

К. Ш. ЛАТИПОВ

ГИДРАВЛИКА.
гидромашиналар,
гидроюритмалар



К. Ш. Латипов

ГИДРАВЛИКА, ГИДРОМАШИНАЛАР ВА ГИДРОЮРИТМАЛАР

Ўзбекистон Республикаси Олий ва махсус
ўрта таълим вазирлиги олий техника
ўқув юртлари учун дарслик сифатида
тавсия этган

Дарслик уч қисмдан: гидравлика, гидромашиналар ва гидроузатмалар қисмидан иборат.

Биринчи қисмда суюқликлар, уларнинг физик хоссалари, гидростатика масалалари ва уларнинг турли сиртлар, деворлар ҳамда сузиб юрувчи жисмларнинг мувозанат шартларини аниқлашда қўлланиши баён қилинган. Оқимчали моделнинг қўлланилиши, ҳаракат турлари ва тартиблари, ишқаланиш ва маҳаллий қаршилиқларни турбулент ҳамда ламинар тартиблар учун ҳисоблаш, суюқликларнинг идиш деворидаги тешик ва найчалардан оқиб кетиши, гидравлик зарбалар ҳақида маълумот берилган.

Иккинчи қисмда ҳажмий ва марказдан қочма насослар, уларда суюқликларнинг ҳаракат қилиш қонунлари, насосларнинг характеристикалари ва улардан фойдаланиш, насосларнинг ишлаш чегаралари ва уларда кавитация ҳамда гидравлик зарбага қарши кураш усуллари баён этилган.

Учинчи қисм ҳажмий ва парракли гидроузатмалар, гидродвигателлар, гидроузатмаларда ишлатиладиган турли гидроаппаратларга ва уларнинг қисмларига бағишланган. Гидромашиналар ва гидроузатмаларни мослаш ва бошқариш ҳақида ҳам маълумотлар берилган.

Дарслик олий техника ўқув юртларининг талабаларига мўлжалланган.

6174

Тақризчилар: *проф. К. В. Мукук, доц. А. Ҳамидов, доц. Р. М. Каримов*

Л 3308010000—127 112 — 91 © „Ўқитувчи“ нашриёти, 1992.
353 (04)—92

ISBN 5—645—01224—0

Сўз боши

Ўзбек тилига давлат тили мақоми берилиши олий техника ва махсус ўрта таълим ўқув юртларининг талабаларини ўзбек тилида ёзилган техника адабиёти билан таъминлашдек долзарб вазифани ўртага қўйди.

Ушбу „Гидравлика, гидромашиналар ва гидроюритмалар“ дарслиги ана шу вазифани бажаришга муаллифнинг қўшган камтарона ҳиссасидир. Бу китобга муаллифнинг Тошкентдаги олий техника ўқув юртларида шу фандан ўқиган лекциялари ҳамда унинг С. Эргашев билан ҳамкорликда ёзган ва 1986 йилда „Ўқитувчи“ нашриётида нашр эттирган „Гидравлика ва гидромашиналар“ ўқув қўлланмаси асос қилиб олинди.

Ўзбек тилида техникага оид, шу жумладан гидравликага оид атамаларни соф ўзбек тилида бериш анча машкул иш бўлганлигидан муаллиф бу борада жиддий қийинчиликларга учради. Шунинг учун дарсликда ишлатилган баъзи атамаларга эътироз билдирилиши, улар бир қарашда ғалати туюлиши мумкин. Лекин, имонимиз комилки, ўзбек тилида нашр этиладиган техника адабиёти кўпая бориши билан бу атамаларга аниқликлар киритилди ва улар адабиётда ҳамда истеъмолда ўз ўрнини топади.

Муаллиф китобдаги расмларни тайёрлашда кўрсатган ёрдами учун доцент П. К. Норкинга миннатдорчилик изҳор қилади.

Дарслик тўғрисидаги барча дўстона фикр-мулоҳазаларни муаллиф мамнуният билан қабул қилади.

Муаллиф

КИРИШ

Суюқликларнинг мувозанат ва ҳаракат қонунларини ўрганувчи ҳамда бу қонунларни техниканинг ҳар хил соҳаларига татбиқ этиш билан шуғулланувчи фан гидравлика деб аталади.

Гидравлика суюқликларда кучларнинг тарқалиши ва унинг ҳаракат давомида ўзгариб бориши қонунларини ҳар хил қурилмалар ва машиналарни ҳисоблаш ҳамда лойиҳалашга татбиқ этиш билан ҳам шуғулланади.

Гидравлика шунингдек, гидротехника, ирригация, сув таъминоти ва канализация, нефть механикаси каби бир қанча фанларнинг асоси ҳисобланади. Инсоният тарихининг дастлабки даврларидаёқ сувдан фойдаланиш ҳаётда маълум ўрин эгаллаган. Археологик текширишлар одамлар жуда қадим замонларданоқ (эрамиздан 4000—2000 йиллар аввал) турли гидротехника иншоотлари қуришни билганликларини кўрсатади. Қадимги Хитойда, Мисрда, Грецияда, Римда, Ўрта Осиёда ва бошқа ибтидоий маданият ўчоқларида кемалар, тўғонлар, водопровод ва суғориш системалари бунёд этилганлиги тўғрисида маълумотлар мавжуд. Бу қурилмаларнинг қолдиқлари ҳанузгача сақланиб қолган. Лекин у даврларда бундай қурилиш ишлари ҳақида ҳеч қандай ҳисоблашлар сақланмаганлиги улар фақат содда амалий билимларга таянган бўлиб, илмий назарий асосга эга эмас деган фикрга олиб келади.

Бизгача етиб келган, гидравликага алоқадор илмий ишлардан биринчиси Архимеднинг „Сузиб юрувчи жисмлар ҳақида“ асаридир. Суюқлик қонунларининг очилиши эрамизнинг XVI—XVII асрларидан бошланди. Буларга Леонардо да Винчининг суюқликларнинг ўзандаги ва трубадаги ҳаракати, жисмларнинг сузиб юриши ва бошқаларга боғлиқ ишлари, С. Стевеннинг идиш тубига ва деворларига таъсир қилувчи босим кучи, Г. Галилейнинг жисмларнинг суюқликдаги ҳаракати ва мувозанати ҳақидаги ишлари, Е. Торичеллининг суюқликларнинг кичик тешикдан оқиб кетиши, Б. Паскалнинг босимнинг суюқлик орқали узатилиши тўғрисидаги, И. Ньютоннинг суюқликлардаги ички қаршиликлар қонуни ва бошқа ишлар киради. Кейинчалик суюқлик-

ларнинг мувозанат ва ҳаракат қонунлари икки йўналиш бўйича тараққий қила бошланди. Булардан бири тажрибаларга асосланган гидравлика бўлса, иккинчиси назарий механиканинг мустақил бўлими сифатида тараққий қила бошлаган назарий гидромеханика эди.

Назарий гидромеханика аниқ математикага асосланган бўлиб, суюқлик қонунларини дифференциал тенгламалар билан ифодалаш ва уларни ечишга асосланади. Бу назарий билимларнинг тараққий қилишига XVII—XVIII асрларда яшаган буюк математик-механик олимлар Л. Эйлер, Д. Бернулли, М. Ломоносов, Лагранжларнинг илмий асарлари асос бўлди. У вақтдаги ишлар соф назарий бўлиб, суюқликларнинг физик хоссаларини идеаллаштириб кўрар ва олинган натижалар ҳаракат тарзларини тўғри ифодалагани билан тажриба натижаларидан жуда узоқ эди. Шунинг учун бу ишлар гидромеханиканинг тараққиётида айтарлик муҳим роль ўйнамас эди ва гидромеханика ўша замон техникаси қўйган талабга жавоб бера олмас эди. XVIII—XIX асрларда Шези, Дарси, Буссинеск, Вейсбах ва бошқа олимларнинг ишлари ҳозирги замонда гидравлика деб аталувчи амалий фаннинг асоси бўлди.

Гидравлика ўз хулосаларини суюқлик ҳаракатининг соддалаштирилган схемаларини қараш асосида чиқаради ва, одатда, назарий тенгламаларга эмпирик коэффициентлар киритиб, уларни тажрибалар ўтказиш йўли билан аниқлайди. Шунингдек, гидравлика оқимнинг кесим бўйича ўртача тезлиги ва босимининг ҳаракат давомида йўлнинг бир нуқтасидан иккинчи нуқтасига ўтганда қандай ўзгариб боришини текшириш билан қаноатланади. Кейинчалик эса гидравлика билан гидромеханика фани ўзаро яқинлашиб, бир-бирини тўлдирувчи фанга айланди. Бу нарса асримиз бошида ижод этган олим Л. Прандтлнинг номи билан боғлиқдир.

Ҳозирги замон гидравликаси назарияни тажриба билан боғлаб, назарий текширишларни тажрибада синаш, тажриба натижаларини эса назарий асосда умумлаштириш йўли билан тараққий қилиб борувчи ва ўз текширишларида гидромеханиканинг усуллари ҳамда ютуқларидан фойдаланиб борувчи фандир.

Гидравликанинг тараққиётида рус олимларининг ҳам муҳим ҳиссаси бор. Гидромеханика фанининг асосчилари Д. Бернулли ва Л. Эйлер Петербург фанлар Академиясининг аъзолари бўлиб, Россияда яшаб, ижод этганлар. Н. П. Петровнинг гидродинамик сирпаниш назарияси, Н. Е. Жуковскийнинг гидромеханикадаги муҳим ишлари ва трубалардаги зарба назарияси, В. Г. Шуховнинг нефть қувурларини ҳисоблаш бўйича ишлари, А. Н. Криловнинг кемалар назарияси, Н. Н. Павловскийнинг суюқликларнинг фильтрацияси назарияси, Л. С. Лейбензоннинг ер ости гидромеханикаси ва бошқа совет олимларининг ишлари дунё фанига қўшилган буюк ҳисса бўлиб ҳисобланади. Н. Е. Жуковский, С. А. Чаплигин ва Н. Е. Кочинлар замонавий аэродинамика ва газ динамикасининг асосчилари бўлиб, бу фанлар ҳозир-

ҳам самолёт ва ракеталар ҳаракатини ўрганишда катта роль ўйнайди. Ҳозирги замон саноати ва техникасида ўзбек олими Х. А. Рахматулин асос солган кўп фазали муҳитлар гидродинамикаси муҳим аҳамиятга эга.

Ҳозирги замон суғориш системасини, химия саноатини, қишлоқ хўжалиги саноатини ва техниканинг бир қанча соҳаларини насослар, компрессорлар, гидроузатмалар ва бошқа гидромашиналарсиз тасаввур қилиб бўлмайди.

Гидромашиналар—механик ҳаракатни суюқликнинг ҳаракатига ёки суюқликнинг ҳаракатини механик ҳаракатга айлантириб берувчи қурилмалардир. Гидромашиналарнинг юритмалар деб атаувчи турларида эса механик ҳаракат аввал суюқликнинг ҳаракатига айлантирилиб, сўнгра яна механик ҳаракатга айлантирилади. Бу қурилмалар ўзига хос махсус қисмлардан ташкил топган бўлиб, бу курсда гидроюритмаларни гидромашиналардан алоҳида кўриб чиқилади.

Инсоният тарихида суюқлик ҳаракатини механик ҳаракатга айлантириб берувчи биринчи қурилма чархпалак бўлиб, унинг Ўрта Осиё, Ҳиндистон, Хитой ва Мисрда бундан 3000 йиллар аввал суғориш ишларида ва тегирмонларда қўлланилганлиги маълум. Биринчи насос—поршенли насос бўлиб, инсон ёки ҳайвон кучи билан ҳаракатга келтирилган. Бу машиналар Россияда қадимдан маълум эди. М. В. Ломоносов ўз асарларида чуқур шахталардан сувни тортиб олишда фойдаланиш мақсадида насосларнинг тузилиши ва конструкцияларини келтирган. У бир қанча қурилмаларни чархпалак ёрдамида ҳаракатга келтириш усуллари устида ишлади ва амалда жорий этди. XVIII аср ўрталарида гидравлик қурилмалардан фойдаланувчи заводлар Уралнинг ўзида 150 дан ортиқ эди. И. И. Ползунов томонидан кашф қилинган (1765 й.) буғ машинаси поршенли насосларни ҳаракатга келтириш учун кенг қўллана бошлади. Л. Эйлер (1707—1783 йй.) ўзининг машҳур парракли гидромашиналар назариясини яратди ва парракли гидромашиналарнинг ишини характерловчи муҳим муносабатларни ҳосил қилди. Бу муносабатлар, 1835 й. А. А. Саблуков марказдан қочма насосни кашф этганидан кейин, гидравлик турбиналар ва марказдан қочма насосларни лойиҳалашда қўлланила бошлади.

В. Г. Шухов нефтни чуқур қудуқлардан чиқариб олиш учун поршенли насосларнинг бир қанча конструкцияларини ишлаб чиқди. Н. Е. Жуковский ва С. А. Чаплигинлар қаноатларнинг суюқликдаги ҳаракати назариясини яратдилар. Бу назария кейинчалик парракларни ва йўналтирувчи қурилмаларни лойиҳалашда асос бўлиб хизмат қилди, турбина ва насослар тузилишидаги муҳим тараққиётларга йўл очиб берди. И. И. Куколевскийнинг динамик ўхшашлик қонунларини марказдан қочма насосларни лойиҳалашда қўллаши насослар қурилиши бўйича лаборатория тажрибаларини илмий асосга қўйди.

Совет Иттифоқида гидромашиналар қурилишининг тараққиётида И. Г. Есьман, Н. М. Шапов ва бошқаларнинг хизматлари жуда катта.

Гидромашиналар каби гидроузатмаларнинг ҳам айрим қисмлари қадим замонлардан қўлланилиб келган, лекин уларнинг ҳозирги замон тушунчасида (яъни бир қанча қурилмалар комплексида) қўлланилиши яқин вақтларда бошланди. 1888 й. Россияда металлургия заводи инженерлари гидроузатмалардан фойдаланганликлари маълум. 1907 й. дан бошлаб денгиз флотида гидроузатмалар (гидротрансформатор ва гидромуфталар) қўлланила бошлади.

Ватанимиз тоғ саноатида гидроюритмалар 1933—1937 йиллардан фойдаланила бошланди. 1950 йилдан бошлаб гидромашиналар ва гидроузатмаларни мамлакатимиз саноатида қўлланилиши жуда тез тараққий қила бошлади.

Ҳозирги кунда бу қурилмалардан пахта териш машиналари, тракторлар, бульдозерлар, турли автомобиллар ва бошқа механизмларда кенг қўлланилмоқда.

Гидравлика ва гидромашиналар тараққиётининг истиқболлари юқорида айтилган миқёсда қуйидагиларни ўз ичига олади. Янада қувватлироқ ва фойдали иш коэффициентини юқорироқ насослар, турбиналар ва гидроузатмалар яратиш ва уларни амалда жорий этиш;

— гидромашиналарни ва гидротехник иншоотларни лойиҳалашда ҳозирги замонавий ҳисоблаш усулларини қўллаш ва ЭҲМлардан кўпроқ фойдаланиш. Машиналарни автоматик бошқариш системалари асосида бошқаришга ўтиш;

— гидроузатмаларда қўлланиладиган иш суюқликларнинг арзонроқ ва сифатлироқ турларини яратиш, иш суюқликларининг тирқишлардан сизиб қетишини камайтириш йўлларини топиш;

— баъзи шароитларда машиналарнинг мойлаш системаларини тақомиллаштириш ва уни асосий қурилмадан ажратиш;

— гидромуфталарда иссиқликдан ҳимоя воситаларини тақомиллаштириш ва янги конструкцияларини яратиш;

— пневмоузатмаларда сиқилган ҳаво тайёрлаб берувчи қисмларни ва пневмосистемалардаги тирқишларни беркитувчи бўлмағларини яхшилаш ва ҳоказо.

1 бо б. СУЮҚЛИКЛАРНИНГ АСОСИЙ ХОССАЛАРИ

1.1. Суюқлик тўғрисида асосий тушунчалар

Жуди кичик миқдордаги кучлар таъсирида ўз шаклини ўзгартирувчи физик жисмлар *суюқликлар* деб аталади. Улар қаттиқ жисмлардан ўз заррачаларининг жуда ҳаракатчанлиги билан ажралиб туради ва оқувчанлик хусусиятига эга бўлади. Шунинг учун улар қайси идишга қуйилса, ўшанинг шаклини олади.

Гидравликада суюқликлар икки гурппага: *томчиланувчи* (капельные) *суюқликларга* ва *газсимон суюқликларга* ажралади. Суюқлик деганда томчиланувчи суюқликни тушунишга одатланилган бўлиб, улар сув, спирт, нефть, симоб, турли мойлар ва табиатда ҳамда техникада учраб турувчи бошқа ҳар хил суюқликлардир.

Томчиланувчи суюқликлар бир қанча хусусиятларга эга:

1) ҳажми босим таъсирида жуда кам ўзгаради ва сиқилишга қаршилиги жуда катта;

2) ҳарорат ўзгариши билан ҳажми оз миқдорда ўзгаради;

3) чўзувчи кучларга деярли қаршилик кўрсатмайди;

4) сиртида молекулалараро ўзаро қовушоқлик кучи юзага келади ва у сирт таранглик кучини вужудга келтиради.

Томчиланувчи суюқликларнинг бошқа хусусиятлари тўғрисида кейинчалик яна тўхталиб ўтамиз.

Газлар томчиланувчи суюқликлардагига нисбатан ҳам тезроқ ҳаракатланувчи заррачалардан ташкил топган бўлиб, улар босим ва температура таъсирида ўз ҳажмини тез ўзгартиради. Уларда чўзувчи кучга қаршилик ва қовушоқлик кучи томчиланувчи суюқликларга нисбатан жуда ҳам кам. Газлар билан газ динамикаси, термодинамика ва аэродинамика фанлари шуғулланади.

Гидравлика курси асосан томчиланувчи суюқликлар билан шуғулланади. Шунинг учун уни бундан буён тўғридан-тўғри суюқлик деб атайверамиз.

Суюқликлар туташ жисмлар қаторига киради ва мувозанат ҳамда ҳаракат ҳолларида доимо қаттиқ жисмлар (суюқлик солинган идиш туби ва деворлари, труба ва каналларнинг деворлари ва бошқалар) билан чегараланган бўлади. Суюқликлар газ-

лар (ҳаво) билан ҳам маълум чегара бўйича ажралиши мумкин. Бу чегара эркин сирт (свободная поверхность) деб аталади.

Суюқликлар силжитувчи кучларга сезиларли даражада қаршилик кўрсатади ва бу қаршилик ички кучлар сифатида намоён бўлади. Уларни аниқлаш суюқликлар ҳаракатини текширишда муҳим аҳамиятга эгадир.

1.2-§. Суюқликларга таъсир қилувчи кучлар

Суюқликларга таъсир қилувчи кучлар қўйилиш усулига қараб ички ва ташқи кучларга ажралади:

ички кучлар — суюқлик заррачаларининг ўзаро таъсири натижасида вужудга келади;

ташқи кучлар — суюқликка бошқа жисмларнинг таъсирини ифодалайди (масалан, суюқлик солинган идиш деворларининг таъсири, очиқ юзага таъсир қилаётган ҳаво босими ва ҳ.).

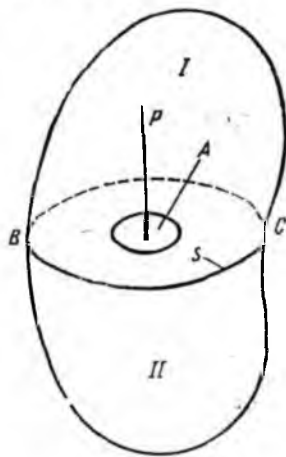
Ички кучлар силжитувчи кучларга қаршилик сифатида намоён бўлади ва *ички ишқаланиш кучи* дейилади. Ташқи кучларни юза бўйича ва ҳажм бўйича таъсир қилувчи кучлар сифатида кўриш мумкин. Шунинг учун суюқликларга таъсир қилувчи кучлар юза бўйича ёки ҳажм бўйича таъсир қилинишига қараб юзаки ва масса кучларга бўлинади.

Юзаки кучлар — қаралаётган суюқлик ҳажмининг сиртларига таъсир қилувчи кучлардир. Уларга босим кучи, сирт таранглик кучи, суюқлик солинган идиш деворининг реакция кучлари, ички ишқаланиш кучи киради. Ички ишқаланиш кучлари суюқлик ҳаракат қилган вақтда юзага келади ва қовушоқлик хусусиятини юзага келтиради (аввалги параграфга қаранг).

Масса кучлар — қаралаётган суюқлик ҳажмининг ҳар бир заррасига таъсир қилади ва унинг массасига пропорционал бўлади. Уларга оғирлик ва инерция кучлари киради.

1.3-§. Суюқликларда босим

Суюқликларга таъсир қилувчи асосий кучлардан бири *гидростатик босимдир*. Уни тушунтириш учун 1.1-расмга мурожаат қиламиз. Бу ерда мувозанат ҳолатидаги суюқликнинг ихтиёрий ҳажми ифодаланган. Бу ҳажм ичида ихтиёрий A нуқта олиб, ундан BC текисликни ўтказамиз. Натижада ҳажм икки қисмга ажралади. BC сиртда A нуқта агрофида бирор юза ажратамиз. Ҳажмининг I қисми орқали унинг II қисмига BC юза бўйича босим кучи берилади.



1.1-расм. Суюқликларда босим тушунчасига доир чизма.

Бу кучнинг S юзага таъсир қилган қисмини P билан белгилай-
миз.

Қаралаётган S юзага таъсир қилувчи P куч *гидростатик бо-
сим кучи* ёки қисқача *гидростатик куч* дейилади. P куч II
қисмга нисбатан ташқи куч, бутун ҳажмга нисбатан эса ички
куч ҳисобланади. P кучнинг S юзага нисбати бу юзанинг бир-
лик миқдорига таъсир қилувчи кучни беради ва у ўртача гид-
ростатик босим деб аталади:

$$p_{yp} = \frac{P}{S}, \quad (1.1)$$

Агар S юзани кичрайтира бориб, нуқтага интилтирсак ($S \rightarrow 0$),
 p_{yp} бирор чегаравий қийматга интилади:

$$p = \lim_{s \rightarrow 0} \frac{P}{S}. \quad (1.2)$$

Бу қиймат A нуқтага таъсир қилаётган босимни беради ва у
гидростатик босим деб аталади. Умумий ҳолда гидростатик бо-
сим p билан ўртача гидростатик босим p_{yp} тенг эмас. Улар бир-
бирдан кичик миқдорга фарқ қилади.

Гидростатик босим H/m^2 билан ўлчанади.

1.4-§. Суюқликларнинг физик хоссалари

1. Солиштирма оғирлик. Суюқликнинг ҳажм бирлигига тенг
миқдорининг оғирлиги унинг *солиштирма оғирлиги* деб атала-
ди ва грекча γ ҳарфи билан белгиланади. Юқорида айтилган
таърифга асосан

$$\gamma = \frac{G}{V}, \quad \curvearrowright \quad \curvearrowright \quad (1.3)$$

бу ерда V — суюқлик ҳажми (бирлиги m^3), G — оғирлиги (бир-
лиги H). Солиштирма оғирликнинг ўлчов бирлиги СИ системаси-
да

$$[\gamma] = \frac{[G]}{[V]} = \frac{H}{m^3},$$

техник системада эса $\frac{кГ}{м^3}$ бўлиб, улар ўзаро қуйидагича боғлан-
ган:

$$1 \cdot \frac{кГ}{м^3} = 9,80665 \frac{H}{м^3}.$$

Солиштирма оғирлик ҳажми аввалдан маълум бўлган турли идиш-
лардаги суюқликларнинг оғирлигини ўлчаш усули билан ёки
ареометрлар ёрдами билан аниқланади.

Солиштирма оғирлик босимга ва температурага боғлиқ бў-
либ, улар ўртасидаги муносабат идеал газлар учун қуйидаги

формула билан ифодаланади:

$$\frac{p}{\gamma} = RT, \quad (1.4)$$

бу ерда p — босим ($\frac{H}{м^2}$), T — абсолют температура, R — газ доимийси

$$\left(R_{\text{хаво}} = 287 \frac{\text{Ж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}, R_{\text{метан}} = 518 \frac{\text{Ж}}{\text{кг} \cdot \text{град}} \right).$$

Суюқлик солиштирма оғирлигининг 4°C даги сувнинг солиштирма оғирлигига нисбати унинг нисбий солиштирма оғирлиги бўлади.

2. Солиштирма ҳажм. Суюқликнинг оғирлик бирлигидаги миқдорининг ҳажми *солиштирма ҳажм* дейлади ва ҳажмни оғирликка бўлиш йўли билан аниқланади:

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

(1.1) ва (1.3) формулалардан кўришиб турибдики:

$$\gamma \cdot v = 1 \text{ ёки } v = \frac{1}{\gamma}.$$

Солиштирма ҳажмнинг ўлчов бирлиги СИ системасида:

$$[v] = \frac{[V]}{[G]} = \frac{\text{м}^3}{\text{Н}}.$$

Солиштирма ҳажм ҳам солиштирма оғирлик каби босим ва температурага боғлиқ бўлиб, у (1.4) нинг бошқа кўриниши

$$pv = RT \quad (1.6)$$

орқали ифодаланади.

3. Зичлик. Суюқликнинг ҳажм бирлигига тўғри келган тинч ҳолатдаги массаси унинг *зичлиги* деб аталади. Бу таърифга асосан

$$\rho = \frac{M}{V}, \quad (1.7)$$

бунда M — суюқликнинг массаси (бирлиги $\frac{\text{Н} \cdot \text{с}^2}{\text{м}}$).

Зичликнинг ўлчов бирлиги қуйидагича аниқланади:

$$[\rho] = \frac{M}{L^3} = \frac{\text{Н} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^4}.$$

Баъзан нисбий зичлик тушунчаси киритилади. Суюқлик зичлигининг сувнинг 4°C иссиқликдаги зичлигига нисбати унинг нисбий зичлиги бўлади. (1.7) ва (1.3) лардан кўришиб турибдики, зичлик билан солиштирма оғирлик ўзаро қуйидагича боғланган:

$$\rho = \frac{\gamma}{g}, \quad (1.8)$$

у ҳолда нисбий зичлик ва нисбий солиштирма оғирликлар ўзаро қуйидагича боғланади:

$$\rho_{\text{нисб}} = \frac{M_{\text{суюқ}}}{M_{\text{сув}}} = \frac{G_{\text{суюқ}}}{G_{\text{сув}}} = \tau_{\text{нисб}} \quad (1.9)$$

Зичлик температурага боғлиқ бўлиб, одатда, температура ортиши билан камаяди. Бу ўзгариш нефть маҳсулотлари учун қуйидаги муносабат орқали ифодаланади:

$$\rho_t = \frac{\rho_{20}}{1 + \beta_t(t - 20)}, \quad (1.10)$$

бунда t — температура (бирлиги $^{\circ}\text{C}$), β_t — ҳажмий кенгайиш температура коэффиценти; ρ_{20} — суюқликнинг 20°C даги зичлиги.

Сувнинг зичлиги бу қонундан мустасно бўлиб, унинг зичлиги энг катта қийматга 4°C (аниқроғи $3,98^{\circ}\text{C}$) да эга бўлади. Унинг иссиқлиги бундан ошса ҳам, камайса ҳам зичлиги камайиб боради.

4. Суюқликларнинг иссиқликдан кенгайиши Юқорида айтиб ўтилганидек, зичлик иссиқлик ўзгариши билан ўзгариб боради. Бу эса ўз-ўзидан иссиқлик ўзгариши билан ҳажмнинг ўзгаришини кўрсатади. Суюқликларнинг бу хусусиятини гидравлик машиналарни ҳисоблаш ва турли масалаларни ҳал қилиш вақтида назарга олиш зарур бўлади.

Суюқликнинг иссиқликдан кенгайишини қолбага солинган суюқликнинг қиздирилганда ҳажми кўпайиши, суюқлик тўлдирилиб герметик ёпиб қуйилган бочка ва цистерналарнинг қуёш нурида қолганда ёрилиб кетиши, тўлдирилган идишдаги суюқликнинг сиртидан оқиб тушиши каби ҳодисаларда жуда кўп учратиш мумкин.

Суюқликларнинг бу хусусиятидан фойдаланиб суюқлик термометрлари ва бошқа турли сезгир ўлчов асбоблари яратилади. Суюқликларнинг иситилганда кенгайишини ифодалаш учун ҳажмий кенгайиш температура коэффиценти деган тушунча киритилиб, у β_t билан белгиланган.

1-жадвал. Сувнинг ҳажмий кенгайиш температура коэффиценти β_t , 1/град

Босим, МН/м ²	$t^{\circ}\text{C}$				
	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	
49,0	0,000149	0,000236	0,000429	0,000523	0,000561
88,3	0,000229	0,000294	0,000437	0,000514	0,000621

Бирлик ҳажмдаги суюқликнинг температураси 1°C га оширилганда кенгайган миқдори унинг *ҳажмий кенгайиш темпе-*

ратура коэффициенти дейилади ва қуйидаги формула билан ифодаланади:

$$\beta_t = \frac{1}{V} \frac{\Delta V}{\Delta t}, \quad (1.11)$$

бунда $\Delta V = V - V_c$ — қиздирилгандан кейинги ва бошланғич ҳажмлар фарқи; $\Delta t = t - t_0$ — температуралар фарқи;

$$[\beta_t] = \frac{1}{\text{град}};$$

β_t жуда кичик миқдор бўлиб, у сув учун $t = 20^\circ\text{C}$ да $\beta_t = 2 \cdot 10^{-4} \frac{1}{\text{град}}$, минерал мойлар учун $\beta_t = 7 \cdot 10^{-4} \cdot 1/\text{град}$; симоб учун $\beta_t = 18 \cdot 10^{-6} \cdot 1/\text{град}$.

5. Суюқликларнинг сиқилиши. Гидравлик ҳисоблаш ишларида суюқликларни сиқилмайди деб ҳисоблаш керак, деб айтиб ўтган эдик (бу ерда томчиланувчи суюқлик назарда тутилади).

Лекин техникада ва табиатда баъзи ҳолларда босим жуда катта бўлади. Бунда агар суюқликнинг умумий ҳажми ҳам катта бўлса, ҳажм ўзгариши сезиларли миқдорда бўлади ва уни ҳисобга олиш керак.

Суюқликларнинг сиқилишини ҳисобга олиш учун *ҳажмий сиқилиш коэффициенти* деган тушунча киритилади ва у β_p билан белгиланади (баъзида β_v билан ҳам белгиланади). Бирлик ҳажмдаги суюқликнинг босимини бир бирликка оширганда камайган миқдори ҳажмий сиқилиш коэффициенти дейилади ва у қуйидаги формула билан ҳисобланади:

$$\beta_p = -\frac{1}{V} \frac{\Delta V}{\Delta p} \quad (1.12)$$

бунда $\Delta p = p - p_0$ — ўзгарган ва бошланғич босимлар фарқи; β_p ҳам β_t каби жуда кичик миқдор бўлиб, сув учун $t = 20^\circ\text{C}$ да $\beta_p = 4,9 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{МН}$ (МН — меганьютон = $10^6 \cdot \text{Н} \approx 10 \text{ ат}$), минерал мойлар учун $\beta_p = 6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{МН}$; шунинг учун ҳам куп ҳолларда сиқилишни ҳисобга олинмайди.

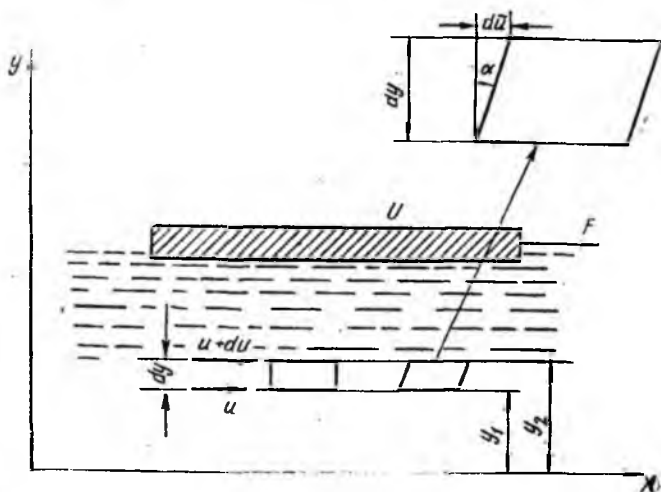
2-жадвал. Сувнинг ҳажмий сиқилиш коэффициенти $\beta_p \cdot 10^4 \text{ м}^2/\text{Н}$

$t, ^\circ\text{C}$	Босим, Мнм ²				
	0,5	1,0	2,0	3,9	7,94
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

1.5-§. Суюқликлардаги ишқаланиш учун Ньютон қонуни. Қовушоқлик

Қовушоқлик ҳодисаси суюқликларнинг ҳаракати вақтида юзага келади ва ҳаракатланаётган заррача ҳаракатига қаршилиқ сифатида намоён бўлади. Бу қаршилиқни енгиш учун маълум миқдорда куч сарфлаш керак бўлиб, қовушоқлик қанча кучли бўлса, сарфлаш керак бўлган куч ҳам шунча кўп бўлади. Қовушоқлик даражасини қовушоқлик коэффиценти деб аталувчи катталик билан ифодаланади ва у икки хил коэффицент орқали аниқланади ҳамда аниқланиш усулига қараб динамик ва кинематик қовушоқлик коэффицентларига бўлинади.

Динамик қовушоқлик коэффиценти. Суюқликни катта юзага эга бўлган идишга солиб, унинг юзига бирор пластинка қўйсақ ва бу пластинкани маълум бир куч билан торта бошласак, суюқлик заррачалари пластинка сиртига ёпишиши натижасида ҳаракатга келади (1, 2-расм). Агар пластинканинг қўйилган F куч таъсирида олган тезлиги U бўлса, у билан ёнма-ён турган заррачалар ҳам U тезликка эга бўлади. Идишнинг пастки девори ҳаракатга келмагани сабабли унинг сиртидаги заррачалар ҳаракат қилмайди. Шундай қилиб, суюқликнинг қалинлиги бўйича хаёлан бир қанча юпқа қатламлар бор деб фараз қилсак, ҳар бир қатламда заррачалар тезлиги ҳар хил бўлиб, у пластинкадан пастки деворга томон камайиб боради. Ҳаракат ихтиёрий қатламга, унинг устида жойлашган бошқа қатлам заррачалари орқали берилади. Бу ҳаракат суюқлик қатламларининг деформацияланишига олиб келади. Агар суюқлик ичида пастки сирти идишнинг ҳаракатсиз деворидан u_1 масофада, устки сирти эса u_2 масофада бўлган қатламни кўз олдимизга келтирсак, юқорида



1.2-расм. Қовушоқлик тушунчасига доир чизма.



Сирт таранглик кучи аниқ ўлчов асбобларининг капилляр найчаларини, фильтрацияни ҳисоблаш масалаларида ва бошқа гидравлик ҳисоблашларда керак бўлади. Кўпчилик гидравлик масалаларда эса унинг қиймати жуда кичик бўлгани учун ҳисобга олинмайди.

1.7-§. Сууюқлик тўйинган буғининг босими

Сууюқликнинг берилган температурада эркин буғланиши ва унинг буғлари ёпиқ идишдаги бушлиқни тўйиниш ҳолатигача тўлдириш учун керак бўлган босим сууюқлик тўйинган буғининг босими деб аталади.

Шунга асосан сууюқлик тўйинган буғининг босими буғнинг ёпиқ идиш ичида сууюқлик билан мувозанатлашган ҳолатига тегишли барқарорлашган босимдир. Бу босим сууюқликлардан юқори температурада фойдаланиш мумкинлигини ва уларнинг турли гидравлик қурилмалар, гидросистемалардаги кавитация хоссасини аниқлаш учун фойдаланилади. Сууюқликларнинг буғланиши сирт бўйича ҳам, унинг бутун ҳажми бўйича буғ пуфакчалари ҳосил бўлиши (қайнаши) йўли билан ҳам юз бериши мумкин. Бунда иккинчи ҳол, хоҳлаган температурада юз берадиган сирт бўйича буғланишдан фарқли равишда, фақат маълум температурада, яъни тўйинган буғ босими сууюқлик сиртидаги босимга тенг бўладиган температурада юз беради. Босим ортиши билан қайнаш температураси ортади, камайиши билан эса камаяди.

Бир жинсли сууюқликларда тўйинган буғ босими ҳар бир температура учун бир хил миқдорга эга бўлади, сууюқлик ва буғнинг миқдорий нисбатига боғлиқ бўлмайди.

Сууюқлик аралашмаларида эса сууюқлик таркибидаги турли молекулаларнинг ўзаро таъсири буғланишни қийинлаштиради. Бу ҳолда аралашма буғларида энгил буғланувчи сууюқлик буғларининг нисбати, унинг айрим ҳолатидаги буғларига қараганда кўпроқ бўлади. Бу ҳолда умумий буғ босими парциал буғ босимлар йиғиндисига тенг.

Шундай қилиб, аралашмалар буғланганда сууюқ фазада энгил компонент камайиб боради, яъни энгил компонент сууюқ фазадагига нисбатан буғ фазада кўпроқ нисбатда бўлади.

1.8-§. Газларнинг сууюқликда эриши. Кавитация ҳодисаси ҳақида тушунча

Табиатда ва техникада сууюқлик унда ҳавонинг таркибидаги газлар оз миқдорда эриган ҳолда учрайди. Босим ортиши ёки температура камайиши билан эриган газлар миқдори ортади ва, аксинча, босим камайганда ёки температура ортганда уларнинг миқдори камаяди. Шунинг учун босим камайиши ёки температура ортиши билан сууюқликдаги эриган газларнинг бир қисми ажралиб чиқиб, пуфакчалар ҳосил қилади, яъни юқорида айтилганга кўра босим камайганда сув ҳам буғланади. лекин энгил компонент сифатида эриган газлар тезроқ ажралиб чиқиб, пу-

факчалар ҳосил қилади. Бошқача айтганда — бу ҳолат суюқликдаги босимнинг ундаги газнинг тўйинган буғлари босимига тенг бўлганида вужудга келади. Газ пуфакчалари пайдо бўлиши билан суюқликнинг туташлиги бузилади ва туташ муҳитларга талалуқли қонунлар ўз кучини йўқотади. Бу ҳодиса *кавитация* дейилади. Пуфакчалар суюқлик ичида паст температурали ёки юқори босимли соҳалар томонга қараб ҳаракат қилади. Агар у етарли даражадаги босимга эга бўлган соҳага келиб қолса, яна эриб кетади (агар буғ бўлса, конденсацияланади). Эриган газ ўрнида пайдо бўлган бўшлиққа суюқлик заррачалари интилади ва бўшлиқ кескин ёпилади. Бу эса ҳозиргига бўшлиқ бўлган ерда гидравлик зарбани вужудга келтиради ва натижада бу ерда босим кескин ортиб, температура кескин камаяди.

Бундай гидравлик зарба ва уни вужудга келтирган кавитация ҳодисаси труба деворлари ва машиналарнинг суюқлик ҳаракат қилувчи қисмларининг бузилишига олиб келади (кавитацияга қарши кураш усуллари тўғрисида кейинчалик тўхталамиз).

1.9-§. Идеал суюқлик модели

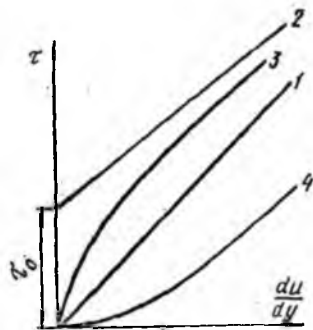
Суюқликларнинг ҳаракати текширилганда, одатда, ҳамма кучладни ҳисобга олиб бўлмагани учун, уларнинг суюқлик мувозанати ёки ҳаракати ҳолатига таъсири катта бўлганларини сақлаб қолиб, таъсири кичикларини ташлаб юборамиз. Шу усул билан суюқликлар учун идеал ва реал суюқликлар модели тузилади. Ҳозирги вақтда суюқлик ҳаракатини ифодаловчи умумий тенгламалар жуда мураккаб бўлиб, уни ечишни осонлаштириш учун юқорида айтилгандек соддалаштиришлар киритилади. Бундай соддалаштиришлар эса суюқликларнинг физик хоссаларига чегара қўяди ва бу суюқликлар идеал суюқликлар дейилади. Идеал суюқликлар абсолют сиқилмайдиган, иссиқликдан ҳажми ўзгармайдиган, чўзувчи ва силжитувчи кучларга қаршилиқ кўрсатмайдиган абстракт тушунчадаги суюқликлардир.

Реал суюқликларда эса юқорида айтилган хоссалаар мавжуд бўлиб, одатда сиқилиши, иссиқликдан кенгайиши ва ҳажм ўзгариши жуда кичик миқдорга эга. Шунинг учун бу соддалаштиришлар ҳисоблашда унчалик кўп хато бермайди. Идеал суюқликларнинг реал суюқликлардан катта фарқ қилишига олиб келадиган асосий сабаб, бу—силжитувчи кучга қаршилиқ кўрсатиш хоссаси, яъни ички ишқаланиш кучи бўлиб, унинг бу хусусиятини қовушоқлик деган тушунча орқали ифодаланилади. Шунга асосан идеал суюқликларни ноқовушоқ (невязкий), реал суюқликларни эса қовушоқ суюқлик дейилади.

1.10-§. Ньютон қонунига бўйсунмайдиган суюқликлар

Юқорида айтилганидек, суюқликларга таъсир қилувчи қовушоқлик зўриқиш кучи тезлик градиентига боғлиқ бўлиб, Ньютон қонуни (1.14) бўйича бу боғланиш чизиқли бўлади. Шунинг

учун агар абсцисса ўқиға $\frac{du}{dy}$ ни, ордината ўқиға τ ни қўйиб график чизсак, у ҳолда бу графикни ифодаловчи 1.4-расмдаги 1—чизиқ (1.14) формулани ифодалайди. Бу график билан ифодаланувчи, яъни Ньютон қонунига бўйсунувчи суюқликлар Ньютон суюқликлари дейилади.



1.4-расм. Ньютон суюқликларига доир чизма.

Ҳозир суюқликларнинг хоссаларини чуқурроқ ўрганиш ва техникада ишлатиладиган суюқликлар турининг кўпайиши натижасида Ньютон қонунига бўйсунмайдиган кўпгина суюқликлар мавжуд эканлиги аниқланди. Бундай суюқликларда қовуш оқлик зўриқиш кучи τ умумий ҳолда тезлик градиенти $\frac{du}{dy}$ нинг функцияси сифатида қаралади:

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

Улар Ньютон қонунига бўйсунмайдиган суюқликлар деб аталади. Бу суюқликлар қуйидаги группаларга ажратилади.

1. Бингам суюқликлари (пластик ёпишқоқ суюқликлар). Бу суюқликлар кичик зўриқишларда озгина деформацияланиб, зўриқиш йўқолса, яна аввалги ҳолига қайтади. Зўриқиш кучи τ бирор τ_0 қийматдан ошса, ҳаракат бошланади. Бингам суюқликлари худди ньютон суюқликлари каби ҳаракатланади. Бу суюқликлар учун Ньютон қонунини ўрнида қуйидаги қонун қўлланилади.

$$\tau = \tau_p + \eta \frac{du}{dy} \quad (1.24)$$

бу ерда η — структура ёпишқоқлиги деб аталади.

(1.24) формула билан ифодаланувчи қонун 1.4-расмдаги 2-чизиққа эга бўлади. Қуюқ суспензиялар, пасталар, шлам ва бошқалар пластик ёпишқоқ суюқликларга киради.

2. Сохта пластик суюқликлар. Булар ньютон суюқликлари каби зўриқишнинг энг кичик қийматларида ҳам ҳаракатга келади. Лекин у тезлик градиенти ортиши билан камайиб бориб, секин-аста ўзгармас қийматга интилади (1.4-расмда, 3-чизиқ). Унинг графиги логарифмик масштабда тўғри чизиққа яқин бўлганлиги учун кўрсаткичли функция кўринишида ифодаланади:

$$\tau = k \left(\frac{du}{dy}\right)^m, \quad (1.25)$$

бу ерда k , m — тажрибадан аниқланувчи ўзгармас миқдорлардир (ўзгармас m , одатда, 0 билан 1 орасидаги қийматларни қа-

бул қилади). Бу суюқликларга силжитувчи зўриқишнинг тезлик градиентига нисбати μ_k ўхшаш ёпишқоқлик деб аталади.

3. **Дилатант суюқликлар** сохта пластик суюқликларга ўхшаш бўлиб, улардан тезлик градиенти ортганида μ_k ўсиб бориши билан фарқланади (1.4-расм, 4-чизиқ), силжитувчи зўриқиш (1.25) формула билан ифодаланади. Дилатант суюқликларнинг сохта пластик суюқликлардан фарқи шундаки, уларда m доимо 1 дан катта бўлади. Дилатант суюқликлар бингам ва сохта пластик суюқликларга нисбатан кам учрайди.

Бундан ташқари, τ ва $\frac{du}{dy}$ ўртасидаги боғланиш вақтга боғлиқ бўлган суюқликлар ҳам табиатда учраб туради. Уларнинг ёпишқоқлик коэффиценти зўриқишнинг қанча вақт таъсир қилганига қараб ўзгариб боради. Бундай суюқликларга кўпгина бўёқлар, сут маҳсулотларининг кўп турлари, турли смолалар мисол бўлади. Улар тиксотроп суюқликлар, реопектант суюқликлар ва максвелл суюқликлари деб аталувчи группаларга бўлинади. Бу суюқликларнинг яна бир хусусиятлари шундан иборатки, уларнинг баъзи турлари (максвелл суюқликлари) қўйилган зўриқиш кучи олиниши билан аввалги ҳолатига қисман қайтади (яъни ҳозирги замон фанининг тили билан айтганда хотирлаш хусусиятига эга бўлади).

II б о б. ГИДРОСТАТИКА

Гидравликанинг суюқликлар мувозанат қонуларини ўрганувчи бўлими гидростатика деб юритилади. Бу қонуларни текшириш суюқликлар орқали кучларни узатиш билан боғлиқ масалаларни ҳал қилишда муҳим аҳамиятга эга. Бундан ташқари, гидростатика суюқликларга тўлиқ ёки қисман ботирилган қаттиқ жисмларнинг мувозанат қонуларини ҳам ўрганади.

Одатда, суюқликлар мувозанат ҳолатда бўлганда унинг айрим бўлақларининг бошқа бўлақларига бўлган таъсири, суюқлик сақланаётган идиш деворларига ва унга ботирилган жисмга таъсири босим орқали ифодаланади.

1.11-§. Тинч турган суюқликдаги босимнинг хоссалари

Зрета
Тинч турган суюқликдаги босим (яъни гидростатик босим) иккита асосий хоссага эга:

1-хосса — гидростатик босим у таъсир қилаётган юзага нормал бўйича йўналган бўлади. Бу хоссанинг тўғрилигини исботлаш учун гидростатик босим p ўзи таъсир қилаётган юзага нормал бўйича йўналмаган деб фараз қиламиз. Бу ҳолда p нормал ва уринма йўналишларда проекцияларга эга бўлади.

Уринма йўналишидаги проекция I ва II қисмларининг бир-бирига нисбатан силжишига олиб келади (1.5-расм). Суюқлик мувозанатда бўлгани учун бу ҳол юз бериши мумкин эмас. Бундан

p нормал бўйича йўналмаган деган фикр нотўғри эканлиги келиб чиқади.

2-хосса — гидростатик босим у таъсир қилаётган нуқтада ҳамма йўналишлар бўйича бир хил қийматга эга. Бу хоссани исботлаш учун суюқлик ичида томонлари dx , dy , dz га тенг бўлган тетраэдр ажратиб оламиз. Тетраэдрнинг қия юзасига P куч таъсир қилсин.

У ҳолда yOz текисликдаги юза бўйича P_x , xOz текисликдаги юза бўйича P_y , xOy текисликдаги юза бўйича эса P_z кучлар таъсир қилади. Қия юзанинг сирти dS га тенг деб ҳисоблаймиз. Агар гидростатик босим Ox ўқи билан α , Oy ўқи билан β , Oz ўқи билан γ бурчак ташкил қилса, у ҳолда dS юзага таъсир қилаётган куч (pdS) нинг ўқлардаги проекциялари $pdS \cos \alpha$, $pdS \cos \beta$, $pdS \cos \gamma$ ларга тенг. Оғирлик кучи эса

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

Суюқлик мувозанатда бўлгани учун кучларнинг ўқлардаги проекцияларининг йиғиндиси нолга тенг, яъни Ox ўқи бўйича

$$\frac{1}{2} p_x dy dz - pdS \cos \alpha = 0,$$

Oy ўқи бўйича

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

Oz ўқи бўйича

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

dS юзанинг проекциялари қуйидагиларга тенг:

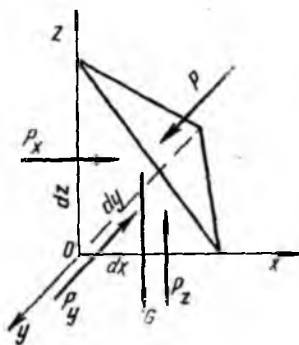
$$S \cos \alpha = \frac{1}{2} dy dz, \quad S \cos \beta = \frac{1}{2} dx dz, \quad S \cos \gamma = \frac{1}{2} dx dy.$$

Юқоридаги тенгламалар қисқартирилгандан кейин қуйидагича ёзилади:

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

Тетраэдрнинг томонлари чексиз кичик қийматга интилганда у нуқтага яқинлашади. Бу ҳолда унинг ҳажми нолга интилади. Шунинг учун юқорида келтирилган тенгламалардан қуйидаги натижа келиб чиқади:

$$p_x = p; \quad p_y = p; \quad p_z = p, \quad \text{яъни } p_x = p_y = p_z = p. \quad (2.1)$$



1.5- расм. Босимларнинг хоссаларига доир чизма.

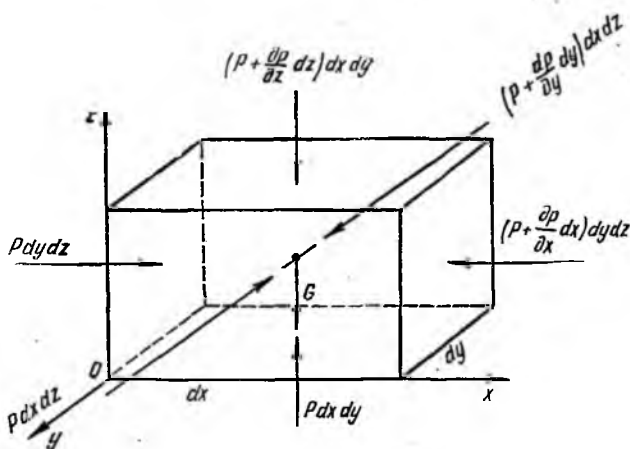
Шундай қилиб, барча йўналишларда таъсир қилувчи босим кучлари тенг эканлиги исботланди. Бу эса иккинчи хоссанинг тўғрилигини кўрсатади.

1.12-§. Суюқликлар мувозанатининг Эйлер дифференциал тенгламаси

Мувозанат ҳолатидаги суюқликларга босим ва оғирлик кучлари таъсир қилади. Босим суюқлик эгаллаган ҳажмнинг ҳар хил нуқтасида ҳар хил қийматга эга. Шунинг учун босимни координата ўқлари x, y, z ларнинг функцияси деб қараш керак. Кўрилатган суюқликда томонлари dx, dy, dz га тенг бўлган параллелопипедга тенг элементар ҳажм ажратиб оламиз (1.6-расм). Энди суюқликка таъсир қилувчи кучларнинг мувозанат ҳолатини текшираемиз. Оғирлик кучининг проекциялари $\rho X dV; \rho Y dV; \rho Z dV$ бўлсин; яъни $G(\rho X dV, \rho Y dV, \rho Z dV)$. Элементар ҳажмнинг yOz текисликда ётган сиртига Ox ўқи йўналишида p га тенг, унга параллел бўлган сиртига эса $p + \frac{\partial p}{\partial x}$ га тенг босимлар таъсир қилади (1.6-расм). Бу сиртларга таъсир қилувчи босим кучлари эса тегишлича $p dy dz$ ва $(p + \frac{\partial p}{\partial x}) dy dz$ ларга тенг. Олинган элементар ҳажм Ox ўқи бўйича мувозанатда бўлиши учун бу ўқ бўйича йўналган кучлар йиғиндиси нолга тенг бўлиши керак:

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

Шунингдек, Oy ўқи бўйича, yOz текисликда ётувчи сиртга $p dx dz$,



1.6-расм Суюқликлар мувозанатининг Эйлер тенгламасига доир чизма.

унга параллел бўлган сиртга эса, $(p + \frac{\partial p}{\partial y} dy) dx dz$ кучлар таъсир қилади.

Шунинг учун элементар ҳажмнинг Oy ўқи бўйича мувозанат шарти қуйидагича бўлади:

$$p dx dz - (p + \frac{\partial p}{\partial y} dy) dx dz - \rho Y dx dy dz = 0.$$

Шунингдек, Oz ўқи бўйича

$$p dx dy \text{ ва } (p + \frac{\partial p}{\partial z} dz) dx dy$$

кучлар таъсир қилади ҳамда уларнинг мувозанат шарти қуйидагича бўлади:

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

Ўхшаш миқдорларни қисқартириш ва қолган ҳадларни dx , dy , dz га бўлишдан кейин қуйидаги тенгламалар системасини оламиз:

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

Бу тенгламалар системасидан кўриниб турибдики, гидростатик босимнинг бирор координата ўқидаги ўзгариши зичликнинг бирлик оғирлик кучининг шу ўқ йўналишидаги проекциясига кўпайтмасига тенг экан, яъни мувозанатдаги суюқликларда босимнинг ўзгариши масса кучларга боғлиқ. (2.2) тенгламалар системаси суюқликлар мувозанат ҳолагининг умумий дифференциал тенгламасидир. Бу тенгламани 1755 й. Л. Эйлер чиқарган.

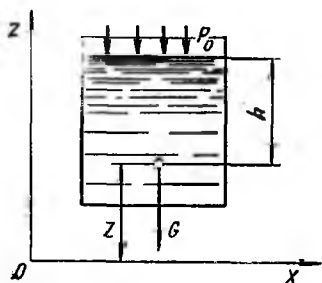
1.13-§. Босими тенг сиртлар. Эркин сирт

Эйлер тенгламаларини интеграллаш учун уни қулай шаклга келтиришда (2.2) нинг ҳар бир тенгламасини dx , dy , dz ларга ўзаро кўпайтирамиз ва уларни ҳадма-ҳад қўшиб чиқамиз:

$$\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz = \rho(X dx + Y dy + Z dz).$$

Бу тенгламанинг чап томони босимнинг тўлиқ дифференциалини беради, шунинг учун

$$dp = \rho(X dx + Y dy + Z dz). \quad (2.3)$$



1.7-расм. Идишда тинч турган суюқликларда эркин сиртга доир чизма.

Ҳосил бўлган тенглама босимнинг суюқлик турига ва фазонинг нуқталари координаталарига боғлиқлигини кўрсатади ҳамда босимнинг ихтиёрий нуқтадаги миқдорини топишга ёрдам беради. Бу тенглама томчиланувчи суюқликлар учун ҳам, газлар учун ҳам ўринли бўлиб, газлар учун қўлланганда газ ҳолати тенгламалари билан биргаликда ишлатилади. (2.3) дан ҳамма нуқталарида бир хил босимга эга бўлган ($p = \text{const}$) сиртларни топиш мумкин. Бундай текисликлар босими тенг сиртлар деб аталади. $p = \text{const}$ бўлганда $dp = 0$ бўлади, ρ

эса нолга тенг бўлиши мумкин эмас. Шунинг учун босими тенг сиртлар тенгламаси қуйидагича ёзилади:

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

Босими тенг сиртлар хусусий ҳолда суюқликнинг эркин сирти бўлиши мумкин. Суюқликнинг девор билан чегараланмаган сирти эркин сирт дейилади. Масалан, идишда газ ва суюқлик бирга сақланган бўлса, у ҳолда суюқликнинг юқори сирти жисм деворига тегмай газ билан чегараланган бўлади. Хусусий ҳолда очиқ идишдаги суюқликнинг юқори сирти ҳаво билан чегараланган бўлиб, эркин сиртни ташкил қилади (1.7-расм). Босими тенг сиртлар ва эркин сиртлар учун мисоллар сифатида оғирлик кучи таъсиридаги идишда тинч турган, текис тезланувчан ҳаракат қилаётган ва айланма ҳаракат қилаётган идишлардаги суюқликларни текшираимиз.

1.14-§. Эйлер тенгламасининг интеграллари

Биз юқорида Эйлер тенгламасини (2.3) ва (2.4) кўринишга келтирдик. Бу кўринишда уни интеграллаш ва босими тенг сиртларни топиш осон бўлади. Қуйида Эйлер тенгламасининг интеграллари сифатида учта масалани келтираимиз.

а) Идишда тинч турган суюқлик (1.7-расм).

Идишда тинч турган суюқликка фақат оғирлик кучи таъсир қилади. Бу ҳолда бирлик масса кучларининг проекциялари:

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

бўлади. Бу қийматларни (2.4) га қўйсақ, $gdz = 0$ га эга бўламиз. Уни интегралласак, $gz = \text{const}$ бўлади. Бу эса горизонтал текисликнинг тенгламасидир. Шундай қилиб, тинч турган суюқликлар учун ҳар қандай горизонтал текислик босими тенг сиртдан иборат. Унинг ҳаво билан чегараланган сирти ҳам горизонтал бўлиб, у эркин сирт бўлади. Эркин сиртда босим p_0 эканлигини ҳисобга олсак, (2.3) тенгламадан қуйидаги муносабат келиб

чиқади:

$$p = \gamma h + p_0.$$

Бу тенглама тугрисида кейинчалик алоҳида тухталиб ўтамиз.

б) Текис тезланувчан ҳаракат қилаётган идишдаги суюқлик

Суюқлик a тезланиш билан ҳаракат қилаётган идишда мувозанат ҳолатида бўлсин (1.8-расм). Бу ҳолда суюқлик зарралари тезланиш a ва оғирлик таъсирида бўлади, улар учун бирлик масса кучлар эса қуйидагича бўлади:

$$X = -a, \quad Y = 0, \quad Z = -g.$$

Бу қийматларни (2.4) га қўйсақ, $-a dx - g dz = 0$ тенгламани оламиз. Уни интеграллаб қуйидаги тенгламага эга бўламиз:

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

Бу эса қия текислик тенгламасидир. Шундай қилиб, кўрилаган ҳолда босими тенг сиртлар Ox ва Oz ўқларига бурчак остида йўналган, Oy ўқига эса параллел бўлган сиртлардир. Бу сиртларнинг горизонтал текислик билан ташкил қилган бурчаги қуйидагича аниқланади:

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

Эркин сиртда босим p_0 эканлигини ҳисобга олсак, (2.3) тенгламадан қуйидаги муносабат келиб чиқади:

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

в) Айланаётган идишдаги суюқлик

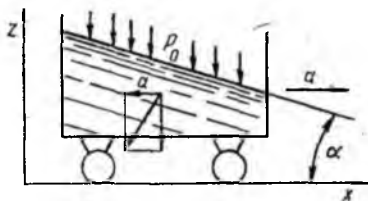
Суюқлик вертикал ўқ атрофида ω бурчак тезлик билан айланаётган идиш ичида мувозанат ҳолатида бўлсин (1.9-расм). Бу ҳолда суюқлик зарралари марказдан қочма куч ва оғирлик кучлари таъсирида бўлади. Марказдан қочма куч қуйидагича тенг:

$$F_{ц} = \frac{m u^2}{r} = m \omega^2 r.$$

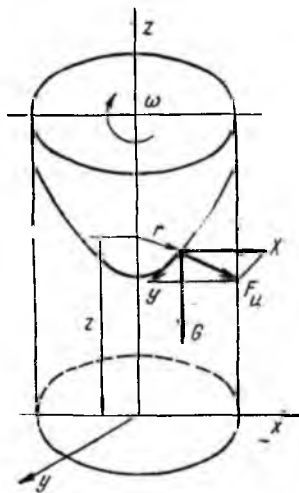
Унинг проекциялари эса қуйидагича топилади:

$$F_{цx} = m \omega^2 x, \quad F_{цy} = m \omega^2 y.$$

Шунинг учун бирлик масса кучлар қуйи-



1.8-расм. Текис тезланувчан ҳаракат қилаётган идишдаги суюқлик.



1.9-расм. Айланаётган жисм ичидаги суюқлик.

дагиларга тенг:

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

Буларни (2.4) га қўйсақ, қуйидаги тенгламани оламиз:

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

Уни интегралласак

$$\frac{\omega^2 x^2}{2} + \frac{\omega^2 y^2}{2} - g z = \text{const}$$

бўлади.

Лекин $x^2 + y^2 = r^2$ бўлгани учун

$$\frac{\omega^2 r^2}{2} - g z = \text{const.} \quad (2.7)$$

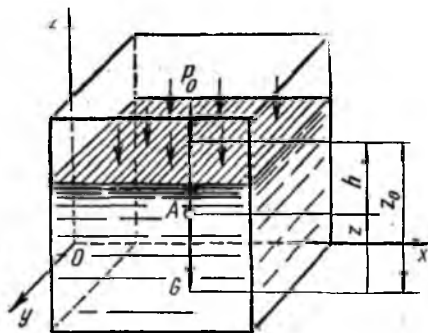
Бу босими тенг сиртнинг тенгламасидир. Бу сирт айланма параболоид эканлиги кўриниб турибди. Шундай қилиб, босими тенг сиртлар ўқи вертикал бўлган айланма параболоидлар оиласидан иборат. Бу сиртлар вертикал текислик билан кесишганда ўқи Oz да бўлган параболалар, горизонтал текисликлар билан кесишганда эса маркази Oz да бўлган концентрик айланалар ҳосил қилади.

1.15-§. Гидростатиканинг асосий тенгламаси

Тинч турган идишдаги суюқликни қараймиз. Бу суюқликка оғирлик кучи таъсир этади. Координата ўқларини Oz ўқи вертикал юқорига йўналадиган қилиб йўналтирамиз (1.10- расм).

Кўриляётган идиш ичида бирор xOy текислигидан z масофада, эркин сиртдан эса H масофада жойлашган бирор A нуқтани оламиз. U ҳолда бирлик масса кучларнинг бу координата системасидаги проекциялари қуйидагича бўлади:

$$X = 0; \quad Y = 0; \quad Z = -g.$$



1.10- расм. Гидростатиканинг асосий тенгламасига доир чизма.

Гидростатик босим p , суюқликнинг эркин сиртидаги босим p_0 бўлсин, эркин сирт xOy текислигидан эса z_0 масофада жойлашган бўлсин. Бу ҳолда гидростатиканинг асосий тенгламаси қуйидагича ёзилади:

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

Биринчи ва иккинчи тенгламалардан босимнинг x ва y координаталарга боғлиқ эмас эканлиги келиб чиқади. U ҳолда учинчи тенгламадан қуйи-

дагини оламиз:

$$dp = -\rho g dz.$$

(Бу тенгламани (2.3) дан ҳам олиш мумкин.) Бу эса юқорида (1.14-§ да) айтилгандек тинч турган идишлардаги суюқлик босими горизонтал сиртлар бўйича ўзгармас деган фикрни тасдиқлайди. Охириги тенгламани эркин сиртдан z нуқтагача бўлган оралиқ учун интеграллаймиз ва қуйидаги тенгламани чиқарамиз:

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

$z - z_0$ нинг қиймати h га тенг бўлгани учун сўнгги тенглама қуйидагича ёзилади:

$$p = p_0 + \rho gh$$

ёки

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

Бу гидростатиканинг асосий тенгламаси деб аталади ва суюқликнинг ихтиёрий нуқтасидаги босимни, суюқлик тури ва олинган нуқтанинг эркин сиртдан қандай масофада эканлигига қараб аниқлайди. Гидростатиканинг асосий тенгламаси қуйидаги қонуниятни ифодалайди: *суюқлик ичидаги ихтиёрий нуқтадаги босим суюқлик эркин сиртидаги босим p_0 ва шу нуқтадаги суюқлик устунининг босими (γh) йиғиндисига тенг.*

1.16-§. Абсолют, манометрик, вакууметрик ва атмосфера босимлари. Босим ўлчов бирликлари

Суюқлик ичидаги ихтиёрий нуқтадаги (гидростатиканинг асосий тенгламаси ёрдамида аниқланадиган) босим p шу нуқтадаги *абсолют босим* деб аталади. Суюқликнинг эркин сиртидаги босим p_0 эркин сиртдаги абсолют босимни беради, γh эса суюқлик устунининг нуқтадаги босимини беради. Усти ёпилмаган идишлардаги, сув сифимларидаги суюқликларнинг эркин сиртига таъсир қилувчи босим *атмосфера босими* деб аталади ва p_a ҳарфи билан белгиланади. Бу ҳолда (2.8) тенглама қуйидагича ёзилади:

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

Агар суюқлик нуқтасидаги босим атмосфера босимидан катта ($p > p_a$) бўлса, (2.9) тенгламанинг охириги ҳади *манометрик босим* деб аталади:

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

Манометрик босим абсолют босимдан атмосфера босимининг чегирилган (айирилган) миқдорига тенг бўлгани учун уни *чегирма босим* деб ҳам аташ мумкин.

Манометрик босим абсолют босимнинг миқдорига қараб ҳар

хил қийматга эга бўлиши мумкин, масалан, $p = p_0$ бўлганда $p_m = 0$; $p \rightarrow \infty$ бўлганда $p_m \rightarrow \infty$, яъни манометрик босим 0 билан ∞ ўртасидаги барча қийматларини қабул қилиши мумкин.

Агар суюқлик нуқтасидаги абсолют босим атмосфера босимидан кичик ($p < p_a$) бўлса, уларнинг айирмаси *вакуумометрик босим* (вакуум) p_v га тенг бўлади ва суюқликдаги сийраклиниш миқдорини белгилайди:

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

Вакуумометрик босим нуқтадаги босимнинг атмосфера босимидан қанча камлигини кўрсатади ва $p = p_a$ да $p_v \rightarrow 0$; $p \rightarrow 0$ да $p_v \rightarrow p_a$ бўлади. Шундай қилиб, вакуумометрик босим 0 дан p_a гача бўлган қийматларни қабул қилади.

Босимни ўлчаш учун техникада турли бирликлар ишлатилади:

1. Куч бирликларининг юза бирликлрига нисбати, масалан,

$$\text{Н/м}^2; \text{кГ/м}^2; \text{кГ/см}^2.$$

2. Суюқлик устунининг баландликлари, масалан, мм сув. уст. — миллиметр сув устуни; м сув. уст. — метр сув устуни, мм сим. уст. — миллиметр симоб устуни.

3. Бирлик юзага тўғри келган берилган куч миқдорига нисбати ёки суюқлик устунининг берилган баландлиги миқдорлари, масалан, техник атмосфера (ат) ($1 \text{ ат} = 1 \text{ кГ/см}^2 = 10^4 \text{ кГ/м}^2 = 735,6 \text{ мм сим. уст.}$) бар ($1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Н/м}^2$) ва ҳоказо.

4. Чегирма босим юқоридаги бирликларда ўлчанади ва атиларда ҳисобланади.

1.17-§. Босим ўлчаш асбоблари

Босим ўлчаш асбоблари икки гурпуага ажралади. Улар суюқлик ва механик асбоблардир.

1. Суюқлик асбоблари:

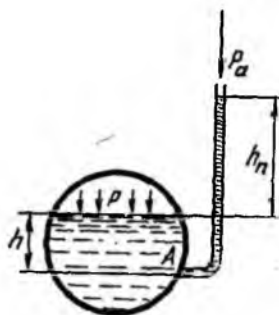
а) *пъезометрлар* — идишдаги босим унга уланган шиша найчада текширилаётган суюқликнинг кўтарилишига қараб аниқланади (1.11- расм). Идишдаги босимнинг катта ёки кичиклигига қараб пъезометр (шиша найча) да сувнинг сатҳи h_n баландликка кутарилади. Текширилаётган A нуқтадаги босим p_a идишдаги эркин сатҳдаги босим билан ундаги сув устунининг босими йиғиндисига тенг. Пъезометр орқали аниқланганда у гидростатиканинг асосий тенгламаси ёрдамида қуйидагича аниқланади:

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

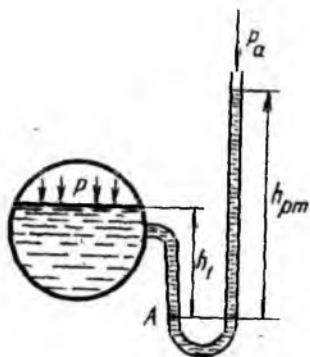
У ҳолда пъезометрда суюқлик эркин сатҳининг баландлиги босим орқали қуйидагича ифодаланади:

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

ва идишдаги чегирма босимга тўғри келадиган суюқлик устунининг баландлигини кўрсатади. Бундай асбоблар 0,5 ати дан юқо-



1.11- расм. Пьезометр.



1.12- расм. U-симон манометр.

ри бўлмаган кичик чегирма босимларни ўлчашда ишлатилади. Ҳақиқатда ҳам 1 ат га тенг бўлган босим 10 м сув устуннинг баландлигига тенг бўлгани учун юқори босимларни ўлчашда жуда узун шиша найчалар ишлатишга тўғри келган бўлар эди.

б) *Суюқлик U-симон манометрлари* — босим текшириладиган суюқлик билан эмас, симоб устуни ёрдамида ўлчанади (1.12-расм). Бу ҳолда симобли шиша найча идишга U-симон найча орқали уланади. Бунда симобнинг босими ўлчанаётган идишга оқиб ўтишига U-симон найчадаги қаршилик тўсқинлик қилади. У ҳолда A нуқтадаги босим идиш томондаги қийматлар орқали қуйидагича аниқланади:

$$p_A = p + \gamma h_1.$$

Симобли найчадаги қийматлари орқали эса

$$p_A = p_a + \gamma_{см} \cdot h_{см}.$$

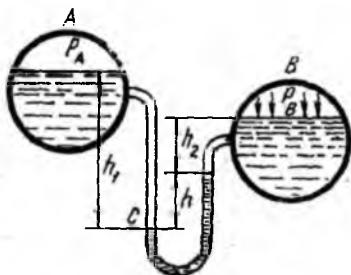
Бу икки тенгликдан p ни топамиз:

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

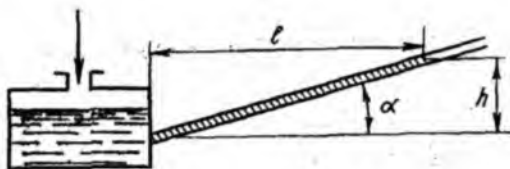
Бундай манометрлар ҳам бир неча атмосферадан ортиқ босимни ўлчашга ярамайди.

в) *Дифференциал манометрлар* — икки идишдаги босимлар фарқини ўлчаш учун ишлатилади (1.13-расм). Босимларни p_a ва p_b га тенг бўлган икки идиш симобли U-симон найча орқали туташтирилган. Бу ҳолда C нуқтадаги босим биринчи идишдан босим орқали қуйидагича ифодаланади:

$$p_a = p_b + \gamma_1 h_1.$$



1.13- расм. Дифференциал манометр.



1.14- расм. Микроманометр.

Иккинчи идишдаги босим орқали эса

$$p_c = p_0 + \gamma_1 h_2 + \gamma_{cm} \cdot h.$$

У ҳолда идишлардаги босимлар фарқи

$$p_a - p_0 = \gamma_1 (h_2 - h_1) + \gamma_{cm} \cdot h. \quad (2.14)$$

Икки идишдаги суюқликлар сатҳи тенг бўлганда эса $h_2 - h_1 = h$ ва

$$p_a - p_0 = (\gamma_{cm} - \gamma_1) h.$$

г) **Микроманометрлар** — жуда кичик босимларни ўлчаш учун ишлатилади ва суюқлик сатҳининг ўзгариши сезиларли бўлиши учун суюқлик тўлдирилган идишга шиша найча қия бурчак остида уланади (1.14- расм). У ҳолда идишдаги чегирма босим қуйидагича аниқланади: $p = \gamma h$ бўлгани учун

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

шиша найчанинг қиялик бурчаги α қанча кичик бўлса, босим шунча аниқ ўлчанади. Кўп ҳолларда манометр шиша найчасининг қиялик бурчагини ўзгарувчан қилиб ишланади. Бу ҳолда микроманометрларнинг қўлланиш чегараси кенгайди.

д) **Вакуумметрлар**. Тузилиши ҳудди суюқлик U-симон манометрларига ўхшаш бўлиб, идишдаги сийраклиниш даражасини аниқлайди (1.15- расм). Гидростатик босим тенгламасига асосан

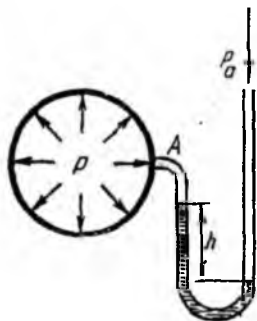
$$p + \gamma_{cm} h_{cm} = p_a$$

у ҳолда

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

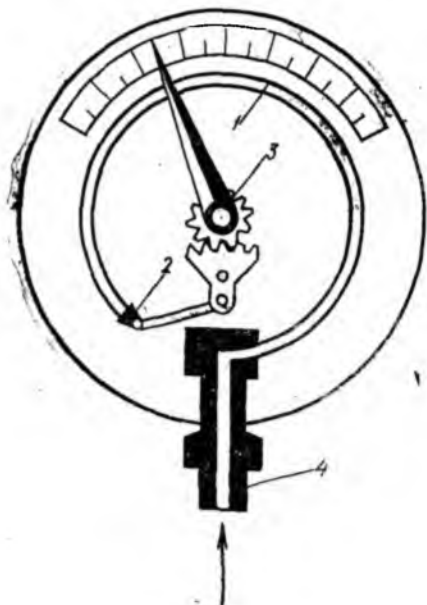
симоб устунининг пасайиши идишдаги босим ва p_a орқали қуйидагича ифодланади:

$$h_{cm} = \frac{p_a - p}{\gamma_{cm}}. \quad (2.18)$$

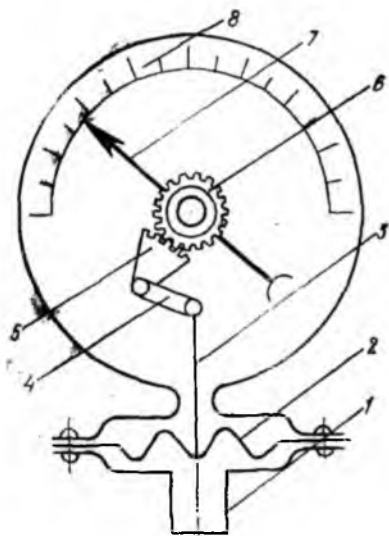


1.15- расм. Вакуумметр.

II. **Механик асбоблар** (катта босимларни ўлчаш учун ишлатилади ва бунинг учун турли механик системалардан фойдаланилади):



1.16- расм Пружинали манометр.



1.17- расм. Мембранали манометр.

а) *Пружинали манометр* (1.16- расм) ичи бұш юпқа эгик латунь 1 найчадан иборат бўлиб, унинг бир учи кавшарланган. Шу учи занжир 2 билан тишли узатма 3 га илаштирилган бўлади.

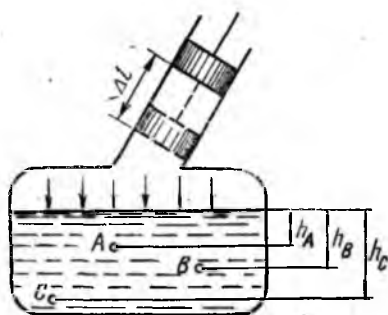
Иккинчи учи эса босими ўлчаниши зарур бўлган идишга буйин 4 орқали туташтирилади. Эгик латунь найча ҳаво босими таъсирида туғриланишга ҳаракат қилиб, тишли узатма ёрдамида стрелканинг бурилишига сабаб бўлади. Бундай манометрларда босимни кўрсатувчи шкала бор.

б) *Мембранали манометр* (1.17- расм) — юпқа металл пластинка ёки резина шимдирилган материалдан тайёрланган пластинкага эга бўлиб, у мембрана дейилади. Суюқлик босими идиш билан туташтирувчи буйинча орқали ўтиб, мембранани эгади. Бу эгилиш натижасида ричаглар системаси орқали стрелка ҳаракатга келади ва шкала буйинча сурилиб, босимни кўрсатади.

1.18- §. Паскаль қонуни

Суюқлик солинган ва оғзи поршень билан ёпилган бирор идиш олампиз. Суюқлик эркин сиртидаги босим p_0 бўлсин. У ҳолда ихтиёрий А нуқтадаги абсолют босим қуйидагига тенг бўлади:

$$p_A = p_0 + \gamma h_A.$$



1.18-расм. Паскаль қонунини тусунтиришга доир чизма.

B ва C нуқталарда эса

$$p_B = p_0 + \gamma h_B,$$

$$p_C = p_0 + \gamma h_C.$$

Агар поршенни Δl масофага (1.18-расм) силжитсак, у ҳолда суюқлик эркин сиртидаги босим Δp га ўзгаради. Суюқликнинг солиштирма оғирлиги босим ўзгариши билан деярли ўзгармайди. Шунинг учун A , B ва C нуқталардаги босим қуйидагича бўлади:

$$p'_A = p_0 + \Delta p + \gamma h_A,$$

$$p'_B = p_0 + \Delta p + \gamma h_B,$$

$$p'_C = p_0 + \Delta p + \gamma h_C.$$

Бу ҳолда босимнинг ўзгариши ҳамма нуқталар учун бир хил бўлади, яъни

$$p'_A - p_A = \Delta p,$$

$$p'_B - p_B = \Delta p,$$

$$p'_C - p_C = \Delta p.$$

(2.19)

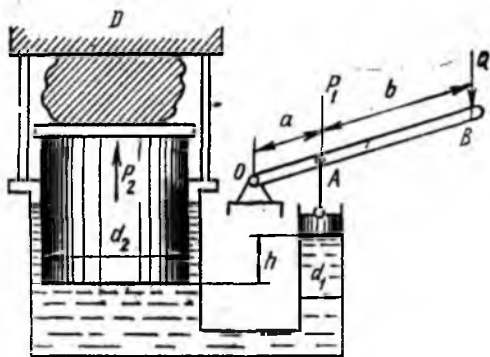
Бундан қуйидагича хулоса келиб чиқади: *ёпиқ идишдаги суюқликка ташқаридан берилган босим суюқликнинг ҳамма нуқталарига бир хил миқдорда (ўзгаришсиз) тарқалади.* Бу Паскаль қонуни сифатида маълум. Кўпгина гидромашиналарнинг тузилиши ана шу қонунга асосланган (масалан, гидропресс, домкратлар, гидроаккумуляторлар, ҳажмий гидроюртма ва ҳоказо).

1.19-§. Гидростатик машиналар

Гидростатиканинг асосий қонунлари асосида ишлайдиган машиналар гидростатик машиналар деб аталади. Уларга гидропресслар, гидроаккумуляторлар, домкратлар (гидроқутаргичлар) ва бошқалар киради. Қуйида уларнинг ишлаш принциплари ҳақида қисқача маълумот берамиз.

а) **Гидропресслардан** (1.19-расм) гидростатик қонунлар асосида катта кучлар ҳосил қилиш учун фойдаланилади. Бу нарса пресслаш, штамплаш, тоблаш, материалларни синаш ва бошқа ишлар учун керак. Улар икки хил диаметрли ўзаро туташтирилган икки цилиндрдан иборат бўлиб, биринчи цилиндрда диаметри d_1 , катта цилиндрда эса диаметри d_2 га тенг бўлган икки поршень ҳаракатланади. Кичик поршенга OAB рычаг орқали куч қўйилади. Катта поршенга стол ўрнатилиб, бу стол билан D девор ўртасига прессланувчи буюм қўйилади. Рычаг қўл билан ёки

двигатель ёрдамида ҳаракатга келтирилади. Кичик поршень куч таъсирида пастга қараб силжийди ва суюқликка босим беради. Бу босим катта цилиндрга ҳам тарқалади ва натижада столли поршень ҳаракатга келади. Бундай ҳаракат стол устидаги буюм девор D га тақалгунча давом этади. Столнинг бундан сўнгги кўтарилиши натижасида буюм сиқила боради ва у прессланади.



1.19- расм. Гидропресснинг схемаси.

Айтилган усулдан фақат жисмларни кўтаришда фойдаланилса, у ҳолда конструктив схемада D девор бўлмайди. Бу ҳолда бизнинг машина гидростатик кўтаргичга айланади. Энди, гидропрессларда кучларнинг муносабатини топамиз. OAB ричагининг B учига Q куч қўйилган бўлсин. У ҳолда куч momenti учун қуйидаги тенгламани оламиз:

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

Бу тенгламадан кичик поршенга таъсир қилувчи кучни топамиз:

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

У ҳолда кичик поршень остидаги суюқлик босими

$$p = \frac{P_1}{S_1} = \frac{a + b}{b} \frac{4Q}{\pi d_1^2}$$

га тенг бўлади. Катта поршень остидаги босим эса

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

Бу ерда h поршенларнинг остки сиртлари орасидаги геометрик масофа.

Натижада катта поршенга таъсир қилувчи куч қуйидагича топилади:

$$P_2 = (p + \gamma h) S_2 = \left(\frac{a + b}{b} \frac{4Q}{\pi d_1^2} + \gamma h \right) \frac{\pi d_2^2}{4}. \quad (2.21)$$

Кўпгина ҳолларда гидропрессларда гидростатик босим жуда катта бўлгани учун γh ни ташлаб юборса ҳам бўлади, яъни:

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

Биз келтирган схема соддалаштирилган бўлиб, гидропрессларда жуда кўп ёрдамчи қисмлар бўлади. Амалда гидропрессларда суюқликни поршень ва цилиндрлар орасидан сизиб ўтиши, туташтирувчи трубалардаги қаршилиқ кучи ҳисобига катта поршенга таъсир қилувчи куч юқорида келтирилган назарий ҳисобдан фарқ қилади ва қуйидаги формула бўйича ҳисобланади:

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

Бу ерда η юқорида айtilган хатоликларни ўз ичига олувчи коэффициент бўлиб, уни *фойдали иш коэффициенти* деб аталади. Амалда бу коэффициент қиймати 0,75 билан 0,85 ўртасида бўлади. Келтирилган ҳисобдан кўриниб турибдики, цилиндрларнинг диаметрлари ва ричагнинг елкасини танлаб олиш йўли билан прессловчи кучни истаганча катта қилиш мумкин. Амалда эса жуда катта кучлар пайдо бўлганда цилиндрлар девори деформацияланиши ва ҳатто бузилиши мумкин. Бу эса қўшимча қийинчиликлар туғдиради. Ҳозирги вақтда мавжуд гидропрессларда 500 т гача куч ҳосил қилиш мумкин, айрим ҳолларда эса (муштақкам материалларни пресслашда) куч 4000—8000 т га ҳам етади.

б) Гидроаккумуляторлар. Гидравлик системаларда босим ва суюқлик сарфининг ортиб кетиш ёки камайиш ҳоллари бўлади. Босим ва сарфнинг нормаллаштирилиши учун мана шу ҳолларда гидроаккумуляторлардан фойдаланилади. Улар суюқлик сарфи ёки босим ортиб кетганда юқори босимли суюқликнинг бир қисмини ўз ичига олиб, системада босим ва сарфни камайтирилса, тескари ҳолда ўзидаги суюқликни системага бериш йўли билан босимни ва сарфни оширади. Гидроаккумуляторлар гидротормозларда, кўтаргичлар, пресслар, чиғирлар ва бошқа гидромашиналарда қўлланилади.

Потенциал энергиянинг қайси усул билан тўпланиши ва қайтариб берилишига қараб пневматик, пружинали ва юкли гидроаккумуляторларга бўлинади. Юкли гидроаккумуляторлар цилиндр, унинг ичида ҳаракатланувчи ва юк ортилган елка (обкаш) ли плунжердан иборат бўлиб, цилиндрга гидросистеманинг суюқлик ҳаракат қилувчи қисмлари труба орқали туташтирилган бўлади. Системада босим ортиб кетса, суюқлик цилиндрга ўтиб юкли плунжерни кўтаради, босим камайганда эса плунжер пастга тушиб суюқлик цилиндрдан системага қараб оқади. Натижада босимнинг ўзгариши текисланади.

1.20-расмда пневматик гидроаккумулятор тасвирланган. У корпус 1, диафрагма 2 дан тузилган бўлиб, штуцер 4 орқали гидросистемага уланган бўлади. Штуцер 5 гидроаккумуляторни газ билан тўлдириш учун хизмат қилади. Шайба 3 эса газнинг резина диафрагмани корпусга босиб (аккумуляторда босим камайганда) эзиб қўйишидан сақлайди.

Диафрагмани ҳаракатга келтирувчи куч:

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

Суюқликда ишқаланиш кучи F_2 мавжуд. У ҳолда диафрагмага таъсир этувчи куч орқали ҳақиқий босим қуйидагича аниқланади:

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

Бу ҳолда ҳақиқий бажарилган иш

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

бу ерда η — гидроаккумуляторнинг фойдали иш коэффициентини.

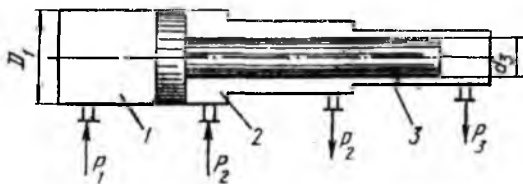
Гидросистемадан гидропрессга суюқлик оқиб ўтганида юз берадиган қаршиликни ҳисобга олиш мумкин эди. Бу гидроаккумуляторга суюқлик ўтиши тамомланмаган тақдирдагина керак. Бошқа ҳамма ҳолларда юқоридаги формула гидроаккумуляторларни ҳисоблаш учун ўринли бўлади.

