagicha bo'ladi:

$$M_1 + M_2 = 0 \quad (21.24)$$

bu esa gidromuftalar uchun xarakterlidir, ya'ni $i < i_m$ bo'lganda gidrotransformator gidromuftaga o'xshab ishlaydi (21.9-rasmdagi xarakteristikaning o'ng qismiga qarang). Keyinchalik turbinaga tushadigan yuklanish yana oshirilsa, uzatish nisbati kamayadi va $i < i_m$ bo'lganda, uzatma avtomatik ravishda gidrotransformatorga o'xshab ishlaydi. Xarakteristikadan ko'rinadiki» kompleks gidrouzatmaning FIK ning yuqori qiymatli chegarasi (tutash chiziq) mahkam o'rnatilgan reaktorli uch g'ildirakli gidrotransformatornikidan (punktir chiziq) yetarli darajada yuqoridadir. Ancha katta oraliqda ish tezliklari chegarasini kengaytirish va bu bilan birga umumiy FIK ortishini yetarli darajada kattalashtirish uchun gidromexanik transmissiyalardan foydalaniladi.

Transformasiya koeffitsiyentini turbina g'ildiragining bir nechta bosqichlaridan foydalanish hisobiga ham oshirish mumkin.

II bo'lim. HAJMIY GIDROUZATMALAR

XXII b o b. HAJMIY GIDROUZATMALAR. ASOSIY TUSHUNCHALAR

22.1. Hidrouzatmalarning vazifalari, guruhlanishi, qo'llanish sohasi, afzalligi va kamchiliklari

Hajmiy gidrouzatmalar hajmiy gidromashinalar yordami bilan mexanik energiyani uzatish va o'zgartirish uchun mo'ljallanganidir. Hajmiy nasos va gidrodvigateldan tuzilgan qurilma hajmiy gidrouzatmaning prinsipial asosi hisoblanadi. Agar nasos va gidrodvigatel qurilishi jihatdan bo'linmaydigan birikma tashkil qilsa, unda bunday sodda gidrouzatma hajmiy gidrouzatma deyiladi. Agar kuch gidrosistemi alohida nasoslar, gidrodvigatellardan tashkil topgan bo'lib, gidroapparat elementlari, yordamchi qurilmalarga ega bo'lsa, bunday gidrosistemani ham hajmiy gidrouzatma deb atash qabul qilingan. Shunday qilib, hajmiy gidrouzatmalarga oddiy gidravlik sistemalar kiradi. Ular mexanik energiyani uzatish va o'zgartirish uchun xizmat qiladilar.

Mashinalar va ishlab chiqarish jarayonlarida avtomatik boshqarish qo'llanishi bilan gidravlik uzatmalarning qiymati oshib bormoqda, chunki bu xildagi uzatma bilan boshqarish oson va uni ishonchli gidroapparatura qurilmalari yordamida suyuqlik oqimiga oddiygina ta'sir etib avtomatlashtirish mumkin.

Hozirgi metallga ishlov berish stanoklarining deyarli hammasi: eng oddiy bo'ylama randalash stanoklaridan boshlab, murakkab nusxa ko'chirish stanoklarigacha hajmiy gidrouzatma bilan ta'minlangan. Shuningdek, paxta zavodlaridagi gidropresslar ham gidrouzatmalar yordamida harakatga keladi. Dvigatelning chiqish zvenosiga qarab gidrouzatmalarni ilgari lab boradigan va aylanma harakat qiladigan gidrouzatmalarga ajratiladi. Shuning uchun gidrouzatmaning nomi gidrodvigatelning turiga qarab aniqlanadi. Gidrodvigatel ishini xarakterlaydigan kattaliklarning o'zgarishi suyuqlik sarfini va dvigatel bilan nasosni ulaydigan magistraldagi bosim kattaligini o'zgartirish yo'li bilan boshqariladi.

Gidrouzatmalar boshqarilmaydigan. qo'l bilan boshqariladigan va avtomatik boshqariladigan, ergashuvchi gidrouzatmalarga ajraladi. Mavjud mexanik, elektrik, pnevmatik, kombinasiyalangan va boshqalarga nisbatan gidrouzatmalarning quyidagi ustunliklarini ko'rsatish mumkin;

1. Kichik gabaritlarda ham katta zo'riqish va quvvat uzatishi mumkin.
2. Kuch organlarining silliq harakat qilishi ta'minlangan, tezlik va yuklanish avtomatik boshqariladi.
3. Ilgarilama-qaytma va aylanma harakatlarni tez o'zgartirishiga imkon beradi.
4. O'zgarayotgan kuchlarni bosim orqali nazorat qilish manometrlar yordamida oson amalga oshiriladi.

Yuqoridagi ustunliklar bilan bir qatorda kamchiliklari ham bor:

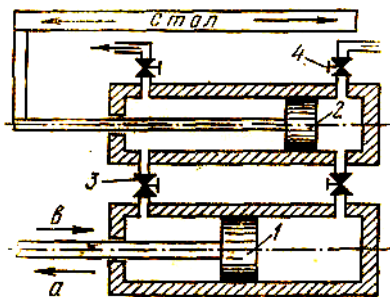
1. Gidravlik sarf yoki tezlik katta bo'lganda FIK past bo'ladi.
2. Havo tiqilib qolganda gidravlik zarbalar natijasida silkinish ro'y beradi.
3. Suyuqlikning ortib ketishi va siqilishi aniq koordinasiyalashni qiyinlashtiradi.

22.2. Hajmiy gidrouzatmaning ishlash prinsipi

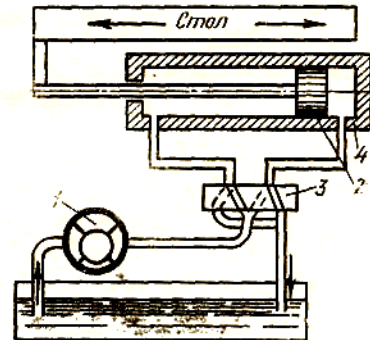
22.1-rasmda nasos porshen 1 ning ilgarilama-qaytma harakatini kuch silindridagi porshen 2 ning ilgarilama-qaytma harakatiga aylantiruvchi qurilmaning prinsipl sxemasi ko'rsatilgan. Porshen 1 strelka bilan ko'rsatilgan yo'nalishda harakat qilganda suyuqlik kanal 3 bo'ylab keladi va porshen 2 ni bosib, stolni chapga strelka *b* bilan ko'rsatilgan yo'nalishga siljitadi. Porshen 2 ning boshqa tomonidagi silindrda bo'lgan suyuqlik kanal 4 dan chiqib ketadi. Porshen 1 strelka *a* yo'nalishi bo'ylab harakat qilganda porshen 2 va u bilan bog'liq bo'lgan stol teskari yo'nalishda harakat qiladi.

22.2-rasmda nasos rotori 1 ning aylanma harakati kuch silindri 4 dagi porshen 2 ning to'g'ri chiziqli harakatiga o'tkazilishi misol tariqasida keltirilgan. Taqsimlash qurilmasi 3 suyuqlikning porshen 6 o'ng va chap tomonidan navbat bilan berilishini boshqaradi va mos ravishda porshenning ishlamayotgan tomonidagi suyuqlikning idishga qaytadan chiqib ketishini ta'minlaydi.

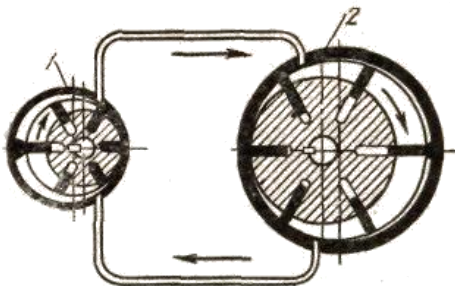
22.3-rasmda esa nasos rotori 1 ning aylana xarakatining gidrodvigatel rotori 2 ning aylanma xarakatiga o'zgartirish sxemasi berilgan. Bu sxemada gidrosistema ochiq bo'ladi: suyuqlik idishdan *a* truba bo'ylab so'rib olinadi va o'sha rezervuarga truba *b* bo'ylab chiqariladi. Shuningdek, hajmiy gidrouzatma sxemasi 22.4- rasmda ko'rsatilgan, unda nasos rotori 1 ning aylanma harakati gidrodvigatel rotori 2 ning aylanma harakatiga o'zgartiriladi. Bunda gidrosistema yopiq bo'ladi.



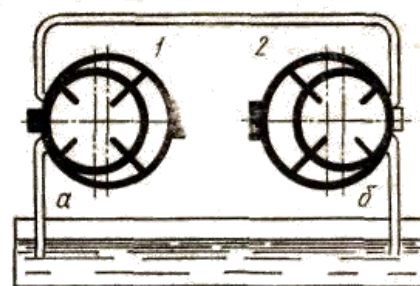
22.1 - rasm. Nasos va gidrodvigateli porshenli hajmiy gidrouzatma



22.2 - rasm. Nasosi rotorli va gidrodvigateli porshenli gidrouzatma



22.3 - rasm. Rotorli ochiq hajmiy gidrouzatma



22.4 - rasm. Rotorli yopiq hajmiy gidrouzatma

Ilgarilama-qaytma harakat qiladigan gidrouzatmalarda suyuqlikning potensial energiyasini mexanik energiyaga aylantirishda porshenli gidrosilindr sistemaning asosiy elementi hisoblanadi. Bir tomonlama harakat qiladigan kuch silindrlari faqat bir tomondan suyuqlik bosimi ta'sirida bo'ladi, teskari harakat esa, prujina ta'sirida amalga oshadi. Bunday silindrlarni *bir tomonlama harakatlanuvchi* deb atash qabul qilingan. Bular bilan bir qatorda ikki tomonlama va burilma harakatlanuvchi gidrosilindrlar ham qo'llaniladi. Burilma gidrosilindrlar *kvadrantlar* deyiladi. Turli xil gidrosilindrlar va rotorli gidrodvigatellar (gidromotorlar) ning sxemalari, qurilmalari va ishlash prinsiplari „Gidravlik dvigatellar" bobida ko'riladi.

22.3. Chiqish tezligini drosselli va hajmiy boshqarish

Drosselli boshqarishda nasos iste'mol qiladigan quvvat o'zgarmas qoladi, gidrosilindr porshenining tezligi esa drossel qarshiligining kattaligiga bog'liq ravishda o'zgaradi. Moyning bir qismida bosim ortib ketadi va hech bir foydali ish bajarmay, saqlagich klapan orqali bakka quyiladi.

Binobarin, drosselli boshqarish sarf kattaligining, ya'ni gidrouzatma FIK ning o'zgarishiga asoslangan. Shu sababli drosselli boshqarish quvvat kichik bo'lganda qo'llaniladi.

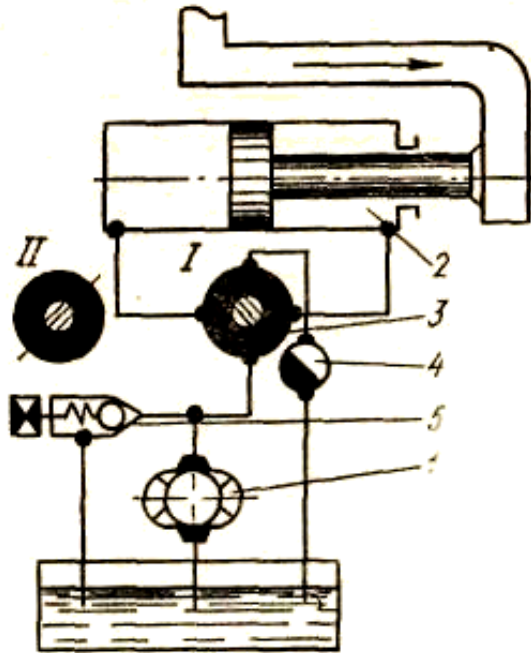
Hajmiy boshqarishli gidrouzatmadan drosselli boshqarishning farqi shuki, nasosda suyuqlik sarfi doimo silindrdagi suyuqlik sarfidan katta bo'ladi. Qoldiq moy gidrosilindrdan maxsus bakka chiqazib yuboriladi.

Silindrga keladigan yoki silindrdan chiqib ketadigan moy miqdori gidrosilindrdan chiqishda, unga kirishda yoki parallel ulangan drossel bilan boshqariladi.

22.5- rasmda chiqishda drosselli boshqariladigan va ilgarilama harakat qiladigan gidrouzatmaning sxemasi keltirilgan.

Drosselning suyuqlik o'tkazuvchi trubasining kesimi qanchalik katta bo'lsa, gidrosilindrga moy shunchalik ko'p oqib o'tadi. Dam beradigan nasosning qoldiq moyi quyish klapani orqali oqib chiqib ketadi.

Gidrouzatma sxemasiga nasos va gidrosilindrdan tashqari, taqsimlagich 3, drossel 4, saqlagich klapan 5 ham kiradi. Bakdan so'rib olinadigan moy nasos yordamida gidrosilindrning porshen bo'shligiga yuboriladi va u porshenni harakata keltiradi. Bu paytning o'zida gidrosilindrning shtok bo'shlig'idagi moy bakka quyiladi. Taqsimlovchi II holatga o'tkazgandan keyin suyuqlik oqimining yo'nalishi o'zgaradi, buning hisobiga porshen teskari tomonga harakat qiladi. Gidrouzatmada bosimning haddan tashqari oshib ketishidan saqlash uchun sxemada saqlagich klapan ko'zda tutilgan, u gidrosilindr shtokidagi tashqi yuklanish haddan tashqari ortib ketganida avtomatik ravishda ishlaydi. Bunda moy gidrosilindrni chetlab o'tib, bakka yuboriladi, sistemada esa saqlagich klapaning sozlash prujinasiga mos keladigan bosim barqarorlashadi.



22.5 - rasm. Drosselli boshqariladigan ilgari lama-qaytma gidrouzatma

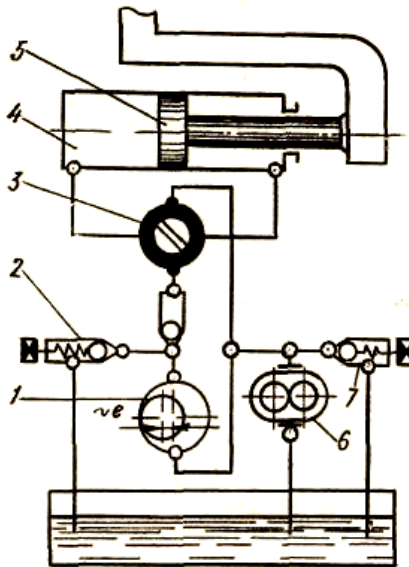
Porshening ko'chish tezligi nasosdan gidrosilindrga keladigan moy sarfiga bog'liqdir:

$$v = \frac{Q}{S}, \quad (22.1)$$

bunda Q – gidrosilindrning sarfi; S – gidrosilindrning samarali yuzasi. Porshening yuzasi o'zgarmas, shuning uchun porshen tezligini faqat sarfni o'zgartirish hisobiga (drosselli) boshqarish mumkin.

Porshen tezligi o'zgarmas bo'lishi uchun maxsus moslagichlar (regulyatorlar) ishlatiladi. Moslagich shtokdagi yuklanishning o'zgarish xarakteriga bog'liq bo'lmagan holda porshen tezligini o'zgarmas saqlashga imkoniyat beradi.

Hajmiy boshqarishli ilgari lama harakat qiladigan gidrouzatmaning sxemasi 22.6-rasmda ko'rsatilgan. Boshqariladigan nasos yordamida moy gidrosilindr 4 ning bo'shlig'iga uzatiladi va porshen 5 ni siljitadi. Moy silindrning shtok bo'shlig'idan taqsimlagich 3 va tirkak klapan 7 orqali bakka siqib chiqiladi. Porshen tezligini bosqichsiz tartibga solish nasos uzatishinng o'zgarib turishi hisobiga amalga oshadi. Porshening harakat tezligi kichik bo'lganda, ya'ni nasos kichik uzatishga mo'ljallab boshqariladigan bo'lsa, moyning oqib ketish miqdorini gidrosilindrda chiqadigan suyuqlik sarfi bilan tenglashtirish mumkin. Bu esa yuklanish o'zgaranda tezlikning o'zgarishiga olib keladi va porshening harakat tezligi kichik bo'lganda hajmiy boshqarish imkoniyatlarini chegaralab qo'yadi. Hajmiy boshqarishli gidrouzatmaning ustunligi o'zgaruvchan uzatishli nasosning energiyasini yo'qotmasdan, ish organidagi tezlikning uzluksiz o'zgarib turishiga imkon berishidir.



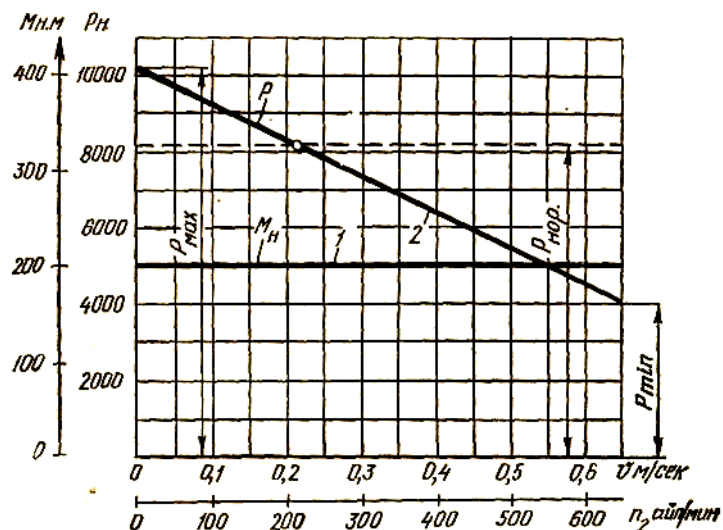
22.6 - rasm. Hajmiy boshqariladigan ilgari lama-qaytma gidrouzatma

Boshqarish usulini tanlash ko'pgina ko'rsatkichlar bilan aniqlanadi. Bularga quvvat, bosim, foydali yuklanishning o'zgarish xarakteri va boshqalar kiradi. Hajmiy boshqarish va yuklanish o'zgarmas bo'lganda shtokdagi nasos quvvati va porshen tezligi nasosning so'rishiga proporsionaldir. Boshqarishning bu usuli ishga tushiruvchi yuklanish bo'lganda va shtokda katta zo'riqish talab qilinganda qo'llaniladi.

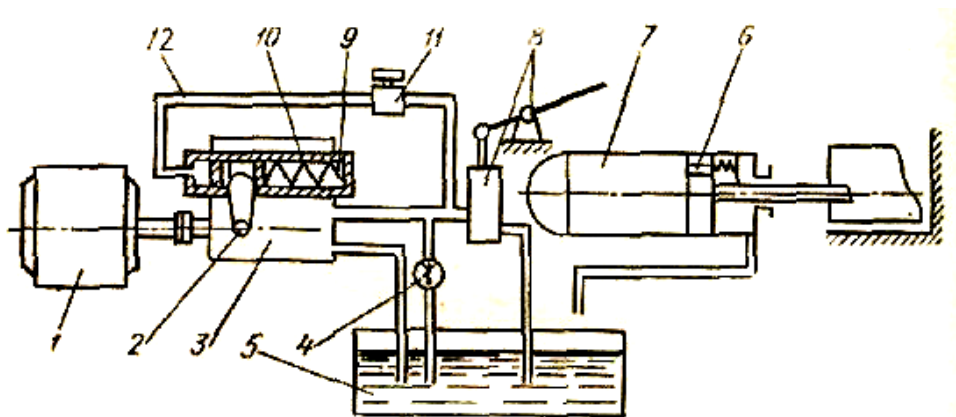
22.4. Hajmiy gidrouzatmalarning xarakteristikalari va FIK

Hajmiy gidrouzatma ajoyib bir xossaga ega: yetaklovchi valdagi momentni o'zgarmas saqlagan holda. yuklanishning o'sishi bilan ish asboblaridagi zo'riqishni yoki momentni kattalashtira oladi Bu xossa metallarni ishlash, yer qazish ishlari va boshqa hollarda mashinalardagi yuklanish katta oraliqda o'zgarib turishi mumkin bo'lgan va operator o'z vaqtida uning o'zgarishini hisobga olib, motorni yoki ish asboblarini yukning ortib ketishi yoki buzilishidan saqlashi zarur bo'lgan hollarda juda qimmatlidir.

22.7-rasmda 22.8-rasmdagi sxema bo'yicha qurilgan hajmiy gidrouzatmaning tashqi xarakteristikasi tasvirlangan bunda tezlikni tartibga solish uchun nasos sarfi o'zgartiriladi. Bosimga bog'liq ravishda nasos sarfini tartibga soladigan 9,10 qurilmalar (22.8-rasmga qarang) shunday sozlangan bo'lishi mumkinki, unda yetaklovchi valdagi moment M_n ning o'zgarmasligi ta'minlanadi.



22.7 - rasm. Hajmiy gidrouzatmaning xarakteristikasi



22.8 - rasm. Nasos sarfini boshqarishli hajmiy gidrouzatma

22.7-rasmda moment M_n ning tezlikka bog'liqligi to'g'ri chiziq ko'rinishida berilgan bo'lib, tezlik o'qiga paralleldir. Biroq silindrda bosimning ortishi bilan ish organidagi qarshilik ortadi va moslagich 9 ning harakati tufayli ish organi harakati-ning tezligi kamayadi. Ish zvenosida zo'riqishning tezlikka bog'liqligini xarakterlovchi grafik yotiq chiziq 2 ko'rinishida bo'ladi. Chiziq 2 ning ordinata o'qidan kesgan bo'lagi P_{max} bo'ladi.

$\frac{P_{max}}{P_{nor}}$ nisbat transmissiyaning ehtiyotlagich xossasini aniqlaydi: bu nisbat qanchalik yuqori bo'lsa, gidrouzatmaning sifati shunchalik yaxshi bo'ladi.

1 va 2 grafiklardan ish organidagi o'zgaruvchan zo'riqish yetaklovchi valdagi momentning o'zgarishiga ta'sir etmasligi ko'rinadi. Hajmiy gidrouzatmaning bu xossasi tashqi xarakteristikaning „shaffofmasligi“ deyiladi. Ijro etuvchi mexanizm kuch silindri emas, balki gidromotor bo'lganda ham hajmiy gidrouzatma xuddi shunday tashqi xarakteristika tuzish mumkin. U xolda abstsissa o'qiga gidrodvigatelnining aylanishlar soni n_T ni, ordinata o'qiga esa momentni qo'yiladi.

Gidromotor ish xajmini boshqarish imkoni bo'lgan gidrouzatmalarda uning burovchi momenti xarakteristikasi gorizontal chiziq ko'rinishda bo'ladi. Gidrouzatmalarda nasos sarfining o'zgarishini boshqarish usuli xam foydalaniladi. FIK ning qiymatlari xaddan tashqari yuqori bo'lgan soxada nasos sarfini boshqarish 40÷1 oralig'ida amalga oshiriladi, motor ish xajmini boshqarish esa 4÷1 orolig'ida ruxsat etiladi. Nasos va motorning boshqariladigan umumiy boshqarish soxasi 1000÷1 oralig'ida bo'lgan, gidrouzatkichlar xam bor.

Ish organidan olinadigan quvvati N_{no} suyuqlik bilan keltiriladigan N_c quvvati kichik. Bularning nisbati

$$\eta = \frac{N_{no}}{N_c} \quad (22.2)$$

esa gidrouzatmaning umumiy FIK ni beradi va u quyidagicha hisoblanadi:

$$\eta = \eta_T \cdot \eta_S \cdot \eta_{Tr} \quad (22.3.)$$

bunda η_T – taqsimlagichning FIK; η_S – silindrning FIK; η_{Tr} – silindrning umumiy FIK.

Yuqorida ko'rilgan FIK larning har biri o'z navbatida gidravlik, hajmiy va ba'zan mexanik FIK larning ko'paytmasidan iborat bo'ladi, ya'ni:

$$\eta_T = \eta_{T.g} \cdot \eta_{T.haj} \quad (22.4)$$

$$\eta_S = \eta_{S.g} \cdot \eta_{S.haj} \cdot \eta_{S.mex} \quad (22.5)$$

$$\eta_{Tr} = \eta_{Tr.g} \cdot \eta_{Tr.haj} \quad (22.6)$$

Nasos validagi quvvat quyidagi formula bilan aniqlanadi:

$$N_v = \frac{N_c}{\eta_n} \quad (22.7)$$

Bunda η_n – nasosning umumiy FIK; u gidravlik, hajmiy va mexanik FIK lar ko'paytmasiga teng:

$$\eta_n = \eta_g \cdot \eta_{haj} \cdot \eta_{mex} \quad (22.8)$$

Xamma gidravlik FIK lar ko'paytmasi $\eta_{ng} \cdot \eta_{Tr.g} \cdot \eta_{S.T}$ sistemasining umumiy gidravlik FIK ni beradi, uni quyidagi formuladan aniqlash mumkin

$$\eta_g = \frac{p_n - \sum \Delta p}{p_n} = 1 - \frac{\sum \Delta p}{p_n} \quad (22.9)$$

bunda p_n – nasos hosil qilgan to'liq bosim; $\sum \Delta p$ - bosimning yo'qolishi.

Bosimning pasayishi quyidagi formuladan hisoblab topiladi:

$$\sum \Delta p = \sum \zeta_n \frac{v_n^2}{2g} \gamma = \frac{\gamma}{2g} \sum \zeta_n v_n^2 \quad (22.10)$$

bunda ζ_n – mahalliy yo'qotish koeffisienti; v_n – moy uzatgich trubaning birorta elementidagi suyuqlikning m/s lardagi o'rtacha tezligi bo'lib, u quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$v = \frac{Q}{S} \quad (22.11)$$

bunda Q – suyuqlik sarfi m^3/s ; S – trubauzatgichning haqiqiy kesim yuzasi, m^2 . $\eta_{n.haj}$, $\eta_{m.haj}$, η_{mo} , $\eta_{s.haj}$ ko'paytma sistemaning umumiy hajmiy FIK ni beradi, uni quyidagi formula yordamida hisoblash mumkin:

$$\eta_{haj} = \frac{Q_n - Q_{oq}}{Q_n} = 1 - \frac{Q_{oq}}{Q_n} \quad (22.12)$$

bunda Q_n – nasosning nazariy sarfi; Q_{oq} – oqib ketish sarfi. Uni (5.19) formula bilan aniqlanadi:

$$Q_{oq} = \frac{h_r^3 \Delta P \delta}{12 \mu L} \quad (22.13)$$

bunda h_r – tirqish kattaligi; δ – tirqishning eni; ΔP – bosim o'zgarishi; μ – suyuqlikning dinamik qovushoqlik koeffitsiyeti; L – tirqishning suyuqlik oqimi yo'nalishidagi uzunligi.

Butun sistema uchun η_g – va η_{haj} – ko'paytma suyuqlikning FIK ni beradi. U holda umumiy FIK quyidagiga teng bo'ladi:

$$\eta = \eta_c \eta_{mex.n} \eta_{mex.s} \quad (22.14)$$

bunda $\eta_{mex.n}$ – nasosning mexanik FIK; $\eta_{mex.s}$ – ish silindrining mexanik FIK. Quvvatni moment va burchak tezlik orqali ifodalasak, quyidagiga ega bo'lamiz:

$$\eta = \frac{N_{r.o}}{N_c} = \frac{M_{g.d} \omega_{g.d}}{M_c \omega_c} \quad (22.15)$$

bunda $M_{g.d}$ – gidrodvigatel hosil qilgan moment; M_c – nasos validagi moment; $\omega_{g.d}$ – gidrodvigatel valining burchak tezligi ω_c – nasos valining burchak tezligi.

Agar gidrodvigatel o'rnida kuch silindri bo'lsa, u holda bunday sistemaning FIK quyidagi formula bilan aniqlanishi mumkin:

$$\eta = \frac{pv}{102 M_c \omega_c} = \frac{pv \cdot 60 \cdot 102}{102 M_c 2 \pi n_c} \approx \frac{pv \cdot 716}{102 M_c n_c} \approx \frac{7 pv}{M_c n_c} \quad (22.16)$$

bunda p – porshen shtokidagi bosim; v – porshen shtokining tezligi; M_s – nasos validagi moment; n_s – nasos valining aylanishlar soni. Gidromotor valining (yetaklanuvchi val) aylanishlari soni quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$n_g = \frac{Q}{q} \quad (22.17)$$

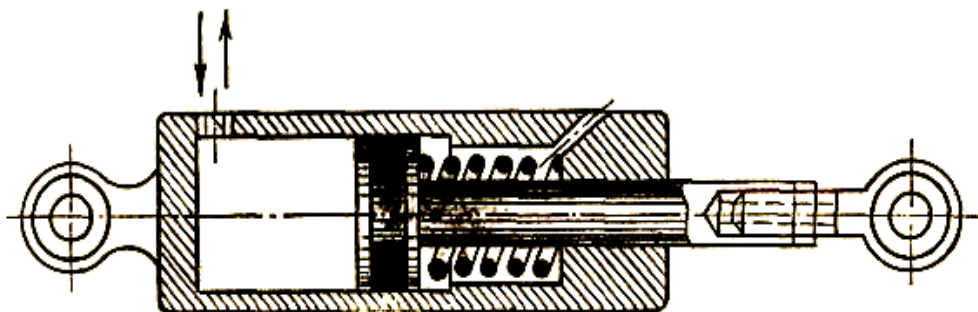
bunda Q – suyuqlikning haqiqiy sarfi; q – motor rotorining bir aylanishga mos keladigan suyuqlik miqdori.

XXIII b o b GIDRODVIGATELLAR

23.1. Kuch gidrodvigatellarining tuzilishi va vazifalari

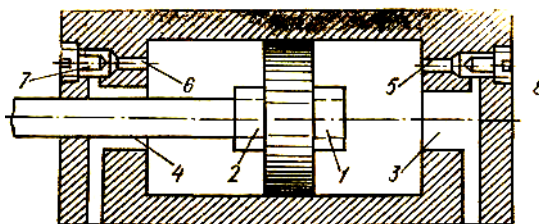
Kuch gidrodvigatellari hajmiy gidrouzatma sistemasining asosiy qismi bo'lib, silindrda porshenni siljitish yo'li bilan suyuqlik potensial energiyasini mexanik energiyaga aylantirish uchun foydalaniladi. Porshen bilan uzatiladigan gidrosilindrlarda energiya manbai xizmatini biror nasos bajaradi. Ilgarilama – qayta va aylanma haraktga asoslangan kuch gidrosilindrlari porshen prinsipi bo'yicha ishlaydi va uch turga bo'linadi: bir harakatli; ikki harakatli va burilma harakatli silindrlar. Burilma harakatli silindrlar kvadrantlar ham deb ataladi.

23.1 – rasmda bir harakatli kuch gidrosilindrining sxemasi keltirilgan. Bunda porshenga suyuqlikning bosimi faqat bir tomondan ta'sir qiladi. Porshenning teskari tomonga harakati prujina ta'sirida amalga oshadi.



23.1 - rasm. Bir haraktli kuch gidrodvigateli.