в) **Гидромультипликаторлар** гидросистемадаги босимни, унинг бирор қисмида ошириб бериш учун фойдаланилади. Бу вазифа кўп ҳолларда хусусан гидроаккумуляторлар етарли босимни таъминлаб беролмаганда муҳим аҳамиятга эга. 1.21-расмда гидромультипликаторнинг соддалаштирилган схемаси келтирилган. У дифференциал цилиндрда ҳаракатланувчи дифференциал поршендан ташкил топган. Бўшлиқ 1 гидросистемага уланган, бўшлиқ 2 ортиқча суюқликнинг оқиб кетиши учун, бўшлиқ 3 эса суюқликнинг — гидросистеманинг иш бажарувчи органига боғланган. Бўшлиқ 2 даги чегирма босимни ҳисобга олмаганимизда учинчи бўшлиқдаги босим қуйидаги формула ёрдамида ҳисобланади:

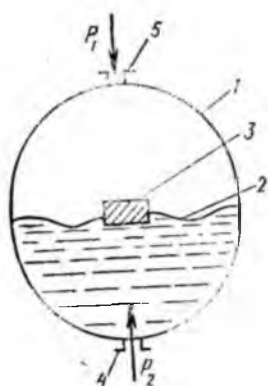
$$p_3 = p_1 \left(\frac{D_1}{d_1} \right)^2 \eta_r \eta_{\text{мех}} \quad (2.27)$$

бу ерда η_r — гидравлик қаршиликларини ҳисобга олувчи коэффициент; $\eta_{\text{мех}}$ — механик қаршиликларни ҳисобга олувчи коэффициент.

Гидромультипликаторларнинг сарфи суюқлик сарфининг миқдорига қараб ҳисобга олинади ва улар суюқлик сарфининг кичик қийматлари учун ишлатилади. Суюқлик сарфи катта ўзгаришларга тўғри келганда бунга қараганда бошқачароқ схемалар ишлатилади.



1.21- расм. гидромультипликаторнинг чизмаси.



1.20- расм. Пневматик гидроаккумуляторнинг схемаси.

1.20-§. Текис сиртга таъсир қилувчи босим

а) Гидростатик ғайритабийлик (парадокс). Бирор идишдаги суюқликнинг чуқурлиги h бўлсин, у ҳолда ихтиёрий нуқтадаги босим унинг суюқлик ичида қанча чуқурликда бўлганига боғлиқ бўлади. A, B, C нуқталардаги босимлар қуйидагиларга тенг:

$$P_A = \gamma h_A; P_B = \gamma h_B; P_C = \gamma h_C.$$

Суюқлик тубидаги босим кучи эса

$$P = \gamma h S$$

га тенг. Демак, суюқлик тубидаги босим кучи суюқликнинг оғирлигига тенг бўлар экан.

1.22-расмда ҳар хил шаклдаги идишлар тасвирланган ва барча идишлардаги суюқликнинг чуқурлиги h га, идиш тубининг сирти эса S га тенг.

Бу ҳолда идиш тубига бўлган босим кучи идишларда

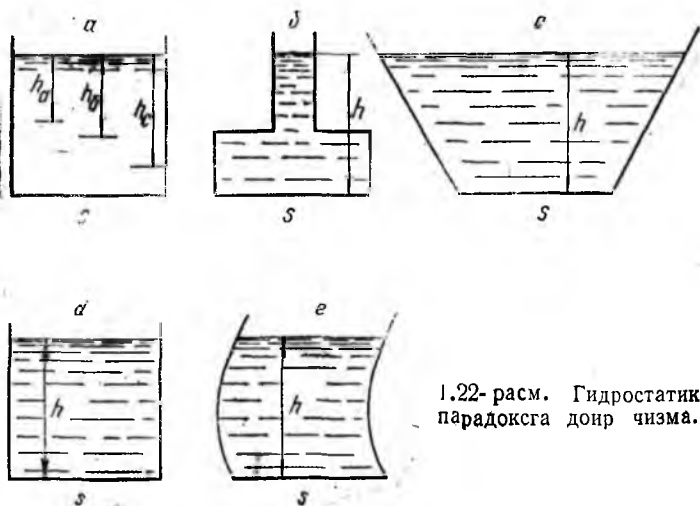
$$P_a = \gamma h S; P_b = \gamma h S; P_c = \gamma h S; P_e = \gamma h S, \quad (2.28)$$

яъни барча идишларда суюқлик тубига бўлган босим кучи идишнинг шакли ва босим ҳосил қилган суюқликнинг миқдоридан қатъи назар қуйидагига тенг бўлади:

$$P = \gamma h S.$$

Қандай қилиб ҳажми ва оғирлиги ҳар хил суюқликларнинг идиш тубига босими бир хил? Бу ерда физиканинг бирор қонуни нотўғри талқин қилинаётгани йўқмикан?

Гидравлика қонунлари бўйича суюқликдаги босим унинг шаклига боғлиқ бўлмай, унинг чуқурлигига боғлиқ.



1.22-расм. Гидростатик парадоксга доир чизма.

Бу ҳодиса гидростатик ғайритабийлик деб аталади. Бу саволга жавоб олиш учун Паскаль қонунини чуқурроқ талқин қилиш керак, Масалан, 1.22, б ва 1.22, с-расмларни текширсак, биринчи ҳолда идишнинг юқоридаги деворларида босим юқorigа йўналган бўлиб, реакция кучлари пастга йўналган, 1.22, с да эса аксинча.

Ана шу ҳодисалар гидростатик ғайритабийликнинг моҳиятини очиб беради.

б) Суюқликнинг қия сиртга босими.

Қўшимча қия текисликка бўлган босим кучини аниқлаш керак бўлади. Хусусий ҳолда шитларга таъсир қилувчи кучларни аниқлаш худди шундай масалага олиб келади. Шитлардаги кучни ҳисоблаш учун қуйидаги масалани кўрамиз. Суюқлик билан тўлдирилган идиш олайлик. Унинг горизонт билан α бурчак ташкил этган қия сиртида S юзага тушадиган босим кучини аниқлаймиз. Оу ўқини қия сирт йўналиши бўйича, Ox ўқини эса унга тик йўналишда деб қабул қиламиз (1.23-расм). Бу ҳолда S сиртдаги кичкина dS сиртгача бўлган босим қуйидагича аниқланади:

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

Бу ерда γh — суюқлик устунининг босими; p_0 — эркин сиртдаги босим. У ҳолда S юзага таъсир қилаётган тўла босим қуйидаги формула билан аниқланади:

$$P_s = \int_{(S)} \gamma h dS + \int_{(S)} p_0 dS = \gamma \int_{(S)} h dS + p_0 \int_{(S)} dS,$$

агар

$$h = y \sin \alpha$$

эканлигини ҳисобга олсак:

$$P_s = \gamma \sin \alpha \int_{(S)} y dS + p_0 \int_{(S)} dS, \quad (2.30)$$

бу ерда $\int_{(S)} y dS$ — сиртнинг Ox ўқига нисбатан статик моменти.

Статик момент ҳақидаги тушунчага асосан

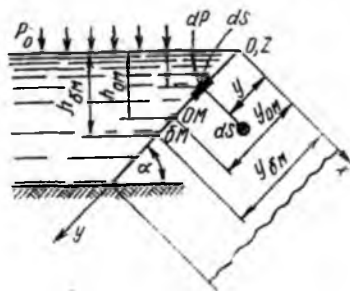
$$\int_{(S)} y dS = S y_{o.m.},$$

бу ерда $y_{o.m.}$ — оғирлик марказининг координатаси. Расмдан кўрииб турибдики,

$$y_{o.m.} \sin \alpha = h_{o.m.},$$

демак.

$$P_s = S(\gamma h_{o.m.} + p_0). \quad (2.31)$$



1.23-расм. Қия сиртга тушадиган босимни ҳисоблашга доир чизма.

Агар тўлиқ босим кучини атмосфера босими ва чегирма босимдан иборат десак

$$P_S = P_A + P_a$$

бўлади, бу ерда чегирма босим кучи қуйидагига тенг:

$$P_a = \gamma h_{\text{ом}} S. \quad (2.32)$$

Демак, қия юзага тушадиган босим кучи шу юза сирти билан унинг оғирлик марказига таъсир қилувчи босимнинг кўпайтмасига тенг бўлиб, гидростатик босим кучи

$$P_a = P_0 S$$

ва чегирма босим кучи

$$P_u = \gamma h_{\text{ом}} S$$

йиғиндисига тенг бўлади. Биринчи куч юзанинг оғирлик марказига қўйилган бўлиб, иккинчи куч ундан пастроққа қўйилган бўлади.

с) Босим марказини топиш

Чегирма босим тенг таъсир этувчисининг қўйилиш нуқтаси босим маркази деб аталади. Бу нуқтани топиш шитларнинг ўлчамларини аниқлаш учун керак бўлади. Шунинг учун босим маркази координатасини топиш шитларни ҳисоблашда жуда зарур. 1.23-расмдан босим марказининг координатаси $y_{\text{б.м}}$ га тенг деб ҳисоблаб, S сиртга таъсир қилаётган моментни аниқлаймиз:

$$P \cdot y_c = \int_{(S)} dF \cdot y = \int_{(S)} \gamma h dS \cdot y \quad (2.33)$$

Расмдан

$$h_{\text{о.м}} = y_{\text{о.м}} \sin \alpha, \quad h = y \cdot \sin \alpha$$

эканлиги кўриниб турибди. У ҳолда (2.33) муносабатдан қуйидаги келиб чиқади:

$$S \cdot y_{\text{о.м}} y_{\text{б.м}} = \int_{(S)} y^2 dS = I_x, \quad (2.34)$$

бу ерда $I_x = \int_{(S)} y^2 dS$ — кўрилаётган сиртнинг Ox ўққа нисбатан инерция momenti.

У ҳолда (2.34) дан босим марказини топамиз:

$$y_{\text{б.м}} = \frac{I_x}{S \cdot y_{\text{о.м}}}. \quad (2.35)$$

Инерция momentини қуйидагича ифодалаш мумкин:

$$I_x = I_{\text{о.м}} + S \cdot y_{\text{о.м}}^2 \quad (2.36)$$

бу ерда $I_{\text{о.м}}$ — кўрилаётган юзанинг унинг оғирлик марказидан ўтувчи ўққа нисбатан инерция momenti.

У ҳолда (2.36) ни (2.35) га қўйиб, босим марказини қўйидача топамиз:

$$y_{б.м} = y_{ом} + \frac{I_{о.м}}{S \cdot y_{ом}}. \quad (2.37)$$

Бу тенгламадан кўринадики, босим маркази кўрилатган қия сирт оғирлик марказидан $\frac{I_{о.м}}{S \cdot y_{о.м}}$ миқдорча пастда жойлашган бўлиб, сирт горизонтал бўлган хусусий ҳолдагина бу фарқ 0 га тенг, (яъни, оғирлик маркази билан босим маркази устма-уст тушади).

1.21-§. Эгри сиртларга таъсир қилувчи босим

Техникада баъзи ҳолларда эгри сиртга тушадиган босимни топиш талаб эгилади. Бунини топиш учун 1.24-расмдан фойдаланамиз. Эгри сиртга тушадиган босим чегирма ва гидростатик босим кучлари йиғиндисидан иборат:

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

Уни ҳисоблаш учун эгри сиртда кичкина dS юза оламиз. Координата ўқларини расмда кўрсатилгандек йўналтирамиз. У ҳолда кичкина юзага тушадиган босим dP, dP_x ва dP_y проекцияларга эга бўлади. dS юзанинг xOz ва yOz текисликлардаги проекциялари эса dS_x ва dS_y га тенг. Кичкина юзага тушадиган бўлган босим юқорида кўрганимиздек қўйидагича ифодаланади:

$$dP = \gamma h dS.$$

Унинг горизонтал ташкил этувчиси эса

$$dP_x = dP \cos \alpha = \gamma h dS \cos \alpha.$$

Иккинчи томондан $dS \cos \alpha = dS_y$ бўлгани учун

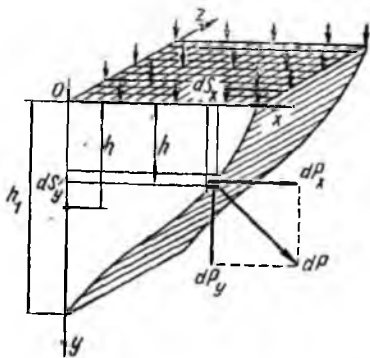
$$dP_x = \gamma h dS_y.$$

Эгри сиртга таъсир этаётган тўлиқ босимнинг проекциясини топиш учун S_y юза бўйича интеграл оламиз:

$$P_x = \int_{(S_y)} \gamma h dS_y = \gamma \int_{(S_y)} h dS_y, \quad (2.39)$$

лекин $\int_{(S_y)} h dS_y = S_y$ юзанинг Oz

ўққа нисбатан статик моментидир.



1.24-расм. Эгри сиртга тушадиган босимни тушунтиришга доир чизма.

Шунинг учун

$$\int_{(S_y)} hdS_y = S_y h_0,$$

бу ерда S_y — эгри сиртнинг $уОz$ ўқдаги проекцияси; h_0 — S_y — юза оғирлик марказининг чуқурлиги; $h_0 = \frac{h_1}{2}$. Шундай қилиб, эгри сиртга тушадиган босимнинг горизонтал ташкил этувчиси қуйидаги формула билан ҳисобланади:

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

Бу формула текис сиртларга тушадиган босимни ҳисоблаш формуласига ўхшайди ва ундан фақат S_y юза эгри сиртнинг $уОz$ текисликдаги проекцияси эканлиги билан фарқ қилади.

Энди, эгри сиртга тушадиган босимнинг вертикал ташкил этувчисини топамиз.

1.24. расмдан

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

аммо $dS \sin \alpha = dS_x$ бўлгани учун

$$dP_y = \gamma h dS_x.$$

Интеграллаш йўли билан P_y ни топамиз:

$$P_y = \int_{(S_x)} \gamma h dS_x = \gamma \int_{(S_x)} h dS_x = \gamma W,$$

бу ерда $W = \int_{S(x)} h dS_x$ — эгри сирт, унинг чегарасидаги вертикал ва эркин сиртлар орасидаги ҳажмдан иборат бўлиб, босувчи жисм деб аталади.

Шундай қилиб, эгри сиртга тушадиган босимнинг вертикал ташкил этувчиси босувчи жисм ҳажми билан суюқлик солиштирма оғирлигининг кўпайтмасига тенг, яъни

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

Эгри сиртга тушадиган босимнинг горизонтал ва вертикал ташкил этувчилари орқали унинг ўзини топиш мумкин:

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

Демак, эгри сиртга тушадиган босим унинг ташкил этувчилари P_x ва P_y нинг квадратлари йиғиндисидан олинган илдизга тенг экан. Эгри сиртга тушадиган босимнинг йўналиши қуйидаги формулалар билан аниқланади:

$$\cos \alpha = \frac{P_x}{P} \quad \text{ёки} \quad \sin \alpha = \frac{P_y}{P} \quad \text{ёки} \quad \operatorname{tg} \alpha = \frac{P_y}{P_x}.$$

Кучнинг қўйилиш нуқтаси график усулда топилади. У куч йўналиши билан эгри сиртнинг кесишган нуқтасида бўлади.

1.22-§. Босим эпюраси

Бирор сирт ёки контур бўйича босим тақсимланишининг график усулда ифодаланиши *босим эпюраси* деб аталади.

а) **Текис сирт.** Текис сиртнинг эркин сирт билан туташган еридаги босим эркин сиртдаги босимга тенг (1.25-расм). Унинг қолган нуқталарида эса эркин сиртдаги босимга чегирма босим қўшилади. Гидростатиканинг асосий тенгламасига асосан

$$p = p_0 + \gamma h,$$

яъни сиртнинг энг пастки нуқта-сида босим энг катта миқдорга эга бўлади.

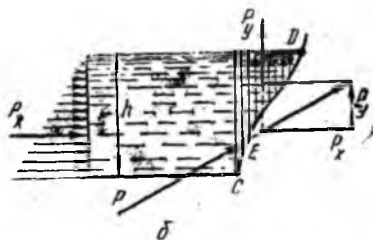
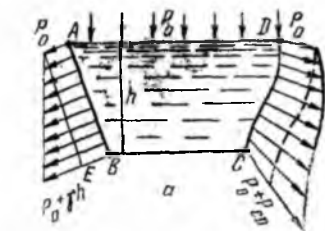
AB сиртга тушадиган босим эпюрасини олиш учун *A* ва *B* нуқталарда босимнинг миқдори ва йўналишини қўйиб, уларини туташтирамиз. Ҳосил бўлган шакл босим эпюраси бўлади. Босим векторлари учини туташтирувчи чизиқнинг босим вектори билан ташкил қилган бурчаги қуйидагича топилади:

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

Босим эпюраси эса трапеция кўринишида бўлиб, тўғри тўртбурчак кўринишидаги ташқи босим ва учбурчак кўринишидаги чегирма босим эпюраларининг йиғиндисидан иборат.

б) **Эгри сиртда** босим икки ташкил этувчига эга бўлиб (1.25-расм. б), P_x ташкил этувчиси текис сиртдаги каби эпюрага эга бўлади. P_y нинг эпюраси эса эгри сирт билан эркин сирт орасидаги соҳа шаклига эга бўлади. Тенг таъсир этувчи куч ёки тўлиқ босимнинг қуйилиш нуқтаси ва катталигини график усулда топиш мумкин. Бунинг учун P_x ташкил этувчининг йўналишини P_y нинг йўналиши билан кесишгунча давом эттирамиз. Кесишган нуқтасига эса P_x ва P_y ларни келтириб қўямиз ва параллелограмм ҳосил қиламиз. Унинг диагонали йўналишини эгри сирт билан кесишгунча давом эттириб, кесишиш нуқтасига суюқлик томондан ҳосил бўлган P кучни келтириб қўямиз. *E* нуқта босим маркази ёки тенг таъсир этувчи кучнинг қуйилиши нуқтаси бўлади.

Техникада учрайдиган сиртлар цилиндр, сфера ва унинг қисмларидан иборат бўлиши мумкин.



1.25-расм. Босим эпюраси.

1.23-§. Архимед қонуни

Суюқликка туширилган жисмларнинг қай йўсинда ҳаракат қилиши ва қандай ҳолатларни қабул қилишини текшириш учун уларнинг суюқлик билан таъсирлашиш ва мувозанат қонунларини ўрганиш керак. Бу қонуниятлар эраמידан 250 йил аввал кашф қилинган Архимед қонунига асосланади. Бу қонун асосида кемалар назарияси яратилган бўлиб, улар Л. Эйлер, С. А. Макаров ва А. Н. Крылов асарларида ифодаланган. Архимед қонуни қуйидагича ифодаланилади: *суюқликка ботирилган жисмга сиқиб чиқарувчи куч таъсир қилиб, бу кучнинг катталиги ботирилган жисм сиқиб чиқарган суюқлик оғирлигига тенг бўлади.*

Бу қонидани исботлаш қийин эмас. Суюқликка V ҳажмли жисм ботирилган бўлсин (1.26-расм). Унга таъсир этувчи кучлар қуйидагилар бўлади:

- 1) жисмга юқоридан таъсир этувчи босим кучи

$$P_1 = \gamma H_1 S,$$

- 2) жисмга пастдан таъсир этувчи босим кучи

$$P_2 = \gamma H_2 S,$$

- 3) пастга йўналган оғирлик кучи

$$G = \gamma_1 \Delta H S = \gamma_1 V,$$

4) жисмга ён томонларидан таъсир этувчи куч $P_{\text{н}}$; гидростатиканинг асосий қонунига асосан бу кучлар тенг ва қарама-қарши йўналган бўлиб, ўзаро мувозанатлашади (тенг таъсир этувчи куч нолга тенг). Бу ҳолда босим кучларининг тенг таъсир этувчиси P_1 ва P_2 кучларининг айирмасига тенг бўлиб, юқорига йўналган бўлади:

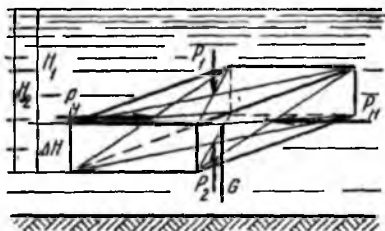
$$P = P_2 - P_1 = \gamma S(H_2 - H_1) = \gamma \Delta H. \quad (2.43)$$

Бу ерда: γ ва γ_1 — суюқлик ва жисмнинг солиштирма оғирликлари; H_1 — жисмнинг юқори қисмининг чуқурлиги; H_2 — жисмнинг пастки қисмининг чуқурлиги; ΔH — жисмнинг баландлиги; S — жисмнинг юқори ва пастки сиртларининг юзаси.

Жисмнинг ҳажми $V = \Delta H S$ бўлгани учун сиқиб чиқарувчи куч қуйидагича аниқланади:

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

Шундай қилиб, жисмни сиқиб чиқаришига ҳаракат қилаётган куч жисм сиқиб чиқарган суюқликнинг оғирлигига тенг эканлиги исботланди. Бу куч ботирилган жисмнинг қанча чуқурликда бўлишига боғлиқ эмаслиги (2.43)



1.26-расм. Архимед қонунига оид чизма.

дан кўриниб турибди. Архимед қонуни ёпиқ ва очиқ идишларда суюқлик сиртида сузиб юривчи жисмлар учун ҳам, унинг ичидаги жисмлар учун ҳам тўғридир. Фақат суюқлик сиртидаги жисмлар учун унинг сувга ботирилган қисмига қўлланилади.

1.24-§. Жисмларнинг суюқликда сузиши. Сузувчанлик

Жисмларнинг суюқлик сиртига қалқиб чиқиши ёки суюқлик ичида сузиб юриши юқорида айтилган кучларнинг ўзаро нисбатига боғлиқ. Шунинг учун суюқликка ботирилган жисмларга таъсир этувчи кучларнинг (1.26-расм) тенг таъсир этувчисини топамиз:

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

ёки

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

Бу кучни кўтарувчи куч деб аталади.

$\Delta H = H_2 - H_1$ ва $\Delta H \cdot S = V$ эканлигини ҳисобга олсак, тенг таъсир этувчи кўтарувчи куч

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

Охирги муносабатдан қуйидаги хулосалар келиб чиқади:

1. Агар $\gamma > \gamma_1$ бўлса, яъни жисмнинг солиштирма оғирлиги суюқликникидан кам бўлса, кўтарувчи куч R мусбат бўлади (юқорига йўналган). Бу ҳолда жисм суюқлик сиртида қалқиб юради.

2. Агар $\gamma = \gamma_1$ бўлса, яъни жисм билан суюқлик солиштирма оғирликлари тенг бўлса, у ҳолда $R = 0$, яъни жисм суюқлик ичида сузиб юради.

3. Агар $\gamma < \gamma_1$ бўлса, у ҳолда кўтарувчи куч манфий (пастро йўналган) бўлади ва жисм суюқлик тубигача чўқади.

(2.45) дан жисмларнинг суюқликда сузувчанлиги, яъни маълум юк билан сузиб юриш қобилияти тўғрисида хулоса чиқариш мумкин. Ҳар қандай қалқиб юривчи жисм сузувчанлик запасига эга бўлиб, бу унинг сузиб юришидаги хавфсизлигини таъминлайди. Сузувчанлик запаси жисмнинг суюқлик сиртидан юқори қисмининг ҳажмидаги суюқлик оғирлигига тенг.

Сузувчанлик запаси P_c билан белгиланади ва қуйидагича топилади:

$$P_c = \frac{R}{\gamma} = \frac{\gamma - \gamma_1}{\gamma} V.$$

Сузувчи жисмнинг қанча қисми сувга ботиб туриши ва унинг сузишига тааллуқли бошқа қонуниятлар маълум бўлиб, биз улар ҳақида тўхталиб ўтишимизга ҳожат йўқ.

Сузиб юривчи жисм ҳақида яна қуйидаги тушунчаларни келтирамиз.

1. Сузиш текислиги — жисмни кесиб ўтувчи эркин сирт AB .

2. Ватерчизиқ — сузиш текислиги билан жисм сиртининг кесишиш чизиғи.

3. Сузаётган жисмнинг оғирлик маркази (1.27-расмда C нуқта).

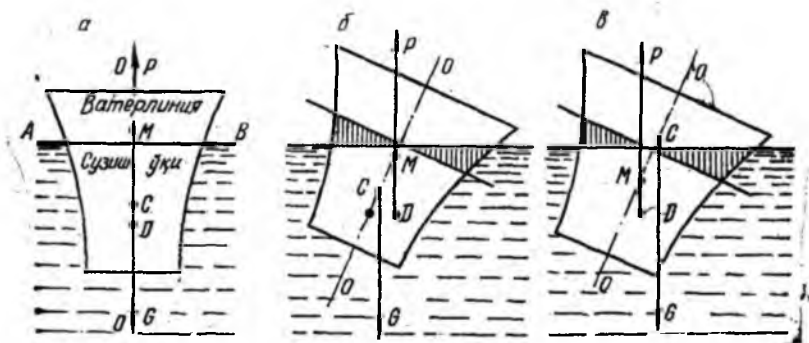
4. Сув сиғими маркази ёки босим маркази (1.27-расмда D нуқта). Бу ерда сув сиғими — жисмнинг сувга ботган қисми. Сув сиғими маркази жисмнинг суюқликка ботган қисмига таъсир этувчи босимнинг тенг таъсир этувчиси қўйилган нуқта бўлиб, у сувга ботган қисмнинг оғирлик марказига жойлашган.

5. Сузиш ўқи — сузаётган жисм нормал ҳолатида унинг ўртасидан ўтган $O-O$ ўқи (1.27-расм, a).

6. Метамарказ — жисмнинг қия ҳолатида тенг таъсир этувчи босим кучи йўналишининг сузиш ўқи билан кесишган нуқтаси (1.27-расм, $b, в$). Сузаётган жисмнинг оғирлик маркази C у қиялашганда ҳам ўзгармайди. Сув сиғими маркази D эса жисм қиялигининг ҳар хил ҳолатида ҳар хил бўлади. Қиялик бурчаги 15° гача бўлганда D тахминан радиуси бирор r га тенг бўлган айлана ёйи бўйича силжиб боради ва бу радиус D ва M орасидаги масофага тенг бўлиб, метамарказий радиус дейилади. M ва C орасидаги масофа метамарказий баландлик дейилади ва h ҳарфи билан белгиланади.

Суюқликда сузаётган жисмнинг қиялангандан кейин яна аввалги ҳолатига қайтиши турғунлик дейилади. Бу тушунчанинг тулиқ мазмунини тушунтириш учун қуйидагиларга тўхталиб ўтамиз.

Нормал ҳолатда (1.27-расм, a) оғирлик маркази ва сув сиғими маркази сузиш ўқида ётади. Оғирлик кучи G ва босим P эса сузиш ўқи бўйича йўналган бўлади. Сузаётган жисм қийшайиши билан G ва P кучлар момент ҳосил қилади. Бу момент жисм қияланган томон йўналишида ёки унга тескари бўлиши мумкин.



1.27-расм. Сузиб юривчи жисмларнинг турли ҳолатлари.

Агар G ва P кучларнинг моменти жисм қияланган томонга тескари йўналган бўлса, у тикловчи момент дейилади. Бундай ҳолат эса *турғун ҳолат* дейилади. Агар момент жисм қияланган томонга бўлса, уни *ағдарувчи момент* дейилади. Бу ҳолда жисм аввалги ҳолатига қайтмайди G ва P кучлар моментининг йўналиши бу кучларнинг қўйилиш нуқталари, яъни оғирлик маркази C билан сув сифими маркази D нинг ўзаро ҳолатига боғлиқ. Бунда уч ҳол бўлиши мумкин:

1) агар метамарказ оғирлик марказидан юқорида бўлса (1.27-расм, b), G ва P кучларнинг моменти жисмни нормал ҳолатга қайтаради, яъни жисм турғун ҳолатда бўлади;

2) агар метамарказ оғирлик марказидан пастда бўлса (1.27-расм, a), G ва P кучларнинг моменти жисмни ағдаришга ҳаракат қилади, яъни жисм нотурғун ҳолатда бўлади;

3) агар метамарказ оғирлик маркази устига тушса, у ҳолда суюқликда сузаётган жисм ҳолати турғунликка боғлиқ бўлмайди (масалан, шар учун). Турғунликка боғлиқ бошқа масалалар устида тўхталиб ўтирмаймиз.

1.25-§. Нисбий тинчлик

Биз юқорида кўрганимиздек, суюқлик оғирлик кучи таъсирида мувозанатда туриши мумкин. Бу ҳол ерга нисбатан тинч турган ёки тўғри чизиқли текис ҳаракат қилаётганда идишда мувозанатда бўлган суюқликка тегишлидир. Гидростатикадаги барча масалалар шу ҳоллар учун кўрилган.

Агар идиш нотекис ёки эгри чизиқли ҳаракат қилаётган бўлса, у ҳолда суюқлик заррачаларига оғирлик кучидан ташқари нисбий ҳаракатнинг инерция кучи ёки марказдан қочирма кучлари таъсир қилади. Бу кучлар вақт давомида ўзгармаса, улар таъсирида суюқлик мувозанат ҳолатини қабул қилади, яъни идиш деворларига нисбатан ҳаракатсиз бўлиб қолади. Суюқликларнинг бундай мувозанат ҳолати нисбий тинчлик дейилади.

Нисбий тинчликда босими тенг сиртлар ва эркин сирт тинч турган идишдаги горизонтал текисликлар оиласидан иборат бўлган бундай сиртлардан бутунлай фарқ қилади. Бу ҳолларда таъсир этувчи масса кучлар босими тенг сиртларга тик йўналган бўлади.

Нисбий тинчликда Эйлер тенгламасининг интегралларга бағишланган параграфдаги тўғри чизиқли ва текис тезланувчан идишдаги суюқлик мувозанати (иккинчи масала) ва вертикал ўқ атрофида айланаётган идишдаги суюқлик ҳақидаги (учинчи масала) қисмларини мисол қилиб олиш мумкин.

Бу ҳолда масса кучларнинг тенг таъсир этувчиси инерция кучи ва оғирлик кучининг йигиндисидан иборат бўлади (уларнинг проекциялари юқорида кўрилган).

III б о б. Суюқликлар кинематикаси ва динамикаси асослари. Суюқликларда ҳаракат турлари

Гидравликанинг суюқликлар ҳаракат қонунилари ва уларнинг ҳаракатланаётган ёки ҳаракатсиз қаттиқ жисмлар билан ўзаро таъсирини ўрганувчи бўлими гидродинамика дейилади.

Ҳаракатланаётган суюқлик вақт ва координата бўйича ўзгарувчи турли параметрларга эга бўлган ҳаракатдаги моддий нуқталар тўпламидан иборат. Одатда суюқликни ўзи эгаллаб турган фазони бутунлай тўлдирувчи туташ жисм деб қаралади. Бу деган сўз текшириляётган фазонинг исталган нуқтасини олсак, шу ерда суюқлик заррачаси мавжуддир. Гидростатикада асосий параметр босим эди, гидродинамикада эса босим ва тезликдир.

1.26- §. Гидродинамиканинг асосий масаласи. Ҳаракат турлари

Суюқлик ҳаракат қилаётган фазонинг ҳар бир нуқтасида шу нуқтага тегишли тезлик ва босим мавжуд бўлиб, фазонинг бошқа нуқтасига ўтсак, тезлик ва босим бошқа қийматга эга бўлади, яъни тезлик ва босим координаталар x , y , z га боғлиқ. Нуқтадаги суюқ заррачага таъсир қилаётган босим ва тезлик вақт ўтиши билан ўзгариб боришини табиатда кузатиш мумкин.

Тезлик ва босим майдонлари. Суюқлик ҳаракат қилаётган фазонинг ҳар бир нуқтасида ҳаёлан тезлик ва босим векторларини қуриб чиқсак, кўриляётган ҳаракатга мос келувчи тезлик ва босим тўпламларини кўз олдимизга келтира оламиз. Ана шу усул билан тузилган тезлик тўплами *тезлик майдони* дейилади. Шунингдек, босим векторларидан иборат тўплам *босим майдони* деб аталади. Тезлик ва босим майдонлари вақт ўтиши билан ўзгариб боради. Гидростатикадаги каби гидродинамикада ҳам гидродинамик босимни p билан белгилаймиз ва уни содда қилиб босим деб атаймиз. Тезликни эса u билан белгилаймиз. U ҳолда тезликнинг координата ўқларидаги проекциялари u_x , u_y , u_z бўлади.

Юқорида айтиб ўтилганга асосан суюқлик параметрлари функция кўринишида ёзилади

$$\begin{aligned} p &= f_1(x, y, z, t), \\ u &= f_2(x, y, z, t); \end{aligned} \quad (3.1)$$

тезлик проекциялари ҳам функциялардир;

$$\begin{aligned} u_x &= f_3(x, y, z, t), \\ u_y &= f_4(x, y, z, t), \\ u_z &= f_5(x, y, z, t). \end{aligned}$$

Бу келтирилган функцияларни аниқлаш ва улар ўртасидаги ўзаро боғланишни топиш гидродинамиканинг асосий масаласи ҳисобланади.

Ҳаракат турлари. Ҳаракат вақтида суюқлик оқаётган фазонинг ҳар бир нуқтасида тезлик ва босим вақт ўтиши билан ўзгариб турса, бундай ҳаракат *беқарор ҳаракат* дейилади. Табиатда дарё ва каналлардаги сувнинг ҳаракатлари, техникада трубалардаги суюқликнинг ҳаракати ва механизмлар қисмларидаги ҳаракатлар асосан бошланганда ва кўп ҳолларда бутун ҳаракат давомида беқарор бўлади. Агар суюқлик оқаётган фазонинг ҳар бир нуқтасида тезлик ва босим вақт бўйича ўзгармай фақат координаталарга боғлиқ, яъни

$$\begin{aligned} p &= f_{11} = (x, y, z), \\ u &= f_{21} = (x, y, z) \end{aligned} \quad (3.2)$$

бўлса, у ҳолда ҳаракат *барқарор* дейилади. Бу ҳол трубаларда ва каналларда суюқлик маълум вақт оқиб турганидан кейин юзга қелиши мумкин. Барқарор ҳаракат икки тур бўлиши мумкин: *текис ва нотекис ҳаракатлар*. Суюқлик заррачаси ҳаракат йўналиши бўйича вақт ўтиши билан ҳаракат фазосининг бир нуқтасидан иккинчи нуқтасига ўтганда тезлиги ўзгариб борса, ҳаракат нотекис ҳаракат бўлади. Нотекис ҳаракат вақтида суюқлик ичида босим ва бошқа гидравлик параметрлар ўзгариб боради. Нотекис ҳаракатни кесими ўзгариб бораётган шиша трубада кузатиш жуда қулайдир.

Борди-ю суюқлик заррачаси ҳаракат йўналиши бўйича вақт ўтиши билан ҳаракат фазосининг бир нуқтасидан иккинчи нуқтасига ўтганда тезлигини ўзгартирмаса, бундай ҳаракат текис ҳаракат дейилади. Текис ҳаракат вақтида суюқликнинг гидравлик параметрлари ўзгармайди. Текис ҳаракатга кесими ўзгармайдиган трубалардаги суюқликнинг ва қиялиги бир хил каналлардаги сув оқими мисол бўла олади.

Суюқлик оқимида босимнинг таъсирига қараб босимли ва босимсиз ҳаракатлар бўлади.

Босим ва оғирлик таъсирида бўладиган ҳаракатлар *босимли ҳаракат* деб аталади. Босимли ҳаракат вақтида суюқлик ҳар томондан деворлар билан ўралган бўлиб, эркин сирт бўлмайди (яъни суюқликнинг босими чиқиб кетишига ҳеч қандай имконият йўқ). Бундай ҳаракатга босимли идишдан трубага ўтаётган суюқлик ҳаракати мисол бўлади.

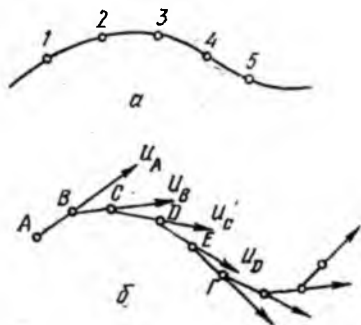
Босимсиз ҳаракат вақтида суюқлик фақат оғирлик кучи таъсирида ҳаракат қилиб эркин сиртга эга бўлади. Бундай ҳаракатга дарёлардаги, каналлардаги сувнинг ва трубалардаги тўлмасдан оқаётган суюқликнинг ҳаракатлари мисол бўла олади. Булардан ташқари, суюқликларнинг секин ўзгарувчан ҳаракатлари ҳақида гапириш мумкин бўлиб, биз улар ҳақида тухталиб ўгирмаймиз.

1.27-§. Оқимчали ҳаракат ҳақида асосий тушунчалар. Оқим чизиғи, оқим найчаси ва оқимча. Суюқлик оқимлари

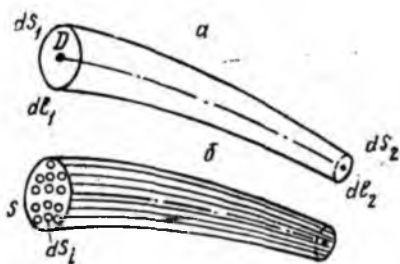
Одатда, бирор воқеа ёки ҳодисани текширишда уни бутунлигича текшириб бўлмагани учун бирор соддалаштирилган схема қабул қилинади ва ана шу схема текширилади. Гидравликада суюқлик ҳаракати қонуниятларининг табиатини энг яхши ифодадалаб берувчи схема суюқлик оқимини элементар оқимчалардан иборат деб қаровчи схема ҳисобланади. Буни гидравликада „суюқлик ҳаракатининг оқимчали модели“ деб аталади. Бу модель асосида оқим чизиғи, оқим найчаси ва оқимча тушунчалари ётади.

а) **Оқим чизиғи** — суюқлик ҳаракат қилаётган фазода суюқликнинг бирор заррачасининг ҳаракатини кузатсак, унинг вақт ўтиши билан фазода олдинма-кейин олган ҳолатларини 1, 2, 3... (1.28-расм, а) нуқталар билан ифодалаш мумкин ва бу нуқталарда ҳаракатдаги заррача (3.1) ва (3.2) га асосан ҳар хил тезлик ва босимларга эга бўлади. Шу нуқталарни ўзаро туташтирсак, суюқлик заррачасининг траекторияси ҳосил бўлади.

Энди, суюқлик заррачасининг тезлигини кузатамиз. Заррачанин A нуқтадаги тезлик вектори u_A ни кўриляётган вақт учун қурамиз. Шу векторнинг давомида кичик dl_1 масофадаги B нуқтада ҳаракатдаги суюқлик заррачасининг B нуқтага тегишли тезлик вектори u_B ни қурамиз. Ҳосил бўлган янги векторнинг давомида кичик dl_2 масофадаги C нуқтада шу нуқтага тегишли заррача тезлигининг вектори u_C ни қурамиз. u_C векторининг давомида dl_3 масофадаги D нуқтада шу нуқтага тегишли заррача тезлигининг u_D векторини қурамиз ва ҳ. к. Натижада $ABCDE$ (1.28-расм, б) синиқ чизиқни ҳосил қиламиз. Агар dl_1, dl_2, dl_3 ларни чексиз кичрайтириб бориб, нолга интилтирсак, $ABCDE$ ўрнида бирор эгри чизиқни оламиз. Бу эгри чизиқ **оқим чизиғи** деб аталади.



1.28-расм. Оқим чизиғини тушунтиришга оид чизма.



1.29-расм. Оқим найчаси, элементар оқимча ва оқим.

Демак, суюқлик ҳаракатланаётган фазода олинган ва берилган вақтда ҳар бир нуқтасида унга ўтказилган уринма шу нуқтага тегишли тезлик вектори йўналишига мос келувчи эгри чизиқ оқим чизиғи деб аталади. Беқарор ҳаракат вақтида тезлик ва унинг йўналиши вақт давомида ўзгариб тургани учун траектория билан оқим чизиғи бир хил бўлмайди. Барқарор ҳаракат вақтида эса тезлик векторининг нуқталардаги ҳолати вақт ўтиши билан ўзгармагани учун траектория билан оқим чизиғи устма-уст тушади.

Оқим найчаси ва элементар оқимча. Энди, суюқлик ҳаракатланаётган соҳада бирор D нуқта олиб, шу нуқта атрофида чексиз кичик dl контур оламиз ва шу контурнинг ҳар бир нуқтасидан оқим чизиғи ўтказамиз. У ҳолда оқим чизиқлари *оқим найчаси* деб аталувчи найча ҳосил қилади (1.29-расм, *a*). Оқим найчаси ичида оқаётган суюқлик оқими *элементар оқимча* деб аталади. Элементар оқимчалар барқарор ҳаракат вақтида қуйидаги хусусиятларга эга

1. Оқим чизиқлари вақт ўтиши билан ўзгармагани учун улардан ташкил топган элементар оқимча ўз шаклини ўзгартирмайди.

2. Бир оқимчада оқаётган суюқлик заррачаси бошқа ёнма-ён оқимчаларга ўта олмайди. Шунинг учун элементар оқимчаларнинг ён сирти оқимча ичидаги заррачалар учун ҳам, ташқаридаги заррачалар учун ҳам ўтказмас сирт бўлади.

3. Элементар оқимча кўндаланг кесими чексиз кичик бўлгани учун бу кесимдаги барча нуқталарда суюқлик заррачаларининг тезлиги ўзгармасдир.

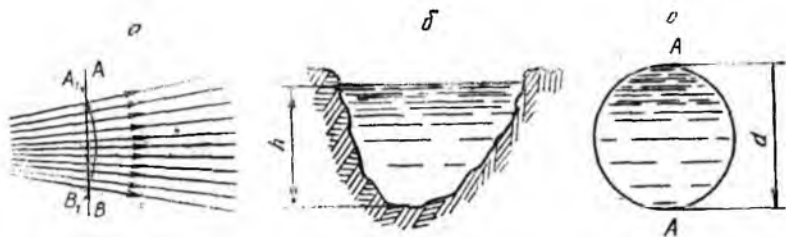
Энди бирор S юза олиб, уни чексиз кўп dS_1, dS_2, \dots, dS_n элементар юзаларга ажратиш мумкин (1.29-расм, *b*). Шунинг учун юзадан оқиб ўтаётган суюқлик оқмаси чексиз кўп элементар оқимчалардан ташкил топган бўлади ва ҳар бир элементар оқимчада суюқлик тезлиги бошқа элементар оқимчалардагидан фарқ қилади.

1.28-§. Оқимнинг асосий гидравлик элементлари

Суюқлик оқимини текширишда оқиш қонунларини математик ифодалаш учун уни гидравлик ва геометрик нуқтан назардан характерловчи: 1) ҳаракат кесими; 2) суюқлик сарфи; 3) ўртача тезлик; 4) ҳўлланган периметр; 5) гидравлик радиус каби тушунчалар киритилади.

Ҳаракат кесими деб шундай сиртга айтиладики, унинг ҳар бир нуқтасида оқим чизиғи нормал бўйича йўналган бўлади. Умумий ҳолда ҳаракат кесими эгри сирт бўлиб (1.30-расм *a*), параллел оқимчали ҳаракатлар учун текисликнинг бўлагидан иборат (яъни текис сиртдир) (1.30-расм, *b, c*).

Масалан, радиал тарқалаётган суюқлик оқими учун ҳаракат кесими сферик сирт бўлса (1.30-расм, *a*) ўзанда ва трубада ҳаракат қилаётган оқимнинг ҳаракат кесими текис сиртдир (1.30-



1.30- расм. Ҳаракат кесимига онд чизма.

расм, *в*, *с*). Шунга асосан параллел оқимчали ҳаракатга эга бўлган оқимларнинг ҳаракат кесими учун қуйидагича таъриф бериш мумкин: *оқимнинг умумий оқим йўналишига нормал бўлган кундаланг кесими ҳаракат кесими деб аталади*. Оқим ҳаракат кесимининг юзи ω ҳарфи билан белгиланади.

Вақт бирлигида оқимнинг берилган ҳаракат кесими орқали оқиб ўтаётган суюқлик миқдори *суюқлик сарфи* деб аталади. Сарф Q ҳарфи билан белгиланади ва л/с, м³/с, см³/с ларда ўлчанади. Элементар юза бўйича сарфни dq билан, бирлик юза бўйича сарфни q билан белгиланади. 1.31- расмда трубадаги (*а*) ва каналдаги (*б*) оқимлар учун тезлик эпюралари келтирилган. Тезлик суюқлик оқаётган идиш деворларида нолга тенг бўлиб, девордан узоқлашган сари катталашиб бориши расмдан кўриниб турибди. Трубада тезликнинг энг катта қиймати унинг ўртасида бўлса, каналда эркин сиртга яқин ерда бўлади. Иштиёрий элементар оқимча учун элементар сарф $dQ = u \cdot d\omega$ га тенг. Оқим чексиз кўп элементар оқимчалардан ташкил топгани учун элементар сарфларнинг йиғиндиси, яъни бутун оқимнинг сарфи интеграл кўринишда ифодаланади:

$$Q = \int_{\omega} u \cdot d\omega, \quad (3.3)$$

бу ерда ω — ҳаракат кесими; $d\omega$ — ҳаракат кесимининг элементар оқимчага тегишли бўлаги.

Суюқлик заррачаларининг ҳаммаси бир хил тезлик билан ҳаракатланганда бўладиган сарф, ҳақиқий ҳаракат вақтидаги сарфга тенг бўладиган тезлик *ўртача тезлик* деб аталади. 1.31- расм, *а*, *б* ларда ҳақиқий тезлик эпюраси пунктир чизиқ билан чизилиб, пунктирли стрелкаларнинг учини бирлаштиради. Ўртача тезлик эпюраси туташ чизиқлар билан чизилган бўлиб, туташ стрелкалар учини бирлаштиради. Ўртача тезлик v ҳарфи билан белгиланади ва сарфни ҳаракат кесимига бўлиш йўли билан топилади:

$$v = \frac{Q}{\omega} = \frac{\int u d\omega}{\omega}. \quad (3.4)$$

Бунда суюқлик сарфи ўртача тезлик орқали қуйидагича ифодаланилади:

$$Q = v \cdot \omega. \quad (3.5)$$

Оқма кўндаланг кесимини (эркин сиртни ҳисобга олмаганда) уни чега-раловчи деворлар билан туташтирувчи чизик периметри *ҳўлланган периметр* деб аталади. Оқим кўндаланг кесимининг *ҳўлланмаган* қисми *ҳўлланган* периметрга кирмайди ва уни ҳисоблашда чиқариб ташланади. *Хўлланган* периметр χ ҳарфи билан белгиланади.

Турли шаклдаги нов (канал) лар ва трубалар учун *ҳўлланган* периметр қуйидагича ҳисобланади:

тўғри тўртбурчак нов учун (1.32-расм, а):

$$\chi = 2h + b,$$

бу ерда h —суюқлик чуқурлиги; b —нов (канал)нинг кенглиги; трапецидаль нов учун (1.32-расм, б).

$$\chi = b + 2h\sqrt{1 + m^2},$$

бу ерда $m = \text{ctg}\alpha$ — қиялик коэффициенти; учбурчак новлар учун (1.32-расм, в):

$$\chi = 2h\sqrt{1 + m^2}$$

цилиндрик трубалар учун (1.32-расм) суюқлик тўлиб оққанда

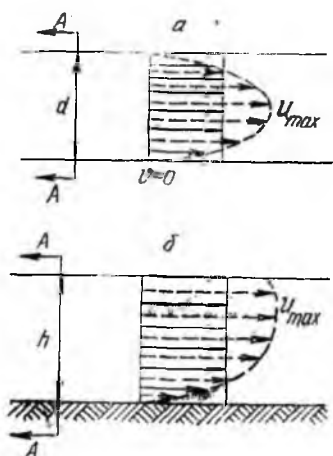
$$\chi = \pi d = 2\pi r;$$

суюқлик тўлмаётганда (1.32-расм, д)

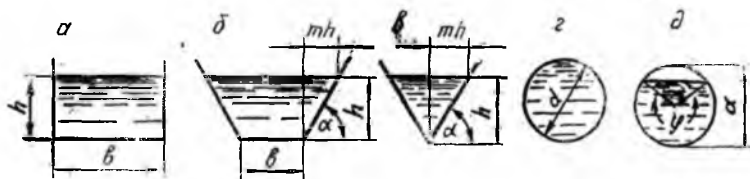
$$\chi = \frac{\varphi \pi d}{360},$$

бу ерда φ —марказий бурчак; d — трубанинг ички диаметри; r — трубанинг ички радиуси.

Оқим ҳаракат кесими ω нинг *ҳўлланган* периметри γ га нис-



1.31-расм. Суюқлик сарфи ва ўртача тезликка доир чизма.



1.32-расм. Ҳўлланган периметрга доир чизма.

бати гидравлик радиуси деб аталади ва R билан белгиланади, яъни:

$$R = \frac{\omega}{\chi}. \quad (3.6)$$

Тўғри тўртбурчак новлар учун:

$$R = \frac{\omega}{\chi} = \frac{hb}{2h+b}; \quad (3.7)$$

Трапецидаль новлар учун

$$R = \frac{\omega}{\chi} = \frac{h(mh+b)}{b+2h\sqrt{1+m^2}}. \quad (3.8)$$

Учбурчак новлар учун

$$R = \frac{\omega}{\chi} = \frac{mh^2}{2h\sqrt{1+m^2}} = \frac{mh}{2\sqrt{1+m^2}}. \quad (3.9)$$

Цилиндрик трубалар учун:

суюқлик тўлиб оққанда

$$R = \frac{\omega}{\chi} = \frac{\pi d^2}{4}, \quad \pi d = \frac{r}{2}, \quad (3.10)$$

суюқлик тўлмай оққанда

$$R = \frac{\omega}{\chi} = \frac{\frac{d^2}{8} \left(\frac{\varphi\pi}{180} - \sin\varphi \right)}{\frac{\varphi\pi d}{360}} = \frac{d}{4} \left(1 - \frac{180 \sin\varphi}{\varphi\pi} \right). \quad (3.11)$$

1.29-§. Суюқликнинг барқарор ҳаракати учун узилмаслик тенгламаси

Юқорида айтиб ўтилганидек, гидравликада суюқликлар туташ муҳитлар деб қаралади (яъни ҳаракат фазосининг исталган нуқтасида суюқлик заррачасини топиш мумкин). Элементар оқимча ва оқим учун узилмаслик тенгламаси суюқликнинг туташ оқими (яъни ҳар бир ҳаракатдаги заррачанинг олдида ва кетида чексиз яқин масофада албатта яна бирор заррача мавжудлиги) нинг математик ифодаси бўлиб хизмат қилади. Суюқликнинг барқарор ҳаракатини кўралик.

Элементар оқимча учун узилмаслик тенгламасини чиқарамиз. Оқимда ҳаракат ўқи $l-l$ бўлган элементар оқимча оламиз ва унинг $1-1$ ва $2-2$ кесимлари орасидаги бўлагини текширамиз (1.33-расм). $1-1$ кесимдаги юза dS_1 , тезлик u_1 , $2-2$ кесимдаги юза dS_2 , тезлик u_2 бўлсин ва бу кесимларда тегишли элементар сарфлар $q_1 = u_1 dS_1$ ва $q_2 = u_2 dS_2$ га тенг бўлсин.

Бу ҳолда $1-1$ ва $2-2$ кесимлар орқали ўтувчи элементар сарфлар тенг бўлади:

$$q_1 = q_2. \quad (3.12)$$

Буни исботлаш учун қуйидаги икки ҳолни кўрамиз:

1) $q_1 > q_2$ бўлсин. Бу ҳолда 1—1 ва 2—2 кесимлар ўртасида суюқлик тўпланиши ёки элементар оқимча деворлари орқали ташқарига чиқиши мумкин деган хулоса чиқади. Бироқ юқорида айтилганидек, элементар оқимча деворларидан суюқлик ўтмайди ва унинг кўндаланг кесимлари ўтказмасдир.

Демак, бундай тахмин нотўғри эканлиги кўриниб турибди.

2) $q_1 < q_2$ бўлсин. Бу ҳолда 1—1 ва 2—2 кесимлари орасида қаердандир суюқлик қўшилиб туриши ёки элементар оқимча деворлари орқали ичкарига ўтиб туриши керак. Юқоридагига асосан бундай тахмин ҳам нотўғри эканлиги кўринади. Шундай қилиб, (3.12) тенглик тўғри эканлиги исботланди.

Элементар сарфлар тенглигидан қуйидаги келиб чиқади:

$$u_1 dS_1 = u_2 dS_2. \quad (3.13)$$

1—1 ва 2—2 кесимлар ихтиёрий танлаб олинганлиги учун элементар оқимчанинг хоҳлаган кесими учун элементар сарф тенг бўлади, яъни

$$u_1 dS_1 = u_2 dS_2 = u_3 dS_3 = \dots = u_n dS_n = \text{const}$$

(3.13) тенглама элементар оқимча учун узилмаслик тенгласи деб аталади. Бу тенгламадан кўриниб турибдики, элементар оқимчанинг барча кесимларида элементар сарф бир хилдир. (3.13) тенгламани қуйидагича ёзиш мумкин

$$\frac{u_1}{u_2} = \frac{dS_2}{dS_1}$$

Бундан элементар оқимчанинг ихтиёрий иккита кесимидаги тезликлар бу кесимлар юзасига тескари пропорционал эканлиги келиб чиқади.

Оқим учун узилмаслик тенгласини чиқарамиз. Бунинг учун элементар оқимча учун олинган узилмаслик тенгласидан фойдаланамиз. Оқим сарфи чексиз кўп оқимчалар сарфининг йиғиндисидан иборат эканлигини (1.29-расм) назарга олиб, (3.13) тенгламанинг чап ва ўнг қисмини S_1 ва S_2 юзалар бўйича олинган интеграллар билан алмаштирамиз

$$\int_{S_1} u_1 dS_1 = \int_{S_2} u_2 dS_2.$$

(3.3) тенгламага асосан

$$\int_{S_1} u_1 \cdot dS_1 = v_1 S_1; \quad \int_{S_2} u_2 \cdot dS_2 = v_2 S_2$$



1.33-расм. Элементар оқимча учун узилмаслик тенгласини чиқаришга оид чизма.

бўлади. Шунинг учун

$$v_1 S_1 = v_2 S_2. \quad (3.14)$$

Танлаб олинган 1—1 ва 2—2 кесимлар ихтиёрий бўлгани учун

$$v_1 S_1 = v_2 S_2 = v_3 S_3 = \dots = v_n S_n = \text{const.}$$

Бу оқим учун узилмаслик тенгламасидир. Ундан кўринадик, оқимнинг йўналиши бўйича кўндаланг кесимларнинг юзаси ва тезлиги ўзгариб бориши мумкин. Лекин сарф ўзгармайди. (3.14) тенгламани қўйидагича таърифлаш ва ёзиш мумкин, яъни *оқимнинг кесимларидаги ўртача тезликлар тегишли кесимларнинг юзаларига тесқари пропорционалдир*:

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{S_2}{S_1}$$

1.30-§. Идеал суюқликлар учун ҳаракат тенгламаси. Суюқлик ҳаракати учун Эйлер тенгламаси

Юқорида биз идеал ва реал суюқликлар тушунчаси ҳақида тўхталиб, уларнинг бир-биридан фарқини кўрсатувчи асосий катталиқ ички ишқаланиш кучи эканлигини айтиб ўтдик. Кейинчалик ички ишқаланиш кучи тезлик градиентига боғлиқ бўлишини таъкидладик.

Гидростатика бўлимида суюқликлар мувозанат ҳолатининг тенгламасини чиқарганимиздек, уларнинг ҳаракати учун ҳам умумийлашган тенглама чиқаришимиз мумкин. Қўйида биз идеал суюқликлар учун шундай тенглама чиқариш билан шуғулланамиз. Суюқлик ҳаракат қилаётган фазода томонлари dx , dy , dz бўлган элементар ҳажм ажратиб оламиз (1.6-расмга қаранг). У ҳолда ҳажмга O_x , O_y , O_z ўқлари йўналишида таъсир этувчи кучлар гидростатикада суюқликлар асосий тенгламасини чиқарганимиздагидек ифодаланади. Бу ерда фарқ суюқлик ҳаракатда бўлганлиги учун босим кучларидан ташқари инерция кучлари ҳам мавжудлигидир. Шунинг учун гидростатикада суюқликнинг мувозанат шартларидан фойдаланган бўлсак, бу ерда Даламбер принциpidан фойдаланамиз. У ҳолда бирлик массага таъсир этувчи инерция кучларининг тенг таъсир этувчиси x , y ва z ўқларига қўйидаги проекцияларга эга бўлади:

$$a_x = \frac{du_x}{dt}; \quad a_y = -\frac{du_y}{dt}; \quad a_z = \frac{du_z}{dt}. \quad (3.15)$$

Бирлик массага таъсир этувчи босим кучларининг тенг таъсир этувчилари

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x}; \quad -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y}; \quad -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z}. \quad (3.16)$$

бўлади. Шунингдек, оғирлик кучлари учун x , y ва z ўқларидаги проекциялар

$$X, Y, Z. \quad (3.17)$$

Энди x , y ва z ўқлари бўйича Даламбер принципини қўлласак, қуйидаги дифференциал тенгламалар системасига эга бўламиз:

$$\left. \begin{aligned} \frac{du_x}{dt} &= X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \\ \frac{du_y}{dt} &= Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} \\ \frac{du_z}{dt} &= Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} \end{aligned} \right\} \quad (3.18)$$

Бу тенгламалар системаси идеал суюқликлар ҳаракатининг дифференциал тенгламаси дейилади. У биринчи марта Эйлер томонидан суюқликлар ҳаракатини текшириш учун таклиф қилингани учун (1755 й) Эйлер тенгламаси деб ҳам юритилади.

Юқоридаги система учта дифференциал тенгламадан иборат бўлиб, номаълумлар сони тўртта: u_x , u_y , u_z , p . Математикада кўрсатилишича бундай ҳолда яна битта тенглама керак бўлади. Ана шу тўртинчи тенглама сифатида суюқликлар ҳаракатининг узилмаслик тенгламасини дифференциал шаклда ёзилади ва у сиқилмайдиган суюқликлар учун қуйидаги кўринишга эга бўлади:

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0. \quad (3.19)$$

Олий математика курсидан маълумки, ихтиёрий вектор проекцияларининг тегишли координаталар бўйича ҳосилалари йиғиндисидивергенция дейилади. У ҳолда

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = \operatorname{div} \vec{U}.$$

Буни назарга олсак, (3.19) қисқача қуйидагича ёзилади:

$$\operatorname{div} \vec{U} = 0.$$

Мураккаб функциянинг тўлиқ дифференциали ҳақидаги қоидага асосан

$$\frac{du_x}{dt} = \frac{\partial u_x}{\partial t} + \frac{\partial u_x}{\partial x} \frac{\partial x}{\partial t} + \frac{\partial u_x}{\partial y} \frac{\partial y}{\partial t} + \frac{\partial u_x}{\partial z} \frac{\partial z}{\partial t}, \quad (3.20)$$

лекин координаталардан вақт бўйича ҳосилалар тезлик проекцияларини беради, яъни

$$\frac{\partial x}{\partial t} = u_x; \quad \frac{\partial y}{\partial t} = u_y; \quad \frac{\partial z}{\partial t} = u_z. \quad (3.21)$$

Буни назарда тутган ҳолда (3.20) ни қуйидагича ёзиш мумкин

$$\frac{du_x}{dt} = \frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_x}{\partial z}. \quad (3.22)$$

Шунингдек, u_y , u_z функцияларининг вақт бўйича тўлиқ ҳосилаларини ҳам қўйдагича ифодалаш мумкин:

$$\frac{du_y}{dt} = \frac{\partial u_y}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_y}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_y}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_y}{\partial z}, \quad (3.23)$$

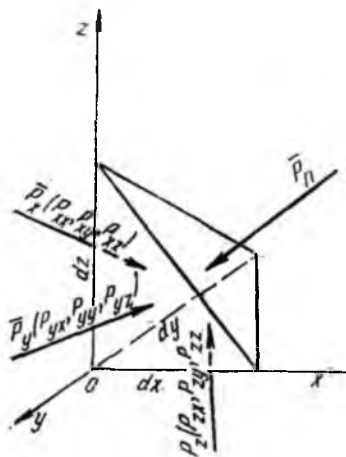
$$\frac{du_z}{dt} = \frac{\partial u_z}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_z}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_z}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z}. \quad (3.24)$$

(3.22), (3.23), (3.24) ларни (3.18) тенгламага қўйиб, идеал суюқликлар дифференциал тенгламасини қўйдагича ёзиш мумкин:

$$\begin{aligned} \frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_x}{\partial z} &= X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \\ \frac{\partial u_y}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_y}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_y}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_y}{\partial z} &= Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} \\ \frac{\partial u_z}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_z}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_z}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} &= Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z}. \end{aligned} \quad (3.25)$$

1.31-§. Реал суюқликларда ички кучлар. Навье—Стокс тенгламаси

Реал суюқликларда гидродинамик босим мавжуд бўлиб, ҳаракат йўқ бўлган ҳолда у гидростатик босимга айланади. Гидродинамик босимнинг хоссалари гидростатик босим хоссаларига қараганда умумийроқдир. Гидродинамик босим суюқликдаги ички кучларни ифодаловчи ва зўриқиш кучлари деб аталувчи кучлар таркибига киради. Суюқлик ичида жойлашган бирор элементар ҳажмни кузатсак, унга ташқаридаги суюқлик массаси маълум бир куч билан таъсир қилади. Ана шу куч зўриқиш кучи дейилади. Бу кучни тўлароқ кўз олдимизга келтириш учун томонлари dx , dy , dz га тенг бўлган тетраэдр кўринишидаги элементар ҳажм ажратиб оламиз (1.34-расм). У ҳолда тетраэдрнинг қия сиртига ташқаридаги суюқлик p_n куч билан таъсир қилади. Олинган элементар ҳажм ҳаракат вақтида ўз ҳолатини сақлаши учун унга тенг таъсир этувчиси p_n кучига тенг ва қарама-қарши йўналган қўйдаги учта куч таъсир қилади: тетраэдрнинг uOz текисликда ётган юзаси бўйича p_x кучи, xOy текислигида ётган юзаси бўйича p_y кучи; xOy текислигида ётган юзаси бўйича p_z кучи.



1.34-расм. Реал суюқликларда зўриқиш тензорини тушунтиришга доир чизма.

Бу кучларнинг ҳар бири x , y ва z уқлари бўйича проекцияга эга:

$$\begin{aligned} \bar{P}_x & \{P_{xx}, P_{xy}, P_{xz}\} \\ \bar{P}_y & \{P_{yx}, P_{yy}, P_{yz}\} \\ \bar{P}_z & \{P_{zx}, P_{zy}, P_{zz}\} \end{aligned}$$

Шундай қилиб, P кучни тўққизга куч билан алмаштириш мумкин бўлади. Бундай хусусиятга эга бўлган катталиклар тензор деб аталади ва қуйидагича ёзилади:

$$\bar{P}_n \left\{ \begin{array}{l} P_{xx}, P_{xy}, P_{xz} \\ P_{yx}, P_{yy}, P_{yz} \\ P_{zx}, P_{zy}, P_{zz} \end{array} \right\} \quad (3.26)$$

Бу кучлардан учтаси P_{xx} , P_{yy} , P_{zz} тетраэдр ён сиртларига нормал бўйича йўналган бўлиб, улар зўриқиш тензорининг нормал ташкил этувчилари дейилади. Тензорнинг қолган олти ташкил этувчиси сиртларга уринма бўйича йўналган бўлиб, зўриқиш тензорининг уринма ташкил этувчилари дейилади. Уринма ташкил этувчилар қуйидаги хоссага эга бўлади:

$$P_{xy} = P_{yx}; P_{xz} = P_{zx}; P_{yz} = P_{zy}.$$

Шунинг учун, p тензори симметрик тензор деб аталади. Бу хоссанинг исботи махсус курсларда келтирилган бўлиб, биз у тўғрисида тўхталиб утирмаймиз. Шунингдек, тензорнинг компонентларини тушунтиришларсиз, тезлик ва қовушоқлик коэффициентлари орқали ифодасини келтирамиз:

$$\begin{aligned} p_{xx} &= -p + 2\mu \frac{\partial u_x}{\partial x}, \\ p_{yy} &= -p + 2\mu \frac{\partial u_y}{\partial y}, \\ p_{zz} &= -p + 2\mu \frac{\partial u_z}{\partial z}, \\ p_{xy} = p_{yx} &= \mu \left(\frac{\partial u_y}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial y} \right), \\ p_{xz} = p_{zx} &= \mu \left(\frac{\partial u_x}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial x} \right), \\ p_{yz} = p_{zy} &= \mu \left(\frac{\partial u_z}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial z} \right). \end{aligned} \quad (3.27)$$

бу ерда p —гидродинамик босим.

Бу ерда биз \bar{p}_n тензори компонентларини сиқилмайдиган суюқликлар учун ёздик. Бу ифодаларни илгари айтиб ўтилган Ньютон гипотезасига қиёслаб, умумлашган Ньютон гипотезаси деб аталади. Бу ҳолда аввалги параграфдаги каби ҳаракат тенгмасини тузиш мумкин бўлади. Томонлари dx , dy , dz га тенг бўлган параллелепипед кўринишида элементар ҳажм олсак (1.6-

расмга қ.) у ҳолда Ox , Oy , Oz йўналишида оғирлик ва инерция кучларини ҳисобга олмаганимизда, учта куч таъсир қилади:

Ox бўйича p_{xx} , p_{yx} , p_{zx}

Oy бўйича p_{xy} , p_{yy} , p_{zy}

Oz бўйича p_{xz} , p_{yz} , p_{zz} .

Демак, параллелепипеднинг (1.6-расмга қ.) Ox ўқиға тик бўлган ён ёқлари бўйича таъсир қилувчи кучларнинг тенг таъсир этувчиси қуйидагига тенг:

$$\frac{\partial p_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial p_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial p_{zx}}{\partial z}.$$

Oy ўқиға тик бўлган ён ёқлари бўйича

$$\frac{\partial p_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial p_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial p_{zy}}{\partial z}.$$

Oz ўқиға тик бўлган ён ёқлари бўйича

$$\frac{\partial p_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial p_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial p_{zz}}{\partial z}.$$

Энди, олдинги параграфдаги каби Даламбер принциpidан фойдаланиб ҳаракат тенгламасини тузамиз. У қуйидаги кўринишга эга бўлади:

$$\begin{aligned} \frac{du_x}{dt} &= X + \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial p_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial p_{zx}}{\partial z} \right), \\ \frac{du_y}{dt} &= Y + \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial p_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial p_{zy}}{\partial z} \right), \\ \frac{du_z}{dt} &= Z + \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial p_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial p_{zz}}{\partial z} \right). \end{aligned} \quad (3.28)$$

Олинган тенгламага (3.22), (3.23), (3.24) ва (3.25) муносабатларни киритсак, реал суюқларнинг ҳаракат тенгламаси қуйидаги кўринишга эга бўлади:

$$\begin{aligned} \frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_x}{\partial z} &= X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \\ &+ \nu \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} \right) \\ \frac{\partial u_y}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_y}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_y}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_y}{\partial z} &= Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \\ &+ \nu \left(\frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial z^2} \right) \\ \frac{\partial u_z}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_z}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_z}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} &= Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \\ &+ \nu \left(\frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right). \end{aligned} \quad (3.29)$$

Бу ҳосил бўлган тенгламалар системаси сиқилмайдиган суюқликлар учун Навье-Стокс тенгламаси дейилади. (3.29) система учта тенгламадан иборат бўлиб, номаълумлар сони тўртта; u_x , u_y , u_z , p . Шунинг учун реал суюқликлар ҳаракатини текширишда бу системага (3.19) тенгламани қўшиб ечилади.

1.32-§. Элементар оқимча учун Бернулли тенгламаси

Юқорида келтирилган Эйлер ва Навье-Стокс тенгламалар системаларини ечиш йўли билан суюқлик ҳаракатланаётган фазонинг ҳар бир нуқтасидаги тезлик ва босимни топиш мумкин. Лекин бу системаларни ечиш катта қийинчиликлар билан амалга оширилади, кўп ҳолларда эса ҳатто ечиш мумкин эмас. Шунинг учун гидравликада, кўпинча, ўртача тезликни топиш билан чегараланишга тўғри келади. Бунинг учун, одатда, Бернулли тенгламасидан фойдаланилади. Биз бу ерда Бернулли тенгламасини икки хил усулда чиқаришни кўрсатамиз.

Биринчи усул Эйлер тенгламасидан фойдаланиш йўли билан амалга оширилади. Бунинг учун (3.18) системанинг биринчи тенгламасини dx га, иккинчи тенгламасини dy га, учинчи тенгламасини dz га кўпайтирамиз ва ҳосил бўлган учта тенгламани қўшамиз. Натижада қуйидаги тенгламага эга бўламиз:

$$\frac{du_x}{dt} dx + \frac{du_y}{dt} dy + \frac{du_z}{dt} dz = Xdx + Ydy + Zdz - \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right) \quad (3.30)$$

(3.21) муносабатдан кўриниб турибдики,

$$dx = u_x dt; \quad dy = u_y dt; \quad dz = u_z dt.$$

Шу муносабатдан фойдаланиб, (3.30) тенгламанинг чап томонини қуйидаги кўринишга келтирамиз:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial u_x}{\partial t} u_x dt + \frac{\partial u_y}{\partial t} u_y dt + \frac{\partial u_z}{\partial t} u_z dt = \\ & = u_x du_x + u_y du_y + u_z du_z = \frac{1}{2} d(u_x^2 + u_y^2 + u_z^2) \end{aligned} \quad (3.31)$$

лекин

$$u^2 = u_x^2 + u_y^2 + u_z^2$$

бўлгани учун (3.30) тенглама чап томонининг кўриниши қуйидагича бўлади:

$$\frac{1}{2} d(u_x^2 + u_y^2 + u_z^2) = \frac{1}{2} d(u^2) \quad (3.32)$$

(3.30) нинг ўнг томонидаги $Xdx + Ydy + Zdz$ бирор куч потенциалининг тўлиқ дифференциалидир. Агар шу потенциални $F = -f(x, y, z)$ билан белгиласак, у ҳолда қуйидагига эга бўламиз

$$\lambda dx + Ydy + Zdz = dF. \quad (3.33)$$

Одатда, суюқликка таъсир қилувчи масса куч оғирлик кучидир. Бу ҳолда декарт координаталар системасида қуйидагича бўлади:

$$F = -gz. \quad (3.34)$$

(3.30) тенгламанинг ўнг томонида яна босим билан ифодаланган муносабат бўлиб, u босимнинг тўлиқ дифференциалини ифодалайди, яъни

$$\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz = dp \quad (3.35)$$

(3.32), (3.33), (3.34) ва (3.35) ларни (3.30) тенгламага қўйсак, у қуйидаги кўринишга келади

$$\frac{1}{2} d(u^2) + \frac{1}{\rho} dp + d(gz) = 0.$$

Ҳосил бўлган тенгламани элементар оқимчанинг $l-l$ кесимидан (1.33-расмга қ.) 2—2 кесимигача интегралласак, қуйидаги тенгламага эга бўламиз:

$$\frac{u_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + gz_1 = \frac{u_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + gz_2. \quad (3.36)$$

Бу тенгликдаги ҳар бир ҳад масса бирлигига келтирилган. Агар уни куч бирлигига келтирсак, яъни g га икки томонини бўлиб юборсак, у ҳолда $\rho \cdot g = \gamma$ ни ҳисобга олиб, қуйидагини оламиз:

$$\frac{u_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{u_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2. \quad (3.37)$$

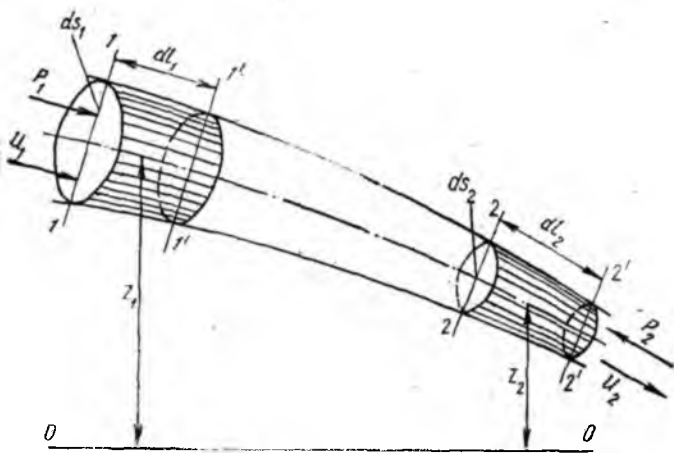
Охириги тенглама 1738 й. Бернулли томонидан олинган бўлиб, унинг номи билан аталади ва гидравликада ҳаракатнинг асосий тенгламаси бўлиб хизмат қилади. Бу тенглама ихтиёрий иккита кесим учун олинган бўлиб, бу кесимларнинг элементар оқимча йўналиши бўйича қаерда олинишининг аҳамияти йўқ. Шунинг учун Бернулли тенгламасини қуйидаги кўринишда ҳам ёзиш мумкин:

$$\frac{u^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z = \text{const.} \quad (3.38)$$

Кўришиб турибдики, Бернулли тенгламасида асосан z , $\frac{p}{\gamma}$, $\frac{u^2}{2g}$ катталикларнинг йиғиндиси ўзгармас экан. Шундай қилиб, бу тенглама тезлик u , босим p , зичлик ρ ўртасидаги муносабатни ифодалайди.

Д. Бернуллининг ўзи юқоридаги тенгламани кинетик энергиянинг ўзгариши қонунидан келтириб чиқарган бўлиб, биз келтирган усул эса Эйлер томонидан қўлланилган.

Иккинчи усул кинетик энергиянинг ўзгариш қонунидан фойдаланиб бажарилади. Ҳаракат ўқи $l-l$ бўлган бирор элементар оқимчанинг $1-1$ ва $2-2$ кесимлар билан ажратилган бўлагини



1.35- расм. Бернулли тенгламасини келтириб чиқаришга доир чизма.

оламиз. U ҳолда бу бўлак dt вақтда ҳаракат қилиб, $1' - 1'$ ва $2' - 2'$ кесмалари орасидаги ҳолатга келади (1.35- расм). $1 - 1$ кесимнинг юзаси dS_1 , бу юзага таъсир қилувчи куч P_1 ва тезлик u_1 бўлсин. $2 - 2$ кесимнинг юзаси эса dS_2 , унга таъсир қилувчи куч P_2 , тезлик эса u_2 бўлсин. Кинетик энергиянинг ўзгариш қонунини элементар оқимчанинг ана шу ҳаракатдаги бўлагига татбиқ қиламиз. Бу қонун бўйича бирор жисм ҳаракати вақтида унинг кинетик энергиясининг ўзгариши, шу жисмга таъсир қилган кучларнинг бажарган ишларининг йиғиндисига тенгдир. Бу гапнинг математик ифодаси қуйидагича бўлади:

$$d\left(\frac{mu^2}{2}\right) = \sum Pl, \quad (3.39)$$

Бу ерда $d\left(\frac{mu^2}{2}\right)$ — кинетик энергиянинг dt вақтда ўзгариши;

$\sum Pl$ — барча кучлар бажарган ишларнинг йиғиндиси. Энди элементар оқимча бўлагининг dt вақт ичида $1 - 1$ ва $2 - 2$ кесимлар орасидаги ҳолатдан $1' - 1'$ ва $2' - 2'$ кесимлар орасидаги ҳолатга келгандаги кинетик энергиясининг ўзгаришини кўрамиз. Ҳаракат барқарор бўлгани учун бу ўзгариш $1 - 1$ ва $1' - 1'$ орасидаги бўлак билан $2 - 2$ ва $2' - 2'$ орасидаги бўлак кинетик энергиялари айирмасига тенг.

$1 - 1$ ва $1' - 1'$ орасидаги бўлакнинг кинетик энергияси (унинг массаси m_1 бўлса) $\frac{m_1 u_1^2}{2}$ га тенг бўлади. $2 - 2$ ва $2' - 2'$ орасидаги

бўлакнинг кинетик энергияси эса $\frac{m_2 u_2^2}{2}$ га тенг. Демак кўрилади:

ган $1-1$ ва $2-2$ орасидаги бўлакнинг кинетик энергияси dt вақтда қуйидаги миқдорга ўзгарар экан:

$$\frac{m_2 u_2^2}{2} - \frac{m_1 u_1^2}{2} \quad (3.40)$$

Иккинчи томондан, $1-1$ ва $1'-1'$ орасидаги бўлакнинг массаси унинг ҳажми $dS_1 dl_1$ нинг зичликка кўпайтмасига тенг, яъни

$$m_1 = \rho dS_1 dl_1.$$

Шунингдек, $2-2$ ва $2'-2'$ орасидаги бўлакнинг массаси

$$m_2 = \rho dS_2 dl_2$$

dl_1 ва $dl_2 - dt$ вақт ичида $1-1$ ва $2-2$ кесимларининг юрган йўлини кўрсатади, шунинг учун

$$dl_1 = u_1 dt, \quad dl_2 = u_2 dt, \quad (3.41)$$

у ҳолда m_1 ва m_2 учун қуйидаги муносабатни оламиз:

$$m_1 = \rho dS_1 u_1 dt, \quad m_2 = \rho dS_2 u_2 dt.$$

Бу муносабатни (3.40) га қўйсақ ва узилмаслик тенгламасидан $q = u_1 dS_1 = u_2 dS_2$ эканлигини назарга олсак, кинетик энергиянинг ўзгариши қуйидагича ифодаланади:

$$\frac{m_2 u_2}{2} - \frac{m_1 u_1}{2} = \rho \frac{q dt u_2^2}{2} - \rho \frac{q dt u_1^2}{2} = \rho q dt \left(\frac{u_2^2}{2} - \frac{u_1^2}{2} \right). \quad (3.42)$$

Энди, бажарилган ишларни текшираемиз. Улар $1-1$ ва $2-2$ кесимларга таъсир қилувчи гидродинамик кучларнинг ва оғирлик кучининг бажарган ишларидир. Элементар оқимчанинг ён сиртларига таъсир қилувчи босим кучининг бажарган иши эса нолга тенг эканлиги ҳаракатнинг барқарорлигидан кўринади.

$1-1$ кесимга таъсир этувчи p_1 босимнинг бажарган ишини A_1 , $2-2$ кесимга таъсир этувчи p_2 босимнинг бажарган ишини A_2 билан белгилаймиз. У ҳолда, 1. 35-расмдан кўриниб турибдики,

$$A_1 = p_1 dS_1 dl_1,$$

$$A_2 = p_2 dS_2 dl_2.$$

(3.41) назарга олсак ва узилмаслик тенгламасидан фойдалансак, қуйидаги муносабат келиб чиқади:

$$A_1 = p_1 q dt; \quad A_2 = p_2 q dt. \quad (3.43)$$

Оғирлик кучи бажарган ишни A_3 деб белгилаймиз. Бу иш ($1-1$ ва $2-2$ кесимлар орасидаги бўлак ўз ҳолатини сақлагани учун) $1-1$ ва $1'-1'$ орасидаги бўлак билан $2-2$ ва $2'-2'$ орасидаги бўлаклар оғирликларини улар марказларининг вертикал ўқи бўйича ҳолатлари z_1 ва z_2 нинг айирмасига кўпайтирилганига тенг, яъни

$$A_3 = G(z_1 - z_2),$$

лекин

$$G = \gamma dS_1 dl_1 = \gamma dS_1 u_1 dt = \gamma q dt$$

бўлгани учун

$$A_3 = \gamma q dt (z_1 - z_2). \quad (3.44)$$

Энди, (3.42), (3.43) ва (3.44) ларни (3.39) га қўйсақ, элементар оқимча учун кинетик энергиянинг ўзгариш қонунини оламиз

$$p_1 q dt \left(\frac{u_2^2}{2} - \frac{u_1^2}{2} \right) = p_1 q dt - p_2 q dt + \gamma q dt (z_1 - z_2)$$

бу ерда p_2 куч суюқлик ҳаракатига тескари йўналган бўлгани учун тенгламанинг ўнг томонидаги иккинчи ҳад (яъни A_2) манфий ишора билан олинди. Охириги тенгламанинг икки томонини $\gamma q dt$ га бўлсак:

$$\frac{u_2^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} = \frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} + z_1 - z_2.$$

Вир хил индексли ҳадларни группалаб жойлаштирак, Бернулли тенгламаси ҳосил бўлади:

$$\frac{u_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{u_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2. \quad (3.45)$$

Шундай қилиб, элементар оқимча учун Бернулли тенгламаси кинетик энергиянинг ўзгариш қонунини ифодалар экан.

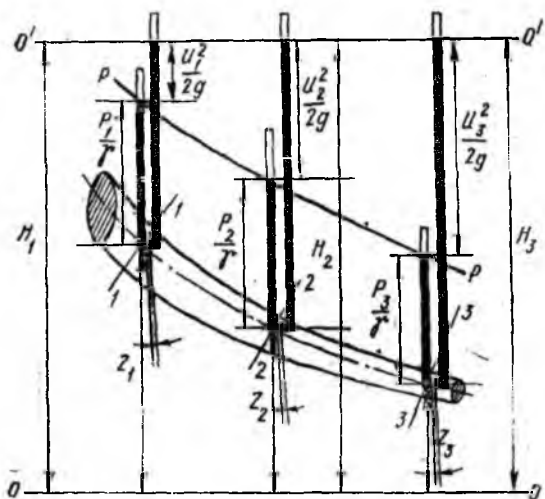
1.33-§. Бернулли тенгламасининг геометрик, энергетик ва физик мазмунлари

Бернулли тенгламасининг ҳар бир ҳади ўзининг геометрик ва энергетик мазмунларига эга. Буни аниқлаш учун бирор элементар оқимча олиб, унинг 1—1, 2—2 ва 3—3 кесимларини кўра-миз (1.36-расм). Бу кесимларнинг оғирлик маркази бирор 0—0 текисликдан z_1 , z_2 ва z_3 масофаларда бўлсин. Булар қиёсий текислик 0—0 дан элементар оқимчанинг геометрик баландликларини кўрсатади. Энди олинган 1—1, 2—2 ва 3—3 текисликлар марказида пьезометр (туғри шиша найча) ва учи этилган шиша найчалар ўрнатамиз. Бу ҳолда пьезометрларда суюқлик кесимлар оғирлик марказига нисбатан маълум баландликларга кўтарилади. Бу кўтарилиш гидростатика қисмида кўрганимиздек кесимларда

$$h_1 = \frac{p_1}{\gamma}, \quad h_2 = \frac{p_2}{\gamma}, \quad h_3 = \frac{p_3}{\gamma}$$

га тенг бўлади.

h_1 , h_2 , h_3 лар пьезометрик баландликлар деб аталади. Одатда, пьезометрлар ёрдамида трубалар ва суюқлик ҳаракат қилаётган бошқа идишларда гидродинамик босим ўлчанади.



1.36- расм. Бернулли тенгламасининг геометрик, энергетик ва физик мазмунларига доир чизма.

$$h'_1 = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2g}, \quad h'_2 = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{u_2^2}{2g}, \quad h'_3 = \frac{p_3}{\gamma} + \frac{u_3^2}{2g}.$$

Пьезометрдаги суюқлик баландлиги билан учи эгилган шиша-лардаги баландлик фарқи

$$h'_1 - h_1 = \frac{u_1^2}{2g}; \quad h'_2 - h_2 = \frac{u_2^2}{2g}; \quad h'_3 - h_3 = \frac{u_3^2}{2g}$$

ларга тенг бўлади ва тезлик баландлиги дейилади.

Шундай қилиб, геометрик нуқтаи назардан Бернулли тенгламасининг ҳадлари қуйидагича аталади:

$\frac{u_1^2}{2g}, \frac{u_2^2}{2g}, \frac{u_3^2}{2g}$ — суюқликнинг тегишли кесимларидаги тезлик босими (баландлиги):

$\frac{p_1}{\gamma}, \frac{p_2}{\gamma}, \frac{p_3}{\gamma}$ — пьезометрик баландликлар;

z_1, z_2, z_3 — геометрик баландликлар (тегишли кесимларнинг оғирлик маркази $O-O$ текислигидан қанча баландликда туришини кўрсатади).

$\frac{u^2}{2g}, \frac{p}{\gamma}, z$ ларнинг бирликлари узунлик бирликларига тенгдир. Пьезометрлардаги суюқлик баландликларини бирлаштирсак, ҳосил бўлган чизиқ *пьезометрик чизиқ* дейилади.

Бернулли тенгламасидан тезлик баландлиги, пьезометрик ва геометрик баландликларининг умумий йиғиндиси ўзгармас миқ-

Учи эгилган шиша найчаларда суюқлик пьезометрлардаги қараганда баландроққа кўтарилади. Бунинг сабаби шундаки, учи эгилган шиша найчаларда унинг эгилган учи суюқлик ҳаракати йўналишида бўлиб, гидродинамик босимга қўшимча суюқлик тезлигига боғлиқ бўлган босим пайдо бўлади. Бунда суюқлик зарраларининг инерция кучи қўшимча босимга сабаб бўлади. Учи эгилган шиша найчалардаги баландлик қуйидагиларга тенг:

дор бўлиб, у 1.36-расмда $O' - O'$ чизиги билан белгиланади ва суюқликнинг босим (дам) текислиги деб аталади.

Гидродинамикада бу учта баландликлар $\frac{u^2}{2g}$, $\frac{p}{\gamma}$, z нинг йиғиндиси суюқликнинг *тўлиқ босими* (дами) деб аталади ва H билан белгиланади:

$$H = \frac{u^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z = \text{const.}$$

Булар идеал элементар оқимчалар учун Бернулли тенгламасининг геометрик маъносини билдиради. Унинг энергетик маъноси кинетик энергиянинг ўзгариш қонуни бўйича чиқарилишига асосланган. Бошқача айтганда, Бернулли тенгламаси суюқликлар учун энергиянинг сақланиш қонунидир. Бернулли тенгламаси (3.45) нинг чап томони элементар оқимчанинг 1—1 кесимидаги тўлиқ солиштирма энергия бўлиб, у 2—2 кесимдаги тўлиқ солиштирма энергияга тенг ёки умуман ўзгармас миқдордир.

Бу ерда *солиштирма энергия* деб оғирлик бирлигига тўғри келган энергия миқдори айтилади. Бу айtilганларга асосан Бернулли тенгламаси ҳақларининг энергетик ёки физик маъноси қуйидагича бўлади:

$\frac{u_1^2}{2g}$, $\frac{u_2^2}{2g}$, $\frac{u_3^2}{2g}$ — элементар оқимчанинг 1—1, 2—2, 3—3 кесимларга тегишли солиштирма кинетик энергияси;

$\frac{p_1}{\gamma} + z_1$, $\frac{p_2}{\gamma} + z_2$, $\frac{p_3}{\gamma} + z_3$ — элементар оқимча кесимлари учун солиштирма потенциал энергия;

$\frac{p_1}{\gamma}$, $\frac{p_2}{\gamma}$, $\frac{p_3}{\gamma}$ — кесимларга тегишли босим билан ифодаланувчи солиштирма энергия;

z_1 , z_2 , z_3 — 1—1, 2—2, 3—3 кесимларга тегишли оғирлик билан ифодаланувчи солиштирма энергия.

Суюқлик ҳаракати вақтида механиканинг қонунларига асосан, иш бажарилади. Шу бажарилган ишлар бўйича Бернулли тенгламасини қуйидагича шарҳлаш мумкин: иккита кесим учун ёзилган Бернулли тенгламаси (3.45) шу икки кесимда тегишли ҳақларининг айирмаларидан ташкил топади:

$\frac{u_1^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g}$ — кинетик энергиянинг бирлик оғирлик учун ўзгариши;

$\frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma}$ — босим кучи бажарган ишнинг бирлик оғирликка тегишли қисми.

$z_1 - z_2$ — оғирлик кучи бажарган ишнинг бирлик оғирликка тегишли қисми.

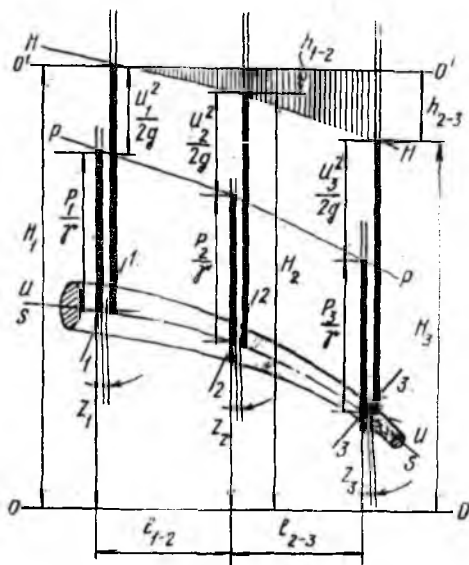
Демак, суюқлик ҳаракат қилаётганда солиштирма кинетик ва солиштирма потенциал энергиялар ҳаракат давомида ўзгариб боради, лекин тўлиқ солиштирма энергия ўзгармас бўлади.

1.34-§. Реал суюқликлар элементар оқимчаси учун Бернулли тенгламаси

✓ Энди реал суюқлик элементар оқимчаси учун Бернулли тенгламасининг графигини чизамиз. Бунинг учун ҳаракат ўқи $S-S$, $1-1$, $2-2$ ва $3-3$ кесимлардаги тезликлар u_1 , u_2 , u_3 , босимлари p_1 , p_2 , p_3 бўлган элементар оқимча оламиз. Бу оқимча учун кесимларда пьезометр ва учи эгилган шиша найча оламиз. Пьезометрлардаги суюқлик баландликларини туташтириб, пьезометрик чизиқ ($P-P$) ни ҳосил қиламиз. Учи эгик найчаларда суюқлик баландликларини туташтириб, суюқлик босими (дами) чизиғи ($H-H$) ни ҳосил қиламиз. Қурилган графикни идеал суюқлик элементар оқимчаси учун олинган график (1.36-расм) билан солиштирамиз. Натижада идеал суюқликлар учун оқимчанинг биринчи кесимидаги гидродинамик босими H_1 иккинчи ва учинчи кесимлардаги гидродинамик босимларга тенглигини, яъни $H_1 = H_2 = H_3 = \text{const}$ эканлигини реал суюқлик учун биринчи кесимдаги гидродинамик босим H_1 иккинчи ва учинчи кесимлардаги босимларга тенгмаслигини, яъни $H_1 \neq H_2 \neq H_3$ эканлигини кўрамиз. 1.37-расмга мувофиқ бу тенгсизлик қуйидагича ифодаланади:

$$H_1 > H_2 > H_3.$$

Демак, реал суюқликнинг элементар оқимчаси ҳаракат қилганда солиштирма энергиянинг маълум бир қисми йўқотилар экан; биринчи ва иккинчи кесимлар орасидаги бу йўқотишни



1.37-расм. Реал суюқликлар учун геометрик, пьезометрик ва тезлик баландликлари.

бу йўқотишни h_{1-2} ҳарфи билан белгилаймиз. Бунда индекс орасида йўқотиш бўлаётган кесимлар номерини кўрсатади. Масалан, иккинчи ва учинчи кесим орасида йўқотиш h_{2-3} , биринчи ва учинчи кесим орасидаги йўқотиш h_{1-3} ва ҳоказо. Айтилган йўқотишнинг моҳиятини қуйидагича изоҳлаш мумкин. Реал суюқлик элементар оқимчаси ҳаракат қилаётганда ички ишқаланиш кучи натижасида гидравлик қаршилик пайдо бўлади ва уни енгиш учун албатта маълум бир миқдорда энергия сарфлаш керак. Бу сарфланган энергия кўрилатган ҳаракат учун тикланмайди. Юқорида келтирил-

ган тенгсизлик ана шу йўқотилган энергия ҳисобига бўлади. Биринчи ва иккинчи кесимлар орасидаги йўқотилган солиштирма энергия гидравлик босимлар фарқига тенг:

$$h_{1-2} = H_1 - H_2.$$

Юқорида кўрилганга асосан

$$H_1 = \frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1; \quad H_2 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2,$$

бундан

$$h_{1-2} = \left(\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 \right) - \left(\frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 \right),$$

натижада қуйидаги тенгламани оламиз:

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + h_{1-2}. \quad (3.46)$$

Олинган тенглама реал суюқликлар элементар оқимчаси учун Бернулли тенгламасидир. Бу тенглама идеал суюқлик элементар оқимчасидан ўнг томондаги тўртинчи ҳади h_{1-2} билан фарқ қилади. Бу ҳад 1—1 ва 2—2 кесимлар орасида босимнинг камайишини кўрсатади. Идеал суюқликларда ички ишқаланиш кучи ҳисобга олинмагани учун юқорида айtilган ҳад бўлмайди.

1.35-§. Реал суюқликлар оқими учун Бернулли тенгламаси. Кориолис коэффиценти

Оқим чексиз кўп элементар оқимчалардан ташкил топганлигидан шу оқимчалар энергияларининг ҳаракат кесими бўйича интегрални олиш йўли билан оқим учун Бернулли тенгламасини ҳосил қилиш мумкин:

$$\int_{\omega_1} \frac{v_1^2}{2g} d\omega + \int_{\omega_1} \frac{p_1}{\gamma} d\omega + \int_{\omega_1} z_1 d\omega = \int_{\omega_2} \frac{v_2^2}{2g} d\omega + \int_{\omega_2} \frac{p_2}{\gamma} d\omega + \int_{\omega_2} z_2 d\omega + \int_{\omega_2} h_{1-2} d\omega.$$

Оқимнинг ҳар бир элементар оқимчасида тезликни ҳисоблаш қийин бўлгани учун (3.47) тенгламадаги интегралларни ҳисоблаш ҳам жуда қийинлашади. Шунинг назарга олиб, оқим учун Бернулли тенгламасида тезликларни ўртача тезлик v билан алмаштирилади. Бу эса Бернулли тенгламаси фойдаланиладиган ҳисоблаш ишларида катта қулайлик туғдиради. Бу ҳолда элементар оқимча геометрик баландлиги бўйича интеграл оқимнинг ҳаракат кесими оғирлик марказининг геометрик баландлигига, босим бўйича интеграл эса ана шу геометрик баландликдаги нуқтага қўйилган босимга айланади. Элементар оқимчанинг 1—1 ва 2—2 кесимларида босимнинг камайиши бўйича интеграл ҳам оқим учун босимнинг ўртача камайиш миқдорига айланади. Со-

лиштирма кинетик энергиянинг интеграллини тезликнинг ўртача қиймати бўйича кинетик энергия билан алмаштирсак; унинг миқдори камайиб қолади. Интеграл чексиз кўп миқдорларнинг йиғиндиси бўлгани учун буни йиғиндилар квадратларининг мисолида кўрамиз. Масалан, $u_1 = 10$ м/с, $u_2 = 11$ м/с, $u_3 = 9$ м/с, $u_4 = 12$ м/с, $u_5 = 8$ м/с бўлсин. У ҳолда ўртача тезлик:

$$v = \frac{u_1 + u_2 + u_3 + u_4 + u_5}{5} = 10 \text{ м/с,}$$

тезликлар квадратларининг ўртача қиймати

$$\frac{u_1^2 + u_2^2 + u_3^2 + u_4^2 + u_5^2}{5} = \frac{510}{5} = 102 \text{ м}^2/\text{с}^2,$$

ўрта тезликнинг квадрати эса $v^2 = 100$ м²/с. Бундан кўриниб турибдики, тезликлар квадратларининг йиғиндиси ўртача тезлик квадратидан катта экан. Шундай қилиб, қуйидаги тенгсизлик тўғри эканлигини кўриш мумкин:

$$\int_{\omega} \frac{u^2}{2g} d\omega > \frac{v^2}{2g} \omega.$$

Бу тенгсизликни интеграллаш йўли билан ҳам исботлаш мумкин. (Бундай исботни талабаларнинг ўзлари бажаришини таклиф қиламиз). Бу хатони тузатиш учун Бернулли тенгламасининг биринчи ҳадига α коэффициентини киритамиз. Бу коэффициент тезликнинг бир текис миқдорда бўлмаслигини ифодалайди ва Кориолис коэффициенти деб аталади. У ҳолда

$$\alpha = \frac{\int_{\omega} \frac{u^2}{2g} d\omega}{\frac{v^2}{2g} \omega}.$$

Шундай қилиб, юқорида айтилганларга асосан (3.47) тенглама қуйидаги кўринишга келади:

$$\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + H_{1-2}. \quad (3.48)$$

бу ерда α_1, α_2 —биринчи ва иккинчи кесимларда тезликнинг нотекис тарқалганини ҳисобга олувчи коэффициент; H_{1-2} —биринчи ва иккинчи кесимлар учун босимнинг камайиши.

Оқим учун Бернулли тенгламасида қолган бошқа ҳадлар элементар оқимча учун Бернулли тенгламасида қандай аталса, бу ерда ҳам шундай аталади. Бу тенглама гидродинамика масалаларини ҳал қилишда энг муҳим тенглама бўлиб, у барқарор ҳаракатлар учун ёзилган ва тезлик ҳаракат кесими бўйича қанча кам ўзгарса, шунча кам хатолик беради.

1.36-§. Реал газлар оқими учун Бернулли тенгламаси

Одатда, ҳаракат йўналиши бўйича босим камайиб боради. Суюқликларда ҳажмий сиқилиш коэффициентини β_p жуда кичик бўлгани учун бу ўзгариш суюқликнинг физик хоссаларига таъсир қилмайди. Лекин газларда босимнинг озгина ўзгариши ҳам унинг параметрларига таъсир қилади. Бундан ташқари, газларда суюқликларга қараганда тезлик бир неча ўн барабар катта бўлади. Бу эса босимга ва газнинг физик хоссаларига, биринчи галда унинг солиштирма оғирлигига таъсир қилади. Аммо газ оқимининг кўндаланг кесими бўйича тезлик деярли ўзгармайди. Шунинг учун газларда $\alpha \approx 1$ бўлади. Газлар учун тезлик, босим, солиштирма оғирлик тез ўзгаргани учун биринчи ва иккинчи кесим (1.35-расм) орасидаги масофани чексиз кичик Δl деб оламиз. У ҳолда Бернулли тенгламаси дифференциал кўринишда қуйидагича ёзилади:

$$d\left(\frac{v^2}{2g}\right) + \frac{dp}{\gamma} + dz - dh_{1-2} = 0, \quad (3.49)$$

бу ерда

$$\begin{aligned} d\left(\frac{v^2}{2g}\right) &= \lim_{\Delta l \rightarrow 0} \left(\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} \right), \\ d\left(\frac{p}{\gamma}\right) &= \lim_{\Delta l \rightarrow 0} \left(\frac{p_1 - p_2}{\gamma} \right), \\ dz &= \lim_{\Delta l \rightarrow 0} (z_1 - z_2). \end{aligned}$$

Энди (3.49) тенгламадан интеграл оламиз. У ҳолда (3.49) қуйидаги кўринишга эга бўлади:

$$\int d\left(\frac{v^2}{2g}\right) + \int d\frac{p}{\gamma} + \int dz - \int dh_{1-2} = \text{const}. \quad (3.50)$$

Бу тенгликда биринчи, учинчи ва тўртинчи интегралларни ҳисоблаш осон:

$$\int d\left(\frac{v^2}{2g}\right) = \frac{v^2}{2g}; \quad \int dz = z; \quad \int dh_{1-2} = h_{1-2}.$$

Учинчи интегрални ҳисоблашда солиштирма оғирлик босимга боғлиқ эканлигини назарга олиш керак бўлади. Процессни поли-тропик деб қарасак, у ҳолда

$$\frac{p}{\gamma^n} = \frac{p_0}{\gamma_0^n}$$

бўлади. Бу тенгликдан

$$\gamma = p^{\frac{1}{n}} \frac{\gamma_0}{p_0^{\frac{1}{n}}}$$

бу ерда n — политропия кўрсаткичи; γ_0 — бошланғич ҳолатдаги солиштирм аоғирлик; p_0 — бошланғич ҳолатдаги босим. Охири муносабатдан фойдаланиб ва γ_0 , p_0 ўзгармас эканлигини ҳисобга олиб, иккинчи интегрални қуйидагича ҳисоблаймиз:

$$\int \frac{dp}{\gamma} = \int \frac{p_0^{\frac{1}{n}}}{\gamma_0} = \frac{p_0^{\frac{1}{n}}}{\gamma_0} \int \frac{dp}{p^n} = \frac{p_0^{\frac{1}{n}}}{\gamma_0} \frac{p^{1-\frac{1}{n}}}{1-\frac{1}{n}}.$$

(3.51) дан яна бир марта фойдалансак, қуйидагини оламиз:

$$\int \frac{dp}{\gamma} = \frac{v^n}{\gamma} \frac{p^{1-\frac{1}{n}}}{1-\frac{1}{n}}.$$

Натижада (3.40) тенглама қуйидаги кўринишга эга бўлади:

$$\frac{v^2}{2g} + \frac{n}{n-1} \frac{p}{\gamma} + z - h_n = \text{const.} \quad (3.52)$$

Тенгламани иккита кесим учун ёзамиз:

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{n}{n-1} \frac{p_1}{\gamma_1} + z_1 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{n}{n-1} \frac{p_2}{\gamma_2} + z_2 + h_{1-2}. \quad (3.53)$$

Бу тенглама реал газлар оқими учун Бернулли тенгласидир. Суюқлик учун Бернулли тенгласи учта қиймат v , p , z ни боғлаган бўлса, бу тенглама тўртта қиймат v , p , z , γ ни боғлайди. Шунинг учун газлар ҳаракати текширилганда Бернулли тенгласи (3.21) билан биргаликда фойдаланилади.

1.37- §. Гидравлик ва пьезометрик қияликлар ҳақида тушунча

Гидравликада ҳисоблаш ишларини бажаришда гидравлик l ва пьезометрик l_p қияликлардан фойдаланилади.

Босим чизиғининг узунлик бирлигига тўғри келган пасайиши гидравлик қиялик деб аталади.

1.38-расмда оқим учун босим ва пьезометрик чизиқлар келтирилган. Бу чизиқлар умумий ҳолда эгри чизиқ бўлиб, расмда тўғри чизиқ кўринишда тасвирланган. Гидравлик қияликнинг таърифидан кўришиб турибдики, унинг ўртача қиймати $l-1$ ва $2-2$ кесимлар орасидаги қиялик орқали қуйидагича аниқланади:

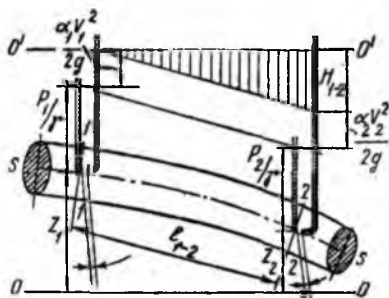
$$l_{1-2} = \frac{\left(\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 \right) - \left(\frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 \right)}{l_{1-2}} = \frac{H_{1-2}}{l_{1-2}} \quad (3.54)$$

бу ерда l_{1-2} — биринчи ва иккинчи кесимлар орасидаги масофа; H_{1-2} — шу масофа орасида дам (босим) нинг пасайиши.

Агар босим чизиғи эгри чизиқ бўлса, у ҳолда гидравлик қиялик дифференциал кўринишда ёзилади:

$$I = \frac{dH}{dl} = \frac{d\left(\frac{\alpha v^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z\right)}{dl}$$

Пьезометрик чизиқнинг узунлик бирлигига тўғри келган пасайиши пьезометрик қиялик деб аталади. Биринчи ва иккинчи кесим орасидаги (1.38-расм) ўргача пьезометрик қиялик қуйидагича аниқланади:



1.38-расм Гидравлик ва пьезометрик қияликлар.

$$I_{p_{1-2}} = \frac{\left(\frac{p_1}{\gamma} + z_1\right) - \left(\frac{p_2}{\gamma} + z_2\right)}{l_{1-2}} \quad (3.55)$$

Пьезометрик қиялик I_p пьезометрик чизиқ эгри чизиқ бўлганда дифференциал кўринишда аниқланади:

$$I_p = - \frac{d\left(\frac{p}{\gamma} + z\right)}{dl}$$

Текис ҳаракат вақтида тезлик ўзгармаганлиги ($v_1 = v_2$) учун, гидравлик ва пьезометрик қияликлар тенг бўлади.

1.38-§. Гидравлик йўқотиш ҳақида тушунча. Гидравлик йўқотишнинг турлари

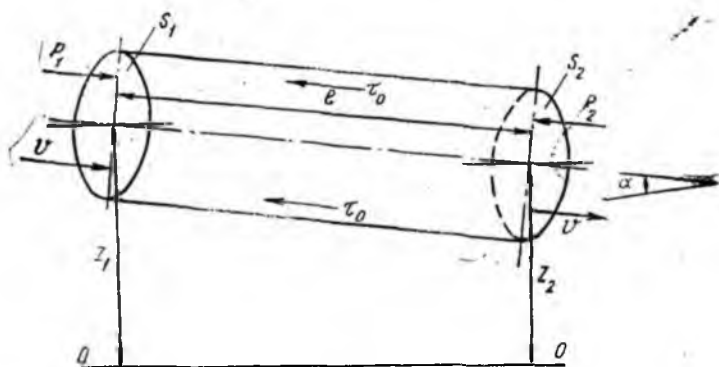
Реал суюқликларда икки кесим орасида энергия йўқотилиши H_{1-2} билан белгиладиқ. Бу йўқотиш суюқликлардаги қовушоқлик кучи ҳисобига бўлади, яъни у шу кучни енгишга сарф бўлади.

Трубопроводлардаги ҳаракатни текширганимизда масала асосан ишқаланиш кучини енгиш учун сарф бўлган йўқотишни ҳисоблашга келади. Бу ҳолда трубанинг 1—1 ва 2—2 кесимларининг сирти тенг бўлгани учун тезликлари ҳам тенг бўлади (1.39-расм), яъни ҳаракат текис бўлади. 1—1 ва 2—2 кесимлар орасидаги суюқлик устунига таъсир қилувчи кучлар:

- 1) $P_1 = p_1 \cdot S$ ва $P_2 = p_2 \cdot S$ — босим кучлари;
- 2) $G = \gamma S l$ — оғирлик кучи;
- 3) $T = \tau \pi D l$ — ишқаланиш кучидир.

1—1 ва 2—2 кесимлар орасидаги суюқликнинг мувозанат ҳолати тенгламаси унга таъсир қилаётган кучлар орқали қуйидагича ёзилади:

$$P_1 - P_2 + G \sin \alpha - T = 0.$$



1.39- расм. Гидравлик йўқотиш тушунчасига доир.

$\sin \alpha = \frac{z_1 - z_2}{l}$ эканлигини ҳисобга олсак, юқоридаги тенглама қуйидаги кўринишга келади:

$$p_1 S - p_2 S + \gamma S l \cdot \frac{z_1 - z_2}{l} + \tau \pi D l = 0.$$

Бундан текис ҳаракат учун Бернулли тенгласи келиб чиқади:

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{\tau \pi D l}{\gamma S}.$$

Бу тенгламани (3.48) тенглама билан солиштирсак ва уни текис ҳаракат ($v_1 = v_2$) учун қўлласак, гидравлик йўқотиш учун қуйидаги муносабатни оламиз:

$$h_{1-2} = \frac{\tau \pi D l}{\gamma S}, \quad (3.56)$$

бу ерда l —оқим узунлиги; D —труба диаметри. (Гидравлик йўқотиш, одатда, икки турга ажратилади:

1. **Узунлик бўйича** (ишқаланиш кучига сарф бўлган) **йўқотиш** оқим узунлиги бўйича ҳаракат ҳисобига вужудга келади, ва унинг узунлигига боғлиқ бўлади. Бу йўқотиш (3.56) формула кўринишида ифодаланади.

2. **Маҳаллий қаршилик** оқимнинг айрим қисмларида нотекис ҳаракат ҳисобига вужудга келади. Нотекис ҳаракатни вужудга келтирувчи қисмлар труба ёки ўзанининг кесим шакллари, ўзгарган жойлари (тирсаклар, тўсиқлар, кескин кенгайишлар, кескин торайишлар, кранлар ва ҳ.) бўлиб, бу ердаги гидравлик йўқотиш узунликка боғлиқ эмас.

Умумий гидравлик йўқотиш бу икки йўқотишнинг йиғиндисига тенг

$$H_n = H_l + H_m \quad (3.57)$$

бу ерда H_l —узунлик бўйича йўқотиш; H_m — маҳаллий қаршилик.

тенгламанинг икки томонини $\frac{a_v^2}{a_l}$ га бўлсак, у қуйидаги кўриниш-ни олади:

$$\begin{aligned} & \frac{a_l}{a_v a_t} \frac{\partial u_x}{\partial t} + U_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + U_y \frac{\partial u_x}{\partial y} + U_z \frac{\partial u_x}{\partial z} = \\ & = - \frac{a_p}{a_p a_v^2} \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{a_v}{a_v a_t} \cdot \nu \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} \right) + \frac{a_g a_l}{a_v^2} g \cos \alpha_x. \quad (4.14) \end{aligned}$$

Икки ҳодиса ўхшаш бўлса, уларни ифодаловчи тенгламалар бир хил бўлади. Икки ҳодиса ўхшашлигидан (4.13) ва (4.14) тенгла-малар бир хил бўлиши кераклиги келиб чиқади. Бундан кўри-надики:

$$1) \frac{a_l}{a_v a_t} = 1; \quad 2) \frac{a_p}{a_p a_v^2} = 1; \quad 3) \frac{a_v}{a_v a_t} = 1; \quad 4) \frac{a_g a_l}{a_v^2} = 1.$$

Биринчи комбинациядаги ўхшашлик доимийларини ўз ўрнига қўйсак

$$\frac{\frac{l_1}{l_2}}{\frac{v_1}{v_2} \frac{t_1}{t_2}} = 1, \quad \text{яъни} \quad \frac{l_1}{v_1 t_1} = \frac{l_2}{v_2 t_2}.$$

Гидродинамик ўхшаш воқеалар учун Струхал критерияси бир хил бўлиши керак:

$$Sh = \frac{l}{vt} = \text{const.}$$

Икки комбинациядан

$$\frac{\frac{\rho_1}{\rho_2}}{\frac{v_1}{v_2} \frac{v_1^2}{v_2^2}} = 1; \quad \frac{\rho_1}{\rho_1 v_1^2} = \frac{\rho_2}{\rho_2 v_2^2}.$$

Демак, гидродинамик ўхшаш воқеалар учун Эйлер критерияси ҳам бир хил бўлиши керак:

$$Eu = \frac{p}{\rho v^2} = \text{const.}$$

Учинчи комбинациядан

$$\frac{\frac{\nu_1}{\nu_2}}{\frac{v_1}{v_2} \frac{l_1}{l_2}} = 1; \quad \frac{\nu_1 l_1}{v_1} = \frac{\nu_2 l_2}{v_2}.$$

Ўхшаш воқеалар учун юқоридагилардан ташқари Рейнольдс критерияси ҳам бир хил бўлиши керак:

$$Re = \frac{vl}{\nu} = \text{const.}$$

Тўртинчи комбинациядан

$$\frac{g_1 l_1}{g_2 l_2} = 1; \quad \frac{v_1^2}{g_1 l_1} = \frac{v_2^2}{g_2 l_2}.$$

Гидродинамик ҳодисалар ўхшаш бўлиши Фруд критериясининг ҳам бир хил бўлишини тақозо қилади:

$$Fr = \frac{v^2}{gl} = \text{const.}$$

Юқорида кўриб ўтилганлардан гидродинамик ўхшашлик тўртта тенгликнинг бажарилиши билан таъминланади. Бундан келиб чиқадикки, бу критериял миқдорлар ўртасида қандайдир муносабат мавжуд бўлиб, у

$$\varphi_1 (Sh, Eu, Re, Fr) = 0 \quad (4.15)$$

кўринишида ифодаланади.

Агар ҳаракат барқарор бўлса, у ҳолда (4.15) нинг ўрнига

$$\varphi_2 (Eu, Re, Fr) = 0 \quad (4.16)$$

муносабатдан фойдаланамиз.

(4.15) ва (4.16) муносабатлар критериял тенгламалар деб аталади ва Навье — Стокс тенгламасини ечиб бўлмайдиган ҳолларда улардан фойдаланилади. Бу муносабатларнинг Навье — Стокс тенгламасидан фарқи шундаки, улар критериял миқдорлар ўртасидаги боғланишни ноаниқ кўринишда ифодалайди. Навье — Стокс тенгламаси эса ҳаракат параметрлари орасидаги боғланишни аниқланган кўринишда беради, лекин кўп ҳолларда бу тенгламани ечиш қийин, баъзан эса ечиш мумкин эмас.

Критериял тенгламалардан фойдаланиш учун текширилаётган воқеанинг моделини лаборатория шаронтида яратиб, унда тажриба ўтказамиз. Тажрибадан олинган натижаларни эса (4.15) ёки (4.16) тенгламани аниқланган кўринишга келтириш учун фойдаланамиз. Кўп ҳолларда (4.16) тенгламани ҳам соддалаштириб, оғирлик кучи ҳаракатга кам таъсир этадиган ҳолларга

$$\varphi_3 (Eu, Re) = 0 \quad (4.17)$$

кўринишда қўлаймиз. Охириги тенглама юқори босим остида бўладиган ҳодисалар учун яқин келади.

V боб. СУЮҚЛИКЛАРНИНГ ЛАМИНАР ҲАРАКАТИ

1.42- §. Тезликнинг цилинрик труба кесими бўйича тақсимланиши

Қовушоқ суюқликлар трубада ламинар ҳаракат қилганда унинг оқимчалари бир-бирига параллел ҳаракат қилади. Труба деворлари эса унга ёпишиб қолган суюқлик заррачалари билан қопланади. Шундай қилиб, труба деворидаги суюқлик заррачаларининг тезлиги нолга тенг. Суюқликнинг деворга ёпишган қаватидан кейинги қавати эса суюқлик заррачалари билан қопланган труба девори устида сирпаниб боради. Агар труба ичидаги суюқликни хаёлан чексиз кўп юққа қаватларига ажратсак, у ҳолда ҳар бир қават ўзидан олдинги қават сиртида силжиб боради. Юқорида айтилганга кўра труба девори сиргидаги қаватнинг тезлиги нолга тенг бўлиб, труба ўқиға яқинлашган сари тезлик ошиб боради. Ўқда эса тезлик максимал қийматга эга бўлади. Шунинг учун труба ичидаги ишқаланиш кучи Ньютон қонуни билан ифодаланади:

$$\tau = -\mu \frac{du}{dr}$$

Труба ичида узунлиги l ва радиуси r бўлган элементар найча ажратиб оламиз (1.47-расм). Бу найчанинг юзалари dS бўлган 1—1 кесими бўйича p_1 босим, 2—2 бўлган кесими бўйича эса p_2 босим таъсир қилсин. Радиуси R бўлган текширилаётган трубадаги ҳаракат горизонтал ва текис бўлсин. У ҳолда элементар найчага таъсир қилаётган кучлар

1—1 кесимдаги босим кучи

$$P_1 = p_1 dS,$$

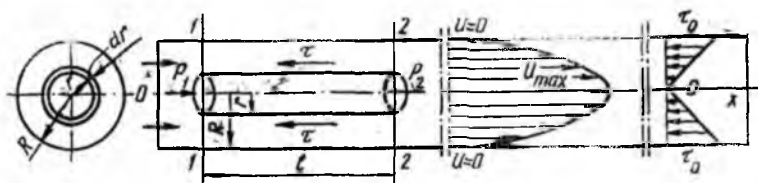
2—2 кесимдаги босим кучи

$$P_2 = p_2 dS,$$

ишқаланиш кучи

$$T = \tau 2\pi r l = -\mu 2\pi r l \frac{du}{dr}$$

дан иборат.



1.47- расм. Ламинар ҳаракатда тезликнинг труба кесими бўйича тақсимланиши.

У ҳолда элементар найчанинг мувозанат шартидан қуйдагини ёза оламиз:

$$P_1 - P_2 - T = 0.$$

Элементар найча кесими $dS = \pi r^2$ эканлигини назарда тутиб, (5.1) дан қуйдаги тенгламани келтириб чиқарамиз:

$$\pi r^2 p_1 - \pi r^2 p_2 + \mu 2\pi r l \frac{du}{dr} = 0.$$

Бу тенгламадан ушбу дифференциал тенгламани келтириб чиқарамиз:

$$\frac{du}{dr} = -\frac{r}{2\mu} \frac{p_1 - p_2}{l}. \quad (5.2)$$

Охирги тенгламанинг ўзгарувчиларини ажратамиз

$$du = -\frac{p_1 - p_2}{2\mu l} r dr$$

ва чап томонини u дан 0 гача, ўнг томонини эса r дан R гача интеграллаб, тезлик учун муносабат келтириб чиқарамиз:

$$u = -\frac{p_1 - p_2}{4\mu l} (r^2 - R^2). \quad (5.3)$$

Ҳосил қилинган тенглама парабола тенгламаси бўлиб, у тезликнинг цилиндрлик труба кесими бўйича тақсимланишини кўрсатади. (5.3) дан кўришиб турибдики, трубадаги ҳаракат тезлиги $r = 0$ да максимумга эришади

$$u_{\max} = \frac{p_1 - p_2}{4\mu l} R^2. \quad (5.4)$$

Демак, цилиндрлик трубада ламинар ҳаракат тезлиги кўндаланг кесимда парабола қонуни бўйича тақсимланган бўлади. Тезликнинг максимал қиймати эса трубанинг ўқи бўйича йўналган бўлади. Энди трубада оқаётган суюқликнинг сарфини топамиз. Эни dr га тенг бўлган ҳалқа бўйича оқаётган (1.47-расм) элементар сарф қуйдагига тенг бўлади:

$$dQ = 2\pi r dr u.$$

Охирги тенгликка (5.3) дан тезликнинг формуласини қўйсақ, қуйдагини оламиз:

$$dQ = -2\pi r \frac{p_1 - p_2}{4\mu l} (r^2 - R^2) dr.$$

Бу тенгликнинг чап томонини 0 дан Q гача, ўнг томонини эса 0 дан R гача интеграллаб

$$\begin{aligned} Q &= -\int_0^R 2\pi r \frac{p_1 - p_2}{4\mu l} (r^2 - R^2) dr = -\pi \frac{p_1 - p_2}{2\mu l} \int_0^R (r^2 - R^2) r dr = \\ &= \pi \frac{p_1 - p_2}{2\mu l} \left(\frac{R^4}{2} - \frac{R^4}{4} \right) = \frac{\pi R^4}{8\mu} \cdot \frac{p_1 - p_2}{l} \end{aligned} \quad (5.5)$$

муносабатни оламиз.

Бу ҳолда ўртача тезликни шундай топамиз:

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{Q}{\pi R^2} = \frac{\pi R^4 (p_1 - p_2)}{8\mu l \pi R^2} = \frac{p_1 - p_2}{8\mu l} R^2 \quad (5.6)$$

(5.6) ва (5.4) муносабатларни солиштириб, трубада ламинар ҳаракат вақтида ўртача тезлик билан максимал тезлик орасидаги муносабатни топамиз:

$$v = \frac{u_{\max}}{2}. \quad (5.7)$$

Демак, цилинрик трубада ламинар ҳаракат вақтида ўртача тезлик максимал тезликдан икки мартаба кичик экан.

1.43-§. Труба узунлиги бўйича босимнинг пасайиши (Пуазейл формуласи)

Энди трубада оқаётган суюқлик энергиясининг ишқаланишни энгишга сарфланишини текшираамиз. Аввал труба кесими бўйича ишқаланиш кучининг тақсимланишини кўрамиз. Бунинг учун Ньютон қонуни формуласига тезлик формуласи (5.3) ни қўямиз. У ҳолда

$$\tau = -\mu \frac{du}{dr} = \frac{p_1 - p_2}{2l} \cdot r. \quad (5.8)$$

Бу формуладан кўриниб турибдики, ишқаланиш кучи труба ўқида нолга тенг бўлиб, унинг ўқидан деворларига қараб чизқли орғиб боради ва девор сиртида энг катта қийматга эришади (1.47-расм). (3.56) тенгламада цилинрик трубадаги узунлик бўйича гидравлик йўқотишни ишқаланиш кучи орқали берилган эди. Энди бу формулага (5.8) муносабатни қўйсақ.

$$H_e = \frac{p_1 - p_2}{\gamma} R \frac{2Rl}{\pi R^2} = \frac{p_1 - p_2}{\gamma}.$$

Кесимлардаги босим фарқи $(p_1 - p_2)$ ни (5.6) формуладан ўртача тезлик орқали ифодаласак:

$$p_1 - p_2 = \frac{2\mu l}{R^2} v = \frac{32\mu l}{D^2} v$$

ва гидравлик йўқотиш формуласига қўйсақ, қуйидаги муносабатни оламиз:

$$H_l = \frac{8\mu l}{\gamma D^3} v. \quad (5.9)$$

У ҳолда гидравлик қиялик учун формула чиқариш қийин эмас. Бунинг учун (5.9) нинг икки томонини l га бўламиз

$$\frac{H_l}{l} = \frac{32v}{g D^3} \quad (5.10)$$

ва охирги тенгликни қуйидагича ёзамиз:

$$J = \frac{2 \cdot 32\nu}{gD2D\nu} v^2 = \frac{64\nu}{vD2gD} v^2.$$

Цилиндрик трубалар учун Рейнольдс сони

$$Re = \frac{vD}{\nu}$$

кўринишда ёзилгани учун

$$J = \frac{64}{Re^2 2gD} v^2.$$

Демак, ламинар ҳаракат вақтида гидравлик қиялик ва босимнинг пасайиши Рейнольдс сонига боғлиқ экан. $\frac{64}{Re}$ кўринишдаги миқдорни гидравликада λ билан белгиланади:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (5.11)$$

ва ишқаланиш қаршилиги коэффициенти деб аталади. У ҳолда энергиянинг йўқолиши ва гидравлик қиялик учун қуйидагича Дарси — Вейсбах формуласини оламиз:

$$H_e = \lambda \frac{l}{D} \frac{v^2}{2g},$$

$$J = \lambda \frac{l}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}. \quad (5.12)$$

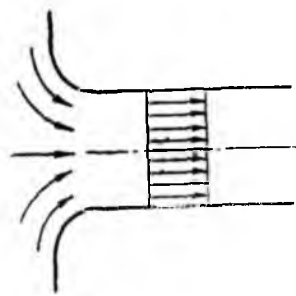
Шундай қилиб, ламинар ҳаракат вақтида труба узунлиги бўйича босимнинг пасайиши ва гидравлик қиялик солиш тирма кинетик энергияга чизиқли боғлиқ экан.

1.44-§. Оқимнинг бошланғич бўлаги

Юқорида айтиб ўтилган ҳаракат қонунлари трубадаги барқарорлашган ламинар оқимлар учун тўғридир. Ҳақиқатда эса, трубага энди кирган суюқлик бошланғич кесимдан бошлаб маълум масофа ўтгандан кейингина ламинар ҳаракатга доир бўлган парабolik қонун бўйича тақсимланган бўлади.

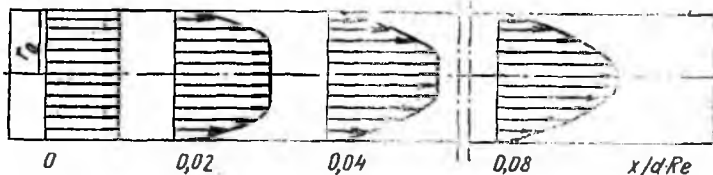
Ламинар ҳаракатнинг трубада ривожланишини қуйидагича тасаввур қилиш мумкин. Ҳажми жуда катта идишдан суюқлик трубага кирсин ва труба кириш қисмининг чеккалари яхшилаб думалоқланган бўлсин. Бу ҳолда бошланғич кесимда тезлик даярли ўзгармас бўлади. Бу қонун фақат *чегара* (ёки деворолди) *қатлам* деб аталувчи девор устидаги юпқа қаватдагина бузилади. Бу қаватда суюқликнинг деворга ёпишиши натижасида тезлик кескин камайиб, деворда нолга тенглашади. Шунинг учун кириш қисмида тезлик чизиги тўғри чизиқ кесмаси (1.48-расм) билан аниқ ифодаланади.

Кириш қисмдан узоқлашган сари деворлардаги ишқаланиш кучи таъсирида чегара қатламга яқин қаватларда ҳаракат секинлашиб боради ва натижада бу қатламнинг қалинлиги ошиб боради, ҳаракат эса секинлашиб боради. Оқимнинг ишқаланиш кучи ҳали таъсир қилмаган марказий қисми эса бир бутун ҳаракат қилишни давом этдиради, яъни бошқача айтганда марказий қаватларда тезлик деярли бир хил бўлгани ҳолда (оқаётган суюқликнинг ҳаракат миқдори ўзгармас бўлгани учун) чегара қатламда тезлик камайгани сабабли ядрода тезлик ошади.



1.48- расм. Найча киришидаги тезлик тақсимотига доир.

Шундай қилиб, трубанинг ўрта қисмида (ядро) тезлик ошиб боради, девор яқинида ўсиб борувчи чегара қатламда камаяди. Бу жараён чегара қатлам оқим кесимини бутунлай эгаллаб олмагунча ва ядро бутунлай йўқ бўлиб кетгунча давом этади (1.49- расм).



1.49- расм. Ламинар ҳаракатнинг трубада ривожланиб боришига доир чизма.

Шундан кейин оқимнинг ривожланиши тугаб, тезлик чизиғи одатдаги ламинар оқимга хос параболик шаклни қабул қилади. Трубанинг бошланғич кесимидан доимий параболик тезлик вужудга келгунча бўлган бўлаги ламинар ҳаракатнинг бошланғич бўлаги деб аталади. Бу бўлакнинг узунлиги қуйидаги формула билан аниқланади:

$$L_{\text{бoш}} = 0,028 R_e D. \quad (5.13)$$

Бу формуладан кўринадики, бошланғич бўлак Рейнольдс сонига ва трубанинг диаметрига пропорционал экан. Гидротехника курсида бу масалани назарий усул билан ҳал қилинган бўлиб, олинган формулалар тажрибадаги қийматларга жуда яқин келди.

1.45- §. Текис ва ҳалқасимон тирқишларда суюқликнинг ламинар ҳаракати

Юқорида биз ламинар ҳаракатнинг энг содда турларидан бири цилиндрик трубадаги текис ҳаракатни кўргаң эдик. Техникада эса мураккаб ҳаракатлар кўп учрайди. Буларга текис ва ҳалқа-

симон тирқишлардаги ҳаракатларни мисол қилиб келтириш мумкин. Бундай ҳаракатлар гидравлик машиналар ва агрегатларни герметиклаш, уларнинг ҳаракатланувчи элементларини мустаҳкам беркитиш ишлари орада тирқиш қолдириб бажарилади. Поршенли насослар ва гидроузатмаларда плунжер билан цилиндр орасидаги тирқиш ҳам юқоридаги айтилган ҳаракатларга мисол бўла олади.

Узунлиги l , эни b , баландлиги c бўлган текис тирқишдаги ламинар, бир текис ҳаракатни кўрамиз (1.50-расм).

Кўрилаётган тирқишда узунлиги l , эни b ва баландлиги u бўлган параллелепипед ажратамиз. Бу параллелепипедга $1-1$ кесими бўйича Ox ўқи йўналишида

$$P_1 = p_1 b u,$$

2-2 кесими бўйича

$$P_2 = p_2 b u$$

босим кучлари таъсир этади.

Параллелепипеднинг устки сиртига

$$T_1 = \tau b l = -\mu \frac{du}{dy} b l$$

ва остки сиртига

$$T_2 = \tau_0 b l$$

ишқаланиш кучлари таъсир этади ва улар ҳам Ox ўқи бўйича йўналган бўлади. Кўрилаётган ҳажмдаги суюқликнинг мувозанатда бўлиши шарти бўйича юқорида келтирилган кучлардан қуйидаги тенглама ҳосил қилинади:

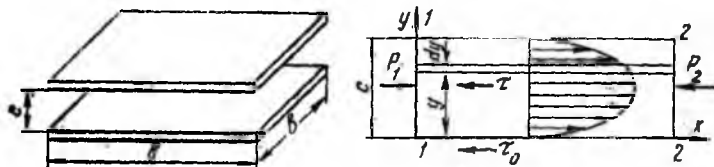
$$P_1 - P_2 - T_1 - T_2 = 0. \quad (5.14)$$

Бу тенглама қуйидаги кўринишга келади:

$$\frac{du}{dy} = -\frac{p_1 - p_2}{\mu l} y + \frac{\tau_0}{\mu}. \quad (5.15)$$

Суюқликнинг қовушоқлик шартига асосан тирқишнинг пастки деворида ($y=0$) тезлик нолга тенг. (5.15) тенгламанинг чап томонини 0 дан u гача, ўнг томонини 0 дан y гача интеграллаб, қуйидаги формулани оламиз:

$$u = -\frac{p_1 - p_2}{2\mu l} y^2 + \frac{\tau_0}{\mu} y. \quad (5.16)$$



1.50-расм. Текис тирқишда суюқликнинг ламинар ҳаракатига доир чизма.

Иккинчи деворда ($y = c$) ҳам тезлик нолга тенг. Бу шартдан фойдаланиб ушбу тенгликни ёзимиз:

$$0 = \frac{p_1 - p_2}{2\mu l} c^2 + \frac{\tau_0}{\mu} c.$$

Охирги тенгликдан τ_0 ни топамиз:

$$\tau_0 = \frac{p_1 - p_2}{2l} c$$

ва (5.16) га қўямиз. Натижада тезлик учун қуйидаги формулани оламиз:

$$u = -\frac{p_1 - p_2}{2\mu l} y (y - c). \quad (5.17)$$

Бу формуладан кўриниб турибдики, текис тирқишдаги тезлик параболик қонунга бўйсунар экан. Тезлик $y = \frac{c}{2}$ да максимал қийматга эришади, яъни:

$$u_{\max} = \frac{p_1 - p_2}{8\mu l} c^2. \quad (5.18)$$

Суюқлик сарфини топиш учун қалинлиги dy га тенг бўлган элементар қаваг олиб, унинг кўндаланг кесимидан оқаётган суюқликнинг сарфини топамиз:

$$dQ = bdy \cdot u.$$

У ҳолда суюқлик сарфи қуйидагича аниқланади:

$$\begin{aligned} Q &= \int_S dQ = b \int_0^c u dy = b \int_0^c \frac{p_1 - p_2}{2\mu l} (c - y) y dy = \\ &= b \frac{p_1 - p_2}{2\mu l} \int_0^c (c - y) y dy = \frac{p_1 - p_2}{2\mu l} b \left(\frac{c^3}{2} - \frac{c^3}{3} \right) = \frac{p_1 - p_2}{12\mu l} c^3 b. \end{aligned} \quad (5.19)$$

Бу формула ёрдамида тирқишдан оқиб кетаётган суюқлик миқдорини аниқлаш мумкин.

Ўртача тезликни топиш учун сарфни оқимнинг кесимига бўламиз, яъни

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{p_1 - p_2}{12\mu l} \frac{c^3 b}{cb} = \frac{p_1 - p_2}{12\mu} c^2 \quad (5.20)$$

(5.18) ва (5.20) тенгламаларни ўзаро таққослаб, ўртача тезлик билан максимал тезлик ўртасидаги боғланишни топамиз: $v = \frac{2}{3} u_{\max}$. Бундан кўринадики, кўрилатган ҳолда максимал тезлик ўртача тезликдан бир ярим марта катта экан.

Текис тирқишдан оқаётган суюқлик учун гидравлик йўқотиш-ни топамиз:

$$H_e = \frac{p_1 - p_2}{\gamma}$$

(5.20) дан $(p_1 - p_2)$ ни ўртача тезлик орқали қуйидагича ифода-лаб

$$p_1 - p_2 = \frac{12\mu l}{c^2} v,$$

уни гидравлик йўқотиш формуласига қўйсак, ушбу муносабат ҳосил бўлади.

$$H_e = \frac{12\mu l}{\gamma c^2} v.$$

Тирқишнинг гидравлик радиуси

$$R = \frac{\omega}{\alpha} = \frac{l \cdot b}{2(c + b)} \approx \frac{c}{2}$$

бўлишини ва Рейнольдс сони $Re = \frac{v4R}{\nu}$ ни назарга олиб, гидрав-лик йўқотишни қуйидагича ёзамиз:

$$H_e = \frac{12\mu l}{\gamma c^2} v = \frac{24l}{\frac{v4R}{\nu} c} \frac{v^2}{2g} = \frac{96}{Re} \frac{l}{Re} \frac{v^2}{2g}. \quad (5.21)$$

Агар цилиндрик трубадаги ламинар ҳаракат текширилгандаги каби

$$\lambda = \frac{96}{Re} \quad (5.22)$$

белгилашни киритсак, ушбу муносабатни оламиз:

$$H_e = \lambda \frac{l}{4R} \frac{v^2}{2g}. \quad (5.23)$$

Охириги муносабатдан фойдаланиб гидравлик қияликни ҳисоблаш формуласини оламиз:

$$J = \frac{H_e}{l} = \lambda \frac{1}{4R} \frac{v^2}{2g} \quad (5.24)$$

Бу олинган формулалар маълум ҳолларда концентрик ҳалқаси-мон тирқишлардаги ламинар ҳаракат учун ҳам қўлланилиши мумкин.

Масалан, плунжернинг диаметри d_1 тирқишнинг қалинлигидан жуда катта бўлса ($d_1 \gg c$), плунжер билан цилиндр орасидаги ҳалқасимон тирқиш учун қўлланилади. Бу ҳолда суюқлик сар-фини ҳисоблаш учун (5.19) даги b урнига $\pi \frac{d_1 + d_2}{2} = \pi (d_1 + c)$ ни қўйиш керак. Эксцентрик ҳалқасимон тирқишлар учун сарф-

ни ҳисоблашда эса (5.19) даги b ўрнига $\pi(d_1 + c)\left(1 + \frac{3}{2} \frac{l^2}{c^2}\right)$ ни қўйиш керак; бу ерда e — плунжер ва цилиндр ўқлари орасидаги эксцентриситет. Агар тирқишнинг қалинлиги плунжер диаметрига яқин миқдорларда ўлчанадиган бўлса, у ҳолда ҳалқасимон тарқишдаги ҳаракат учун бошқача формулалар чиқариш керак бўлади.

Диаметрлари d_1 ва d_2 , узунликлари l бўлган плунжер ва цилиндр орасидаги тирқишда (1.51-расм) ламинар ҳаракат қилаётган суюқлик оқимини текшираемиз. Радиуси r_1 ва r бўлган икки цилиндр орасидаги суюқлик мувозанатини кўраемиз.

1 — 1 кесим юзаси бўйича Ox ўқи йўналишида

$$P_1 = p_1 \pi (r^2 - r_1^2)$$

куч, 2 — 2 кесим юзаси бўйича

$$P_2 = p_2 \pi (r_2^2 - r_1^2)$$

куч таъсир қилади.

Ички цилиндр сирти бўйича

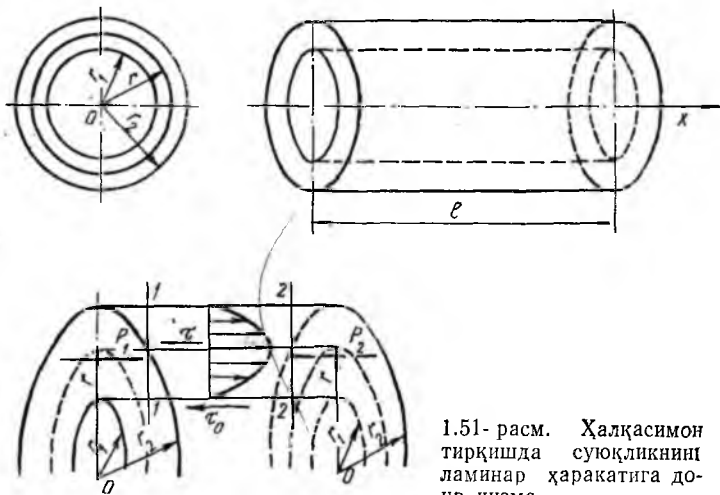
$$T_1 = \tau_0 2\pi r_1 l.$$

Ташқи цилиндр сирти бўйича эса

$$T_2 = \tau 2\pi r l = -\mu \frac{du}{dr} 2\pi r l$$

кучлар таъсир қилади. Бу ҳолда аввалги масаладаги каби суюқлик ҳажмининг мувозанат шarti бўйича қуйидаги тенгламани оламиз:

$$\frac{du}{dr} = -\frac{p_1 - p_2}{2\mu l} \frac{r^2 - r_1^2}{r} + \frac{\tau_0}{\mu r}. \quad (5.25)$$



1.51- расм. Ҳалқасимон тирқишда суюқликнинг ламинар ҳаракатига доир чизма

Суюқликнинг тезлиги $r = r_1$ да нолга тенг бўлади. Шунинг учун (5.25) тенгламанинг чап томонини 0 дан u гача, ўнг томонини r_1 дан r гача интеграллаб, ушбу муносабатни оламиз:

$$u = -\frac{p_1 - p_2}{4\mu l} \left[(r^2 - r_1^2) - 2 \ln \frac{r}{r_1} \right] + \frac{v_0}{\mu} \ln \frac{r}{r_1}. \quad (5.26)$$

Цилиндрнинг сиртида ($r = r_2$) ҳам тезлик нолга тенг. Шунинг учун

$$0 = -\frac{p_1 - p_2}{4\mu l} \left[(r_2^2 - r_1^2) - 2 \ln \frac{r_2}{r_1} \right] - 2 \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{v_0}{\mu} \ln \frac{r_2}{r_1}.$$

Бу тенгликдан $\frac{v_0}{\mu}$ ни топамиз.

$$\frac{v_0}{\mu} = \frac{p_1 - p_2}{4\mu l} \left[(r_2^2 - r_1^2) \frac{1}{\ln \frac{r_2}{r_1}} - 2 \right]$$

ва (5.26) га қўямиз. Шундай қилиб, тезликнинг кесим бўйича тақсимланиши учун ушбу муносабатни оламиз:

$$u = \frac{p_1 - p_2}{4\mu l} \left[(r_2^2 - r_1^2) \frac{\ln \frac{r}{r_1}}{\ln \frac{r_2}{r_1}} - (r^2 - r_1^2) \right].$$

$r_2 - r_1 = c$ нинг миқдори r_1 дан жуда кичик бўлганда бир қанча амаллардан кейин (5.27) дан (5.17) ни келтириб чиқариш мумкин. Бу эса юқорида айтилган фикрларни яна бир бор тасдиқлайди. Ҳалқасимон тирқишдан оқаётган суюқликнинг максимал тезлиги аввалгидек тирқиш баландлигининг ўрта қисмига тўғри келмайди. Максимал тезликни топиш анча мураккаб бўлгани учун биз уни келтирмаймиз.

Ҳалқасимон тирқишдан оқаётган суюқликнинг сарфи қуйидагича ҳисобланади:

$$Q = 2\pi \int_{r_1}^{r_2} u r dr = \frac{p_1 - p_2}{8\mu l} \pi (r_2^2 - r_1^2) \left[r_2^2 + r_1^2 - \frac{r_2^2 - r_1^2}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \right] \quad (5.28)$$

У ҳолда ўртача тезликни топиш учун сарфни кесим $-S = \pi (r_2^2 - r_1^2)$ га бўламиз.

$$v = \frac{p_1 - p_2}{8\mu l} (r_2^2 + r_1^2) - \left(\frac{r_2^2 - r_1^2}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \right). \quad (5.29)$$

Гидравлик йўқотиш эса қуйидагича ҳисобланади

$$H_e = \frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \frac{8\gamma l \ln \frac{r_2}{r_1}}{(r_2^2 + r_1^2) \ln \frac{r_2}{r_1} - (r_2^2 - r_1^2)} \cdot \frac{v}{g}$$

Гидравлик радиус

$$R = \frac{\omega}{\chi} = \frac{\pi (r_2^2 - r_1^2)}{2\pi (r_2 + r_1)} = \frac{r_2 - r_1}{2}$$

Демак, Рейнольдс сони

$$Re = \frac{v \cdot 4R}{\nu} = \frac{v \cdot 2(r_2 - r_1)}{\nu}$$

Буни назарда тутсак,

$$He = \frac{64 (r_2^2 - r_1^2) \ln \frac{r_2}{r_1}}{Re \left[(r_2^2 + r_1^2) \ln \frac{r_2}{r_1} - (r_2^2 - r_1^2) \right]} \cdot \frac{l}{2(r_2 - r_1)} \frac{v^2}{2g}$$

Аввалги ҳоллардаги белгилашни киритамиз:

$$\lambda = \frac{64 (r_2^2 - r_1^2) \ln \frac{r_2}{r_1}}{Re (r_2^2 + r_1^2) \ln \frac{r_2}{r_1} - (r_2^2 - r_1^2)}$$

У ҳолда

$$H_e = \lambda \frac{l}{2(r_2 - r_1)} \frac{v^2}{2g} \quad (5.30)$$

Гидравлик қиялик учун эса

$$J = \frac{H_e}{l} = \lambda \frac{1}{2(r_2 - r_1)} \frac{v^2}{2g} \quad (5.31)$$

Эксцентрик ҳалқасимон тирқишлар учун ҳисоблаш формуллари мураккаб бўлгани учун уларни ушбу китобга киритмадик.

1.46-§. Ламинар оқимнинг махсус турлари (ўзгарувчан қовушоқлик, облитерация)

Машиналар гидравликасини яратиш рус олимлари А. А. Саблуков, В. А. Пушечников, В. Г. Шухов ва бошқаларнинг номлари билан боғланган.

Гидродинамикада машиналарни мойлаш (бошқача айтганда суюқликлар ёрдамида қаршиликни камайтириш) устида кўп олимлар ишлаган. Бу ишларнинг асосчиси машҳур рус олими Н. П. Петровдир. У ўз ишларида мойлаш масалаларини ҳал этишда

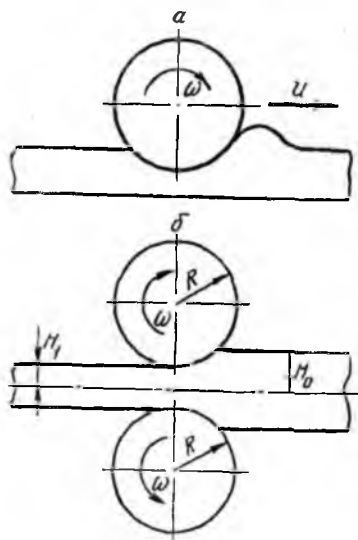
Ньютон гипотезасини қўллаш мумкин эканлигига катта аҳамият берган эди. Петров бу ишларида шарчаларнинг подшипниклар ўртасидаги ҳаракатини бир ўқли цилиндрлар орасидаги ламинар ҳаракат масаласи сифатида кўриш мумкин эканлигини кўрсатди. Н. П. Петров ўтказган жуда кўп тажрибалар унинг назариясини тасдиқлабгина қолмай, уша даврда минерал мойлар ҳаракатига доир кўпгина масалаларнинг ҳал этилишига ёрдам берди.

Н. П. Петров ўз назариясини яратишда ва тажрибаларида подшипник ҳалқалари тез айлангани сари суюқлик уларга оздан таъсир қилиб боришини кўрсатди. Бу таъсир натижасида подшипник ички ва ташқи ҳалқаларининг ўқи подшипник ўқидан оғади, лекин бу оғиш жуда ҳам кам. Бу айтилганларга асосан у мойловчи қават учун ҳаракат тенгламасининг соддалаштирилган кўринишини келтириб чиқарди. Подшипник ҳалқаларининг сезиларсиз даражада эксцентрик жойлашуви қўшимча кучларни вужудга келтиради ва у валдаги зуриқишларни мувозанатлайди. Н. П. Петров бу масалаларни икки эгри сирт орасидаги суюқлик ҳаракати сифатида кўради. Бу назарияни давом эттириб Н. Е. Жуковский ва С. А. Чаплигинлар шип ва подшипникнинг эксцентрик жойлашган ҳолати назариясини яратдилар.

Юқорида келтирилган икки текис сиртлар орасидаги тирқишда суюқликлар ҳаракатини Н. П. Петров ечган масаланинг жуда соддалаштирилган кўрниши деб қараш мумкин, лекин бу соддалаштириш шунчалик кучлики, олинган натижалар подшипникдаги мойнинг ҳаракатини ифодалаб бера олмайди.

Н. П. Петров назарияси бошқа бир қанча масалаларни ечишга ёрдам берди. Буларга қовушоқ суюқликнинг юпқа қавати билан қопланган сирт устида цилиндрнинг думалаш (1.52-расм) масаласи киради. Бу масаланинг ечилиш усули қиздирилган металлни прокатлаш ишларида ҳам қўлланилади. Бу ҳолда тажрибалар шуни кўрсатадики, қиздириб прокатланаётган металл жуда қовушоқ суюқликка ухшаш хоссага эга бўлади. Бу ҳодисани биринчи бўлиб И. В. Мешчерский текширди. Унинг ечимлари С. М. Таргининг монографиясида келтирилган.

Аввалги параграфда келтирилган текис ва цилиндрик сиртлар орасидаги тирқишда ҳаракат қилаётган суюқлик ҳаракати масалалари плунжернинг цилиндр ичидаги ҳаракатига яна ҳам яқинроқ бўлиш учун бу сиртларнинг бирини бирор



1.52-расм. Н. П. Петров назариясини изоҳлашга оид расм.

У тезлик билан ҳаракатланаётган деб қараш керак бўлади. Бу масалаларнинг юқорида келтирилган ечимларида яна бир нарса ҳисобга олинмаган. Плуңжер цилиндр ичида ҳаракат қилган вақтида ишқаланиш кучининг таъсирида қизиб кетиши мумкин. Натижада икки цилиндр орасидаги тирқишда оқаётган суюқлик ҳам қизийди. Бундай ҳодиса шарикли подшипникларда ҳам бўлади. Мойловчи суюқлик қизиши билан унинг қовушоқлик коэффициенти ўзгаради. Биз қовушоқлик коэффициентининг температурага боғлиқлигини кинематик қовушоқлик коэффициентига бағишланган параграфда кўрган эдик ва температура ортиши билан қовушоқликнинг камайиши ҳақида тўхталиб ўтган эдик. Қовушоқликнинг температурага боғлиқлиги ҳақидаги масалалар акад. Л. С. Лейбензон ва акад. М. А. Михеевлар томонидан ечилган бўлиб, тирқишларда суюқликнинг ҳаракати қовушоқлик коэффициентининг ўзгарувчанлигига боғлиқлиги ҳисобга олиб кўрилган.

Қовушоқликнинг температурага боғлиқлиги суюқлик ташқи муҳит билан иссиқлик алмашганда ишқаланиш қаршилигининг ўзгаришига олиб келади. Агар ташқи муҳит суюқликка қараганда совуқроқ бўлса, унинг ташқи муҳитга иссиқлик бериши натижасида суюқликнинг труба деворига яқинроқ қаватларида қовушоқлик ортади. Натижада бу қаватлардаги ҳаракатнинг секинланиши тезкор бўлади, бу эса тезлик градиентининг камайишига олиб келади.

Ташқи муҳит иссиқроқ бўлса, аксинча, суюқликнинг труба деворига яқин қаватлари ташқаридан иссиқлик олиб, унинг қовушоқлиги камаяди. Натижада девор ёнида тезлик градиенти ортади.

Шундай қилиб, суюқлик ташқи муҳит билан иссиқлик алмашган ҳолларда унинг қовушоқлиги труба кесими бўйича ўзгарувчан бўлиб, тезлик тақсимоти ҳам ўзгармас температурадагидан бошқача бўлади. Хусусан, қиздиришли оқим вақтида ядрогаги тезлик ортиб, тезлик тақсимоти чизиги чузиқроқ бўлади, аксинча, совутишли оқимлар ҳолида эса бу чизиқ қисқаради.

Ламинар ҳаракат иссиқлик бериш (совутиш) билан амалга оширилса, температура ўзгармаган ҳолга қараганда қаршилиқ ортади, иссиқлик келиши (қиздириш) билан амалга ошса, қаршилиқ камаяди. Бу юқорида айтилганидек, труба девори атрофида қовушоқлик ўртача қовушоқликка қараганда кам бўлиши натижасида юз беради. Бу ҳолда ишқаланиш қаршилиги коэффициенти учун, амалий ҳисоблашларда, тақрибий формулалардан фойдаланилади:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \sqrt{\frac{v_g}{v_c}}$$

бу ерда R_e —ўртача қовушоқлик учун ҳисобланган Рейнольдс сони; v_g —труба девори ёнидаги суюқликнинг қовушоқлиги, v_c —суюқликнинг ўртача қовушоқлиги. Аниқроқ ҳисоблашлар учун акад. М. А. Михеевнинг кичик Рейнольдс сонлари билан ҳисоблашга чиқарган формуласидан фойдаланиш мумкин.

Икк и сирт орасидаги тор тирқишда суюқлик ҳаракат қилаётган вақтда қаттиқ жисм ва суюқлик чегарасида молекулалараро ўзаро таъсир кучи натижасида, қутбланган суюқлик молекулаларининг адсорбцияланиш ҳодисаси вужудга келади. Натижада деворлар сиртида, силжитувчи кучга қарши маълум қаттиқлик ва мустаҳкамлик хусусиятига эга бўлган, ҳаракатсиз суюқлик қавати ҳосил бўлади. Бу эса тирқиш ҳаракат кесимининг кичрайишига сабаб бўлади. Тирқишнинг бундай кичрайиш ҳодисаси облитерация дейилади.

Облитерация қавати чекланган бўлиб, тирқиш деворидан узоқлашган сари унинг мустаҳкамлиги камайиб боради, молекулалар орасидаги боғланиш сусайиб, суюқлик заррачалари қават сиртидан ажралади ва ҳаракатга келади.

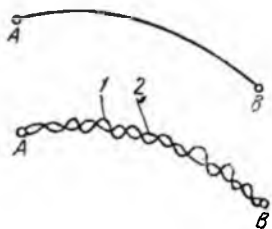
Облитерация интенсивлиги суюқликнинг турига, тирқишдаги босимнинг камайиб боришига ва бошқа сабабларга боғлиқ. Босим камайиши ортса, бу ҳодиса кучаяди. Молекуляр таркиби мураккаб бўлган мойларда облитерация ҳодисаси кучлироқ бўлади. Бундай мойларга гидроузатмаларда ишлатиладиган нефть мойлари киради. Облитерация қавати жуда юпқа (одатда, бир неча микрондан ошмайди) бўлишига қарамай, жуда тор (капилляр) тирқишларда унинг кўндаланг кесимининг анчагина қисмини эгаллаб олади. Натижада тирқишнинг қаршилиги ортади ва тирқишдаги суюқликнинг сарфи камаяди.

Бу ҳодиса суюқликнинг ифлосланганлигига ҳам боғлиқ бўлиб, уни ифлословчи модда заррачалари тирқиш ўлчамларига яқин бўлса, облитерация тезроқ бўлади. Лекин суюқликнинг ифлосланганлиги облитерация ҳодисасида асосий фактор бўла олмайди. Масалан, жуда яхши тозаланган дистилланган сув ва бензинда облитерация бўлмайди, ammo жуда яхши тозаланган АМГ-10 мойи 10 микронли тирқишдан қисқа вақт оқиши билан тирқиш бутунлай бекилиб қолади.

Одатда, жуда кичик тирқишларда (ўлчами 6—8 мк) облитерация ҳодисаси тирқишни бутунлай бекитиб қўйиши мумкин.

VI боб.

СУЮҚЛИКЛАРНИНГ ТУРБУЛЕНТ ҲАРАКАТИ



1.53- расм. Турбулент ҳаракатнинг хусусияти.

Суюқликларнинг турбулент ҳаракати табиатда ва техникада кенг тарқалган бўлиб, гидравлик ҳодисалар ичида энг мураккаблари қаторига киради. Бу ҳаракат жуда кўп текширилган бўлишига қарамай ҳозиргача ҳаракатнинг турбулент тури учун умумлашган назария яратилган эмас. Шунинг учун ҳам турбулент оқимларни ҳисоблашда яримэмпирик назариялардан фойдаланиш билан бир қаторда, кўп ҳолларда тажриба натижалари ва эмпирик формулалардан фойдаланишга тўғри келади.

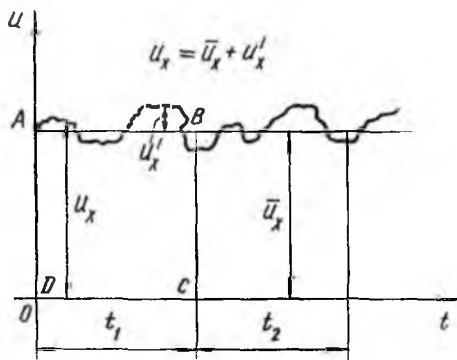
1.47-§. Сууюқлик турбулент ҳаракатининг хусусиятлари

Турбулент ҳаракатда сууюқликнинг ҳар бир заррачаси жуда ҳам мураккаб эгри чизиқли траектория бўйича ҳаракат қилади ва ҳар қандай икки заррачанинг траекториялари бир бирига ўхшамайди. Буни кўз олдимизга келтириш учун бирор A нуқтадан кетма-кет ўтаётган заррачаларнинг B нуқтага (1.53-расм) қандай траектория бўйича етиб келишини кўз олдимизга келтирайлик. Ламинар ҳаракат вақтида A нуқтадан чиққан I заррача бирор силлиқ эгри чизиқ бўйича B нуқтага келса, II заррача ҳам, III заррача ҳам ва улардан кейин келадиغان барча заррачалар ҳам худди шу эгри чизиқ бўйича ҳаракат қилади.

Турбулент ҳаракат вақтида эса A нуқтадан чиққан биринчи заррача мураккаб эгри-бугри чизиқ бўйича B нуқтага келади. Иккинчи заррача эса биринчи заррачанинг траекториясидан тамомила бошқача бўлган иккинчи эгри-бугри чизиқ бўйича келади. Шунда ҳам у биринчи заррача келган B нуқтанинг аниқ ўзига келмай, унинг атрофидаги бирор бошқа нуқтага келиши мумкин. Учинчи заррача эса биринчи заррачанинг ҳам, иккинчи заррачанинг ҳам траекториясига ўхшамаган учинчи эгри-бугри чизиқ бўйича келиб, аввалги заррачалар келган нуқтанинг бирортасига ҳам келмай, B нуқта атрофидаги бошқа бир нуқтага келади. Бу ҳодиса A нуқтадан ўтаётган барча заррачаларга тегишлидир. Шундай қилиб, турбулент ҳаракат қилаётган сууюқлик заррачаларининг ҳаракатини бирор формула билан ифодалаш ғоятда мушкул ишдир. Лекин ҳамма заррачалар бир тарафга A нуқтадан B нуқта тарафига ҳаракат қилади. Шунга асосан бир қарашда бетартиб ҳаракат қилаётгандек кўринган заррачалар ҳаракатида қандайдир умумийликни аниқлаш мумкин. Ҳатто бу умумийликни фақатгина сифат ўхшашлиги кўринишида эмас, балки миқдор ўхшашлиги кўринишида ҳам ифодалаш мумкин. Ана шу ўхшашликлар асосида турбулент ҳаракатнинг қонуниятларини юзага келтириб чиқарилади.

1.48-§. Тезлик ва босим пульсациялари

Турбулент ҳаракат қилаётган сууюқлик бирор нуқтадаги тезлигининг координата ўқларидаги проекцияларини текшираемиз. Мисол учун тезликнинг оқим йўналишидаги проекцияси u_x бўлсин. У ҳолда u_x нинг миқдори вақт давомида ортиб ва камайиб боради. Бу ўзгаришни график кўринишда ифодаласак, у 1.54-расмда тасвирланган графикка ўхшайди ва тезлик u_x проекциясининг пульсацияси деб аталади. Тезликнинг бошқа ўқлардаги проекциялари (u_y , u_z) учун ҳам худди шундай пульсация графиклари тузиш мумкин. Шундай қилиб, тезлик пульсацияси унинг бирор йўналишдаги проекциясининг вақт давомида ортиб ва камайиб бориш ҳодисасидан иборат. Уни тажрибада тезликни ўлчовчи асбоблар ёрдамида (масалан, Пито трубкасидаги сууюқ-



1.54-расм. Тезлик пульсациясига доир чизма.

келтириш учун 1.54-расмдан фойдаланамиз. Графикда тезликнинг ўзгаришини тўлиқ характерлаш учун етарли бўлган t_1 вақт интервалини оламиз ва графикда вақт ўқига параллел қилиб, шундай AB чизиқ ўтказамизки, ҳосил бўлаги $ABCD$ тўртбурчакнинг юзи S_{ABCD} пульсация графигининг t_1 оралиқдаги бўлаги билан DC чизиғи орасидаги юз $S_{A'B'CD}$ га тенг бўлсин. У ҳолда $ABCD$ тўртбурчакнинг баландлиги тенглаштирилган тезликка тенг бўлади ва \bar{u}_x билан белгиланади.

Юқорида айтиб ўтилганлар турбулент ҳаракатнинг беқарор ҳаракат эканлигини кўрсатади. Агар биз пульсация графигида t_1 интервал давомида етарли даражада узун t_2 интервал олсак ва бу интервал бўйича тенглаштирилган тезликни топсак, t_2 давомида аввалгидек учинчи интервал олиб яна тенглаштирилган тезликни топсак ва бу ишни давом эттириб борсак-да, барча интерваллар учун олинган тенглаштирилган тезликлар тенг бўлса, бундай ҳаракат турбулент ҳаракат учун барқарор ҳаракат бўлади.

Оқаётган суюқликда бирор элементар юза ds олиб, шу юздан вақт ичида оқиб ўтган суюқликнинг ҳажми dV ни аниқласак, барқарор ҳаракат вақтидаги тенглаштирилган тезлик қуйидагича аниқланади:

$$\bar{u} = \frac{dV}{\Delta t ds} \quad (6.1)$$

1.54-расмдан кўриниб турибдики, тенглаштирилган ўртача тезлик оний тезликдан фарқ қилиб, бу фарқни ҳисоблаганда қуйидагича ифодаланади.

$$u_x = \bar{u}_x + u_x' \quad (6.2)$$

Оний ва тенглаштирилган тезликлар орасидаги фарқлар манфий ёки мусбат бўлиши мумкин ва тезлик пульсацияси деб ата-

лик сатҳининг ўзгаришини) кузатиш мумкин. Оқаётган сувда сув ўтлари новдаларининг тўхтовсиз тебранма ҳаракат қилиши ҳам бизга пульсация ҳодисасини кўрсатади. Тезликнинг оний миқдори доимо ўзгариб тургани учун гидродинамикада *тенглаштирилган тезлик* тушунчаси киритилади ва у анча узоқ вақт ичида тезлик қабул қилган қийматларнинг ўртачаси бўлади

Тенглаштирилган тезлик тушунчасини кўз олдимизга

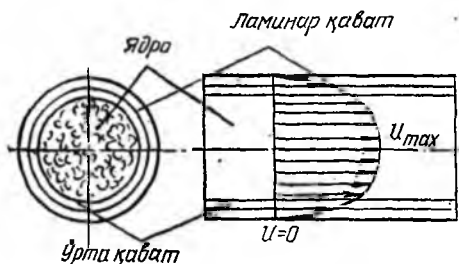
лади. Кўриниб турибдики, тезлик пульсацияларининг етарли катта t_1 интервалдаги йиғиндиси ёки интеграли нолга тенг бўлар экан:

$$\sum u'_x \Delta t = 0 \text{ ёки } \int_0^t u'_x dt = 0.$$

Энди суюқликнинг оқимга кўндаланг йўналишдаги тезликларини текширсак, бу тезликлар билан оқимнинг бир томонига қанча суюқлик ҳаракат қилса, иккинчи томонига ҳам шунча суюқлик ҳаракат қилади. Натижада суюқликнинг тенглаштирилган тезлигининг йўналиши доимо оқим йўналишига мос келар экан. Шунинг учун турбулент ҳаракат учун Бернулли тенгламасини ёзар эканмиз, бу тенгламадаги ўртача тезлик тенглаштирилган тезликнинг ўртача қийматини билдиради. Тезлик миқдори доимо ўзгариб тургани сабабли босим ҳам ўзгариб туради ёки бошқача айтганда босим ҳам пульсацияга эга бўлади. Худди тезликка ўхшаб, босим p учун ҳам тенглаштирилган босим тушунчасини киритиш мумкин.

1.49-§. Тенглаштирилган тенсизликларнинг кесим бўйича тақсимланиши

О. Рейнольдс (1895) ва Ж. Буссенек (1897) турбулент оқимни заррачаларининг тезликлари ва босимлари тенглаштирилган тезликлар ва босимлар билан алмаштирилган шартли оқим билан алмаштиришни таклиф қиладилар. Бундай шартли оқим *тенглаштирилган оқим* ёки турбулент оқимнинг *Рейнольдс модели* деб аталади. Табиийки, бундай оқимни текширишда тезлик пульсацияларини ҳисобга олмаймиз. Беқарор ҳаракат вақтида Рейнольдс моделига кўра u лар вақт бўйича ўзгариб боради, барқарор ҳаракат вақтида эса улар вақтга боғлиқ эмас. Шундай қилиб, текшириляётган турбулент оқим учун Рейнольдс модели бўйича ҳисоблаш ишларида u ва p лардан фойдаланамиз. Турбулент оқимга Бернулли тенгламасини қўллаганимизда тезлик ва босимлар деганда тенглаштирилган тезлик ва босимларни тушунамиз, ёзувда эса соддалаштириш учун чизиқчаларни тушириб қолдирамиз. Л. Прандтлнинг ва бошқа олимларнинг текширишлари шуни кўрсатдики, турбулент ҳаракат вақтида оқимнинг асосий қисми унинг ядроси, яъни марказий қисмини ташкил қилади: Ядрога суюқлик турбулент ҳаракат қилиб, унинг тезликлари ядро кесими бўйича деярли бир хил бўлади ва марказдан труба деворига яқинлашган сари бир оз камайиб боради. Девор ёнидаги суюқлик заррачалари эса (деворнинг мавжудлиги оқимга кўндаланг ҳаракатга йўл қўймагани учун) девор бўйича ҳаракат қилиб, унинг траекторияси сезиларсиз тебранишга эга бўлади. Шунинг учун девор ёнидаги заррачалар ламинар ҳаракат қилади. Ана шу ламинар ҳаракат қилаётган заррачалар юпқа қават ичида бўлиб, уни ламинар қават деб аталади. Лами-



1.55-расм. Турбулент ҳаракатда ламинар қават ва ядро.

нольдс сонига боғлиқ ва унинг ортиши билан ламинар қаватнинг қалинлиги камаяди. Шундай қилиб, турбулент ҳаракатдаги тенглаштирилган тезликнинг тақсимланиши (1.55-расм), ламинар ҳаракатдаги тезликнинг тақсимланишидан тамомила фарқ қилади ва у ядрога деярли ўзгармаган ҳолда труба девори яқинида жуда тез камаяди ва девор устида нолга тенг бўлиб қолади, яъни тенглаштирилган тезлик асосан ламинар ва ўртача қаватларда ўзгаради. Буни кўз олдимизга келтириш учун 1.56-расмда цилиндрик трубада турбулент оқим учун (туташ чизиқ) ва ламинар оқим учун (пунктир чизиқ) тезлик чизиғи келтирилган.

Ҳозирги замон гидравликасида тезликнинг кесим бўйича тақсимланиш қонуни назария ва тажрибалар натижасида қуйидагича ифодаланади:

$$u = u_{\max} - \frac{u_*}{\kappa} \ln \frac{R}{R-r}, \quad (6.3)$$

$$u_* = \sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}},$$

бу ерда τ_0 —труба деворидаги уринма зўриқиш; κ —тажрибадан аниқланган коэффицент бўлиб, у 0,4 га тенг; R —трубанинг радиуси; r —трубанинг ўқидан бошлаб ҳисобланган масофа. (6.3) тенгламадаги u_* нинг ўлчов бирлиги тезлик ўлчов бирлиги билан бир хил бўлиб, у одатда динамик тезлик дейилади.

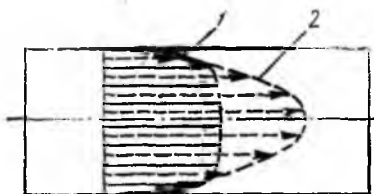
Силлиқ трубалар учун тезлик формуласи ушбу кўринишда ёзилади:

$$u = u_* (5,75 \lg \frac{r}{u_*} + 5,5). \quad (6.4)$$

Ғадир-будир трубалар учун эса

$$u = u_* (5,75 \lg \frac{r}{\Delta} + 8,5). \quad (6.5)$$

Бу формулада Δ труба деворининг ғадир-будирлигини характерловчи миқдор бўлиб, у „абсолют ғадир-будирлик“ дейилади. Амалда тезлик



1.56-расм. Турбулент ва ламинар ҳаракатда тезлик эпюралари.

тақсимланишини даражали қонунлар билан ифодаловчи формулалари қулайдир.

Карман назарий текширишлар натижасида силлиқ трубалар учун бу қонунни қуйидаги кўринишда ёзишни таклиф қилган:

$$u = u_{\max} \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{\frac{1}{m}}, \quad (6.6)$$

бу ерда m —тажрибада аниқланадиган коэффициент бўлиб, у R_e сонига боғлиқдир. Худди ламинар оқимдаги каби турбулент оқимда ҳам тезликнинг юқоридаги тенгламалар билан ифодаланган қонун бўйича тақсимланиши трубанинг бошланғич кесимидан маълум масофада вужудга келади. Бу масофа турбулент ҳаракатнинг бошланғич бўлаги деб аталади ва ушбу формула билан ҳисобланади:

$$L_{\text{турб.н}} = 0,639 R_e^{0,25} D. \quad (6.7)$$

Турбулент оқимда ўртача тезликнинг максимал тезликка нисбати 0,75 га тенг, яъни

$$\frac{v}{u_{\max}} = 0,75.$$

Ламинар оқимда эса бу нисбат 0,5 га тенг эди. Рейнольдс сони ортиб борган сари турбулент қоришув тезлашиб боради ва ўртача тезлик билан максимал тезликнинг нисбати 1 га интилади.

1.50- §. Турбулент ҳаракатда уринма зўриқиш

Турбулент ҳаракатнинг Рейнольдс моделида биз пульсацияларни ҳисобга олмаган ҳолда тенглаштирилган оқим оламиз. Лекин тенглаштирилган тезлик бўйича ҳисобланган оқимнинг энергияси оний тезлик бўйича ҳисобланган оқимнинг энергиясидан кам бўлади. Буни қуйидагича кўрсатиш мумкин. Оний ва тенглаштирилган тезликлар квадратини текшираимиз:

$$u_x^2 = (\bar{u}_x + u'_x)^2.$$

У ҳолда оний тезлик квадратининг ўртача қиймати қуйидагича ҳисобланади:

$$\bar{u}_x^2 = \bar{u}_x^2 + 2\bar{u}_x \bar{u}'_x + \bar{u}'_x{}^2.$$

Тезлик пульсациясининг ўртача қиймати нолга тенглигидан ўнг томондаги иккинчи ҳад нолга тенг. Тезлик пульсацияси вақт ўқи бўйича мусбат ва манфий қийматлар қабул қилгани билан унинг квадрати доимо мусбат. Буларга асосан

$$\bar{u}_x^2 = \bar{u}_x^2 + \bar{u}'_x{}^2.$$

Бу тенгликдан кўринадики, келтирилган кинетик энергия учун қуйидаги тенгсизлик мавжуд:

$$\frac{u_x^2}{2g} > \frac{\bar{u}_x^2}{2g}.$$

Бу қўшимча энергия турбулент ҳаракат қилаётган суюқлик зарраларининг оқимдаги бир қаватдан иккинчи қаватга тартибсиз ўтиб туриши учун сарфланади. Шундай қилиб, қаватлар орасида энергия алмашинуви натижасида тезлик пульсациялари маълум миқдорда иш бажаради. Бу бажарилган иш суюқлик қаватлари орасида қўшимча уринма зўриқиш сифатида намоён бўлади. Ҳосил бўлган қўшимча уринма зўриқиш турбулент уринма зўриқиш дейилади. Бу зўриқиш Буссенск формуласида Ньютон қонунига ўхшаш қабул қилинган бўлиб, ушбу кўринишда ифодаланади:

$$\tau_T = \mu_T \frac{du}{dn}, \quad (6.8)$$

бу ерда μ_T —турбулент динамик қовушоқлик коэффициентни ёки турбулент алмашув коэффициентни деб аталади. Л. Прандтль коэффициентни тезлик градиентига пропорционал деб қабул қилган бўлиб, у шундай ифодаланади:

$$\mu_T = \rho l^2 \frac{du}{dn}, \quad (6.9)$$

бу ерда l ни аралашув йўл узунлиги деб аталади. Турли авторлар бу қийматнинг физик мазмунини турлича изоҳлайдилар. Одатда, у шундай аниқланади:

$$l = \kappa y, \quad (6.10)$$

бу ерда y —ҳаракатланаётган заррачанинг идиш деворидан бошлаб ҳисобланган координатаси; κ —Прандтль универсал доимийси. Никурадзе тажрибаларида аниқланишича цилинрик труба учун $\kappa \approx 0,4$. (177) дан кўриниб турибдики, динамик қовушоқлик турбулент коэффициентни μ_T тезлик градиентига пропорционал бўлиб, молекуляр қовушоқлик коэффициентни μ дан ҳаракатнинг хусусиятига боғлиқлиги билан фарқ қилади. Бу коэффициентдан, (1.15) ни қиёс қилиб, турбулент кинематик қовушоқлик коэффициентини ёзамиз:

$$\nu_T = \frac{\mu_T}{\rho} = l^2 \frac{du}{dn}. \quad (6.11)$$

Юқорида келтирилганларни ҳисобга олиб, турбулент ҳаракат учун уринма зўриқишни қуйидагича ёзилади:

$$\tau = \tau_A + \tau_T = \mu \frac{du}{dn} + \mu_T \frac{du}{dn} = \mu \frac{du}{dn} + \rho l^2 \left(\frac{du}{dn} \right)^2. \quad (6.12)$$

Ламинар ҳаракат вақтида бу йиғиндининг иккинчи ҳади нолга тенг бўлиб, фақат ламинар қовушоқлик уринма зўриқиши τ_A қолади. Рейнольдс сонининг катта қийматларида турбулент ҳаракат учун τ_A , τ_T га қараганда жуда катта бўлиб, (6.12) даги йиғиндининг биринчи ҳадини ташлаб юбориш мумкин (яъни $\tau \approx \tau_T$). Бу ҳолда τ тезлик градиентининг иккинчи даражасига пропорционал бўлади. Цилинрик трубада текис ҳаракат қилаётган суюқликнинг

турбулент тартиби учун (5.1) дагидек мувозанат тенгламасидан қўйидаги тенглик келиб чиқади:

$$\pi r^2(p_1 - p_2) = 2\pi r l \tau. \quad (6.13)$$

Рейнольдс сонининг катта қийматларида $\tau_r \gg \tau_d$ эканлигини ҳисобга олиб, (6.13) да ламинар уринма зўриқишни кичик миқдор сифатида ташлаб юборамиз. Натижада (6.12) дан фойдаланиб, ушбу тенгламани чиқарамиз:

$$\frac{p_1 - p_2}{2l} = \frac{\tau_r}{r}. \quad (6.14)$$

Лекин турбулент уринма зўриқиш учун (6.8) формуладан фойдаланиб, қўйидаги муносабатни ёзамиз:

$$V \frac{\bar{\tau}}{\rho} = \alpha r \frac{du}{dr}. \quad (6.15)$$

Бироқ труба девори яқинида ўзгарувчан уринма зўриқиш (τ) ни ўзгармас уринма зўриқиш τ_0 кўринишида ифодалаш мумкинлигини ҳисобга олиб, (6.15) дан ушбу тенгликни келтириб чиқарамиз:

$$du = \frac{1}{\alpha} V \sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}} \frac{dr}{r}. \quad (6.16)$$

Текис ҳаракат учун пьезометрик қиялик $l = \frac{p_1 - p_2}{\rho}$ эканлигини ҳисобга олсак, (6.14) ва (6.16) дан

$$\tau_0 = \rho R \frac{l}{2} \quad (6.17)$$

эканлигига ишонч ҳосил қиламиз. $\sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}}$ ни u_* билан белгилаймиз ва (6.14) нинг чап томонини u_{\max} дан u гача, ўнг томонини $R-r$ дан r гача интеграллаб, тезлик учун қўйидаги тенгламани оламиз:

$$u - u_{\max} = \frac{u_*}{\alpha} \lg \frac{r}{R-r},$$

бу тенглик аввалги параграфда келтирилган турбулент тартибли ҳаракат тенгламаси (6.3) га осонликча келтирилади.