23.2– rasmda ikki harakatli kuch gidrosilindrining sxemasi keltirilgan. Bunda suyuqlik porshenga ikki tomondan galma-gal ta'sir qiladi. Porshenning shtok tomonga bir tomonlama harakati vaqtida (silindrning ikkala bo'shlig'ida $S_{sh} = \frac{S}{2}$ bo'lganda) suyuqlik bir xil bosim ta'sirida bo'ladi. Porshenning ikkinchi tomonga harakati vaqtida ham bu hol saqlanadi. Porshenning silindrning chekka qopqoqlari tomon silliq va zarbasiz yaqinlashuvi uchun 3 va 4 tirqishlarning diametriga mos 1 va 2 bo'rtmalar o'rnatilgan bo'lib, ular aytilgan tirqishlarga kirishda hosil bo'lgan zarba siqib chiqarilayotgan suyuqlik hisobiga dempferlanadi. Silindrdagi qolgan suyuqlik 7 va 8 drossellar bilan ta'minlangan 5 va 6 kanallardan chiqib ketadi.



23.2 - rasm. Ikki harakatli kuch gidrodvigatel

Drossellarning o'lchamlari porshenning chekka qopqoqlarga yaqinlashish sharoitiga mos ravishda hisoblangan bo'ladi.

23.2. Gidrosilindrlarni hisoblash

Bir harakatli silindr porshenining shtokidagi zo'riqish quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$P = p \cdot S \cdot \eta_{mex} \quad (23.1)$$

bunda p – suyuqlikning bosimi; S – porshenning bosimni qabul qiladigan yuzasi; η_{mex} - zo'riqma silindrning mexanik FIK (uning qiymatini $\eta_{mex} \approx 0,95$ – deb qabul qilinadi),

Porshen siljishining tezligi quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$v = \frac{Q}{S} \eta_0 \quad (23.2)$$

Q – nasosning sarfi; η_0 – kuch silindrining hajmiy FIK: $\eta_0 \approx 0,98$.

Ikki harakatli gidrosilindrda shtokning mavjudligi hisobga olinganda siljувchi zo'riqish quyidagi formuladan aniqlanadi:

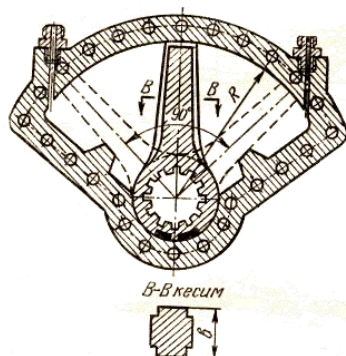
$$P = p \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \eta_{rex} \quad (23.3)$$

bunda D va d – porshen va shtok diametrlari. Porshenning harakat tezligi quyidagi formula bilan hisoblanadi:

$$v = \frac{10Q}{0,185(D^2 - d^2)} \eta_0 \quad (23.4)$$

23.3. Burilma gidrodvigatellar

Burilma harakatga asoslangan gidrosilindrlar (kvadrantlar) burilma gidrodvigatellar deb ataladi. 23.3 – rasmda sektor bo'shlig'iga ega bo'lgan burilma harakatli kuch silindrining sxemasi keltirilgan bo'lib, unda suyuqlik kurakning o'ng va chap tomonidan bosim ostida kiritilganda tebranma harakat qiladi. Kurakning burilish burchagi 120° dan oshmaydi.



23. 3 - Burilma gidrodvigateli

Parrakning burchak tezligi quyidagicha aniqlanadi:

$$\omega = \frac{Q}{g} = \frac{Q}{lS} \quad (23.5)$$

bu yerda Q – suyuqlik sarfi; $l = \frac{R+r}{2}$ – bosim kuchi teng ta'sir etuvchisining yelkasi. $S = (R-r)b$ – bir radianga burilishga to'g'ri kelgan so'rish miqdori. Valdagi burovchi moment quyidagicha aniqlanadi;

$$M = lS\Delta p = \frac{R^2 - r^2}{2} \Delta p \quad (23.6)$$

bunda Δp – kurakning u yoki bu tomonidagi bosimlar farqi. Kvadrantlarda bosim 100 kg/sm^2 (10^7 n/m^2) gacha boradi. Burilma harakatni krivoship–shatunli mexanizm yoki tishli reyka va tishli reduktordan oluvchi, ilgarilama–qayta harakatlanuvchi porshen yordamida hosil qilish mumkin.

Pnevmatik kuch silindrlari gidrosilindrdan juda kam farq qiladi va aynan bir xil vazifani bajaradi. Bu mexanizmدا siqilgan havoning energiyasidan turli moslamalarda foydalaniladi.

23.4. Rotorli gidrodvigatellar va ularning qaytarlik xususiyatlari

Rotorli gidrodvigatellarning tuzilishi porshenli, plastinkali (shiberli), shesterniyali, vintli va boshqa nasoslarni o'z ishiga olgan rotorli nasoslar dan farq qilmaydi.

Bu aytilgan gidrodvigatellar va nasoslar qaytarlik xususiyatiga egadir. Boshqacha aytganda, rotorli nasoslarga chiqish qismi orqali bosim ostida suyuqlik kiritilsa, uning rotori harakatga keladi va suyuqlik kirish qismi orqali chiqib ketadi. Natijada nasosdan gidrodvigatel sifatida foydalanilishi mumkin. Xuddi shuning aksidek, rotorli gidrodvigatelni elektr dvigatelga ulash yo'li bilan undan nasos sifatida foydalanish mumkin.

Rotorli gidrodvigatellar unumdorligi o'zgaruvchan [ya'ni boshqariladigan so'rishli (sarfli)] yoki o'zgarmas, ya'ni boshqarilmaydigan (so'rishli) bo'lishi mumkin. Bunday mexanizmlarni hisoblash ularda hosil bo'lgan bosim, burovchi moment va valdagi quvvatni hisoblashga olib keladi.

Quyida eng ko'p tarqalgan rotorli gidromotorlar ustida to'xtalib o'tamiz.

23.5. Porshenli , plastinkali, shesterniyali va vintli gidrodvigatellar hamda ularni boshqarish. Burovchi moment va valdagi quvvatni hisoblash.

Rotor – porshenli (porshenli) gidrodvigatellar tuzilishi bo'yicha ikki guruhga: radial va aksial silindrli gidromotorlarga bo'linadi. Yuqorida aytilgandek, bunday gidromotorlar tuzilishi bo'yicha radial va aksial porshenli nasoslardan farq qilmaydi.

Porshenli gidrodvigatellarning burovchi momenti M_φ -so'rish bo'shlig'idagi porshenlar hosil qilgan momentlarning yig'indisi sifatida hisoblanadi:

$$M_{\varphi} = \sum_{k=0}^{k=n} m_k \quad (23.7)$$

bu yerda m_k – bitta porshening momenti; $n+1$ – porshenlar soni.

Har bir porshenga ta'sir qilayotgan bosim kuchi quyidagiga teng:

$$P = p \frac{\pi d^2}{4} \quad (23.8)$$

bunda p – xaydash bo'shlig'idagi bosim; d – porshening diametri.

P kuchi xaydash bo'shlig'idagi barcha poreshenlar uchun bir xil. Uni normal P_N va tagensial P_T tashkil etuvchilarga ajratish mumkin. Normal tashkil etuvchi

$P_N = \frac{P}{\cos\beta}$ – porshening sferik qalpoqchasini statorga qisib turadi va kontakt nuqtasi S dagi ishqalanish kuchini aniqlaydi. Tangensial tashkil etuvchi $P_T = P \tan\beta$ – esa

mashina rotorining valida $r = O_1C$ – yelkali burovchi moment hosil qiladi. Bu moment quyidagicha aniqlanadi:

$$m_k = P_T r_k = P \frac{\pi d^2}{4} r_k \frac{\sin\beta}{\cos\beta} \quad (23.9)$$

bunda $r_k = O_1C = e \cos\varphi + R$.

O_1OC uchburchakdan $\sin\beta = \frac{e}{R}$ ning 0,08 – 0,09 ga teng kichik miqdorlarida $\cos\beta = 1$ bo'ladi. Bundan ko'rinadiki:

$$m_k = p \frac{\pi d}{4} r_k \frac{e}{R} \sin\varphi_k \quad (23.10)$$

Bu holda gidrodvigatelning momenti ushbuga teng:

$$M_{\varphi} = \frac{\pi d^2}{e} \frac{e}{R} \sum_{k=0}^{k=n} r_k \sin\left(\varphi - \frac{2\pi}{z} k\right) \quad (23.11)$$

Demak, ekstsentrisitet qancha katta bo'lsa, radial porshenli nasosning burovchi momenti ham shuncha katta bo'ladi. Binobarin, ekstsentrisitetni o'zgartirish yo'li bilan (bosim o'zgarmagan holda) burovchi momentni o'zgartirish mumkin ekan.

Bunday gidrodvigatellarning asosiy kamchiligi rotorning inersiya momenti kattaligi va silindrlar qalpoqchalarigacha masofa katta bo'lganligi sababli, sekin yurarligidir.

Porshenli nasos va gidrodvigatelning birga ishlashini ta'minlovchi qurilma Luf–Tom gidrouzatmasi deb ataladi. Bu gidrouzatmada ish vaqtida uzatish sonini uzluksiz o'zgartirib borish mumkin. Ularda FIK 80% ga teng. Shuningdek, aksial porshenli (18.8-rasmga qarang) gidrodvigatellarni ham hisoblash mumkin. Bunda bir silindrli mashinaning asosiy parametrlarini hisoblashga o'tish mumkin. Plastinkali gidrodvigatellar mavjud hajmiy gidrodvigatellar ichida eng soddasi bo'lib, ular “parrakli” nomi bilan ataladi.

Bunday gidrodvigatellarning momenti quyidagicha hisoblanadi:

$$M = \frac{b}{\pi} \eta_M \left[\pi(r_2^2 - r_1^2) - \frac{(r_2 - r_1)^2 \delta}{\cos\alpha} \right] p, \quad (23.12)$$

Bunda b – rotorning eni; r_1, r_2 – statorning katta va kichik radiuslari; δ – plastinkalarning eni; z – plastinkalar soni; α – plastinkalar qiyalik burchagi.

Plastinkalar radial joylashganda so'nggi formula soddalashadi:

$$M = \frac{b}{n} \eta_M [\pi(r_2^2 - r_1^2) - (z_2 - r_1)z\delta]p. \quad (23.13)$$

Yaxshi loyihalangan plastinkali mashinalarning FIK yuqori bo'lib, buning uchun uning qismlari juda aniq ishlangan bo'lishi kerak. Plastinkali mashinalar asosida boshqariluvchi nasosga va reversli gidrodvigatellar asosida yetaklovchi valdan yetaklanuvchi valga mexanik energiya va burovchi momentni o'tkazuvchi gidrozatmalar mavjud.

Agar shesterniyali nasosning so'rish bo'limchasiga bosim ostida moy berilib, haydash bo'limchasidan chiqarib yuborilsa, u gidrodvigatel bo'lib ishlaydi. Tishlardagi bosim burovchi moment hosil qiladi va u quyidagicha hisoblanadi:

$$M_T = \Delta p b (m^2 z + m^2 l^2), \quad (23.14)$$

bunda Δp – tishlarning ikki tomonidagi bosimlar farqi; b – tishlarning eni; m – tishlarning uzunligi; z – tishlar soni; l – tutashish chizig'ining yarim uzunligi.

Rotorli gidrodvigatellar validagi quvvatning burovchi moment bilan bog'lanishi quyidagicha ifodalanadi;

$$M_T = 71620 \frac{N_1}{n}; \quad (M_T)_{si} = \frac{N}{\omega} N \cdot m \quad (23.15)$$

$$N_1 = \frac{P \cdot Q_T}{45 \cdot 10^4} \text{ o.k}; \quad (N_T)_{si} = Q_T (p_x - p_c), \quad \forall t \quad (23.16)$$

bunda Q_T – hisoblangan sarf; ω – burchak tezligi. Ta'sir etuvchi burovchi moment va gidrodvigateldan olinayotgan quvvat quyidagicha hisoblanadi:

$$M = M_T \eta_M; \quad N = N_T \eta_m \quad (23.17)$$

Mexanik FIK η_m nasos uchun qancha bo'lsa, gidrodvigatel uchun ham shuncha bo'ladi. vintli gidrodvigatellar ham nasosdan qaytarma foydalanishga asoslangan. Bunday gidrodvigatellar bug' va gidravlik turbinalarning boshqarish gidrosistemalarida va hajmiy gidrozatmalarda qo'llaniladi. Vintli gidrodvigatellarning burovchi momenti va uzatayotgan quvvati (23.14) va (23.15) formulalar yordamida hisoblanadi.

23.6. Yuqori momentli gidromotorlar

Yuqori momentli gidromotorlar tuzilishi turlicha bo'lishi mumkin. Gidrodvigatellarni yuqori momentliga aylantirish uchun turli usullardan foydalaniladi.

Masalan, porshenli gidrodvigatelni yuqori momentliga aylantirish uchun uning o'lchamlarini, porshenning yo'li va diametrini o'zgartirmagan holda unumdorligini oshirish zarur bo'ladi. buning uchun ko'pkarrali ishlash prinsipi foydalaniladi. Rotor va stator umumiy o'qqa ega bo'ladi. Stator to'lqinsimon halqadan iborat bo'lib, har bir aylanishida porshen i_c – marta (i_c – halqadagi to'lqinlar soni) yo'l o'tadi. Rotorning podshipnikka radial bosim kuchini yo'qotish uchun statordagi to'lqinlar sonini toq qilib olinadi. Bu holda unumdorlik

$$Q = f_n S i i_c, \quad (23.17)$$

mommet esa

$$M = f_n S i i_c \frac{P}{2\pi} \quad (23.18)$$

formula bilan aniqlanadi. Bunday mashinalarda aylanuvchi rotor (silindrlar bloki) silindrlar bo'shlig'ini galma–galdan haydovchi va so'ruvchi sohalar bilan tutashtirib boradi. Porshenlar esa statorga roliklar yordamida tayanadi.