1.51-§. Трубаларда босимнинг камайиши

Реал суюқликлар учун Бернулли тенгламасида келтирилган босимнинг пасайиши h_{1-2} ни ҳисоблаш трубалар ва трубалар системасини ҳисоблашда асосий масала ҳисобланади.

Босимнинг пасайиши (h_{1-2}) ни ҳисоблашнинг муҳимлиги шундаки, бу иш суюқлик трубаларда ҳаракатланганида трубадаги қаршиликларни енгиш учун сарф бўлган энергияни ҳисоб-

лашга ва шу ҳисобга асосан лойиҳаланаётган труба (ёки трубалар системасида суюқликни оқизиш учун қанча энергия керак эканлигини аниқлашга имкон беради. Трубаларда босимнинг намайиши ишқаланиш қаршилиги ва маҳаллий қаршиликка боғлиқ.

Ишқаланиш қаршилиги реал суюқликлар ички қаршилигига боғлиқ бўлиб, трубаларнинг ҳамма узунлиги бўйича таъсир қилади. Унинг миқдорига суюқлик оқимининг тартиби (ламинарлик, турбулентлик, турбулентлик даражаси) таъсир қилади. Юқорида айтилгандек, турбулент тартиб вақтида одатдаги қовушоқликка қўшимча равишда, турбулент қовушоқликка боғлиқ бўлган ва суюқлик ҳаракати учун қўшимча энергия талаб қиладиган куч пайдо бўлади.

Маҳаллий қаршилик тезликнинг суюқлик ҳаракат қиладиган трубанинг шакли ўзгаришига боғлиқ бўлган ҳар қандай ўзгариши вақтида пайдо бўлади. Буларга бир трубадан (ёки идишдан) иккинчи трубага ўтиш жойи, трубаларнинг кенгайиши ёки бирдан кенгайиб бирдан торайиши, тирсақлар, оқим йўналишини ўзгартирувчи қурилмалар (кран, вентиль, ва ҳ. к.) киради. Шундай қилиб. йўқолган босим (3,57) формула бўйича икки йиғиндидан ташкил топган бўлади:

$$H_n = H_l + H_m, \quad (6.18)$$

бу ерда H_l — ишқаланиш қаршилиги ёки узунлик бўйича йўқотиш, H_m — маҳаллий қаршилик. Ламинар тартиб вақтида ишқаланиш қаршилиги юқорида келтирилган (5.9) ва (5.12) формулалардаги каби назарий усул билан аниқланиши мумкин:

$$H_e = \frac{32\mu l}{D^3} v = \lambda \frac{l}{D} \frac{v^2}{2g}.$$

Бу ифодадаги $\lambda = \frac{64}{Re}$ ни ишқаланиш қаршилиги коэффиценти деб атаган эдик. Кўпинча уни соддароқ қилиб ишқаланиш коэффиценти дейилади. Цилиндрик трубаларда бу формула Рейнольдс сони 2320 дан кичик бўлган ламинар ҳаракатлар учун тажрибада олинган натижаларга жуда яқин келади. Турбулент ҳаракат учун ишқаланиш қаршилиги тажриба йўли билан аниқланади. Уни назарий аниқлаб бўлмайди.

1.52-§. Дарси формуласи ва узунлик бўйича ишқаланишга йўқотиш коэффиценти (Дарси коэффиценти)

Турбулент ҳаракат устида олиб борилган тажрибалар ишқаланиш қаршилигининг солиштира энергияга пропорционал эканлигини кўрсатади, яъни

$$H_l = \zeta \frac{v^2}{2g}. \quad (6.19)$$

Бу формуладаги пропорционаллик коэффициенти бир қанча миқдорларга боғлиқ бўлиб, уни текшириш учун қуйидаги хулосадан фойдаланамиз.

Жуда кўп тажрибалар юқорида келтирилган $\frac{\tau_0}{\rho}$ миқдорнинг тезлик босими ёки солиштирама кинетик энергия орқали қуйидагича ифодаланишини кўрсатади;

$$\frac{\tau_0}{\rho} = \frac{\lambda}{4} \frac{v^2}{2g}$$

Бу тенгликни (6.17) муносабат билан таққослаб кўрсак:

$$Rl = \frac{\lambda}{4} \frac{v^2}{2g}$$

эканлигига ишонч ҳосил қиламиз. Бу ерда $l = \frac{l}{l}$ эканлигини ҳисобга олиб, текис барқарор ҳаракат учун узунлик бўйича ишқаланишга йўқотиш ёки босимнинг пасайиши учун формула оламиз

$$H_0 = \lambda \frac{l}{4R} \frac{v^2}{2g}, \quad (6.20)$$

бу ерда l —трубанинг узунлиги; R —гидравлик радиус. Цилиндрик трубалар учун $D = 4R$ эканлигини ҳисобга олсак, охириги формула қуйидаги кўринишда ёзилади:

$$H_0 = \lambda \frac{l}{D} \frac{v^2}{2g}. \quad (6.21)$$

(6.21) формула *Дарси—Вейсбах формуласи* ёки қисқача Дарси формуласи дейилади. Бу формулага кирувчи коэффициент λ гидравлик ишқаланиш коэффициенти ёки *Дарси коэффициенти* дейилади.

Бундан кўринадики, (6.19) даги коэффициент Дарси коэффициентига боғлиқ бўлиб, яъни

$$\zeta = \frac{l}{D} \lambda,$$

у трубанинг узунлигига тўғри пропорционал, диаметрига тескари пропорционал экан. Суюқликнинг трубадаги ламинар ҳаракати учун юқорида назарий формула (5.11) олинган эди. Турбулент ҳаракат вақтида эса бундай муносабатни назарий усул билан чиқариб бўлмагани учун, уни эмпирик ёки ярим эмпирик усулларда аниқланади.

Ҳозирги замон гидравликасида Дарси коэффициенти λ умумий ҳолда Рейнольдс сонига ва труба деворларининг ғадир-бурдурлигига боғлиқ деб ҳисобланади. λ ни ҳисоблаш учун жуда кўп эмпирик формулалар мавжуд бўлиб, улар ичида энг машҳурлари қуйидагилар.

Блазиус формуласи 1913 йили жуда кўп авторларнинг тажрибаларини анализ қилиш натижасида олинган:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (6.23)$$

Бу формула Рейнольдс сони $Re < 10^5$ бўлганда тажрибаларга яхши мос келади. Рейнольдс сонининг каттароқ диапазонлари (Re нинг $3 \cdot 10^6$ гача миқдорлари) учун П. К. Конаков формуласидан фойдаланиш мумкин:

$$\lambda = \frac{1}{(1,81 \lg Re - 1,5)^2} \quad (6.24)$$

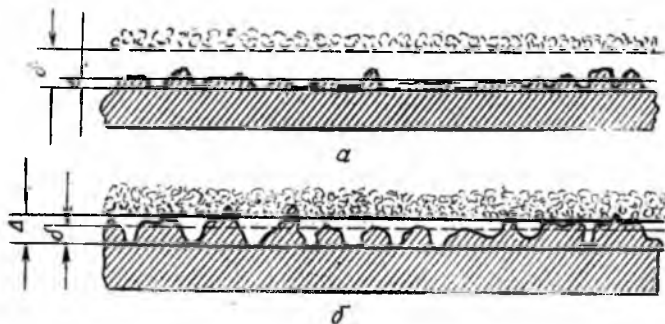
1932 йили Л. Прандтль қуйидаги формулани келтириб чиқарди:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \lg(Re \sqrt{\lambda} - 0,8). \quad (6.25)$$

Келтирилган формулалар силлиқ трубалар учун чиқарилган бўлиб, ғадир-будир трубалар учун улардан фойдаланиб бўлмайди.

1.53-§. Труба деворининг ғадир-будирлиги. Абсолют ва нисбий ғадир-будирлик

Трубалар, каналлар ва новларнинг деворлари маълум даражада ғадир-будирликка эга бўлади. Бу ғадир-будирлик трубаларнинг қандай материалдан қилингани ва қай даража силлиқланганига қараб уларнинг девор сиртидаги турлича катталиқдаги ёки жуда ҳам кичик пастлик-дунгликлар билан характерланади. Ғадир-будирликни характерлаш учун труба сиртидаги дунгликларнинг ўртача баландлиги қабул қилиниб, у абсолют ғадир-будирлик дейилади ва Δ билан белгиланади (1.57-расм). Агар абсолют ғадир-будирлик ламинар чегаравий қаватнинг қалинлиги δ дан кичик бўлса, бу труба гидравлик силлиқ труба дейилади (1.57- расм, а).



1.57-расм Гидравлик силлиқ ва ғадир-будир трубаларни тунтиришга доир чизма.

Бордию, Δ ламинар қават қалинлиги δ дан катта бўлса, бу трубалар гидравлик ғадир-будир трубалар дейилади (1.57-рasm, б).

Виринчи ҳолда ($\Delta > \delta$) труба сиртидаги дўнгликлар ламинар қават ичида қолади ва гидравлик қаршиликка сезиларли таъсир қилмайди. Иккинчи ҳолда ($\Delta < \delta$) эса дўнгликлар ламинар қаватдан чиқиб қолади ва труба девори атрофидаги оқим хусусиятига таъсир қилиб, гидравлик қаршиликни оширади.

5-жадвал. Трубалар учун абсолют ғадир-будирлик қийматлари

Трубалар	Δ , мм
Янги металл ва сопол трубалар текис жойланган ва туташтирилган ҳолда	0,01—0,15
Яхши ҳолатда ишлаб турган водопровод трубалари ва жуда яхши ҳолатдаги бетон трубалар	0,2—0,3
Озроқ ифлосланган водопровод трубалари яхши ҳолатдаги бетон трубалар	0,3—0,5
Ифлосланган ва озроқ занглаган водопровод трубалар	0,5—2,0
Янги чўян трубалар	0,3—0,5
Куп фойдаланилган эски чўян трубалар	1,0—3,0

Трубаларнинг ғадир-будирлигини аниқлаш анча мураккаб иш бўлиб, уни ҳисоблаш гидравлик қаршиликни ҳисоблашни қийинлаштиради. Шунинг учун ҳисоблаш ишларини осонлаштириш мақсадида эквивалент ғадир-будирлик Δ_e деган тушунчани киритилади. У трубаларни гидравлик синаш йўли билан аниқланиб, гидравлик йўқотишни ҳисоблашда абсолют ғадир-будирлик учун қандай қиймат олинса, эквивалент ғадир-будирлик учун ҳам шундай қиймат олинадиган қилиб танлаб олинади.

Маълумки, ламинар қаватнинг қалинлиги Рейнольдс сонига боғлиқ бўлиб, унинг ортиши билан камайиб боради. Шунинг учун Рейнольдс сонининг кичикроқ қийматларида гидравлик силлиқ трубалар, унинг ортиши билан „ғадир-будир“ труба сифатида кўрилади. Шунинг учун абсолют ғадир-будирлик труба деворининг оқим ҳаракатига таъсирини тўлиқ ифодамайди. Шунингдек, труба ғадир-будирлиги унинг диаметри катта ёки кичик бўлишига қараб, суяқлик оқимига турлича таъсир кўрсатиши мумкин.

Буларни ҳисобга олиш мақсадида ўхшашлик қонунларини бажарадиган ва оқим гидравликкасига ғадир-будирликнинг таъсирини тўлароқ ифодаладиган нисбий ғадир-будирлик тушунчаси киритилади ва у абсолют ғадир-будирликнинг труба диаметрига нисбатига тенг деб олинади:

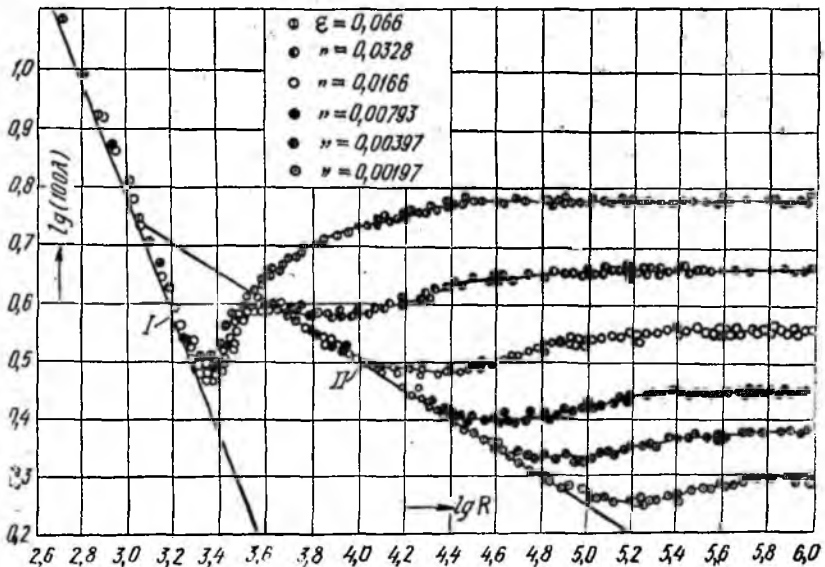
$$\epsilon = \frac{\Delta}{D}. \quad (6.26)$$

Нисбий ғадир-будирликдан фойдаланиш трубалардаги ишқаланиш қаршилигини ҳисоблашда анча қулайлик туғдиради.

1.54-§. Никурадзе ва Мурин графиклари

Ишқаланиш қаршилиги коэффициентини λ нинг Рейнольдс сонига боғлиқлигини жуда кўп олимлар (Базиус, Прандтль, Карман, Конаков ва бошқалар) текшириб, эмпирик формулалар чиқардилар. Бу коэффициентнинг хусусиятлари ҳақида энг тулиқ маълумот олишга ва унинг ғадир-будирликка боғлиқлигини аниқлашга И. Никурадзе тажрибаларининг натижалари имконият берди. У 1933 й. труба деворига қум заррачаларини елимлаб ёпиштириб, сунъий ғадир-будирлик ҳосил қилди ва бу трубаларда тезликни ўзгартириш йўли билан Рейнольдс сонининг турли қийматларида гидравлик йўқотишни аниқлашга муваффақ бўлди. Сўнгра Дарси формуласидан фойдаланиб, ишқаланиш коэффициентини аниқлади. Никурадзе ўз тажрибаларининг натижасини махсус график кўринишида ифодалади. Бу графикда координата ўқлари бўйича $\lg(100\lambda)$ ва $\lg R_e$ миқдорларни қўйиб, келтирилган турли нисбий ғадир-будирликлар учун тажриба натижаларидан 1.58-расмда келтирилган эгри чизиқларни олди. Бу графикдан кўриниб турибдики, λ ва R_e боғлианиши соҳасида учта зона мавжуд:

Биринчи зона *ламинар тартиб зонаси* бўлиб, тажриба нуқталари (5.11) формула асосида чизилган I тўғри чизиқ устига тушади ва ғадир-будирликнинг турли қийматлари учун барча тажриба нуқталари шу тўғри чизиқда ётади. Бу натижада ламинар зонада ишқаланиш коэффициенти ғадир-будирликка боғлиқ эмаслиги кўринади. Бу зона учун қуйидаги хулосаларни чиқариш мумкин:



1.58- расм. Никурадзе графиги.

а) Рейнольдс сони R_e нисбатан кичик бўлиб, 1000 дан 2300 гача ўзгаради.

б) босимнинг пасайиши H_1 ғадир-будирликка боғлиқ эмас.

в) H_e тезликка тўғри пропорционал бўлиб, Пуазейл формуласи тажрибаларини яхши ифодалайди.

г) λ ни (5.11) формула билан ҳисоблаш мумкин.

Иккинчи зона турбулент тартибга тўғри келади ва тажриба нуқталари Блазиус формуласи (6.23) бўйича чизилган 2 тўғри чизиқ устига тушади ва ғадир-будирликка боғлиқ эмас.

Бу зонада турбулент тартиб қатъий бўлмагани учун уни ноқатъий ёки *уткинчи зона* дейилади (яъни унинг ичида турбулент тартиб ламинар тартибга ва; аксинча, ламинар тартиб турбулентга ўтиш ҳодисаси юз беради).

Бу зонада:

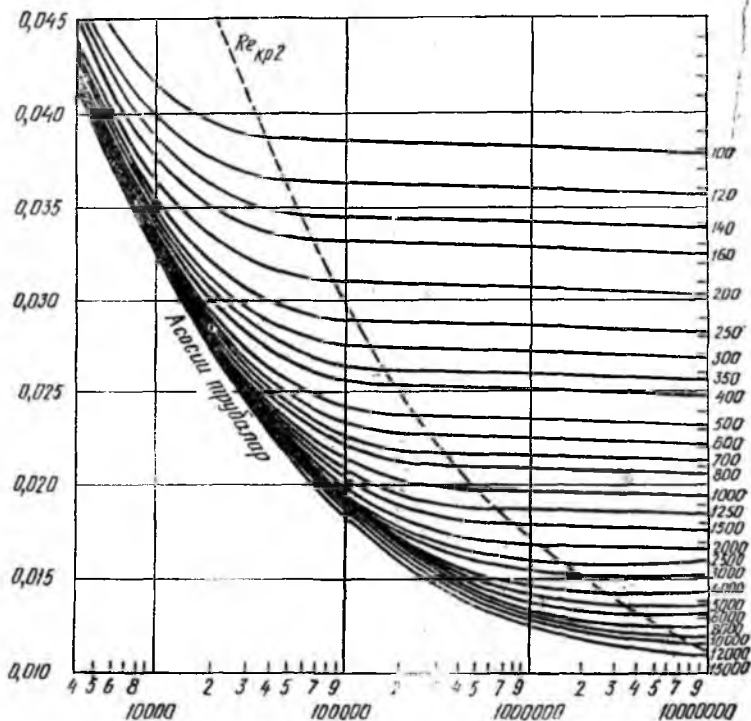
а) Рейнольдс сони 2300 дан тахминан 10000 гача ўзгаради;

б) суюқликлар трубада ҳаракат қилганда айрим қисмларда турбулент тартиб пайдо бўлади ва ривожланиб бориб йўқ бўлади ва яна пайдо бўлади;

в) λ трубанинг ғадир-будирлигига боғлиқ эмас.

Учинчи зона-турбулент тартибга тегишли бўлиб, барқарорлашган турбулентлик мавжуд бўлади. Бу зонада ишқаланиш коэффиценти Рейнольдс сони R_e га ҳам, ғадир-будирлик e га ҳам боғлиқдир.

1938 й. А. П. Зегжда Никурадзе томонидан кашф қилинган қонуниятлар каналлар учун ҳам тўғри эканлигини кўрсатди. Кўриниб турибдики, Никурадзенинг тажрибалари сунъий бир текис ғадир-будирликка эга бўлган трубалар учун ўтказилган. Шунинг учун унинг натижалари sanoатда ва техникада қўлланиладиган табиий ғадир-будир трубалар учун тўғрими, бу трубалар учун ғадир-будирликнинг қиймати қандай миқдорга тенг эканлиги аниқланмаган эди. Бу масалани ҳал қилишга Кольбрук, И. А. Исаев, Г. А. Мурин, Ф. А. Шевелевларнинг ишлари бағишланган эди. Бу ишлар ичида Муриннинг sanoатдаги пўлат трубаларнинг гидравлик қаршилигини аниқлаш бўйича ўтказган тажрибалари тўлиқ бўлиб, у 1948 йили якунланди. Мурин тажрибаларининг натижаси 1.59-расмда келтирилган бўлиб, λ нинг Рейнольдс сонига боғлиқлиги турли ғадир-будирликка эга бўлган пўлат трубалар учун график куринишида ифодаланган. Мурин тажрибалари табиий трубалар учун Никурадзе кашф қилган қонуниятларни тўғри эканлигини тасдиқлаш билан бир қаторда, янги қонуниятни, яъни табиий ғадир-будир трубаларда ишқалиш коэффиценти λ ўткинчи зонада барқарорлашган турбулентлик зонасига қараганда катгароқ қийматга эга эканлигини кўрсатди (Никурадзе тажрибалари бунинг аксини кўрсатади). Бундан хулоса шуки, сунъий ғадир-будир трубаларда λ Рейнольдс сони ортиб бориши билан ортиб ўткинчи зонада барқарорлашган турбулентлик зонасига қараганда кам бўлса λ табиий ғадир-будир трубаларда R_e нинг ортиши билан камайиб боради.



1.59- расм. Мурин графиги.

1.55- §. Гидравлик силлиқ ва ғадир-будир трубалар

Дарси ва Пуазейл формулаларида гидравлик қаршилик тезликнинг иккинчи ва биринчи даражалар билан ифодаланганлигидан уни умумий ҳолда қуйидаги формула билан ифодалаш мумкин:

$$H_e = Bv^m. \quad (6.27)$$

Ламинар ҳаракат учун чизиқли қаршилик қонуни ўринли бўлиб, (6.27) да $m = 1$ бўлади, яъни $H_e = B_1v$.

Турбулент ҳаракатда қаршилик қонуни бутунлай бошқача бўлиб, гидравлик силлиқ ва ғадир-будир трубалар учун турличадир. Силлиқ трубалар учун $m = 1,75$ ва $H_e = B_2v^{1,75}$, ғадир-будир трубалар учун эса $m = 2$ ва $H_e = B_3v^2$ (гидравлик қаршиликнинг квадратик қонуни дейилади).

Бу қонунларнинг қўлланилишига қараб Никурадзе графигидаги учинчи зона қуйидаги соҳаларга ажралади.

Биринчи соҳа „гидравлик силлиқ трубалар соҳаси“ бўлиб, бу соҳада Рейнольдс сони 10000 дан кичик бўлганда λ II

тўғри чизик билан ифодаланади, $R_e > 100000$ да эгри чизик билан ифодаланиб, II тўғри чизикнинг давоми сифатида кўрилади. Мурин графигида бу эгри чизик энг пастки чизикқа тўғри келади.

Биринчи соҳада:

а) R_e нинг 100000 гача қийматларида тезлик v нинг 1,75 ($m = 1,75$) даражасига пропорционал;

б) H_e барча чизиклар битта тўғри чизик билан бирлашиб кетгани учун ғадир-будирликка боғлиқ эмас (яъни труба деворидаги дўнгликлар ламинар қават ичида қолади);

в) H_e , шунингдек, λ Блазиус ёки Прандтль формуласидаги каби фақат Рейнольдс сонига боғлиқ, яъни $\lambda = f(R_e)$.

Иккинчи соҳа ғадир-будир трубаларнинг гидравлик қаршиликлари учун квадратгача қаршилик соҳаси дейилади. II тўғри чизикдан ажралиб чиқа бошлаган чегарада $m = 1,75$ бўлиб, пунктир чизикдан ўнгда $m = 2$ бўлади. Бу ораликдаги чизикнинг 1,75 ва 2 орасидаги қийматларига мос келиб, бир текис ғадир-будирликка эга бўлган трубалар учун максимумга эга бўлиши мумкин. Табиий трубалар учун эса m нинг қиймати, юқорида айтилган ораликда, $m = 1,75$ дан $m = 2$ га текис ўзгариб боради.

Шунинг учун иккинчи соҳада λ Рейнольдс сонига ҳам, нисбий ғадир-будирликка ҳам боғлиқ бўлади:

$$\lambda = f(R_e, \epsilon) \quad (6.28)$$

Учинчи соҳа ғадир-будир трубаларнинг квадратик қаршилик соҳаси бўлиб, у пунктир чизикдан ўнг томонида жойлашади, турли ғадир-будирликлар учун тузилган тажриба чизикларининг барчаси $\lg R_e$ ўқига параллел жойлашади.

Бу соҳада:

а) босимнинг пасайиши тезлик квадратига пропорционал;

б) λ коэффицент Рейнольдс сонига боғлиқ эмас;

в) H_e ва λ фақат нисбий ғадир-будирликка боғлиқ.

1.56-§. Дарси коэффицентини аниқлаш учун формулалар ва уларнинг қўлланиш соҳалари

Дарси коэффицентини λ нинг Рейнольдс R_e сонининг ортишига қараб қандай ўзгариб боришини юқорида, Никурадзе ва Мурин графиклари асосида кўриб чиқдик. Кўриб ўтилган соҳаларда λ нинг ўзгариш қонунини эмпирик формулалар билан ифодалашга жуда кўп авторларнинг ишлари бағишланган. Мисол учун силлиқ трубалар соҳасида Блазиус (6.23), П. К. Конаков (6.24) ва Л. Прандтль (6.25) формулалари келтирилган ва уларнинг қўлланиш соҳалари ҳақида тўхталиб ўтган эдик. 1938 йили Кольбрук ўзининг ва бошқа авторларнинг тажрибалари асосида техник трубаларни ҳисоблаш учун турбулент тартибнинг барча зонала-

рига умумий бўлган формулани таклиф қилди:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left(\frac{2,5}{R_e} \frac{1}{\sqrt{\lambda}} + \frac{\varepsilon}{3,7} \right). \quad (6.29)$$

Бу формулани ғадир-будир трубаларнинг квадратик қаршилик соҳаси учун соддалаштирсак, ғадир-будир трубалар учун Прандтль формуласи кўринишига келади:

$$\lambda = \frac{0,25}{\left(\lg \frac{\varepsilon}{3,7} \right)^2} \quad (6.30)$$

Квадратик қаршилик соҳаси учун энг кўп тарқалган формулалардан бири Никурадзе формуласи ҳисобланади:

$$\lambda = \frac{1}{(1,74 - 2 \lg \varepsilon)^2}. \quad (6.31)$$

Турбулент тартибнинг барча соҳаларини ўз ичига олувчи ва ҳисоблаш ишларида (6.29) га кўра қулайроқ формулани А. Д. Альтшуль тажрибаларга асосланиб λ нинг кенг соҳаси учун ўринли формула таклиф қилди.

$$\lambda = 0,11 \left(\varepsilon + \frac{68}{R_e} \right)^{0,25}, \quad (6.32)$$

Бу формула назарий асосга ҳам эга ва А. Д. Альтшуль тажрибаларига асосан хусусий ҳолларда содда кўринишларга келади:

1) $R_e < \frac{10}{\varepsilon}$ бўлганда силлиқ труба бўлади ва (6.32) Блазиус формуласига айланади:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{R_e} \right)^{0,25} = \frac{0,3164}{R_e^{0,25}}.$$

2) $\frac{10}{\varepsilon} < \frac{500}{\varepsilon}$ бўлганда λ га R_e ҳам, ε ҳам таъсир кўрсатади ва квадратгача қаршилик соҳасига тўғри келади. Бу ҳолда (6.32) соддалашмайди.

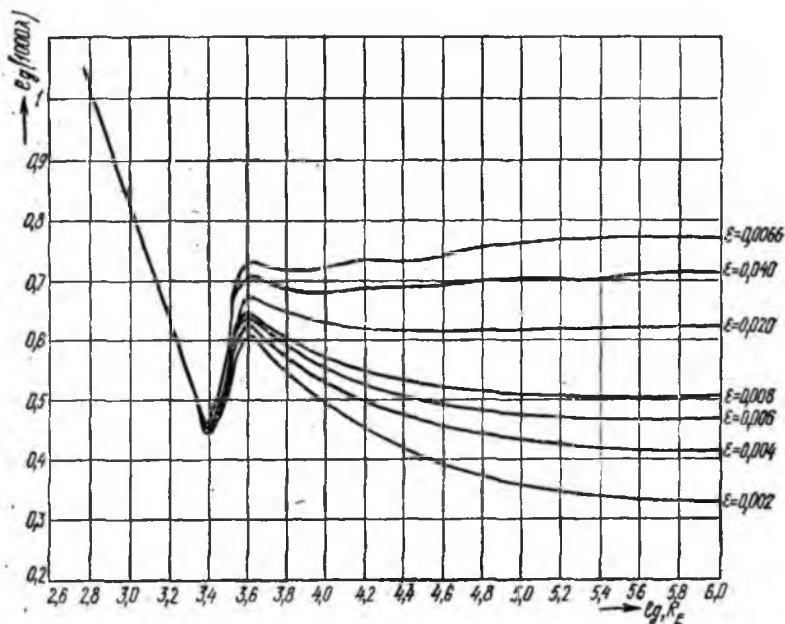
3) $R_e > \frac{500}{\varepsilon}$ бўлганда эса квадратик қаршилик соҳаси бўлиб, (6.52) Шифрсон формуласи деб аталувчи қуйидаги формулага айланади:

$$\lambda = 0,11 \sqrt[4]{\varepsilon}. \quad (6.33)$$

Бу формула бўйича ҳисобланган λ нинг қийматлари унинг Никурадзе формуласи бўйича ҳисобланган қийматларига яқин келади.

Проф. Қ. Ш. Латипов томонидан олинган қуйидаги формула Никурадзе графигини тўлиқ ифодалайди (1.60-расм).

$$\lambda = \frac{8}{R_e} \frac{\chi_{f_0}(\varepsilon)}{f_3(\varepsilon)}; \quad 0 \leq R_e \leq 10^6, \quad (6.34)$$



1.60- расм. λ нинг (6.34) формула бўйича ҳисобланган графиги.

бу ерда I_0 , I_2 — мавҳум аргументли Бессел функциялари

$$x^2 = 0,0025 \frac{1 + bR_e}{1 + aR_e} \left[1 - \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(y-y_0)^2}{2\sigma^2}} \right]$$

$$a = 10^{-4}, \quad b = \left(\frac{\pi}{\epsilon_0}\right)^{0,2974} \cdot 10^{-4}, \quad \sigma = 0,43$$

$$y = \left(\frac{R_e}{a_n}\right)^n; \quad y_0 = \left(\frac{R_{\text{exp}}}{a_n}\right)^n;$$

$$a_n = 3500; \quad n = 3$$

1.57- §. Ноцилиндрик трубалардаги ҳаракатлар

Ноцилиндрик трубаларда суюқлик ҳаракат қилганда ҳоллар учун ҳам босимнинг камайиши Дарси формуласи бўйича ҳисобланади. Лекин бу ҳолда ҳисоблаш труба диаметри D бўйича эмас, балки гидравлик радиус бўйича ҳисобланади. Бу ҳолда Дарси формуласи (6.20) кўринишида ёзилади:

$$H_e = \lambda \frac{l}{4R} \frac{v^2}{2g}$$

Ноцилиндрик трубаларда ҳаракат тартиби ҳам гидравлик радиус

орқали ифодаланган Рейнольдс сони:

$$R_e = \frac{v \cdot 4R}{\nu}$$

ёки айтилган трубалар учун қабул қилинган Рейнольдс сони

$$R'_e = \frac{R_e}{4} = \frac{v \cdot R}{\nu}$$

бўйича ҳисобланади. Бу ҳолда янги турдаги Рейнольдс сонининг критик қиймати қуйидагича бўлади:

$$R'_{екр} = \frac{R_{екр}}{4} = 575.$$

Бу ҳолда ламинар ҳаракат учун қаршилик коэффиценти янги Рейнольдс сонига мос равишда ўзгаради. ✓

Ноцилиндрик трубаларга мисол сифатида қуйидагиларни кўрсатиш мумкин;

1) ҳалқасимон трубада:

а) ҳаракат кесими

$$\omega = \pi(r_2^2 - r_1^2);$$

б) ҳўлланган периметр

$$\chi = 2\pi(r_2 + r_1),$$

в) гидравлик радиус

$$R = \frac{\omega}{\chi} = \frac{r_2 - r_1}{2};$$

2) тенг томонли учбурчак труба

а) ҳаракат кесими

$$\omega = \frac{a^2\sqrt{3}}{4};$$

б) ҳўлланган периметр

$$\chi = 3a;$$

в) гидравлик радиус

$$R = \frac{\omega}{\chi} = \frac{a}{4\sqrt{3}};$$

3) тўғри тўртбурчак труба

а) ҳаракат кесими

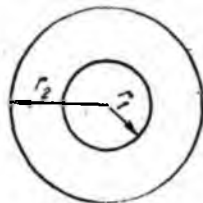
$$\omega = a \cdot b;$$

б) ҳўлланган периметр

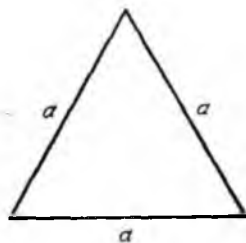
$$\chi = 2(a + b);$$

в) гидравлик радиус

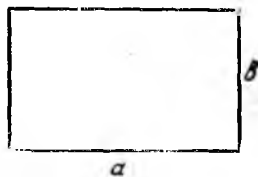
$$R = \frac{\omega}{\chi} = \frac{ab}{2(a+b)}.$$



1.61- расм. Ҳалқасимон трубаинг кесими.



1.62- расм. Тенг томонли учбурчак трубаинг кесими.



1.63- расм. Тўғри тўртбурчак трубаинг кесими.

Ноцилиндрик трубада турбулент ҳаракат қилаётган суюқлик учун Дарси коэффициентини юқорида келтирилган формулалар бўйича ҳисобланиб, Рейнольдс сони R_e ўрнига унга тенг бўлган $4R_e'$ миқдор қўйилади. Нисбий гадир-будирлик эса $\epsilon = \frac{\Delta}{D} = \frac{\Delta}{4k}$ бўйича ҳисобланади. Бундан ҳам соддароқ қилиб айтганда, эквивалент диаметр $d_{эк} = 4R$ тушунчаси киритилиб, аввалги келтирилган Дарси формуласи Рейнольдс сони ва λ учун формулаларга D ўрнига $d_{эк}$ қўйиб аввалгидек ҳисобланади.

VII боб. Маҳаллий гидравлик қаршилиқлар

Суюқлик трубаларда ҳаракат қилганда турли тўсиқларни айланиб ўтиш учун энергия сарфлайди. Ана шу сарфланган энергия суюқлик босимининг пасайишига сабаб бўлади. Трубаларда турли тўсиқлар бўлиб, уларни айланиб ўтиш учун сарф этиладиган энергия бу тўсиқларнинг сонига ва турларига боғлиқ.

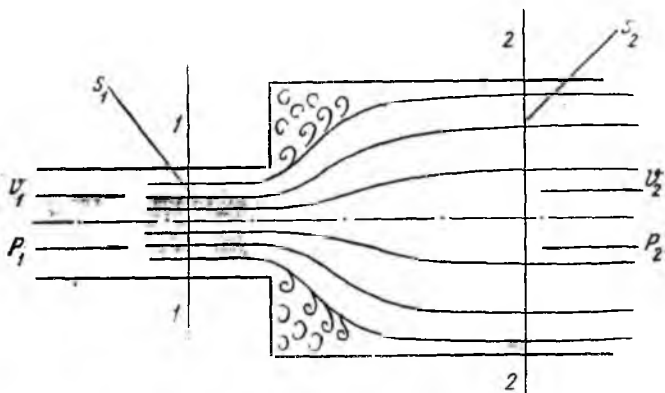
1.58-§. Маҳаллий қаршилиқнинг асосий турлари Маҳаллий қаршилиқ коэффициенти

Маҳаллий қаршилиқнинг жуда кўп турлари мавжуд бўлиб, буларнинг ҳар бири учун босимнинг пасайиши турличадир. Амалий ҳисоблашларда маҳаллий қаршилиқларда босимнинг пасайишини солиштирма кинетик энергияга пропорционал қилиб олинади:

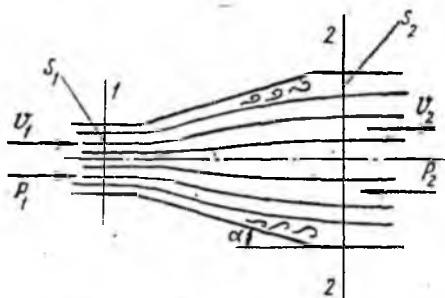
$$H_m = \zeta \frac{v^2}{2g}. \quad (7.1)$$

Пропорционаллик коэффициенти ζ маҳаллий қаршилиқ коэффициенти деб аталади ва асосан тажриба йўли билан аниқланади. Маҳаллий қаршилиқларнинг асосий турлари ҳақида тўхталиб ўтамыз.

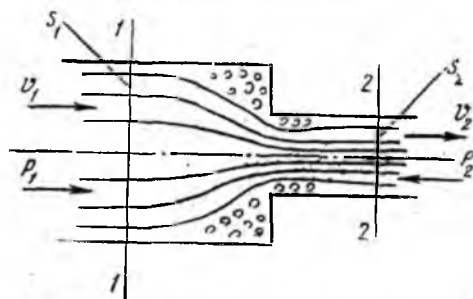
1) Кескин кенгайиш (1.64-расм). Маҳаллий қаршилиқнинг бу



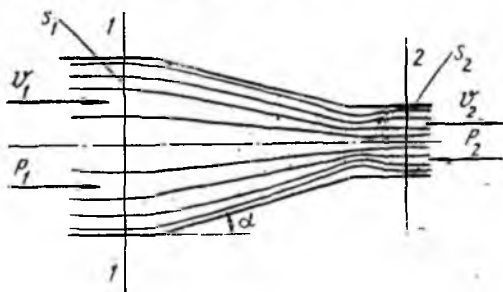
1.64- расм. Кескин кенгайиш.



1.65- расм. Текис кенгайиш.



1.66- расм. Кескин торайиш.



1.67- расм. Текис торайиш.

турида ζ коэффициент кесимларнинг ўзгаришига боғлиқ бўлиб, кесимлар нисбати $\frac{S_1}{S_2}$ қанча кичик бўлса, у шунча катта бўлади. Бу ҳолда маҳаллий қаршилик коэффициенти назарий ҳисобласак ҳам бўлади (бу тўғрида кейинроқ тўхталамиз).

Кескин кенгайиш. а 2—2 кесимда 1—1 кесимга нисбатан босим ортиб ($p_2 > p_1$), тезлик камаяди ($v_2 < v_1$).

2) Текис кенгайиш (1.65- расм). Маҳаллий қаршилик коэффициенти кесимнинг ўзгаришига ва конуслик бурчаги α га боғлиқ бўлиб, кесимлар нисбати $\frac{S_1}{S_2}$ нинг камайи-

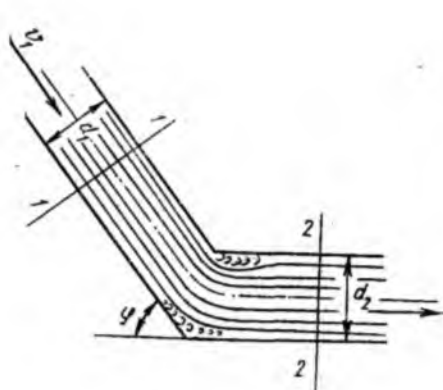
ши ва α нинг ортишига қараб ортади. Аввал кўрилгандаги каби 2—2 кесимда 1—1 кесимдагига нисбатан босим ортади ($p_2 > p_1$) ва тезлик камаяди ($v_2 < v_1$).

3) Кескин торайиш (1.66- расм). Маҳаллий қаршилик коэффициенти ζ кесимлар ўзгаришига боғлиқ бўлиб, уларнинг нисбати ортиши билан ортади. Бу ҳолда энергиянинг сарф бўлиши кес-

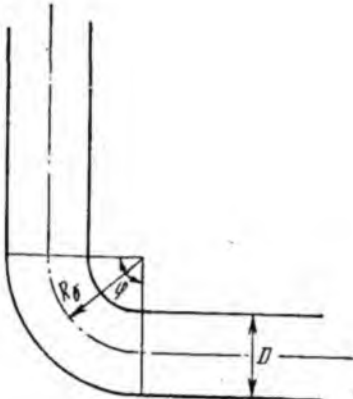
кин кенгайишга нисбатан кам бўлади.

4) Текис торайиш (1.67-расм). Маҳаллий қаршилик коэффициенти кесимлар нисбати $\frac{S_1}{S_2}$ нинг ва конуслик бурчагининг ортиши билан ортади. Кескин торайишда ҳам, текис торайишда ҳам 2—2 кесимда 1—1 кесимга нисбатан босим камаяиб ($p_2 < p_1$), тезлик ортади ($v_2 > v_1$).

5) Тирсак (1.68- расм). Маҳаллий қаршилик коэффициенти икки трубаинг тутатиш бурчагига боғлиқ бўлиб, бу бурчакнинг ортиши билан ортади.



1.68- расм. Тирсак.

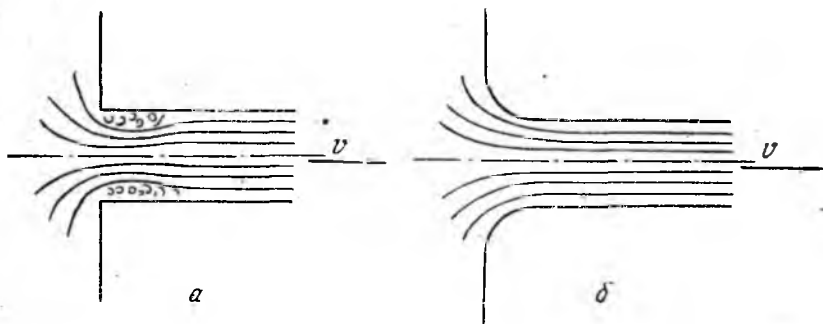


1.69- расм. Бурилиш.

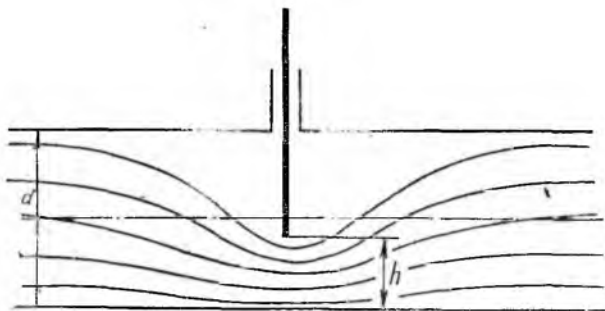
ζ нинг φ га боғлиқлиги асосан тажрибада текширилган бўлиб, баъзи содда ҳоллари оқимчалар назариясида кўрилган.

6. **Бурилиш** (1.69-расм). Маҳаллий қаршилик коэффициентини бурилиш бурчаги φ ва труба диаметрининг бурилиш радиус R_6 нинг нисбати a боғлиқ бўлади. Бурилишда ζ труба диаметрининг бурилиш радиусига нисбати $\frac{D}{R_6}$ ортиши билан ортиб бо-
ради.

7. **Трубага кириш** (1.70- расм). Агар труба бирор суюқлик билан тула идишга туташтирилган бўлса, у ҳолда киришдаги ўткир бурчакларни (1.70-расм, a) айланиб ўтиш учун суюқлик энергияси сарф бўлади. Бу ҳолда маҳаллий қаршилик коэффициентининг қиймати: $\zeta = 0,5$. Киришдаги ўткир бурчаклар силлиқлашиб, трубага суюқлик киришига кам қаршилик кўрсатадиган шакл берилган бўлса, ζ нинг миқдори киришнинг силлиқлик даражасига қараб, $\zeta = 0,04 \div 0,10$ оралиғида бўлади (кўп ҳолларда ўртача $\zeta = 0,08$ қабул қилинади).



1.70- расм. Трубага кириш.



1.71- расм. Беркитгич.

8. **Диафрагма.** Трубопроводга ўрнатиладиган ва суюқлик сарфини ўлчаш учун ишлатиладиган ўртаси тешик диск диафрагмага айтилади (1.41-расм). Бу ҳолда маҳаллий қаршилик коэффициенти трубанинг кесими S_1 ва диафрагма тешиги кесими S_0 нинг нисбати $\frac{S_0}{S_1}$ га боғлиқ бўлади ва бу нисбатнинг ортиши билан камайиб боради (6-жадвал).

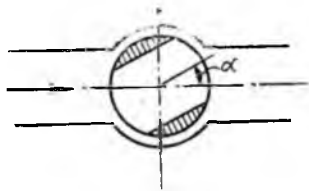
6-жадвал. Диафрагма учун қаршилик коэффициентининг ўзгариши

$\frac{S_0}{S_1}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
ζ	226	47,8	17,5	7,80	3,75	1,80	0,80	0,29	0,06	0,00

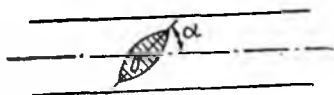
9. **Беркитгич (задвижка).** Маҳаллий қаршилик коэффициенти эшикчанинг (1.71-расм) очилиш даражасига боғлиқ бўлиб, унинг очилиши катталашishi билан камайиб боради. Унинг ўртача очилишига $\zeta = 2,0$ тўғри келади.

10. **Дроссель клапан (1.72-расм) ва тиқин-жумрак (1.73-расм).** Бу ҳолларда маҳаллий қаршилик коэффициенти дроссель клапанинг ва тиқин-жумракнинг очилиш бурчагига боғлиқ бўлиб, α 20° дан 50° гача бўлганда ζ нинг қийматлари:

Дроссель клапан учун $\zeta = 2 \div 53$.



1.72- расм. Дроссель клапан,



1.73- расм. Тиқин жумрак,

Тиқин-жумрак учун $\zeta = 2 \div 33$ атрофида бўлади. Булардан ташқари, венти́ллар, жумраклар ва бошқаларда ҳам маҳаллий қаршиликнинг камайишини кузатиш мумкин.

1.59-§. Рейнольдс сонининг катта қийматлари учун маҳаллий қаршилик коэффициентлари

Биз маҳаллий қаршиликларни вужудга келтирувчи тўсиқларнинг турлари тўғрисида тўхталиб ўтдик. Бу тўсиқларда оқимнинг турбулент тартибга хос бўлган ҳолларидаги қаршилик коэффициентининг ўзгаришини кўрган эдик. Турбулент ҳаракат вақтида ζ коэффициенти қаршилик кўрсатувчи тўсиқ шаклига, катталигига, тўсиқларнинг очилиш даражасига боғлиқ бўлишидан ташқари, суюқлик ҳаракатининг тартибига, яъни Рейнольдс сонига ҳам боғлиқ бўлади. Тажрибалар кўрсатишича, Рейнольдс сонининг катта қийматларида ҳаракат тартиби турбулент бўлса, маҳаллий қаршилик коэффициенти ζ нинг R_e сонига боғлиқлиги жуда ҳам сезиларсиз даражада бўлиб, бу боғлиқликни тўсиқлар шакли, тури ва очилиш даражасининг таъсирига нисбатан ҳисобга олмаслик мумкин. Қуйида биз турбулент оқим учун маҳаллий қаршиликнинг асосий турларида ζ коэффициентни ҳисоблаш усулида тўхталиб ўтамиз.

1.60-§. Трубанинг кескин кенгайиши (Борд теоремаси)

Трубанинг кескин кенгайиши ва бунда оқимнинг тахминий схемаси 1.64-расмда келтирилган. Кўришиб турибдики, оқим трубанинг тор қисмидан кенг кесимига ўтганда бурчакларда суюқлик труба сиртидан ажралади. Натижада оқим кескин кенгайиши ва оқим сирти билан труба девори орасидаги ҳалқасимон оралиқда айланма (уюрмали) ҳаракат вужудга келади. Кузатишлар шуни кўрсатадики, асосий оқим ҳамда айланаётган суюқлик ўртасида заррачалар у томондан бу томонга ўтиб туради. Трубанинг кескин кенгайишида маҳаллий қаршилик коэффициенти ζ ни назарий усул билан ҳисоблаш мумкин. Бунинг учун трубанинг тор қисмида 1—1 кесим оламиз. Трубанинг кенгайган қисмида эса кескин кенгайишдан кейин оқим кенгайиб бўлиб, барқарорлашган қисмида 2—2 кесим оламиз. 1—1 кесимда тезлик v_1 , босим p_1 , 2—2 кесимда эса тезлик v_2 ва босим p_2 бўлсин. Бу кесимларга пьезометр ўрнатсак, $p_2 > p_1$ бўлгани учун 1—1 кесимдаги пьезометрда суюқлик сатҳи 2—2 кесимдаги пьезометрдаги суюқлик сатҳидан h қадар паст бўлади. Агар кесимнинг кенгайиши ҳисобига гидравлик йўқотиш бўлмаганда эди, бу фарқ Δh миқдорда купроқ бўларди. Ана шу иккинчи пьезометрдаги сув сатҳининг Δh қадар пасайиб қолиши маҳаллий гидравлик йўқотишдан иборатдир.

1—1 кесимнинг сирти S_1 , 2—2 кесимнинг сирти эса S_2 бўлсин. У ҳолда бу кесимлар юзаси бўйича тезлик бир хил (яъни

$\alpha_1 \approx \chi_2 \approx 1$) деб ҳисобласак, Бернулли тенгламаси шундай ёзилади:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{\text{кенг}}. \quad (7.2)$$

Энди, 1—1 ва 2—2 кесимлар ўртасидаги суюқликнинг цилиндрик ҳажми учун ҳаракат миқдорининг ўзгариши теоремасини қўллаймиз. Бунинг учун ён сиртлардаги уринма зўриқишни тахминан нолга тенг олиб, айтилган ҳажмга таъсир қилаётган ташқи кучлар импульсини ҳисоблаймиз. 1—1 кесимни труба кенгайиш кесимининг устида олинган деб қараш мумкин. У ҳолда цилиндр асосларининг юзалари тенглигидан уларга таъсир қилувчи импульс ўзгариши шундай ёзилади:

$$(p_1 - p_2)S_2.$$

1—1 кесимдаги ҳаракат миқдори $\rho Q v_1$ ва 2—2 кесимдаги ҳаракат миқдори $\rho Q v_2$ бўлгани учун улар орасидаги ҳаракат миқдорининг ўзгариши қуйидагига тенг бўлади.

$$\rho Q (v_2 - v_1).$$

Бу икки миқдорни тенглаштириб, ушбу тенгламани оламиз:

$$(p_1 - p_2)S_2 = \rho Q (v_2 - v_1).$$

Тенгламанинг икки томонини $S_2 \gamma$ га бўлсак, у ҳолда $Q = S_2 v_2$ ни ҳисобга олиб, ушбу тенгламани оламиз:

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \frac{\rho Q}{\gamma S_2} (v_2 - v_1) = \frac{v_2}{g} (v_2 - v_1). \quad (7.3)$$

Охириги тенгламанинг $v_2(v_2 - v_1)$ ҳади устида қуйидаги амалларни бажарамиз:

$$v_2(v_2 - v_1) = v_2^2 - v_2 v_1 = \frac{v_2^2}{2} + \frac{v_2^2}{2} - \frac{2v_1 v_2}{2} + \frac{v_1^2}{2} - \frac{v_1^2}{2}.$$

У ҳолда (7.3) тенглама ушбу кўринишга келади:

$$\frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} - \frac{2v_1 v_2}{2g} + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} + \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}.$$

Охириги тенглама ҳадларини бир хил индекслар бўйича группаласак:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}.$$

Бу тенгламани (7.2) билан солиштирсак, қуйидаги келиб чиқади:

$$H_m = h_{\text{кенг}} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g} \quad (7.4)$$

Олинган (7.4) формула *Борд формуласи* дейилади.

Бу формулага асосан боимнинг кескин кенгайишдаги пасайи-

ши-тезлик камайиши квадратининг иккиланган эркин тушиш тезланишига нисбатига тенг (Борд теоремаси).

Энди, (7.4) формулага узилмаслик тенгламаси

$$v_1 S_1 = v_2 S_2 \text{ ёки } v_2 = \frac{S_1}{S_2} v_1 \quad \checkmark$$

ни қўлласак, у қуйидаги кўринишда ёзилади:

$$H_m = \left(v_1 - \frac{S_1}{S} v_1 \right)^2 \frac{1}{2g} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2} \right)^2 \frac{v_1^2}{2g}.$$

Бу муносабатни (7.1) га солиштириб, кескин кенгайиш учун маҳаллий қаршилик коэффиценти формуласи ушбу кўринишда ёзилади:

$$\zeta = \left(1 - \frac{S_1}{S_2} \right)^2. \quad (7.5)$$

Бу олинган муносабат (тажриба арда тасдиқланишича) турбулент оқимлар учун олинган таъриба натижаларига жуда яқин келади. Шунинг учун у кўрилган ҳолатда ҳисоблаш ишларида кенг қўлланилади. Трубанинг кенгайиши маҳаллийими аввалги кесимдан жуда кенгайса ($S_2 \gg S_1$) аниқлаб $\zeta \sim 1$ бўлади:

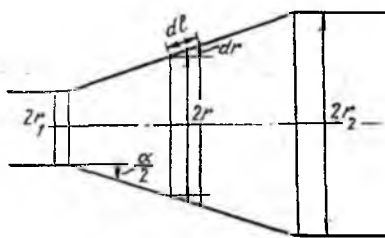
$$H_m = \frac{v_1^2}{2g}.$$

Бу хусусий ҳолатда оқимнинг бутун кинетик энергияси маҳаллий қаршиликни енгиш учун сарф бўлади.

Шуни айтиш керакки, кўрилган ҳолдаги энергиянинг ҳаммаси трубанинг кенгайган қисмидаги маҳаллийи труба сиртидан ажраши ҳисобга ҳосил бўлган айланма ҳаракатнинг вужудга келишига ва унинг янгилашиб туришига сарф бўлади.

1.4. §. Диффузорлар

Текис кенгайиб борувчи трубалар (1.65) га қараганда диффузорлар дейилади. Диффузорлар ҳаракат тезлиги камаяди ва босим ортиб боради. Суюқлик заррачалари ортиб бораётган босимни енгиш учун ўз кинетик энергиясини сарфлаётгани натижада диффузорнинг кенгайиш йўналишида кинетик энергия камайиб боради. Суюқликнинг ҳаракат йўналишидаги қаватларнинг энергияси шунчалик камайдикки, ортиб бораётган босимнинг кинетикига енга олмай қолади ва натижада ҳаракатда ўхтаб қолган тескари йўналишда ҳаракат қила бошлайди. Асосий оқимнинг тескари ҳаракатланаётган оқим билан тўқнашгани натижада уюрмали ҳаракат вужудга келиб, оқимнинг труба сиртидан ажралиш ҳодисаси юз беради. Бу ҳодисанинг тезкорлиги диффузорнинг конуслик бурчаги ортиши билан кучайиб боради ва уюрмали ҳаракат ҳосил қилишга сарф бўлаётган энергия ҳам ортади. Бундан ташқари, диффузорда ишқаланиш кучини ҳам ҳисобга олиш мумкин.



1.74-расм. Диффузорларда босимнинг камайишини ҳисоблашга доир чизма.

Шундай қилиб, диффузорда босимнинг пасайиши икки йўғиндидан иборат деб қаралади:

$$h_{\text{диф}} = H_n = h_n + h_{\text{кенг}}$$

бу ерда h_n — босимнинг ишқаланиш ҳисобига пасайиши;

$h_{\text{кенг}}$ — босимнинг кенгайиш ҳисобига пасайиши. Босимнинг ишқаланиш ҳисобига пасайишини тахминан ҳисоблаш мумкин. Бунинг учун диффузorni диаметри $2r$, ён сирти диффузор сирти

билан $\frac{\alpha}{2}$ бурчак ташкил қилган ва радиуслари r_1 дан r_2 гача ўзгариб боровчи, узунлиги dl бўлган элементар цилиндрик найчалардан ташкил топган деймиз (1.74-расм). У ҳолда ҳар бир элементар найча учун қуйидагига эга бўламиз:

$$dh_n = \lambda_n \frac{dl}{2r} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

v — ихтиёрий кўрилатган $\lambda_n = \rho g$ ги ўртача тезлик ва ихтиёрий кесим юзаси $S = \pi r^2$ га тенг десак;

$$dl = \frac{dr}{\sin \frac{\alpha}{2}} \quad \text{ва} \quad v = \frac{S_1}{S} v_1 = \left(\frac{r_1}{r}\right)^2 v_1$$

ни ҳисобга олиб

$$dh_n = \lambda_n \frac{dr}{2r \sin \frac{\alpha}{2}} \left(\frac{r_1}{r}\right)^4 \frac{v_1^2}{2g}$$

формулани келтириб чиқарамиз.

Бу тенгликда dr (яъни dl) ни нолга интиштириб борсак, босимнинг ишқаланиш ҳисобига камайишини тенгликнинг чап томонидан 0 дан h_n гача, ўнг томонидан r_1 дан r_2 гача интеграл олиш йўли билан ҳисоблаймиз:

$$h_n = \lambda_n \frac{r_1^4}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} \frac{v_1^2}{2g} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r^5} = \frac{\lambda_n}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^4 \right] \frac{v_1^2}{2g} \quad (7.6)$$

Кенгайиш ҳисобига босимнинг пасайишини ҳисоблаш учун кескин кенгайишдаги (7.4) формуладан фойдаланамиз ва бунда диффузор кескин кенгайишни тахминий фойдалагани учун k коэффициент киритамиз. У ҳолда

$$h_{\text{кенг}} = k \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g} = k \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^4 \right] \frac{v_1^2}{2g} \quad (7.7)$$

k —тажрибада аниқланадиган коэффициент бўлиб, $5-20^\circ$ конуслик бурчагига эга бўлган диффузорлар учун И. Е. Идельчикнинг тажрибадан аниқланган формуласи бўйича

$$k = 3,2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \sqrt[4]{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}.$$

Флингернинг тахминий формуласи бўйича

$$k = \sin \alpha$$

га тенг. Буни ҳисобга олиб (7.6) ва (7.7) йиғиндисидан қуйидагини оламыз:

$$H_m = h_{\text{диф}} = \left[\frac{\lambda_u}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left(1 - \frac{1}{n^2} \right) + \sin \frac{\alpha}{2} \left(1 - \frac{1}{n} \right)^2 \right] \frac{v_1^2}{2g} = \zeta_{\text{диф}} \frac{v_1^2}{2g}, \quad (7.8)$$

бу ерда $n = \left(\frac{r_2}{r_1} \right)^2$ белгилаш киритилган бўлиб, у диффузорнинг кенгайиш даражаси дейилади.

Шундай қилиб, диффузор учун маҳаллий қаршилиқ коэффициенти қуйидаги формула бўйича аниқланади:

$$\zeta_{\text{диф}} = \frac{\lambda_u}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left(1 - \frac{1}{n^2} \right) + \sin \frac{\alpha}{2} \left(1 - \frac{1}{n} \right)^2. \quad (7.9)$$

Бу формуладан кўринадики, маҳаллий қаршилиқ коэффициенти λ_u конуслик бурчаги ва кенгайиш даражасига боғлиқ экан.

(7.9) дан кўришиб турибдики, α нинг ва n нинг ортиши билан (λ_u ўзгармас бўлганда) йиғиндининг биринчи ҳади камайди, яъни ишқаланиш кучининг таъсири камайиб, диффузор калталашади ва уюрмаларнинг таъсири кўпаяди. α камайганда эса (ўзгармас кенгайиш даражаси n да) ишқаланиш кучи ортиб, уюрмалар камайди.

Ҳисоблашларда, одатда $\lambda_u = 0,015 \div 0,025$ деб олинади. Бу ҳолда энг қулай диффузор учун назарий йўл билан кенгайиш даражаси $n = 2 \div 4$ ни келтириб чиқарамиз. Бу конуслик бурчаги $\alpha = 6^\circ$ га тўғри келади.

Амалда диффузорнинг узунлигини камайтириш учун n ва α бироз каттароқ қилиб, $\alpha = 7^\circ \div 9^\circ$ атрофида олинади.

1.62- §. Трубаларнинг торайиши

Кескин торайишда (1.66-расм) кесимлар нисбати бир хил бўлган кескин кенгайишга нисбатан камроқ энергия сарф бўлади. Бу ҳолда энергиянинг сарф бўлишига тор трубага киришдаги ишқаланиш кучи ва уюрмалар пайдо бўлиши сабабдир. Уюрмаларнинг пайдо бўлиши эса оқимнинг тор трубага кириш олдидаги бурчакни айланиб ўта олмай, кенг труба сиртидан ажралишига ва торайишига, натижада труба девори ва оқим орасида

жуда секин ҳаракатланувчи уюрмали оқим пайдо бўлишига олиб келади. Оқимнинг торайиши у тор трубага кирганда ҳам давом этади ва сўнгра кенгайди. Бу даврда гидравлик йўқотиш кескин кенгайишдаги каби аниқланади. Шундай қилиб, босимнинг тўлиқ пасайиши қуйидагига тенг бўлади:

$$H_m = h_{\text{тор}} = \zeta_0 \frac{v_1^2}{2g} + \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g} = \zeta_{\text{тор}} \frac{v_2^2}{2g}, \quad (7.10)$$

бу ерда ζ_0 —тор трубага киришдаги ишқаланишни аниқловчи қаршилик коэффициентини; v_1 —торайгандаги тезлик.

Кескин торайишнинг қаршилик коэффициентини торайиш даражаси $n = \frac{S_1}{S_2}$ га боғлиқ ва И. Е. Идельчик томонидан таклиф қилинган қуйидаги ярим эмпирик формула билан аниқланиши мумкин:

$$\zeta_{\text{тор}} = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{S_2}{S_1} \right) = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{1}{n} \right). \quad (7.11)$$

Формулалардан кўриниб турибдики, $\frac{1}{n} \approx 0$ деб ҳисоблаш мумкин бўлса, яъни катта идишдан трубага кириш ҳолида, агар кириш бурчаги силлиқланган бўлмаса, қаршилик коэффициентини (1.70-расм). $\zeta_{\text{тор}} = 0,5$ бўлади. Кириш бурчаги (кириш қирраси) силлиқланган бўлса, қаршилик кучи камаёди.

Текис торайиш (1.67-расм) *конфузор* деб аталади. Конфузорда суюқлик оқаётганда тезлик ортиб, босим камайиб боради. Суюқлик катта босимли соҳадан кичик босимли соҳага қараб ҳаракат қилгани учун уюрмалар пайдо бўлиши ва диффузордаги каби оқимнинг сиртдан ажралишига ҳеч қандай сабаб йўқ. Шунинг учун конфузорда энергия фақат ишқаланишга сарф бўлади. Шундай қилиб, конфузордаги қаршилик кучи худди шундай диффузордагига қараганда кичик бўлади.

Конфузордаги босимнинг пасайишини диффузордаги каби элементар бўлақларга бўлиб, сўнгра интеграллаб ҳисоблаш мумкин. Шу усул билан қуйидаги формулани оламиз:

$$H_m = \frac{\lambda_n}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left(1 - \frac{1}{n^2} \right) \frac{v_1^2}{2g} \quad (7.12)$$

бу ерда n —торайиш даражаси.

Тор трубага киришда оқимнинг девордан ажралиши ва озроқ уярма ҳосил бўлиши кузатилади. Бу уюрмани йўқотиш учун баъзан конуссимон трубаининг цилиндрик трубага туташган жойига маълум шакл берилиб, силлик туташтирилади. Бундай туташтирилган трубалар сопло дейилади.

1.63- §. Тирсаклар

Трубаларнинг кескин бурилиши ёки тирсакларда (1.68- расм), одатда, анчагина миқдорда энергия сарф бўлади. Тирсакларда энергия сарфига оқимнинг (труба сиртидан) ажралиши ва уюрмалар юзага келиши сабаб бўлиб, φ бурчак қанча катта бўлса, сарф ҳам шунча кўп бўлади,

Цилиндрик трубалардаги тирсакларда маҳаллий қаршилик коэффиценти $\zeta_{\text{тр}}$ бурчак φ нинг ўсиши билан жуда кескин ўсиб, $\varphi = 90^\circ$ да 1 га тенг бўлади. Кичик диаметрли трубалардаги тирсаклар учун қаршилик коэффицентини ушбу формула ёрдамида ҳисоблаш мумкин:

$$\zeta_{\text{тр}} = 0,946 \sin^2 \frac{\varphi}{2} + 2,047 \sin^4 \frac{\varphi}{2}. \quad (7.13)$$

Энергия сарфи катта бўлгани учун кескин бурилишли тирсакларни трубопроводларда қўллаш тавсия этилмайди.

Трубалардаги бурилишларни (1.69- расм) ҳам, одатда, тирсаклар деб аташ мумкин. Бундай бурилишли тирсакларда уюрмалар камроқ пайдо бўлгани учун қаршилик ҳам камроқ бўлади. Бу ҳолда қаршилик коэффиценти ζ_6 ни ҳисоблаш учун ушбу формуладан фойдаланилади:

$$\zeta_6 = \left[0,131 + 0,163 \left(\frac{D}{R_6} \right)^{3,5} \right] \frac{\varphi}{90^\circ}. \quad (7.14)$$

$\varphi = 90^\circ$ ва $\frac{R_6}{D} \geq 1$ бўлганда тажрибадан олинган қуйидаги формуладан фойдаланиш мумкин:

$$\zeta_6 \approx \zeta'_6 \approx 0,051 + 0,19 \frac{D}{R_6}, \quad (7.15)$$

бурчак $\varphi \leq 70$ бўлганда қаршилик коэффиценти

$$\zeta_6 \approx 0,9 \sin \varphi \zeta'_6$$

га $\varphi \geq 100$ да эса қуйидагига тенг.

$$\zeta_6 = \left(0,7 + \frac{\varphi}{90^\circ} 0,35 \right) \zeta'_6. \quad (7.16)$$

Бурилишдаги босимнинг пасайиши қаршилик коэффицентини аниқлашга келади:

$$H_m = h_6 = \xi_6 \frac{v^2}{2g}$$

ва у тўлиқ гидравлик йўқотиш билан ишқаланишга йўқотишнинг айирмасига тенг, яъни труба эгрилиги ҳисобига пайдо бўлган қаршиликнигина ифодалайди.

Тирсакларда қаршилик трубанинг шаклига боғлиқ бўлиб, у оқимнинг уюрмалар ҳосил қилишига таъсир қилади. Бу масалалар устида жуда кўп назарий текширишлар ва тажрибалар мавжуд бўлиб, биз улар тўғрисида тўхталиб ўтирмаймиз.

1.64-§. Рейнольдс сонининг кичик қийматларида маҳаллий қаршилик коэффициентини

Юқорида айтганимиздек, Рейнольдс сонининг катта қийматларида (агар ҳаракат турбулент бўлса) маҳаллий қаршиликнинг R_e га боғлиқлиги шунчалик кичикки, унинг таъсирини ҳисобга олмаса ҳам бўлади. У ҳолда юқорида келтирилган усуллар билан турли қаршилик коэффициентларини ҳисоблаш мумкин!

Ламинар ҳаракат вақтида эса умумий қаршилик ишқаланиш кучи ва уюрмалар юзага келиши ҳисобига пайдо бўлган қаршиликлар йиғиндисига тенг. Буни ҳисобга олиб ўтказилган тажрибалар маҳаллий қаршилик коэффициентини қуйидаги кўринишда ифодалашга имкон беради:

$$\zeta = \frac{A}{R_e} + B. \quad (7.17)$$

Кейинчалик ўтказилган А. Д. Альтшуль, В. Н. Караев ва Н. З. Френкелларнинг тажрибалари Рейнольдс сонининг кичик қийматларида ($R_e < 9$) маҳаллий қаршилик коэффициентини R_e га тескари пропорционал кўринишда олиш мумкин эканлигини кўрсатди:

$$\zeta = \frac{A}{R_e}$$

Демак, Рейнольдс сонининг жуда кичик қийматларида қаршилик коэффициентини маҳаллий қаршиликнинг шаклига боғлиқ бўлмай, фақат R_e сонига боғлиқ бўлар экан.

Ламинар тартибли оқимлар учун Рейнольдс сонининг катта-роқ қийматларида эса маҳаллий қаршилик (2.17) га қараганда бир оз мураккаброқ кўринишда ифодаланиши мумкин:

$$\zeta = \frac{C}{R_e^m}, \quad (7.18)$$

бу ерда C ва m —маҳаллий қаршиликнинг қайси кўринишда бўлишига боғлиқ коэффициентдир.

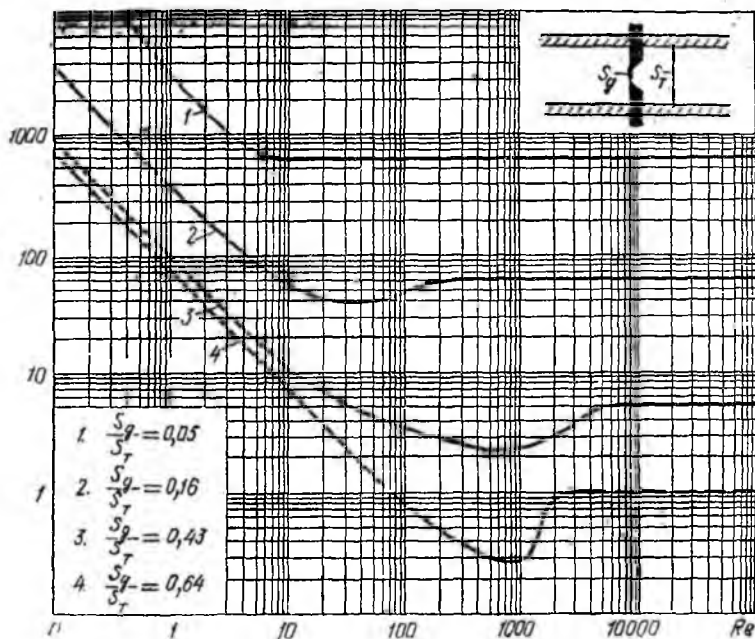
Ф. П. Товстолесовнинг тажрибалари бўйича $m = 0,285$ бўлиб,

$$\zeta = \frac{C}{R_e^{0,285}}$$

„Азнефткомбинат“ нинг гидравлик лабораториясида ўтказилган тажрибалар бўйича $m = 0,25$ бўлади:

$$\zeta = \frac{C_1}{R_e^{0,25}}$$

Тажриба натижаларидан кўринадики, Рейнольдс сонининг катталиги ортиши билан маҳаллий қаршиликлар шаклининг таъсири ортиб бориб, $R_e > 3500$ бўлганда, хусусан турбулент тартибга ўтганда, бу таъсир ҳал қилувчи роль ўйнайди.



1.75- расм. Кичик R_e да маҳаллий қаршилик.

Мисол сифатида 1.75-расмда диафрагмалар учун маҳаллий қаршилик коэффициентининг R_e нинг узгариши бўйича ўзгариб боришини тўртта диафрагма учун келтирилган.

Бу расмдан Рейнольдс сонининг кичик қийматларида $\lg \zeta$, $\lg R_e$ га чизиқли боғлиқ бўлиб, маҳаллий қаршилик коэффициенти учун (2.17) формуланинг тўғри эканлиги кўринади. Рейнольдс сони катталашган сари бу қонуният ўзгариб боради.

Маҳаллий қаршиликларда R_e сони кичик бўлган ҳолларда амалий ҳисоб ишлари учун гидравлик йўқотишни трубанинг эквивалент узунлиги билан алмаштирилади. Эквивалент узунлик деб кўрилади шундай узунлиги олиндики, ундаги ишқаланиш қаршилиги маҳаллий қаршиликка тенг. Бу ҳолда

$$H_m = \zeta_m \frac{v^2}{2g} = \lambda \frac{l_{\text{эқв}}}{D} \frac{v^2}{2g}. \quad (7.19)$$

Бундан эквивалент узунлик учун формула чиқарамиз:

$$l_{\text{эқв}} = \zeta_m \frac{D}{\lambda}. \quad (7.20)$$

Эквивалент узунликни турли маҳаллий қаршиликлар учун, одатда, тажриба йўли билан аниқланади.

1.65-§. Маҳаллий гидравлик қаршиликларда кавитация ҳодисаси

Суюқликларда газларнинг эриши ҳақида сўз юритилган 8-§ да биз кавитация ҳодисаси устида тўхталиб ўтдик ва кавитация ҳодисаси суюқликларда агрегат ҳолатининг ўзгариши билан боғлиқ эканлиги кўрсатилди. Унда кавитация ҳодисаси босимнинг камайиши ёки температуранинг ортишига боғлиқ эканлиги айtilган эди. Маҳаллий қаршиликларда температура ўзгармай, оқим кесимининг ўзгариши натижасида суюқликда эриган газларнинг миқдори ўзгаради. Суюқликларнинг зичлиги (ёки солиштирма ҳажми) деярлик ўзгармагани учун унда эриган газларга Бойль—Мариот қонунини қўллаш мумкин бўлади:

$$pV = RT,$$

бу ерда p —босим; V —солиштирма ҳажм, T —абсолют температура; R —газ доимийси.

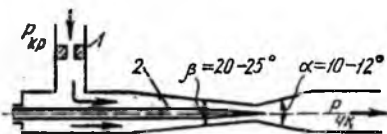
Суюқлик оқимларида температура ўзгармагани ва кўндаланг кесим кичрайганда босим ортиб, кесим катталашганда босим камайгани учун маҳаллий торайиш мавжуд жойларда тезлик ортиб, босим камаяди (масалан, кескин торайиш, конфуздор, жўмраклар, эшикчалар, диафрагмалар ва ҳ.к.). Агар бу ерда абсолют босим суюқликнинг тўйинган буғларининг шу температурадаги парциал босимига тенг бўлса, у ҳолда буғланиш ва эриган газларнинг ажралиш ҳодисаси ёки маҳаллий қайнаш ҳодисаси рўй беради. Торайишдан кейин кенгайиш бошланиши билан босим ортиб, қайнаш тўхтади ва ажралган буғлар конденсацияланиб, газлар эрийди, яъни кавитация ҳодисаси юз беради. Кавитация ҳодисаси юқори частотали маҳаллий кичик гидравлик зарбаларнинг келиб чиқишига сабаб бўлади. Бу ҳодиса гидросистемаларда одатдаги тартибнинг бузилишига, айрим ҳолларда эса, унинг қисмларининг ишдан чиқишига сабаб бўлади, трубопроводларда қаршиликнинг ортишига олиб келади.

Шунинг учун маҳаллий қаршиликларда кавитациянинг келиб чиқишига қарши кураш олиб борилади. Бундай усуллардан бири маҳаллий қаршиликнинг босим камаювчи қисмида клапанлар ёрдамида босимни кўтаришдан иборат. Лекин бу усул босимнинг пасайиш даражаси юқори бўлганда кўп фойда бермайди, аммо кавитациянинг зарарли таъсирини камайтиришга ёрдам беради.

1.66-§. Кавитациядан амалда фойдаланиш

Кавитация ҳодисасидан амалда фойдаланиш ҳам мумкин. Хусусан бу ҳодисани сарфни стабиллаш мақсадида Вентури соплоларидан фойдаланишда кўриш мумкин (1.76-расм). Киришдаги босим $p_{кр}$ ўзгармаган ҳолда, чиқишдаги босим $p_{чқ}$ камайиши билан оқимнинг тезлиги ва сарфи ортади. Лекин тезлик ортиши билан соплонинг торайган қисмида босим камаяди. Бу босим кавитациянинг бошланишига олиб келувчи босим миқдорига тенг-

лашса ёки ундан камайса, буғ ва эриган газларнинг ажралиб чиқиши натижасида суюқлик қайнай бошлайди. Босимнинг бундан кейинги камайиши кавитация ҳодисаси тезкорлигининг ортишига ва натижада қаршилиқнинг ортишига, суюқлик қайнаши бошланишидан кейин, чиқишдаги босимнинг камайиб боришига қарамай, суюқлик сарфининг ўзгармасдан қолишига сабаб бўлади. $p_{чк}$ нинг камайиши фақатгина диффузорда кавитация зонасининг кенгайиб боришига олиб келади. Бу воқеа гидросистемаларнинг чиқиш қисмида босим миқдорининг ўзгариб туриши ҳолларида суюқлик сарфини стабиллаш учун керак бўлади.



1.76-расм. Кавитация ҳодисасидан сарфни барқарорлашда фойдаланиш учун қурилма.

Кўриляётган қурилмада (1.76-расм) сарфни ўлчаш учун дросель шайба 1 ва кавитацион тартиб зонасига киритиш учун дросель игна 2 бўлиб, у сарф ўзгаришининг катта диапазонларида ($\frac{Q_{max}}{Q_{min}} \geq 10$) уни бошқаришга ёрдам беради. Бу ҳолда кавитация натижасида гидросистема қисмларининг бузилиши ҳоли бўлмайди.

1.67-§. Маҳаллий қаршилиқларнинг ўзаро таъсири

Гидравлик системаларда умумий қаршилиқ унинг қисмларидаги айрим қаршилиқларнинг йиғиндисидан иборат. Масалан, трубопроводда бир қанча маҳаллий қаршилиқлар (тирсак, жўмрак, диафрагма, эшикча ва ҳ.к.) бўлиб, уларни характерловчи маҳаллий қаршилиқ коэффициентлари $\zeta_1, \zeta_2, \zeta_3, \dots, \zeta_n$ бўлсин. Агар трубопроводнинг узунлиги Z , диаметри D ва сарфи Q бўлса, ундаги ишқаланиш қаршилиги

$$H_e = \lambda \frac{Z}{D} \frac{v^3}{2g},$$

маҳаллий қаршилиқлар қуйидагича бўлади:

$$H_{m1} = \zeta_1 \frac{v^3}{2g},$$

$$H_{m2} = \zeta_2 \frac{v^3}{2g},$$

$$H_{m3} = \zeta_3 \frac{v^3}{2g},$$

$$\dots$$

$$H_{mn} = \zeta_n \frac{v^3}{2g}.$$

Буларни қўшиб, ўмумий қаршиликни топамиз:

$$H = \left(\zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 + \dots + \zeta_n + \lambda \frac{z}{D} \right) \frac{v^2}{2g}. \quad (7.21)$$

Охирги муносабатда қавс ичидаги қиймат трубадаги ишқаланиш кучи, қаршилик ва маҳаллий қаршилик коэффициентлари йиғиндисидан иборат бўлиб, системанинг қаршилик коэффициенти дейилади:

$$\zeta_{\text{сист}} = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 + \dots + \zeta_n + \lambda \frac{z}{D}. \quad (7.22)$$

Бу ҳолда система учун

$$H = \zeta_{\text{сист}} \frac{v^2}{2g}.$$

Қаршиликларни бундай қўшиш учун маҳаллий қаршиликлар бир-биридан маълум масофада бўлиши керак, яъни ҳар бир маҳаллий қаршилик аввалгисидан шундай масофада бўлиши керакки, унга келаётган оқим аввалги маҳаллий қаршиликдан ўтишдаги ҳосил бўлган турли ўзгаришлар таъсиридан ҳоли бўлган (турғунлашган) бўлиши керак. Масалан, турбулент тартибда оқаётган суюқлик, ламинар оқимли трубага киргандан кейин шундай масофани ўтиши керакки, бунда тезликнинг ламинар оқимга тегишли тақсимланиши вужудга келиши керак. Шунингдек, бирор маҳаллий қаршиликдан ўтаётганда бузилган ламинар оқимнинг яна турғунлашуви бирор масофани ўтганидан сўнг содир бўлади

Масалан, трубаларнинг бурилишларидаги тартибнинг бузилиши труба диаметридан 50 марта катта масофада ҳам сақланади.

Турғунлашув масофаси $l_{\text{ст}}$ қуйидаги формула бўйича ҳисобланиши мумкин:

$$l_{\text{ст}} = 0,693 R_e^{0,25} D,$$

бу ерда D —трубанинг ички диаметри.

Трубанинг кириш қисми жуда яхши силлиқланганда ламинар оқимнинг турғунлашув қисми $0,29 R_e D$ гача камаяди.

Амалда маҳаллий қаршиликларни бир-биридан тўғри чизиқли бўлак билан ажратиб, улар орасидаги масофани $l \leq (10 \div 20) D$ га тенглаштиришга ҳаракат қилинади.

Одатда, гидросистемаларда маҳаллий қаршиликлар бизнинг ихтиёримизга боғлиқ бўлмаган ҳолда турли масофаларга ўрнатилгани учун уларнинг ўзаро таъсирини ҳисобга олиб бўлмайди ва маҳаллий қаршиликлардаги энергия сарфи тахминий ҳисобланади. Бошқача айтганда, маҳаллий қаршиликларнинг ўзаро таъсири кичик миқдор сифатида назарга олинмайди. Умумий қаршилик олдида бу кучлар жуда кичик бўлгани учун ҳисоблаш натижаларига сезиларли таъсир кўрсатмайди.

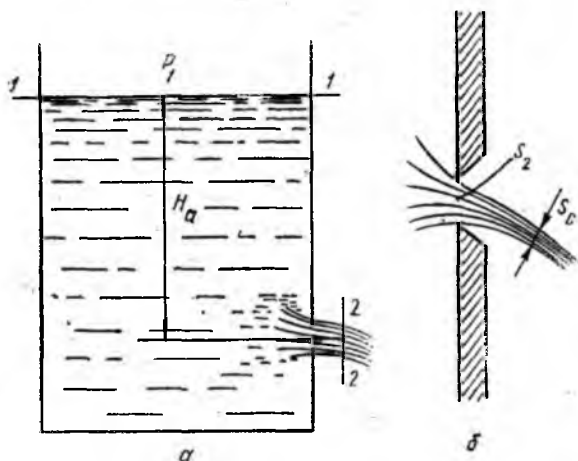
VIII боб. СУЮҚЛИКЛАРНИНГ ТЕШИК ВА НАЙЧАЛАРДАН ОҚИШИ

Техникада жуда кўп ҳолларда суюқликларнинг тор ва қалта найчалардан ҳамда тешиклардан оқиш ҳолларини учратиш мумкин. Бу ҳолнинг ўзига хос хусусияти шундан иборатки, бирор катта идишдаги суюқликнинг потенциал энергияси тешикдан чиқишда оқимчанинг кинетик энергиясига айланади. Албатта бу ҳолда энергиянинг бир қисми қаршилиқларни енгишга сарф бўлади. Бундай воқеаларни гидроузатмаларда мойларнинг гидроцилиндрлардан босим остида оқиб чиқиши, ёқилғининг ёниш камерасига оқиб ўтиш ва ҳоказоларда учратиш мумкин. Одатда, бу масалаларни ечишда оқим физикасига боғлиқ шартлар киритилади.

1.68-§. Суюқликнинг юпқа девордаги тешикдан ўзгармас босимда оқиши

Бирор катта идишда суюқлик p_1 босим остида сақланаётган бўлиб, у озод сиртидан H_a масофадаги кичик тешикдан оқаётган бўлсин (1.77-расм, а). Диаметри идиш ўлчамларига қараганда жуда кичик бўлган тешик кичик тешик деб аталади. Юпқа девор деб оқаётган суюқлик тешикнинг фақат ички қиррасига тегиб, унинг ён сиртига тегмаган ҳолга айтилади. Бундай ҳол девор қалинлиги тешик диаметридан бир неча баробар кичик бўлса ёки тешик кесимининг ички қиррасидан ташқарига кенгайиб борсагина (1.77-расм, б) ўринли бўлади.

Бу ҳолда суюқлик заррачалари тешик атрофидаги ҳажмдан ташқарига қараб ҳаракат қилади ва тешикка яқинлашган сари тезлашиб боради. Шу билан бирга суюқликнинг оқаётган зарра-



1.77-расм. Суюқликнинг тешиклардан оқиб кетишига доир чизма.

чаларининг барчаси учун бир хил шароит бўлиб, улар силлиқ траектория бўйича ҳаракат қилади ва тешик қиррасида идиш деворидан ажралади. Бундан кейинги оқиш давомида оқимчанинг кесими бир өз тўраяди ва цилиндрик шакл қабул қилади. Қўри-лаётган ҳолда асосий масала тешикдан оқаётган суюқликнинг тезлигини топишдан иборат. Суюқликка тўлдирилган идишда (1.77-расм, а) юзаси S_1 бўлган $1-1$ (эркин сирт) ва S_2 бўлган $2-2$ оқаётган суюқлик оқимчасининг тешик олдидаги кесимла-ри учун Бернулли тенгламасини ёзамиз:

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \zeta \frac{v^2}{2g}. \quad (8.1)$$

Бундан тешик учун маҳаллий қаршилик коэффициентини ζ нолга тенг бўлган ҳолда $z_1 - z_2 = H$ ва $v_1 S_1 = v_2 S_2$ эканлигини ҳисоб-га олсак, ушбу тенгламани оламиз:

$$\left[1 - \left(\frac{S_2}{S_1} \right)^2 \right] \frac{v_2^2}{2g} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + H,$$

бу тенгламадан оқимчанинг назарий ҳисобланган тезлиги учун қуйидаги муносабат келиб чиқади:

$$v_n = v_2 = \sqrt{\frac{2g \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + H}{1 - \left(\frac{S_2}{S_1} \right)^2}}. \quad (8.4)$$

Агар идишнинг кесими S_1 га қараганда тешикнинг кесими S_2 жуда кичик бўлса, у ҳолда

$$v_n = v_2 \sqrt{2g \left(\frac{p_2 - p_1}{\gamma} + H \right)}.$$

Идишдаги суюқлик сиргида ҳам, тешик ташқарисида ҳам ат-мосфера босими бўлса ёки $p_1 = p_2$ бўлса, у ҳолда

$$v_n = v_2 = \sqrt{2gH}. \quad (8.3)$$

Бу формула *Торичелли формуласи* деб аталади, у суюқликнинг тор тешикдан оқиши тезлигини ҳисоблаш учун назарий форму-ладир.

Суюқликнинг тешикдан оқиш тезлиги маълум бўлган ҳолда-унинг сарфини ҳисоблаш қийин эмас

$$Q_n = v_n S_2. \quad (8.4)$$

Лекин амалда оқимча тешикдан чиқаётганда унинг кесими-нинг торайиши сабабли қўрилаётган масала биз кўргандагига қа-раганда мураккаброқ. Шунинг учун биз чиқарган тезлик форму-лалари тезлик ва сарфни назарий текшириш учун қўлланилиб, амалда эса уларга маълум тузатишлар киритилади.

Узун трубалар учун босимнинг пасайиши осонроқ ҳисобланади ва ушбу кўринишда ёзилади:

$$H = A_e L Q^2 \text{ ёки } H = \frac{L}{A^2} Q^2.$$

Кўп ҳолларда трубаларни ҳисоблаш формуласи қуйидаги кўринишда ифодаланади:

$$Q = K \sqrt{H} \quad (9.5)$$

ва K ни *сарф коэффициентини* деб аталади.

(9.5) ва (9.4) билан солиштирсак, сарф коэффициентини учун ушбу муносабатни оламиз:

$$K = \frac{A}{\sqrt{L + l_{\text{экв}}}}; \quad (9.6)$$

узун трубалар учун эса

$$K = \frac{A}{\sqrt{L}}. \quad (9.7)$$

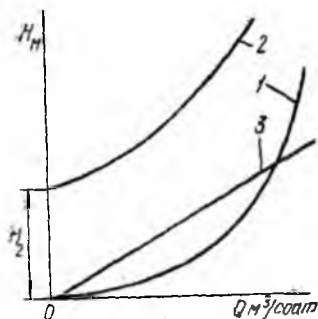
(9.5) формулани бошқача ҳам ёзиш мумкин:

$$H = \frac{1}{K^2} Q^2 \quad (9.8)$$

бу ҳолда $\frac{1}{K^2} = a$ бўлади. Суюқлик квадратик қонунга бўйсунганда λ ва ζ Рейнольдс сонига боғлиқ бўлмагани учун юқорида айтганимиздек K^2 ва A_e лар учун трубанинг диаметри ва ғадир-будирлигига қараб жадвал кўринишида ифодаланади, A_m эса бу жадвалда фақат диаметрга боғлиқ.

8-жадвал. Трубаларни ҳисоблаш учун умумлашган параметрлар (квадратик қаршилик қонуни учун)

Трубанинг ички диаметри, D , мм	Трубанинг абсолют ғадир-будирлиги						$A_{\text{мм}^2} \frac{c^2}{m^2}$
	$\Delta=0,2$ мм		$\Delta=0,5$ мм		$\Delta=1,0$ мм		
	$K^2 \frac{m^2}{c^2}$	$A_e \frac{c^2}{m^2}$	$K^2 \frac{m^2}{c^2}$	$A_e \frac{c^2}{m^2}$	$K^2 \frac{m^2}{c^2}$	$A_e \frac{c^2}{m^2}$	
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



1.87-расм. Трубанинг хара-
ктеристикаси.

Трубаларни ҳисоблашни осонлаштириш учун (9.2) ёки (9.5) формула бўйича жадвал тузиб олиш мумкин. У ҳолда босим пасайишининг турли қийматларига тегишли сарф миқдорларини шу жадвалдан олиш мумкин бўлади.

(9.2) тенглама (9.5) билан биргаликда содда труба ни ҳисоблашнинг асосий тенгламаси дейилади. Бу тенглама босим ва сарф орасидаги боғланишни график кўринишда ифодалашга имкон беради. Кўриниб турибдики, бу график координаталар бошидан ўтувчи квадратик парабола кўринишида ифодаланади (1.87-расм, 1 график). Агар трубанинг ҳисоблаш текислигидан қанча баландда жойлашган H_2 ни ҳисобга олсак, у ҳолда H ва Q ўртасидаги муносабат координаталар бошидан H_2 баландликда жойлашади (1.87-расм, 2 график). У ҳолда умумий босим H ва H_2 нинг йиғиндисидан иборат бўлади:

$$H_y = H_2 + H = H_2 + aQ^2. \quad (9.9)$$

Ҳаракат ламинар бўлса, у ҳолда H графиги тўғри чизиққа айланади (1.87-расм, 3 график).

$H - Q$ графиги ёрдамида берилган босим учун сарфни топиш мумкин. Бунинг учун ордината ўқидан берилган босимга тегишли кесмани олиб, унинг учидан абсцисса ўқига параллел чизиқ ўтказамиз. Бу чизиқнинг характеристика билан кесишган нуқта-сидан абсцисса ўқига туширилган перпендикуляр ундан трубада берилган босимда сарфнинг миқдорига тўғри қеладиган кесма ажратади. Агар трубадан ўтиши керак бўлган сарф маълум бўлиб, босимни топиш керак бўлса, сарфни топиш учун қўлланган усулни тескари тартибда бажарамиз.

1.75-§. Трубанинг тежамли диаметрини топиш ҳақида тушунча

Трубалар системасини лойиҳалашда берилган узунликдаги трубадан суюқликни оқизиб, берилган сарфни олиш учун керак бўлган босимни ҳисоблаш масаласи муҳим ўрин тутаети. Труба-

Ламинар соҳа учун юқоридаги формулардаги трубанинг қаршилиги a ва қаршилиқ коэффициенти K (9.3) формула ёрдамида ҳисоблаб топилади. Бунда λ Пуазейл формуласи бўйича ҳисобланади:

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

Квадратгача соҳада эса λ силлиқ труба-лар учун Блазиус формуласи бўйича ҳисобланади:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$$

$$Q = v_{\text{опт}} \frac{\pi D^3}{4}, \quad (9.10)$$

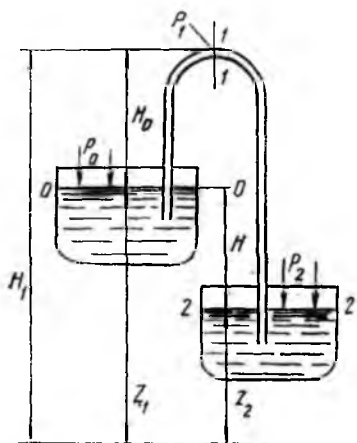
бундан

$$D = \sqrt[3]{\frac{4Q}{\pi v_{\text{опт}}}}. \quad (9.11)$$

Баъзи ҳолларда тақрибий ҳисоблаш учун содда формулалардан ҳам фойдаланиш мумкин. Трубадаги босимнинг катта-кичиклигига қараб турли материаллардан қилинган трубалар ишлатиш мумкин. Масалан, босим 1 МН/м^2 гача бўлганда водопровод трубалари учун чўян трубалар, катта босимлар учун эса пўлат трубалардан фойдаланилади. Бунда шуни ҳисобга олиш керакки, ГОСТ да чўян труба учун ички диаметр, пўлат труба учун эса ташқи диаметр қабул қилинган.

1.76-§. Сифон труба

Бир қисми суюқлик билан таъминловчи идишдан юқорида жойлашган содда труба сифон труба деб аталади (1.89-расм). Сифонни соддалаштириб икки (таъминловчи ва қабул қилувчи) идишларни туташтирувчи U кўринишдаги труба сифатида тасвирлаш мумкин. Бу ҳолда унинг эгилган қисми идишлардаги суюқлик сатҳларидан H баландликда бўлиб, ундаги суюқлик идишдаги суюқликлар сатҳларининг фарқи H ҳисобига оқиб туради. Шунини айтиш керакки, суюқлик сифонда аввал биринчи идиш сатҳидан H баландликка кўтарилиб, сўнгра иккинчи идишга тушади. Бундай трубанинг ўзига хос хусусияти шундаки, унда босим кўтарилувчи қисмида ҳам, пастга тушувчи қисмида ҳам атмосфера босимидан пастдир. Сифон трубалардан асосан нефть маҳсулотларини цистерналардан қўйиб олиш, сув сифимларини бўшатиш, дўнглик ерларда водопровод ўтказиш ва ҳоказоларда фойдаланилади. Сув таъминотида баъзан махсус сифонлар ишлатилади. Сифон ишлай бошлаши учун аввал уни суюқлик билан тўлдириш керак. Сифон сифатида кичик ўлчамли шланглар ишлатилса, уни тўлдириш осон бўлиб, бу суюқликка ботириш ёки пастки учидан ҳавони сўриб олиш йўли билан амалга оширилади. Агар сифон маҳкамланган металл трубадан иборат бўлса, унинг юқори нуқтасида ҳавони сў-



1.89- расм. Сифон труба.

риб олиш учун махсус жўмрак ўрнатилади. Ҳавони насослар ёки эжекторлар ёрдамида сўриб олиш мумкин. Сифонларни ҳисоблаш бошқа трубаларни ҳисоблашдан фарқ қилмайди. Масалан, сифоннинг иккита кесими учун Бернулли тенгламасини ёзилади. Бу кесимлар $0-0$ ва $2-2$ бўлса, у ҳолда

$$z_1 + \frac{p_0}{\gamma} + \frac{v_0^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{0-2} \quad (9.12)$$

бўлади. $p_0 = p_2 = p$ атм. ва $v_1 = v_2 = 0$ деб ҳисобласак, бу тенглама қуйидагича ёзилади:

$$z_1 = z_2 + h_{0-2} \quad (9.13)$$

ёки $z_1 - z_2 = H$ эканлигини назарга олиб, h_{0-2} қаршиликни ҳисоблаш учун эса ишқаланиш ва маҳаллий қаршиликлар формуласидан фойдаланиб, охириги тенгламани ушбу кўринишга келтирамиз:

$$H = aQ^2. \quad (9.14)$$

Шундай қилиб, сифонларда сарф оддий трубалардагидек қаршилик ва сатҳлар фарқи орқали аниқланади. Унинг кўтарилиш бандлиги H_0 эса сарфга таъсир қилмайди. Лекин бу қонун H_0 нинг маълум чегарасигача бўлади. H_0 нинг ортиб бориши билан сифоннинг юқоридаги $1-1$ кесимида абсолют босим p_1 камайиб боради. Бу босим тўйинган буғ босимига тенглашиши билан кавитация бошланади. Бу аввал сарфнинг камайишига, сўнгра буғларнинг тўпланишига (буғ тиқини ҳосил бўлишига) ва суюқлик оқимининг тўхташига олиб келади. Шунинг учун сифонларни ҳисоблашда ва қуришда унинг юқори нуқтасидаги босим p_1 жуда камайиб кетмаслигини назарда тутиш керак. Агар сифоннинг сарфи, унинг ўлчамлари маълум бўлса, абсолют босим p_1 ни ҳисоблаш мумкин. Бунинг учун $0-0$ ва $1-1$ кесимлар учун Бернулли тенгламасини ёзамиз:

$$\frac{p_0}{\gamma} + \frac{v_0^2}{2g} = H_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + h_{0-1}. \quad (9.15)$$

Агар тезликлар кичиклиги учун уларни нолга тенгласак:

$$\frac{p_1}{\gamma} = \frac{p_0}{\gamma} - H_1 - h_{0-1}. \quad (9.16)$$

бўлади. Босимнинг мумкин бўлган минимум қиймати маълум бўлса, p_1 ни унга тенглаштириб охириги тенгламадан H_1 ни топиш мумкин. Сифоннинг юқори нуқтасидаги босим p_1 ни ошириш учун яна бир усулни қўллаш мумкин. Бунинг учун сифоннинг пастга кетган учида маҳаллий қаршиликлар (эшикча ва ҳ.) ёрдамида умумий қаршиликни ошириш керак. Бу ҳолда албатта сарф камаяди.

1.77-§. Трубаларни кетма-кет ва параллел улаш

Кетма-кет ва параллел уланган трубаларни ҳисоблаш содда трубаларни ҳисоблашга қараганда мураккаб бўлиб, у қайси тартибда уланганига боғлиқ. Шунинг учун бу икки улаш усулини айрим-айрим кўриб чиқамиз.

Кетма-кет улаш. Бир неча ҳар хил диаметрли трубалардан гашкил топган трубопроводни кўрамиз. Улар кетма-кет уланган бўлиб, қаршиликлари $a_1, a_2, a_3, \dots, a_n$, узунликлари L_1, L_2, \dots, L_n бўлсин (1.90-расм).

Бу трубаларнинг ҳар бирида сарфлар тенг бўлиши узилмаслик тенгلامасидан кўринади. У ҳолда трубалардаги босимнинг камайиши (9.2) га асосан аниқланади:

$$H_1 = a_1 Q^2,$$

$$H_2 = a_2 Q^2,$$

$$\dots$$

$$\dots$$

$$\dots$$

$$H_n = a_n Q^2.$$

Курилайтган трубопроводда эса қаршиликларни қўшиш принципіга асосан қуйидагича ҳисобланади:

$$H = H_1 + H_2 + \dots = H_n = (a_1 + a_2 + \dots + a_n) Q^2. \quad (9.16)$$

Шундай қилиб, трубалар кетма-кет уланганда умумий қаршилик хусусий қаршиликлар йиғиндисидан иборат:

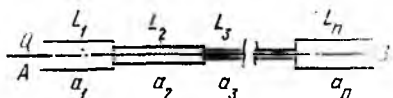
$$a = \sum_1^n a_n. \quad (9.17)$$

Бу икки (9.16) ва (9.17) тенглама трубаларни кетма-кет улашда характеристика тузиш учун асос бўлади.

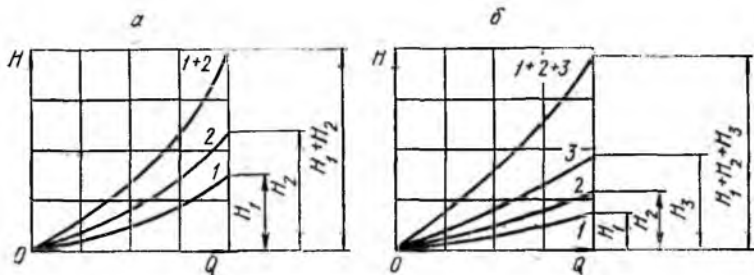
Аввал кетма-кет уланган иккита трубани кўрамиз. Бу трубаларнинг характеристикалари 1.91-расм, a да 1 ва 2 графиклар орқали ифодаланган. Икки трубопроводнинг характеристикасини тузиш учун (9.16) тенгламага асосан бир хил сарфда икки трубадаги босим камайишларини қўшамиз, яъни бир хил абсциссаларда иккала эгри чизиқнинг ординаталарини қўшамиз.

Кетма-кет уланган учта трубанинг умумий характеристикасини тузиш учун аввал 1, 2, 3 трубаларнинг характеристикаларини тузиб оламиз (1.91-расм, б). Сўнгра бир хил абсциссада

уларнинг ординаталарини қўшиб, бир чизиқ билан туташтирамиз. n та кетма-кет уланган трубанинг умумий характеристикасини тузиш ҳам шу усулда бажарилади. Кўрилайтган ҳолда киришдаги ва чиқишдаги тезлик босимлари



1.90-расм. Трубаларни кетма-кет улаш.



1.91- расм. Кетма-кет уланган трубаларнинг характеристикаси.

ҳар хил бўлгани сабабли, трубопровод учун талаб қилинадиган босим формуласида (9.9) дан фарқли равишда, киришдаги ва чиқишдаги тезлик дамларининг фарқи қатнашади:

$$H = z_A - z_B + \frac{\alpha_A v_A^2 - \alpha_B v_B^2}{2g} + \sum H_n + \frac{p_B}{\gamma} = H_2 + cQ^2 + aQ^2, \quad (9.18)$$

бу ерда

$$c = \frac{1}{2g} \left(\frac{\alpha_A}{S_A^2} - \frac{\alpha_B}{S_B^2} \right),$$

$$a = \sum_{i=1}^n a_i,$$

$$H_2 = z_A - z_B + \frac{p_B}{\gamma}.$$

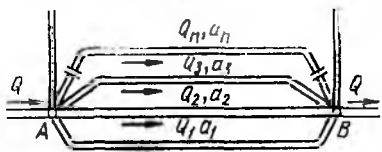
S_A, S_B — кириш ва чиқишдаги кесим юзлари.

Параллел улаш. Энди бир қанча параллел уланган содда трубалардан ташкил топган мураккаб труба кўрамиз (1.92-расм). Содда трубаларнинг сарфлари $Q_1, Q_2, Q_3, \dots, Q_n$, қаршиликлари $a_1, a_2, a_3, \dots, a_n$ бўлсин. Умумий схемадан кўриниб турибдики, мураккаб трубаининг сарфи содда трубалар сарфларининг йиғиндисига тенг.

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + \dots + Q_n = \sum Q_n. \quad (9.19)$$

Ҳар бир содда трубадаги босимнинг камайиши ҳам, мураккаб трубадаги босимнинг камайиши ҳам A ва B нуқталардаги тула босимларнинг айирмасига тенг:

$$H_A - H_B = H_1 = H_2 = H_3 = \dots = H_n = H. \quad (9.20)$$



1.92- расм. Трубаларни параллел улаш.

Ҳар бир трубадаги босимнинг камайиши (9.2) га асосан қуйидагича аниқланади:

$$H_1 = a_1 Q_1^2.$$

$$H_2 = a_2 Q_2^2,$$

...

$$H_n = a_n Q_n^2.$$

Булардан сарфларни топиб, (9.19) га қўямиз

$$Q = \frac{\sqrt{H_1}}{\sqrt{a_1}} + \frac{\sqrt{H_2}}{\sqrt{a_2}} + \frac{\sqrt{H_3}}{\sqrt{a_3}} + \dots + \frac{\sqrt{H_n}}{\sqrt{a_n}} \quad (9.21)$$

ва (9.20) дан фойдаланиб, қуйидаги муносабатни оламиз:

$$Q = \left(\frac{1}{\sqrt{a_1}} + \frac{1}{\sqrt{a_2}} + \frac{1}{\sqrt{a_3}} + \dots + \frac{1}{\sqrt{a_n}} \right) \sqrt{H}. \quad (9.22)$$

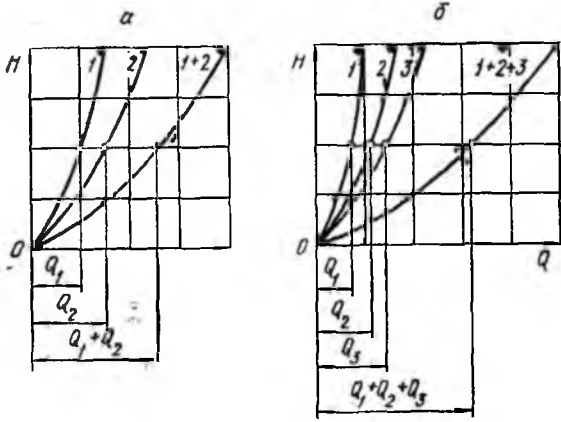
Бу тенгликдан мураккаб труба учун босим камайиши тенгламасини чиқарамиз:

$$H = \frac{Q^2}{\left(\frac{1}{\sqrt{a_1}} + \frac{1}{\sqrt{a_2}} + \frac{1}{\sqrt{a_3}} + \dots + \frac{1}{\sqrt{a_n}} \right)^2}. \quad (9.23)$$

Шундай қилиб, параллел уланган мураккаб трубанинг қаршилиги учун қуйидаги формулани оламиз:

$$a = \frac{1}{\left(\sum_{i=1}^n \frac{1}{\sqrt{a_i}} \right)^2}. \quad (9.24)$$

Параллел уланган трубопроводнинг характеристикасини тузиш учун (9.19) ва (9.20) тенгламалардан фойдаланамиз. Аввал икки параллел трубадан иборат мураккаб труба кўрамиз (1.93-расм, а). Параллел трубаларнинг характеристикалари 1 ва 2 графиклар кўринишида ифодаланган. Мураккаб трубанинг характеристикасини ҳосил қилиш учун (9.20) га асосан босимнинг бирор қийматида биринчи ва иккинчи трубалардаги сарфларни қўшамиз, яъни ордината ўқининг бирор қийматида 1 ва 2 га тўғри келган абсцисса ўқининг кесмаларини қўшамиз. Бу ишни босимнинг барча қийматлари учун бажариб, мураккаб труба учун характеристика ҳосил қиламиз. Учта параллел трубадан ташкил топган мураккаб трубанинг характеристикаси ҳам 1, 2, 3 трубаларнинг характеристикаларини тузишдан бошланади. Бу ҳолда ҳам бир хил босимда 1 трубанинг сарфига аввал 2 труба сарфини, сўнг 3 труба сарфини қўшиш йўли билан мураккаб трубанинг характеристикасини тузамиз. n та параллел трубадан тузилган мураккаб трубанинг характеристикаси ҳам худди шу усулда ҳосил қилинади.



1.93- расм. Параллел уланган трубаларнинг характеристикаси.

1.78- §. Мураккаб трубопроводлар

Мураккаб трубопроводларда трубалар хилма-хил усулларда туташтирилган бўлиб, улар кетма-кет, параллел уланган ва тармоқларга ажралган бўлаклардан ташкил топган бўлади. Биз юқорида кетма-кет ва параллел уланган трубалардан ташкил топган бўлакларни кўрдик. Энди трубопроводнинг тармоқланган бўлагини кўрамиз. Асосий трубопровод А нуқтада учта 1, 2, 3 тармоқларга ажралсин (1.94- расм). Уларнинг охири нуқталарнинг баландликлари z_1, z_2, z_3 , босимлари p_1, p_2, p_3 , сарфлари Q_1, Q_2, Q_3 бўлсин. У ҳолда бу сарфларнинг йиғиндиси асосий трубадаги сарфга тўғри келади:

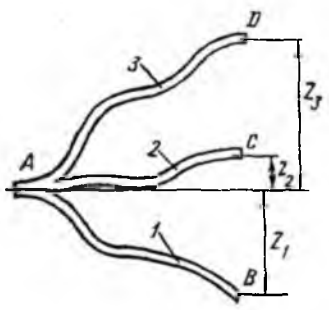
$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3.$$

Ҳар бир тармоқ учун Бернулли тенгламасини қуйидагича ёзиш мумкин:

$$\frac{p_A}{\gamma} = z_1 + \frac{p_1}{\gamma} = H_1;$$

$$\frac{p_A}{\gamma} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} = H_2;$$

$$\frac{p_A}{\gamma} = z_3 + \frac{p_3}{\gamma} = H_3.$$



Бу тенгликларда p_1, p_2, p_3 ларни атмосфера босимиغا тенг деймиз ва $\frac{p_A}{\gamma} = H_A$ эканини ҳисобга олиб ҳамда 1, 2, 3 трубалар учун (9.2) формуладан фойда-

1.94- расм. Трубаларнинг тармоқларга бўлиниши.

ланиб, қуйидагиларни ёзамиз:

$$H_A = z_1 + a_1 Q_1^2; \quad H_A = z_2 + a_2 Q_2^2; \quad H_A = z_3 + a_3 Q_3^2 \quad (9.25)$$

ёки $H_A - z_1 = H_1$ эканлигини ҳисобга олиб ва $z_2 - z_1 = z_{1-2}$, $z_3 - z_1 = z_{1-3}$ белгилашларни киритиб, охириги тенгликларни ўз-Гартирамиз:

$$H_1 = a_1 Q_1^2; \quad H_1 - z_{1-2} = a_2 Q_2^2; \quad H_1 - z_{1-3} = a_3 Q_3^2. \quad (9.26)$$

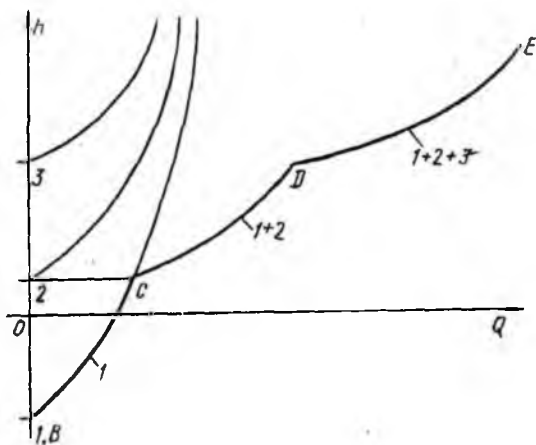
Бу тенгламалардан 1, 2, 3 трубалардаги сарфларни топиб ва қўшиб умумий харжни топамиз:

$$Q = \left(\frac{\sqrt{H_1}}{\sqrt{a_1}} + \frac{\sqrt{H_1 - z_{1-2}}}{\sqrt{a_2}} + \frac{\sqrt{H_1 - z_{1-3}}}{\sqrt{a_3}} \right) \quad (9.27)$$

ёки

$$Q = \left(\frac{1}{\sqrt{a_1}} + \frac{\sqrt{1 - z'_{1-2}}}{\sqrt{a_2}} + \frac{\sqrt{1 - z'_{1-3}}}{\sqrt{a_3}} \right) H_1, \quad (9.28)$$

бу ерда $z'_{1-2} = \frac{z_{1-2}}{H_1}$, $z'_{1-3} = \frac{z_{1-3}}{H_1}$ бўлиб, улар учун $z'_{1-2} < 1$, $z'_{1-3} < 1$ тенгсизликлар ўринлидир. Агар учала трубанинг ҳам иккинчи учи бир хил баландликда бўлса ($z_1 = z_2 = z_3$), у ҳолда $z'_{1-2} = 0$; $z'_{1-3} = 0$ ва H_1 , H_2 , H_3 лар тенг бўлади ҳамда сарф учун трубалар параллел уланган ҳол учун чиқарилган муносабатни оламиз. Энди юқорида келтирилган формулаларга асосан тармоқланган труба учун характеристика ҳосил қилиш мумкин (195-расм). Бунинг учун уларнинг характеристикаларини трубаларни



1.95-расм. Тармоқларга бўлинган трубанинг характеристикаси.

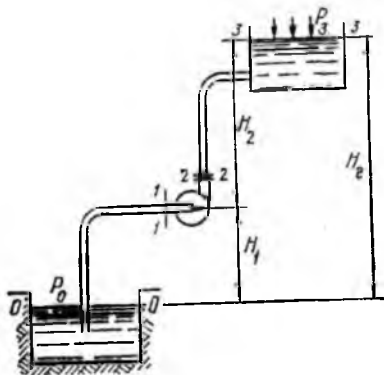
параллел улашдаги каби қўшамиз. Натижада 1.95-расмда тасвирилгандек синиқ эгри чизиқ $BCDE$ ни оламиз. Бу чизиқ тармоқланган труба учун ҳарактеристика бўлиб, у 2 ва 3 трубаларнинг иккинчи учи баландлигида C ва D нуқталарда синади. Агар суюқлик A нуқтадан B , C , D нуқталарига қараб эмас, тескари йўналишда оқса, унда 1, 2, 3 трубаларнинг характеристикалари (сарфлар Q_1 , Q_2 , Q_3 манфий бўлгани учун) H ўқининг чап томонида (яъни Q ўқининг манфий йўналишида) қўшилади. Бордию, бу трубаларнинг баъзиларида оқим ўнгга, бошқаларида чапга бўлганда ҳам ўнгга оқаётган суюқлик учун характеристика H ўқидан ўнгга, чапга оқаётганлари учун эса характеристика чапга қурилади ва сўнг қўшилади.

Трубопровод системаси бир қанча қисмлардан иборат бўлиб, улар кетма-кет ва параллел уланган трубалардан ташкил топган бўлса, у ҳолда бу қисмларнинг ҳар бирига кетма-кет ва параллел улаш қоидаларини қўллаб, характеристикаларини ёки тенгламаларини тузиб оламиз. Сўнгга бу қисмларнинг ҳар бирини айрим труба сифатида қараб ва параллел ёки кетма-кет улаш қоидасидан фойдаланиб система учун характеристика ёки тенглама тузамиз. Бу қоидага асосан ҳар қандай мураккаб трубалар системасини ҳисоблаш мумкин.

1.79- §. Насосдан таъминланувчи труба

Юқорида биз турли усулда уланган трубалар системасини кўрдик, бироқ уларнинг сув билан таъминланиши қандай амалга оширилиши ҳақида тўхталиб ўтмадик. Бундай ҳол баландликка ўрнатилган катта идишдан таъминланувчи трубалар системаси учун ёки насосдан таъминланувчи системаларнинг қисмлари учун ўринли. Саноат ва қишлоқ хўжалигида трубаларни насос орқали таъминлаш ҳоллари кўп учраб туради. Бу ҳолда трубалар системасидаги босим устига насос ҳосил қилган босимни ҳам қўшиш керак бўлади. Шу мақсадда насосдан таъминланувчи содда трубаларни (1.96-расм) кўрамиз.

Насос пастки идишдан p_0 босимли суюқликни сўриб, юқоридаги p_1 босимли идишга чиқариб берсин. Насос ўқининг пастки сатҳдан баландлиги H_1 *геометрик сўриш баландлиги* дейилади ва бу баландликкача суюқлик ҳаракат қилаётган труба *сўриш труба*си дейилади. Суюқликнинг юқори сатҳининг баландлиги H_2 *зўриқиш геометрик баландлиги* дейилади ва суюқликни бу баландликка кўтаришда қатнашувчи труба *ҳайдаш* (нагнетательная или напорная) *труба*си дейилади.



1.96-расм. Насосдан таъминланувчи трубага оид чизма.

Сўриш трубаси учун (0-0 ва 1-1 кесимлар учун) Бернулли тенгламасини ёзамиз:

$$\frac{p_0}{\gamma} = H_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + h_{0-1}. \quad (9.29)$$

Бу тенгламадан кўринадики, насоснинг суюқликни H_1 баландликка кўтариши, унга кинетик энергия бериши ва гидравлик қаршиликларни енгиши биринчи идишдаги p_0 босимдан фойдаланиш ҳисобига амалга оширилади. Шунинг учун бу босимдан шундай фойдаланиш керакки, насосга кириш олдидан суюқликда кавитация ҳодисасини вужудга келтирмайдиган даражадаги чегирма босим (p_1) сақланиб қолсин. Бу насосларнинг сўриш трубаларини ниҳоятда аниқ ва пухта ҳисоблаш керак. (9.29) тенглама сўриш трубаларини ҳисоблашда асосий тенглама ҳисобланади. Бунда ҳал қилиниши керак бўлган масалалар сифатида қуйидагиларни келтириш мумкин:

1) барча ўлчамлар ва сарф берилган. Суюқликнинг насосга кириш олдидаги босимини ҳисоблаш керак.

Бу масалани ечишда насосга киришдаги суюқлик босимини (p_1) ҳисоблаб, уни кавитация ҳосил қилмайдиган минимал босим билан таққослаш йўли билан бажарилади.

2) энг кичик (кавитация ҳосил қилмайдиган) жоиз босим берилган. Бошқа параметрларнинг энг катта жоиз қийматлари ($H_{1\max}$, Q_{\max} , d_{\min}) ни ҳисоблаш талаб қилинади.

Агар p_0 атмосфера босимига тенг бўлса, у ҳолда сўриш трубадаги босим атмосфера босимидан кичик бўлади. p_0 босимнинг ортиши билан сўриш трубадаги босим ортади. Бу эса геометрик сўриш баландлигининг ортишига ёрдам беради.

Ҳайдаш трубадаги суюқликнинг ҳаракати (2-2 ва 3-3 кесим) учун ҳам Бернулли тенгламасини ёзиш мумкин:

$$\frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} = H_2 + \frac{p_3}{\gamma} + \frac{\alpha_3 v_3^2}{2g} + h_{2-3}. \quad (9.30)$$

Агар ҳайдаш трубасининг иккинчи учида бирор идиш бўлса, у ҳолда (9.30) тенгламанинг ўнг томонида тезлик босими бўлмайди, лекин бундай ҳаракат вақтида босимнинг кенгайишга сарф булишини ҳисобга олиш керак. (9.30) тенгламанинг чап томони насосдан чиқиб кетгандаги солиштирма энергияни кўрсатади. Насосга киришдаги солиштирма энергияни (9.29) тенглама ёрдамида ҳисоблаш мумкин:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = \frac{p_0}{\gamma} - H_1 - h_{0-1}. \quad (9.31)$$

Бу охириги тенглама ва (9.30) дан фойдаланиб суюқликнинг насосдан ўтганда оладиган энергиясини ҳисоблаш мумкин. Бу энергия суюқликка насос орқали берилади ва у суюқликни тегишли баландликка кўтариш учун сарфланган энергияни ифодалаб, $H_{\text{нас}}$.

кўринишда белгиланади ва қуйидагича ҳисобланади:

$$H_{\text{нас.}} = \left(\frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} \right) - \left(\frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} \right) - \\ = H_1 + H_2 + \frac{p_3 - p_0}{\gamma} + \frac{\alpha_3 v_3^2}{2g} + h_{0-1} + h_{2-3},$$

ёки

$$H_{\text{нас}} = H_2 + \frac{p_3 - p_0}{\gamma} + cQ^2 + aQ^2, \quad (9.32)$$

бу ерда H_2 — суюқликнинг пастки сатҳдан юқори сатҳга кутарилиш баландлиги; cQ^2 — юқори сатҳдаги тезлик босими; aQ^2 — сўриш ва ҳайдаш трубалардаги қаршиликлар йигиндиси; v_3 — юқори сатҳдаги тезлик. Агар пастки ва юқори сатҳлардаги босимлар p_0 ва p_3 атмосфера босимига тенг бўлса, у ҳолда

$$H_{\text{нас}} = H_2 + cQ^2 + aQ^2 = H_2 + \frac{\alpha_3 v_3^2}{2g} + aQ^2$$

бўлади. Бу формуладан кўринадики, суюқликка насоснинг берган босими суюқликни юқори сатҳда ҳаракат қилдириш учун зарур бўлган босим H_3 га тенг бўлади:

$$H_{\text{нас}} = H_3. \quad (9.33)$$

Бу қондани насослар барқарор иш тартибининг ҳамма ҳоллари учун қўллаш мумкин. Насоснинг ишлаш характеристикаси унинг айланиш сонига боғлиқ бўлиб, бу сон насоснинг қувватига боғлиқ бўлмаган ҳоллар учун тўғридир. Агар насос ёпиқ системада ишласа, яъни пастки ва юқори идишлар бўлмай, сўриш ва ҳайдаш трубалари туташтирилган бўлса, у ҳолда (9.32) формула ўрнида қуйидаги формулага эга бўлаемиз:

$$H_{\text{нас}} = H = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} = H_3,$$

яъни зарур босим билан насос ҳосил қилган босим тенг бўлади. Бу ҳолда ёпиқ системада албатта қўшимча кенгаювчи кесим ва тенглаштирувчи идишлар бўлиб, улар одатда суюқликнинг насосдан чиқиш кесими билан туташтирилган бўлади.

1.80-§. Электрогидравлик ўхшашлик (аналогия) ҳақида тушунча

Биз юқорида трубаларни ҳисоблаш учун (9.4) ва (9.5) тенгламаларни чиқардик ва уларни қуйидаги кўринишларда ифодаладик:

$$H = \lambda \frac{8(l + l_{\text{эKB}})}{g\pi^2 D^5} Q^2, \quad (9.34)$$

$$Q = \sqrt{\frac{g\pi^2 D^5}{8\lambda(l + l_{\text{эKB}})}} H. \quad (9.35)$$

Ламинар ҳаракат вақтида бу формулаларда қовушоқлик ишқала-
ниш коэффиценти λ қуйидаги кўринишга эга бўлади

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64\nu}{vD} = \frac{16\nu\pi D}{Q},$$

у ҳолда

$$H = \frac{128\nu}{gD^2} = \frac{l + l_{эив}}{\pi D^2} Q$$

ёки

$$H = \alpha \frac{L}{S} Q = BQ, \quad (9.36)$$

бу ерда $L = l + l_{эив}$; $S = \frac{\pi D^2}{4}$; $\alpha = \frac{32\nu}{gD^2}$.

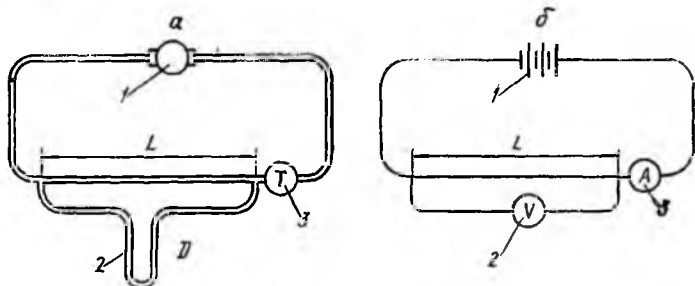
B — ҳисоблаш йўли билан аниқланадиган коэффицент. (9.36) тенглама физиканинг электр бўлимидаги ўтказгичларнинг бир қисми учун Ом қонунига жуда ўхшаб кетади. Агар босим H ни кучланиш U га, α ни солиштирма қаршилик ρ га, сарф Q ни ток кучи I га қийёсласак, у ҳолда (9.36) ни Ом қонуни

$$U = \rho \frac{L}{S} I = RI \quad (9.37)$$

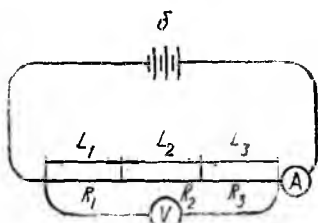
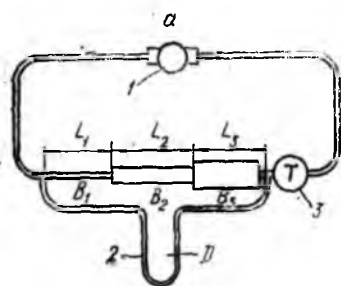
га қийёслаш мумкин.

(9.36) билан (9.37) нинг ўхшашлигидан фойдаланиб электро-гидравлик ўхшашликни тузиш мумкин. Бу ўхшашликка асосан ўтказгичлардан ток ўтказиб, унинг кучланиши U ни вольтметр ва ток кучи I ни амперметр ёрдамида аниқлаш мумкин. Бунда вольт-метр трубопроводлардаги дифманометрни, амперметр эса сарф ўлчаш асбоби ўрнини босади (1.97-расм). Ток манбаи сифатида эса энергия манбаи насосни ифодалаш мумкин.

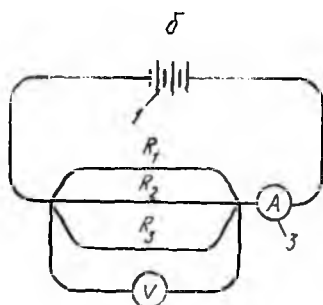
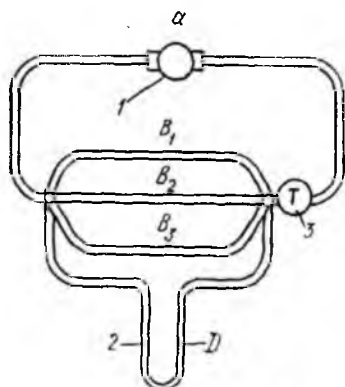
1.97-расмда 1-манба (a -расмда насос, b -расмда батарея), 2- (a -расмда дифманометр, b -расмда вольтметр), 3- (a -расмда сарф ўлчаш асбоби, b -расмда амперметр) ифодаланган бўлиб, труба ва ўтказгич узунликлари L орқали ифодаланган. Шу усул билан трубаларни кетма-кет (1.98-расм) ва параллел (1.99-расм) улашни ўтказгичларни кетма-кет ва параллел улаш билан таққос-



1.97-расм. Сууюқлик ва ток ўтказгичларда ўхшашликка доир чизма.



1.98- расм. Трубалар ва ток ўтказгичларни кетма-кет улашдаги ўхшашлик.



1.99- расм. Трубалар ва ток ўтказгичларни параллел улашдаги ўхшашлик.

лаш мумкин. Трубопроводларни кетма-кет улашда (1.98-расм) умумий қаршилик

$$\begin{aligned} H_k &= B_k Q \\ H_k &= H_1 + H_2 + H_3 \end{aligned} \quad (9.38)$$

ва

$$Q = Q_1 = Q_2 = Q_3$$

булиб, (9.38) да

$$B_k = B_1 + B_2 + B_3.$$

Ўтказгичлар учун эса

$$\begin{aligned} U_k &= R_k I, \\ U_k &= U_1 + U_2 + U_3 \end{aligned} \quad (9.39)$$

ва

$$I = I_1 + I_2 + I_3$$

булиб, (9.39) да

$$R_k = R_1 + R_2 + R_3$$

Трубаларни параллел улашда эса (1.99-расм) умумий қаршилик

$$H = B_n Q_n \quad (9.40)$$
$$H = H_1 = H_2 = H_3$$

ва

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3$$

булиб, (9.40) да

$$\frac{1}{B_n} = \frac{1}{B_1} + \frac{1}{B_2} + \frac{1}{B_3},$$

ўтказгичлар учун эса

$$U = R_n I_n \quad (9.41)$$
$$U = U_1 = U_2 = U_3$$

ва

$$\frac{1}{I_n} = \frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2} + \frac{1}{I_3}$$

булиб, (9.41) да

$$\frac{1}{R_n} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3}.$$

Бу қонуниятлар трубаларни ва ўтказгичларни параллел ҳамда кетма-кет улашдаги ўхшашликни кўрсатади.

Х 6 0 6. СУЮҚЛИКНИНГ БЕҚАРОР ҲАРАКАТИ

Суюқликлар ҳаракат қилаётган вақтида унинг тезлиги ва босими, одатда, вақтга боғлиқ бўлиб, бундай ҳаракатни беқарор ҳаракат деб атаган эдик. Хусусий ҳолда вақт ўтиши билан ҳаракат барқарорлашиб, тезлик ва босим вақтга боғлиқ бўлмай қолади. Юқорида кўриб ўтилган суюқликнинг трубалардаги ҳаракатлари ва тешиқлардан оқишига кўрилган мисоллар барқарор ҳаракатларнинг асосий масалалари қаторига киради. Лекин ҳар қандай ҳаракат ҳолатининг ўзгариши беқарор ҳаракатни вужудга келтиради. Бир ҳаракат ҳолатидан иккинчисига ўтиш аста-секин ёки кескин ўзгариш билан содир бўлиши мумкин. Масалан, бирор идишдаги суюқлик тешиқ орқали оққанда вақт давомида босимнинг ўзгариб бориши натижасида тезлик ва сарфнинг ҳам ўзгариши ҳаракат ҳолатининг аста-секин ўзгариб боришига мисол бўлса, трубаларда жўмрақларнинг ёки ўзанларда тўсиқларнинг кескин очиб-ёпилиши вақтидаги ўзгариши ҳаракат ҳолатининг кескин ўзгаришига мисол бўлади. Бундай ҳаракат вақтида инерция кучлари аста-секин ёки кескин ўзгариб боради. Барқарор ҳаракат вақтида эса инерция кучининг ўзгариши сезиларсиз бўлиб, ҳаракат ҳолатига деярли таъсир қилмайди. Шунинг учун барқарор ҳаракат билан беқарор ҳаракатни назарий текшириш, биринчи ҳолда, инерция кучининг ўзгариши ҳисобга олинмаслиги, иккинчи ҳолда бу ўзгариш ҳисобга олиниши билан фарқланади.

Идеал ва реал суюқликлар барқарор ҳаракатининг умумий тенгламалари (3.25) ва (3.28) кўринишда ёзилади. Турбулент ҳаракат учун эса (3.28) тенглама умумлаштирилиб, ҳосил бўлган тенгламани Рейнольдс тенгласи дейилади.

Барқарор ҳаракат учун узилмаслик тенгласи бўйича оқимчанинг ихтиёрий икки кесимидаги сарфлари ўзаро тенг эканлиги кўрсатилган эди. Беқарор ҳаракат учун эса бу қонун вақтнинг бирор аниқ қийматида тўғри бўлиб, вақт ўтиши билан тезлик ўзгарганидек, сарф ҳам ўзгариб боради. Шунингдек, вақт давомида оқим чизиғи ҳам, элементар оқимча ҳам ўзгариб боради. Бу ҳолда 1.33-расмда тасвирланган схема элементар оқимчанинг бирор аниқ вақтдаги ҳолатига тўғри келади деб ҳисоблаймиз. Агар $1-1$ ва $2-2$ кесимлар орасидаги масофа чексиз кичрайиб бориб, dl узунликни қабул қилса, u ҳолда (3.12) тенгламани қуйидагача ёза оламиз:

$$q_1 - q_2 = 0 \text{ ёки } dq = 0 \quad (10.1)$$

Бу тенгламада чап томондаги ифода сарфдан олинган тўлиқ дифференциал бўлиб, q вақт ва йўл бўйича ўзгариб боради учун, математикада қуйидагича ифодаланади:

$$\frac{\partial q}{\partial t} dt + \frac{\partial q}{\partial l} dl = 0. \quad (10.2)$$

Ҳосил бўлган тенгламанинг икки томонини dt га бўламиз ва тезликнинг таърифидан $u = \frac{dl}{dt}$ эканлигини ҳисобга олиб, ушбу кўринишда ёзамиз:

$$\frac{\partial q}{\partial t} + u \frac{\partial q}{\partial l} = 0. \quad (10.3)$$

Бу ҳосил қилинган тенглама беқарор ҳаракат элементлар оқимчаси учун узилмаслик тенгласидир. Барқарор ҳаракатдаги каби беқарор ҳаракат учун ҳам оқимнинг узилмаслик тенгласини ёзиш мумкин:

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + v \frac{\partial Q}{\partial l} = 0. \quad (10.4)$$

Беқарор ҳаракатни текшириш жуда мураккаб бўлиб, биз икки соддалаштирилган хусусий ҳол устида тўхталиб ўтамиз:

1) деформацияланмайдиган трубадаги сиқилмайдиган суюқликнинг ҳаракати. Бу ҳолда ҳаракат ҳолати аста-секин ўзгариб бориши ҳисобга олинади, лекин труба деформациясидан ҳосил бўладиган кучлар бўлмайди;

2) гидравлик зарба масаласи бўлиб, бунда труба деформацияланади, лекин соддалаштириш ҳаракат ҳолатининг кескин ўзгариши ва труба кесимининг ўзгармаслиги билан ифодаланади. Беқарор ҳаракатининг умумий масалаларни ечиш шу турдаги ҳаракатларга бағишланган махсус курсларда кўрилиб, кўп ҳолларда (3.25), (3.28) ёки Рейнольдс тенгламалар системаларини ечиш билан боғлиқ.

1.81-§. Сиқилмайдиган суюқликнинг деформацияланмайдиган трубаларда инерция босими ҳисобга олинган беқарор ҳаракати

Беқарор ҳаракатни текшириш учун аввал бу ҳаракатга Бернулл тенгламасини чиқарамиз. Бунинг учун кинетик энергиянинг ўзгариши қонунидан фойдаланамиз. Беқарор ҳаракатда тезлик ва босим йўл бўйича ҳам, вақт бўйича ҳам ўзгаргани учун (3.39) тенгламадаги кинетик энергиянинг dt вақтда ўзгариши қуйидагича ёзилади:

$$d\left(\frac{mu^2}{2}\right) = \frac{\partial}{\partial t}\left(\frac{mu^2}{2}\right)dt + \frac{\partial}{\partial l}\left(\frac{mu^2}{2}\right)dl. \quad (10.5)$$

Барқарор ҳаракатда элементар оқимчани ифодаловчи 1.35-расмдаги схема беқарор ҳаракат учун элементар оқимчанинг бирор аниқ вақтдаги ҳолатини ифодаласин. Бу расмдаги 1—1 ва 2—2 кесимлар орасидаги масофани чексиз кичрайтириб бориб, dl га интилитирсак, (3.39) тенглама юқоридаги охириги муносабатни ҳисобга олган ҳолда қуйидагича ёзилади:

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\frac{mu^2}{2}\right)dt + \frac{\partial}{\partial l}\left(\frac{mu^2}{2}\right)dl = \sum Pdl. \quad (10.6)$$

Сиқилмайдиган суюқлик учун масса ўзгармас бўлгани сабабли охириги тенглик ушбу кўринишда ёзилади:

$$m \left[\frac{\partial}{\partial t}\left(\frac{u^2}{2}\right)dt + \frac{\partial}{\partial l}\left(\frac{u^2}{2}\right)dl \right] = \sum Pdl. \quad (10.7)$$

тенгламанинг икки томонини dt га бўламиз ва $\frac{dl}{dt} = u$ эканлигини назарга олсак

$$mu \frac{\partial u}{\partial t} + mu \frac{\partial u}{\partial l} u = \sum Pu$$

ёки

$$m \frac{\partial u}{\partial t} + mu \frac{\partial u}{\partial l} = \sum P \quad (10.8)$$

бўлади. 3.41 тенгламага асосан

$$m = \rho q dt. \quad (10.9)$$

(3.43) га асосан 1—1 ва 2—2 кесимларга таъсир қилувчи босим кучлари бажарган ишларнинг йиғиндиси

$$A_1 - A_2 = (p_1 - p_2)g dt$$

бўлади ёки 1—1 ва 2—2 кесимлар орасидаги масофа чексиз кичик эканлигини назарга олсак ва

$$p_1 - p_2 = -dp = -\frac{dp}{dl} dl$$

десак, у ҳолда

$$A_1 - A_2 = - \frac{dp}{dl} q dl dt \quad (10.10)$$

сууқликнинг 1-1 кесимдан 2-2 кесимга ўтишида оғирлик кучининг бажарган иши

$$A_3 = Q(z_1 - z_2) = \gamma q dt (z_1 - z_2) \quad (10.11)$$

ёки

$$A_3 = - \gamma q dt dz = - \gamma \frac{dz}{dl} q dl dt$$

кўринишда ифодаланади.

Энди (10.9), (10.10) ва (10.11) муносабатларни ҳисобга олган ҳолда (10.7) тенгламани қуйидагича ёза оламиз:

$$\rho q dt \left[\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{u^2}{2} \right) dt + \frac{\partial}{\partial l} \left(\frac{u^2}{2} \right) dl \right] = - \frac{\rho p}{\partial l} q dl dt - \gamma \frac{dz}{dl} q dl dt.$$

Бу тенглама (10.8) даги кўринишга келтирилса

$$\rho q dt \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial l} \right) = - \frac{\partial p}{\partial l} q dt - \gamma \frac{dz}{dl} q dt$$

бўлади. Охириги тенгламанинг икки томонини $1 q dt$ га бўлиб, қуйидаги кўринишда ифодалаймиз:

$$\frac{1}{g} \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{u}{g} \frac{\partial u}{\partial l} = - \frac{1}{\gamma} \frac{dp}{dl} - \frac{dz}{dl}.$$

Баъзи ўзгартиришлардан сўнг эса беқарор ҳаракат учун Бернулли тенгламасини дифференциал кўринишда оламиз:

$$\frac{1}{g} \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial l} \left(\frac{u^2}{2g} \right) + \frac{1}{\gamma} \frac{dp}{dl} + \frac{dz}{dl} = 0. \quad (10.12)$$

Бу тенгламани ораларидаги масофа чекли l га тенг бўлган икки кесим учун интегралласак

$$\int_{u_2}^{u_1} \frac{1}{g} \frac{\partial u}{\partial t} dt + \int_{u_2}^{u_1} d \left(\frac{u^2}{2g} \right) + \int_{p_2}^{p_1} \frac{dp}{\gamma} + \int_{z_2}^{z_1} dz = 0$$

ва ҳосил бўлган тенгламани чекли ораликдаги кесимлар учун ёзсак, у ҳолда беқарор ҳаракат учун Бернулли тенгламаси қуйидагича ёзилади:

$$\frac{u_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{u_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{1}{g} \int_{u_1}^{u_2} \frac{\partial u}{\partial t} dl.$$

Бу тенгламанинг ўнг томонидаги интеграл инерция босими деб аталувчи миқдордир:

$$h_{ин} = \frac{1}{g} l, \quad (10.13)$$

$$j = \frac{1}{l} \int_{u_1'}^{u_2'} \frac{\partial u}{\partial t} dl.$$

u_1' ва u_2' ни $\frac{\partial u}{\partial t}$ нинг биринчи ва иккинчи кесимлардаги қийматлари билан ифодаласак, Бернулли тенгламаси қуйидагича ёзилади:

$$\frac{u_1'^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{u_2'^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + h_{\text{ин}}. \quad (10.14)$$

Бернулли тенгламасини оқим учун ёзсак, у ҳолда тезликнинг қийматларини унинг ўртача қийматлари билан алмаштириб ёзамиз

$$\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + h_{\text{ин}}. \quad (10.15)$$

Беқарор ҳаракатнинг Бернулли тенгламасини реал суюқликлар учун ушбу кўринишда ёзамиз:

$$\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + h_{1-2} + h_{\text{ин}}. \quad (10.16)$$

Шуни назарда тутиш керакки, $h_{\text{ин}}$ биринчи ва иккинчи кесимлардаги инерция кучлари бажарган солиштирма ишларнинг фарқини кўрсатади.

Агар олинган тенгламаларни трубалар системасига қўлласак, у ҳолда икки кесим орасидаги ишқаланиш ва маҳаллий қаршиликларга бўлган сарф ва инерция қаршилигига бўлган сарфни ҳисоблаб ёзамиз:

$$\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \sum h + \sum h_{\text{ин}}. \quad (10.17)$$

Инерция босими трубаларда кранлар ва турли тўсиқлар аста-секинлик билан очиб-ёпилган ҳолларда шу очиб-ёпилишнинг суюқлик ҳаракатига кўрсатган қаршиликлари сифатида намоён бўлади. Гидравлик машиналар, гидроузатгич ва гидроузатмаларда эса поршенлар ҳаракати вақтида ҳосил бўладиган ўзгаришлар ҳам инерция босими ёрдамида ҳисобга олинади.

Мисол учун икки идиш бирор труба орқали туташтирилган бўлиб, трубага туташтирилган поршень ҳаракат қилаётган бўлсин. Бу ҳолда биринчи идишдаги суюқлик сатҳи (0—0) кесим билан трубадаги бирор 1-1 кесим учун ёзилган Бернулли тенгламаси қуйидагича бўлади:

$$\frac{p_0}{\gamma} + z_0 = \frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + \lambda \frac{l}{D} \frac{v^2}{2g} + \frac{j}{g} l. \quad (10.18)$$

Трубадаги 2—2 кесим билан иккинчи идишдаги суюқлик сатҳи 3—3 кесим учун ёзилган Бернулли тенгламаси эса қўйидагича ёзилади:

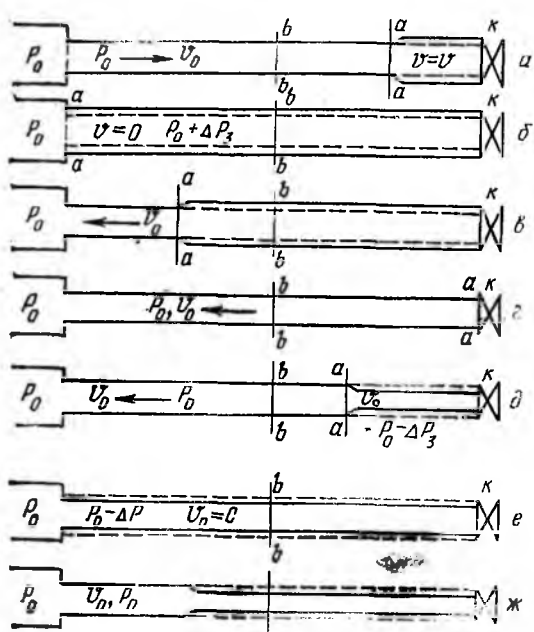
$$\frac{p_2}{\gamma} - \frac{p_1}{\gamma} + z_2 + \lambda \frac{l}{D} \frac{v^2}{2g} + \frac{l}{g} \quad (10.19)$$

Бу ерда инерция босими поршеннинг мусбат ёки манфий тезликни оширувчи ёки сусайтирувчи йўналишда ҳаракат қилишига қараб мусбат ёки манфий ишора билан олинади.

1.82-§. Гидравлик зарба ҳодисаси

Трубаларда гидравлик зарба ҳодисаси деформацияланувчи трубалардаги кам сиқилувчи суюқликнинг тезлиги ёки босими кескин ўзгарганида ҳосил бўладиган тебранма ҳаракатдан иборатдир. Бу ҳодиса тез содир бўлиб, босимнинг кескин ортиши ва камайиши билан характерланади. Босимнинг бундай ўзариши суюқликнинг ва труба деворларининг деформацияланиши билан боғлиқдир.

Гидравлик зарба кўп ҳолларда жўмрак ёки оқимни бошқарувчи бирор бошқа қурилманинг тез очилиши ёки ёпилиши натижасида содир бўлади. Унга бошқа ҳодисалар ҳам сабаб бўлиши мумкин. Трубалардаги гидравлик зарбани биринчи марта проф. Н. Е. Жуковский назарий асослаган ва тажрибада текшириб кўрган ва унинг “О гидравлическом ударе”, номли асарига (1899 й.) эълон қилинган. Суюқлик v_0 тезлик ва p_0 босим билан ҳаракат қилаётган трубанинг охиридаги кран жўмрак “Ж”, бир онда ёпилсин дейлик (1.100-расм, а). У ҳолда кранга (ёпилганидан сўнг) биринчи етиб келган суюқлик заррачаларнинг тезлиги сўниб, уларнинг кинетик энергиялари трубанинг деворларини ва суюқликни деформациялаш ишига айланади. Бу ерда гидравликнинг аввал кўрилган бўлимларидаги каби суюқлик сиқилмайди деб ҳисобламай, унинг сиқилиши оз миқдорда бўлса ҳам ҳисобга олишга тўғри келади, чунки шу сиқилиш катта ва чекли миқдордаги зарба босими Δp_3 ни вужудга келтиради. Шундай қилиб, жўмрак олдида ҳосил бўлган Δp_3 қўшимча босимга мос равишда труба деворлари чўзилиб, суюқлик сиқилади. Жўмрак олдида тўхтатилган суюқлик заррачаларига қўшни бўлган заррачалар ҳам етиб келади ва уларнинг ҳам тезликлари сўнади. Натижада босим ошиш чегараси ($a-a$ кесим) жўмракдан таъминловчи идиш томонга, зарба тўлқинининг тезлиги деб аталувчи a тезлик билан силжиб боради. Босими Δp_3 га ўзгарган соҳанинг ўзи эса зарба тўлқини деб аталади. Бу тўлқин идишга етиб борганда эса, суюқлик бутун труба бўйича тўхтаган ва сиқилган яълиб, труба деворлари эса бутунлай чўзилган бўлади. Босимнинг зарбали ортиши Δp_3 эса труба бўйича бутунлай тарқалган бўлади (1.100-расм, б). Лекин трубадаги суюқлик тенг вазли ҳолатда бўлмайди. Босимлар фарқи Δp_3 таъсирида суюқлик трубадан идишга оқа бошлайди. Бу оқим идишнинг бевосита олди-

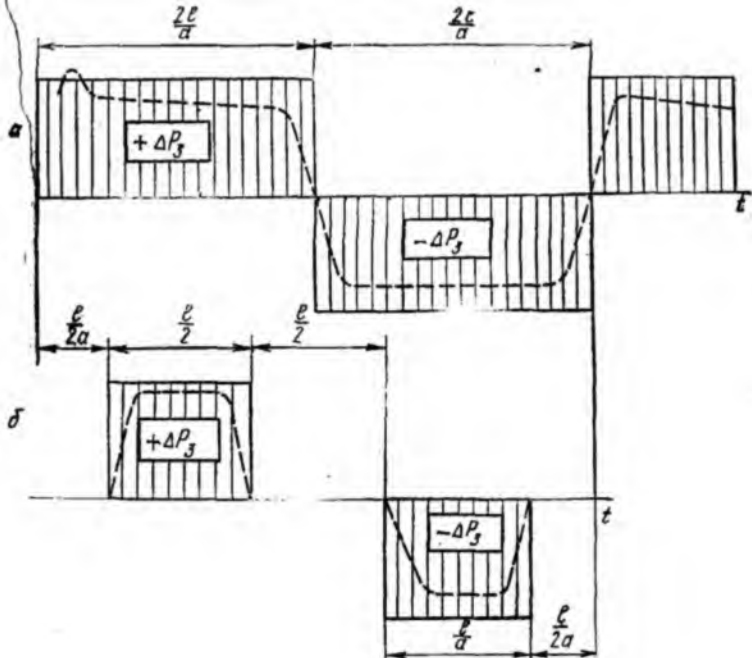


1.100- расм. Гидравлик зарба ҳодисасини тушунтиришга доир чизма.

г). Натижада крандан идишга a тезлик билан ҳаракат қилувчи манфий зарба тўлқини вужудга келади ва у босимни Δp_2 га камайтириб, труба деворини торайтириб, суюқликни кенгайтиради (1.100-расм, д). Суюқликнинг кинетик энергияси эса яна деформация ишига айланади, лекин бу иш энди манфий бўлади. Бу ҳаракат давом этиб бориб, манфий зарба тўлқини ҳам идишгача етиб келади (1.100-расм, е). Мусбат зарба тўлқинидаги каби бу ҳолат ҳам тенг вазли бўлмайди ва натижада трубада яна босим тиклана бошлайди, суюқлик эса v_0 тезликка эришади (1.100-расм, ж). Идишдан қайтган зарба тўлқини жўмакка етиб бориши билан жўмак ёпилгандагига ўхшаш ҳодиса яна вужудга келади. Шундан сўнг бутун цикл такрорланади.

Н. Е. Жуковский тажрибаларида бундай циклнинг 12 марта такрорланиши қайд қилинган, лекин ҳар бир навбатдаги циклда, ишқаланиш кучи ва энергиянинг идишдаги суюқликка ўтиши натижасида Δp_3 камайиб борган. Гидравлик зарбанинг вақт давомида ўтиши 1.101-расмда диаграмма кўринишида тасвирланган (1.101-расмдаги a) диаграммада жўмак бир онда ёпилган деб қараб, жўмакнинг олдидаги k нуқтадаги босимнинг назариядаги ўзгариши Δp_3 туташ чизик билан тасвирланган. Трубанинг ўртасидаги b нуқтага зарба босими $\frac{l}{2a}$ вақтга кечикиб келади ва тўлқин-

да турган заррачалардан бошланиб, унинг чегараси ($a-a$ кесим, тескари йўналишда) кран томонга a тезлик билан ҳаракат қилади ва кетида тикланган p_0 босимли v_0 тезликка эга суюқлик оқимини қолдиради (1.100-расм, в). Суюқлик ва труба деворлари эластик деб қаралиб, p_0 босими тикланиши билан ўз ҳолига қайтади. Деформация иши қайта кинетик энергияга айланиб, суюқлик яна аввалги v_0 тезлигига эга бўлади ва тескари йўналишда оқа бошлайди. Суюқлик устуни ана шу тезлик билан оқишда давом этиб, жўмакдан узилишга интилади (1.100-расм,



1.101- расм. Гидравлик зарбада босимнинг вақт давомида ўзгариши.

нинг бу нуқтадан идишга бориб қайтиб келгунича, яъни $\frac{l}{a}$ вақт сақланиб туради. Сўнг δ нуқтада босим p_0 га тикланади (яъни $\Delta p_3 = 0$) ва шу ҳолда тескари тўлқин етиб келгунча, $\frac{l}{a}$ вақт сақланади (1.101- расм, б).

1.101- расмда босимнинг ҳақиқий ўзгариши ҳам тасвирланган бўлиб, у пунктир чизиқ билан ифодаланган. Бундан кўринадики, ҳақиқий босим графиги тик ўзгаргани билан, бу ўзгариш кескин эмас. Бундан ташқари, тебраниш сўниб боради, яъни унинг амплитудаси энергиянинг сарф бўлиш ҳисобига камайиб боради.

1.83- §. Тўғри зарба учун Н. Е. Жуковский формуласи

Гидравлик зарба вақтида бўладиган ўзгаришларни ва зарба кучини ҳисобга олиш учун зарба босими Δp_3 нинг қийматини аниқлаш керак. Бунинг учун зарба босими остида суюқликнинг сиқилган ҳоли учун ҳаракат миқдорининг ўзгариши ҳақидаги теоремани қўллаймиз. Шу мақсадда трубадаги суюқликнинг dx элементар масофага dt вақтда силжишини кўрамиз (1.102- расм). Бунинг учун бирор вақтда трубадаги суюқликнинг жўмрак олди-

даги Δl бўлаги зарба таъсирида сиқилган бўлсин. У ҳолда суюқликка идиш томонидан $P_1 = p_0 S$ босим кучини, кран томонидан эса $P_2 = (p_0 + \Delta p_3) \cdot S$ кучи dt вақт таъсир қилади. Суюқликнинг зарба етиб келмаган қисмининг ҳаракат миқдори $\rho s v_0 dx$, зарба таъсири остидаги қисмининг ҳаракат миқдори $\rho s \cdot Q \cdot dx$ бўлади. Шундай қилиб, кўрилаётган ҳолда ҳаракат миқдорининг ўзгариши ҳақидаги теорема қўлланганда мувозанат тенгламаси қуйидагича ёзилади:

$$(p_0 + \Delta p_3) S dt - p_0 S dt = \rho S v_0 dx. \quad (10.20)$$

Бу тенгликдан

$$\Delta p_3 S dt = \rho S v_0 dx$$

ёки

$$\Delta p_3 = \rho v_0 \frac{dx}{dt}. \quad (10.21)$$

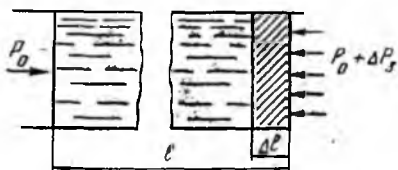
Бу ерда $\frac{dx}{dt}$ — зарба тўлқинининг тарқалиш тезлиги.

$$a = \frac{dx}{dt} \quad (10.22)$$

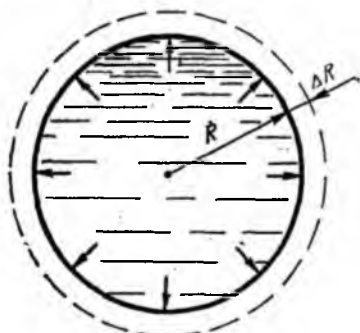
дан иборат ва охириги тенглама қуйидагича ёзилади:

$$\Delta p_3 = \rho \cdot v_0 a. \quad (10.23)$$

Бу формула Н. Е. Жуковский формуласидир. Ундан кўринадики, гидравлик зарба босими суюқликнинг зичлиги, тезлиги ва шу суюқликда тўлқин тарқалиши тезлигига пропорционал бўлиб, уларнинг кўпайтмасига тенг. Агар суюқликда тўлқин тарқалиш тезлигини аниқласак, тезликни ўлчаб (зичлик жадваллардан маълум), (10.23) формула ёрдамида зарба босимини топа оламиз. Шунга айтиш керакки, a суюқликнинг ва трубанинг эластиклик хоссаларига боғлиқ, Бу боғлиқликни аниқлаш учун трубадаги суюқлик кинетик энергиясининг деформацияга сарф бўладиган ишга айланишини текшираемиз. Радиуси R бўлган трубадаги су-



1.102- расм. Гидравлик зарба учун Н. Е. Жуковский формуласини чиқаришга доир чизма.



1.103- расм. Гидравлик зарба вақтида труба деворининг чўзилиши.

юқлиқнинг кинетик энергияси қуйидагига тенг:

$$\frac{mv_0^2}{2} = \frac{1}{2} \pi R^2 l \rho v_0^2. \quad (10.24)$$

Труба^{ни} деформациялашга кетган иш A_1 кучнинг чўзилишга кўпайтмасининг ярмига тенг. Деформация ишини зарба кучининг ΔR (1.103-расм) йўлга сарф бўлган иш сифатида топамиз:

$$A_1 = \frac{1}{2} \Delta p_3 2\pi R l \Delta R. \quad (10.25)$$

Гук қонунига асосан

$$\sigma = E \frac{\Delta R}{R}. \quad (10.26)$$

Бу ерда σ - труба деворидаги нормал зўриқиш, у труба^{нинг} қалинлиги δ ва зарба кучи Δp_3 билан қуйидагича боғланган:

$$\sigma = \frac{\Delta p_3}{\delta} R. \quad (10.27)$$

Бу муносабатлардан фойдаланиб труба^{ни} деформациялаш ишини қуйидагича ёзамиз:

$$A_1 = \frac{\Delta p_3^2 \pi R^3 l}{\delta E}. \quad (10.28)$$

Энди трубадаги суюқликни Δl масофадаги (1.102-расм) сиқиш иши A_2 ни топамиз. Бунда сиқилган суюқлик сарфи $S \cdot \Delta l$ десак,

$$A_2 = \frac{1}{2} \cdot S \Delta l \Delta p_3 = \frac{\pi R^2}{2} \Delta l \cdot \Delta p_3. \quad (10.29)$$

Гук қонунига ўхшаш, суюқликнинг чизиқли чўзилиши зарба кучи билан қуйидагича боғланган:

$$\Delta p_3 = K \frac{\Delta l}{l},$$

бу ерда K —суюқликнинг эластиклик модули. У ҳолда

$$A_2 = \frac{1}{2} \frac{\Delta p_3^2 \pi R^2 l}{K}. \quad (10.30)$$

Кинетик энергия A_1 ва A_2 ишларнинг йиғиндисига тенг, яъни

$$\frac{1}{2} \pi R^2 \rho v_0^2 = \frac{\Delta p_3^2 \pi R^3 l}{\delta E} + \frac{\Delta p_3^2 \pi R^2 l}{2K}. \quad (10.31)$$

Бу тенгламани Δp_3 га нисбатан ечсак

$$\Delta p_3 = \rho v_0 \frac{1}{\sqrt{\frac{\rho}{K} + \frac{2\rho R}{\delta E}}}. \quad (10.32)$$

Н. Е. Жуковский формуласини умумийроқ кўринишда топдик.

(10.32) ни (10.23) билан солиштирсак, суюқликда тўлқин тарқалиш тезлиги учун қуйидаги формулани оламиз:

$$a = \frac{1}{\sqrt{\frac{\rho}{K} + \frac{2\rho R}{\delta E}}} \quad (10.33)$$

Бу миқдорнинг ўлчови тезлик ўлчовига тенгдир. Унинг физик маъносини аниқлаш учун трубани деформацияланмайдиган (яъни $E = \infty$) деб қараймиз. У ҳолда илдиз остидаги иккинчи ҳад нолга айланади ва

$$a = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \quad (10.34)$$

бўлиб қолади. Охириги формула зичлиги ρ ва эластиклик модули K бўлган бир жинсли суюқлик учун товуш тезлигидан иборатдир. Шундай қилиб, трубаларда гидравлик зарба тўлқинининг тарқалиш тезлиги (10.33) формула ёрдамида ҳисобланади. Бу тезлик сув учун 1435 м/с, бензин 1116 м/с, ёғлар учун 1400 м/с деб тахминий ҳисоблаш мумкин. Албатта, трубанининг материалига қараб у кўпроқ ёки камроқ бўлади.

1.84-§. Тескари гидравлик зарба ҳақида тушунча

Агар жўмрак тўлиқ ёпилмаса ва суюқликнинг тезлиги бутунлай сўнмаса ҳамда у v_0 дан v га камайса, бунда чала гидравлик зарба ҳосил бўлади. Бундай зарба учун Н. Е. Жуковский формуласи қуйидагича ёзилади:

$$\Delta p_3 = \rho(v_0 - v)a. \quad (10.35)$$

Бу формула жўмракнинг бир онда (жуда тез) ёпилмаган ҳоли учун тўғри бўлади. Агар жўмракнинг ёпилиш вақтини t_s десак ва гидравлик зарбанининг жўмракдан идишга бориб, ундан қайтиб келиш вақтини t_0 десак, у ҳолда

$$t_s < t_0$$

бўлганда краннинг ёпилиши оний бўлган деб қараш мумкин. Бунда t_0 гидравлик зарбанининг фазаси дейилади, зарбанининг ўзини эса тўғри гидравлик зарба дейилади. $t_s > t_0$ бўлганда эса тескари гидравлик зарба дейилади ва зарба тўлқини кран бутунлай ёпилиб улгурмасидан олдин идишдан қайтиб жўмракка етиб келади. Табиийки бу ҳолда босимнинг ортиши Δp_3 тўғри зарба ҳолидаги Δp_3 га қараганда кичик бўлади.

Агар оқим тезлиги жўмрак ёпилишига қараб камайиб боради, босим эса вақт бўйича чизиқли ортади деб ҳисобласак (1.104-расм), у ҳолда

$$\frac{\Delta p_3'}{\Delta p_3} = \frac{t_0}{t_n}$$

муносабат уринли бўлади. Бундан:

$$\begin{aligned} \Delta p'_3 &= \Delta p_3 \frac{t_0}{t_3} = \\ &= \rho v_0 a \frac{2l}{at_3} = \frac{2\rho v_0 l}{t_3}. \end{aligned} \quad (10.36)$$

Шундай қилиб, тескари гидравлик зарба босими $\Delta p'_3$ тўғри гидравлик зарба босими Δp_3 дан фарқли равишда трубанинг узунлигига боғлиқ, a тезлиққа боғлиқ эмас.

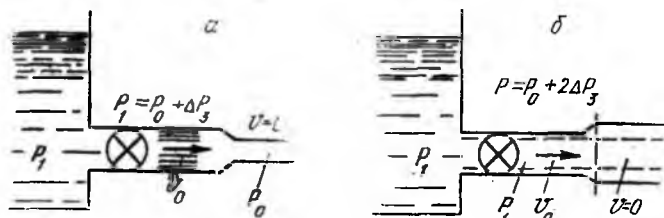
Тупиксимон трубаларда зарба босими икки барабар ортиб кетади. Бу ҳодисани 1.105-рasm ёрдамида тушунтирамиз. Бошланғич босими p_0 бўлган суюқликка тула труба катта $p_1 = p_0 + 2\Delta p_3$ босимли бўлган трубадан жўмрак ёрдамида ажратилган бўлсин. Жўмрак очилиши билан трубада босим $\Delta p_3 = p_1 - p_0$ миқдорга кескин ортади, трубадаги суюқликнинг тезлиги эса нолдан v_0 га ортади. Бунинг натижасида ҳосил бўлган зарба тўлқини a тезлик билан трубанинг иккинчи учи томонга қараб ҳаракат қилади (1.105-рasm, а).

Н. Е. Жуковский формуласидан:

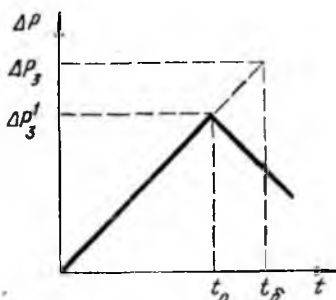
$$v_0 = \frac{\Delta p_3}{\rho a}.$$

Зарба тўлқини тупиксимон трубанинг охирига келганда бутун труба бўйича босим Δp_T га ортади, тезлик эса труба охиригача v_0 қийматга эга бўлади. Суюқлик бундан нарига оқа олмагани учун унинг тезлиги сўниб, кинетик энергияси, янги қўшимча зарба тўлқинининг ҳосил бўлишига сабаб бўлади. Янги зарба тўлқинининг босими ҳам, Н. Е. Жуковский формуласига асосан $\Delta p_3 = \rho v_0 a$ бўлиб, трубадаги босимнинг умумий ошиши $2\Delta p_3$ га тенг бўлади (1.105-рasm, б), суюқликнинг тезлиги эса $v = 0$ бўлади.

Трубанинг иккинчи учида яна бир идиш бўлса (бу куч гидрoцилиндрларида бўлади), у ҳолда иккинчи зарба тўлқини кичикроқ бўлиб, босимнинг умумий ортиши $2\Delta p_3$ дан кичик бўлади.



1.105-рasm. Нотўғри гидравлик зарбани тушунтиришга доир чизма.



1.104-рasm. Тўғри ва нотўғри зарбада босимнинг ортиши.

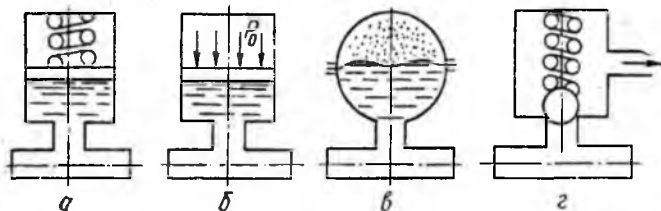
Иккинчи идиш ҳажми жуда катта бўлса, иккинчи зарба тулқини деярлик бўлмайди. Зарба босимнинг икки барабар ортиш ҳоли куч гидроцилиндрларини юқори босимли суюқликка кескин туташтирилган ҳолларда содир бўлади, бунга сабаб гидроцилиндрдаги суюқлик миқдори (поршень цилиндр тубига тақалган бўлади) жуда кам бўлиб, тупиксимон трубага ўхшаган бўлади. (10.23) формула бир қанча тахминлардан фойдаланиб чиқарилган, яъни суюқлик ва труба деформациясига Гук қонуни ўринли, ишқаланиш кучи ва бошқа турлардаги энергиянинг тарқалиши йўқ, труба кесимида тезлик бир текис тарқалган деб қабул қилинади. Тажрибалар кўрсатишича, агар суюқликда ҳаво пуфакчалари аралаш бўлмаса ва p_0 босим жуда катта бўлмаса, юқорида айтилган тахминларга қарамай Н. Е. Жуковский формуласи амалий ҳисоблашларга жуда яқин келади. Бошланғич босим p катта бўлганида Δp_3 нинг (10.23) формула ёрдамида ҳисобланган қийматидан тажриба натижалари 10—20% дан кўп ортиқ бўлади. Бунга сабаб p катта бўлган суюқликнинг эластиклик модули K , демак, a тезлик ортади. Бундан кўринадики, Гук қонунидан четга чиқиш, яъни деформациянинг чизиқлилиги бузилиши содир бўлади. Ҳозирги вақтда гидросистемаларда тез ишлайдиган бошқариш ускуналари (электромагнит жўмраклар ва ҳ.) қўлланиши сабабли, уларнинг ишга тушиш вақти жуда қисқа (тахминан 0,008—0,002 с) бўлиб, Δp_3 жуда катта қийматлар (бир неча ваҳатто ўнларча МН/м^2) га эришади. Босимнинг бундай ортиши гидросистемалар айрим бўлақларининг ишдан чиқишига сабаб бўлади. Бундан ташқари, гидравлик зарбада босим импульслари бутун гидросистема бўйича тарқалиб, унинг айрим бошқарув қурилмалари (босим рельеси, гидроқулфлар ва ҳ.) нинг тўсатдан ишлай бошлашига сабаб бўлади. Бундай ҳолларда гидравлик зарбага қарши кураш усулларидан фойдаланиш керак бўлади.

1.85-§. Гидравлик зарбани сусайтириш усуллари

Гидравлик зарба таъсирини сусайтириш турли усуллар билан амалга оширилади.

Биринчи усул — жўмракнинг кескин очилиш ёки ёпилиш вақти t ни узайтириб, $t > \frac{2l}{a}$ га етказиш йўли билан тўғри гидравлик зарбани йўқотиб, Δp_3 ни камайтириш. Бу иш, одатда, дросселли реле ёрдамида бажарилади. Одатда, жўмракнинг ҳолати (очиқ ёки ёпиқлиги) ўзгартирилганда суюқлик трубопроводга реле орқали ўтгани учун унинг сарфи (демак, тезлиги) пружинали клапанлар ёрдамида аста-секин ўзгариб, маълум вақтдан кейин керакли қийматга етади. Тажрибаларнинг кўрсатишича, трубаларни зарбасиз туташтириш босимнинг ўзгариши 22 МН/м^2 атрофида ва $t \approx 0,1$ с бўлганда ишончли таъминланади.

Иккинчи усул — трубаларга гидравлик зарбани сўндиргич (компенсатор)лар ўрнатиш. Сўндиргичлар трубадаги суюқликка нисбатан юқори сиқилувчанлик хусусиятига эга бўлган эластик



1.106- расм. Турли сўндиргичлар.

элементи идишлар бўлиб, турли конструктив тузилишга эга (1.106- расм). Энг кўп тарқалган сўндиргичлар эластик элементи пружина (1.106- расм, а) ва газ (1.106- расм, б) бўлган поршенли, мембранали (1.106- расм, в) ва клапанли (1.106- расм, г) сўндиргичлардир. Сўндиргичлар, одатда, зарба туғдирувчи (жўмрак) ёки зарбадан ҳимояланувчи қисм ёнига ўрнатилади. Улар ёрдамида зарба босимининг камайиши сўндиргичга суюқлик оқими билан бирга келган кинетик энергиянинг эластик элементлар томонидан ютилиши ҳисобига амалга ошади. Сўндиргичнинг эластик элементи қанча кўп деформацияланса, ютилган энергия ҳам шунча кўп бўлади. Шунинг учун эластик элементнинг эластиклик характеристикаси имкон берган чегарада мумкин бўлган деформациянинг ўзгармас бўлишига ҳаракат қилиш керак бўлади. Бу эса газли сўндиргичларда газ бўлмасини шундай танлаб олишни тақозо қиладики, зарба тўлқинининг ютилишида босимнинг ўзгариши минимал бўлиши керак. Амалда бундай сўндиргичларда газ бўлмасининг ҳажми трубадаги суюқликнинг икки секундлик сарфига тенг қилиб олинади, бошланғич босими эса магистралдаги максимал босимдан кўпроқ бўлиши зарур.

Поршенли сўндиргичларнинг камчилиги уларнинг инертлиги бўлиб, бу поршеннинг массаси ва ишқаланиш кучига боғлиқлиги ва унга труба билан сўндиргични туташтирувчи каналдаги суюқликнинг инертлиги қўшилади. Бу кучлар зарба тўлқинининг сўндиргич поршенига таъсири натижасида гармоник тебраниш вужудга келишига сабаб бўлади ва натижада сўндиргич ҳамда трубадаги босим тебраниши қўшилиб, каналдаги босим зарба босимидан ошиб кетиши мумкин. Натижада сўндиргич зарба энергиясини ютиш ўрнига кучайтириши мумкин. Инертликни камайтириш мақсадида сўндиргични газ ва суюқликни ажратувчи эластик мембрана билан таъминланади (1.106- расм, в). Юқорида айтилганидек, сўндиргичда тебранма ҳаракатнинг пайдо бўлиш ва зарба тўлқинининг кучайишига труба билан сўндиргични туташтирувчи каналнинг узунлиги ва диаметрининг таъсири бор эканлиги тажрибаларда текширилган. Шунинг учун каналнинг узунлиги ва диаметрини тўлқинларга камроқ таъсир қиладиган қилиб танлаб олинади. Зарба тўлқинларини клапанли сўндиргичлар (1.106- расм, г) ёрдамида ҳам сусайтириш мумкин.

Бу ҳолда клапан ва энергияни ютувчи эластик элементларнинг инертлигини иложи борича камайтирилади.

Клапанли сусайтиргичга кирган суюқликнинг эластик элементга таъсирини камайтириш ва унинг яхшироқ ишлашини таъминлаш учун суюқликнинг атмосферага оқиб кетишига хизмат қилувчи қисми бўлади.

Учинчи усул—гидравлик зарба пайдо бўлиши кутиладиган труба нинг узунлигини ошириш. Бу ҳолда қаршилик кучининг ҳисобига энергия камайиши ва зарба тўлқини даврининг ортиши натижасида тўғри зарбани йўқотиш йўли билан зарба тўлқинининг таъсири камайтирилади.

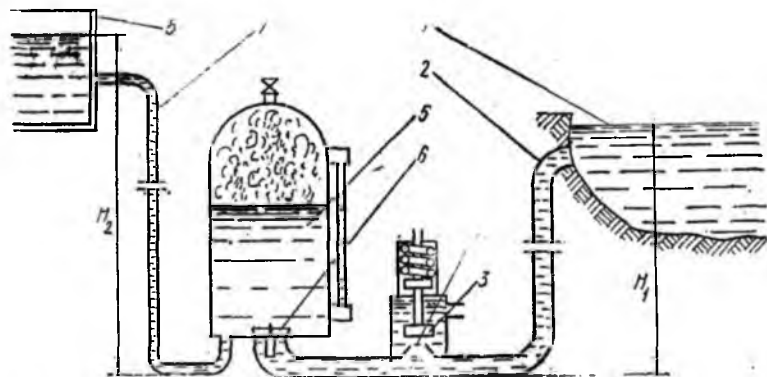
1.86- §. Гидравлик зарбадан амалда фойдаланиш

Техникада баъзи ҳолларда гидравлик зарбадан фойдаланиш ҳам мумкин. Масалан, гидравлик зарба энергиясидан суюқликларни юқорига кўтариш учун фойдаланилади. Шу мақсадда ишлагиладиган қурилма *гидравлик таран* дейилади.

Гидравлик тараннинг тузилиши жуда содда бўлиб, унинг асосий қисмлари ҳаво қалпоғи ва хабарчи клапандан иборатдир (1.107- расм).

Таъминловчи идиш 1 дан труба 2 орқали оқаётган суюқлик клапан 3 орқали оқаётган бўлади.