O'TILGAN MAVZULAR BO'YICHA TESTLAR

| Test topshirig'i | A | B | C | D |
|---|--|--|--|--|
| Suyuqlikning zichligi qanday aniqlanadi? | $\rho = \frac{m}{V}$ | $\gamma = \frac{G}{V}$ | $\gamma = \rho g$ | $\beta_c = -\frac{1}{W} \frac{dW}{dp}$ |
| Suyuqlikning solishtirma og'irligini aniqlash formulasi? | $\rho = \frac{m}{V}$ | $\beta_c = -\frac{1}{W} \frac{dW}{dp}$ | $\gamma = \frac{\rho}{g}$ | $\gamma = \frac{G}{V}$ |
| Suyuqlikning siqiluvchanligini aniqlash formulasi? | $\gamma = \frac{\rho}{g}$ | $\beta_{r^o} = \frac{1}{V} \frac{\Delta V}{\Delta t}$ | $\rho = \frac{m}{V}$ | $\beta_c = -\frac{1}{W} \frac{dW}{dp}$ |
| I.N'yuton gipotezasi to'g'ri yozilgan javobni ko'rsating? | $\gamma = \frac{G}{V}$ | $T = \mu\omega \frac{du}{dn}$ | $\rho = \frac{m}{V}$ | $\beta_c = -\frac{1}{W} \frac{dW}{dp}$ |
| Suyuqlikning harorat ta'sirida kengayishini aniqlash formulasi? | $\beta_{r^o} = \frac{1}{V} \frac{\Delta V}{\Delta t}$ | $\beta_c = -\frac{1}{W} \frac{dW}{dp}$ | $\rho = \frac{m}{V}$ | $\gamma = \frac{\rho}{g}$ |
| Kinematik yopishqoqlik koeffitsenti bilan dinamik yopishqoqlik koeffitsentining farqi qaysi kattalikka bog'liq? | Zichlik | Og'irlik kuchi | Hajm | Ishqalanish koeffitsenti |
| Gidravlika fanining predmeti? | Gidravlika – suyuqlikning nisbiy tinch holat va harakat qonuniyatlarini o'rganadi va bu qonuniyatlarni texnikaga qo'llaydi | Gidravlika – tabiiy fanlardan biri bo'lib, suyuqlikning nisbiy tinch holat qonuniyatlarini o'rganadi | Gidravlika – suyuqlikning harakat qonuniyatlarini o'rganadi va bu qonuniyatlarni texnikaga qo'llaydi | Gidravlika – qattiq jismlarning harakat qonuniyatlarini o'rganadi va bu qonuniyatlarni texnikaga qo'llaydi |
| Manometrik bosim qanday aniqlanadi? | $p_m = p_{atm} - p_0$ | $p_m = p_0 - p_{atm}$ | $p_m = p_0 - \gamma h$ | $p_m = p_0 + \gamma h$ |
| Vakuummetrik bosim qanday aniqlanadi? | $p_v = p_0 + \gamma h$ | $p_v = p_0 - p_{atm}$ | $p_v = p_0 - \gamma h$ | $p_v = p_{atm} - p_0$ |
| P'ezometrik balandlik qanday aniqlanadi? | $h_A = \frac{p_A}{\gamma}$ | $h_A = \gamma h$ | $h_A = p_A \gamma$ | $h_A = p_A$ |

| | | | | |
|--|--|---|--|--|
| Vakuummetrik balandlik qanday aniqlanadi? | $h_v = \frac{p_a - p_A}{\gamma}$ | $h_v = \mathcal{h}$ | $h_v = p_A \gamma$ | $h_v = p_A$ |
| Tutash idishlar qonuni to'g'ri yozilgan javobni ko'rsating | $\frac{h_1}{h_2} = \frac{\gamma_2}{\gamma_1}$ | $\frac{h_1}{h_2} = \frac{\gamma_1}{\gamma_2}$ | $\frac{h_1}{h_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2}$ | $\gamma_1 h_2 = \gamma_2 h_1$ |
| Bosim o'lchovchi suyuqlikli asboblarni ko'rsating | P'ezometr | Prujinali vakuummetr | Prujinali manometr | Gidravlik press |
| Gidrostatika bo'limi nimani o'rgatadi? | Suyuqlikning muvozanat qonunlarini o'rganib, texnikaga tadbiiq etishini o'rgatadi | Suyuqlik harakat qonunlarini o'rganib, texnikaga tadbiiq etishni o'rgatadi | Suyuqliklarni xossalarini o'rganib, texnikaga tadbiiq etishni o'rgatadi | Muvozanatdagi suyuqlikka ta'sir etuvchi kuchlarni o'rgatadi |
| Suyuqlikda bosimning uzatilishi qaysi qonun orqali ifodalanadi? | Arximed qonuni | Paskal' qonuni | Eyler qonuni | N'yuton qonuni |
| Manometrik bosim qachon nolga teng bo'ladi? | Hamma vaqt | Absolyut bosim atmosfera bosimidan kichik bo'lsa | Absolyut bosim atmosfera bosimiga teng bo'lsa | Absolyut bosim atmosfera bosimidan katta bo'lsa |
| Gidrostatikaning asosiy tenglamasi qaysi kuchlar hisobga olinganda to'g'ri bo'ladi? | Faqat og'irlik kuchini | Ishqalanish kuchini, og'irlik kuchini | Inertsiya kuchini, og'irlik kuchini | Faqat ishqalanish kuchini |
| Qaysi ma'lumot Paskal' qonunini ifodalaydi? | Suyuqlikka tashqaridan berilgan bosim suyuqlikning hamma nuqtalariga bir xil miqdorda o'zgarishsiz uzatiladi | Suyuqlikka botirilgan jismga siqib chiqaruvchi kuch ta'sir qilib, bu kuchning kattaligi botirilgan jism siqib chiqargan suyuqlik hajmiga teng bo'ladi | Gidrostatik bosim u ta'sir qilayotgan yuzaga normal bo'yicha yo'nalgan bo'ladi | Gidrostatik bosim u ta'sir qilayotgan yuzaga vertikal yo'nalgan bo'ladi |
| Vakuummetr 0,5 at ni ko'rsatyapti, absolyut bosim qanchaga teng? | $0,5 \frac{kgk}{sm^2}$ | $1,2 \frac{kgk}{sm^2}$ | $0,8 \frac{kgk}{sm^2}$ | $1 \frac{kgk}{sm^2}$ |
| Muvozanatdagi suyuqlikning berilgan nuqtasidagi og'irlik bosimi umumiy holda nimaga teng? | Absolyut gidrostatik bosimdan suyuqlik erkin satxidagi bosimning ayirmasiga teng | Absolyut gidrostatik bosimdan vakuummetrik bosimning ayirmasiga teng | Absolyut gidrostatik bosimdan shu nuqtadagi manometrik bosimning ayirmasiga teng | Erkin satxdagi gidrostatik bosimdan atmosfera bosimining ayirmasiga teng |

| | | | | |
|---|--|--|--|--|
| Qaysi formula gidrostatikaning asosiy formulasi? | $z + \frac{P}{\gamma} = const$ | $z_1 + \frac{P_1}{\gamma} > z_2 + \frac{P_2}{\gamma}$ | $z_1 + \frac{P_1}{\gamma} < z_2 + \frac{P_2}{\gamma}$ | $p = \rho gh$ |
| Ixtiyoriy nuqtadagi bosimni qaysi formula orqali hisoblash mumkin? | $p = p_0 + \rho gh$ | $p = p_0 + gh$ | $p = \rho gh$ | $p = p_0 - \rho gh$ |
| Gidrostatik bosim qiymati yo'nalishga bog'liqmi? | Yo'q, bog'liq emas | Ha, bog'liq | Ba'zan bog'liq, ba'zan yo'q | Harakat mavjud bo'lganda |
| 1 $\frac{kgk}{sm^2}$ da texnik atmosfera ... | 1,0 at | 0,5 at | 1,5 at | 2,0 at |
| Muvozanatdagi suyuqlikning berilgan nuqtasidagi ogirlik bosimi umumiy xolda nimaga teng? | Absolyut gidrostatik bosimdan suyuqlik erkin satxidagi bosimning ayirmasiga teng | Absolyut gidrostatik bosimdan atmosfera bosimining ayirmasiga teng | Absolyut gidrostatik bosimdan shu nuqtadagi manometrik bosimning ayirmasiga teng | Erkin satxdagi gidrostatik bosimdan atmosfera bosimining ayirmasiga teng |
| Quvurdagi bosim 200 kPa Manometr qanchani ko'rsatyapti (atmosfera bosimi 100 kPa ga teng)? | 100kPa | 150kPa | 0,5 at | 0,2 at |
| Quvurdagi bosim 50 kPa Vakummetr qanchani ko'rsatyapti (atmosfera bosim 100 kPa ga teng)? | 0,5 at | $20 \cdot 10^3 \frac{N}{m^2}$ | 100kPa | 1,2 at |
| Suv quvuriga ulangan manometr 0,2 $\frac{kgk}{sm^2}$ ni ko'rsatayapti. Quvurdagi p'ezometrik naporni aniqlang | 200 sm | 0,04 m | $700 \frac{kgk}{sm^2}$ | 200 mm |
| Suv quvuriga ulangan p'ezometr ko'rsatkichi $h_p=70sm$. Quvurdagi bosimni aniqlang | $400 \frac{N}{m^2}$ | $7000 \frac{N}{m^2}$ | $300 \frac{kg/s}{sm^2}$ | $50 \frac{gk}{sm^2}$ |
| N va kgk orasidagi bog'liqlikni aniqlang | 1 kgk = 9,81 N | 1 kgk = 0,5 N | 1 kgk = 0,1 N | 1 kgk = 2 N |
| Gidrostatik bosim kuchi analitik usulda qanday hisoblanadi? | $P = p_0 - \gamma h$ | $P = W_{b.e} = S_{b.e} b$ | $P = p_0 + \gamma h$ | $P = \gamma h_c \omega = p_c \omega$ |
| Gidrostatik bosim kuchi grafonalitik usulda qanday hisoblanadi? | $P = p_0 + \gamma h$ | $P = \gamma h_c \omega = p_c \omega$ | $P = W_{b.e} = \Omega_{b.e} b$ | $P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2}$ |
| Vater chizig'i deb nimaga aytamiz? | Suzish tekisligi bilan jism sirtining kesishish chizig'i | Suzayotgan jism normal holatda uning o'rtasidan | Jism yon devorining erkin sirt bilan | Suzish tekisligiga perpendikulyar bo'lgan |

| | | o'tgan 00 o'qi | kesishishi | chiziq |
|--|--|---|---|---|
| Arximed kuchi to'g'ri yozilgan javobni ko'rsating | $G = P = \gamma W$ | $G = \gamma \omega$ | $F = \gamma WS$ | $F = m\nu$ |
| Bosim markazi deb nimaga aytiladi? | Gidrostatik bosim kuchining teng ta'sir etuvchisi qo'yilgan nuqtasiga | Yuza diagrammalari kesishgan nuqtasiga | Yuzaning egrilik markaziga qo'yilgan bosimga | Qo'yilgan bosimning proektsiyasiga |
| Qachon bosim markazi bilan shakl og'irlik markazi ustma-ust tushadi? | Tekis shakl gorizonttal bo'lsa | Tekis shakl vertikal holatda bo'lsa | Shakl qavariq bo'lsa | Shakl botiq bo'lsa |
| Egri sirtga ta'sir etuvchi kuch qanday aniqlanadi? | $P = W_{b,e} = \Omega_{b,e} b$ | $P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2}$ | $P = \gamma_c \omega = p_c \omega.$ | $P = p_0 + \gamma h$ |
| Gidrostatik paradokc deb nimaga aytiladi? | Suyuqlikdagi bosim uning shakliga va xajmiga emas, balki chukurligiga bog'liq bo'lish xodisasi gidrostatik paradokc deyiladi | Suyuqlikdagi bosim idishning shakliga bog'liq bo'lish xodisasi gidrostatik paradokc deyiladi | Suyuqlikdagi bosim idishning shakliga va xajmiga bog'liq bo'lish xodisasi gidrostatik paradokc deyiladi | Suyuqlikdagi bosim idishni xajmiga bog'liq bo'lish xodisasi gidrostatik paradokc deyiladi |
| Suyuqlikda jismlarning suzishi qaysi qonunga asoslangan? | Arximed qonuni | Paskal' qonuni | Bord qonuni | N'yuton qonuni |
| Vertikal devordagi bosim markazi bu | Bosim epyurasining og'irlik markazi | Gidrostatik bosim qo'yilgan nuqta | Gidrostatik bosim kuchining yuza og'irlik markaziga qo'yilgan nuqtasi | Og'irlik markazining ekstsentrisetdan siljishi |
| Egri sirtga ta'sir etuvchi kuchning gorizonttal o'qqa nisbatan qiyaligi | $\alpha = \arctg \frac{P_z}{P_x}$ | $\alpha = \arctg \frac{P_x}{P_y}$ | $\alpha = tg \frac{P_z}{P_x}$ | $\alpha = tg \frac{P_x}{P_y}$ |
| Bosim tanasini aniqlash nima uchun kerak? | Egri sirtga ta'sir etayotgan gidrostatik bosim kuchini vertikal tashkil etuvchisini aniqlash uchun | Egri sirtga ta'sir etayotgan gidrostatik bosim kuchini gorizonttal tashkil etuvchisini aniqlash uchun | Vertikal' sirtga ta'sir etayotgan gidrostatik bosim kuchini aniqlash uchun | Gorizonttal sirtga ta'sir etayotgan gidrostatik bosim kuchini aniqlash uchun |
| Qaysi holatda gidravlik radius quvur radiusining yarmiga teng? | Silindrik trubalarda suyuqlik to'lib oqqanda | To'g'ri to'rtburchakli novlarda suyuqlik oqqanda | Suyuqlik trapetsiadal novlarda oqqanda | Suyuqlik uchburchak novlarda oqqanda |
| Tekis harakat formulasini ko'rsating? | $\nu = C\sqrt{Ri}$ | $\nu = \omega \nu$ | $h_l = \frac{Q^2}{K^2} l$ | $h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{\nu^2}{2g}$ |
| Taqqoslash tekisligi bilan erkin sirt ustma-ust tushadimi? | Ustma-ust tushadi | Ustma-ust tushmaydi | Laminar harakat rejimida | Suyuqlik harakatlanganda |

| | | | | |
|--|--|---|---|---|
| Gidrodinamika bo'limi nimani o'rgatadi? | Suyuqlik harakat qonunlarini o'rganib, texnikaga tadbiiq etishni o'rgatadi | Suyuqlikning muvozanat qonunlarini o'rganib, texnikaga tadbiiq etishini o'rgatadi | Suyuqliklarni xossalarini o'rganib, texnikaga tadbiiq etishni o'rgatadi | Muvozanatdagi suyuqlikka ta'sir etuvchi kuchlarni o'rgatadi |
| Qaysi formula sarfni hisoblash formulasi? | $Q = v\omega$ | $Q = \frac{v}{t}$ | $Q = \omega\rho$ | $Q = \mu_T \omega \sqrt{2g}$ |
| Uzluksizlik tenglamasini ko'rsating? | $\frac{v_1}{v_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ | $\frac{v_1}{v_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$ | $v_1\omega_2 = v_2\omega_1$ | $Q_1 \neq Q_2$ |
| Oqimning o'rtacha tezligi qanday aniqlanadi? | $h_m = \zeta_m \frac{v^2}{2g}$ | $h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}$ | $Q = \omega v$ | $v = \frac{Q}{\omega}$ |
| Shezi koeffitsienti qanday aniqlanadi? | $C = \sqrt{\frac{8g}{\lambda}}$ | $v = \frac{Q}{\omega}$ | $Q = \omega v$ | $h_m = \zeta_m \frac{v^2}{2g}$ |
| Gidravlik radius qaysi formulada to'g'ri ko'rsatilgan? | $R = \frac{\omega}{\chi}$ | $R = \frac{\chi}{\omega}$ | $\omega = ab$ | $\chi = 2(a+b)$ |
| Uchburchak shakldagi kanalning harakatdagi kesim yuzasi qanday hisoblanadi? | $\omega = mh^2$ | $\omega = ph^2$ | $\omega = mh$ | $\omega = ph$ |
| To'g'ri to'rtburchak shakldagi kanalning harakatdagi kesim yuzasi qanday hisoblanadi? | $\omega = mh^2$ | $\omega = bh$ | $\omega = ph^2$ | $\omega = mh$ |
| Kvadrat quvurning tomoni $a = 20$ sm Xo'llangan perimetrni aniqlang? | 08 m | 8 m | 8 sm | 80 mm |
| Qiyalik koeffitsienti qanday aniqlanadi? α kanal qirg'og'ining qiyalik burchagi | $m = \cos\alpha$ | $m = \operatorname{tg}\alpha$ | $m = \sin\alpha$ | $m = \operatorname{ctg}\alpha$ |
| Nasosning so'ruvchi quvuri qaysi quvurlar turiga kiradi? | Uzun quvurlar | Qisqa quvurlar | Murakkab quvurlar | Uzun va qisqa quvurlar |

| | | | | |
|--|--------------------------------------|---------------------------------|-------------------------------|----------------------------------|
|  <p>Chizmada nasosning qaysi turi tasvirlangan?</p> | <p><i>aksial-porshenli nasos</i></p> | <p><i>diafragmali nasos</i></p> | <p><i>porshenli nasos</i></p> | <p><i>shesternyali nasos</i></p> |
|  <p>Chizmada nasosning qaysi turi tasvirlangan?</p> | <p><i>aksial-porshenli nasos</i></p> | <p><i>diafragmali nasos</i></p> | <p><i>porshenli nasos</i></p> | <p><i>shesternyali nasos</i></p> |
|  <p>Chizmada nasosning qaysi turi tasvirlangan?</p> | <p><i>aksial-porshenli nasos</i></p> | <p><i>plastinali nasos</i></p> | <p><i>porshenli nasos</i></p> | <p><i>shesternyali nasos</i></p> |

GLOSSARIY

A

Arhimed qonuni. Suyuqlikka botirilgan jismga, suyuqlikning jism hajmidagi og'irlik kuchiga teng bo'lgan, vertikal yuqoriga yo'nalgan kuch ta'sir etadi. Bu holat Arhimed qonuni deb ataladi.