Гидротаран иш циклининг бу даври тезланиш даври дейилади. Клапан 3 га киришда оқимнинг кесими торайиб боради (тирқиш 4) ва Бернулли принципига асосан суюқликнинг тезлиги ортиб, босими камайиб боради. Натижада кесимнинг энг торайган ерида босим шунчалик камаядики, клапан 3 пружинанинг қаршилигини енгиб, тирқиш 4 ни ёпиб қўяди. Бу ёпилиш бир онда (секунднинг кичик улушларида) бўлгани учун системада гидравлик зарба тарқалади. Гидравлик зарба босими таъсирида клапан 6 очилиб, ҳаво қалпоғига суюқлик зарб билан киради ва ундаги ҳаво-



1.107- расм. Гидравлик таран

ни сиқади. Шу билан бирга зарба кучи суюқликнинг бир қисмини ҳайдаш трубаси 7 орқали қабул қилувчи идиш 8 га чиқариб беради. Гидротаран иш циклининг бу даври ҳайдаш даври дейилади. Зарба босими ҳаво қалпоғида сўниб ва трубада таъминловчи идишдаги сатҳ баландлиги H_1 билан ифодаланувчи нормал босим тикланади ёки тескари зарба ҳосил бўлиб, трубада босим камаяди. Натижада клапан 3 очилиб, гидротаранда цикл яна такрорланиши учун шароит вужудга келади. Гидротаранларни ҳисоблашда фойдали иш коэффициентини аниқлаш учун Эйтельвейн қуйидаги формулани таклиф қилган

$$\eta = 1,12 - 0,2 \sqrt{\frac{H_2 - H_1}{H_1}}, \quad (10.37)$$

бу ерда H_1, H_2 —таъминловчи ва қабул қилувчи идишдаги суюқлик сатҳининг баландлиги.

Баъзида зарба босими Δp_3 ни камайтиришдан кўра системанинг заиф қисмларининг мустақкамлигини оширишни афзал кўрилади.

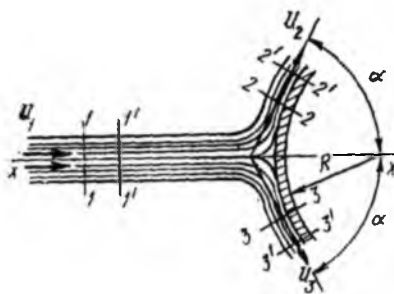
XI боб. ОҚИМНИНГ ДЕВОРЛАР БИЛАН ЎЗARO ТАЪСИРЛАШУВИ

Трубада оқаётган суюқлик ундан чиққандан кейин ҳам ўз ҳаракатини давом этдиради. Трубадан чиққан бундай оқимча бирор тўсиққа учраса, ўз шаклини ўзгартириб, тўсиқни айланиб оқиб ўтишга интилади. Бундай ҳаракатларни текшириш техникада муҳим аҳамиятга эга бўлиб, турбиналарни ҳисоблаш, гидромашиналарнинг бошқарув аппаратлари, тўсиқларни оқимча билан бузиш ва бошқа ишларда қўлланилади.

1.87- §. Оқимчанинг тўсиқларга таъсири

Оқимчанинг ўз йўлида учраган тўсиққа таъсири унинг таъсир этувчи кучи билан баҳоланади. Бу куч оқимчанинг тезлиги, унинг кўндаланг кесими ўлчамлари, тўсиқнинг шакли ва ўлчамларига боғлиқ. Бу масаланинг тўғри ечилишини Д. Бернулли кўриб чиққан бўлиб, унинг иши оқимчанинг динамик характеристикаларини текширишга асос бўлди. Биз қуйида Д. Бернулли қўллаган йўлдан бориб, оқимчанинг тўсиққа таъсири кучини аниқлаш учун ҳаракат миқдорининг сақланиш қонунидан фойдаланамиз.

Умумий ҳолда оқимчанинг йўналишига симметрик жойлашган кўзгалмас тўсиққа таъсир қилувчи кучини аниқлашдан бошлаймиз (1.108-расм). Бу ҳолда оқимча тўсиқ бўйлаб $x-x$ ўқига нисбатан α бурчак остида, икки томонга тарқалади. Унинг симметриклигини ҳисобга олиб, иккала йўналишда тезлик ва сарфлар тенг деб ҳисоблаш мумкин. Оқимчада 1, 2 ва 3 кесимлар билан чегараланган ҳажм оламир. Бу ҳажм dt вақт ўтганидан кейин



оқимчанинг янги ҳолатида $1'$, $2'$, $3'$ кесим билан чегараланган бўлади. Ҳаракат миқдорининг ўзгариши куч импульсларининг йиғиндисига тенг бўлади. Бу қонунни юқорида айtilган ҳажмга қўлласак, у ҳолда 1 ва $1'$ кесим орасидаги масса (m_1) учун ҳаракат миқдори $m_1 u_1$, 2 ва $2'$ кесимлар орасидаги масса (m_2) учун $m_2 u_2$ ва 3 ва $3'$ кесимлар орасидаги масса (m_3) учун эса $m_3 u_3$ эканини ҳисобга олган ҳолда $x-x$ ўқи бўйича ҳаракат миқдорининг ўзгариши қонунидан қуйидаги тенгликка эга бўламиз:

1.108-расм. Оқимчанинг тўсиққа урилиши.

$$m_2 u_2 \cos \alpha + m_3 u_3 \cos \alpha - m_1 u_1 = -R dt, \quad (11.1)$$

бу ерда R —оқимчага деворнинг реакция кучи.

Кўрилатган ҳажм учун $m_2 = m_3$, $u_2 = u_3$ ни назарга олиб, бу тенгликни қуйидагича ёзамиз:

$$2m_2 u_2 \cos \alpha - m_1 u_1 = -R dt. \quad (11.2)$$

Юқорида айtilганга асосан, тўсиқнинг симметриклигидан $m_1 = 2m_2$ эканлиги кўринади. Бу ҳолда (11.2) тенгламани бундай ифодалаймиз:

$$R dt = m_1 u_1 (1 - \cos \alpha). \quad (11.3)$$

Иккинчи томондан,

$$m_1 = \rho q dt = \frac{\gamma q}{g} dt$$

бўлганлиги учун

$$R dt = \frac{\gamma q}{g} u_1 (1 - \cos \alpha) dt. \quad (11.4)$$

Шундай қилиб, оқимчага деворнинг реакция кучини қуйидаги формула билан ҳисоблаш мумкин:

$$R = \frac{\gamma q}{g} u_1 (1 - \cos \alpha). \quad (11.5)$$

Оқимчанинг деворга таъсир кучи эса реакция кучига тенг ва тескари йўналган бўлиб, $q = dSu_1$ ни ҳисобга олсак, қуйидагига тенг бўлади:

$$P = \frac{\gamma u_1^2}{g} dS (1 - \cos \alpha). \quad (11.6)$$

1.88-§. Оқимнинг деворга таъсир кучи

Юқорида келтирилган оқимчанинг тўсиққа бўлган таъсир кучидаги тезликни ўртача тезлик v билан, элементар юза dS ни оқимнинг юзаси S билан алмаштирсак, оқимнинг деворга таъсир кучи учун қуйидаги формулани оламиз:

$$P = \frac{\gamma v^2}{g} S(1 - \cos \alpha). \quad (11.7)$$

Бу формула ўлчамлари катта бўлмаган думалоқ пластинка (1.109-расм, *a*) ва яримсфера (1.109-расм, *b*) учун ҳам тўғри. Агар девор билан оқим йўналиши орасидаги бурчак $\alpha = 90^\circ$ бўлса (1.109-расм, *в*), у ҳолда (11.7) формула қуйидаги кўринишга эга бўлади:

$$P = \frac{\gamma v^2}{g} S. \quad (11.8)$$

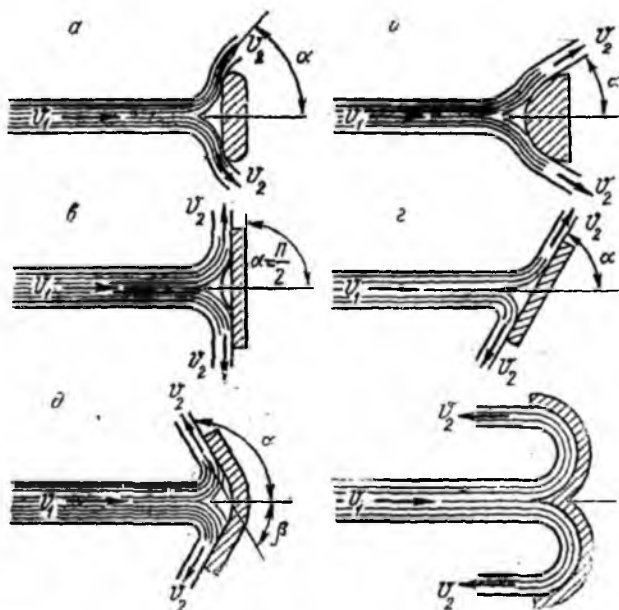
Девор оқим чиқаётган тешикка жуда яқин бўлганда охириги формулага оқимнинг тешикдан ёки найчадан оқиб чиқиш формуласи

$$v = \varphi \sqrt{2gH} \quad (11.9)$$

ни қўйиш мумкин.

Тезлик коэффициентини тахминан бирга тенг деб қабул қилсак, ҳолда

$$P = 2\gamma HS \quad (11.10)$$



1.109-расм. Оқимнинг деворга урилишининг турлари.

бўлади. Демак, бу ҳолда оқимнинг деворга таъсир кучи асосий оқим кесимига, баландлиги иккиланган тезлик босимига тенг бўлган суюқлик устуни оғирлигига тенг.

Агар бурчак α 90° дан ортиқ бўлса (1.109-расм, δ), $180 - \alpha$ ни β билан белгилаб, (11.7) формулани қуйидагича ёзамиз:

$$P = \frac{\gamma v^2}{g} S (1 + \cos \beta). \quad (11.11)$$

Бу формуладан кўринадики, α бурчаги ортиши билан оқимнинг деворга босими ортади. Деворга тушадиган максимал босим суюқлик тўлиқ орқага қайтганда ёки $\alpha = 180^\circ$ ($\beta = 0$) да юзага келади (1.109-расм, ϵ):

$$P = \frac{2\gamma v^2}{g} S, \quad (11.12)$$

яъни бу ҳолда деворга тушадиган босим оқимнинг перпендикуляр текисликка таъсир кучидан икки барабар катта бўлади.

Бу ҳодиса техникада чўмичли турбиналарда қўлланилади, яъни турбинанинг чўмичини оқимни 180° орқага қайтарадиган қилиб лойиҳаланади. Оқим унинг йўналишига α бурчак остида қўйилган текис деворга урилганда эса (1.107-расм, ζ) босим қуйидагича тенг бўлади:

$$P = \frac{\gamma v^2}{g} S \sin \alpha. \quad (11.13)$$

Бу ҳолда оқимнинг деворга зарбаси қия зарба дейилади. Деворга тушадиган нормал босим эса бундай ҳисобланади:

$$P_N = P \cdot \sin \alpha = \frac{\gamma v^2}{g} S \sin^2 \alpha. \quad (11.14)$$

Агар девор оқимга ёки қарама-қарши томонга қараб бирор v' тезлик билан ҳаракат қилса, унда биринчи ҳолда оқимчанинг тезлиги $\frac{v+v'}{v}$ нисбатда ортиб, иккинчи ҳолда эса $\frac{v-v'}{v}$ нисбатда камаяди. Бу ҳолларда босим ҳам тегишли миқдорда ортади ёки камаяди:

$$P = \frac{\gamma(v \pm v')^2}{g} S. \quad (11.15)$$

ГИДРОМАШИНАЛАР

Гидромашиналарда ҳаракатланувчи турли иш қисмлари ёрдамида суюқликларга энергия берилади ва бу энергиядан турли мақсадларда фойдаланилади ёки суюқлик энергияси бошқа механизмларнинг иш қисмларини ҳаракатга келтиради.

Гидромашиналар техниканинг суюқлик билан ишлайдиган турли қисмларида кенг қўлланилади. Булар тўғрисида ушбу китобнинг кириш қисмида тўхталиб ўтган эдик.

1 бўлим. КУРАКЛИ НАСОСЛАР

ХII боб. ГИДРОМАШИНАЛАР ҲАҚИДА УМУМИЙ ТУШУНЧАЛАР

2.1-§. Насослар ва гидродвигателлар

Насослар ва гидродвигателлар гидромашиналарнинг шундай турларига кирадики, уларда суюқлик энергия қабул қилиб олувчи ёки энергия билан таъминловчи иш жисми вазифасини бажаради. Бунда гидромашинанинг иш қобилияти у орқали ўтган суюқлик энергиясининг ўзгариш миқдорига боғлиқ. Шунинг учун ишлаб чиқариш талабига қараб гидромашиналарни суюқлик билан кўпроқ ёки камроқ миқдорда энергия алмашадиган қилиб қурилади ва улар ўзининг тузилиши, турли параметрларининг катта-кичиклиги ва параметрларини қандай чегарада ўзгартириш мумкинлигига қараб ишлаб чиқаришнинг тегишли соҳаларида фойдаланилади.

Насослар суюқликларга энергия берувчи машиналар турига киради ва одатда, сув, нефть, бензин, керосин, турли мойлар ва бошқа суюқликларни чуқурликдан тортиш, юқорига кўтариш, бирердан иккинчи ерга узатиш, улар ёрдамида бошқа жисмларни кўчириш, ташиш учун ишлатилади. Бунда суюқликлар насос орқали ўтганида уларнинг энергияси ортади. Бу энергия ёрдамида суюқлик устида айtilган ишларни бажариш мумкин бўлади.

Насослар суюқликка берган энергиясига ёки ўзидан қанча суюқлик ўтказа олишига қараб турли группаларга бўлинади ва бажарган вазифасини қайси усулда амалга оширишига қараб турлича номланади.

Насосларнинг баъзи турларидан суюқлик ёки газни бошқа жойга кўчириш йўли билан сийракланиш ҳосил қилиш учун фойдаланилади. Бундай насосларда суюқликка энергия бериш каби асосий вазифадан кўра вакуум ҳосил қилиш хоссаси муҳим бўлиб, улар вакуум насослар дейилади.

Вентиляторларнинг ишлаш принциплари марказдан қочма насосларга ўхшаган бўлиб, улар ҳавони ҳаракатга келтириш, турли нарсаларни ҳаво ёрдамида ташиш (пневмотранспорт), ифлосланган ҳавони тоза ҳаво билан алмаштириш, қиздирилган ҳавони иссиқлик зарур бўлган ерга узатиш (қуритиш ишлари) ва бошқа вазифаларни бажаради. Бунда вентилятор ҳавонинг энергиясини кўп оширмаса ҳам, ўзидан жуда кўп миқдорда ҳаво ўтказа олади. Саноатда ва қишлоқ хўжалигида уларнинг ана шу хусусиятидан фойдаланилади. Насосларга тескари иш бажарувчи, яъни суюқликдан энергияни олиб уни ҳаракат кўринишида бошқа механизмларга узатувчи машиналар *гидродвигателлар* дейилади. Гидродвигателлардан суюқлик ўтганда унинг энергияси камади. Бу камайган энергия ҳисобига гидродвигателнинг иш қисми ҳаракатга келиб, бу ҳаракат бошқа механизмга берилади ва бирор иш бажаради ёки электр энергияси ҳосил қилишда фойдаланилади. Бир хил турга кирган насослар ва гидродвигателларнинг ҳаракатланувчи қисмлари асосан турлича бўлиб, баъзи ҳолларда бир хил бўлиши мумкин. Бунда битта қурилманинг ўзи, қўйилган талабга қараб, насос ёки гидродвигатель сифатида ишлаши мумкин. Бунда албатта насос ёки гидродвигатель тескари вазифа бажарганида унинг фойдали иши камайдди. Сувнинг энергиясини электр энергиясига айлантиришда ишлатиладиган гидродвигателлар *турбиналар* деб аталиб, улар айрим мустақил группага ажралади. Бу машиналар жуда катта миқдордаги энергияни қабул қилиб ва уни ҳаракатга айлантириб генераторга бериши билан фарқ қилади. Ҳозирги замон турбиналари ичида ўзида жуда кўп миқдорда сув ўтказишга мўлжалланган турлари мавжуд бўлиб, уларнинг қуввати 700 мВт дан ортади.

Гидротехника, энергетика тоғ саноати ва бошқа соҳаларида насослар ва гидродвигателлар жуда кўп қўлланилади. Улардан насос станциялари ва электростанциялар ташкил қилинади. Бу станцияларда бир неча насос ёки гидродвигателлар бирга ишлатилади.

2.2-§. Насосларни гуруҳлаш

Насосларни гуруҳлаш турлича бўлиб, уларни тузилиши, турли параметрлари, суюқликка энергия бериш усули ва бошқаларга қараб гуруҳлаш усуллари мавжуд. Энг кўп тарқалган усул ишлаш принципига қараб гуруҳлашдир. Бунда насослар асосан

икки катта гуруҳга бўлиниб, улар куракли ва ҳажмий насослар дейилади. Бу насослар деярлик барча насосларни ўз ичига олади, лекин бир қанча бошқача принципда ишлайдиган насослар бу икки гуруҳга кирмай қолади. Буларга оқимчали насослар (учинчи класс сифатида ажратиш мумкин) ва бошқа кўтаргичлар (монтежю, эрлифтлар ва бошқалар) киради.

Куракли насослар марказдан қочма, ўқий, пропеллерли, уюрмали насосларга бўлинади. Тузилиши ва ишлаш принципи бир хил бўлгани учун вентиляторларни ҳам куракли насослар гуруҳига киритиш мумкин. Вентиляторларнинг ҳам марказдан қочма, ўқий, пропеллерли турлари мавжуд. Куракли насосларни битта валда бир ёки бир неча иш ғилдираги ўрнатилишига қараб, бир поғонали ва кўп поғонали насосларга ажратиш мумкин. Марказдан қочма насослар сўриш усулига қараб бир томонлама сўрувчи ва икки томонлама сўрувчи насосларга бўлинади.

✓ *Ҳажмий насослар* икки катта гуруҳга бўлиниб, улар поршенли ва роторли насослар дейилади. Булар яна бир қанча кичик гуруҳчаларга бўлинади (улар тўғрисида тегишли бўлимда тўхтаб ўтамиз).

Оқимчали насослар эса эжектор, инжектор ва гидроэлеваторларни ўз ичига олади. Насосларни бундай гуруҳлашга ишлаб чиқаришда энг кўп тарқалган икки тур (марказдан қочма ва поршенли) насослар атрофида барча насосларни гуруҳлашга интилиш асос бўлган бўлса керак.

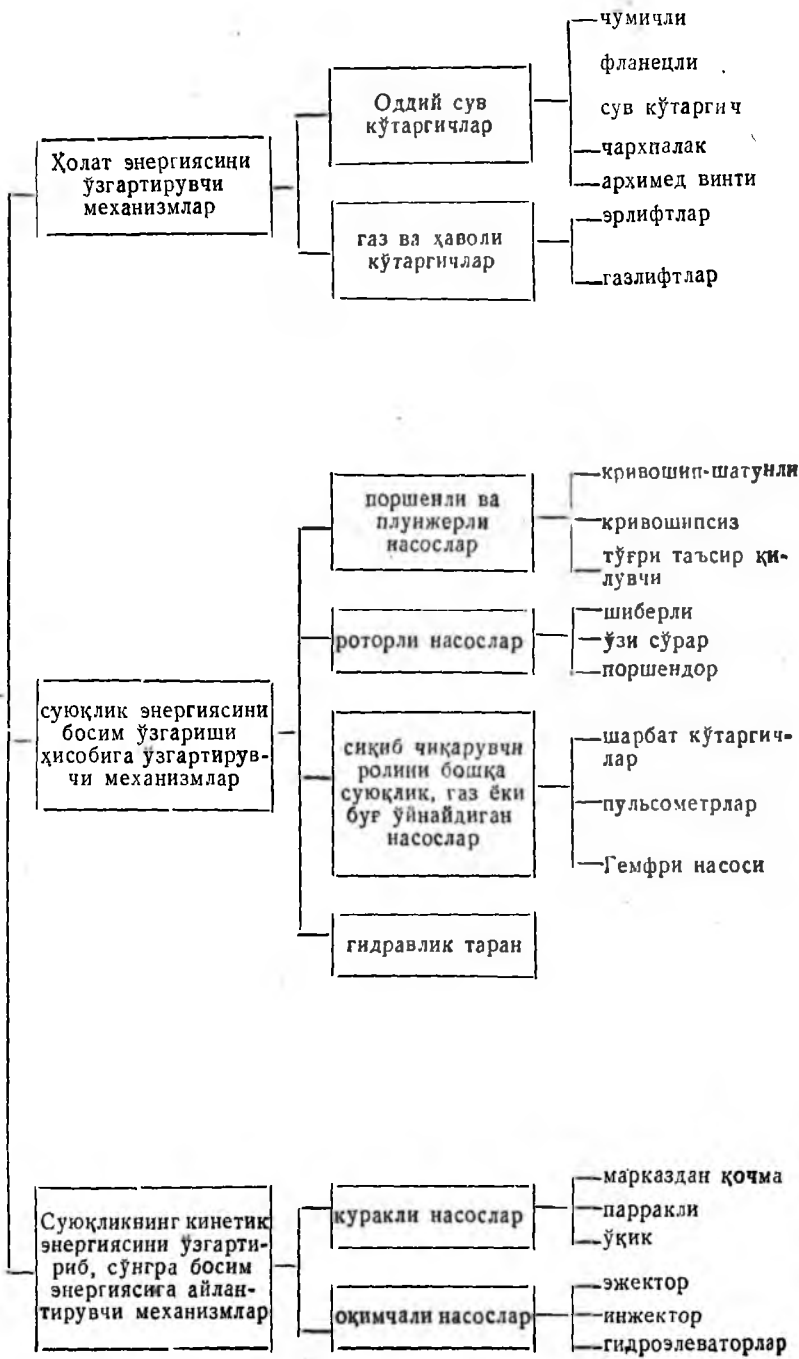
Насосларни суюқликка берган босимнинг катта-кичиклигига қараб, паст босимли (20 м сув уст. гача), ўртача босимли (20÷60 м сув уст. га тенг), юқори босимли (60 м сув уст. юқори) насосларга ажратиш мумкин. Уларни берган сарфига қараб паст, ўртача юқори сарфли насосларга гуруҳлаш мумкин.

Энергиянинг насосга қандай берилишига қараб гуруҳлашга интилиш ҳам бўлган. Бу айtilган охириги уч тур гуруҳлашнинг бирига ҳам барча мавжуд насосларни киритиш мумкин бўлгани билан бу уч усул жуда катта камчиликка эга. Чунки бу усулларда бир гуруҳга поршенли, марказдан қочма, роторли, пропеллерли ва ишлаш принципи тамоман бир-биридан фарқланувчи бошқа насослар кириши мумкин. Суюқликка берилган энергия турига қараб гуруҳлаш анча қулай бўлса керак. Насосдан ўтаётган суюқликка берилган энергия уч хил бўлиши мумкин: ҳолат энергияси z , босим энергияси $\left(\frac{p}{\gamma}\right)$, кинетик энергия

$$\left(\frac{v^2}{2g}\right).$$

Фақат ҳолат энергияси берувчи машиналар сув кўтаргичлар дейилади. Агар кўтарилаётган суюқлик фақат сув бўлмай, нефть, гурли мойлар ва бошқа хил суюқликлар бўлиши мумкинлигини ҳисобга олсак, бу машиналарни суюқлик кўтаргичлар дейиш керак бўлади. Бу гуруҳга сув кўтариш учун ишлатилган барча қадимги қурилмалар: чархпалак, чиғир, архимед винти ва бошқалар киради. Замонавий қурилмалардан бу гуруҳга кирадиганлар:

Насослар



ри қаторига кам дебитли (кам сарфли) қудуқлардан нефть чиқарувчи тортиш қурилмалари, чуқур қудуқлардан газ ва ҳаво ёрдамида суюқлик (сув, нефть) кутарувчи кўтаргичлар киради,

Иккинчи гуруҳга суюқликка босимни орттириш йўли билан энергия берувчи насослар киради. Суюқликни поршень босими (поршенли насослар), айланувчи қисмлар (роторли насослар), сиқилган ҳаво, газ ёки буғ (пневматик сув кутаргичлар, Гемфри насоси ва ҳ.) ёрдамида сиқиб чиқариш мумкин. Буларга суюқликка гидравлик зарба орқали импульс берувчи механизмлар, гидравлик таран ҳам киради. Учинчи гуруҳ насосларда суюқликка кинетик энергия берилиб, сўнгра у босим энергиясига айлантирилади. Буларга биринчи галда куракли (марказдан қочма, парракли, ўқий) насослар киради (уларда иш қисми валда айланувчи куракли филдираклардир). Иккинчидан, оқимчали насослар (эжекторлар, инжекторлар, гидравлик элеваторлар) киради (уларда суюқликка энергия берувчи бошқа суюқлик, газ ёки буғдир). Насослар ва сув кўтаргичларнинг уч группага тақсимланишини схема кўринишида тасвирланиши мумкин (188-бет).

Насосларда суюқлик қайси типдаги кучлардан (динамик кучлар ёки статик кучлар) фойдаланиб сўрилишига қараб, улар динамик ёки ҳажмий насосларга бўлинади. Бунда юқоридаги классификацияга кирган насосларнинг поршенли ва роторий турлари ҳажмий насосларга, қолганлари эса динамик насосларга киради.

2.3-§. Динамик ва ҳажмий насосларнинг ишлаш принциплари

Динамик насослар ўзидан ўтказётган суюқликнинг кинетик энергиясини орттиради, сўнгра бу энергиянинг кўпроқ қисмини босим энергияси (потенциал энергия) га айлантиради. Суюқликка динамик насослар ёрдамида кинетик энергия бериш икки босқичда амалга оширилади. Биринчидан, насоснинг иш бўлмасига ёки иш филдирагига киришдан олдин сийракланиш ҳосил бўлиб, сийракланиш босими билан таъминловчи идишдаги босимлар фарқи ҳисобига суюқликнинг тезлиги (яъни кинетик энергияси) ортади. Иккинчидан, иш камераси ёки иш филдирагида механик ҳаракат ёрдамида кинетик энергия берилади. Куракли насосларда катта тезлик билан айланаётган иш филдираги суюқликни айланма ҳаракат қилдиради, натижада суюқликнинг тезлиги аввало айланма тезлик ҳисобига ортади. Бундан ташқари, айланма ҳаракат қилаётган суюқликка албатта марказдан қочма куч таъсир қилиб, унинг марказдан қочма тезлигини оширади. Шундай қилиб, суюқликнинг тезлиги яна ортади. Шу усул билан насос бераётган энергияни кинетик энергия кўринишида қабул қилади. Таъйиқи, марказдан қочма куч таъсирида суюқлик насос корпусига бориб тақалиши (марказдан қочма тезликнинг камайиши) натижасида потенциал энергия (босим) ҳам қисман ортади, лекин бу насосларда суюқликка асосан кинетик энергия берилади. Насосдан чиқишда эса аввал спирал йўл ёки йўналтирувчи аппарат ёрда-

мида, сўнгра эса диффузор ёрдамида суюқликнинг кесимини ошириб борилади. Натижада суюқлик олган кинетик энергиянинг кўпчилиги қисми потенциал энергияга айланади. Суюқликнинг қолган кинетик энергияси уни инерция бўйича ҳаракат қилдиради. Потенциал энергиядан эса заруратга қараб турли мақсадларда фойдаланилади (масалан, сўрилган суюқликни транспорт қилиш, бошқа бирор механизмни гидродвигателлар ёрдамида ҳаракатга келтириш ва ҳ).

Оқимчали насосларда суюқликка насос корпусидан катта тезлик билан ўтаётган иш суюқлиги ёрдамида энергия берилади. Бунда ҳам аввал оқимчанинг катта тезлик билан ўтиши ҳисобига ҳосил бўлган сийракланиш ёрдамида энергия берилади. Сўнгра иш бўлмасида икки суюқликнинг аралашувидан энергияси кўп суюқлик билан энергияси кам суюқлик заррачалари орасида энергия алмашинуви вужудга келади. Шундай қилиб, сўрилаётган суюқликка иш суюқлиги ёрдамида энергия берилади.

Суюқликка гидравлик зарба ёрдамида ҳосил қилинган қўшимча босим ҳисобига энергия бериб, сўнгра уни ўз инерцияси ҳисобига кўтарувчи-гидравлик таранларни ҳам динамик насослар гуруҳига киритиш мумкин. Бундай қурилмаларнинг тузилиши ва ишлаш принципи ҳақида гидравлика бўлимида тўлиқ маълумот берилган.

Ҳажмий насосларда эса насосдан ўтаётган суюқликка потенциал энергия иш бўлмасининг ўзида берилгани учун динамик насослардаги каби унинг чиқишида ҳам махсус қурилмалар қўллашга ҳожат қолмайди. Бу насосларда суюқликка қисман кинетик энергия ҳам берилади, лекин унга берилган энергиянинг асосий қисми потенциал энергиядан иборат.

Бу иш поршенли насосларда поршенни илгарилама-қайтма ҳаракат қилдирувчи кучи ёрдамида аввал иш бўлмасининг ҳажмини ошириб, суюқликни сўрилиш тешиги ва сўрилиш клапани орқали бўлмага киритиш, сўнгра унинг ҳажмини камайтириш ҳисобига ҳайдаш тешиги ва клапани орқали сиқиб чиқариш йўли билан амалга оширилади. Худди шу принцип поршень роторли насосларда ҳам қўлланилади. Поршенли насосларда бир вақтда бир неча поршень ишлаши мумкин. Бу ҳолда насос кўп карра ҳаракатли ёки қисқача кўп ҳаракатли насослар дейилади. (Масалан, икки ҳаракатли, уч ҳаракатли, ва ҳоказо насослар.) Шибери ёки пластинкали насосларда эса суюқликка потенциал энергия бериш ҳажми камайиб боровчи бўлмада икки томонидан пластинкалар билан чегаралабган ҳажмининг аввал бўлманинг тор қисмидан кенг қисмига сўнгра кенг қисмидан тор қисмига айланма ҳаракат ёрдамида силжитиш йўли билан амалга оширилади. Бундай ҳаракатни поршенли насосдаги илгарилама-қайтма ҳаракатга қиёслаш мумкин. Икки пластинка билан чегараланган ҳажм бўлманинг тор қисмидан кенг қисмига силжиганда сўриш, кенг қисмидан тор қисмига силжиганида эса ҳайдаш процесси вужудга келади.

Коловоротли, шестерняли ва винтли насосларда эса бу иш сў-

риш бўлмачасидаги суюқлик билан икки томонидан (шестерня тишлари, винтнинг бўртмалари ва бошқалар билан) чегараланган ҳажми тўлдириш ва катта айланма тезлик ёрдамида ҳайдаш бўлмачасига келтириб тушириш йўли билан амалга оширилади. Бунда суюқлик ҳайдаш бўлмачаси бир шестерня ёки винтдаги чегараланган ҳажмга иккинчи шестернянинг тиши ёки винтдаги бўртмаси сиқилиб кириши натижасида сиқиб чиқарилади. Бўшаган ҳажм эса сўриш бўлмачасида яна суюқликка тўлдирилади. Динамик ва ҳажмий насосларнинг барча турлари устида тулик тўхташга имконият бўлмагани учун бу ерда уларнинг энг кўп тарқалганларининг ишлаш принциплари ҳақида маълумот бериш билан чегараланамиз.

2.4-§. Насосларнинг асосий параметрлари

Насослардан ишлаб чиқаришда фойдаланишда унинг қаерда ва қандай шароитларда ишлатилиши мумкинлигини аниқлайдиган энг муҳим параметрлари асосий параметрлар дейилади. Буларга насоснинг сўриши (сарфи), ҳосил қиладиган босими, қуввати ва фойдали иш коэффициенти киради.

1. Насос вақт бирлигида сўрган суюқлик ҳажми Q унинг сўриши ёки сарфи деб аталади. Сўриш m^3/c , $л/c$ ва бошқа birlikларда ўлчанади.

Марказдан қочма насосларнинг сарфи қуйидаги формула бўйича ҳисобланади:

$$Q = \omega_1 (\pi d_1 - \delta z) b_1 \sin \beta_1$$

ёки

$$Q = \omega_2 (\pi d_2 - \delta z) b_2 \sin \beta_2, \quad (12.1)$$

бу ерда ω_1, ω_2 — иш ғилдирагига кириш ва чиқишдаги нисбий тезликлар; d_1, d_2 — иш ғилдирагининг ички ва ташқи диаметрлари;

δ — насос куракларининг қалинлиги; z — кураклар сони; b_1, b_2 — куракларнинг кириш ва чиқишдаги эни; β_1, β_2 — куракларнинг кириш ва чиқишдаги эгрилик бурчаклари.

Содда амалий поршенли насоснинг сарфи ушбуга тенг:

$$Q = FL \frac{n}{60}, \quad (12.2)$$

бу ерда F — поршень кўндаланг кесимининг юзи; L — поршеннинг юриши (бир бориб келишда бир томонга юрган йўлининг узунлиги); n — поршеннинг бир минутда бориб келиш сони (ёки кривошип шатуни механизмининг айланиш сони)

Кўп амалий поршенли насоснинг сарфи

$$Q = FL \frac{n}{60} i; \quad (12.3)$$

бу ерда i — насос цилиндрларининг сони.

Икки амалий бир поршенли насоснинг сарфи

$$Q = (2F - f) L \frac{n}{60}, \quad (12.4)$$

бу ерда f — шток кўндаланг кесимининг юзи.

Бошқа турдаги насосларнинг сарфи тўғрисида тегишли насос устида тўхталганда гапирилади.

2. Насосдан ўтаётган суюқликнинг бирлик оғирликдаги миқдорига берилган энергия (бошқача айтганда насосдан ўтаётган суюқлик олгани солиштирма энергиясига) *насоснинг босими* деб аталади ва суюқлик устунининг метрлари ҳисобида ўлчанади.

Босим икки хил усулда аниқланади:

1) Насос қурилмасининг ўлчов асбоблари кўрсатуви бўйича (насос ишлаб турганда);

2) суюқликка насос қурилмаси қисмларида берилган солиштирма энергиялар йиғиндиси бўйича.

Биринчи усулда босим қуйидагича ҳисобланади. Аввал насосга киришдаги энергия ҳисобланади:

$$e_1 = H_c + H_0 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g},$$

бу ерда H_c , p_1 , v_1 — сўриш баландлиги, босими ва тезлиги. Сўнгра насосдан чиқишдаги энергияни ҳисобланади.

$$e_2 = H_c + H_0 + \frac{p_x}{\gamma} + \frac{v_x^2}{2g},$$

бу ерда H_0 — киришдаги вакуумметр билан чиқишдаги манометрлар ўрнатилган сатҳлар фарқи; p_x , v_x — ҳайдаш босими ва тезлиги.

Охирида чиқиш ва киришдаги солиштирма энергиялар фарқини ҳисоблаб, насосдан ўтаётганда суюқлик олган энергия топилади. Бу фарқ насоснинг босимига тенг бўлади:

$$\begin{aligned} H = e_2 - e_1 &= \left(H_c + H_0 + \frac{p_x}{\gamma} + \frac{v_x^2}{2g} \right) - \left(H_c + \frac{p_c}{\gamma} + \frac{v_c^2}{2g} \right) = \\ &= H_0 + \frac{p_x - p_c}{\gamma} + \frac{v_x^2 - v_c^2}{2g}. \end{aligned} \quad (12.5)$$

Сўриш босимини вакуумметр кўрсаткичи бўйича топиш мумкин:

$$p_c = p_a - p_{\text{вак}}.$$

Ҳайдаш босимини эса манометр кўрсатувида аниқлади:

$$p_x = p_a + p_m.$$

Бу муносабатлардан фойдаланиб ва вакуумметрик ҳамда манометрик босимларни тегишли босим миқдорлари орқали ифодалаб

$$H_{\text{вак}} = \frac{p_{\text{вак}}}{\gamma}; \quad H_m = \frac{p_m}{\gamma}.$$

насоснинг босими учун қуйидаги муносабатни оламиз:

$$H = H_m H_{\text{вак}} + H_0 + \frac{v_x^2 - v_c^2}{2g}. \quad (12.6)$$

Қўпинча, тезлик босимларининг айирмаси кичик миқдор бўлгани учун уларни ҳисоблашларда назарга олинмайди.

Иккинчи усул билан босимни ҳисоблаш учун аввал таъминловчи идишдаги суюқлик сатҳидаги кесим (1-1) ва насосга киришдаги кесим (2-2) учун Бернулли тенгламаси ёзилади:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_c}{\gamma} + \frac{v_c^2}{2g} + h_c.$$

Сўнгра насосдан чиқишдаги кесим (3-3) ва суюқликнинг энг юқори кўтарилган сатҳидаги кесим (4-4) учун Бернулли тенгламаси ёзилади:

$$z_3 + \frac{p_x}{\gamma} + \frac{v_x^2}{2g} = z_4 + \frac{p_4}{\gamma} + \frac{v_4^2}{2g} + h_x.$$

бу тенгликларда: z_1, z_2, z_3, z_4 , — тегишли кесимларнинг геометрик баландлиги; h_c, h_x , — сўриш ва ҳайдаш трубаларидаги гидравлик қаршиликлар. Энг юқори кесим (4-4) қабул қилувчи идишдаги суюқлик сатҳида десак, идишларнинг кесими трубалар кесимига қараганда катта бўлгани учун v_1 ва v_4 ларни v_c ва v_x ларга нисбатан кичик миқдор деб ташлаб юборамиз. Охириги икки тенгламага $z_2 - z_1 = H_1$, $z_4 - z_3 = H_2$ белгилашларни киритиб, улардан сўриш ва ҳайдаш босимларини топамиз:

$$\frac{p_c}{\gamma} = \frac{p_1}{\gamma} - H_1 - \frac{v_c^2}{2g} - h_c.$$

$$\frac{p_x}{\gamma} = \frac{p_4}{\gamma} + H_2 - \frac{v_x^2}{2g} + h_x.$$

Олинган миқдорларни (12.3) тенгламага қўйиб, ушбу тенгликни оламиз:

$$H = \frac{p_4 - p_1}{\gamma} + H_0 + H_2 + H_1 + h_c + h_x.$$

Насос қурилмасидан (113 ва 130-расмлар) дан кўринадики $H_0 + H_2 = H_x$, $H_1 = H_c$. Бунга асосан

$$H_0 + H_2 + H_1 = H_x + H_c = H_{cm}.$$

Таъминловчи ва қабул қилувчи идишларда босим, одатда, атмосфера босимига тенг бўлади: ($p_1 = p_a$; $p_4 = p_a$). Шунга асосан босим учун ёзилган охириги тенглама қуйидаги кўринишга келади

$$H = H_{cm} + h_c + h_x. \quad (12.7)$$

Бу тенгликдан кўринадики, очиқ идишларда насоснинг босими суюқликни кўтариш ҳамда сўриш ва ҳайдаш трубаларидаги қаршиликни енгишга сарфланади.

3. Насоснинг вақт бирлигида бажарган иши унинг *қуввати* дейилади. Қувват кгм/с, о.к., кВт ва бошқа бирликларда ўлчанади. Насоснинг бирор вақтда кўтарган суюқлиги Q кг, босими H бўлса, унинг бажарган иши қуйидагига тенг:

$$A = GH.$$

Юқорида айтилганга асосан

$$N = \frac{GH}{t},$$

лекин

$$\frac{G}{t} = \gamma Q,$$

шунга асосан қувват қуйидагича топилади:

$$N_{\phi} = \gamma QH. \quad \text{кгм/с} \quad (12.8)$$

Қувватни о. к. ларда ифодаласак:

$$N_{\phi} = \frac{\gamma QH}{75}, \quad (12.9)$$

кВт ларда ифодаласак

$$N_{\phi} = \frac{\gamma QH}{102}. \quad (12.10)$$

Бу олинган қувват формуллари насоснинг суюқликка берган энергиясини ифодаловчи фойдали қувватни беради. Амалда эса двигателнинг вални айлантиришга сарфлаган қуввати бу формулалар бўйича ҳисобланган миқдоридан анча кўп бўлади. Двигателнинг валга берган қуввати билан фойдали қувватнинг фарқи суюқликни кўтаришда турли қаршиликларни енгилшга сарф бўлади.

4. Фойдали қувватнинг валга берилган қувватга нисбати насоснинг фойдали иш коэффициентини (ФИК) деб аталади:

$$\eta = \frac{N_{\phi}}{N}. \quad (12.11)$$

Буни назарга олганда суюқликни сўриш учун сарф бўлган умумий қувват двигатель сарфлаган қувватга тенг эканлигини тушуниш қийин эмас. Умумий қувват қуйидаги формулалар ёрдамида ҳисобланади:

$$N = \frac{\gamma QH}{\eta} \text{ кгм/с,} \quad (12.12)$$

$$N = \frac{\gamma QH}{75\eta} \text{ о. к.,}$$

$$N = \frac{\gamma QH}{102\eta} \text{ кВт.}$$

Юқоридагиларга асосан айтиш мумкинки, ФИК суюқликни кўтаришдаги барча энергия йўқотишларини ифодаловчи миқдордир.

Бу йўқотишлар уч хил турга бўлинади: гидравлик, механик ва ҳажмий.

1. **Гидравлик йўқотишлар** — насосдаги гидравлик қаршилиқлар (гидравлик ишқаланиш, насосга кириш ва чиқишда, уюмлар ҳосил бўлишида ва ҳ.) ни енгишга сарфланадиган энергиядир. Бу йўқотишларни гидравлик ФИК ҳисобга олади;

$$\eta_r = \frac{H}{H + \sum h_{\text{нас}}}$$

Бунда $\sum h_{\text{нас}}$ — насосдаги йўқотишлар йиғиндиси. Гидравлик ФИК насос иш қилдираги ва куракчалари, умуман насоснинг тайёрланиш сифатига боғлиқ.

2. **Механик йўқотишлар** — насоснинг подшипник ва мойдонларидagi ишқаланишга, кривошип - шатунли механизмларга сарфланган қувват йўқотишлари бўлиб, уни механик ФИК ҳисобга олади:

$$\eta_m = \frac{N_n}{N_b}$$

бу ерда N_n — насоснинг индикатор қуввати бўлиб, насос валидаги қувват ва механик йўқотишларга сарфланган қувватларнинг айирмасига тенг.

Механик ФИК подшипник, мойдон ва ишқаланиш рўй берадиган бошқа қисмларнинг таёрланиш сифатини ва мосланганлигини характерлайди.

3. **Ҳажмий йўқотишлар** — суюқликнинг насосдаги зичлагичлар, клапанлар орқали сирқиб кетиши ва насос иш камераларини етарли тўлдирмаслиги натижасида рўёбга келади. Ҳажмий ФИК η_v — қуйидагича ифодаланади:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + \Delta Q}$$

бунда ΔQ — насосдаги суюқликнинг ҳажмий йўқотишлари.

Ҳажмий ФИК насоснинг герметиклик даражасини ва ишлаш шароитини характерлайди.

Тўлиқ ФИК юқоридаги уч ФИК ларнинг кўпайтмасига тенг:

$$\eta = \eta_r \cdot \eta_v \cdot \eta_m \quad (12.13)$$

Поршенли насосларда $\eta = 0,7 \div 0,9$, марказдан қочма насосларда эса $\eta = 0,6 - 0,8$.

Насос двигателига керакли қувват $N_{\text{дв}}$ ушбу формула билан аниқланади

$$N_{\text{дв}} = \frac{N_b}{\eta_{\text{узат}}} a,$$

бу ерда $\eta_{\text{узат}}$ — узатиш ФИК; a — двигателнинг тасодифий ўта зўриқишига қарши запас коэффициентидир, у двигатель қуввати-га қараб $1,1 \div 1,5$ чегарасида бўлади.

ХIII боб. КУРАКЛИ НАСОСЛАР НАЗАРИЯСИНИНГ АСОСЛАРИ

2.5 - §. Марказдан қочма насослар

Марказдан қочма насосларда суюқликка энергияни насос корпусида айланувчи иш ғилдираги кураклари ёрдамида берилади. Бунда паррақлар орасидаги суюқлик зарчаси марказдан қочма куч таъсирида насос камерасига интилади. Бундай ҳаракат натижасида иш ғилдираги марказида босим камайиб, таъминловчи идишдаги суюқлик сўриш трубаи орқали кўтарилади ва иш ғилдираги кураклари орасидан чиқиб кетган суюқлик ўрнига янги суюқлик келади. Насос камерасига марказдан қочма куч таъсирида суюқликнинг келиши натижасида босим ортиб, суюқлик насос камерасидан ҳайдаш трубаида кўтарилади. Марказдан қочма насосларнинг ишлаши шу принципга асосланган бўлади.

Марказдан қочма насосларнинг асосий қисмлари корпус, валга ўрнатилган айланувчи иш ғилдираклари бўлиб, валга бир ёки бир неча иш ғилдираги ўрнатиш мумкин. Биринчи ҳолда насос бир ғилдиракли ёки бир босқичли дейилади. Иккинчи ҳолда эса у кўп босқичли дейилади. Бир босқичли марказдан қочма насослар кичик босимли насослар группасига таалуқли бўлиб, босимни ошириш учун валга бир неча иш ғилдираги ўрнатилади. Бу ҳолда босим иш ғилдираклари неча бўлса, тахминан шунча ортади. Одатда, марказдан қочма насосларнинг босқичлари сони ўн иккитадан ошмайди.

Иш ғилдираги суюқликнинг оқиши учун каналлар ҳосил қилувчи кураклар ўрнатилган диск ва қопқоқдан иборат. Кураклар, одатда турли (олдига эгилган, орқага эгилган ва радиал) шаклларда бўлади. Марказдан қочма насосларда ҳосил бўлган босим иш ғилдирагининг айланиш тезлигига боғлиқ. Иш ғилдираги билан корпус орасида каттагина тирқиш бўлиб, агар корпус суюқлик билан тўлдирилмаса, ғилдирак айланишидан ҳосил бўлган сийракланиш суюқликни кўтаришга етарли бўлмайди. Шунинг учун марказдан қочма насосларни ишга туширишдан олдин унинг корпуси суюқлик билан тўлдирилади. Насосни тўлдиришда ёки қисқа вақтга тўхтаганида суюқлик оқиб кетмаслиги учун сўриш трубаининг сувга ботирилган қисмида клапан ўрнатилган бўлади.

Марказдан қочма насосларнинг бошқа турдаги насослардан асосий устунлиги уларнинг ихчамлигидир. Бу насосларда турли инерция кучларини вужудга келтирадиган илгарилама-қайтма ҳаракатнинг йўқлиги сабабли уларнинг пойдевори ҳам ихчам бўлади. Натижада насос ва унга тегишли асоснинг, хизмат ва ремонт ишларининг қиймати кам бўлади.

Иккинчидан, насоснинг тез-тез бузилиб туришга сабаб бўладиган клапанлар ва бошқа турли деталлар бўлмайди.

Учинчидан, ҳаракат битта вал орқали берилиб, мураккаб узатувчи механизмларнинг ҳожати бўлмайди.

Марказдан қочма насослар босим жуда катта бўлмаса ҳам, арф катта бўлиши зарур бўлган ҳолларда ишлатилади.

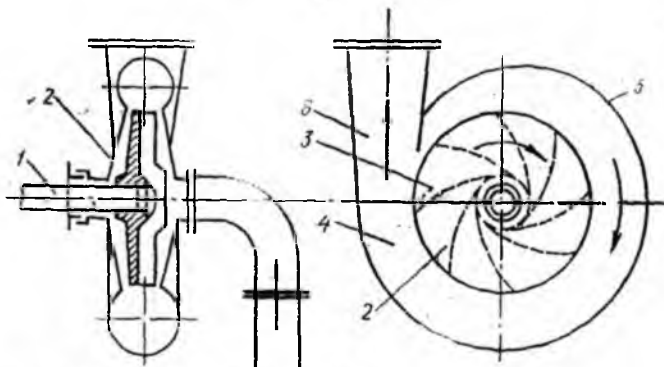
2.6-§. Бир босқичли марказдан қочма насоснинг схемаси

2.1 - расмда марказдан қочма насоснинг схемаси келтирилган бўлиб, у насоснинг ишлаш принципини шартли равишда кўрсатади.

Бунда сўриш трубаси орқали таъминловчи идишдан кўтарилган суюқлик камеранинг ўрта қисмига киради, сўнгра вал 1 орқали ҳаракатга келтирилувчи иш ғилдираги 2 нинг курақлари 3 орасидан ўтиб, насос камераси 4 га тушади. Бу ерда марказдан қочма куч таъсирида ҳосил бўлган босим суюқликни ҳайдаш трубасига сиқиб чиқаради. Суюқликнинг ҳайдаш трубасида маълум миқдордаги тезлик билан таъминланиши учун ўтказувчи камера, йўналтирувчи аппарат 5 ва диффузор 6 каби бир қанча махсус мосламалардан фойдаланилади.

Насосдаги сўрилиш қабул қилувчи идишдаги суюқлик сатҳига таъсир қилувчи босим билан сўриш трубасидаги сийракланиш босими орасидаги фарқ ҳисобига амалга ошади. Бунда айтилган босимлар фарқи сўрилиш баландлигини, сўриш трубасидаги қаршилиқлар ва суюқликка тезлик беришга сарф бўлади. Бу тезлик суюқликнинг камерага ва сўнгра паррақлар орасидаги каналга киришига ёрдам беради. Табиийки, бунда таъминловчи идиш билан сўриш трубасидаги босимлар фарқи сўрилаётган суюқлик буғлари босимидан кам бўлмаслиги керак. Ҳайдаш баландлиги марказдан қочма насос енгиши мумкин бўлган энг юқори баландлик бўлиб, ғилдиракнинг ташқи айланмасидаги тезлик қанча катта бўлса, у ҳам шунча катта бўлади. Айланма тезлик эса насос ғилдираги диаметрининг катталиги ва айланиш сонига боғлиқ. Насос корпуснинг тузилиш ҳам ҳойдиш баландлигининг юқори бўлишига катта таъсир қилади. Шунинг учун насоснинг корпуси сўрилиш йўли, спираль йўл ва йўналтирувчи аппарат билан жиҳозланган.

Сўриш йўли — корпуснинг сўриш трубасидан иш ғилдирагига ўтишдаги каналидир. Суюқликнинг насосга сўрилиш йўлининг энг яхши шакли ўқ йўналишида конус кўринишида бўлади.



2.1- расм. Марказдан қочма насос.

Тезюарлиги ўртача ва кичик бўлган насосларда насосга сўрилиш йўли спираль шаклда бўлиши мумкин. Тезюарлиги юқори бўлган насосларда эса ўқ бўйича сўрилиш тезликни 15 — 20% оширувчи конфузур орқали амалга оширилади. Спираль кўринишдаги сўриш камераларини ҳисоблашда сўриш тезлиги $c_{сўр}$ ғилдиракка кириш тезлиги c_1 га қараганда анча кичик қилиб олинади: $c_{сўр} = (0,85 \div 0,70) c_1$.

Спираль йўл. Суюқликнинг насосдан чиқиш канали спираль камера

2.2- расм. Суюқликнинг спирал камерадаги ҳаракатининг схемаси.

ёки йўналтирувчи аппарат кўринишида бўлади. Спираль камера тузилиши содда бўлгани учун унда қаршилиқ йўналтирувчи аппаратга қараганда кам бўлади (яъни ФИК катта). Лекин бу камеранинг каналларини механик усулда силлиқлаб бўлмайди. Сўнгги вақтларда металл қуйиш анча аниқ ва тоза бажарилгани учун спираль камералар кўпроқ қўлланила бошлади (ҳатто кўп босқичли насосларда ҳам қўлланилмоқда).

Иш ғилдирагидан чиққан суюқлик заррачаси спираль камеранинг бирор қисмига киргандан сўнг радиус бўйича ҳаракатланишини давом эттириш билан бирга, айланма ҳаракат қилиб чиқиш томонга (2.2- расм) интилади ва ўзидан кейин келаётган заррачага ўз ўрнини бўшатиб беради. Спираль камерани ҳисоблашда айлана тезликнинг тегишли радиус векторга кўпайтмаси ўзгармас деб қабул қилинади. Натижада спираль камерада суюқлик тезлиги чиқишга қараб камайиб боради. Бу насоснинг ишлашига яхши таъсир қилади ва тезликнинг камайиши потенциал энергиянинг ортишига олиб келади. Бунда табиийки, тезликнинг камайиб боришига кесимнинг ортиб бориши таъсир қилади. Спираль камеранинг шакллари турлича бўлиши мумкин. Масалан, 2.3- расмда тасвирланган *a* ва *b* кесимлар.

Одатда, спираль камерада тезлик қуйидаги формула бўйича ҳисобланади:

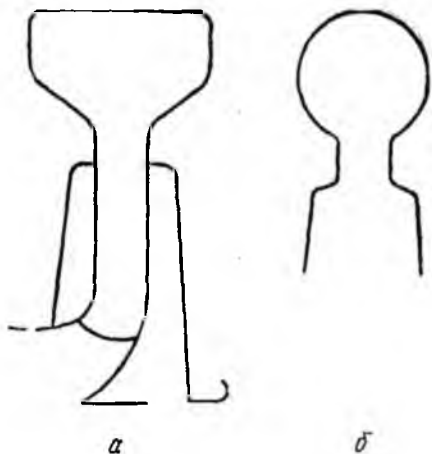
$$c_c = k_c \sqrt{2gH},$$

бу ерда k_c — тезюарлик коэффициентига боғлиқ бўлиб, 0,45 дан 0,2 гача ўзгаради.

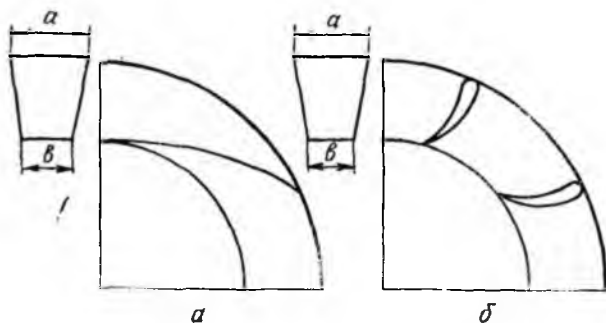
Йўналтирувчи аппарат. Йўналтирувчи аппарат иш ғилдирагидан чиққан суюқликнинг радиус бўйича кенгайиб бориши да-

вомида айлана бўйича ҳам кесимнинг ортиб боришига мажбур қилади. Натижада аппаратдан ўтиш давомида тезлик камайиб боради.

Йўналтирувчи аппаратда суюқлик заррачалари тўғри чизиқли йўналишдан оғиб, аппарат парраklarига босади ва уни иш ғилдираги ўқи атрофида айланишга мажбур қилади. Кураксиз йўналтирувчи аппаратларда суюқликка радиал йўналишга яқин тезлик бериб бўлмайди. Шунинг учун бундай аппаратлар камроқ қўлланилади. Парракли йўналтирувчи аппаратларда эса суюқлик заррачаларига иш ғилдиригидан чиққандаги тезликдан тамом фарқли тезлик берилади. Бундан ташқари, бир хил диаметрда кураксиз йўналтирувчи аппаратга нисбатан тезликни кўпроқ камайтириб, кинетик энергияни потенциал энергияга кўпроқ айлантириш мумкин.



2.3- расм. Спирал камеранинг шакллари.



2.4- расм. Йўналтирувчи аппарат.

Йўналтирувчи аппаратнинг тузилиши ши ғилдирагидан чиққан суюқликнинг ҳайдаш трубасига киришини осонлаштиради.

2.7- §. Насос ва турбиналар учун Эйлер тенғламаси

Насослардаги каби турбиналарда ҳам асосий қисм иш ғилдираги бўлиб, у суюқлик энергияси ёрдамида ҳаракатга келади. Бунда турбинадан ўтаётган суюқлик унинг кураklarига маълум куч таъсирида босим беради ва унинг айланма ҳаракат қилишига сабаб бўлади. Бу ҳаракат эса кейинчалик генератор роторини айлантиради. Гидравлика бўлимидаги каби насос ва турбинадаги ҳа-

ракатни ҳам бир ўлчовли ҳаракатга келтириб, иш ғилдирагидаги суюқлик массасининг ҳаракати элементар оқимча ҳаракатига ўхшатиб қаралади.

Айтилган усул билан марказдан қочма насос учун тенгламани 1755 й. Л. Эйлер чиқарган бўлиб, кейинчалик куракли машиналар назариясида асосий тенглама деб атала бошлади, сўнгра у турбиналар ва бошқа турдаги куракли машиналарга ҳам қўлланила бошлади. Эйлер тенгламаси иш ғилдирагининг геометрик ва кинематик характеристикаларини насос ҳосил қилган босим билан боғлайди. Бу тенглама қуйидаги иккита масалани ҳал қилишга ёрдам беради:

1) берилган сарф ва ҳосил қилиниши керак бўлган босим бўйича иш ғилдираклари сони ва унинг ўлчамларини топиш;

2) берилган иш ғилдираги ва валнинг айланиш сони бўйича сарф ва ҳосил бўладиган босимни ҳисоблаш.

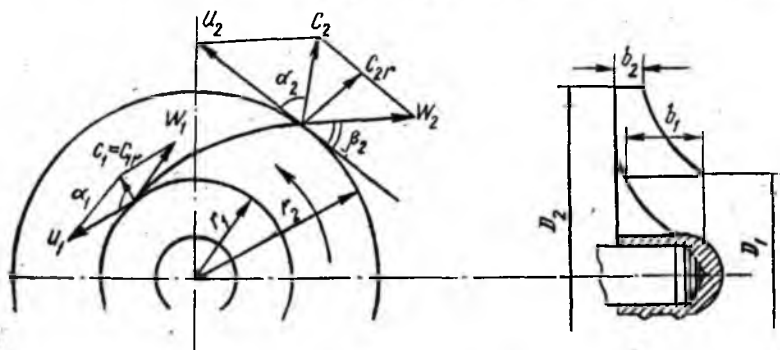
Тенгламани чиқаришда:

1) куракларнинг чеклилиги ҳисобга олинмайди;

2) кураklar орасидаги барча каналдан ўтаётган суюқликлар бир хил шароитда оқади деб қаралади. Ана шундай соддалаштиришлар билан ҳисобланишига қарамай натижа жуда тўғри чиқади.

Энди, марказдан қочма насос иш ғилдирагини ҳосил қилган босимини ҳисоблаймиз. Бунинг учун ғилдирак каналларидан бирини (2.5 - расм) кўрамиз. Суюқлик сўриш трубасидан каналга c_1 тезлик билан келади. Назарий ҳисоблашда йўқотиш бўлмасин учун у каналга "гидравлик зарбасиз" киради деймиз. Бу деган сўз, киришдаги тезлик c_1 катталиги ва йўналиши бўйича каналнинг бошланишидаги абсолют тезликка, яъни айланма тезлик u_1 ва куракка нисбаган нисбий тезлик w_1 лардан тузилган параллелограмм диагоналига тенг. Каналдан чиқишда суюқликнинг абсолют тезлиги c_2 , айланма тезлиги u_2 нисбий тезлиги w_2 бўлади. Киришда босим p_1 чиқишда p_2 бўлса, у ҳолда каналнинг кириш ва чиқиш кесимлари учун Бернулли тенгламаси қуйидагича ёзилади:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{w_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{w_2^2}{2g} - H_k + h_{1-2}, \quad (13.1)$$



2.5- расм. Иш ғилдирагида олинган назарий босимга доир схема.

бу ерда h_{1-2} — икки кесим орасидаги гидравлик йўқотиш; H_k — каналдаги ҳаракат вақтида марказдан қочма куч ҳисобига босимнинг ортиши.

Босимнинг энергетик маъносини назарга олсак, H_k марказдан қочма куч ҳисобига ҳосил бўлган энергияни билдиради. Бу энергия кинетик энергиянинг кўп ортиб, потенциал энергия (босим энергияси) нинг кам ортиши ёки потенциал энергия кўп ортиб, кинетик энергия кам ортиши кўринишида намоён бўлади. Биринчи ҳолда иш филдирагини актив, иккинчи ҳолда эса реактив дейилади. Бундай номланиш турбиналарда кўпроқ қўлланилади (актив ва реактив турбиналар). Активликнинг чегараси $p_1 = p_2$ тенгликнинг бажарилиши, реактивликнинг чегараси эса $\frac{c_1^2}{2g} + \frac{c_2^2}{2g}$ нинг бажарилиши билан баҳоланади.

Марказдан қочма куч ҳосил қилган энергия унинг $r_2 - r_1$ масофада бажарган солиштирма (бирлик оғирликдаги суюқлик учун) ишга тенг бўлади. Агар иш филдирагининг бурчак тезлиги ω бўлса, у ҳолда оғирлиги G , массаси m бўлган суюқлик заррасига таъсир қилувчи марказдан қочма куч $m\omega^2 r$ ёки $\frac{G}{g}\omega^2 r$ га тенг бўлади. У ҳолда $r_2 - r_1$ масофада бажарилган иш

$$A = \int_{r_1}^{r_2} \frac{G}{g} \omega^2 r dr = \frac{G\omega^2}{2g} (r_2^2 - r_1^2)$$

га тенг. Бурчак тезлиги ω нинг радиус r га кўпайтмаси айланма тезлик u га тенг, шунинг учун

$$\omega^2 r_2^2 = u_2^2 \quad \omega^2 r_1^2 = u_1^2.$$

Бу ҳолда

$$A = G \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}.$$

А ни G га бўлиб, солиштирма иш ёки H_k ни топамиз.

$$H_k = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}.$$

Буни (13.1) тенгламага қўйиб, қуйидаги тенгликни оламиз:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\omega_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\omega_2^2}{2g} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + h_{1-2} \quad (13.2)$$

Иш филдираги каналига кириш олдидаги босим:

$$H_1 = z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g},$$

филдиракдан чиқуш ортидаги босим

$$H_2 = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{c_2^2}{2g} + h_{1-2}$$

га тенг. У ҳолда кириш ва чиқишдаги босимларнинг фарқи қуйидагича ҳисобланади:

$$H = H_2 - H_1 = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{c_2^2}{2g} + h_{1-2} - \left(z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} \right).$$

Бир хил индексли ҳадларни тенгликнинг икки томонига группаласак, у ҳолда қуйидаги тенгламани оламиз:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{c_2^2}{2g} + h_{1-2} \quad H. \quad (13.3)$$

Энди (13.2) дан (13.3) ни айирсак, ушбу муносабатга эга бўламиз:

$$\frac{w_1^2}{2g} - \frac{c_1^2}{2g} = \frac{w_2^2}{2g} - \frac{c_2^2}{2g} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + H.$$

Бу тенгликдан кириш ва чиқишдаги босимларнинг фарқини топсак, у қуйидагига тенг бўлади:

$$H = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}. \quad (13.4)$$

Иш ғилдираги каналига кириш ва ундан чиқишдаги тезлик параллелограммларидан фойдалансак

$$\begin{aligned} w_1^2 &= u_1^2 c_1^2 - 2u_1 c_1 \cos \alpha_1, \\ w_2^2 &= u_2^2 c_2^2 - 2u_2 c_2 \cos \alpha_2. \end{aligned}$$

Буларни (13.4) га қўйиб, баъзи соддалаштиришлардан кейин ушбунни оламиз:

$$H = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1}{g}. \quad (13.5)$$

Шундай қилиб, кириш ва чиқишдаги босимларнинг фарқи ёки, бошқача айтганда, суюқликнинг иш ғилдирагидан олган босими (13.5) муносабат ёрдамида аниқланади ва у марказдан қочма машиналарнинг асосий тенгламаси ёки Эйлер тенгламаси дейилади. Бу тенглама ҳаракат миқдори моментлари теоремасидан фойдаланиб ҳам чиқарилиши мумкин.

2.8-§. Насоснинг назарий босими. Кураклар эгрилигининг босимга таъсири

Юқорида келтирилган Эйлер тенгламаси барча куракли машиналар учун умумий бўлиб, бир қанча соддалаштиришлар кiritилгандан кейин олинган. Ҳақиқатда эса, иш ғилдираги кураклари орасидаги ҳаракат анча мураккабдир. Шунинг учун (13.5) тенглама ёрдамида ҳисобланган босим назарий босим дейилади. Бу тенгламани насосга қўллаганда $\alpha_1 = 90^\circ$ деб қабул қилиш керак. Чунки, одатда, суюқлик сўриш трубаси ва сўрилиш йўли орқали

ўлиб, иш гилдираги каналига радиал йўналишда киради. Бу каналга зарбасиз киришни таъминлайди. Шунинг учун Эйлер тенг ламаси насосларга қўйидаги кўринишида қўлланилади:

$$H_n = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2}{g} \quad (13.6)$$

Бу тенглама насос иш гилдираги суюқликка берган босимнинг назарий тенг ламаси ёки марказдан қочма насосларнинг асосий тенг ламаси деб аталади. Бу тенгламада u_2 айлана тезлик $c_2 \cos \alpha_2$, эса абсолют тезликнинг айлана тезлик йўналишига проекцияси эканлигини назарда тутиш керак.

Асосий тенглама (13.6) дан кўришиб турибдики, u_2 ва c_2 фақат босимга боғлиқ бўлиб, насосдан ўтаётган суюқлик миқдорига боғлиқ эмас. 2.5-расмда келтирилган тезлик параллелограмидан фойдаланиб (13.6) дан c_2 ни йўқотиш мумкин. Насос гилдираги курагининг чиқишдаги йўналиши (ёки чиқишдаги нисбий тезлик йўналиши) айлана тезлик йўналиши билан β бурчак ташкил қилади. Тезлик параллелограмидан кўринадики (2.5 расм), u_2 билан c_2 ўртасида қўйидаги муносабат мавжуд:

$$c_2 \cos \alpha_2 = u_2 - \omega_2 \cos \beta_2.$$

Бу тенгликни (13.6) га қўйсақ, ушбу кўринишга келади

$$H_n = \frac{u_2^2}{2g} \left(1 - \frac{\omega_2^2}{u_2^2} \cos \beta_2 \right) \quad (13.7)$$

Охириги тенгламадан кўринадики, насоснинг назарий босими иш гилдираги айланишлари сони квадратига пропорционал (чунки $u_2 = \pi d_2 n$) ва кураклар шаклига боғлиқ экан.

Бунда учта ҳолни кўриш мумкин:

1. Кураклар иш гилдираги айланиши томонига эгилган, яъни $\beta_2 > 90^\circ$ ва $\cos \beta_2 < 0$. Бу ҳолда (13.7) тенгламада қавс ичидаги

миқдор бирдан катта: $H_n > \frac{u_2^2}{2g}$.

2. Кураклар иш гилдираги айланишига тескари эгилган, яъни $\beta_2 < 90^\circ$ ва $\cos \beta_2 > 0$. Бу ҳолда (13.7) да қавс ичидаги миқдор

бирдан кичик: $H_n < \frac{u_2^2}{2g}$.

3. Кураклар радиал йўналишига эга, яъни $\beta_2 = 90^\circ$ ва $\cos \beta_2 = 0$.

Бу ҳолда қавс ичидаги миқдор бирга тенг: $H_n = \frac{u_2^2}{2g}$.

Кўришиб турибдики, назарий босимнинг энг катта қиймати кураклар иш гилдираклари айланиши томонига эгилганда бўлиб, энг кичик қиймат тескарига эгилганда бўлади. Лекин β_2 нинг қиймати ортган сари гидравлик йўқотишлар ортиб, насоснинг гидравлик ФИК и камайиб кетади. Шунинг учун амалда насосларда назарий босим кам бўлишига қарамай, β_2 ни 90° дан кичик қилиб олинади. Амалда энг кўп қўлланиладиган бурчаклар 16° дан 40° гача қийматларда олинади. Албатта β_2 нинг кичрайиши

иш ғилдирагининг „реактив“ лигини оширади. Бу эса турбина-лар назариясида қўл келади ва айланиш сонининг ортишига сабаб бўлади.

2.9-§. Фойдали босим

Иш ғилдирагига кириш ва ундан чиқишда парраклар ораси-даги каналнинг кенгайиб боришидан, кураклар эгрилигининг ортиши натижасида циркуляция ҳосил бўлишидан ва бошқа сабабларга кўра назарий босимнинг бир қисми сарф бўлади. На-тижада насоснинг амалий босими назарий босимга қараганда кам-роқ бўлади. Насос иш ғилдирагидан амалда олинадиган босим амалий босим дейилади ва H_a билан белгиланади.

Амалий босимнинг назарий босимга нисбати насоснинг гидрав-лик фойдали иш коэффициентини беради:

$$\eta_r = \frac{H_a}{H_n}$$

Гидравлик ФИК 0,8 билан 0,95 ўртасида ўзгаради ва юқорида айтилган сабабларнинг таъсирига қараб турли қийматларни қабул қилади. Шундай қилиб

$$H_a = \eta_r H_n = \eta_r \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2}{g} \quad (13.8)$$

ёки гидромашиналар учун умумий тенглама кўринишида

$$H_a \eta_r = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1}{g}$$

Юқорида келтирилган босим тенгламаларига иш ғилдирагидаги кураклар сони кирмайди. Ҳақиқатда эса, кураклар сонининг кўп ёки кам бўлишига қараб, улар орасидаги канал турлича бўлади. Бу эса ўз навбатида босимга таъсир қилмай қолмайди. (13.8) тенг-лик ёрдамида ҳисобланган босим кураклар сони чексиз кўп бўл-ган ҳолга тўғри келади, чунки у каналларда оқаётган суюқлик-нинг барча зарралари бир хил траектория бўйича ҳаракат қилган ҳоли учун ўринлидир.

Кураклар сонини босим тенгламасига киритиш йўли билан на-соснинг фойдали босими учун тенглама олиш мумкин;

$$H_\phi = H_n \eta_r \cdot \epsilon, \quad (13.9)$$

бу ерда ϵ — насос кураклари сони чеклилигини ҳисобга олувчи коэффициент бўлиб, у 0,6 — 0,8 га тенг.

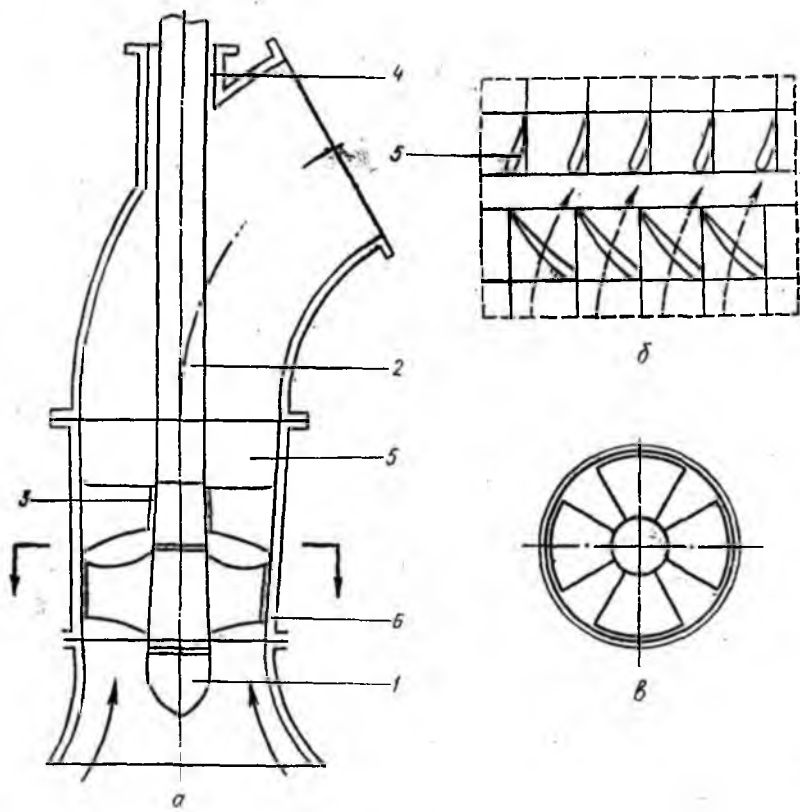
Кураклар сонининг босимга таъсирини назарий ҳисоблашга интилишлар натижаси тажриба натижаларидан узоқ бўлиб, ама-лий аҳамиятга эга эмас. Кураклар маълум даражада сийрак жой-лашганда ϵ учун тажрибага яқин келувчи қуйидаги муносабатни келтириш мумкин:

$$\epsilon = \frac{1}{1 + \sigma}$$

2.10-расмда насосларнинг тезюарлигига қараб иш ғилдираги ўлчамларининг камайиб бориши кўрсатилган. Тезюарлиги кичик насосларга юқори босим ҳосил қилувчи, масалан, кўп босқичли ва кам сарф берувчи насослар киради. Катта тезюарликка эга бўлган насослар эса кичик босим ҳосил қилиб, юқори сарф бе-ради (масалан парракли насослар).

2.14- §. Ўқий насослар

Насоснинг тезюарлигини ошириш борасида олиб борилган ишлар ўқий (парракли) насосларнинг яратилишига олиб келди. Тезюарликни ошириш, иқорида айтилганидек, иш ғилдираги чиқиш ва кириш диаметрларининг нисбатини ва β , бурчакни ка-майтириш йўли билан амалга оширилади. Натижада $D_2 = D_1$ бўл-ган ўқий насос пайдо бўлади. Ўқий насоснинг схемаси 2.11-расмда келтирилган. Бу насоснинг парраклар ўрнатилган иш ғил-дираги 1 ва 2 га ўрнатилган ҳамда 3 ва 4 подшипникларда ай-ланади. Иш ғилдираги суюқлик оқиб ўтиши учун қулай шакл-



2.11- расм. Ўқий насосларнинг схемаси.

даги втулкага ўрнатилган паррактлардан иборат бўлиб, унинг айланиши натижасида суюқлик ҳаракатга келиб, йўналтирувчи аппарат 5 га ўтади. Иш ғилдираги ва йўналтирувчи аппарат труба шаклидаги корпус 6 га ўрнатилган. Насос томонидан тортилаётган суюқлик корпусдан ўтиб, тегишли бўлимга йўналтирилади.

2.11-расм, б ва в да иш ғилдирагининг кўндаланг кесими ва ғилдирак билан йўналтирувчи аппаратнинг цилиндрик кесимдаги ёйилмаси келтирилган. Суюқлик киришда ўқий йўналишда ҳаракатланиб, иш ғилдирагидан ўтганда марказдан қочма куч таъсирида радиал йўналишга силжийди ва спираль кўринишда ҳаракат қилади (2.11-расм, б да пунктир чизиқлар). Йўналтирувчи аппаратдан ўтганда эса яна ўқий йўналишни қабул қилади. Бу эса гидравлик қаршиликни камайтириб, насос вужудга келтирган босимни оширишга ёрдам беради.

Тезюарлик коэффициенти марказдан қочма насосларга қараганда катта, ўқий насосга қараганда кичик бўлган насослар тури диагональ насослар бўлиб, уларда чиқиш ва кириш диаметрларининг нисбаги бирдан каттароқ. Диагональ насосларнинг тузилиши ўқий насосга ўхшаган бўлиб, асосан иш ғилдирагининг шакли билан фарқланади. Паррактлар втулкага 45° ли бурчак остида маҳкам ўрнатилган бўлади. Бундай насосларнинг паррактлари 60° ва 45° га қияланган, уларнинг бурчагини ўзгартирувчи механизм билан таъминланган турлари ҳам мавжуд. Уларнинг баъзи турларида эса суюқлик ўқ бўйича кириб, иш ғилдирагидан ўққа маълум бурчак остида чиқади. Шундай қилиб, бу насосларда марказдан қочма куч қисман фойдаланилгани учун, у ҳосил қилган босим каттароқ бўлади.

XIV боб. КУРАКЛИ НАСОСЛАРНИНГ ЭКСПЛУАТАЦИОН ҲИСОБИ

2.15-§. Насослар характеристикаларини қайта ҳисоблашда ўхшашлик формулаларидан фойдаланиш

Кўп ҳолларда, кўп қувват сарф бўлгани учун, насосларни мосланган айланиш сонларида синаб бўлмайди. Бунда агар ишлаш шароити айланиш сонини ўзгартиришга имкон берса, у берилган айланиш сонидан насоснинг характеристикаларини тузиб, сўнгра мос айланиш сонидан ишлаш шароитига тўғрилаш мумкин. Насоснинг бир айланиш сонидан ишлаши, иккинчи айланиш сонидан ишлашига ўхшаш бўлса, яъни бу икки ҳолда иш ғилдирагидан чиқиш куч учбурчаклари ўхшаш бўлса, насос биринчи ҳолда натура, иккинчи ҳолда эса модель бўлиб хизмат қилади. Шундай қилиб, натура ва моделнинг ўлчамлари бир хил бўлгани учун ўхшашлик формулаларидаги λ сони бирга тенг бўлади. Шунинг учун бу ҳолда (13.13), (13.14) (13.15) формулалар қуйидагича ёзилади:

биринчи ўхшашлик муносабати

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}, \quad (14.1)$$

иккинчи ўхшашлик муносабати

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2, \quad (14.2)$$

учинчи ўхшашлик муносабати

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3. \quad (14.3)$$

Бу формулаларни олишда ФИК ўзгармас деб қабул қилдик. Ҳақиқатда ҳам, ўхшаш насосларда гидравлик ва ҳажмий ФИК деярли ўзгармайди. Сальник ва подшипниклардаги ФИК эса юқорида айтилгандек жуда кичик миқдор. Шунинг учун қабул қилган шартимиз насосларнинг характеристикаларини бир айланиш сонидан иккинчи айланиш сонига ўтишда сезиларли хато бермайди.

Олинган ўхшашлик муносабатларини қуйидагича таърифланади. Насоснинг айланишлар сонини ўзгартирганда унинг характеристикаларини янги ўзгариш сонига мослаб, қайта ҳисоблаш мумкин. Бунда:

1) сарфлар айланишлар сонларининг нисбатига тўғри пропорционал;

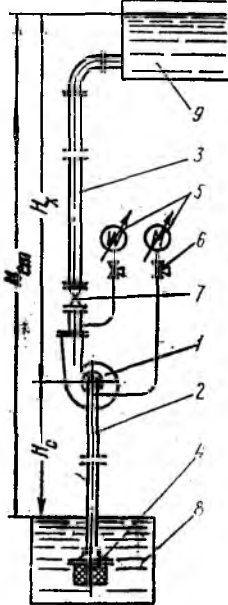
2) босимлар айланишлар сонлари нисбатининг квадратига пропорционал;

3) қувватлар айланишлар сонлари нисбатининг кубига пропорционал.

Бу учта таъриф тажрибада тасдиқланган бўлиб, айланишлар сони кичрайганда умумий ФИК оз миқдорда камаяди.

2.16- §. Насос қурилмаси

Насос қурилмаси насоснинг ўзи 1 дан ташқари, таъминловчи сув сақлагич 8 дан қабул қилувчи система 9 гача бир қанча қисмлардан иборат бўлади (2.12- расм). Насос ишлаганда суюқлик таъминловчи идишдан, тиргак клапан 4 ва сўриш трубаси 9 орқали ўтиб, насоснинг иш ғилдираклари орасига киради. Насосга кириш олдида вакуумметр 6 ўрнатилган бўлиб, у сўриш трубасидаги сийракланиш даражасини кузатишга ёрдам беради. Насосдан чиқишда сарфни ўзгартириш учун хизмат қилувчи беркиткич 7 ва босим ўлчагич манометр 5 ўрнатилган бўлиб, суюқлик булардан ўтганидан сўнг ҳайдаш трубаси 3 орқали ўтиб, қабул қилувчи идишга тушади. Тиргак клапан насосни ишга тушириш олдидан қуйилган суюқлик таъминловчи идишга оқиб кетмаслиги учун ўрнатилган бўлиб, турли ифлосликларнинг киришидан филтър билан ҳимояланган. Таъминловчи идишдаги суюқлик сатҳи билан насос ўрнатилган сатҳ орасидаги фарқ сўриш



2.12- расм. Насос қурилмасини тушунтиришга оид чизма.

баландлиги дейилади ва H_c билан белгиланади. Насос ўрнатилган сатҳ билан қабул қилувчи идишдаги суюқлик сатҳлари фарқи ҳайдаш баландлиги дейилади ва H_x билан белгиланади. Сўриш баландлиги билан ҳайдаш баландлигининг йиғиндиси статик баландлиқ дейилади ва $H_{ст}$ билан белгиланади. Сўрилиш сатҳи билан қабул сатҳларига Бернулли тенгламасини қўлласак, у ҳолда статик сатҳ $H_{ст}$ геометрик баландлиққа H_2 тенг эканлигини кўрамыз. Насос қурилмасида ҳосил қилинган босим геометрик баландлиқ, сўрилиш ва қабул сатҳларидаги босимлар фарқидан ҳосил бўлган босим ва динамик босимлар йиғиндисидан иборатдир. Бу босимни ҳисоблаш формуласи насосларнинг асосий параметрлари ҳақидаги бўлимда келтирилган.

Насос системасидаги қийинчиликлардан бири насосга кириш ва чиқишдаги босимлар фарқи ҳисобига насосни ўқ бўйича силжитишга интилувчи кучнинг пайдо бўлиши ва унга қарши курашдир. Бу куч насосга кириш ва чиқишдаги босимлар (p_1 ва p_2), кириш ва чиқишдаги диаметрлар (d_1 ва d_2) орқали қуйидагича ҳисобланади:

$$P_{\text{ўқ}} = p_2 \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_0^2) - p_1 \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_0^2) - p_2 \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2) = \\ = (p_1 - p_2) \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_0^2),$$

бу ерда d_0 — валнинг диаметри.

Насос агар кўп босқичли бўлса, тегишли босқичлардаги кириш босимларини $p_{1-1}, p_{1-2}, \dots, p_{1-n}$ чиқиш босимларини эса $p_{2-1}, p_{2-2}, \dots, p_{2-n}$ билан белгиласак, ўқий куч қуйидагича аниқланади:

$$P_{\text{ўқ}} = \frac{\pi}{4} (p_{2-1} + p_{2-2} + \dots + p_{2-n}) (d_2^2 - d_0^2) - \\ - \frac{\pi}{4} (p_{1-1} + p_{1-2} + \dots + p_{1-n}) (d_1^2 - d_0^2) - \frac{\pi}{4} (p_{2-1} + p_{2-2} + \dots + \\ + p_{2-n}) \cdot (d_2^2 - d_1^2) = \frac{\pi}{4} \sum (p_{2-n} - p_{1-n}) (d_1^2 - d_0^2).$$

Бундан кўринадики, ўқий босим кириш ва чиқишдаги босимлар фарқи ва кириш кесимининг ортиши билан ортади. Шу билан бирга суюқлик сарфи ҳам ортади. Бу эса насос ўрнатилган заминга таъсир қилиш билан бирга иш филдирагини ўз ҳолатидан силжитишга ҳаракат қилади. Бу куч уч хил усул билан мувозанатланади:

1) куч камайтиргич барабандан фойдаланиш (куч камайтиргич барабан узайтирилган цилиндр шаклидаги зичлагич бўлиб, охирги босқичдаги иш ғилдираги билан куч камайтиргич камера орасида жойлашади ва вал билан бирга айланади);

2) мувозанатловчи диск бўлиб, у ўқий босимнинг ўзгаришини автоматик равишда сезади ва бутун роторнинг силжиши ва зичлагич ҳолатининг ўзгаришига таъсир қилади;

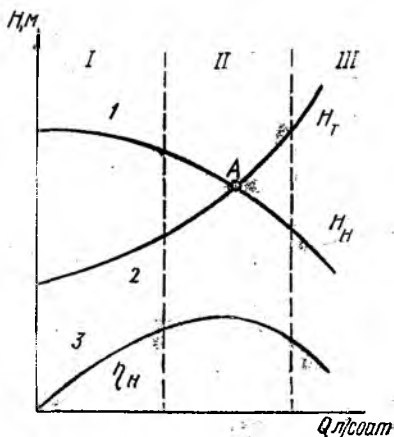
3) насоснинг икки томонига сўриш йўлини жойлаштириш. Бундан ташқари, ротор валини мустаҳкам асосга ўрнатилган шарикли тирак подшипникларга ўрнатиш йўли билан ҳам ўқий босим таъсирида силжишини йўқотиш мумкин.

Насос тўхтаганда ҳайдаш трубасидаги суюқлик тескарига ҳаркат қилмаслиги учун манометрдан кейин тиргак клапан ҳам ўрнатилади.

2.17-§. Насос билан таъминланган трубаларнинг ҳисоби

Биз гидравлика бўлимида (IX боб) да кўрганимиздек, трубаларни ҳисоблашда унинг характеристикасини тузиш ёки қаршиликни енгиш учун сарф бўладиган энергияни ҳисоблаш зарур бўлади. Сарфланадиган энергия трубанинг узунлиги ва диаметри, қаршилик коэффициенти, маҳаллий қаршиликлар ва бошқаларга боғлиқ (9.1). Бу сарфни енгиш учун қанча босим кераклигини ҳисоблаш (9.1) йўли билан сув тўлдирилган идишни қанча баландликка кўтариш зарурлигини ёки берилган босим ёрдамида қанча сарф олиш мумкинлигини ҳисоблаш йўллари билан танишдик. Трубалардаги энергия сарфини енгиш ва тегишли сарф олиш учун насослардан ҳам фойдаланиш мумкин. Бунда албатта насоснинг босими керакли босимдан кичик бўлмаслиги керак. Шунинг учун трубопроводда тегишли сарфни олиш учун етарли босимни ҳосил қилиб бера оладиган насосни танлаш насосли трубалар ҳисобининг асосини ташкил қилади. Буни амалга ошириш учун бир графикнинг ўзига насоснинг ва трубанинг босим характеристикаларини чизамиз (2.13-расм).