Anomal suyuqliklar. Nyutonning asosiy ichki ishqalanish qonunlariga bo'yinsunmaydigan suyuqliklarga nonyuton yoki anomal suyuqliklar deyiladi.

B

Barqaror (statsionar) harakat deb, shunday harakatga aytiladiki, bunda suyuqlik harakatlanayotgan oblastning har qaysi nuqtalarida mahalliy tezliklar vaqt bo'yicha o'zgarmaydi.

Bingamo suyuqliklari. Qovushoq-plastik suyuqlikning xossasini ifodalaydi bog'lanishni amerikalik olim Bingamo o'rnatgan, shuning uchun bunday suyuqliklarni bingamo suyuqliklari deyiladi.

Bir o'lchamli harakat deb, tezliklari faqat bir koordinataga bog'liq bo'lgan harakatga aytiladi. Bunday harakat bilan bog'liq gidravlik masalalar yechimida faqat bo'ylama koordinatalariga bog'liq o'rtacha tezliklardan foydalaniladi.

Ideal suyuqlik - bu suyuqlik modeli, ya'ni tabiatda va texnikada uchramaydigan ideallashtirilgan muhit. Biroq bu ideallashtirilgan muhit dinamika qonunlarini o'rganishda katta ahamiyat kasb etadi. Ideal suyuqliklar harakatida ichki ishqalanish kuchlari sodir bo'lmaydi, demak, oqimda urinma kuchlanishlar bo'lmaydi.

Bernulli tenglamasi amaliy va nazariy jixatdan katta ahamiyatga ega bo'lib, u bosim bilan tezlikning bog'lanishini ifodalaydi. Har xil kesimlardagi z otmetkalarining o'zgarishligi natijasida Bernulli tenglamasidan harakatlanayotgan suyuqlikning kerakli xossasi kelib chiqadi: tezlik oshishi bilan bosim kamayadi, tezlik kamayishi bilan esa bosim ortadi.

Bosim markazi. Hidrostatik bosim kuchning tekis devorni kesib o'tgan nuqtasiga, bosim markazi deyiladi.

D

Dinamik qovushoqlik - tezlik gradienti birga teng bo'lganda suyuqlik qatlamlari tekkan birlik yuzasiga to'g'ri keluvchi ishqalanish kuchi.

G

Gidravlik zarba - qisuvli quvuro'tkazgichda oqayotgan suyuqlik tezligining tez (bir onda) o'zgarishi natijasida (mas, zulfin tez yopilganda) suyuqlikda bosimning keskin ortishi.

Gidravlik radius deb, oqim jonli kesimi yuzasining ho'llangan perimetri nisbatiga aytiladi

Gidrostatika – gidravlikaning bo'limi bo'lib, suyuqlik muvozanatining qonunlarini o'rganadi. Bu qonunlarni ko'rib chiqishdan oldin, tinch holatda bo'lgan suyuqlik hajmiga ta'sir qiluvchi kuchlarni qaraymiz.

Gidrostatik paradoks. Idish shakllaridan qat'iy nazar p_o bosimlar, ρ zichliklar, ω yuzalar va chuqurliklar teng bo'lsa, unda gorizontallardagi bosim kuchlari bir xil bo'ladi. Bu Gidrostatik paradoks deyiladi

F

Fazoviy harakatda kinematik xarakteristikalarini uch x, y va z koordinatalarga bog'liq.

H

Ho'llangan perimetr deb, kanal yoki quvur qattiq devorlariga, suyuqlik tekkan oqim jonli kesimining uzunligiga aytiladi.

I

Ideal suyuqlik - bu suyuqlik modeli, ya'ni tabiatda va texnikada uchramaydigan ideallashtirilgan muhit. Biroq bu ideallashtirilgan muhit dinamika qonunlarini o'rganishda katta ahamiyat kasb etadi.

J

Jonli kesim. Elementar oqim naychalarining ko'ndalang kesimlari oqim jonli kesimini tashkil etadilar. Oqim ko'ndalang kesimi yuzasining hamma nuqtalarida, shu yuzani kesib o'tadigan oqim chiziqlari normal yo'nalgan bo'lsa, bunday ko'ndalang kesim yuzasiga ω jonli kesim deyiladi.

Jonli kesimning v o'rtacha tezligi deb, jonli kesim hamma nuqtalari uchun bir xil bo'lgan faraz qilinadigan tezlikka aytiladi.

K

Kinematik qovushoqlik - suyuqlik dinamik qovushoqligining zichligi nisbatiga teng.

L

Laminar (qatlamli) harakat alohida zarrachalarning aralashmasdan, tezlik va bosimlarning pulsatsiyasiz tartibli harakatini ifodalaydi.

M

Massali (yoki hajmiy) kuchlar - bu kuchlar ajratib olingan suyuqlik hajmi massasiga proporsional (yoki o'zgarmas zichlik muhitida hajmga proporsional) va shu hajm muhitining hamma nuqtalarida ta'sir qiladi.

Mahalliy napor yo'nalishi Veysbax formulasidan hisoblanadi.

Murakkab'tkazgich quvurlar - Tarqatuvchi va halqaisimon o'tkazgich quvurlar.

N

Naporli oqimlar - hamma tomonidan qattiq devor bilan chegaralangan bo'ladi. Bunday oqimga suyuqlik harakati qandaydir tashqi manba (naporli rezervuar, nasos va boshqa) bilan tutashgan bosim ta'sirida sodir bo'ladi.

Naporsiz oqimlar - qisman qattiq va qisman erkin sirt bilan chegaralangan. Bularda suyuqlik harakati faqatgina og'irlik kuchi ta'siri ostida sodir bo'ladi.

Nasos - tashqaridan uzatilgan energiyani suyuqlik oqimining bosim energiyasiga aylantirib beruvchi gidravlik mashina.

Nasosning bosimi. Nasosning uzatgich va so'rg'ich qismlaridagi solishtirma energiyalar ayirmasiga nasosning bosimi deyiladi.

Nobarqaror (nostatsionar) harakat deb, shunday harakatga aytiladiki, bunda suyuqlik harakatlanayotgan oblast nuqtalarida mahalliy tezliklar vaqtga bog'liq holda o'zgaradi.

Notekis harakat - shu bilan tavsif qilinadiki, bunda oqim chiziqlari to'g'ri chiziqli va parallel bo'lmaydi. Jonli kesim va o'rtacha tezlik oqim uzunligi bo'yicha o'zgaruvchan bo'lishlari mumkin. Notekis harakat tezlashgan va sekinlashgan bo'lishi mumkin.

Nonyuton qovushqoq – plastik suyuqliklar o'zlariga nyuton suyuqliklar qovushqoqligini va qattiq plastik jism xossalarini mujassam etadilar.

O

Oddiy o'tkazgich quvur. Oddiy o'tkazgich quvur deb, bir xil diametr va bir xil materialdan ishlangan, hamda tarmoqlanmagan o'tkazgich quvurga aytiladi.

Oqim. Harakatlanayotgan suyuqlik oblasti chegaraviy ohirgi o'lchamlarga ega bo'ladi va u oqim deyiladi. Oqim uzluksiz elementar oqim naychalarining yig'indisidan tashkil topadi. Bunday modelni suyuqlik oqimining naychali oqim modeli deyiladi.

Oddiy o'tkazgich quvur deb, bir xil diametr va bir xil materialdan ishlangan, hamda tarmoqlanmagan o'tkazgich quvurga aytiladi.

P

Paskal qonuni. Hidrostatikaning $p = p_o + \rho gh$ asosiy tenglamasidan ko'ramizki, tinch holatda bo'lgan suyuqlikning p_o sirtidagi bosim shu idish ichidagi suyuqlikning istalgan nuqtasiga o'zgarishsiz ta'sir qiladi.

R

Ravon o'zgaruvchan harakat. Suyuqlik harakatida oqim chiziqlari to'g'ri chiziqli va egri chiziqli, shuningdek, o'zaro parallel va parallel bo'lmagan bo'lishlari mumkin. Bu holatlar jonli kesimdagi bosim taqsimlanishi xususiyatlariga ta'sir etadilar va Bernulli tenglamasini qo'llanishiga aniq cheklanishlarni kiritadilar. Bunga bog'liq holda gidravlikada oqim naycha chiziqlar, og'irligi juda kam bo'lgan va parallel yoki deyarli

parallel bo'lgan oqim chizig'iga ega ravon o'zgaruvchan harakat tushunchasi kiritiladi.

Real suyuqlik harakatida, normal kuchlanishlardan tashqari yana urinma kuchlanishlar ham sodir bo'ladi. Real suyuqlik o'zining qatlamlari nisbiy siljishiga va zarrachalariga qarshilik ko'rsatish xususiyatiga ega bo'ladi.

Reynolds kritik soni qiymati quvur kiritishidagi sharoitlariga, uning devori g'adir-budirligiga, suyuqlilardagi boshlang'ich ta'sirlanishlarga yoki ularning bo'lmasligiga, konveksion oqimlarga va boshqalarga bog'liq.

S

Sarf. Birlik vaqt ichida oqim jonli kesimidan o'tadigan suyuqlikning hajmiy miqdoriga qaraladigan kesimning oqim sarfi deyiladi.

Sifon - bu tirsaklari har-xil uzunlikdagi burilgan quvur bolib, suyuqlik bu quvur orqali yuqori sathdagi rezervdan pastki sathdagi rezerevga oqib tushadi.

Sirtqi kuchlar - Bu kuchlar ajratib olingan suyuqlik hajmining tashqi sirtlariga ta'sir qiladi va shu sirtlar yuzalariga proporsional. Sirtqi kuchlarga suyuqlikning erkin sirtidagi atmosfera bosimi, suyuqlikdagi idish devori bosimi, suyuqlikdagi porshen bosimi va h.k. Sirtqi kuchlar ajratilgan suyuqlik hajmining sirti bo'yicha uzluksiz taqsimlangan.

Suyuqlik - bu oquvchanlikka ega bo'lgan jism. Tomchili suyuqlik va gazlar oquvchanligi bilan xarakterlanadi. Moddalar holati, uning atom-molekulyar tuzilishi bilan aniqlanadi.

Suyuqlik kinematikasi - gidromexanikaning bo'limi bo'lib, bunda suyuqlik harakatining turlari va kinematik xarakteristikalarini o'rganilib, harakatni sodir etuvchi kuchlar qaralmaydi.

Suyuqlikning nisbiy muvozanati - uning harakatida zarrachalarining yon tomonidagi zarrachalar bilan aralashishi sodir bo'lmaydi va suyuqlikning hamma massasining qattiq jism kabi harakatlanishiga aytiladi.

Suzayotgan jismning mustahkam muvozanati deb, jismning tinch holatdan chiqishiga va qandaydir yotiq holatga olib kelgan kuch ta'siridan keyin, uning boshlang'ich holatiga qaytishiga aytiladi.

T

Tekis harakat - oqim chiziqlarining to'g'ri chiziqli va parallelligi bilan tavsiflanadi.

Tekis (ikki o'lchamli) harakatda kinematik xarakteristikalar faqat ikki koordinataga bog'liq bo'lib, uchinchi koordinataga bog'liq bo'lmaydilar

Teng bosimli sirt - sirtning hamma nuqtalarida bosim bir xil bo'lsa, bunday sirtlarni teng bosimli sirt deyiladi.

Tutash idishlar - pastki tomonlari o'zaro birlashgan idishlar. Idishlarning qanday shakldaligidan qat'i nazar ular bir xil suyuqlik bilan to'ldirilsa, ikkala idishda ham suyuqlik sathi birday bo'ladi. Agar idishlar har xil suyuqliklar bilan to'ldirilsa, zichliklari turlicha bo'lganligi uchun ularning sathi har xil balandlikda joylashadi, chunki balandlik zichlikka teskari mutanosib. Agar tutash idishlarning bir tirsagi berk bo'lsa, suyuqliklar satxlari orasidagi farq o'sha berk tirsakdagi

bosimga bog'lik bo'ladi. Manometrlar, bug' qozonlarining suv o'lchash asboblari, suyuqliklarning zichligini o'lchash asboblari va boshqa asboblarda qo'llanadi.

Trayektoriya. Suyuqlik zarrachasining vaqtga bog'liq holda bosib o'tgan yo'li, uning trayektoriyasi deyiladi.

Turbulent (tartibsiz) harakat suyuqlik zarrachalarining intensiv aralashishini (xaotik) hamda tezlik va bosimlarning pulsatsiyalarini xarakterlaydi.

U

Uzunlik bo'yicha napor yo'nalishi Darsi-Veysbax formulasidan hisoblanadi.

Uzun o'tkazgich quvurlar hisobida h_e uzunlik bo'yicha yo'qolgan bosim topiladi, keyin esa h_e topilgan qiymatni 5...10 % ga ko'paytirib, mahalliy napor yo'qolishi yig'indisi hisoblanadi.

V

Vakuum - agar nuqtada absolyut bosim atmosfera bosimidan kichik bo'lsa, unda absolyut bosimning atmosfera bosimigacha yetmasligi vakuum deyiladi

Venturi sarf o'lchagich uzatkich quvurlarda suyuqlikning oqib o'tadigan sarfini o'lchash uchun o'rnatiladi

Y

Yo'qolgan napor. Oqimda ikkala ko'rinishdagi napor (mahalliy, uzunlik boyicha) yo'qolishlari hosil bo'ladi va umumiy yo'qolgan naporni topish uchun ularning qiymatlarini qo'shish kerak.

Yaxlit uzluksiz muhit - suyuqlikning modeli bo'lib, uning tinch holati va harakatini o'rganishda foydalaniladi: yaxlit uzluksiz muhit deb faraz qilish, suyuqlik harakatini tavsiflovchi hamma parametrlarini koordinata va vaqtning uzluksiz va differensiallanadigan funksiyalari deb hisoblash mumkinligini ko'rsatadi.

Q

Qovushoqlik - suyuqlikning qatlamlar nisbiy siljishiga qarshilik ko'rsatish xossasi.

ILOVALAR

1 - jadval

Suvning kinematik yopishqoqlik koeffitsiyenti ν , cm^2 / cek , haroratga bog'liq xolda

| t^0 | ν | t^0 | ν | t^0 | ν |
|-------|----------|-------|----------|-------|----------|
| 1 | 0,017321 | 11 | 0,012740 | 22 | 0,009892 |
| 2 | 0,016740 | 12 | 0,012396 | 24 | 0,009186 |
| 3 | 0,016193 | 13 | 0,012067 | 26 | 0,008774 |
| 4 | 0,015676 | 14 | 0,011756 | 28 | 0,008394 |
| 5 | 0,015188 | 15 | 0,011463 | 30 | 0,008032 |
| 6 | 0,014726 | 16 | 0,011177 | 35 | 0,007251 |
| 7 | 0,014289 | 17 | 0,010888 | 40 | 0,006587 |
| 8 | 0,013873 | 18 | 0,010617 | 45 | 0,006029 |
| 9 | 0,013479 | 19 | 0,010356 | 50 | 0,005558 |
| 10 | 0,013101 | 20 | 0,010105 | 55 | 0,005147 |
| | | | | 60 | 0,004779 |

2- j a d v a l.