Расмда 1 чизиқ насос характеристикаси бўлса; 2 чизиқ трубопровод характеристикаси ва 3 чизиқ насос ФИК графигидир. Кўрииб турибдики, характеристикалар жойлашган соҳани уч қисмга ажратиш мумкин. Биринчи қисмда насоснинг босими трубаининг шу сарфга тегишли босимидан ортиқ бўлиб,



2.13-расм. Насос билан таъминланган трубаларни ҳисоблашга доир.

бу қисмда насоснинг фойдали иш коэффициенти кам бўлади. Иккинчи қисмда насос босими билан, трубада тегишли сарф олиш учун зарур бўлган босимлар деярли тенг бўлиб, бу қисм характеристикалар кесишган A нуқтани ўз ичига олади. Шундай қилиб, соҳанинг бу қисмида насос энг яхши ишлайди ва унинг фойдали иш коэффициенти юқори бўлади, яъни унинг босими трубада суюқликнинг керакли сарфини ҳосил қилиш учун бутунлай сарф бўлади. A нуқтада эса насос труба билан энг яхши ишлайди. Учинчи қисмда насоснинг босими трубада тегишли сарф олиш учун зарур бўлган босимдан кичик бўлади, яъни насос керакли сарфни таъминлай олмайди.

Бу текширишдан кўринадики, берилган трубада тегишли сарфни олиш учун шундай насос танлаб олиш керакки, уларнинг характеристикалари шу сарф қиймати атрофида кесишсин. Албатта, запас куч нуқтаи назаридан қараганда характеристикалар кесишиш нуқтаси A тегишли сарфдан бир оз чапроқда жойлашиши керак.

2.18- §. Сўришни бошқариш

Насослар, одатда, трубопровод системасида ҳосил қилиниши зарур бўлган энг кўп сўришга қараб танлаб олинади. Лекин насосларни ишлатиш вақтида, кўпинча, ҳайдаш трубаларига камроқ сарф юбориш зарурати туғилиб қолади, яъни сўришни анча кенг чегара оралиғида ўзгартириб туриш керак бўлади. Юқорида айтганимиздек, амалий сўриш насос ва труба характеристикаларининг кесишган нуқтасида танлаб олинади. Бундан кўринадикки, сарфни ўзгартириш учун ё насоснинг характеристикасини, ёки трубанинг характеристикасини ўзгартириш керак экан. Амалда сарфни бошқаришнинг бир қанча усуллари мавжуд.

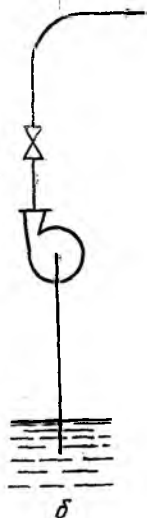
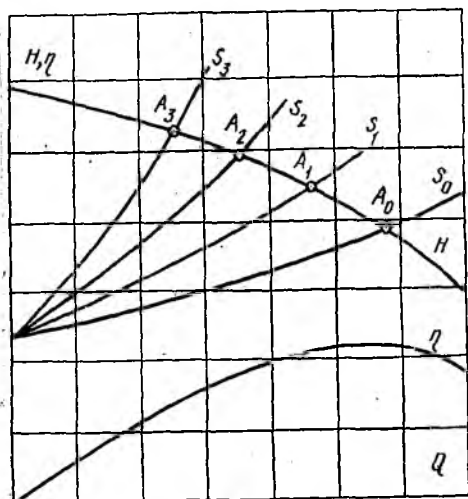
1. Бошқаришнинг дросселлаш усули куракли насослар учун энг кўп тарқалган усулдир. Унинг моҳияти беркиткичнинг очилиш даражасини камайтириш йўли билан қўшимча қаршилиқ ҳосил қилиш ҳисобига ҳайдаш трубадаги барқарорлашган характеристикани ўзгартиришдан иборат. Трубанинг босими билан сўриш орасидаги боғланиш $H = aQ^2$ эканини ҳисобга олсак, аввалги коэффициентни a_0 беркиткич сурилгандан кейинги коэффициентини a_1 десак, у ҳолда a_0 га беркиткич ҳисобига янги $a_{\text{бер}}$ коэффициент қўшилганини кўраемиз:

$$a_1 = a_0 + a_{\text{бер}}$$

Шундай қилиб, трубанинг характеристикаси қуйидаги формула билан аниқланади:

$$H = H_{\text{ст}} + a_0 Q^2 + a_{\text{бер}} Q^2.$$

Коэффициент $a_{\text{бер}}$ нинг қиймати очилиш даражасининг ортиши билан ортиб боради. 2.14- расм, a да беркиткичнинг очилиш даражасига қараб труба характеристикасининг насос характеристикасига нисбатан ҳолатининг ўзгариб бориши кўрсатилган. Кўри-



2.14- расм. Дросселнинг очилиш даражасига қараб сарфни бошқаришга доир схема.

ниб турибдики, беркиткични бекитиш йўли билан сўришни Q_{\max} дан нолгача ўзгартириб бориш мумкин экан.

Беркиткич билан сўришни бошқариш жуда осон бўлиб, унинг ягона камчилиги насоснинг бир қисм энергиясининг беркиткич қаршилиги $\alpha_{\text{бер}} Q^2$ ни енгишга сарф бўлишидир.

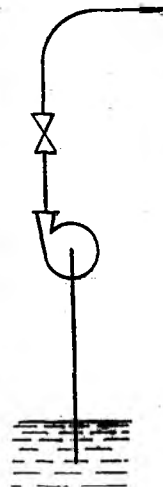
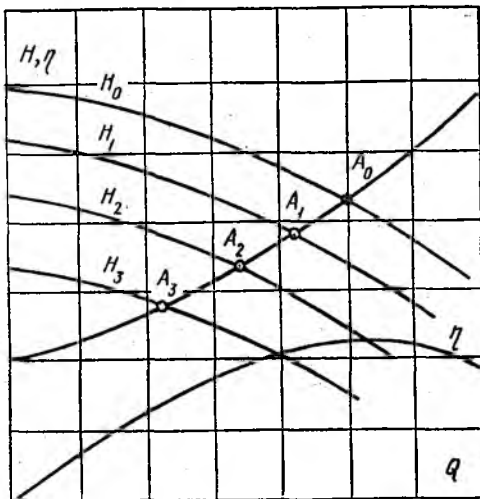
2. Насоснинг айланиш сонини ўзгартириш усули. Агар бирор мосланган айланиш сони n_0 да насоснинг босими H_0 , сўриши Q_{\max} бўлса, айланиш сонини камайтириш йўли билан сарфни камайтириб бориш мумкин.

Айланиш сонини узлуксиз камайтириш йўли билан ҳам сарфни узлуксиз ўзгартириб бориш мумкин (2.15- расм).

Амалда айланиш сонини ўзгартириш билан сўришни ўзгартириш жуда катта қийинчиликлар билан боғлиқ, чунки ҳаракатга келтирувчи сифатида ишлатиләдиган асинхрон электродвигателлар бир хил айланиш сонини ишлайди. Мавжуд ток частотасини ёки валнинг сирпанишини ошириш билан асинхрон двигателларнинг частотасини ўзгартириш усуллари ҳозирча кенг қўлланилгани йўқ.

Насос билан двигатель ўртасига турли бошқарилувчи қисмлар қўйиш қурилмани мураккаблаштириб ва қимматлаштириб юборди.

3. Бир қисм сарфни қайтариш усули (2.16- расм) ҳайдаш трубаси билан сўриш трубасини туташтирувчи қўшимча трубадаги беркиткични очиш йўли билан амалга оширилади. Бу эшикчанинг очилиш даражаси ортиши билан ҳайдаш трубасига кетаётган сарф Q камайди. Бошқаришнинг бу усулини, энергияни

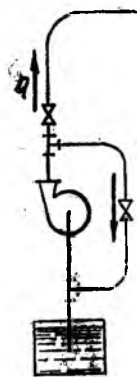


2.15- расм. Айланишлар сонини ўзгартириш йўли билан сарфни ўзгартиришга доир схема.

тежаш нуқтаи назаридан, сўришнинг ортиши билан қуввати камаювчи тезюрар насосларга қўллаш мақсадга мувофиқроқдир. Шуни назарда тутиш керакки, қўшимча трубадаги беркиткични очиш билан насосдаги сарф ортиб, унинг ишлаш ҳолати, кавитация кўрсаткичлари ортиши ҳисобига ёмонлашади. Бу усул камдан-кам қўлланилади.

4. Иш ғилдираги куракларининг жойлашиш бурчагини ўзгартириш усулини иш вақтида кураклар қиялик бурчагини ўзгартириш механизми билан таъминланган ўқий ва диагональ насослардагина амалга ошириш мумкин. Бу усул билан сўришни узлуксиз ўзгартириб бориш мумкин, лекин ўзгариш чегараси жуда кичик.

5. Ишлаётган насослар сонини ўзгартириш усули насосларни параллел уланганда ишлаётган насослар сонини ўзгартириш билан амалга оширилади (бунда тўхтагилган насоснинг ҳайдаш трубасидаги клапан ёпилган бўлиши керак). Бундай бошқариш усули қулай, лекин сарф нотекис (кескин ортиб ё камайиб) ўзгаради. Бу усулни дросселлаш билан бирга қўлланса, яхши энергетик кўрсаткичга эришиш мумкин.



2.16- расм. Бир қисм сарфни қайтариш йўли билан сарфни бошқаришга доир схема.

2.19-§. Насосларни кетма-кет ва параллел улаш

Ишлаб чиқаришда кўп ҳолларда юқори босим ёки сарф олиш учун бир неча насосни бирга ишлатишга тўғри келади. Бундай иш ё битта насос керакли босимни, ёки сарфни етказиб бера олмайдиган, ёки энергияни тежаш учун битта насос ўрнига бир неча насос ишлатиш зарур бўлган ҳолларда керак бўлади. Бир неча насосни бир ерга тўплаб насос станцияси ташкил қилиш ҳам мумкин.

Бир неча насосни биргаликда ишлатишни икки хил усулда: кетма-кет ва параллел улаш усулларида амалга ошириш мумкин.

1. Насосларни нетма-кет улаш

Насосларни кетма-кет улаш турлича амалга оширилиши мумкин (2.17-расм). Бунда биринчи насоснинг чиқиш найчасини иккинчи насоснинг кириш найчасига уланади ва биринчи насос билан иккинчи насос орасида маълум узунликдаги труба бўлиши шарт. Кўпинча, иккита кетма-кет уланган насослар бир хил бўлишига ҳаракат қилинади. 2.17-расмда насосларни кетма-кет улашнинг икки хил схематик кўриниши тасвирланган. Бу схемаларга кўра кетма-кет уланган насосларнинг сарфлари тенг бўлиб, умумий босим ҳар бир насос босимларининг йиғиндисига тенг. Бу схема кетма-кет уланган ҳар бир насос характеристикаларидан фойдаланиб, насослар группасининг умумий характеристикасини тузишга имкон беради.

2.18-расмда келтирилган характеристикалар графигидан

$$H_{1+2} = H_1 + H_2.$$

Икки насос қувватларининг йиғиндиси ҳам айрим қувватлар йиғиндиларига тенг

$$N_{1+2} = N_1 + N_2 = \frac{\gamma Q H_1}{102 \eta_1} + \frac{\gamma Q H_2}{102 \eta_2}.$$

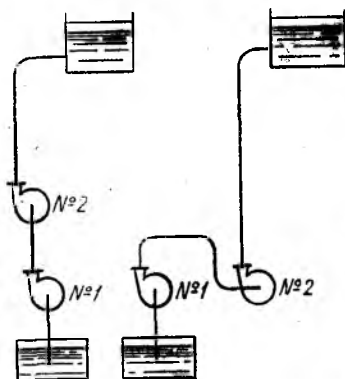
Агар насослар группасининг умумий фойдали иш коэффициентини ўртача фойдали иш коэффициенти билан алмаштирсак:

$$N_{1+2} = \frac{\gamma Q (H_1 + H_2)}{102 \eta_{\text{ср}}},$$

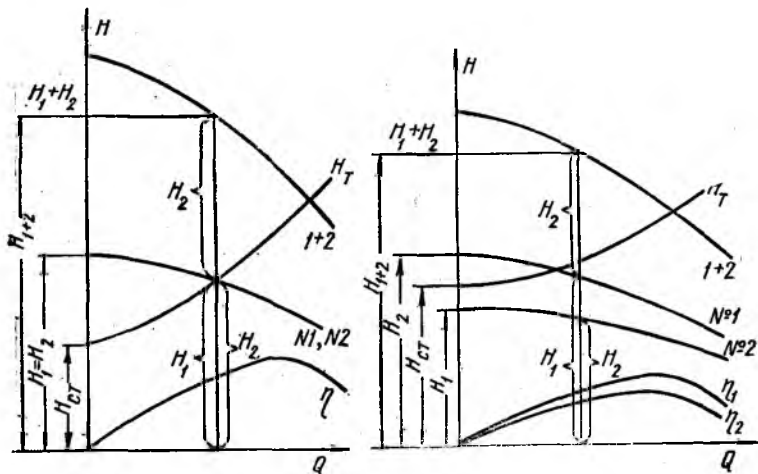
бунда

$$\eta_{\text{ср}} = \frac{H_1 + H_2}{\frac{H_1}{\eta_1} + \frac{H_2}{\eta_2}}.$$

Агар бир неча насос кетма-кет



2.17-расм. Насосларни кетма-кет улашга доир схема.



2.18- расм. Насосларни кетма-кет улашда уларнинг трубопровод билан бирга ишлаш характеристикаси.

уланса, у ҳолда

$$H = \sum_{i=1}^n H_i.$$

Насослар бир хил характеристикага эга бўлса, сўнгги формула бошқача ёзилади:

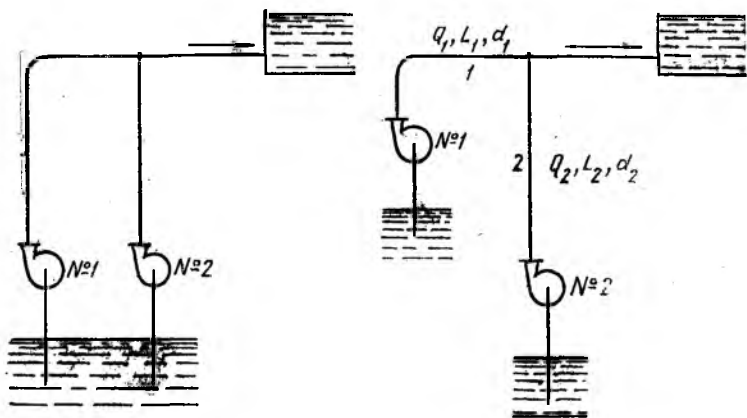
$$H = nH_1.$$

2.18- расм, а да икки бир хил насоснинг 2.18- расм, б да эса икки хил насоснинг кетма-кет улангандаги характеристикалари келтирилган. Иккинчи графикдан кўринадики, иккинчи насоснинг босими ҳатто статик босимни енгилса ҳам етмайди. Демак, иккинчи насосдан олинган босим шу насос айрим ишлаганидаги босимдан анча катта бўлади. Демак, шуни назарда тутиш керакки, насосларнинг чиқиш найчалари маълум босимга чидайдиган қилиб ҳисобланган бўлиб, бу ҳол насосларни кетма-кет улашга чегара қўяди. Шуни айтиш керакки, икки турли насосни кетма-кет улаш мумкин, лекин бунда сарфлар тенг бўлгани учун уларнинг ҳисобланган сарфлари бир-бирига яқин бўлиши керак. Акс ҳолда насослардан бири иккинчисига тўсқинлик қилиши мумкин.

Агар икки насос кетма-кет уланганда улар жуда яқин жойлашиб қолса, таъминловчи идишга уланган насос, иккинчи насоснинг сўриш таъсирида бўлгани учун, жуда кичик босим ҳосил қилади. Натижада кетма-кет улаш яхши самара бермайди.

2. Насосларни параллел улаш

Бу усул бир неча насос ёрдамида баравар сув тортиб, битта трубага қуйишдан иборат (2.19- расм). Бу ҳолда ҳар бир насоснинг ишлаши қарши босимнинг катталигига боғлиқ. Агар икки



2.19- расм. Икки насосни параллел улашга доир схема.

насос параллел ишласа-ю, улардан бирининг сарфи ҳам, босими ҳам катта бўлса, бу ҳолда иккинчи насоснинг босими қайтарилиб (бошқача айтганда иккинчи насос бўғилиб), умумий трубага берадиган сарфи нолга тенг бўлади. Баъзи ҳолда босими паст насосда суюқлик тескари томонга (насос ишлаб туришига қармай) ҳаракат қилиб, сўриш трубасидан қайтиб тушиши мумкин. Босими паст насоснинг бундай ишлаши тескари оқишда ишлаш дейилади. Шунинг учун насосларни параллел улашда, уларнинг умумий характеристикасини билишдан ташқари, ҳар бир насоснинг характеристикасини билиш ва уни қаерга жойлаштиришни аниқлаш зарур бўлади. Шундай насосларни параллел улашнинг турли усуллари бўлиши мумкин.

1. Икки, уч ва бир қанча насослар бирга ишлаши мумкин.

2. Бирга ишлаётган насосларнинг характеристикалари бир хил ёки ҳар хил бўлиши мумкин.

3. Насослар магистралга бир-бирига яқин масофада туташтирилган (насослар орасидаги трубаларнинг қаршилиги жуда кичик) ёки узоқ масофада туташтирилган бўлиши мумкин.

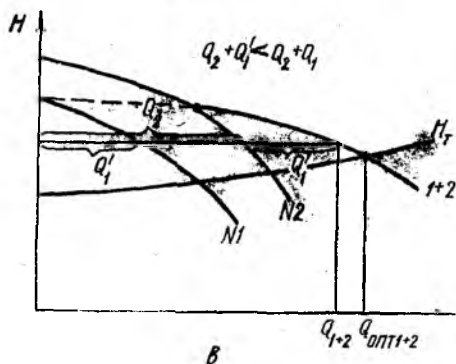
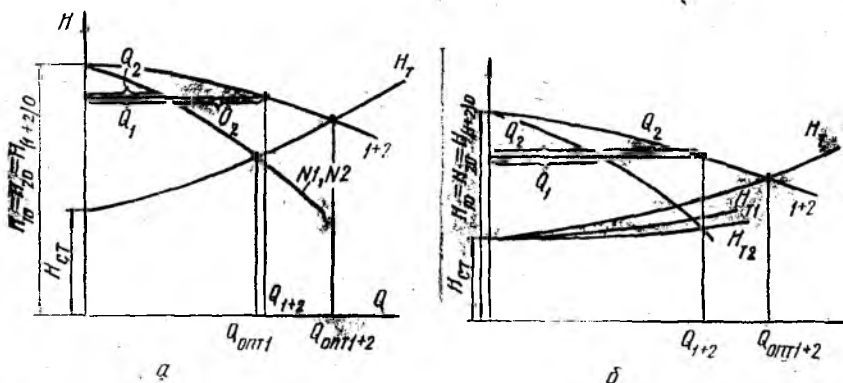
4. Насосларнинг сўриш шароити бир хил ёки ўзгариб турувчи (таъминловчи идишда суюқлик босим остида бўлиб, бу босим ўзгарувчан) бўлиши мумкин.

Барча ҳолда ҳам насосларнинг босими бир хил бўлиб, умумий сарф хусусий сарфларнинг йиғиндисига тенг бўлади.

Аввал бир хил характеристикали иккита бир хил насоснинг яқин жойлашган ҳолини кўрамиз. Агар бу икки насос бир-бирига таъсир қилмаса, у ҳолда

$$Q_{1+2} = Q_1 + Q_2 = 2Q_1.$$

Агар параллел уланган икки насосдан бирининг беркиткичи ёпилган бўлса, система битта насосдек ишлайди. Беркиткичининг очиб борилиши билан сарф ҳам ортиб бориб $2Q_1$ га тенглашади. Бун-



2.20- расм. Насосларни параллел улашда уларни трубопроводга иш лаш схемаси.

бўлиб (2.19- расм), уларнинг характеристикалари тегишли равишда H_{T1} ва H_{T2} бўлсин (2.20- расм, б). Бунда аввалги ҳолдаги каби сарфларни қўшиб, насослар группасининг характеристикаси H_{1+2} ни ҳамда гидравлика бўлимида келтирилган бўйича трубалар характеристикаларини қўшиб, трубаларнинг умумий характеристикаси H_T ни битта координата системасида қураимиз. Натижада икки бир хил насос бир-биридан узоқ масофада жойлашган ҳолдаги иш характеристикасини оламиз.

Бир неча бир хил характеристикали насослар бирга ишлаганда аввал иккита насоснинг умумий характеристикасини тузиб оламиз. Сўнгра икки насоснинг умумий характеристикасини битта насос характеристикасидек қараб, уни учинчи насос характеристикаси билан қўшамиз. Шундан сўнг уч насос умумий характеристикасини тўртинчи насос характеристикаси билан қўшамиз ва шу тарзда ишни давом эттириб, исталганча насослар группасининг умумий характеристикасини тузамиз. Бу яқунловчи характеристика билан трубалар системаси характеристикалари кесишуvidан системанинг умумий сарфи ва босимини топамиз. Ик-

да албатта оптимал сарф икки насос оптимал сарфлари йиғиндисидан кичик, чунки у труба характеристикасининг эгрилигига боғлиқ (2.20- расм, а). Энди иккита бир хил характеристикали насос бир-биридан узоқ жойлашган ҳолни қураимиз. Бунда икки насос трубаларининг туташган жойидан биринчи насосга узунлиги l_1 , диаметри d_1 бўлган труба иккинчи насосга, узунлиги l_2 , диаметри d_2 бўлган трубалар

ки хил характеристикали икки насоснинг параллел ишлашини кўришда эса аввало ҳар бир насоснинг айрим-айрим характеристикаларини тузамиз. Бу ҳолда иккинчи насоснинг сарфи ортиб бориб, унинг камайиб бораётган босими биринчи насоснинг босимига тенглашгунча, биринчи насос „бўгилиб“, сарфи нолга тенг бўлади. Босимнинг бундан кейинги пасайишидан бошлаб, биринчи насос ҳам суюқлик торта бошлайди (2.20-расм, в). Шунинг учун умумий характеристикани олишда иккинчи насос ишлаш бошлагандан бошлаб, сарфлар қўшилгани билан умумий сарф бу икки насоснинг айрим ишлаганидаги сарфларининг йиғиндисидан кичик бўлади:

$$Q_{1+2} < Q_1 + Q_2.$$

Лекин бирга ишлагандаги сарфлар йиғиндисига тенг:

$$Q_{1+2} = Q'_1 + Q_2.$$

Биз кўрилган схемада икки хил характеристикали насослар яқин масофада бўлган ҳолни кўрдик. Улар ўзаро узоқ жойлашган бўлса, оптимал сарфни топишдан олдин трубалар характеристикаларини қўшиб оламиз. Амалда гидросистемаларда параллел ва кетма-кег уланган насослар турли комбинацияда учрашлари мумкин. Бундай мураккаб системаларнинг ишлашини текшириш унча қийинчилик туғдирмаса ҳам жуда кўп вақт ва диққат талаб қилувчи график ҳамда ҳисоблаш ишлари зарур бўлади. Айниқса насосларнинг сўриш баландлиги турлича бўлса, иш мураккаб-лашади.

2.20-§. Куракли насосларда кавитация. Чегаравий сўрилиш баландлиги

Юқорида биз куракли насосларда энергиянинг сарф бўлиши ҳақида тўхталганимизда насос иш ғилдиракларининг каналларида кавитация вужудга келиши ҳақида гапирган эдик. Бунда каналнинг ботиқ томонида босим орғиб, қавариқ томонида камайиши ҳисобига уюрмали ҳаракат вужудга келади (2.7-расм). Шундай қилиб, иш ғилдирагининг баъзи қисмларида, асосан кириш қисмида, абсолют босим суюқликнинг тўйинган буглари босимидан камайиб кетиши мумкин. Натижада суюқликнинг оқимида пуфакчалар пайдо бўлиб, улар иш ғилдирагидан чиқишга яқинлашган сари, босим ортгани сабабли, яна эриб кетади. Натижада пуфакчалар эгаллаган бўшлиқ бирдан ёпилишидан кичик гидравлик зарба ҳосил бўлади. Битта пуфакчанинг ёпилишидан ҳосил бўлган зарба кичик бўлса ҳам, бундай пуфакчалар сони жуда кўп бўлгани учун иш ғилдираги ва насос корпусига катта зарар келтиради. Кавитациянинг асосий зарарларидан бири — унинг кучайиб кетиши натижасида насоснинг мослашган ишлаш тартиби бузилишидир. Бунда сўрилиш томонидаги вакуумни, чиқишдаги босимни, сарф бўлаётган қувватни кўрсатувчи асбобларнинг стрелкаси кўрсатишини „йўқотиб“, бетартиб ҳаракат қила бош-

лайди ва насос сууқликни деярли тортмай қўяди. Ташқаридан кавитация ҳодисаси ўзига хос шовқин пайдо бўлиши, насоснинг ва унга туташган трубаларнинг тебраниши билан характерланади. Иккинчи хил зарар — кавитация кучайган жойларда металлнинг емирилишидир. Кўп босқичли насосларда кавитация ҳодисаси асосан биринчи босқичда бўлади. Текширишлар кавитация ҳодисасига асосий сабаб механик эффектлар эканлигини, Галлернинг текширишлари зарба частотаси 2500 Гц га, зарба кучи 300 атм ($29,4 \times 10^6$ Н/м²) га тенг эканлигини кўрсатди (Галлер қўллаган датчикнинг қабул қилувчи қисмининг юзаси 1,5 мм га тенг бўлган).

Юқорида айтилганлар кўрсатадики, кавитация ҳодисасининг пайдо бўлишига насоснинг кириш қисмида ва иш ғилдирагига киришда босимнинг камайиб кетиши сабабдир.

Кириш қисмида босимнинг камайиши икки сабабга кўра бўлиши мумкин: айланиш сонининг ортиши; сўрилиш баландлигининг ортиши.

Биринчи ҳолда айланиш сонининг ортиши марказдан қочма кучнинг ортишига сабаб бўлгани учун иш ғилдираги ўқида (демак, иш ғилдираги каналига киришда) босимнинг камайиб кетишига олиб келади.

Иккинчи ҳолда сўрилиш баландлигининг ортиши насосга киришда босимнинг камайиши орқали таъсир қилиб, сўрилиш баландлиги маълум чегарадан ўтганда сўрилишнинг тўхташига олиб келади. Ана шу чегара қиймат чегаравий сўрилиш баландлиги дейилади. Чегаравий сўриш баландлигини аниқлаш учун 2.12-расмдан фойдаланамиз. Таъминловчи идишдаги сатҳни биринчи кесим, насосга киришдаги сатҳни иккинчи кесим деб, бу икки кесимга Бернулли тенгламасини қўлаймиз. Биринчи кесимда босим p_1 , тезлик v_1 ; иккинчи кесимда босим p_c (сўрилиш босими), тезлик v_c (сўрилиш тезлиги), кесимлар сатҳининг фарқи H_c (сўрилиш баландлиги) деб қуйидаги тенгламани оламиз:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_c}{\gamma} + \frac{v_c^2}{2g} + H_c + h_{1-2}.$$

Бундан сўрилиш баландлигини топамиз:

$$H_c = \frac{p_1}{\gamma} - \left(\frac{p_c}{\gamma} + \frac{v_c^2 - v_1^2}{2g} + h_{1-2} \right). \quad (14.4)$$

Албатта, h_{1-2} гидравлик йўқотишларнинг йиғиндисидан иборат:

$$h_c = h_{1-2} = \lambda \frac{l_c}{d_c} \frac{v_c^2}{2g} + \sum_{i=1}^n \xi \frac{v_c^2}{2g},$$

бу ерда биринчи ҳад ишқаланиш қаршилиги бўлиб, сўриш трубагининг узунлиги l_c ва диаметри d_c га боғлиқ; иккинчи ҳад маҳаллий қаршиликлар йиғиндисидир.

(14.4) тенгламадан кўринадики, таъминловчи идишдаги босимнинг ортиши сўрилиш баландлиги ортиб, сўрилиш босими, сўрилиш тезлиги ва сўриш трубасидаги қаршилиқнинг ортиши билан камаяди. Агар таъминловчи идишдаги босим атмосфера босимига тенг бўлса, $p_1 = p_a$ тезлик эса нолга тенг, яъни $v_1 = 0$ бўлса (очиқ идиш), сўрилиш босими эса, суюқликнинг тўйинган буғ босимига тенг, яъни $p_c = p_i$ бўлса, у ҳолда (14.4) тенглама қуйидагича ёзилади:

$$H_c \leq \frac{p_a}{\gamma} - \left(\frac{p_i}{\gamma} + \frac{v_c^2}{2g} + h_c \right). \quad (14.5)$$

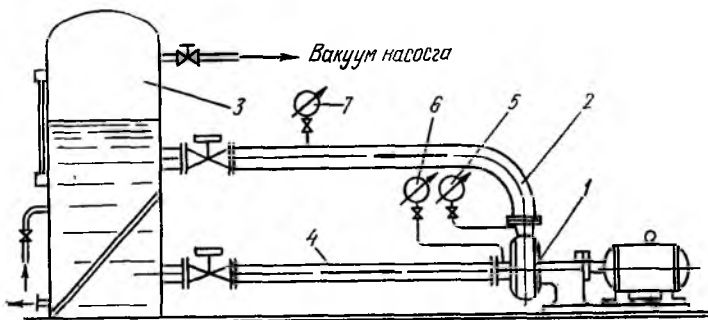
Бунда тенглик белгиси H_c нинг чегаравий сўрилиш баландлиги-га тенг бўлган ҳолини кўрсатади. Чегаравий сўрилиш баландлиги сўрилиш тезлиги v_c сўриш трубасининг қаршилиги h_c ва тўйинган буғ босими p_i ни ҳисобга олмаган ҳолда ҳам, денгиз сатҳида (20°C температурада) 10 м дан ошмайди. Амалий текширишда чегаравий сўрилиш баландлиги $6 \div 8$ м, сўрилиш тезлиги эса $v_c = 1 \div 1,5$ м/с бўлади.

2.21-§. Кавитация характеристикаси

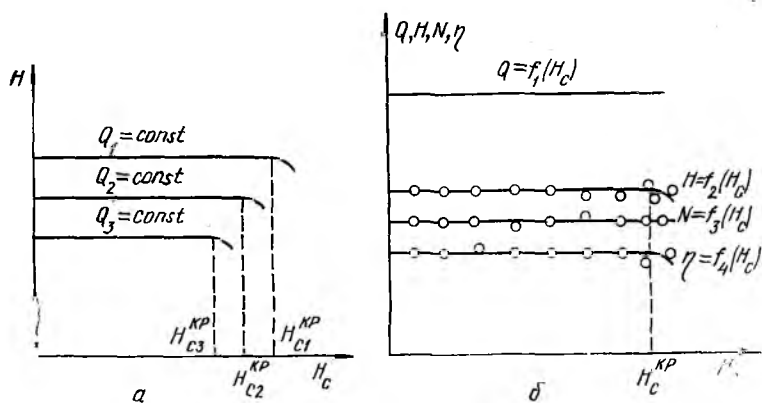
Сарф, босим, қувват ва фойдали иш коэффициентларининг сўрилиш баландлигига боғлиқлик функцияларининг графиги насоснинг кавитация характеристикалари деб аталади:

$$Q = f_1(H_c); H = f_2(H_c); N = f_3(H_c) \text{ ва } \eta = f_4(H_c).$$

Бу графиклар тажриба асосида тузилади. Бунинг учун сўрилиш босимини камайтириб бориб ёки сўрилиш баландлигини ошириб бориб, тегишли ҳарж, сарф, босим, қувват, ФИК ларни ўлчанади ва улар ёрдамида график тузилади. Бунинг учун 2.21-расмдаги схемада тасвирланган қурилма ёрдамида насос синалади. Бу қурилмада махсус кавитацион бак 3 ўрнатилган бўлиб, унда вакуум насос ёрдамида турли сийракланиш ҳосил қилиш мумкин.



2.21- расм. Сўрилиш трубасида кавитация ҳодисасини текшириш учун қурилма схемаси.



2.22- расм. Сўрилиш трубасида кавитация ҳодисасига доир графиклар.

Схемада тасвирланган вентиллар ёрдамида сўриш трубаси 4 ва ҳайдаш трубаси 2 да насос 1 ёрдамида ўзгармас $Q = \text{const}$ сарф оқими вужудга келтирилади ва шу сарф ўтказилаётган синаш давомида ўзгармас бўлиб қолади. Сарф ўзгармас бўлишини ҳайдаш трубасига ўрнатилган манометр 7 кўрсаткичи ўзгармаслигидан билинади. Насоснинг сўриш босими H_c ни вакуумметр 5 ва ҳайдаш босими H_x ни манометр 6 ёрдамида аниқланади. Кавитация баки 3 да секин-аста вакуумни ошириб бориш йўли билан H_c ни ўзгартириб борилади. H_c нинг бирор қийматида H , N ва η ларнинг кескин камайиб кетиши кузатилади.

H_c нинг бу нуқтага тегишли қиймати (2.22-расм) чегаравий сўрилиш баландлиги дейилади ва $H_c^{\text{кр}}$ билан белгиланади. Сарф. ни ўзгартириб бориш йўли билан ортиб борувчи сарф учун $H = f_2(H_c)$ графикларини чизиш мумкин. Сарф қанча катта бўлса, сўриш трубасида шунча кўп қаршилиқ бўлади ва кавитация узилиши H_c нинг кичик қийматлари томонига сурилади (2.22-расм, а). Кавитация H_c нинг $H_c^{\text{кр}}$ дан кичикроқ қийматларидан бошланади. Шунинг учун критик сўрилиш баландлигига 15–20% запас киритиб, жоиз сўрилиш баландлиги $H_c^{\text{ж}}$ ни белгиланади. Агар сўрилиш баландлиги жоиз сўрилиш баландлиги $H_c^{\text{ж}}$ дан кичик бўлса, насосда кавитация бўлмайди:

$$H_c \leq H_c^{\text{ж}}$$

Сўрилиш баландлиги учун чиқарилган (14.5) формуладан фойдаланиб, синаш йўли билан топилган сўрилиш баландлигидан геометрик сўрилиш баландлигига ўтиш мумкин.

2.22-§. Кавитация запаси

Кўпинча, кавитация кўрсаткичи сифатида кавитация запаси деб аталувчи каг таликдан фойдаланилади. Сўрилиш трубасидаги

босим билан тўйинган буғ босимига тегишли босим $\left(\frac{p_t}{\gamma}\right)$ нинг ай-
ирмаси кавитация запаси дейилади ва ΔH билан белгиланади:

$$\Delta H = \left(\frac{p_c}{\gamma} + \frac{v_c^2}{2g}\right) - \frac{p_t}{\gamma}. \quad (14.6)$$

Насосни бир хил сарф ва айланиш сонларида синаб, ўзгарувчан кавитация запасида (буни беркиткич ёрдамида сўрилиш қарши-
лигини ўзгартириш йўли билан бажариш мумкин) насос пара-
метрларининг 2.22-расмдаги каби ΔH га боғлиқ графикларини
тузиш мумкин. Бу графиклар ёрдамида чегаравий кавитация за-
паси $\Delta H_{кр}$ топилади. $\Delta H_{кр}$ га 1,1 ÷ 1,3 запас коэффициент кири-
тиб, жоиз кавитация запаси ΔH_p нинг қийматини аниқлаймиз.
Бунда насосда кавитация бўлмаслик шарти деб қуйидаги тенг-
сизлик олинади:

$$\Delta H \geq \Delta H_p \quad (14.7)$$

Насосда кавитация бўлмаслиги учун мавжуд кавитация запаси
жоиз запасдан кичик бўлмаслиги керак.

Таъминловчи идиш сатҳида $p_1 = p_a$ ва тезлик нолга тенглиги-
ни назарга олиб, (14.4) дан ушбу тенгламани оламиз:

$$\frac{p_c}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma} - \left(H_c + \frac{v_c^2}{2g} + h_c\right).$$

Бу тенгликни (14.6) га қўллаб қуйидагини оламиз:

$$\Delta H = \frac{p_a}{\gamma} - H_c - h_c - \frac{p_t}{\gamma}. \quad (14.8)$$

Келтирилган (14.7) тенгсизликдан фойдаланиб, (14.8) дан ушбу-
ни оламиз:

$$\frac{p_a}{\gamma} - H_c - h_c - \frac{p_t}{\gamma} \geq \Delta H_p,$$

бундан

$$H_c \leq \frac{p_a}{\gamma} - \Delta H_p - h_c - \frac{p_t}{\gamma}. \quad (14.9)$$

Бу формула атмосфера босими, температура, сўрилайётган суюқ-
лик хоссаларини ҳисобга олади ва сўрилиш баландлиги билан
жоиз кавитация запаси орасидаги муносабатни кўрсатади. Жоиз
кавитация запаси ΔH_p ёки жоиз сўрилиш баландлиги H_c^p сувнинг
температураси ва p_a га боғлиқ эмас, (14.9) формулага эса сўри-
лиш тезлиги v_c кирмайди.

2.23-§. С. С. Рудней формуласи ва унинг қўлланилиши

Ўхшашлик қонунларидан фойдаланиб, насоснинг кавитаци-
я параметрларига айланиш сонининг ўзгариши қандай таъсир қи-
лишини текшириш мумкин. Атмосфера босими учун $\frac{p_a}{\gamma} = 10,3$ м

ва совуқ сув учун $\frac{P_t}{\gamma} \approx 0,3$ ($t < 35^\circ\text{C}$) эканлигини назарда тутиб, критик сўрилиш баландлиги учун ушбу тенгликни олиш мумкин:

$$H_c^{\text{кр}} = 10 - \frac{v_c^2}{2g} - h_c$$

Ўхшашлик муносабатларидан фойдалансак, икки айланиш сонларида чегаравий сўрилиш баландлиги учун қуйидаги тенгликни оламиз:

$$\frac{10 - H_{c1}^{\text{кр}}}{10 - H_{c2}^{\text{кр}}} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2.$$

Бундан

$$H_{c2}^{\text{кр}} = 10 - (10 - H_{c1}^{\text{кр}}) \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2. \quad (14.10)$$

Шунингдек, жоиз сўрилиш баландлиги учун:

$$H_{c2}^p = 10 - (10 - H_{c2}^p) \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2, \quad (14.11)$$

чегаравий ва рухсатланган кавитация заласлари учун эса

$$\frac{\Delta H_{\text{кр}1}}{\Delta H_{\text{кр}2}} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2, \quad (14.12)$$

$$\frac{\Delta H_{p1}}{\Delta H_{p2}} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2. \quad (14.13)$$

Бундан кўринадики, кавитация кўрсаткичлари жоиз сўрилиш баландлиги ΔH_c^p ва кавитация запаси ΔH_p насосларда ўхшаш тартиб бўлганда ҳам ўзгаради. Бу эса айтилган кўрсаткичларнинг камчилиги ҳисобланади.

Кавитация кўрсаткичларини ўхшаш тартибларга қўллашда тезюрарлик коэффициенти n_s дан фойдаланиш мумкин. (14.12) ва (14.2) формулалардан кўринадики

$$\frac{\Delta H_{\text{кр}1}}{\Delta H_{\text{кр}2}} = \frac{H_1}{H_2},$$

бундан ихтиёрий $\Delta H_{\text{кр}}$ учун қуйидаги формулани ёзиш мумкин:

$$\Delta H_{\text{кр}} = kH,$$

бу ерда k ўхшаш тартиблар учун ўзгармасдир. Бу формуладан фойдаланиб (13.18) да H ни $\Delta H_{\text{кр}}$ билан алмаштирсак, ўхшаш тартиблар учун ўзгармайдиган коэффициент келтириб чиқариш мумкин. Қулайлик учун махражга $\frac{\Delta H_{\text{кр}}}{10}$ киритилади. У ҳолда ушбу

бўлган системаларда қўлланилади. Бу насослар ўзи билан бир хил ўлчамли марказдан қочма насосларга нисбатан 3 — 3,5 барабар катта босим ҳосил қилади. Уларнинг асосий камчилиги фойдали иш коэффициентини камлигидир (одатда 0,45 дан ошмайди).

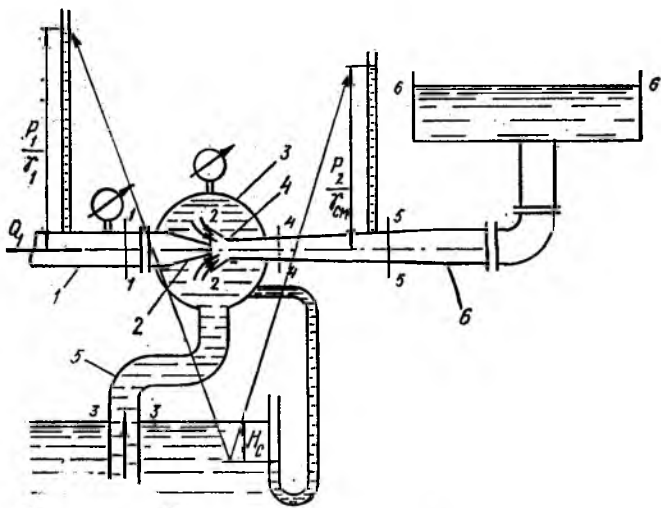
Ён каналли уюрмали насослар, марказдан қочма насослар каби, ишлаб чиқаришда иш характеристикалари ёрдамида танлаб олинади. Уларнинг сарфи 12 л/с, ҳосил қилган босими 25 атм ($2451, 66 \text{ кН/м}^2$), истеъмол қуввати 25 кВт га яқин бўлади. 2.25-расмда уюрмали насоснинг характеристикалари келтирилган. Графиклардан кўринадикки, уларда асосий параметрларнинг сарфга боғлиқлиги қонунияти марказдан қочма насослардан тамомла фарқланади. Уюрмали насоснинг сўриши ортиб бориши билан унинг босими чизиқли камаяди. Насос сарфлаган қувват эса марказдан қочма насослардаги каби ортиб бормайди, аксинча, камайиб боради ва бу камайиш чизиқли бўлади. Шунинг учун ҳам насосни ишга туширишни ҳайдаш трубасидаги вентиль очиб қўйилган ҳолатда амалга ошириш тавсия этилади. Фойдали иш коэффициенти графиги марказдан қочма насосларнинг шу графигига кўриниши бўйича ўхшаш бўлишига қарамадан миқдор жиҳатидан анча кам бўлади.

Уюрмали насосларда босимнинг марказдан қочма насослардагидан ($4 \div 10$ марта) юқори бўлиши сабабли улар сақлагич клапанлар билан таъминланган бўлади. Бу насослар учун марказдан қочма насосларнинг ўхшашлик формулалари (13.13), (13.14), (13.15) ўринлидир. Насосни бир айланиш сонидан иккинчи айланиш сонига ҳисоблаб ўтказиш, марказдан қочма насослар каби (14.1), (14.2), (14.3) ва (14.4) формулалар ёрдамида амалга оширилади.

Уюрмали насослар, одатда, қовушоқлиги кам бўлган суюқликларни сўриш учун қўлланилади.

2.25-§. Оқимчали насосларнинг схемаси, ишлаш принципи ва ишлатилиш соҳалари

Оқимчали насосларнинг ишлаш принципи суюқликни сўриш ва тортиш учун ёрдамчи суюқлик оқимчасининг энергиясидан фойдаланишга асосланган. Бу асбобларда вакуум иш суюқлиги оқимчасининг торайиши ҳисобига ҳосил бўлади. Оқимчали насоснинг ишлаш схемаси 2.26-расмда келтирилган. Труба 1 дан Q_1 сарфли иш суюқлиги p_1 босим билан келсин. Бу суюқлик сопо 2 га кирганида торайиш ҳисобига тезлиги v_1 га ортиб, босими p_2 га камаяди. Суюқлик соплодан чиққанидан кейин ўз инерцияси билан аралаштириш бўлими 3 дан ўтиб, сопо 4 га киради, сўнг-ра секин кенгаювчи диффузор орқали ҳайдаш трубаси 6 га ўтади. Сопо 2 дан чиқиб, p_2 босим билан босими p_2 дан юқори бўлган аралаштириш бўлимидан ўтгани учун 2 ва 4 сополар ўртасида иккинчи суюқлик сўрилади. Шундай қилиб, иш суюқлигининг аралаштириш камерасидаги босими билан таъминловчи идиш сатҳидаги босимлар фарқига мос равишда сўриш трубаси-



2.26-расм. Оқимчали насосларнинг схемаси.

дан иккинчи суюқликнинг сарфи Q_2 га тенг бўлган қисми аралаштириш бўлимига кўтарилиб, сўйилган суюқликнинг ўрнини эгаллайди. Натижада ҳайдаш трубасига сарфи Q_1 га тенг иш суюқлиги билан, сарфи Q_2 га тенг сўрилаётган суюқликлар аралашмаси кирди. Демак, унда сарфи $Q_1 + Q_2$ га тенг бўлган аралашма ҳаракат қилади. Бундан кўринадики, насоснинг фойдали иш коэффициенти қуйидагига тенг:

$$\eta = \frac{\gamma_2 Q_2 H_2}{\gamma_1 Q_1 H_1}$$

Охирги формулада қатнашган H_1 ни 1—1 ва 2—2 кесимларга Бернулли тенгламасини қўллаб топамиз:

$$H_1 = \frac{p_1 - p_2}{\gamma_1} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}$$

Сўрилаётган суюқлик учун эса H_2 ни 2—2 ва 3—3 кесимларга Бернулли тенгламасини қўллаб топамиз:

$$H_2 = H_c + \frac{v_2^2}{2g} + h_c$$

Оқимчали насосларнинг фойдали иш коэффициенти ўртада кичик бўлиб, тахминан $\eta = 0,15 \div 0,30$ га тенг. Насоснинг фойдали иш коэффициенти қанча кичик бўлса, ФИК ҳам шунча кичик бўлади.

Оқимчали насослар суюқлик ва газларни кўтариш ва кўтариш (эжектор ва гидроэлеваторлар) ҳамда қиздириш ва аралаштириш (оқимчали аралаштиргич, қиздиригич ва ҳ.к.д.) учун қўлланилади. Сувни кўтариш учун қўлланиладиган насослар (бунда иш суюқ-

лиги вазифасини ҳам сув бажаради) сув оқимчали насослар дейилади. Сув оқимчали насослар чуқур қудуқлардан, қурилишда котлованлардан, подваллардан сувни тортиш ва насос станцияларида насосларни ишга тушириш олдиан улардан ҳавони сўриб олиш учун фойдаланилади. Нефть саноатида оқимчали насосан аралаштиргичлар сифатида кенг қўлланилади.

Сурфи $150 \div 1200$ л/с, кўтариш баландлиги $6 \div 12$ м бўлган сув струяли насосларнинг катта қурилишларда пульпани кўтариш ва транспорт қилиш учун қўлланилган ҳоллари маълум.

II бўлим. ҲАЖМИЙ НАСОСЛАР

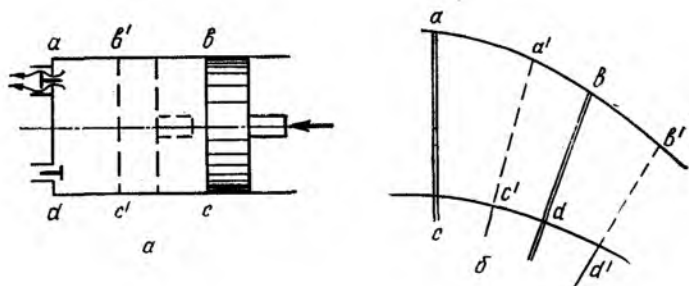
XVI боб. ҲАЖМИЙ НАСОСЛАР ТУҒРИСИДА УМУМИЙ ТУШУНЧАЛАР

2.26-§. Ҳажмий насослар ва уларнинг ишлаш принципи

Ҳажмий насослар суюқликнинг маълум бир қисmini қўриқиб олиб, унга куч таъсир қилиш йўли билан ҳаракатга келтиради. Ажратиб олинган ҳажм у жуда кичик бўлишига қарамай, бу жараён вақт бирлигида жуда ўп марта такрорлагани учун, бундай насослар бизни қўриқиб олиш миқдордаги суюқлик билан таъминлай олади.

Энергия нуқтан назаридан қараганда, ҳажмий насослар ажратиб олинган ҳажмдаги суюқликнинг потенциал энергиясини ошириб беради. Бу потенциал энергиядан иккинчи хил усулда фойдаланиш мумкин: суюқликни юқорида кўтариш ёки трубада оқишиш; фойдали иш бажариш ёки иккинчи бир механизмни ҳаракатга келтириш. Биринчи ҳолда суюқликка энергия бераётган механизм насос сифатида ишласа, иккинчи ҳолда гидроузатма сифатида ишлайди. Суюқликка потенциал энергия бериш уни насоснинг ҳаракатланувчи қисмларининг таъсирида сиқиш йўли билан амалга оширилади. Бу жараён ажратиб олинган ва бирор бўлимни тўлатган суюқликка катта босим бериш йўли билан ёки ажратиб олинган суюқликни катта куч ёрдамида, ўзгариб борувчи соҳанинг ичида каттароқ ҳажмли қисмдан кичикроқ ҳажмли қисмига силжитиш йўли билан амалга оширилади.

Биринчи усулга суюқликни поршенли ва плунжерли насосларда сиқиш мисол бўлади. Бунда иш бўлмасига сўриш клапани ёрдамида сўриб олинган суюқлик ҳажмига сиқиш вақтида плунжер ёки поршеннинг босими натижасида потенциал энергияси ошиб борувчи суюқликнинг маълум чегарага етгандан кейин ҳайдаш клапани очиқ бўлиши билан суюқлик катта тезлик билан отилиб чиқади. Бундай ишнинг суюқлик ҳажмининг камайиши 2.27-расмда abc ва $ab'c'd$ вазиятга ўтиши ва ҳайдаш клапанидан суюқликнинг чиқабошлаши кўринишида тасвирланган. Амалда, суюқликнинг ҳам сиқилувчан бўлганлиги учун, суюқлик-



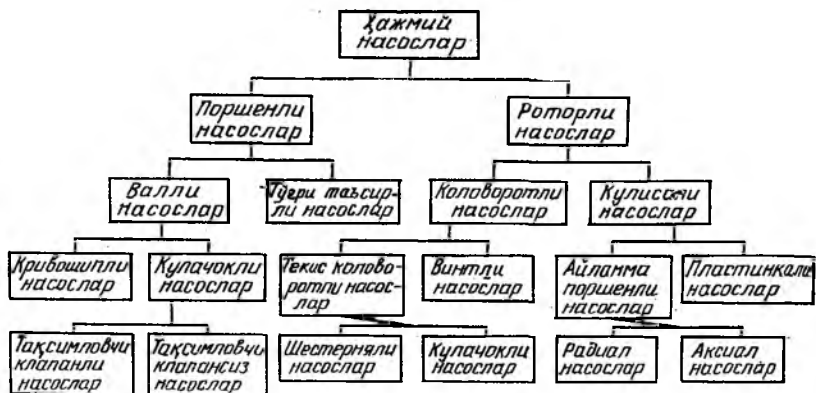
2.27-расм. Ҳажмий насосларнинг ишлаш принципи.

нинг сиқилиши шаклда кўрсатилганидек катта бўлмайди. Иккинчи усулда суюқлик айланма ҳаракат қилаётган икки пластинка (пластинкали насослар) ёки бошқа турдаги икки тўсиқ (шестерняли, винтли, насослар) орасида ҳаракат қилади. Бунда ҳажмнинг камайиши 2.27-расм, б да $abcd$ вазиятдан $a'b'c'd'$ вазиятга ўтиши билан тасвирланган. Кўрилатган усулда суюқлик энергиясининг ортиши ҳажм ўзгармасдан, суюқликни чегараловчи тўсиқларнинг жуда катта тезлик билан ҳаракатланиши билан ҳам амалга оширилиши мумкин (шестерняли, винтли насослар).

2.27- §. Ҳажмий насосларнинг умумий хоссалари ва уларнинг классификацияси

Ҳажмий насосларнинг сарфлари катта бўлмайди, лекин улар ёрдамида юқори босим олиш мумкин. Шунинг учун уларни камроқ суюқлик тортиладиган, бироқ юқори босим керак бўладиган шароитларда жуда кўп қўлланилади. Ҳажмий насослар суюқликларга сиқувчи кучнинг қайси усулда берилишига қараб икки катта турга бўлинади. Биринчиси иш бўлмаси ҳаракатланмайдиган ва бошқарувчи звеносининг ҳаракати илгарилама-қайтма ҳаракатга айлантириладиган машиналардир. Буларга поршенли ва плунжерли насослар киради ва суюқликка куч поршень ёки плунжернинг ҳаракат йўналишида берилади. Иккинчи тур насосларда сиқувчи бўлма ротор билан бирга айланади ва куч суюқликни чегараловчи тўсиқлар ҳаракати йўналишида берилади. Бундай насослар роторли насослар деб аталади. Ҳажмий насослар 2.28-расмда келтирилган схема бўйича гуруҳланиши мумкин. Поршенли насослар сиқувчи органининг ва иш бўлмасининг тузилишига қараб поршенли ҳамда плунжерли насосларга бўлинади. Бу насослар бир вақтда ишлайдиган иш бўлмалари битта ёки кўп ҳаракатли насосларга бўлинади. Кўп ҳаракатли насосларга икки, уч, тўрт, беш ва олти ҳаракатли насослар киради.

Олдий бир ҳаракатли насосларда иш бўлмаси битта бўлиб бошқаруви звенонинг битта тўла айланишига бир марта сўриш ва бир марта ҳайдаш тўғри келади. Икки ҳаракатли насосда иш бўлмаси иккита бўлади. Бунда бошқарувчи звено (тирсакли вал)



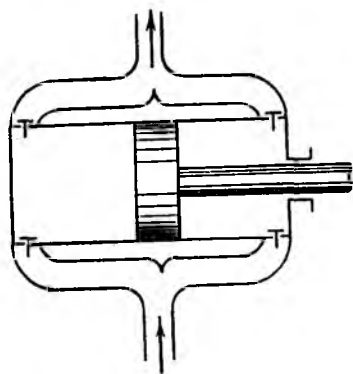
2.28- расм. Ҳажмий насосларни гуруҳлаш схемаси.

нинг битта тўла айланишига икки марта сўриш ва икки марта ҳайдаш тўғри келади. Икки ҳаракатли насосларда бир поршеннинг икки томонида икки бўлма бўлиб (2.29-расм) поршень олдинга юрганда бир камерада ҳайдаш иккинчи камерада сўриш амалга оширилади. Поршень орқага юрганда эса, аксинча биринчи камерада сўриш ва иккинчи камерада ҳайдаш бажарилади. Икки ҳаракатли насослар икки цилиндрда икки поршеннинг ишлаши билан ҳам амалга оширилиши мумкин.

Кўп ҳаракатли насосларда бошқарувчи звенонинг битта тўла айланишига насоснинг ҳаракат сонига тенг миқдорда сўриш ва ҳайдаш тўғри келади (масалан, уч ҳаракатли насосда уч сўриш ва уч ҳайдаш, тўрт ҳаракатли насосда тўрт сўриш ва тўрт ҳайдаш ва ҳ.). Бундай насосларда тирсакли валга ўрнатилган бирнеча поршень ўз цилиндрларида ҳаракатланади ва поршенлар сони нечта бўлса, насос шунча ҳаракатли бўлади.

Поршенли насосларнинг тузилиши ҳар хил бўлиб, у ишлайдиган шароитига қараб танлаб олинади. Масалан, вертикал ҳаракатланувчи поршенли насосларда (қудуқлардан сув тортишда) сўриш клананлари поршеннинг ўзига жойлаштирилган бўлади.

Поршенли насосларнинг бошқарувчи звеноси шароитга қараб кривошип-шатунли ёки муштумчали механизмдан ҳаракатга келтирилиши мумкин. Роторли насослар ҳам сиқилаётган суюқликни чегараловчи тўсиқлар шакли, ҳаракатланишига қараб турли-



2.29- расм. Икки ҳаракатли поршенли насоснинг принципиал схемаси.

ча бўлиши мумкин. Масалан, пластинкали насосларда тўсиқлар пластинка шаклида бўлиб, сиртига тик йўналишда айланма ҳаракат қилса, винтли насосларда тўсиқлар винт шаклида бўлиб, айланиш йўналиши сиртга қия бўлади. Аксиал ва радиал поршенли насослар эса айланма корпусда эксцентрик жойлашган валга ўрнатилган ва қия сиртга тиралган айланувчи цилиндрларда ҳаракатланувчи поршенлар ишига асосланган. Роторли насосларнинг тузилиши хилма-хил бўлиб, уларнинг барчасини 2.28-расмда келтирилган гуруҳлаш схемасига жойлаштириш мумкин эмас. Шунинг учун қуйида фақат энг кўп тарқалган насослар устида тўхталиб ўтамыз.

XVII боб. ПОРШЕНЛИ ВА ПЛУНЖЕРЛИ НАСОСЛАР

2.28-§. Поршенли ва плунжерли насосларнинг тузилиши ҳамда ишлатилиш соҳалари

Поршенли насос қурилмасининг энг содда схемаси 2.30-расмда келтирилган. Бу насосларда суюқликнинг сўрилиши ва ҳайдалиши поршень ёки плунжернинг (2.30-расм) цилиндрида илгарилама-қайтма ҳаракатига асосланган. Бунда поршень 3 (2.30-расм) ёки плунжер 3 (2.30-расм, а) таркибида шток 2 бўлган кривошип-шатунли механизм 1 ёрдамида ҳаракат қилади. Поршень (плунжер)цилиндр ичида қайтма (орқага) ҳаракат қилганида унинг олдидаги иш бўлмасининг ҳажми ортиб, сийракланиш ҳосил бўлади. Бу сийракланиш маълум бир чегарага етганида иш бўлмасидаги босим билан тиргак клапан 7 остидаги храповикда бўлган босим орасидаги фарқ сўриш клапани 4 ни очади ва суюқлик сўриш трубаси 6 орқали иш бўлмасига киради. Сўриш жараёни поршень (плунжер) ўзининг энг чекка сўриш чегарасига етгунча давом этади. Бунда сўриш трубасидаги сийракланиш сўриш клапани олдига жойлаштирилган вакуумметр ёрдамида ўлчанади. Таъминловчи идишдаги суюқлик сатҳидан насос цилиндрининг энг юқори сатҳигача бўлган баландлик сўриш баландлиги (H_c) дейилади. Сўриш баландлиги чегаравий сўриш баландлиги H_{cr} дан катта бўлмаслиги керак.

Поршень (плунжер) илгарилама (олдинга) ҳаракат қилганда эса иш бўлмасидаги босим ортиб, сўриш клапани ёпилади. Бўлмадаги босим ортишида давом этиб ҳайдашга етарли босим p_x га етганида ҳайдаш клапани очилиб, суюқлик ҳайдаш трубаси 9 га ўта бошлайди. Суюқликни ҳайдаш поршень энг чекка ҳайдаш чегарасига етгунча давом этади.

Насосни ишга туширганимизда у аввал сўриш трубасидаги ҳавони тортади ва суюқлик сўриш трубасига кўтарилади. Насос бироз вақт ишлагандан сўнг сўриш трубаси ва цилиндридаги ҳаво ҳайдаб чиқарилиб, суюқлик цилиндри тўлдиради. Шундан сўнг насос мосланган тартибда ишлай бошлайди. Натижада таъ-

Бундан фойдаланиб насоснинг тўлиқ фойдали иш коэффициентини топиш мумкин:

$$\eta = \frac{N_{\phi}}{N_p} = \frac{N_{\phi}}{N_u} \frac{N_u}{N_o} = \eta_u \cdot \eta_m.$$

Бундан кўринадики, насоснинг тўлиқ ФИК и ҳажмий, гидравлик ва механик ФИК ларнинг кўпайтмасига тенг экан:

$$\eta = \eta_Q \eta_z \eta_m. \quad (17.10)$$

Демак, насос олган тўлиқ қувват қуйидаги формулалар билан аниқланади:

$$\left. \begin{aligned} N &= \frac{Q_n H_M \gamma}{102 \eta} \text{ кВт,} \\ N &= \frac{Q_n H_M \gamma}{75 \eta} \text{ о. к.,} \\ N &= \frac{Q_n H_M \gamma}{1000 \eta} \text{ кВт.} \end{aligned} \right\} \quad (17.11)$$

Охириги формулада ҳисоб СИ системасида бажарилиши керак. Насос ишлаб турганида двигателнинг сарфлаган қуввати насос фойдаланган қувват билан қуйидагича боғланган бўлади:

$$N_{\text{дв}} = a \frac{N}{\eta_{\text{иш}}}$$

бу ерда $\eta_{\text{иш}}$ бошқарувчи звенодаги ишқаланиш кучларини белгиловчи ФИК, $a = 1,1 \div 1,2$ — қувватнинг запас коэффициенти; Двигатель кўпроқ зўриқиб ишлаган ҳолни ҳисобга олади.

Насоснинг фойдали иш коэффициентларини: $\eta_z = 0,9 \div 0,98$ $\eta_m = 0,95 \div 0,98$; $\eta = 0,65 \div 0,9$ чегарада олинади. Бу қийматлар насоснинг турига ва унинг эскирганлик даражасига боғлиқ бўлгани учун, аниқ кўрсатилмайди.

2.31-§. Сўриш графиги ва уни текислаш усуллари

Поршеннинг цилиндрдаги ҳаракати унинг йўли L бўйича бир хил эмас. Кривошип-шатунли механизмнинг айланишига боғлиқ бўлгани учун поршеннинг йўл тенгламаси

$$x = r(1 - \cos \omega t)$$

кўринишида ифодаланади. Поршеннинг бу тенгламадан аниқланган тезлиги ўшбу кўринишга эга:

$$v = \frac{dx}{dt} = r\omega \sin \omega t.$$

Шундай қилиб, поршеннинг тезлиги кривошип-шатунли механизмнинг радиуси r , бурчак тезлиги ω га боғлиқ бўлиб, шатуннинг кривошип маҳкамланган нуқтасидаги айлана тезликнинг шток йўналишидаги проекциясига тенг. Агар бу айлана тезлик-

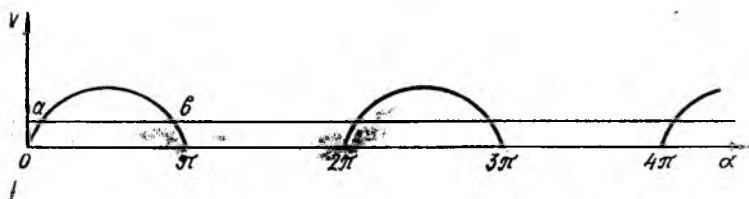
ни $u = r\omega$ деб, айланиш бурчагини $\alpha = \omega t$ деб белгиласак, охири тенгликни ушбу кўринишда ёзамиз (2.32- расм):

$$v = u \sin \alpha.$$

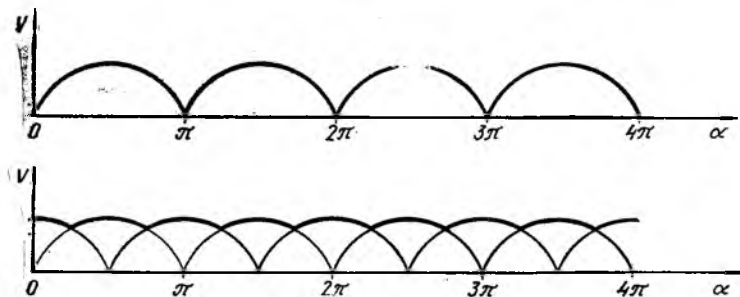
Шунга асосан, вақт бирлигида поршень цилиндрдан ҳайдаб чиқараётган суюқлик миқдори насоснинг сўриши деб аталади ва қуйидагича аниқланади:

$$V = vS = uS |\sin \alpha|. \quad (17.12)$$

Бу формула асосида тузилган график поршеннинг сўриш графиги деб аталади. Келтирилган формуладан кўринадики, $\sin \alpha$ нинг мусбат қийматларида насоснинг сўриши синусоида бўйича ўзгариб бориб, ҳайдаш даврига тўғри келади. $\sin \alpha$ нинг манфий қийматларида нолга тенг бўлиб, сўриш даврига тўғри келади. Оддий бир ҳаракатли насоснинг сўриш графиги 2.32- расмда тасвирланган. Бундан кўришиб турибдики, поршеннинг бориб-келишида ҳайдаш даврига тўғри келган сўриш (сарф) графикда тасвирланган синусоида билан абсцисса ўқи орасидаги юзага тенг бўлиб, сўрилиш даврига тўғри келган сўриш нолга тенг. Сўришнинг бундай нотекислиги, кўп ҳолларда бир текис сўриш зарур бўлганлиги сабабли, ишлаб чиқариш талабига жавоб бермайди. Бундан ташқари, трубадаги нотекис тезлик инерция кучини енгишга анчагина энергиянинг сарф бўлишига сабаб бўлади. Икки ҳаракатли насосларнинг сўриш графиги 2.33- расм, α да келтирилган. Расмдан кўринадики, бундай насосларда сўриш фақат



2.32- расм. Поршенли насосда сўришнинг нотекислигини кўрсатувчи схема.



2.33- расм. Икки ва уч ҳаракатли поршенли насосларда сўришнинг текисроқ бўлиши.

ҳайдаш ёки сўриш бошланишидагина ногла тенг бўлади. Абсцисса ўқининг бошқа нуқталарида сўриш ноль бўлмайди. Шундай қилиб, икки ҳаракатли насосларда сўриш бир амалий насосларга нисбатан тўғрироқ бўлади. Уч ҳаракатли насосларда эса сўриш яна ҳам тўғрироқ бўлади (2.33-расм, б). Бу насосларнинг сўриш графигидан кўринадаки, абсцисса ўқининг ҳеч қайси нуқтасида сўриш ноль бўлмайди, бошқача айтганда сўриш тўғри чизиқ га жуда яқин бўлади.

Поршенли насосларда сўришнинг нотекислигини максимал тезликнинг ўртача тезликка нисбати билан ифодаланadi. Бунда ўртача тезлик деб қуйидаги миқдорни назарда тутамиз:

$$v_{\text{ўр}} = \frac{\int_0^{2\pi} u |\sin \alpha| d\alpha}{2\pi}.$$

Бошқача айтганда, ўртача тезлик поршеннинг тўлиқ бориб келишига тўғри келган оралиқда сўриш графиги билан абсцисса ўқи орасидаги юзанинг шу юзага тенг ва узунлиги 2π бўлган тўғри тўртбурчак баландлигига тенг.

Оддий бир ҳаракатли насослар учун нотекислик

$$\frac{v_{\text{макс}}}{v_{\text{ўр}}} = 3,14$$

га тенг, икки ҳаракатли насослар учун эса

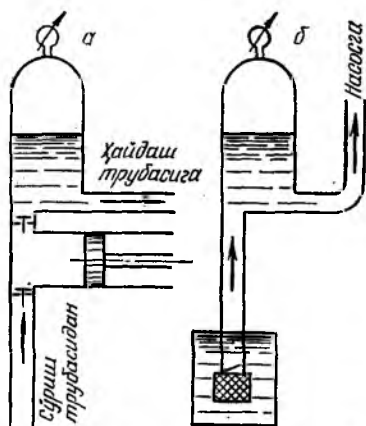
$$\frac{v_{\text{макс}}}{v_{\text{ўр}}} = 1,57.$$

Бир ва кўп ҳаракатли насосларнинг нотекислиги қуйидагича бўлади:

Оддий бир ҳаракатли	3,14
икки ҳаракатли	1,57
уч ҳаракатли	1,047
тўрт ҳаракатли	1,11
беш ҳаракатли	1,016
олти ҳаракатли	1,047
етти ҳаракатли	1,008
саккиз ҳаракатли	1,026
тўққиз ҳаракатли	1,005

Бу жадвалдан кўришиб турибдики, насосларнинг ҳаракат тартиби ортиши билан уларнинг сўриши текисланиб борар экан. Демак, ҳаракат тартибини ошириш йўли билан насосларнинг сўришини текислаш мумкин. Бунда ҳаракат тартиби тоқ бўлган насослар учун сўриш графиги текисроқ бўлишини назарда тутиш керак.

Сўриш графигини текислашнинг иккинчи усули ҳаво қалпоқларидан фойдаланишдир. Ҳайдаш трубагининг бошланишига (насосдан чиқишда) ўрнатилган ҳаво қалпоғи сўришнинг нотекислигини камайтириш билан бирга гидравлик зарбани ҳам сусайтиради.



2.34- расм. Ҳаво қалпоғининг ҳайдаш ва сўриш трубасига ўрнатилиш схемаси.

Сўришнинг текисланиши қуйидагича бўлади. Поршень суюқликни ҳайдаганда насосдан чиққан суюқлик юқори босимда чиқиши билан бирга суюқликнинг тезлиги ҳам (аввалига) ортиб боради. Шу вақтда қалпоқдаги ҳаво сиқилиб, бир қисм суюқлик унга киради. Қалпоқ остидаги ҳаво унга кираётган суюқликка қараганда кўп бўлгани учун ҳавонинг босими кўп ўзгармайди. Тезлик камайиб бориб сўриш даври бошланганда, яъни насосдан суюқлик чиқиши тўхтаганда ҳаво қалпоғи остидаги суюқлик ҳайдаш трубасига тушади. Натижада сўриш графиги ҳамда ҳайдаш трубасидаги тезлик анча текисланади. Бир ҳаракатли насосга ҳаво қалпоғини ўрнатиш схемаси 2.34-

расм, *a* да тасвирланган. Насоснинг ҳайдаш даврида ундан чиқаётган суюқлик тезлигининг ўзгаришига қараб ҳаво қалпоғи остидаги суюқлик сатҳи ҳам ўзгариб туради. Шунинг учун қалпоқ катта бўлса, унинг ичидаги ҳаво босими ва суюқлик сатҳи кам ўзгариб, трубага кираётган суюқликнинг инерция кучлари жуда ҳам камайди. Одатда, ҳаво қалпоғининг 50% ҳажмини ҳаво эгаллаган бўлади. Бу қалпоқ ёрдамида текисланган суюқликнинг тезлиги тахминан $v = u : \pi$ га тенглашиб, вақт бирлигида ҳайдалган суюқлик миқдори $V = uS : \pi$ га тенг бўлади. Бунга тегишли сўриш графиги 2.32- расмда тўғри чизиқ билан тасвирланган.

Насосга киришдаги суюқликнинг инерция кучларини камайтириш учун сўриш трубасига ҳам ҳаво қалпоғи ўрнатилади. Қалпоқнинг ҳажми кичик бўлса, унинг сўришни текислаши яхши бўлмайди, катта бўлса, насос қурилмаси катталашиб кетади. Шунинг учун ҳаво қалпоқларининг ҳажмини ҳисоблашга тўғри келади. Қалпоқ ҳажмини ҳисоблаш учун унинг остидаги ҳавонинг максимум ва минимум ҳажмларини ёки шунинг ўзини кўрсатувчи суюқликнинг максимум ва минимум ҳажмларини ҳисоблаш керак. Минимум ҳажм 2.32- расмда синусоиданинг тўғри чизиқ билан кесишган *a* нуқтасига, максимум ҳажм *b* нуқтасига тўғри келади. Бу ҳажмларнинг фарқи *ab* тўғри чизиқ билан синусоиданинг юқори қисми орасидаги юзага тенг. Бу юзани ҳисоблаш натижасида ушбу тенгликни оламиз:

$$V_{\max} - V_{\min} = 0,55SL.$$

Шунингдек, ҳисоблаш йўли билан қуйидагиларни оламиз:
 икки ҳаракатли насослар учун $V_{\max} - V_{\min} = 0,21SL$;
 уч ҳаракатли насослар учун $V_{\max} - V_{\min} = 0,009SL$.

Кўп ҳаракатли насосларда тезлик юқори даражада текислан-

нинг ички цилиндрик юзаси бўйлаб сирпанади ҳамда роторга нисбатан илгариланма қайтма ҳаракатда бўлади. Ротор эксцентрик жойлашгани сабабли ротор билан статор орасидаги бўшлиқнинг ҳажми катталашади. Натижада босим камайиб, мой бўшлиқни тўлатади. Мой статор четида жойлашган ва насоснинг сўриш трубаси 6 билан уланган туйнук 5 орқали киради ва роторнинг айланиш йўналиши бўйлаб пластинкалар ёрдамида силжитилади. Пластинкалар ротор билан статор оралиғидаги энг узоқ масофали нуқтадан ўтгач пластинкалар орасидаги бўшлиқ ҳажми кичрая боради ва мой қаршидаги туйнукдан 7 орқали ҳайдаш трубасига сиқиб чиқарилади. Пластинкали насослар ўзгармас сарфли ва бошқарилувчи сарфли қилиб ясалади. Бу насосларда сўриш пульсланувчи бўлиб, энг кам сўриш — насос ишга тушган пайтда бошланиб, роторнинг айланиши тезлашуви билан сўриш ошиб боради. Энг катта сўриш статор ва ротор орасидаги масофа максимал узайгандаги пластинкалар ҳолатига мос бўлади. Кейинчалик насоснинг сарфи камайиб бориб, пластинкалар эскирганда минимумга етади. Сууюқлик сўришнинг пульсланишини камайтириш мақсадида 4 дан 12 гача пластинка қўйилади. Ҳайдаш ва сўриш бўшлиқлари қўшилиб кетмаслиги учун I—II ва III—IV зичловчи дўнгликлар ясалади. Уларнинг узунлиги биринчи пластинка зичловчи дўнглик чегарасига кирган пайтда иккинчиси шу чегарадан чиқиб кетадиган катталиқда бўлиши керак. Берк ҳажмда мойнинг қолиб кетишини йўқотиш учун III—IV дўнглик I—II дан қисқароқ қилинади. Пластинкали насосларда ҳар қайси пластинка бир айланиш даври ичида бир марта сўриш ва ҳайдашда қатнашади, шунинг учун улар бир ҳаракатли роторли пластинкали машиналар дейилади.

Бир ҳаракатли роторли-пластинкали насосларнинг камчилиги подшипникларга тушадиган бир томонлама катта зўриқишнинг мавжудлигидир. Бу камчиликни йўқотиш учун икки ҳаракатли роторли-пластинкали насослар қўлланилади. Уларда ротор ва подшипниклар ортиқча зўриқишсиз ишлайди. Икки ҳаракатли насосларда сўриш 2 марта катта ва ўзгармас миқдорга эга бўлиб, роторнинг буралиш бурчагига боғлиқмас. Чунки бир камерадан иккинчисига узатиш шундай бажариладикки, исталган дақиқада насоснинг умумий сўриши бир хил бўлади. Роторли-пластинкали икки ҳаракатли насосларда сўриш ва ҳайдаш туйнуқлари орасидаги қисмда йўналтирувчи ротор марказидан қўйиб чизилган айлана бўйлаб, туйнуқлар эгаллаган қисмда эса Архимед спирали бўйлаб профилланган. Роторли насослар нисбатан кичкина сарфда (5 даи 200 л/мин гача) ва юқори босимда (70 ат $7 \cdot 10^6$ Н/м² гача) мой ва бошқа сууюқликларни узатишда ишлатилади. Бу мой ва сууюқликлар насоснинг ҳаракатланувчи қисмларини мойловчи ва насос ички юзаларидан коррозияни йўқотувчи вазифасини ҳам ўтайди. Пластинкали насослардан бензонасос сифатида, металл кесувчи станокларда, авиацияда ҳам фойдаланилади.

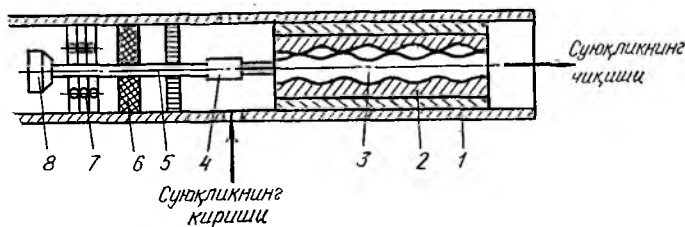
в) Винтли насослар

Винтли насослар суюқликни бир текис тортиш билан фарқ қилади. Улар юқори ФИК ига эга, ихчам, ишлатиш қулай, юқори босимда ва катта айланишлар сонида шовқинсиз ишлай олади. Бундай насослар бир, икки, уч ва ҳоказо винтли бўлади.

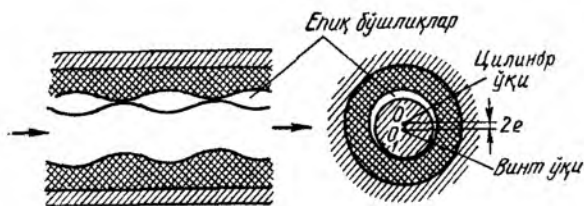
Бир винтли насослар ҳажмий насосларнинг ҳамма афзалликлари (юқори босимда узатилаётган суюқликнинг жуذا кам аралашиви ва катта сўриш баландлиги) ни мужассамлаштирганлар. Ундан ташқари, плунжерли ва поршенли насослардан ҳаракатланадиган деталларнинг камлиги, клапанларнинг ва мураккаб ўтиш жойларининг йўқлиги каби афзалликлари билан фарқ қилади. Бир винтли насосларда тортиш бир текис бўлгани учун инерция таъсири бўлмайди, натижада сўриш яхшиланади. Бу насослар ихчам, енгил, содда тузилгандир. Бир винтли насослар мамлакатимизда кўмир шахталаридан ифлосланган сувларни тортиб олишда, ҳовзалардан нефтни сўришда, қудуқлардан сув тортишда ва ачитқиларни ташишда ишлатилади.

Бир винтли насосларнинг (2.38-расм) ишлаш принципи қуйидагича. Ички томони винт шаклида профилланган цилиндрда винт айланади. Цилиндр ўзига хос профилли бўлгани ва винтнинг айланиши сабабли суюқликнинг чексиз ҳаракати вужудга келади. Цилиндрнинг ички винтсимон юзаси ва винт юзаси орасида ёпиқ бўшлиқлар ёки ҳажм ҳосил бўлади. Бу бўшлиқларнинг вақт бирлиги ичидаги умумий ҳажмига мос равишда насоснинг сарфи ошади. Сўриш томонидаги бўшлиқ ҳажми катталашганда насоснинг кириш қисмида босимлар айирмаси ҳосил бўлади ва бу бўшлиқ суюқликка тўлади. Қандайдир бир вақтда суюқлик ёпилади ва цилиндрнинг ҳайдаш томонига ҳаракатлана боради. Ҳар бир бўшлиқ маълум ҳажмдаги суюқликни олиб чиқади. Винтнинг бир тўлиқ айланишидаги суюқлик цилиндр бўйича бир қадм узунликка силжийди ва ўзгармас кесимдан тўкилади. Ёпиқ (2.39-расм) бўшлиқларнинг силжиши натижасида босим сўриш босими p_c дан ҳайдаш босими p_x гача ошади.

Энг кўп тарқалган винтли насосларга уч винтли насослар киради. Винтли насосларнинг асосий иш органи — винтлардир: улар айланма ҳаракат қилади. Иш винти вазифасини фақат етакловчи винт бажаради. Етаклашувчи винтлар узатилаётган суюқликнинг



2.38-расм. Қўтирма бир винтли насосларнинг схемаси.

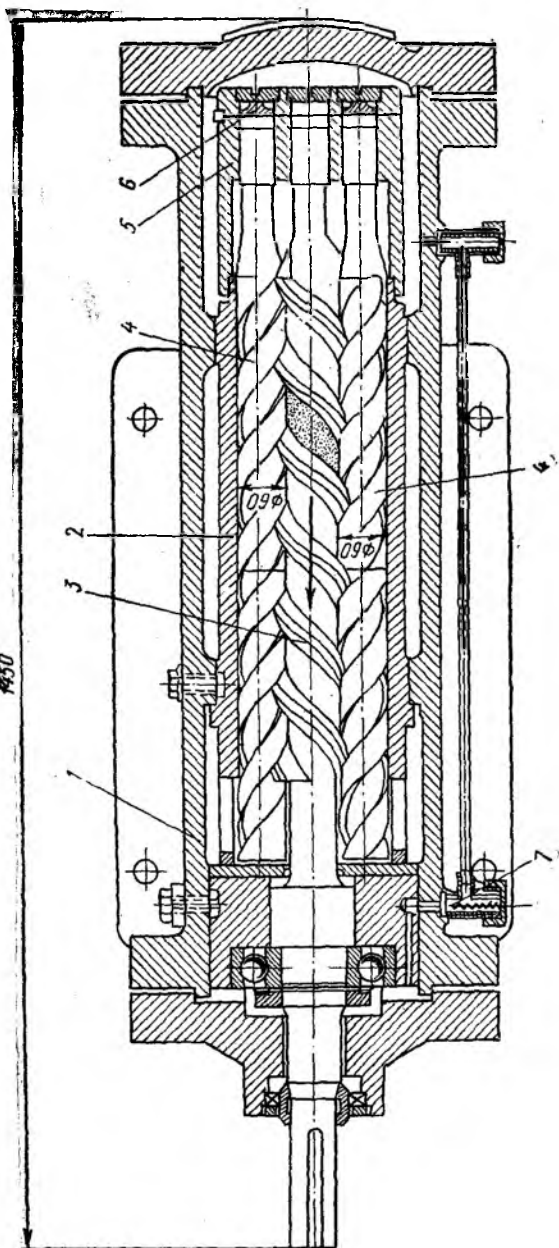


2.39- расм. Цилиндр — винт жұфти

босими таъсирида айланади, шунинг учун фойдаланиш даврида винтлар тез ишдан чиқмайди, ейилмайди ва ишончли бўлади. Етакловчи винтлар зичлагич ролини ўтаб, узатиш камерасидан сўриш камерасига суюқликнинг қайтиб тушишига тўсқинлик қилади. Етакловчи винтнинг ички диаметри ва етакланувчи винтнинг ташқи диаметри ўзаро тенг бўлади. Учта винтнинг кесимлари иш вақтида ўзаро тегишиб чексиз юза бўлими ҳосил қилади ва суюқликни сўриш камерасидан узатиш камерасига сўрувчи поршень ролини бажаради. Бўлим юзаси винтнинг ҳар бир қадамида такрорланади. Иш узунлиги қадамлар сони кўпайган сари, бўшлиқлар сони ошиб боради. Винт қадами чегарасидаги ҳар бир бўшлиқ кўп босқичли насослардаги айрим босқич ўрнида бўлиб, винт узунлиги кўпайиши билан юқори қажмий ФИК ли катта босим ҳосил қилади. Винтли насос учта асосий қисмдан иборат статор, насос корпуси ва етакловчи винт.

2.40- расмда Ленинград металл заводида яратилган МВН-10М маркали винтли насос кўрсатилган. Насоснинг учта: ўртадаги етакловчи 3 ва иккита етакланувчи 4 винти бор. Винтларнинг кесик жойлари статор 2 га подшипникка ўхшатиб маҳкамланган. Статорни рубашка (ғилоф) деб ҳам аталади. Ундаги винтлар узунлигини эса иш узунлиги дейилади. Рубашка 2 охирига сўриш ва ҳайдаш камералари келиб бирлашган. Насосда рубашка қопқоғи 6, бўшатувчи поршень 7, бўшатувчи стаканлар, подшипник втулкаси, сальник ва қуйиш трубаси бор. Корпус 1 қопқоқ 2 билан ёпилади ва асосга махсус тирагичлар ҳамда фланецлар билан мустаҳкамланади. Етакловчи валнинг охири корпусдан чиқиб туради ва муфта ёрдамида двигателга уланади. Ўқий босимни мувозанатлаш мақсадида насос винтларида ёки корпусда суюқлик ҳайдаш камераси томондан сўриш камераси орқасидаги винт тагига оқиб тушадиган ариқчалар ясалади. Насосни бузилишлардан сақлаш учун сақлагич клапанлар қўйилган. Винтли насосларнинг ишлаш принципи қуйидагича. Етакловчи винт двигателдан айланма ҳаракатга келтирилади, бунда винтларнинг ажратиш текислиги сўриш камерасининг чуқурчаларида жойлашган бир ҳажм суюқликни кесиб ажратиб олади. Кейин суюқлик винт бўйлаб ҳайдаш камерасига, ундан ҳайдаш трубасига қараб ҳаракатланади. Шу пайтда сўриш камерасида

450



сийраклиниш ҳосил бўлади, натижада суюқлик сўриш труба-
дан сўриш камерасига тушиб, винт чуқурчасини тўлдиради: бу
жараён чексиз давом қилади ва насос ишининг узлуксизлигини
сақлайди.

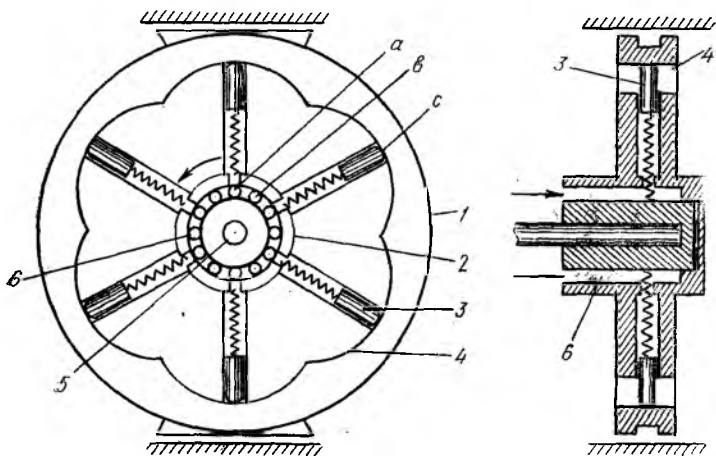
Суюқлик кесим юзаси томонидан ажратиб олинмасдан олдин
босим остида ҳаракатланаётган бўлса, унинг кейинги ҳаракати
винтларнинг кесим юзаларининг босими остида (поршенга ўх-
шаб) содир бўлади. Суюқлик насосга узлуксиз берилгани сабаб-
ли бир текис сўриш рўй беради. Винтли насослар $4-7 \text{ кг/см}^2$
дан 200 кг/см^2 гача босимлар учун мўлжалланади. Жоиз сўриш
баландлиги $8-9 \text{ м}$ сув устунига тенг. Винт иш узунлигидаги
ўрамлар сони одатда паст босимли насослар учун $z=1,5h$; ўрта
босимлар учун $z=3h$ ва юқори босимлилар учун $z=5h$ деб қа-
бул қилинган (бунда h — винт қадами).