Gidrouzatlarda qo'llaniladigan industrial moylarning asosiy
xarakteristikasi

| Neft moylarining nomi va markasi | γ_4^{20} solishtirma og'irlik (20°C da) | Kinematik qovushoqlik, SST da (20°C da) | Elastik moduli $E/9,8 \cdot 10^6$ N/m ² | 1 barga tegishli havoning eruvchanligi (20°C) da | Issiqlik sig'imi (20°C da) | Yonish temperaturasi (°C da) | Qotish temperaturasi, °C | Kislotalik soni KOH |
|--|--|---|--|--|----------------------------|------------------------------|--------------------------|---------------------|
| Industrial (velonsit) GOST 1840—51 | 0,854 | 12,8 | 134 | 0,0959 | 0,453 | 112 | -25 | 0,04 |
| Industrial (vazelin moyi) GOST 1840-51 | 0,878 | 19,1 | 135 | 0,0877 | 0,446 | 125 | -20 | 0,04 |
| Industrial 12 (urchuq moyi 2) GOST 1707-51 | 0,92 | 49,0 | 136 | 0,0759 | 0,436 | 165 | -30 | 0,14 |
| Industrial 20 (urchuq moyi 2) GOST 1707-51 | 0,93 | 100 | 136 | 0,0755 | 0,432 | 170 | -20 | 0,14 |
| Moylar aralashmasi GMS -2 | 0,834 | 20,8 | 135 | 0,1038 | 0,458 | — | — | — |

Gidrouzatmalarda qo`llaniladigan maxsus moylarning asosiy
xarakteristikasi

| Neft moylarining nomi va markasi | γ_4^{20} solishtirma og'irlik (20°C da) | Kinematik qovushqoqlik, SST da (20°C da) | Elastik moduli E/9,8·10 ⁶ N/m ² | 1 barga tegishli havoning eruvshanligi (20°C) da | Issiqlik sig'imi (20°C da) | Yonish temperaturasi (°C da) | Qotish temperaturasi, °C | Kislotalik soni KOH |
|--|---|---|--|--|-------------------------------|---------------------------------|-----------------------------|---------------------|
| AMG-10 moyi GOST 6794-53 | 0,85 | 16,0 | 133 | 0,0942 | 0,4520 | 92 | - 70 | 0,05 |
| MK-8 aviatsiya moyi GOST 6457-53 | 0,885 | 30,0 | 135 | - | 0,4410 | 135 | -55 | 0,04 |
| Aralashmali transformator moyi BTI-T GOST 982-55 | 0,887 | 30,0 | 135 | 0,0828 | 0,4420 | 135 | -45 | 0,03 |
| Uchruq moyi AU, GOST 1642-50 | 0,889 | 49,0 | 135 | 0,0759 | 0,4425 | 169 | -45 | 0,07 |
| Turbina moyi GOST 32-53 | 0,894 | 96,0 | 135 | - | 0,4430 | 180 | -15 | 0,20 |
| Yengil avtomobil uchun uzatma moyi GTM-3 | 0,900 | 105,0 | 135 | - | 0,4430 | 170 | -40 | 0,35 |

FOYDALANILGAN ADABIYOT

1. Melvyn Kay, Practical Hydraulics (Taylor & Francis 2 Park Square, Milton Park, Abingdon, Oxon OX14 4RN) 2008.-253 pages
2. К.Ш.Латипов, А.Арифжанов, Х.Кадиров, Б.Тошов «Гидравлика ва гидравлик машиналар», Навоий ш., Алишер Навоий, 2014 й.
3. А.Арифжанов, П.Н.Гурина. Гидравлика (Учебное пособие). -Ташкент. ТИМИ, 2011г.
4. А.М. Arifjanov,Q.T. Raximov, A.K. Xodjiyev, « Gidravlika ». - Toshkent, ТИМИ, 2016 у.
5. К.Ш.Латипов «Гидравлика ва гидравлик машиналар», Тошкент. Ўқитувчи, 2011й.
6. А.М.Арифжанов «Гидравликадан масалалар тўплами» - Тошкент, 2004 й.
7. John Fenton A First Course in Hydraulics (Vienna University of Technology, Austria), 2012. -120 pages

MUNDARIJA

| | |
|---|-----------|
| Soʻz boshi | 3 |
| Kirish | 4 |
| Birinchi qism Gidravlika. | 7 |
| I b o b. Suyuqliklarning asosiy xossalari | 7 |
| 1.1. Suyuqlik toʻgʻrisida asosiy tushunchalar | 7 |
| 1.2. Suyuqliklarga taʼsir qiluvchi kuchlar | 7 |
| 1.3. Suyuqliklarning fizik xossalari | 8 |
| 1.4. Suyuqliklardagi ishqalanish kuchi. Nyuton qonuni. Qovushoqlik | 11 |
| 1.5. Sirt tarangligi (kapillyarlik) | 15 |
| 1.6. Suyuqlik toʻyingan bugʻining bosimi | 16 |
| 1.7. Gazlarning suyuqlikda erishi. Kavitasiya hodisasi haqida tushuncha | 16 |
| 1.8. Ideal suyuqlik modeli | 17 |
| 1.9. Nyuton qonuniga boʻysunmaydigan suyuqliklar | 17 |
| II b o b. Gidrostatika | 20 |
| 2.1. Suyuqliklarda bosim | 20 |
| 2.2. Tinch turgan suyuqlikdagi bosimning xossalari | 21 |
| 2.3. Muvozanatdagi suyuqlikning differentsial tenglamasi (Eyler differentsial tenglamasi) | 22 |
| 2.4. Bosimi teng sirtlar. Erkin sirt | 24 |
| 2.5. Eyler tenglamasining integrallari | 25 |
| 2.6. Gidrostatikaning asosiy tenglamasi | 27 |
| 2.7. Absolyut, manometrik, vakuumometrik va atmosfera bosimlari. Bosim oʻlchov birliklari | 28 |
| 2.8. Bosim oʻlchash asboblari | 29 |
| 2.9. Paskal qonuni | 32 |
| 2.10. Gidrostatik mashinalar | 33 |
| 2.11. Tekis sirtga taʼsir qiluvchi bosim | 40 |
| 2.12. Egri sirtlarga taʼsir qiluvchi bosim | 47 |
| 2.13. Bosim epyurasi | 48 |
| 2.14. Arximed qonuni | 51 |
| 2.15. Jismlarning suyuqlikda soʻzishi. Suzuvchanlik | 52 |
| 2.16. Nisbiy tinchlik | 54 |
| III b o b. Suyuqliklar kinematikasi va dinamikasi asoslari. | 56 |
| Suyuqliklarda harakat turlari. | 56 |
| 3.1. Gidrodinamikaning asosiy masalasi. Harakat turlari | 56 |
| 3.2. Oqimchali harakat haqida asosiy tushunchalar. Oqim chizigʻi, oqim naychasi va oqimcha. Suyuqlik oqimlari. | 57 |
| 3.3. Oqimning asosiy gidravlik elementlari | 59 |
| 3.4. Suyuqlikning barqaror harakati uchun uzilmaslik tenglamasi | 61 |
| 3.5. Ideal suyuqliklar uchun harakat tenglamasi. Suyuqlik harakati uchun Eyler tenglamasi | 63 |
| 3.6. Real suyuqliklarda ichki kuchlar. Nave-Stoks tenglamasi | 65 |
| 3.7. Elementar oqim uchun Bernuli tenglamasi | 68 |
| 3.8. Bernulli tenglamasining geometrik, energetik va fizik mazmunlari | 71 |
| 3.9. Real suyuqliklar elementar oqimchasi uchun Bernulli tenglamasi | 75 |
| 3.10. Real suyuqliklar oqimi uchun Bernulli tenglamasi. Koriolis koeffitsiyenti | 77 |
| 3.11. Real gazlar oqimi uchun Bernulli tenglamasi | 78 |
| 3.12. Gidravlik va pezometrik qiyaliklar haqida tushuncha | 79 |
| 3.13. Gidravlik yoʻqotish haqida tushuncha. Gidravlik yoʻqotishning turlari | 80 |
| 3.14. Tezlik va sarf oʻlchash usullari hamda asboblari | 82 |
| IV bob. Suyuqlik harakatining tartiblari va gidrodinamik oʻxshashlik asoslari | 87 |
| 4.1. Suyuqlik harakatining ikki tartibi. Reynolds kritik soni | 87 |

| | | |
|-------|--|------------|
| 4.2. | Gidrodinamik o`xshashlik asoslari. Hidrodinamik hodisalarni modellash | 90 |
| | V b o b. Suyuqliklarning laminar harakati | 94 |
| 5.1 | Tezlikning silindrik truba kesimi bo`yicha taqsimlanishi | 94 |
| 5.2 | Quvur uzunligi bo`yicha bosimning pasayishi (Puazeyl formulasi) | 95 |
| 5.3. | Oqimning boshlang`ich bo`lagi | 97 |
| 5.4. | Tekis va xalqasimon tirqishlarda suyuqlikning laminar harakati | 98 |
| 5.5. | Laminar oqimning maxsus turlari (o`zgaruvchan, qovushoqlik, obliterasiya) | 103 |
| | VI b o b. Suyuqliklarning turbulent harakati | 106 |
| 6.1. | Suyuqlik turbulent harakatining xususiyatlari | 106 |
| 6.2. | Tezlik va bosim pulsasiyalari | 107 |
| 6.3. | Tenglashtirilgan tezliklarning kesim bo`yicha taqsimlanishi | 108 |
| 6.4. | Turbulent harakatda urinma zo`riqish | 110 |
| 6.5. | Trubalarda bosimning kamayishi | 113 |
| 6.6. | Darsi formulasi va uzunlik bo`yicha ishqalanishga yo`qotish koeffitsiyenti (Darsi koeffitsiyenti) | 114 |
| 6.7. | Truba devorining g`adir-budirligi. Absolyut va nisbiy g`adir-budirlik | 115 |
| 6.8. | Nikuradze va Murin grafiklari | 117 |
| 6.9. | Gidravlik silliq va g`adir-budir trubalar | 119 |
| 6.10. | Darsi koeffitsiyentini aniqlash uchun formulalar va ularning qo`llanish sohalari | 120 |
| 6.11. | Nosilindrik trubalardagi harakatlar | 121 |
| | VII b o b. Mahalliy gidravlik qarshiliklar | 123 |
| 7.1. | Mahalliy qarshilikning asosiy turlari. Mahalliy qarshilik koeffitsiyenti | 123 |
| 7.2. | Reynolds sonining katta qiymatlari uchun mahalliy qarshilik koeffitsiyentlari | 126 |
| 7.3. | Quvurning keskin kengayishi (Bord teoremasi) | 126 |
| 7.4. | Diffuzorlar | 128 |
| 7.5. | Quvurlarning torayishi | 130 |
| 7.6. | Tirsaklar | 131 |
| 7.7. | Reynolds sonining kichik qiymatlarida mahalliy qarshilik koeffitsiyenti | 132 |
| 7.8. | Mahalliy gidravlik qarshiliklarda kavitatsiya hodisasi | 134 |
| 7.9. | Kavitatsiyadan amalda foydalanish | 134 |
| 7.10. | Mahalliy qarshiliklarning o`zaro ta'siri | 135 |
| | VIII b o b. Suyuqliklarning teshik va naychalardan oqishi | 139 |
| 8.1. | Suyuqlikning yupqa devordagi teshikdan o`zgarmas bosimda oqishi | 139 |
| 8.2. | Siqilish, tezlik va sarf koeffitsiyentlari | 140 |
| 8.3. | Suyuqlikning silindrik naychadan oqishi | 142 |
| 8.4. | Turli xil naychalar | 143 |
| 8.5. | Suyuqliklarning teshikdan o`zgaruvchan bosimda oqishi | 145 |
| 8.6. | Oqimcha texnikasi haqida tushuncha | 146 |
| | IX b o b. Trubalarni gidravlik hisoblash | 150 |
| 9.1. | Sodda quvurni hisoblashning asosiy tenglamasi | 151 |
| 9.2. | Quvurning tejimli diametrini topish haqida tushuncha | 154 |
| 9.3. | Sifon quvur | 155 |
| 9.4. | Quvurlarni ketma-ket va parallel ulash | 157 |
| 9.5. | Murakkab quvurlar | 160 |
| 9.6. | Nasosdan ta'minlanuvchi quvur | 162 |
| 9.7. | Elektrogidravlik o`xshashlik (analogiya) haqida tushuncha. | 164 |
| | X b o b. Gidravlikaning alohida masalalari (maxsus kurs). | 170 |
| | Suyuqliklarning beqaror harakati | |
| 10.1 | Siqilmaydigan suyuqlikning deformatsiyalanmaydigan trubalarda inersiya bosimi hisobga olingan beqaror harakati | 171 |
| 10.2. | Gidravlik zarba hodisasi | 174 |
| 10.3. | To`g`ri zarba uchun N. Ye. Jukovskiy formulasi | 176 |

| | | |
|--------|--|------------|
| 10.4. | Teskari gidravlik zarba haqida tushuncha | 178 |
| 10.5. | Gidravlik zarbani susaytirish usullari | 180 |
| 10.6. | Gidravlik zarbadan amalda foydalanish | 182 |
| | XI b o b. Oqimning devorlar bilan o`zaro ta'sirlashuvi | 183 |
| 11.1. | Oqimchanning to`siqlarga ta'siri | 183 |
| 11.2. | Oqimning devorga ta'sir kuchi | 184 |
| | I k k i n c h i q i s m. Gidromashinalar | 186 |
| | XII b o b. Gidromashinalar haqida umumiy tushunchalar | 187 |
| 12.1. | Nasoslar va gidrodvigatellar | 187 |
| 12.2. | Nasoslarni guruhlash | 188 |
| 12.3. | Dinamik va hajmiy nasoslarning ishlash prinsiplari | 190 |
| 12.4. | Nasoslarning asosiy parametrlari | 192 |
| | XIII b o b. Kurakli nasoslar nazariyasining asoslari | 196 |
| 13.1. | Markazdan qochma nasoslar | 196 |
| 13.2. | Bir bosqichli markazdan qochma nasosning sxemasi | 197 |
| 13.3. | Nasos va turbinalar uchun Eyler tenglamasi | 199 |
| 13.4. | Nasosning nazariy bosimi. Kuraklar egriligining bosimga ta'siri | 202 |
| 13.5. | Foydali bosim | 203 |
| 13.6. | Nasosda energiya yo`qotilishi. Nasosning foydali ish koeffitsiyenti | 205 |
| 13.7. | Markazdan qochma nasoslarning xarakteristikalarini | 207 |
| 13.8. | Nasoslarning o`xshashligi asoslari | 209 |
| 13.9. | Tezyurarlik koeffitsiyenti va kurakli nasoslarning turlari | 210 |
| 13.10. | O`qiy nasoslar | 211 |
| | XIV b o b. Kurakli nasoslarning ekspluatasion hisobi | 213 |
| 14.1. | Nasoslar xarakteristikalarini qayta hisoblashda o`xshashlik formulalaridan foydalanish | 213 |
| 14.2. | Nasos qurilmasi | 213 |
| 14.3. | Nasos bilan ta'minlangan trubalarning hisobi | 215 |
| 14.4. | So`rishni boshqarish | 216 |
| 14.5. | Nasoslarni ketma-ket va parallel ulash | 218 |
| 14.6. | Kurakli nasoslarda kavitatsiya. Chegaraviy so`rilish balandligi | 222 |
| 14.7. | Kavitatsiya xarakteristikasi | 224 |
| 14.8. | Kavitatsiya zapasi | 225 |
| 14.9. | S S. Rudnev formulasi va uning qo`llanilishi | 226 |
| | XV b o b. Uyurmali va oqimchali nasoslar | 228 |
| 15.1. | Uyurmali nasoslarning sxemasi, ishlash prinsipi, xarakteristikasi, qo`llanish sohalari | 228 |
| 15.2. | Oqimchali nasoslarning sxemasi, ishlash prinsipi va ishlatish sohalari | 230 |
| 15.3. | XVI b o b. Hajmiy nasoslar to`g`risida umumiy tushunchalar. | 239 |
| 15.4. | Hajmiy nasoslar va ularning ishlashi prinsipi | 239 |
| 15.6. | Hajmiy nasoslarning umumiy xossalari va ularni klassifikatsiyasi | 240 |
| | XVII b o b. Porshenli va plunjerli nasoslar | 242 |
| 17.1. | Porshenli va plunjerli nasoslarning tuzilishi hamda ishlatilish sohalari | 242 |
| 17.2. | Indikator diagramma | 243 |
| 17.3. | Porshenli nasoslarning foydali ish koeffitsiyenti | 244 |
| 17.4. | So`rish grafigi va uni tekislash usullari | 246 |
| 17.5. | Diafragmali nasoslar | 250 |
| | XVIII. b o b. Rotorli nasoslar | 253 |
| 18.1. | Rotorli nasoslarning guruhlanishi umumiy xossalari va qo`llanilishi | 253 |
| 18.2. | Rotorli nasoslarning tuzilishi va xossalari | 253 |
| 18.3. | Rotorli nasoslarning ish xajmi va sarfini aniqlash | 260 |
| 18.4. | Hajmiy nasoslarning xarakteristikalarini va nasosning tarmoqda ishlashi | 264 |
| 18.5. | Rotorli nasoslarni boshqarish | 266 |
| | Uchinchi qism | 268 |

| | |
|---|------------|
| I b o`l i m. Hidrouzatmalar va hajmiy gidroyuritmalar | 268 |
| XIX b o b. Umumiy tushunchalar | 268 |
| 19.1. Hidrodinamik uzatmalarining vazifasi va ishlatilish sohalari | 268 |
| 19.2. Ishlash prinsipi guruhlanishi | 269 |
| 19.3. Ish suyuqliklari | 270 |
| XX b o b. Hidrodinamik muftalar | 272 |
| 20.1. Hidromuftaning tuzilishi va ishlashi | 272 |
| 20.2. Asosiy parametrlar va tenglamalar | 274 |
| 20.3. Hidravlik muftaning xarakteristikalar | 280 |
| 20.4. Hidromuftaning dvigatel bilan birgalikda ishlashi | 284 |
| 20.5. Hidromufta ishini rostdash | 285 |
| XXI b o b. Hidrodinamik transformatorlar | 287 |
| 21.1. Hidrotransformatorlarning vazifalari, guruhlanishi, tuzilishi va ishlash jarayoni | 287 |
| 21.2. Asosiy parametrlar, tenglamalar va ularniig mohiyati | 288 |
| 21.3. Hidrotransformatorlarda energiyaning yo`qotilishi | 290 |
| 21.4. Turli gidrotransformatorlarning tashqi xarakteristikalar | 290 |
| 21.5. Hidrotransformator uchun o`xshashlik formulalari va ularning qo`llanishi | 293 |
| 21.6. Hidrotransformatorlarning dvigatellar bilan birgalikda ishlashi | 295 |
| 21.7. Kompleks gidrotransformatorlar | 298 |
| II b o`l i m. XXII b o b. Hajmiy gidrouzatmalar. Asosiy tushunchalar | 330 |
| 22.1. Hidrouzamatlarning vazifalari, guruhlanishi, qo`llanish sohasi, afzalligi va kamchiliklari | 330 |
| 22.2. Hajmiy gidrouzatmaning ishlash prinsipi | 331 |
| 22.3. Chiqish tezligini drosseli va hajmiy boshqarish | 332 |
| 22.4. Hajmiy gidrouzatmalarining xarakteristikalar va FIK | 334 |
| XXIII b o b. Hidrodvigatellar | 338 |
| 23.1. Kuch gidrodvigatellarining tuzilishi va vazifalari | 338 |
| 23.2. Hidrosilindrlarni hisoblash | 339 |
| 23.3. Burilma gidrodvigatellar | 339 |
| 23.4. Rotorli gidrodvigatellar ularning qaytarlik xususiyatlari | 340 |
| 23.5. Porshenli, plastinkali, shesterniyali va vintli gidrodvigatellar hamda ularni boshqarish. Burovchi moment va valdagi quvvatni xisoblash | 340 |
| 23.6. Yuqori momentli gidromotorlar | 342 |

ОГЛАВЛЕНИЕ

| | |
|---|----|
| Предисловие | 3 |
| Введение | 4 |
| Первая часть. Гидравлика | 7 |
| Глава I. Основные свойства жидкостей | 7 |
| 1.1. Основные понятия о жидкости..... | 7 |
| 1.2. Силы, действующие на жидкости..... | 7 |
| 1.3. Физические свойства жидкостей..... | 8 |
| 1.4. Сила трения в жидкостях. Закон Ньютона. Вязкость..... | 11 |
| 1.5. Поверхностное натяжение (капилляр)..... | 15 |
| 1.6. Давление насыщенного пара жидкости..... | 16 |
| 1.7. Растворение газов в жидкости. Понятие явления кавитации..... | 16 |
| 1.8. Модель идеальной жидкости..... | 17 |
| 1.9. Жидкости, не подчиняющиеся закону Ньютона..... | 17 |
| Глава II. Гидростатика | 20 |
| 2.1. Давление в жидкостях..... | 20 |
| 2.2. Свойства давления жидкости находящейся в покое..... | 21 |
| 2.3. Дифференциальное уравнение Эйлера равновесия жидкостей..... | 22 |
| 2.4. Поверхности с одинаковым давлением. Свободная поверхность..... | 24 |
| 2.5. Интегралы уравнения Эйлера..... | 25 |
| 2.6. Основные уравнения гидростатики..... | 27 |
| 2.7. Абсолютное, манометрическое, вакуумметрическое и атмосферное давление. Единицы измерения давления..... | 28 |
| 2.8. Манометры..... | 29 |
| 2.9. Закон Паскаля..... | 32 |
| 2.10. Гидростатические машины..... | 33 |
| 2.11. Давление, действующее на плоскую поверхность..... | 40 |
| 2.12. Давление, действующее на криволинейные поверхности..... | 47 |
| 2.13. Эпюра давления..... | 48 |
| 2.14. Закон Архимеда..... | 51 |
| 2.15. Плавание тел в жидкостях. Плавание..... | 52 |
| 2.16. Относительное покоя..... | 54 |
| Глава III. Основы кинематики и динамики жидкостей. Типы движения в жидкостях | 56 |
| 3.1. Основная проблема гидродинамики. Виды действий..... | 56 |
| 3.2. Основные понятия о движении потока. Линия потока, трубка потока и поток. Потoki жидкости..... | 57 |
| 3.3. Основные гидроэлементы протока..... | 59 |
| 3.4. Уравнение непрерывности для стабильной текучей среды..... | 61 |
| 3.5. Уравнение движения для идеальных жидкостей. Уравнение Эйлера для движения жидкост..... | 63 |
| 3.6. Внутренние силы в реальных жидкостях. Уравнение Навье-Стокса..... | 65 |
| 3.7. Уравнение Бернулли для элементарного струйки..... | 68 |
| 3.8. Геометрическое, энергетическое и физическое содержание уравнения Бернулли... .. | 71 |
| 3.9. Уравнение Бернулли для элементарного струйки реальных жидкостей..... | 75 |
| 3.10. Уравнение Бернулли для реального потока жидкости. Коэффициент Кориолиса.... | 77 |
| 3.11. Уравнение Бернулли для потока реального газа..... | 78 |
| 3.12. Концепция гидравлических и пьезометрических уклонах..... | 79 |
| 3.13. Понятие о гидравлических потерях. Виды гидравлических потерь..... | 80 |
| 3.14. Методы и приборы для измерения скорости и расхода..... | 82 |
| Глава IV. Режимы движения жидкости и основы гидродинамического подобия | 87 |

| | |
|---|------------|
| 4.1. Два режима движения жидкости. Критическое число Рейнольдса..... | 87 |
| 4.2. Основы гидродинамического подобия. Моделирование гидродинамических случаев..... | 90 |
| Глава V. Ламинарное движение жидкостей..... | 94 |
| 5.1. Распределение скорости по сечению цилиндрической трубы..... | 94 |
| 5.2. Понижения давления по длине трубы (формула Пуазейля) | 95 |
| 5.3. Начальный участок потока..... | 97 |
| 5.4. Ламинарное движение жидкости в плоских и концентрических отверстиях..... | 98 |
| 5.5. Специальные виды ламинарного течения (переменный, вязкость, облитерация)... | 103 |
| Глава VI. Турбулентное движение жидкостей..... | 106 |
| 6.1. Свойства турбулентного движения жидкости..... | 106 |
| 6.2. Пульсации скорости и давления..... | 107 |
| 6.3. Распределение уравненных скоростей по сечению..... | 108 |
| 6.4. Касательное напряжение при турбулентном движении..... | 110 |
| 6.5. Понижение давления в трубах..... | 113 |
| 6.6. Формула Дарси и коэффициент потерь на трение по длине (коэффициент Дарси).. | 114 |
| 6.7. Шероховатость стенки трубы. Абсолютная и относительная шероховатость..... | 115 |
| 6.8. Графики Никурадзе и Мурина..... | 117 |
| 6.9. Гидравлические гладкие и шероховатые трубы..... | 119 |
| 6.10. Формулы для определения коэффициента Дарси и области их применения..... | 120 |
| 6.11. Движение в нецилиндрических трубах..... | 121 |
| Глава VII. Местное гидравлическое сопротивление..... | 123 |
| 7.1. Основные виды местного сопротивления. Коэффициент местного сопротивления. | 123 |
| 7.2. Коэффициенты местного сопротивления для больших чисел Рейнольдса..... | 126 |
| 7.3. Резкое расширение трубы (теорема Борда)..... | 126 |
| 7.4. Диффузоры..... | 128 |
| 7.5. Сужение труб..... | 130 |
| 7.6. Колено..... | 131 |
| 7.7. Коэффициент местного сопротивления при малых значениях числа Рейнольдса.. | 132 |
| 7.8. Кавитация при местных гидравлических сопротивлениях..... | 134 |
| 7.9. Использование кавитации в практике..... | 134 |
| 7.10. Взаимодействие местных сопротивлений..... | 135 |
| Глава VIII. Течение жидкостей через отверстия и насадки..... | 139 |
| 8.1. Течение жидкости при постоянном давлении через отверстие в тонкой стенке..... | 139 |
| 8.2. Коэффициенты сжатия, скорости и расхода..... | 140 |
| 8.3. Течение жидкости из цилиндрической насадки..... | 142 |
| 8.4. Различные виды насадок..... | 143 |
| 8.5. Истечение жидкости через отверстие при переменном давлении..... | 145 |
| 8.6. Понятия о технике струйки..... | 146 |
| Глава IX. Гидравлический расчет труб..... | 150 |
| 9.1. Основное уравнение для расчета простого трубопровода..... | 151 |
| 9.2. Понятия об определении экономичного диаметра трубы..... | 154 |
| 9.3. Труба сифонная..... | 155 |
| 9.4. Последовательное и параллельное соединение труб..... | 157 |
| 9.5. Сложные трубопроводы..... | 160 |
| 9.6. Трубопроводы с насосной подачей жидкости..... | 162 |
| 9.7. Понятие об электрогидравлических подобиях..... | 164 |
| Глава X. Неустоивившееся движение жидкостей..... | 170 |
| 10.1. Неустоивившееся движение с учетом давления инерции несжимаемой жидкости в недеформируемых трубах..... | 171 |
| 10.2. Гидравлический удар..... | 174 |
| 10.3. Формула Н.Е. Жуковского для непрямого удара..... | 176 |

| | |
|---|------------|
| 10.4. Понятие о непрямом гидравлическом ударе..... | 178 |
| 10.5. Способы уменьшения гидравлического удара..... | 180 |
| 10.6. Практическое использование гидравлического удара..... | 182 |
| Глава XI. Взаимодействие потока со стенками..... | 183 |
| 11.1. Сила действия струи на стенку..... | 183 |
| 11.2. Сила действия потока на стенку..... | 184 |
| Вторая часть. Гидравлические машины..... | 186 |
| Глава XII. Общие понятия гидравлических машин..... | 187 |
| 12.1. Насосы и гидродвигатели..... | 187 |
| 12.2. Классификация насосов..... | 188 |
| 12.3. Принципы работы динамических и объемных насосов..... | 190 |
| 12.4. Основные параметры насосов..... | 192 |
| Глава XIII. Основы теории лопастных насосов..... | 196 |
| 13.1. Центробежные насосы..... | 196 |
| 13.2. Схема одноступенчатого центробежного насоса..... | 197 |
| 13.3. Уравнение Эйлера для насосов и турбин..... | 199 |
| 13.4. Теоретическое давление насоса. Влияние кривизны лопасти на давление..... | 202 |
| 13.5. Полезное давление..... | 203 |
| 13.6. Потери энергии в насосе. КПД насоса..... | 205 |
| 13.7. Характеристики центробежных насосов..... | 207 |
| 13.8. Основы подобия насосов..... | 209 |
| 13.9. Виды лопастных насосов и коэффициент скорости..... | 210 |
| 13.10. Осевые насосы..... | 211 |
| Глава XIV. Эксплуатационный расчет лопастных насосов..... | 213 |
| 14.1. Расчет характеристик насосов с применением формулы подобия..... | 213 |
| 14.2. Насосные установки..... | 213 |
| 14.3. Расчет трубопроводов с насосной подачей жидкости..... | 215 |
| 14.4. Управление всасывания..... | 216 |
| 14.5. Последовательное и параллельное соединение насосов..... | 218 |
| 14.6. Кавитация в лопастных насосах. Граняная высота всасывания..... | 222 |
| 14.7. Характеристики кавитации..... | 224 |
| 14.8. Запас кавитации..... | 225 |
| 14.9. Формула С.С. Руднева и ее применение..... | 226 |
| Глава XV. Вихревые и струйные насосы..... | 228 |
| 15.1. Схема, принцип работы и области применения роторных насосов..... | 228 |
| 15.2. Схема, принцип работы и области применения струйных насосов..... | 230 |
| Глава XVI. Общие понятия объемных насосов..... | 239 |
| 16.1. Объемные насосы и их принцип работы..... | 239 |
| 16.2. Общие свойства объемных насосов и их классификация..... | 240 |
| Глава XVII. Поршневые и плунжерные насосы..... | 242 |
| 17.1. Область применения и структура поршневых и плунжерных насосов..... | 242 |
| 17.2. Индикаторная диаграмма..... | 243 |
| 17.3. КПД поршневых насосов..... | 244 |
| 17.4. График всасывания и способы их исследований..... | 246 |
| 17.5. Диафрагмовые насосы..... | 250 |
| XVIII. боб. Роторные насосы..... | 253 |
| 18.1. Общие характеристики и области применения в классификации роторных насосов..... | 253 |
| 18.2. Структура и свойства центробежных насосов..... | 253 |
| 18.3. Определение объема работ и расхода роторных насосов..... | 260 |
| 18.4. Характеристики объемных насосов и работы насосов в сети..... | 264 |
| 18.5. Управление роторных насосов..... | 266 |

| | |
|--|-----|
| Часть третья | 268 |
| Раздел I. Гидропередачи и объёмные гидроприводы | 268 |
| Глава XIX. Общие понятия | 268 |
| 19.1. Задача и область применения гидродинамических передач..... | 268 |
| 19.2. Классификация и принцип работы..... | 269 |
| 19.3. Рабочие жидкости..... | 270 |
| Глава XX. Гидродинамические муфты | 272 |
| 20.1. Структура и рабочий процесс гидромуфты..... | 272 |
| 20.2. Основные параметры и уравнения..... | 274 |
| 20.3. Характеристики гидромуфты..... | 280 |
| 20.4. Совместная работа гидравлических муфт с двигателями | 284 |
| 20.5. Регулировка работы гидравлических муфт..... | 285 |
| Глава XXI. Гидродинамические трансформаторы | 287 |
| 21.1. Задачи, классификация, строение и процесс работы гидротрансформаторов..... | 287 |
| 21.2. Основные параметры, уравнения и их сущность..... | 288 |
| 21.3. Потери энергии в гидротрансформаторе..... | 290 |
| 21.4. Внешние характеристики различных гидротрансформаторов..... | 290 |
| 21.5. Формулы подобия для гидротрансформаторов и их применение..... | 293 |
| 21.6. Совместная работа гидротрансформаторов с двигателями..... | 295 |
| 21.7. Комплекс гидротрансформаторов..... | 298 |
| Раздел II. Глава XXII Объёмные гидропередачи. Основные понятия | 330 |
| 22.1. Задачи, классификация, область применения, преимущества и недостатки гидропередачи..... | 330 |
| 22.2. Принцип работы объёмных гидропередач..... | 331 |
| 22.3. Дроссельные объёмные регулирования скорости выхода..... | 332 |
| 22.4. КПД и характеристики объёмных гидропередач..... | 334 |
| Глава XXIII. Гидродвигатели | 338 |
| 23.1. Задачи и строение силовых гидродвигателей..... | 338 |
| 23.2. Расчет гидроцилиндров..... | 339 |
| 23.3. Поворотные гидродвигатели..... | 339 |
| 23.4. Роторные гидродвигатели и их обратимость..... | 340 |
| 23.5. Поршневые, пластинчатые, шестеренные и винтовые гидродвигатели и их регулирование. Расчет буровых моментов и мощность на валу..... | 340 |
| 23.6. Гидромоторы с высоким моментом..... | 342 |

THE MAINTENANCE

| | |
|---|----|
| Preface | 3 |
| Introduction | 4 |
| Part 1. Hydraulics | 7 |
| Chapter I. Basic properties of liquids | 7 |
| 1.1. Basic concepts of fluid..... | 7 |
| 1.2. Forces acting on liquids..... | 7 |
| 1.3. Physical properties of liquids..... | 8 |
| 1.4. Friction force in liquids Newton's law. Viscosity..... | 11 |
| 1.5. Surface tension (capillary)..... | 15 |
| 1.6. §. Liquid saturated vapor pressure..... | 16 |
| 1.7. Dissolution of gases in a liquid. Understanding the phenomenon of cavitation..... | 16 |
| 1.8. Ideal fluid model..... | 17 |
| 1.9. Fluids that do not obey Newton's law | 17 |
| Chapter II. Hydrostatics | 20 |
| 2.1. Pressure in liquids..... | 20 |
| 2.2. Properties of pressure in a stationary liquid..... | 21 |
| 2.3. Euler differential equation of fluid equilibrium..... | 22 |
| 2.4. Surfaces with equal pressure. Free surface..... | 24 |
| 2.5. Integrals of Euler's equation..... | 25 |
| 2.6. Basic equations of hydrostatics..... | 27 |
| 2.7. Absolute, manometric, vacuummetric and atmospheric pressures. Units of pressure..... | 28 |
| 2.8. Pressure gauges..... | 29 |
| 2.9. Pascal's law..... | 32 |
| 2.10. Hydrostatic machines..... | 33 |
| 2.11. Pressure acting on a flat surface..... | 40 |
| 2.12. Pressure acting on curved surfaces..... | 47 |
| 2.13. Pressure diagram..... | 48 |
| 2.14. Archimedes' law..... | 51 |
| 2.15. Flotation of bodies in liquids. Floating..... | 52 |
| 2.16. Relative peace..... | 54 |
| Chapter III. Fundamentals of kinematics and dynamics of fluids. Types of motion in liquids | 56 |
| 3.1. The main problem of hydrodynamics. Types of action..... | 56 |
| 3.2. Basic concepts of flow movement. Flow line, flow tube and flow. Fluid flows..... | 57 |
| 3.3. Basic hydraulic elements of flow..... | 59 |
| 3.4. Continuity Equation for Stable Fluid Flow..... | 61 |
| 3.5. Equation of motion for ideal fluids. Euler's equation for fluid motion..... | 63 |
| 3.6. Internal forces in real fluids. Nave-Stokes equation..... | 65 |
| 3.7. Bernoulli's equation for elementary current..... | 68 |
| 3.8. Geometric, energy and physical content of Bernoulli's equation..... | 71 |
| 3.9. Bernoulli's equation for the elementary flow of real liquids..... | 75 |
| 3.10. Bernoulli's equation for real fluid flow. Coriolis coefficient..... | 77 |
| 3.11. Bernoulli's equation for real gas flow..... | 78 |
| 3.12. The concept of hydraulic and pesometric slopes..... | 79 |
| 3.13. The concept of hydraulic losses. Types of hydraulic losses..... | 80 |
| 3.14. Methods and instruments for measuring speed and flow..... | 82 |
| Chapter IV. Modes of fluid motion and the basis of hydrodynamic similarity | 87 |
| 4.1. Two modes of fluid motion. Reynolds critical number..... | 87 |
| 4.2. Fundamentals of hydrodynamic similarity. Modeling of hydrodynamic phenomena..... | 90 |
| Chapter V. Laminar motion of liquids | 94 |
| 5.1. Velocity distribution across a cylindrical pipe section..... | 94 |

| | |
|---|------------|
| 5.2. Pressure drop along the length of the pipe (Poiseuille formula)..... | 95 |
| 5.3. The initial part of the stream..... | 97 |
| 5.4. Laminar motion of a fluid in plane and annular cracks..... | 98 |
| 5.5. Special types of laminar flow (variable, viscosity, obliteration) | 103 |
| Chapter VI. Turbulent motion of liquids..... | 106 |
| 6.1. Properties of fluid turbulent motion..... | 106 |
| 6.2. Speed and pressure pulsations..... | 107 |
| 6.3. Sectional distribution of equalized velocities..... | 108 |
| 6.4. Exercise voltage in turbulent motion..... | 110 |
| 6.5. Pressure drop in pipes..... | 113 |
| 6.6. Course formula and coefficient of friction loss along the length (Course coefficient)..... | 114 |
| 6.7. The roughness of the pipe wall. Absolute and relative ambiguity..... | 115 |
| 6.8. Nikuradze and Murin graphs..... | 117 |
| 6.9. Hydraulic smooth and rough pipes..... | 119 |
| 6.10. Formulas for determining the coefficient of the course and their areas of application..... | 120 |
| 6.11. Movements in non-cylindrical tubes..... | 121 |
| Chapter VII. Local hydraulic resistance..... | 123 |
| 7.1. The main types of local resistance. Local resistance coefficient..... | 123 |
| 7.2. Local resistance coefficients for large values of Reynolds numbers..... | 126 |
| 7.3. Sudden expansion of a pipe (Bord's theorem) | 126 |
| 7.4. Diffusers..... | 128 |
| 7.5. Narrowing of pipes..... | 130 |
| 7.6. Elbows | 131 |
| 7.7. The coefficient of local resistance at small values of the Reynolds number..... | 132 |
| 7.8. Cavitation phenomenon at local hydraulic resistances..... | 134 |
| 7.9. Practical use of cavitation..... | 134 |
| 7.10. Interaction of local resistance..... | 135 |
| Chapter VIII. Flow of liquids through holes and tubes..... | 139 |
| 8.1. Fluid flow through a hole in a thin wall at constant pressure..... | 139 |
| 8.2. Compression, velocity and flow coefficients..... | 140 |
| 8.3. Flow of liquid from a cylindrical tube..... | 142 |
| 8.4. Different tubes..... | 143 |
| 8.5. Fluid flow through the hole at variable pressure..... | 145 |
| 8.6. Concept of flow technique..... | 146 |
| Chapter IX. Hydraulic calculation of pipes..... | 150 |
| 9.1. The basic equation for calculating a simple pipe is..... | 151 |
| 9.2. The concept of finding the economical diameter of the pipe..... | 154 |
| 9.3 Siphon pipe..... | 155 |
| 9.4. Connecting pipes in series and in parallel..... | 157 |
| 9.5. Complex pipelines..... | 160 |
| 9.6. Pump from the pump..... | 162 |
| 9.7. The concept of electrohydraulic similarity..... | 164 |
| Chapter X. Unstable motion of fluids..... | 170 |
| 10.1. Unstable motion of an incompressible fluid taking into account the inertial pressure in non-deformable pipes..... | 171 |
| 10.2. Hydraulic shock phenomenon..... | 174 |
| 10.3. For the right shot, N. Ye. Zhukovsky formula..... | 176 |
| 10.4. The concept of reverse hydraulic shock..... | 178 |
| 10.5. Methods of hydraulic shock attenuation..... | 180 |
| 10.6. Practical use of hydraulic shock..... | 182 |
| Chapter XI. Interaction of flow with walls..... | 183 |
| 11.1. Effect of flow on barriers..... | 183 |

| | |
|---|-----|
| 11.2. The force of the current on the wall | 184 |
| Part 2. Hydraulic machines..... | 186 |
| Chapter XII. General concepts of hydraulic machines | 187 |
| 12.1. Pumps and hydraulic motors..... | 187 |
| 12.2. Grouping of pumps..... | 188 |
| 12.3. Principles of operation of dynamic and volumetric pumps..... | 190 |
| 12.4. Basic parameters of pumps..... | 192 |
| Chapter XIII. Fundamentals of the theory of paddle pumps..... | 196 |
| 13.1. Centrifugal pumps..... | 196 |
| 13.2. Schematic of a single-stage centrifugal pump..... | 197 |
| 13.3. Euler's equation for pumps and turbines..... | 199 |
| 13.4. Theoretical pressure of the pump. Influence of shovel curvature on pressure..... | 202 |
| 13.5. Useful pressure..... | 203 |
| 13.6. Energy loss at the pump. Efficiency of the pump..... | 205 |
| 13.7. Characteristics of centrifugal pumps..... | 207 |
| 13.8. Fundamentals of similarity of pumps..... | 209 |
| 13.9. Speed coefficient and types of shovel pumps..... | 210 |
| 13.10. Reading pumps..... | 211 |
| Chapter XIV. Operational calculation of paddle pumps..... | 213 |
| 14.1. Use of similarity formulas in recalculation of pump characteristics..... | 213 |
| 14.2. Pumping unit | 213 |
| 14.3. Calculation of pipes supplied with a pump..... | 215 |
| 14.4. Suction control..... | 216 |
| 14.5. Connecting pumps in series and in parallel..... | 218 |
| 14.6. Cavitation in paddle pumps. Boundary absorption height..... | 222 |
| 14.7. Cavitation characteristics..... | 224 |
| 14.8. Cavitation stock..... | 225 |
| 14.9. S S. Rudnev's formula and its application..... | 226 |
| Chapter XV. Sliding and flow pumps..... | 228 |
| 15.1. Scheme of rotary pumps, working principle, characteristics, areas of application..... | 228 |
| 15.2. Scheme, principle of operation and areas of application of flow pumps..... | 230 |
| Chapter XVI. General concepts of volumetric pumps. | 239 |
| 16.1. Volumetric pumps and the principle of their operation..... | 239 |
| 16.2. General properties of volumetric pumps and their classification..... | 240 |
| Chapter XVII. Piston and plunger pumps..... | 242 |
| 17.1. Structure and applications of piston and plunger pumps..... | 242 |
| 17.2. Indicator diagram | 243 |
| 17.3. Efficiency of piston pumps | 244 |
| 17.4. Suction schedule and methods of its alignment..... | 246 |
| 17.5. Diaphragm pumps..... | 250 |
| Chapter XVIII. Rotary pumps..... | 253 |
| 18.1. General properties and applications of grouping of rotary pumps..... | 253 |
| 18.2. Structure and properties of rotary pumps..... | 253 |
| 18.3. Determining the working volume and consumption of rotary pumps..... | 260 |
| 18.4. Characteristics of volumetric pumps and pump operation in the network | 264 |
| 18.5. Control of rotary pumps..... | 266 |
| Part 3. | 268 |
| Section I. Hydraulics and volumetric hydraulics..... | 268 |
| Chapter XIX. General Concepts..... | 268 |
| 19.1. Functions and applications of hydrodynamic transmissions..... | 268 |
| 19.2. Working principle grouping..... | 269 |
| 19.3. Working fluids..... | 270 |

| | |
|---|-----|
| Chapter XX. Hydrodynamic couplings | 272 |
| 20.1. Structure and operation of the hydraulic coupling..... | 272 |
| 20.2. Basic parameters and equations..... | 274 |
| 20.3. Characteristics of the hydraulic coupling..... | 280 |
| 20.4. Hydraulic coupling with engine..... | 284 |
| 20.5. Adjusting the hydraulic coupling..... | 285 |
| Chapter XXI. Hydrodynamic transformers | 287 |
| 21.1. Functions, grouping, structure and operation of hydrotransformers..... | 287 |
| 21.2. Basic parameters, equations and their essence..... | 288 |
| 21.3. Energy loss in a hydrotransformer..... | 290 |
| 21.4. External characteristics of various hydrotransformers..... | 290 |
| 21.5. Similarity formulas for hydrotransformers and their application..... | 293 |
| 21.6. Interaction of hydrotransformers with motors..... | 295 |
| 21.7. Complex hydrotransformers..... | 298 |
| Section II. Chapter XXII. Volumetric hydraulics. Basic concepts | 330 |
| 22.1. Tasks, grouping, scope, advantages and disadvantages of hydraulic structures..... | 330 |
| 22.2. Principle of operation of volumetric hydraulics..... | 331 |
| 22.3. Output speed throttle and volume control..... | 332 |
| 22.4. Characteristics of volumetric hydraulics and FIK..... | 334 |
| Chapter XXIII. Hydraulic motors | 338 |
| 23.1. Structure and functions of power hydraulic motors..... | 338 |
| 23.2. Calculation of hydraulic cylinders..... | 339 |
| 23.3. Torsion hydraulic motors..... | 339 |
| 23.4. Rotary hydraulic motors have their return characteristics..... | 340 |
| 23.5. Piston, plate, gear and screw hydraulic motors and their control. Calculation of torque and power on the shaft..... | 340 |
| 23.6. High torque hydraulic motors..... | 342 |

A. ARIFJANOV, Q.RAXIMOV, L.SAMIEV, T.APAKXUJAYEVA, D.ATAKULOV

/GIDRAVLIKA VA GIDRAVLIK MASHINALAR/

(DARSLIK)

Muharrir:

Musahhih:

*Bosishga ruxsat etildi _____ y. Qog'oz o'lchami 60x84
Hajmi ___ bosma taboq ___ nus'ha buyurtma № _____
TIMI bosmaxonasidan chop etildi.
Toshkent-100000. Qori Niyoziy ko'chasi 39 uy.*