2) Радиал-поршенли насослар

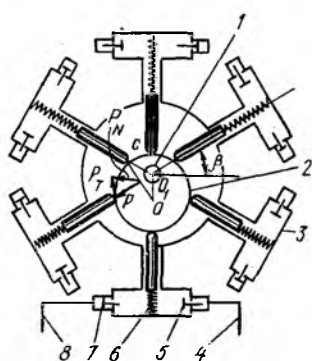
Бу насослар 2 группага:

а) цилиндрлари радиал жойлашган ва б) аксиал бўлган груп-
паларга бўлинади.

Радиал-поршенли насос ротор, 2, доиравий йўналтиргич 4 ли
статор 1 ва поршенчалар 3 дан иборат (2.41-расм). Ротор қўз-
ғалмас ўқ 5 атрофида айланади. Поршенчалар илгариланма қайт-
ма ҳаракат қилиб, ўз цилиндрларидан чиқиб пружина ёрдамида
йўналтирувчи 4 га томон қаттиқ итарилади. Расмдаги штрихлан-
ган қисм тешик 6 дан суюқлик билан тўлдирилади, цилиндрнинг
иш ҳажми кичрайдиган пайтда — тешикдан суюқлик ҳайдаб чи-
қарилади. Бу насоснинг иккинчи тури эксцентрик-плунжерли
насос бўлиб, уларда айланаётган эксцентрикнинг юзасига пор-
шенчаларнинг штоки ташқаридан тегиб ўтади. Бу насосда плун-



2.41- расм. Радиал-поршенли насос.



2.42- расм. Радиал-плунжер-ли насос.

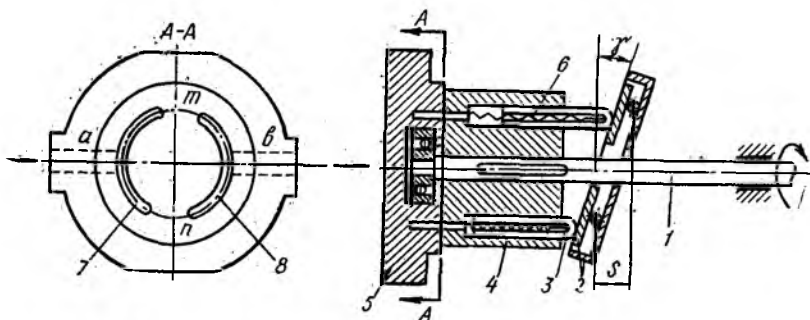
жер илгариланма-қайтма ҳаракатни эксцентрик 2 дан олади. У вал 1 га ўрна-тилган (2.42- расм). Пружина 6 таъсири-да плунжер насос вали томонига ҳара-катланаётган пайтба цилиндр 3 даги бўшлиқ плунжердан ажралиб, сийракла-ниш ҳосил қилади. Сўриш клапани 5 очилиб, сўриш трубази 4 дан цилиндр-га суюқлик киради. Насос тирсакли ва-ли 2 нинг айланишида эксцентрик плун-жер штокига таъсир қилиб, цилиндрда-ги суюқликни босади ва уни клапан 7 орқали босим йўли 8 га сиқиб чиқара-ди. Битта эксцентрик бирнечта иш ци-линдрига хизмат қилиши мумкин, агар улар эксцентрик атрофида жойлашган

бўлса, валда бир нечта эксцентрик жойлашиши мумкин: бу ҳол-да улар тенг сонли бир қатор жойлаштирилган цилиндрларга хизмат қилади. Радиал-поршенли насослар 200 ат. дан 1000 ат. гача босим ҳосил қила олади; уларнинг унуми 800 л мин ва қувва-ти 155 кВт га етади.

Аксиал-поршенли насослар

Аксиал-поршенли насосларда поршенли цилиндрлар айланиш ўқиға параллел жойлашган бўлади (2.43- расм).

Насосда ротор ролини цилиндрлардан иборат блок 4 ўтайди, уни вал 1 ёрдамида айлантирилади. Тақсимлаш диски 5 ва ётиқ диск 2 насос ишлаган пайтда қимирламасдан туради. Поршенча-лар 3 ётиқ дискка тегиб туради. Поршенчалар юқорида пружи-на 6 билан олдинга итарилади, пастда эса ётиқ диск 2 нинг таъ-сирида орқага қайтади. Суюқлик цилиндрларда канал *a* дан тақ-симланади. Канал *b* дан ҳайдалади. Поршенчаларнинг *n* ҳолат-дан *m* га ўтиши, сўришнинг *m* ҳолатдан *n* га ўтиши ҳайдашни билдиради. Поршеннинг йўли диск 2 нинг горизонт билан ҳосил



2.43- расм. Аксиаль-поршенли насос.

қилган бурчаги γ билан аниқланади. Одатда, цилиндрлар блоки айланади, тақсимлаш қурилмаси эса қўзғалмасдир. $\alpha \leq 0$ бўлиб, блок 4 айланаётганда, ётиқ шайба (диск) 2 ва шатун ёки пружина 6 ёрдамида поршенлар 3 цилиндр ичида илгариланма-қайтма ҳаракатланади. Тақсимлаш диски 5 дан узоқлашган поршенлар суюқликни сўради, унга яқинлашганда эса суюқликни ҳайдайди. Цилиндрларга суюқликни келтириш ва олиб кетиш цилиндрлар блоки четидаги тешиклар орқали бажарилади. Тешикчалар тақсимлагич 5 да жойлашган ўроқсимон тақсимлаш туйнукчалари 7, 8 билан кетма-кет уланади. Поршенлар четки нуқталарга етганда цилиндр тешиклари 7 ва 8 туйнукчалар орасига тўғри келиб, сўриш ва ҳайдаш йўллари бир-биридан ажратиб қўяди. Цилиндрнинг ҳайдаш бўшлиғи билан туташган вақтидаги қайта оқим зарба кучининг таъсирини камайтириш мақсадида туйнукчалар охирида энсиз ариқчалар ясалган бўлиб, улар цилиндрларни ҳайдаш бўшлиғи билан асосий туйнукчалар туташгунига қадар боғлайди. Натижада цилиндрдаги босим ҳайдаш бўшлиғидаги босимгача бир текис кўтарилади.

2.35- §. Роторли насосларнинг иш ҳажми ва сарфини аниқлаш

Иш ҳажми деб насос ўзига сиғдира оладиган суюқлик ҳажмига тенг ҳажмга айтилади, яъни насос бир айланишда сўрган суюқлик ҳажми иш ҳажмга тенгдир. Насоснинг сарфи эса айланишлар сонига тенг бўлганда ундан ўтган суюқлик ҳажмига тенг.

Шестерняли насосларнинг сўришини (сарфини) шестернядаги умумий тишларнинг ҳажмига қараб аниқлаш мумкин, чунки битта тиш ҳажми иккита тиш орасидаги чуқурча ҳажмига, бир тўлиқ айланишдаги сўрилган суюқлик ҳажми эса тишлар орасидаги умумий чуқурчалар ҳажмига тенгдир. Насоснинг иш ҳажми

$$q_n = \pi D_n \cdot 2mb \quad (18.1)$$

га тенг бўлиб, ўртача сўриши қуйидагича аниқланади:

$$Q = 2\pi D_n \cdot 2mbn, \quad (18.2)$$

бу ерда $2m$ — тиш баландлиги (m — илашиш модули); D_n — шестерня бош айланасининг диаметрини м); b — тиш узунлиги (шестерня эни) — м; n — айланишлар сони, айл/мин.

Чуқурчаларнинг ҳажми тишларнинг ҳажмидан салгина катта бўлгани ва $m = \frac{D_n}{z}$ (z — тишлар сони) га тенглиги учун назарий сўриш катталиги

$$Q_{x, n} = 2\pi \frac{D_n^2}{z} bn \quad (18.3)$$

бўлади (χ — ҳажмий, назарий). Шестерняли насосларнинг амалий сўриши

$$Q_x = \eta_x Q_{\text{хн}} = 2\pi \frac{D_n^2}{z} b n \eta_x \quad (18.4)$$

бунда η_x — ҳажмий ФИК.

Шестерняли насосларнинг айлана тезлиги 6—8 м/с дан ошмаслиги керак, акс ҳолда тишлар орасидаги чуқурчанинг тубида ҳалдан ташқари сийракланиш ҳосил бўлиб, кавитация ҳодисасига олиб келади ва насосни ишдан чиқаради.

Шестерняли насослар учун қуйидаги айлана тезликлар тавсия қилинади:

Суюқликнинг қовушоқлиги, °E (Энглер градусида)	2	6	10	20	40	70	100
Тезлик, м ²	5,0	4,0	3,7	3,0	2,2	1,0	1,26

Сўриш трубасида суюқликнинг оқиш тезлиги 1—2 м/с бўлиши керак. Суюқликнинг шестерняга бўлган босими

$$P = (0,75 \div 0,85) D_T b p \text{ кГ} \quad (18.5)$$

бўлиб, бунда D_T шестерня тишларининг тепаси ҳосил қилган айлана диаметри, см; b — шестернянинг эни, см; p — насос ҳосил қилган босим, кг/см².

Шестерняли насоснинг қуввати

$$N = \frac{Qp}{612\eta_x} \text{ ёки } N = \frac{Qp}{450} \text{ (от кучи)} \quad (18.6)$$

формулалари билан аниқланади.

Роторли-пластинкали насосларнинг назарий сўришини аниқлаш учун насос чексиз кўп жуда юққа пластинкалардан иборат деб қабул қиламиз. 2.37-расмдаги пластинкали насос учун ҳисоблаш схемасини чизиш мумкин. Бу схемадаги $\triangle O_1 O_2 C$ учбурчагидан (2.44-расм)

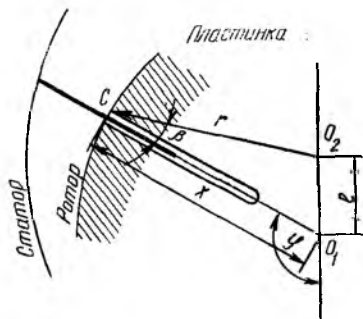
$$\begin{aligned} x &= r \cos \beta + e \cos (180 - \varphi) = \\ &= r \cos \beta - e \cos \varphi. \end{aligned} \quad (18.7)$$

Пластинканинг иш қисми

$$h = x - (r - e) \quad (18.8)$$

бўлса, (18.7) ни (18.8) га қўйиб, қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$\begin{aligned} h &= r \cos \beta - e \cos \varphi - (r - e) = \\ &= e (1 - \cos \varphi) + r (\cos \beta - 1). \end{aligned}$$



2.44-расм. Пластинкали насослар учун иш ҳажмини ҳисоблашга доир чизма.

Роторли пластинкали насосларда e/r қиймати жуда кичкина, шунингдек, $\beta \approx 0$ ва $\cos \beta \approx 1$ бўлгани учун:

$$h = e(1 - \cos \varphi). \quad (18.9)$$

Ротор $d\varphi$ бурчакка айланганда сўриш бўшлиғидан ҳайдаш бўшлиғига узатилган суюқлик ҳажми dq_n

$$dq_n = h \cdot b \cdot rd\varphi \quad (18.10)$$

бўлади. Бунда b — роторнинг эни; r — роторнинг радиуси. (18.10) ни 0 билан 2π оралигида интеграллаб, роторнинг иш ҳажмини ва у орқали нисбий назарий сўришини ҳисоблаш мумкин:

$$\begin{aligned} q_n &= b \int_0^{2\pi} rhd\varphi = erb \int_0^{2\pi} (1 - \cos \varphi) d\varphi = 4\pi erb \cdot Q_{н.н} = \\ &= q_n \cdot n = 4\pi erb n. \end{aligned} \quad (18.11)$$

Насосларнинг ҳажмий ФИК ҳисобга оладиган зичланишлардан мой сирқишини, пластинкалар қалинлиги δ ни, уларнинг сони z ни кўзда тутиб, роторли-пластинкали насосларнинг ўртача сўриши аниқланади:

$$Q_n = \eta Q_{н.н} = 2\eta_0 be(2\pi r - z\delta)n, \quad (18.12)$$

бу ерда $Q_{н.н}$ — нисбий, назарий сўриш.

Винтли насосларда иш ҳажми

$$q_n = Sh \text{ га тенг} \quad (18.13)$$

бу ерда S — ташқи кўйлак (рубашка) ва винтлар кесим юзаларининг айирмасига тенг бўлган чуқурчалар юзаси; h — винт кесмасининг қадами. Ҳар хил профиллар учун юзани қуйидагича ҳисобланади.

$$\left. \begin{aligned} S &= 1,25d_T^2 \\ S &= 1,24d_T^2 \end{aligned} \right\} \quad (18.14)$$

Винт кесимининг қадами эса:

$$h = \frac{10}{3} d_T, \quad (18.15)$$

бунда d_T — етакловчи винтнинг асосий айланаси диаметри.

Юқоридагиларни ҳисобга олиб

$$q_n = Fh = 4,14d_T^2 \quad (18.16)$$

ни топиш ва ундан фойдаланиб винтли насоснинг n айланишига мос назарий сўриши $Q_{н.н}$ ни аниқлаш мумкин:

$$Q_{н.н} = q_n n = 4,14d_T^3 \quad (18.17)$$

Агар винтлар ва насос корпуси орасидаги радиал тирқишлар-

дан суюқликнинг сирқиб кетишини η_x ҳисобга олса, винтли насосларнинг амалий сўриши

$$Q_x = \eta_x Q_{н.н} = 4,14 d_T^3 n \eta_x \quad (18.18)$$

га тенг бўлади.

Радиал-поршенли насосларда иш ҳажми

$$q_n = z \frac{\pi D^2}{4} \cdot 2e \quad (18.19)$$

ва сўриш

$$Q_n = \eta_r \cdot 2e \frac{\pi D^2}{4} \cdot z \frac{n}{60} \quad (18.20)$$

формулалар билан ҳисобланади.

бунда z — поршенлар сони; $2e$ — поршень йўли (e — эксцентритет); $\frac{\pi D^2}{4}$ — поршеннинг юзи.

Сўришнинг ўзгариши эксцентритет e га боғлиқ бўлиб, унинг ишорасига қараб суюқлик йўналиши (роторнинг айланиш йўналиши ўзгармаганда ҳам) ўзгариб, ҳайдаш тешиги сўриш, сўриш тешиги эса ҳайдаш тешиги билан алмашади.

Агар e ни e_{\max} билан алмаштирсак

$$q_n = z \frac{\pi D^2}{4} 2e_{\max} \frac{e}{e_{\max}} = q_{n \max} \cdot U_e \quad (18.21)$$

ва

$$Q_n = q_{n \max} \cdot \frac{n_n}{60} \eta_{н.х} \cdot U_e \quad (18.22)$$

бўлади. Бу ерда $U_e = \frac{e}{e_{\max}}$ бошқариш параметри (нисбий эксцентритет) у 0 дан ± 1 гача ўзгаради.

Эксцентрик плунжерли насосларда валнинг бир тўла айланиш вақтида иш ҳажми

$$q = 2eS \quad (18.23)$$

бўлади; бу ерда S — плунжернинг иш юзи, m^2 .

Насоснинг тўлиқ сўриши:

$$Q = \eta_x \cdot \frac{Sen}{600} m^3/c, \quad (18.24)$$

бу ерда z — иш цилиндрлари сони; n — валнинг бир минутдаги айланишлари сони; $\eta_x = 0,75 \div 0,95$ — насоснинг ҳажмий ФИК.

Аксиал-поршенли насосда максимал иш ҳажми

$$q_n = z \frac{\pi D^2}{4} D' \operatorname{tg} \gamma = z \frac{\pi D^2}{4} \operatorname{tg} \gamma_{\max} \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg} \gamma_{\max}} = q_{n \max} U_\gamma$$

ва сўриш миқдори қуйидагича

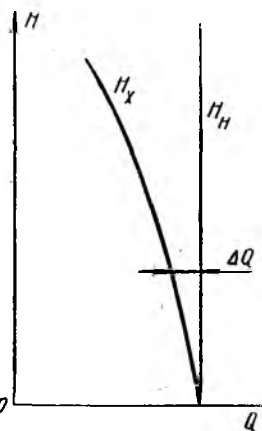
$$Q_n = q_{n \max} \cdot \frac{n_n}{60} \eta_{н.н} U_\gamma$$

бу ерда $U_{\gamma} = \frac{\text{tg } \gamma}{\text{tg } \gamma_{\text{макс}}}$ — бошқариш параметри; D' — цилиндрлар ўқлари жойлашган айлана диаметри; γ — ётиқ дискнинг горизонт билан ҳосил қилган бурчаги ($\gamma_{\text{макс}} = 20^{\circ}$).

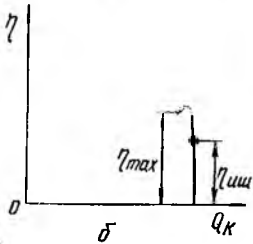
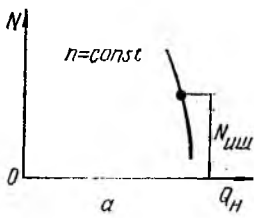
2.36- §. Ҳажмий насосларнинг характеристикалари ва насоснинг тармоққа ишлаши

Ҳажмий насосларнинг характеристикалари марказдан қочма насосларникидан бутунлай фарқланади. Буни кўз олдимизга келтириш учун аввал ҳажмий насосларнинг босим характеристикаси $H = f(Q)$ на қурамыз. Насоснинг назарий босими айланиш сони ўзгармас ($n = \text{const}$) бўлганда 2.45-расмда тасвирлангандек босим ўқига параллел тўғри чизиқ билан ифодаланади. Бундай босим характеристикалари барча ҳажмий ва роторли насосларга ҳам тегишлидир. Бундан қатъи назар босим характеристикасига эга бўлган бу насосларда назарий босим чексиз катта миқдорга интилади. Насоснинг ҳақиқий сўриши сарфи босимга боғлиқ бўлиб, унинг ортиши билан турли ҳажмий йўқотишлар ортиб кетади. Марказдан қочма насосларда ҳайдаш трубасидаги беркиткични сўриш йўли билан (бир хил айланиш сонини сақлаган ҳолда) турли сарф ва тегишли характеристикаларини олган эдик. Ҳажмий насосларда эса беркиткичли ёпиб борган сари унинг олдидаги босим ортиб боради, лекин сарф жуда кам ўзгаради. Бу ўзгариш ҳам босимнинг ортиши натижасида суюқликнинг тирқишлардан сирқиб кетиши ҳисобига бўлади. Бу эса ўз навбатида босимнинг жуда оз миқдорга камайишига олиб келади. Шундай қилиб, ҳажмий насосларнинг ҳақиқий босим характеристикаси $H_x = f(Q_x)$ 2.44-расмда тасвирлангандек, чапга бироз қиялашган бўлади. Ҳажмий йўқотишлар ҳақиқий ва назарий сарфлар фарқидан иборат.

Роторли насослар ичида поршенли насосларнинг босим характеристикалари яна ҳам қаттиқроқ бўлади, чунки поршень ва цилиндрларни бошқа сиқиб чиқарувчиларга нисбатан аниқроқ ишлаш мумкин ва уларда тирқишлар кичикроқ бўлиб, катта босимларда юқори ФИК ҳосил қилишга ёрдам беради. Ҳажмий насосларда қувват характеристикаси (2.46-расм, а) ҳам босим характеристикасига ўхшаш бўлади, лекин қувват графигининг эгрилиги босимникига нисбатан каттароқ бўлади. Буни қувватни аниқлаш формуласидан кўриш мумкин. Бу формуладан маълумки, қувватнинг камайишига босимнинг ва сўришнинг камайиши бир хилда таъсир қилади. ФИК характеристикасининг қиялиги қувват ва босим



2.45- расм. Ҳажмий насосларнинг босими характеристикаси.



2.46- расм. Ҳажмий насосларнинг қувват ва ФИК характеристикалари.

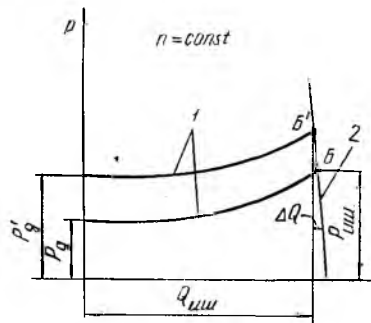
характеристикаларига нисбатан камроқдир (2.46- расм, б).

Гидромашиналарнинг максимал ФИК га мос келган параметрлари оптимал ёки номинал дейилади. ФИК $\eta \geq (0,85 \div 0,9) \eta_{\max}$ га тенг бўлса, насослар тежамли ишляпти дейиш мумкин.

Беркиткич бутунлай ёпилганда, босим ошиб кетиши натижасида насос қурилмасининг бирор қисмида бузилиш содир бўлади. Шунинг учун иш характеристикалари ордината ўқигача давом эттирилмай, сарфнинг бирор қийматида узилиш билан тугайди. Ҳажмий насосларнинг кавитация характеристикалари марказдан қочма насослар характеристикалари билан кўриниш жиҳатидан ўхшаш бўлиб, миқдор жиҳатдан фарқ қилади. Насосларнинг иш тартиби ёки унинг Q, N, H лари ташқи тармоқ характеристикаларига ва насос характеристикасига боғлиқ. Ҳажмий насосларнинг иш нуқтаси ҳам марказдан қочма насослардаги

каби график йўл билан аниқланиб, насоснинг босим характеристикаси $p_n = f(Q_n)$ ва ташқи тармоқ характеристикаси $H = H_T = aQ^2$ ёки $p = p_d + \gamma aQ^2$ нинг кесишиш нуқтаси B да бўлади (2.47- расм). Бу расмдаги B' нуқта ташқи босим кўпайган ва гидродвигателга катта босимли суюқлик зарур бўлган ($p'_d > p_d$) вақтга мосдир. Бунда p_d двигатель босими, p'_d двигательнинг кўпайган босими.

Ушбу расмдан кўринадик, ҳажмий насосларда куч ўзгаргани билан сўриш деярли ўзгармай ($\Delta Q = 0$) марказдан қочма насосларда эса фарқ анча сезиларли бўлади. Шунинг учун ҳажмий машиналар қаттиқ характеристикали ва куракли машиналар юмшоқ характеристикали дейилади.



2.47- расм. Ҳажмий насосларнинг трубалар тармоғига ишлаши.

2.37- §. Роторли насосларни бошқариш

Юқорида, марказдан қочма насосларда сўришни бошқаришнинг бир нечта усуллари қайд қилиб ўтилган эди. Ҳажмий насосларнинг тузилиши хилма-хил бўлгани учун уларда бошқариш усуллари қўллаш қийин. Ҳажмий насосларда сўришни бошқа-

ришга у билан боғлиқ бўлган q_n , n_n , $\gamma_{\text{кн}}$ параметрларни ўзгартириш ёрдамида эришилади. Бу параметрлардан айланишлар соани n_n ни ҳисобга олмаса ҳам бўлади, чунки насосларда, асосан, бошқарилмайдиган қисқа туташтирилган роторли асинхрон электр двигателлар қўлланилади. Улар бошқариладиган электродвигателларга нисбатан тежамли ва тузилиши жиҳатдан содда бўлади. Амалда ҳажмий ФИК нинг кам ўзгариши сабабли бошқариш фақат иш ҳажмини ўзгартириш билан бажарилади. Иш ҳажмини ўзгартиришга насос тузилишига конструктив тузатиш киритиб ёки конструктив тузатишсиз бир нечта усул билан эришилади. Бу усулларга эксцентритет e ни (пластинкали ва радиал-поршенли насосларда), шайба ёки цилиндрлар блокининг оғиш бурчаги γ ни (аксиал-поршенли насосларда), иш цилиндрлари сонини (эксцентрик, радиал-поршенли ва аксиал-поршенли насосларда), тишларнинг илашиш узунлигини (шестерняли насосларда) ва ҳоказоларни ўзгартириш киради. Уларнинг ҳар бири тўғрисида тўхталиб ўтамиз.

а) Эксцентритет e ни ва $\leq \gamma$ ни сўриш ёки поршень йўлини ўзгартириш.

Бошқарилувчи радиал роторли-поршенли насос цилиндрлар блоки 2, поршенлар 3, тақсимлаш қурилмаси 5, йўналтирувчи цилиндр 4, ариқчалар a , b ва цилиндрни блок 2 ўқиға нисбатан e ($l = 2l$) катталиққа ҳаракатлантирувчи қурилмадан иборат (2.41-расм). Тақсимловчи вазифасини ичи бўш (ғовак) ва ўқ бажариб, унга айланувчи цилиндрли блок жойлаштирилган. Айланиш пайтида цилиндрлар ўз ариқчалари билан сўриш каналида a ва ҳайдаш канали b га навбатма-навбат уланади. Цилиндрлар нейтрал ҳолатдан ўтаётганда унинг ариқчалари зичлагич билан беркигилади. Поршеннинг каллаги цилиндрнинг ички томонига марказдан қочма кучлар ва ёрдамчи насос узатаётган суюқлик барқаздан таъсирида сиқилади. Агар эксцентритет $e \leq 0$ (2.42-расм) бўлса, поршенлар цилиндр бўйлаб юриб, цилиндрда илгариланма-қайтма ҳаракат қилади: бунда у айланиш марказидан қочиб сўришни ва марказга томон юриб, ҳайдашни бажаради. Агар $e = 0$ бўлса, радиал силжиш бўлмади ва насос сув узатишни тўхта, тади. Эксцентритетнинг катталигини ва ишорасини ўзгартириб, сўришни ва суюқлик оқими йўналишини ўзгартириш мумкин. Бу насосла иш ҳажми ва сўришни 121.6-параграфда келтирилган формулалар ёрдамида ҳисобланади.

Аксиал роторли-поршенли насослар қия шайбали ёки қия цилиндрли блокдан иборат бўлади (2.43-расм). Цилиндрлар блоки ёки шайбанинг қиялик бурчаги γ нинг максимал қиймати $\gamma_{\text{max}} = 20 \div 30^\circ$ га тенг, бундан ошиб кетса, механик йўқотишлар кўпаяди ва цилиндрлар ейилиши тезлашади. Агар кичик бўлса насос тўхтади. Бурчакни ўзгартириб, фақат сўришни эмас, балки насосдаги суюқлик йўналишини ҳам ўзгартириш мумкин.

γ_{max} пайтидаги иш ҳажми ва сўриш катталигини 121-параграфда келтирилган формуладан кўриш мумкин.

Пластинкали насосларда сўришни бошқариш учун эксцентри-

ситетни ўзгартирилади, бу пластинка юрадиган йўлни ўзгартиради ва ҳажм ўзгаришига олиб келади.

б) Иш цилиндрлари сонини ўзгартириш.

Насослар баъзан кўп цилиндрли бўлади. Цилиндрлар сони 2 дан 5 гача боради. Улар бир текисликда ёки айлана бўйлаб жойлашган бўлади. Насосларнинг иш ҳажмини ўзгартириш учун ма-на шу цилиндрлардан бир нечасини тўхтатиш (агар кам сарф керак бўлса) ёки ҳамма цилиндрларни ишга тушириш мумкин (агар катта сарф керак бўлса). Пластинкали насосларда бошқариш (2.37-расм) пластиналар сонини 4 дан 12 гача ўзгартириб амалга оширилади.

в) Тишларнинг илашиш узунлигини ўзгартириш

Шестерняли насосларда (2.36-расм) сарф ёки иш ҳажми етакланувчи ва етакловчи шестернялардаги тишлар сонига, уларнинг илашиш узунлигига боғлиқ. Тишлар қанча жипс ишласа, ҳажмий йўқотишлар кам бўлади, ФИК юқори бўлади, лекин тез ишдан чиқади. Сарфни камайтириш зарур бўлган пайғда тишларнинг узунлигини қисқартириш мумкин. Бунинг учун шестернялар ўқлари орасидаги масофа узайтирилади. Юқорида кўрсатилган усуллар насос тузилишига конструктив тузатишлар киритилмасдан амалга ошириш мумкин бўлган усуллардир.

Бевосита насос конструкциясини ўзгартириб, сарф бошқариладиган усул — поршень диаметрини ўзгартиришдир.

I бўлим. ГИДРОУЗАТМАЛАР ВА ҲАЖМИЙ ГИДРОЮРИТМАЛАР

XIX боб. УМУМИЙ ТУШУНЧАЛАР

3.1 §. Гидродинамик узатмаларнинг вазифаси ва ишлатилиш соҳалари

Суюқликлар иштирокида бир механизмнинг иккинчи механизми ҳаракатга келтиришига асосланган механизмлар *гидравлик узатмалар* дейилади, бунда суюқлик узатма механизмидаги куч занжирининг бир ҳалқаси ҳисобланади. Гидравлик узатма бир агрегатда икки хил парракли машинадан, яъни марказдан қочма насос ва гидравлик турбинадан биргаликда фойдаланувчи қурилмадан иборат. Унда энергия электр двигателидан гидродвигателга суюқлик оқими ёрдамида берилади. Гидравлик узатмалар катта энергия сифимига эга бўлиб, кинетик имкониятлари деярлик чекланмаганлиги туфайли машинасозлик техникасининг турли соҳаларида кенг қўлланилмоқда.

Транспорт машиналарида гидравлик узатмалардан фойдаланиш етакловчи ғилдиракларнинг тезлигини жуда камайтириш имконини беради, бу эса машиналарнинг йўлдаги тўсиқлардан ўта олишини ва двигателларнинг барқарор ишлашини таъминлайди.

Гидравлик узатмаси бўлмаган автомобиль двигателлари, кўпинча, турган жойидан қўзғалишда, тепаликларга кўтарилишларда, бурилишларда ва бошқа ҳолларда ўчиб қолади. Гидравлик узатмали двигатель бу камчиликлардан ҳолидир. Маховик билан двигатель ва куч занжирининг қолган ҳалқалари орасида бикр боғланиш йўқлиги сабабли, улар, шунингдек, двигателнинг ўзи ҳам зарбага учрамайди. Гидравлик узатмалар турган жойдан силжишда ва тезликни ўзгартиришда ҳосил бўладиган кескин силкинишларни камайтиради, бу эса машинадан фойдаланиш даврини узайтиради. Гидравлик узатмали автомобиль тепаликка кўтарилишда, пастликка тушишда ва бурилишларда кам тажрибали ҳайдовчининг бошқаришига ҳам имкон беради.

Корпусда иш ғилдиракларининг мумкин қадар яқинлаштирилиши сабабли қурилмаларда трубалар, спираль камералар, диффузорларнинг зарурияти бўлмай қолади, демак, бу қисмлардаги гидравлик қаршиликларга бўладиган сарф бартараф қилинади. Шунинг учун ФИК фақат иш ғилдиракларидаги йўқотишлар ҳисобига бўлади ва $0,85 \div 0,98$ қийматларга етади.

Тепловозлар, автомобиллар, тракторларда, кучли вентилятор ва насос узатмаларида, кемачиликда ва бурғулаш машиналарида, ер қазии ва йўл машиналарида, авиацияда гидравлик узатмалардан фойдаланилади.

Ҳозир деярлик ҳамма замонавий металл ишлаш станоклари гидроузатмалар билан таъминланган.

Гидроузатмалардан фойдаланиб бажариладиган турли-туман ҳаракат ва операцияларни тушуниш учун ҳажмий гидроузатмалар ҳақида тушунчага эга бўлиш зарур, улар ҳақида кейинроқ тўхталамиз.

3.2-§. Ишлаш принципи ва гуруҳланиши

Ишлаш принципига қараб гидравлик узатмалар ҳажмий ва гидродинамик турларга бўлинади.

Ҳажмий гидравлик узатмалар ҳажмий насослар ёрдамида ишлайди. Бундай узатмаларда энергия суюқлик орқали етакловчи валдан статик босим сифатида узатилиб, гидродвигателни ишга туширади.

Ҳажмий гидравлик узатмаларда энергия етакловчи валга статик босим кўринишида берилгани сабабли уни, кўпинча, гидро-статик узатма ҳам дейдилар.

Гидродинамик узатмалар парракли гидромашиналар ёрдамида ишлайди. Бу ерда иш ғилдиракларининг парраклари ёрдамида суюқликка берилган динамик босим энергиясидан фойдаланилади. Бу узатмалар баъзан турбоузатма деб аталади, бунга сабаб уларда марказдан қочма насос ва гидравлик турбиналардан бир-галикда фойдаланилади.

Гидродинамик узатмалар бир оқимли ва икки оқимли бўлиши мумкин. Бир оқимли гидродинамик узатмаларда ҳамма қувват гидравлик ғилдираклар орқали узатилади. Икки оқимли гидродинамик узатмаларда эса двигатель қувватининг бир қисми гидравлик ғилдираклар орқали, иккинчи қисми эса механик йўл билан узатилади.

Айлантириш моментининг узатилиш усулларига қараб гидродинамик узатмалар иккига бўлинади:

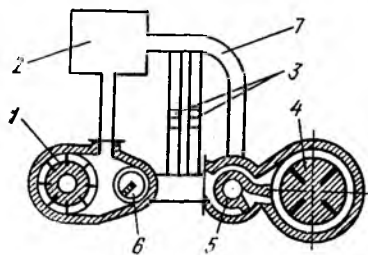
1) гидроилашгич ёки гидромуфталар;

2) гидротрансформаторлар ёки турботрансформаторлар.

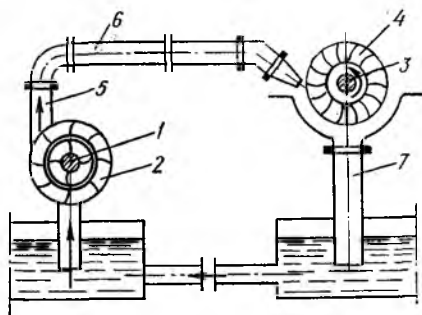
Машиналарда гидромуфталар ва гидротрансформаторлар алоҳида ва турли комбинацияларда, яъни гидромуфта ва гидротрансформатор; гидромуфта ва иккита ёки учта гидротрансформатор ва ҳоказо тарзда ишлатилиши мумкин.

Ҳажмий гидроузатманинги ишлаш принципини қуйидаги оддий схемада тушунтирамиз (3.1-расм). Узатма ротацион насос 1, совитгич 2, тескари клапан 3, турбиналар 4, реверсив тақсимлагич 5 ва тақсимлаш клапани 6 дан иборат.

Суюқлик насос 1 дан тақсимлаш клапани 6 ва реверсив тақсимлагич 5 орқали турбина 4 нинг курагига ўтади. Ундан кейин суюқлик турбинадан труба 7 орқали совитгич 2 га келади, бу



3.1- расм. Ҳажмий гидроузатманинг ишлаш принципи.



3.2- расм. Гидродинамик узатманинг ишлаш принципи.

ерда суюқлик совитилади ва яна ротацион насосга етказиб берилади. Реверсив тақсимлагичнинг ҳолатини ўзгартириш йўли билан оператор суюқликни турбиналарнинг куракларига юқоридан ёки пастдан йўналтириб машинанинг ҳаракат йўналишини ўзгартиради.

Ҳажмий гидравлик узатма насосининг секциялари сони биттадан тўртгача бўлиши мумкин. Тақсимлаш клапани ёрдамида гидравлик узатманинг секцияларни ишга тушириш ёки тўхтатиш йўли билан зарур бўлган узатиш нисбатига эришамиз, яъни тезлик насосдан гидродвигателга кираётган суюқлик миқдорини ўзгартириш ҳисобига бошқарилади. Системада насосда двигателгача бўлган йўлда (суюқликнинг бир қисмини) бошқа йўналишга буриб юборувчи қурилмалар орқали ҳам гидродвигатель тезлигини ўзгартириш мумкин. Ҳозирги кўпгина замонавий гидроузатмалардаги иш қисмларида суюқлик сарфи ва ҳаракат тезлиги автоматик равишда бошқарилади.

Гидродинамик узатманинг ишлаш принципини 3.2-расмдаги схема бўйича тушунтирамиз. Бу расмда 1 — насоснинг етакловчи вали, 2 — марказдан қочирма насос, 3 — бошқарилувчи турбина вали, 4 — турбина, 5, 6, 7 — трубалар. Насос гилдираklarини айлантириш билан суюқлик оқимига энергия берилади. Қўшимча энергия олган суюқлик турбина гилдирагига ўтади ва олган энергиясини турбинага бериб, иш суюқлиги насосга қайтади. Суюқликнинг бундай берк ҳаракати насос ва турбина гилдираklarидаги буровчи моментнинг узатилишини таъминлайди.

3.3-§. Иш суюқликлари

Гидромашиналарнинг вазифасига қараб иш суюқлиги сув, нефть мойи, синтетик суюқликлар, спирт ва глицерин аралашмаси ва ҳоказо бўлиши мумкин. Суюқликни босим ёрдамида узатишга мўлжалланган насослар ҳайдаётган суюқликнинг хусусиятларини ҳисобга олиб лойиҳаланади. Томчиланувчи суюқликлар босимнинг турли қийматларида ҳам энергияни узатиш қobiliя-

тига эга бўлгани сабабли ҳажмий гидроузатманинг гидромашиналари ҳар қандай томчиланувчи суюқликлар билан ҳам ишлаши мумкин. Лекин ҳар қандай суюқлик мавжуд шароитга мувофиқ бўлавермайди.

Гидроузатмада иш суюқлиги оралиқ муҳит сифатида ўзининг асосий вазифасини бажаради ва шу билан бирга мойловчи модда ҳамдир. Шу сабабли унга турли қўшимча талаблар қўйилади. Суюқлик оқаётганда унинг тифизлагичлардан оқиб кетишини камайтириш учун мустаҳкам мой қатламини ҳосил қилувчи суюқликлар танлаб олингани маъқул. Суюқликнинг ишқаланиш қаршилигини камайтириш эса қовушоқлиги кам суюқликлар танлашни тақозо қилади. Масалан, тоза сувнинг қовушоқлиги кам, химиявий барқарор, сероб бўлгани билан мойлаш ва коррозияни камайтириш хусусиятларига эга эмас. Ҳажмий гидроузатмаларда фойдаланиш талабларга тўлароқ жавоб бера оладиган суюқликлар қовушоқлиги кам бўлган ва яхши тозаланган нефть мойларидир. Лекин улар ҳам талабга тўлиқ жавоб бера олмайди. Шунинг учун синтетик суюқликлар ва нефть мойлари учун уларнинг хоссаларини яхшиловчи қўшилмаларнинг янги турлари яратилган ва яратилмоқда. Шунингдек, иш суюқликларининг хусусиятлари узатманинг яхши ва узоқ ишлашига таъсир қилади, шунинг учун иш суюқлигини танлашда узатманинг хусусиятларидан ташқари, суюқликнинг сифатини ҳам назарда тутиш керак. Шундай қилиб, иш суюқликларига қўйидаги талаблар қўйилади:

1. Иш суюқликлари тифизлагичларда шундай мустаҳкам мой қатлами ҳосил қилиши керакки, гидроузатма яхши ишласин. Айтиб ўтиш керакки, агар мой қатламининг мустаҳкамлиги керагидан ортиб кетса, гидроаппаратураларнинг ишлаши ёмонлашди.

2. Механизмлардан узоқ фойдаланиш, уларнинг бетўхтов ва юқори даражада аниқлик билан ишлашини таъминлаш учун иш суюқлиги коррозияни камайтириш ва химиявий барқарорлик хусусиятларига эга бўлиши зарур.

Механизмлар узоқ вақт ишлатилганда иккинчи талаб алоҳида аҳамиятга эга бўлади. Нефть мойларига баъзи мой ёки эфирлар $0,5 \div 1,0\%$ қўшилса, коррозиянинг агрессивлигини камайтириш мумкин. Бу қўшилмалар металл сиртида унинг сиртини ва мойни оксидланишдан сақлайдиган ҳимоя юпқа қатлами ҳосил қилади.

3. Ҳажмий узатмадаги иш суюқлигининг қовушоқлиги нисбатан кам ва температура таъсирида оз ўзгарадиган бўлиши керак. Қовушоқликка кам бўлган нефть мойларидан фойдаланиш ишқаланиш қаршилигини камайтиради, аппаратуранинг аниқлигини ва сезгирлигини оширади.

4. Механизмнинг берилган ишлаш қобилиятини таъминлаш учун суюқлик бир жинсли ва яхши тозаланган бўлиши керак.

5. Иш суюқликлари тифизлаш қистирмасининг бўкишига ва эришига сабаб бўлмаслиги керак.

6. Ҳажмий гидравлик механизмлардаги иш суюқлиги барқарор эластиклик модулига ва ҳажмий огирликка эга бўлиши керак. Шунинг учун мойнинг иш вақтидаги температуранинг ўзгариш

чегарасида газларни сингдириши ва ажратиши мумкин қадар кам бўлиши керак. Катта босимларда эластиклик модулининг барқарор бўлиши алоҳида аҳамиятга эга.

7. Гидравлик механизмларда пайдо бўладиган бир қанча ҳодисалар ҳавонинг иш суюқлигида эрувчанлиги билан боғлиқ. Иш суюқлигида ҳавонинг эрувчанлиги: насосларнинг унумдорлигининг камайишига, гидродвигателнинг нотекис ишлашига ва бошқаларга олиб келади. Гидроузатмаларнинг барқарор ишлашини таъминлаш учун иш суюқлигида эриган ҳаво иложи борича кам бўлиши керак. Иш суюқлигининг облитерацияга (бўшлиқларни бекитиб қўйишга) лаёқати бошқарувчи қурилмалар (золотниклар, дросселлар ва бошқалар)нинг ишлашига маълум даражада таъсир қилади. Юқорида кўрсатилган талабларга жавоб бера оладиган нефть мойларининг хусусиятлари 9 ва 10-жадвалларда берилган. Гидродинамик узатмаларда суюқлик сифатида: индустриал 12, индустриал 20, индустриал 20 В, турбина мойи Л ва трансформатор мойи энг кўп ишлатилади. Одатда, суюқлик гидроузатмаларда айланганда унинг температураси турли машиналарда $60 \div 135^{\circ}\text{C}$ орасида бўлади.

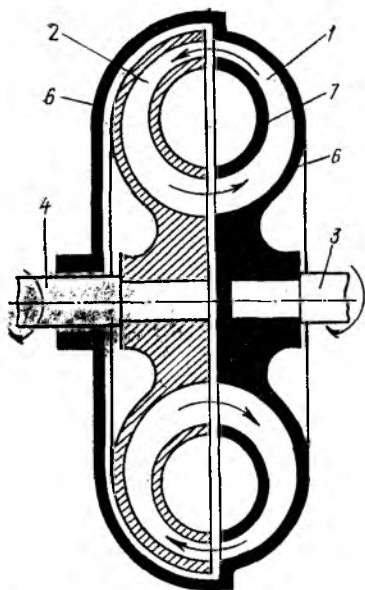
XX боб. Гидродинамик муфталар

Гидромуфтада етакловчи валдаги моментнинг миқдори ҳар қандай ўзгартирилганда ҳам иккала (етакловчи ва етакланувчи) валда моментларнинг тенглиги таъминланади. Йўналтирувчи аппарат йўқлиги гидромуфталар буровчи моментини ўзгартирмайди ва ҳар қандай узатиш нисбатларида ҳам етакловчи ва етакланувчи валлардаги моментлар тенг бўлади. Етакланувчи вал фақат етакловчи валнинг йўналишида айланади. Гидродинамик муфта Германияда 1909—1910 йилларда профессор Фиттингер томонидан кашф этилган ва биринчи марта кемаларда икки вални эластик боғловчи сифатида ишлатилган. Ҳозир гидромуфталар 500 дан ортиқ турдаги машина ва механизмларда бир агрегатда $0,5 \div 1$ кВт дан 35 000 кВт гача ва ундан ортиқ қувватни узатишда ишлатилади. Гидромуфталар узатиш сони бирга тенг бўлган гидроузатмаларда ишлатилади. Агар узатиш сони бирдан фарқли бўлиши зарур бўлса, у ҳолда ҳар хил ўлчамли насос ва турбина қўлланилади. Турбина ва насосларнинг ўлчамлари ҳар хил бўлгани сабабли йўналтирувчи аппарат қўллаш зарурати туғилади.

3.4-§. Гидромуфтанинг тузилиши ва ишлаши

Гидродинамик муфта ёки турбомуфта (3.3-расм) насос ғилдираги 1, турбина ғилдираги 2, етакловчи вал 3, етакланувчи вал 4, диафрагмали босқич 5, ярим корпус 6, ярим тор 7 лардан иборат.

Насос ва турбина ғилдираклари штампланган ярим ҳалқа шаклида тайёрланади. Бу ғилдирақлардаги кураклар, кўпинча, ички сиртга радиал жойлаштирилган бўлади.



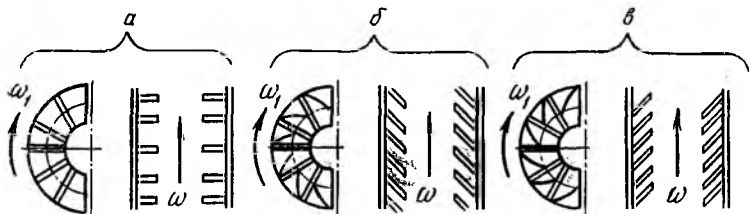
3.3-расм. 1 гидромуфта.

Гидромуфтанинг корпуси 2 та штампланган қисмдан иборат бўлиб, улар болтлар ёрдамида кавшарлаб маҳкамланади. Диафрагмали босқич 5 етакланувчи вал 4 билан турбина ғилдираги 2 орасидаги текисликка ўрнатилади. Диафрагмали босқичнинг вазифаси буровчи моментни етакловчи валга узатишни камайтиришдир.

Насос ва турбина ғилдирақларида суюқлик ҳаракат қилганда уюрмали оқим гидравлик қаршилиқни кўпайтирувчи қайтаргичга тўқнашади ва энергиянинг бир қисми йўқолиб, узатилаётган буровчи момент миқдори камаяди. Автомобиллар уланган узатма ва сал тишлаётган двигатель билан тўхтаб турганида, шунингдек, автомобилнинг батамом тўхташи ҳолларида буровчи момент камайтирилиши зарур. Агар двигатель орттирилган айланишлар сонида ишласа (масалан, машина ҳаракатда бўлганда), унда суюқлик оқими марказдан қочма кучларнинг таъсирида диафраг-

3.4-расмда радиал куракли (3.4-расм, а), орқага оғишган куракли (3.4-расм, б) ва одинга оғишган куракли (3.4-расм, в) гидромуфта иш ғилдираги тасвирланган.

Текширишлар кўрсатадики, сирпаниш $s = 3\%$ бўлганда одинга оғиш бурчаги 45° бўлган куракли гидромуфтларнинг узатган моменти радиал куракли гидромуфтлардагига қараганда 2 марта ортиқ, орқага оғишган куракли гидромуфтларнинг узатган моменти эса радиал куракли гидромуфтларникига қараганда 5% кам экан. Одатда, гидромуфтлар ишлаган вақтда куракларнинг тебранишини йўқотиш учун насос ғилдирагидаги кураклар сони турбина ғилдирагидаги кураклар сонига тенг бўлмаслиги керак. Масалан, ГАЗ-12 автобилидаги гидромуфта насос ғилдирагида 48 та курак ва турбина ғилдирагида 44 та курак ўрнатишган.



3.4-расм. Гидромуфтада ишлатиладиган иш ғилдирақлари.

мали босқичдан ташқарига сурилиб, уни энергия йўқотишисиз оқиб утади.

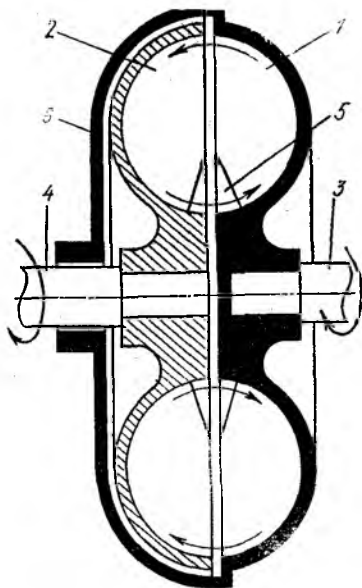
Сууюқлик оқиб чиқиб кетишининг олдини олиш учун гидромуфта пўлат ҳалқалардан ва гофриланган цилиндрдан иборат четки тизлағичлар билан таъминланади.

Насос ғилдираги ва турбина ғилдираги валлари ўзаро туташ бўлмайди, уларнинг чекқалари орасида тирқиш мавжуд. Энергия насос ғилдираги валидан турбина ғилдираги валига гидромуфтанинг ички бўшлиғини тўлдирувчи иш сууюқлиги ёрдамида узатилади.

Двигателдан вал орқали ҳаракатга келтирилган насос ғилдираги айланаётганда иш сууюқлигини кичик радиусда қабул қилиб, катта радиусда чиқариб юборилади. Сууюқлик насос ғилдирагидан ўтишда уярма ҳаракат олади, натижада унинг ҳаракат миқдорининг моменти ортади. Иш сууюқлигининг уярма ҳаракатини таъминлаш

учун двигатель моментининг ҳаммаси сарф қилинади. Сууюқлик турбина ғилдирагидан ўтганда сууюқлик оқими турбина ғилдиракларининг куракларига таъсир этиб ва унинг қаршилигини енгиб, унинг уярма ҳаракати сўнади. Шундай қилиб, иш сууюқлиги насос ғилдирагидан олган энергиясини турбина ғилдиракларига беради ва у орқали машинанинг ҳаракатланувчи қисмларига узатилади. Турбина ғилдирагидан сууюқлик яна насос ғилдирагига қайтади. Гидромуфта ғилдираклар сууюқликнинг узлуксиз айланма ҳаракатини уярма айланаси дейдилар. Гидромуфтанинг ички ҳалқаси ғовак тороид шаклига эга бўлгани учун тор деб аталади ва мегаллдан ясалади.

Ҳозирги вақтда юқори иш кўрсаткичли торсиз гидромуфталар ҳам мавжуд (3.5-расм), чунки тор ФИК ни камайтиради.



3.5- расм. Торсиз гидромуфта.

3.5- §. Асосий параметрлар ва тенгламалар

Гидродинамик муфталарнинг ишини характерлайдиган асосий параметрларга унинг ташқи характеристикаларига кирувчи ва турбина ғилдираги айланишлари сони (n_2) га боғлиқ бўлган буровчи моменти (M) ва ФИК (η) киради (бунда насос ғилдираги айланишлари сони n_1 ўзгармас).

Гидродинамик узатмалар (шу жумладан, гидромуфталар)нинг насос ва турбина ғилдиракларидаги оқимини ҳисоблаш учун Эй-

лер тенгламасидан фойдаланилади (бу тенглама парракли гидро-машиналар қисмида берилган).

Насос ва турбина ғилдираklarининг (2.5-расм) кураги узунлиги L нинг кураклар орасидаги қадами t га нисбати $2 \div 5$ оралиқда бўлганда назарий ҳисоблаш натижалари гидромуфта-лар ва гидротрансформаторлар билан ўтказилган тажрибалар билан жу-да мос келади (2.5-расм).

Гидродинамик узатманинг иш ғилдираklари кураклар систе-масидан ташкил топган айланма панжарадан иборағ бўлади. Гид-ромуфта ғилдираklarининг кураклари, кўпинча, текис радиал шаклда, гидротрансформатор ғилдираklarининг кураклари эса фа-зовий ёки аэродинамик цилиндр шаклида тайёрланади.

Икки курак орасидаги масофа панжара қадами деб (t) ата-лади ва у ғилдирак айланаси узунлиги билан қуйидагича ўлча-нади:

$$t = \frac{\pi D^2}{z},$$

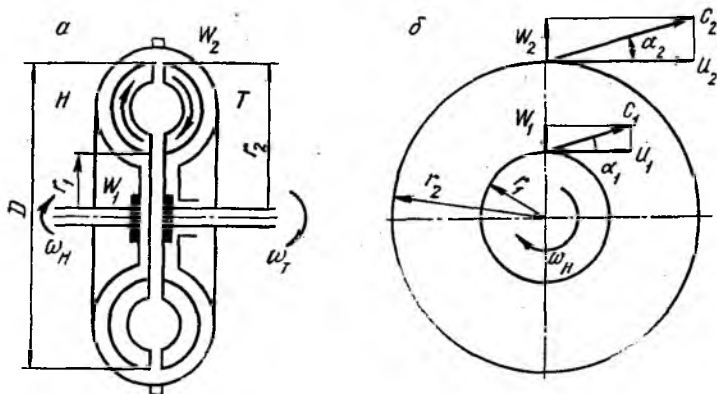
бу ерда D —насос ғилдирагининг ташқи диаметри ($D_1 = 2r_1$); z — кураклар сони.

Панжаранинг зичлиги τ курак ватари узунлигининг панжара қадамига нисбатига тенг:

$$\tau = \frac{L}{t} = \frac{L \cdot z}{\pi D^2}.$$

Гидромуфта ғилдираklари учун $\tau = 2,5 \div 4,0$; гидротрансформатор ғилдираklари учун $\tau = 1,1 \div 1,7$.

Гидродинамик муфта. 3.6-расмда гидромуфтанинг схемаси насос ғилдираги ва унинг кириш ҳамда чиқишидаги тезлик па-раллелограммлари билан келтирилган. Марказдан қочирма насос-нинг иш ғилдираklарида суюқлик ҳаракат қилганда суюқлик



3.6-расм. Гидромуфтанинг насос ғилдираги, унга кириш ва чи-қишга тезлик параллелограммлари билан биргаликда схемаси.

заррачалари тезлиги учта ташкил этувчига: нисбий тезлик — ω , айлана тезлик — u ва абсолют тезлик — c га ажралади. Киришда ва чиқишда улар мос равишда ω_1, u_1, c_1 ва ω_2, u_2, c_2 кўринишида белгиланади. Насос ғилдирагининг чиқишидаги кесими турбина ғилдирагининг қиришидаги кесимга ва турбина ғилдирагининг чиқишидаги кесими насос ғилдирагининг қиришидаги кесимга тенг бўлгани учун насос ғилдираги билан турбина ғилдирақларидаги суюқлик айланма ҳаракатининг нисбий тезликлари тенг, яъни марказда r_1 ва r_2 радиусли масофаларда айлана тезлик

$$u_1 = \omega_n r_1 \text{ ва } u_2 = \omega_n r_2$$

га тенг бўлади; бу ерда ω_n — насос ғилдираги айланишининг бурчак тезлиги.

Насос ғилдираги валининг айлантирувчи моменти суюқликнинг насос ғилдирагига кириш ва чиқишдаги ҳаракат миқдори моментларининг айирмасига тенг:

$$M_n = \frac{\gamma Q}{g} (c_{2n} r_2 \cos \alpha_2 - c_{1n} r_1 \cos \alpha_1), \quad (20.1)$$

бу ерда $\frac{\gamma Q}{g}$ — насос ғилдираги куракларидан 1 секундда оқиб ўтаётган иш суюқлигининг массаси; c_{1n}, c_{2n} — насос ғилдирагига кириш ва чиқишдаги абсолют тезликлар. Суюқлик ҳаракатининг насос ғилдирагидан чиқишдаги абсолют тезлиги c_{2n} турбина ғилдирагига киришдаги абсолют тезлик c_{2m} га, турбина ғилдирагидан чиқишдаги абсолют тезлик c_{2m} насос ғилдирагига киришдаги абсолют тезлик c_{1n} га тенгдир.

Бунда турбина валидаги буровчи момент қуйидагига тенг бўлади:

$$M_m = \frac{\gamma Q}{g} (c_{2m} r_2 \cos \alpha_2 - c_{1m} r_1 \cos \alpha_1). \quad (20.2)$$

Демак, насос ғилдираги валининг айлантирувчи моменти турбина ғилдирагининг буровчи моментига тенг. Ҳақиқатан эса, ишқаланиш кучларига энергиянинг бир қисми сарф бўлиши сабабли турбина ғилдираги валидаги айлантирувчи момент ҳавога ишқаланиш ва подшипникдаги ишқаланишни билдирувчи вентиляциян йўқотиш ҳисобига насос ғилдираги валидаги буровчи моментдан кичикдир. Вентиляциян йўқотиш мосланган шароитда узатилувчи моментга қараганда анча кичик бўлгани учун $M_n \approx M_m$ деб қабул қилинган. Двигателнинг насос ғилдирагига берган қуввати (12.12) формулага асосан қуйидагига тенг:

$$N_n = \frac{\gamma Q H}{75 \eta_n}, \quad (20.3)$$

бу ерда Q — суюқлик сарфи; η_n — гидромурфали насос ғилдирагининг ФИК (0,92 ÷ 0,98 га тенг).

Насос ғилдирагидаги қувват

$$N'_n = N_g - N_{\text{вен}}, \quad (20.4)$$

бу ерда N_g —двигателнинг максимал қуввати; $N_{\text{вен}}$ —ёрдамчи механизмларга сарфланган қувват.

Одагла

$$N_{\text{вен}} = 0,1N_g \quad (20.5)$$

деб қабул қилинади.

Гидромуфталарни ҳисоблаш учун насос ғилдираги валидаги қувват N_n ва двигателнинг айланишлари сони n_n берилган бўлиши керак. Гидромуфтанинг ФИК қуйидагига тенг:

$$\eta = \frac{N_m}{N_n} = \frac{M_m n_m}{M_n n_n}, \quad (20.6)$$

бу ерда N_n ва N_m —насос ва турбина ғилдирақларининг қувватлари; n_n ва n_m —насос ва турбина ғилдирақларининг айланишлари сони.

Лекин $M_n = M_m$ бўлгани учун

$$i = \eta = \frac{n_m}{n_n}, \quad (20.7)$$

бу ерда i —узатиш сони.

Гидромуфта $n_n \neq n_m$ тенгсизлик бажарилганда, яъни суюқлик айланма ҳаракатда бўлганида ишлайди. n_n ва n_m орасидаги фарқ қанча катта бўлса, гидромуфта узатадиган момент шунча катта бўлади. Гидромуфта насос ва турбина ғилдирақлари айланишлари сонлари айирмасининг насос ғилдираги айланиш сонига нисбати сирпаниш коэффициентини дейилади:

$$S = \frac{n_n - n_m}{n_n}. \quad (20.8)$$

Одатда, гидромуфталар учун $S = 2 + 4\%$. Гидромуфталар ва гидротрансформаторлар марказдан қочма насосга ўхшаш тезюрарлик коэффициентини (14.14) га ва гидромуфта насоси ғилдирақларининг чиқишидаги ва киришидаги диаметрларининг нисбатига қараб гуруҳларга ажратилади. Агар қувват формуласи (20.3) дан Q нинг қийматини топиб (20.7) га қўйсақ, насос ғилдирагининг босими учун қуйидаги муносабатга эга бўламиз:

$$H = \left(\frac{1000 N_n \cdot n_n^2}{\gamma n_s} \cdot \eta_n \right)^{0,4}, \quad (20.9)$$

бу ерда η_n —гидромуфтали насоснинг ФИК; $\eta_n = 0,82 \div 0,98$; n_s —тезюрарлик коэффициенти.

И. И. Куколевский гуруҳлаши бўйича гидромуфталарда энг қулай тезюрарлик коэффициенти $n_s = 50 \div 70$, нормал марказдан қочма ғилдирақли гидротрансформаторлар учун диаметрлар нис-

бати $\frac{D_2}{D_1} = 2$, тезюарлик коэффициенти $n_s = 70 \div 120$, тезюар гидротрансформаторлар учун диаметрлар нисбати $\frac{D_2}{D_1} = 1,2 \div 1,6$, $n_s = 150 \div 350$ бўлади.

Суюқликнинг насос ғилдираги орқали сарфи

$$Q = \frac{N_{\kappa} 75}{\gamma H} \eta_{\kappa} \text{ м}^3/\text{с}. \quad (20.10)$$

Насос ғилдираги валининг диаметри қуйидаги формула билан аниқланади:

$$d_{\kappa} = 0,145 \sqrt{\frac{N_{\kappa}}{n_{\kappa}}} \text{ м}. \quad (20.11)$$

Насос ғилдираги втулкасининг диаметри

$$d_{\text{вт}} = (1,5 \div 2) d_{\kappa} \quad (20.12)$$

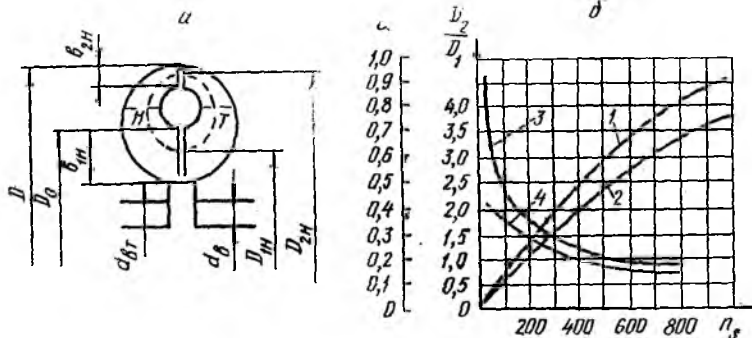
оралиқда олинади.

3.7-расм, *a* да гидромурғанинг асосий ўлчамлари кўрсатилган.

Насос ғилдирагига киришдаги тезлик ёки меридионал тезлик қуйидагича аниқланади:

$$c_{\kappa} = c_{1\kappa} = \alpha \sqrt{2gH} \text{ м/с}, \quad (20.13)$$

бу ерда α — кириш тезлигининг коэффициенти, тезюарлик коэффициенти (n_s) га боғлиқ бўлиб, 3.7-расм, *b* даги графикдан аниқланадиган абсолют тезлиkning радиус йўналишидаги проекцияси меридионал тезлик дейилади. 3.7-расм, *b* да α — коэффициентининг ўзгаришини 1 чизиқ (Шпанхаке бўйича); Куколявский бўйича α нинг ўзгаришини 2 чизиқ кўрсатади; насослар учун D_2/D_1 чизиғи 3; турбиналар учун $\frac{D_2}{D_1}$ чизиғи 4.



3.7-расм. Кириш тезлиги коэффициентининг тезюарлик ва иш ғилдираги ўлчамларга боғлиқлиги.

c_{1H} ни айлана тезлик орқали аниқлаш ҳам мумкин:

$$c_m = c_{1H} = (0,20 \div 0,25)u_{2H}, \quad (20.14)$$

бу ерда u_{2H} —насос ғилдирагидан чиқишдаги айлана тезлик.

Кураклар сони чексиз кўп бўлганда марказдан қочма насоснинг асосий тенгламаси (13.5) дан фойдаланилади.

Гидромуфтали насос ғилдирагидаги кураклар тўғри радиалдир, яъни $\beta_{1H} = \beta_{2H} = 90^\circ$. Бу ҳолда насос учун $c_{2H} \cos \alpha_{2H} = u_{2H}$ (чунки тезлик параллелограми тўғри бурчакли) (3.6 расм, а, б). Бундан ташқари, суюқлик насос ғилдирагидан турбина ғилдирагига абсолют тезлик билан келишини назарда тутсак, турбина ғилдирагининг кураклари ҳам радиал эканлигини $c_{1m} \cos \alpha_{1m} = u_{2m}$; $c_{1m} \cos \alpha_{1m} = u_{1m}$ ҳисобга олиб, гидромуфтalar учун (13.5) тенглама қуйидаги кўринишга келади:

$$\begin{aligned} H_{t\infty} &= \frac{1}{g} (u_{2H}c_{2H} \cos \alpha_{2H} - u_{1H}c_{1H} \cos \alpha_{1H}) = \\ &= \frac{1}{g} (u_{2H}^2 - u_{1H}^2) = \frac{1}{g} (u_{2H}^2 - u_{1H}u_{2m}). \end{aligned} \quad (20.15)$$

Ўртача оқим чизиғи учун насос ғилдирагига киришдаги диаметр D_{1H} турбина ғилдирагининг чиқишдаги диаметри D_{2m} га тенг эканлиги назарда тутилганда

$$\frac{u_{2m}}{u_{1H}} = \frac{n_m}{n_H} = \eta_{г.м.}, \quad (20.16)$$

яъни

$$u_{2m} = u_{1H} \cdot \eta_{г.м.} \quad (20.17)$$

(20.17) формуладан u_{2m} нинг қийматини (20.15) тенгламага қўй-сак:

$$H_{t\infty} = \frac{1}{g} (u_{2H}^2 - u_{1H}^2 \eta_{г.м.}^2). \quad (20.18)$$

Бундан кўринадики, чиқишдаги айлана тезлик қуйидагига тенг:

$$u_{2H} = \sqrt{u_{1H}^2 \eta_{г.м.}^2 + gH_{t\infty}}. \quad (20.19)$$

Насос ғилдирагининг ҳақиқий босими H_H дан назарий босими ($H_{t\infty}$) ни аниқлаймиз:

$$H_{t\infty} = \frac{H_H}{\eta_{г.н.}}, \quad (20.20)$$

бу ерда $\eta_{г.н.}$ — насос ғилдирагининг гидравлик ФИК (0,92 ÷ 0,98). Насос ғилдирагининг диаметрини суюқликнинг сарфи Q учун ёзилган тенгламадан топилади. Бу тенгламада суюқлик сарфи Q , киришдаги тезлик c_{1H} , втулка диаметри $d_{вт}$ ва насос ғилдирагининг диаметри D_o қатнашади:

$$Q = \frac{\pi}{4} (D_o^2 - d_{вт}^2) c_{1H}, \quad (20.21)$$

бундан

$$D_o = \sqrt{\frac{4Q}{\pi c_{1H}} + d_{вт}^2} \quad (20.22)$$

Айлана тезликдан насос ғилдирагининг чиқишдаги диаметри аниқланади:

$$D_{2H} = \frac{u_{2H} 60}{\pi n_H} \quad (20.23)$$

Насос ғилдирагининг киришдаги диаметри:

$$D_{2H} = \frac{D_o + d_{вт}}{2} \quad (20.24)$$

Насос ғилдирагига киришдаги айлана тезлик:

$$u_{1H} = \frac{\pi D_{1H} n_H}{60} \quad (20.25)$$

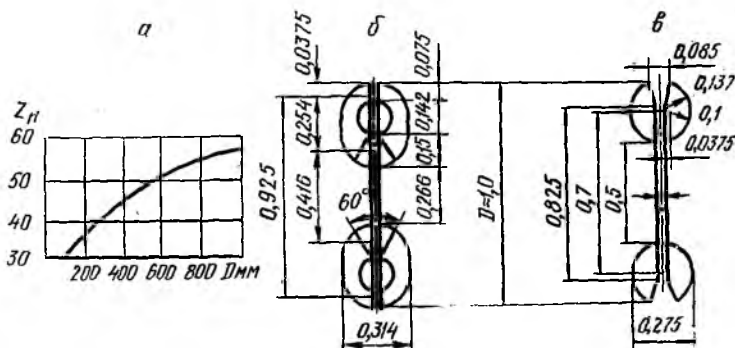
Насос ғилдирагига киришдаги каналнинг шартли эни:

$$b_{2H} = \frac{Q}{\pi D_{2H} c_{1H}} \quad (20.26)$$

Гидромуфтанинг актив диаметри

$$D = D_{2H} + b_{2H} \quad (20.27)$$

Насос ғилдирагининг кураклари сони z_H актив диаметр катталигига боғлиқ равишда 3.8-расм, а даги графикдан топилади. Одатда, кураклар сони жуфт олинади. Насос ғилдирагига қараганда турбина ғилдирагида кураклар сони 2 га кўп бўлади, агар ғилдираклардаги кураклар сони тенг бўлса, резонанс ҳодисаси рўй бериши мумкин. Ујорма айланасининг қолган ўлчамлари актив диаметр (D) нинг нисбатларидан аниқланади, торли гидромуфта



3.8-расм. Насос ғилдираклар сони, графиги, торли ва торсиз гидромуфтalar кураклари ўлчамлари.

учун улар 3.8-расм; б да ва торсиз гидромурфта учун 3.8-расм, в да келтирилган. Энди насос гилдирагининг чиқишдаги ўлчами $D_{2н}$ ни аниқлаб олинади. Бунинг учун $H'_{t\infty}$ қуйидаги формуладан аниқланади:

$$H'_{t\infty} = \frac{H_n}{\eta_r} (1 + p_r), \quad (20.28)$$

бунда

$$p_r = \frac{3,6}{z_n \left[1 - \left(\frac{r_{1н}}{r_{2н}} \right)^2 \right]}$$

(20.28) формуладан $H'_{t\infty}$ нинг қийматини (20.18) тенгламага қўйиб, чиқишдаги айлана тезликнинг аниқлаштирилган қийматини оламиз:

$$u'_{2н} = \sqrt{u_{1н}^2 \eta_{г.м.} + g H'_{t\infty}}. \quad (20.29)$$

Бундан кейин

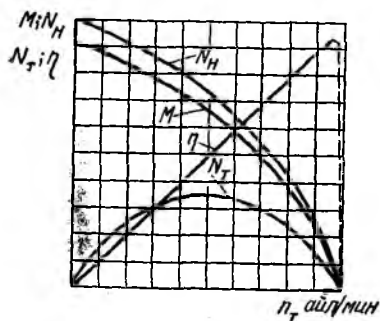
$$D'_{2н} = \frac{u'_{2н} \cdot 60}{\pi n_n}$$

ни аниқлаштирамиз. Ниҳоят,

$$v_{2н} = \frac{Q}{\pi D'_{2н} c_{1н}}$$

Шундай қилиб, гидромурфта ўлчамларининг якуний қиймати қабул қилинади. Гидромурфтада турбина гилдираги ва насос гилдирагининг ўлчамлари тенг, шунинг учун турбина гилдиракларида кураклар сонини ҳисоблаб ўтирмай, насос гилдираклари куракларидан иккита ортиқ ($z_m = z_n + 2$) деб қабул қилинади.

3.6-§. Гидравлик муфтанинг характеристикалари



Гидромурфта буровчи momenti (M), қувват (N) ва ФИК (η) нинг, насос гилдираги айланишлар сони (n_n) ўзгармас бўлганда, турбина гилдираги айланишлар сони n_m га боғлиқлиги гидромурфанинг ташқи характеристикалари дейилади.

Ташқи характеристика тажриба натижалари асосида қурилади (3.9-расм).

Аввал буровчи момент ва ФИК ни ифодаловчи график $n_n = \text{const}$ учун (чизилади). Насос гилдирагининг қувват графиги эса момент

3.9-расм. Гидромурфанинг ташқи характеристикалари.

графикдан фақат масштаб тасвири билангина фарқланади. Турбина ғилдирагининг N_m қуввати n_m ва n_n нинг функцияси-дир, ва у $n_m = 0$ ва $n_m = n_n$ бўлган ҳолларда нолга тенг. Айла-ниш сонининг бу миқдорлар орасидаги бирор қийматида қувват максимумга эришади. Гидромуфта ФИК насос ғилдирагининг ай-ланишлари сони $n_n = \text{const}$ бўлганда тўғри чизиқ бўйича ўзгара-ди, чунки $\eta = i = \frac{n_m}{n_n}$. Гидромуфта характеристикалари иш су-

юқлиги билан тўла ёки қисман тўлдирилган ҳоллар учун қури-лади. Тўлдирилган иш бўшлиғининг камайиши гидромуфта уза-тиш моментининг пасайишига олиб келади.

Гидромуфта тўла тўлдирилганда иш суюқлигининг ҳажми гидромуфта геометрик ҳажм бўшлиғининг тахминан 90% ига тенг, чунки унинг яхши ишлаши учун эркин бўшлиқ қолдирилиши керак. Бу бўшлиқ суюқликдан ажралиб чиққан буғ ва ҳаво би-лан тўлади. Геометрик ҳажмнинг 90% дан кам тўлдирилиши гидромуфтанинг қисман тўлдирилиши дейилади.

Ташқи характеристика қуйидагича қурилади. Абсцисса ўқига турбина ғилдирагининг айланишлари сони ёки турбина айланиш-ларининг нисбий сони $i = \frac{n_m}{n_n}$, ордината ўқига эса айлантурувчи

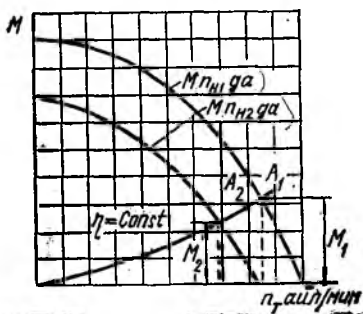
момент, ФИК қиймати ва қувватнинг ўзгариши жойлаштирилади. Етақловчи валнинг айланишлари сони ўзгарувчан ($n_n = \text{const}$) бўлган ҳолларни гидромуфтанинг универсал характеристикаси тасвирлайди ва у насос айланишлари сони ҳар хил бўлганда, турбина айлантурувчи моментининг у айланишлар сонига боғла-ниш қонунини ифодалайди. Бундан ташқари, универсал характе-ристика гидромуфта айлантурувчи моменти графикининг, яъни $M_k = f_k(n_n, n_m)$ функцияни, ФИКнинг турли берилган ($\eta = 0,1, 0,2; 0,3$ ва ҳ.) қийматларида ифодалайди. Универсал характе-ристикани (3.10-расм) қуриш учун аввал насос ғилдираги айланиш-лари сонининг, $n_n = 100, 90, 80, 70$ ва ҳоказо ўзгармас қиймат-ларида ташқи характеристикасини қуриш керак.

Бу иш қуйидагича бажарилади. Гидромуфта насос ғилдира-гининг ва турбина ғилдирагининг айланишлари сони n_{n1}, n_{m1} бўл-са, шу айланишлар сонига гидромуфта буровчи моменти M_{k1} ва ФИК $\eta_{г.м.1}$ бўлсин. У ҳолда ўхшашлик қонунларига асосан ик-кинчи айланишлар сонига тегишли буровчи момент қуйидагига тенг бўлади:

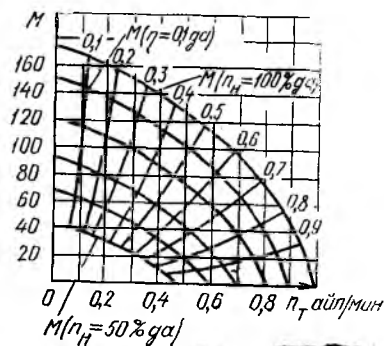
$$M_{k2} = M_{k1} \left(\frac{n_{n2}}{n_{n1}} \right)^2.$$

Энди M_{k2} буровчи моментга мос келувчи турбина айланишлари сони n_{m2} ни топамиз. n_{m1} ва n_{m2} учун ФИК нинг тенглигидан,

$$\eta_{г.м.1} = \eta_{г.м.2}.$$



3.10- расм. Универсал характеристикани қуришга доир чизма.



3.11- расм. Гидромуфтанинг универсал характеристикаси.

Маълумки,

$$\eta_{г.м.1} = \frac{n_{m1}}{n_{k1}}; \quad \eta_{г.м.2} = \frac{n_{m2}}{n_{k2}}$$

Ундан

$$\frac{n_{m1}}{n_{k1}} = \frac{n_{m2}}{n_{k2}}$$

ва, ниҳоят,

$$n_{m2} = \frac{n_{m1} \cdot n_{k2}}{n_{k1}} \quad (20.30)$$

Айланишлар сони n_{k1} ва n_{k2} бўлганда топилган M_{k1} ва M_{k2} моментларини графикада тасвирлаб, мос равишда A_1 ва A_2 нуқталарни топамиз. Бу нуқталарни бирлаштириб, графикнинг (η нинг берилган қийматида, 3.10- расм) бир қисмини ҳосил қилинади. Бу ишни η нинг бошқа қийматлари учун ҳам бажариб, 3.11- расмда кўрсатилган универсал характеристика тузилади. Гидромуфтанинг универсал характеристикасидан фойдаланиб тортиш (тяга) характеристикасини қуриш мумкин (3.12- расм). Буровчи моментнинг $n_n = 900; 800; 700; 600; 500; 400; 300; 200$ айланишлар сонига тегишли 8 та графиги берилган. Универсал характеристикада двигатель моменти M нинг графиги қурилади (3.12- расм, а). Агар двигатель моменти насос филдирагига кучайтирувчи механик узатма орқали берилса, унда моментнинг графиги кучайтиргичнинг узатиш нисбатини ҳисобга олиб қурилади. Двигатель момент чизиқлари билан гидромуфта момент чизиқларининг кесишиш нуқталарини (а, б, с, д, е, ф, г) гидромуфта тортиш моменти характеристикасида тасвирланади (3.12- расм, б). Сўнгра $n_n = f(n_m)$ функция графиги чизилади. Кейин насос ва турбина филдиракларининг айланишлар сонидан фойдаланиб, гидромуфта ФИК $\eta_{г.м.} = \frac{n_m}{n_n}$ ни аниқлаймиз ва тортиш моменти характери-

касида $\eta_{г.м.} = f(i)$ функция графиги қурилади. Гидромуфта бошқарувчи вал айланишлари сонининг камайиши билан етакловчи валга анча катта буровчи момент бера олади. Буровчи момент тенгламаси (20.2) дан кўринадики, назарий ҳисоблашларда турбина ғилдирагига киришдаги c_{2m} тезлик насос ғилдирагидан чиқувчи $c_{2н}$ тезликка тенг, яъни $c_{2m} = c_{2н}$. Шунинг учун (20.2) тенглама қуйидаги кўринишни олади:

$$M_m = \frac{\gamma Q}{g} (c_{2н} r_2 \cos \alpha_2 - c_{1m} r_1 \cos \alpha_1). \quad (20.31)$$

Гидромуфтларда кураклар радиал ўрнатилганлиги учун $\beta = 90^\circ$. Бу ҳолда

$$c_{2н} = u_{2н}; \quad c_{1m} = u_{2m},$$

унда

$$\frac{u_{2m}}{u_{2н}} = i,$$

бундан

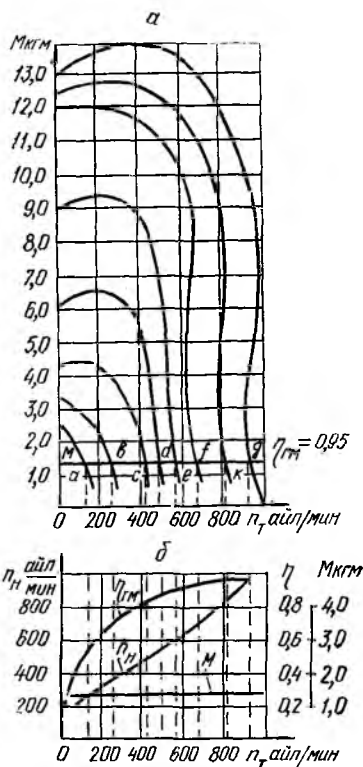
$$u_{2m} = u_{2н} \cdot i. \quad (20.32)$$

Юқориди айтилганларни назарда тутиб ва чиқарилган ифодаларни (20.31) тенгламага қўйиб қуйидаги олинади:

$$M_m = \frac{\gamma Q}{g} (u_{2н} r_2 \cos \alpha_2 - u_{2н} r_1 \cos \alpha_1). \quad (20.33)$$

Бу тенгламадан кўринадики, турбина айланиш momenti икки ҳолда (харж Q ортганда ва турбина айланишлар сони i камайганда) ортар экан. Биринчи ҳол: турбина валининг айланишлар сони i пасайса, гидромуфта каналларидаги тезлик ортади, натижада Q ортади, харжнинг ортиши билан эса гидромуфта бошқарилувчи валга узатилаётган айланиш momenti ҳам ортади (20.33).

Иккинчи ҳол: айланишлар сони камайса, (20.33) тенгламадаги қавс ичидаги иккинчи ҳад камайди, натижада гидромуфта узатиш момент ортади. Агар айланишлар сони нолга тенг бўлса, яъни турбина вали тўхтаса, узатиш momenti максимал қийматга эришади.



3.12- расм. Универсал характеристикадан фойдаланиб тортиш характеристикасини қуришга доир.

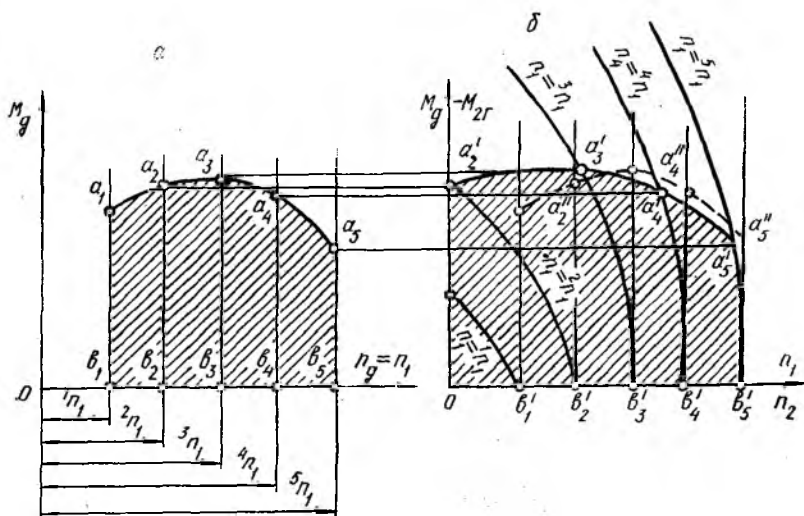
3.7-§. Гидромуфтанинг двигатель билан биргаликда ишлаши

Ички ёнув двигатели ва гидромуфта биргаликда ишлаганда двигательнинг тирсакли вали насос ғилдираги билан блок қилиб бирлаштирилади, шунинг учун

$$n_g = n_n.$$

Двигатель — гидромуфта системасининг характеристикаларини аниқлаш учун двигательнинг айланишлари сони ўзгартириб борилади. Бунда айланишлар сонининг энг кичик миқдори двигатель айланишлар сонининг энг кичик турғун қийматига тенг ва энг каттаси эса двигатель айланишлар сонининг мумкин қадар энг каттасига тенг бўладиган қилиб ўзгартирилади. Двигательнинг танланган ҳар бир айланишлари сони учун бирдан бошлаб нолгача узатиш нисбатларининг қатор қийматларини бериб борилади. Ҳар бир узатиш нисбати учун мос равишда насос ғилдирагидаги момент ҳисоблаб чиқилади.

Агар узатиш нисбатларининг катталиклари камайтирилганда ҳисоблаб чиқарилган момент двигательнинг максимал моментидан катта бўлиб чиқса, у ҳолда берилган айланишлар сони учун ҳисоблаш тугаган бўлади, чунки муфта бундан катта моментларни узатмайди. Ҳар бир узатиш нисбатларининг қийматлари учун турбина ғилдирак валининг айланишлари сони ҳисоблаб чиқилади. Одатда, натижа жадвал шаклида берилади. Олинган натижадан фойдаланиб, двигательнинг айланишлари n_g нинг берилган қийматлари учун $M_n = f(n_m)$ функция, двигатель momenti M_g графикларини тузиш мумкин (3.13-расм). Бу графиклар гидромуфт

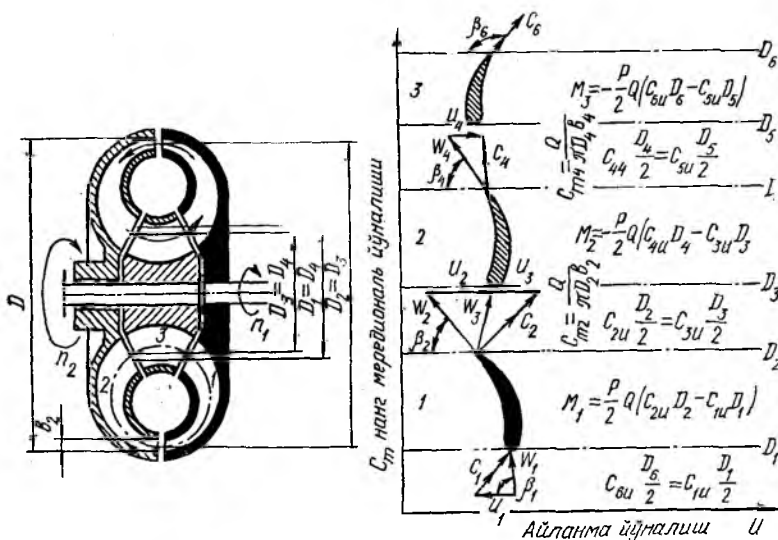


3.13-расм. Гидромуфтанинг двигатель билан биргаликда ишлашига доир.

3.9- §. Гидротрансформаторнинг вазифалари, гуруҳланиши, тузилиши ва ишлаш жараёни

Буровчи моментни ва етакланувчи валнинг айланишлари сонини етакловчи вал айланишлари сонига нисбатан ўзгартириш йўли билан қувватни етакловчи валдан етакланувчи валга узатувчи энергетик машина буровчи момент гидротрансформатори деб аталади. Етакловчи ва етакланувчи валлари бир томонга айланувчи гидротрансформаторлар тўғри йўлли, қарама-қарши томонга айланувчилари эса тескари йўлли гидротрансформаторлар дейилади.

Гидротрансформаторнинг корпуси реактор куракларида ҳосил бўладиган ва корпус билан боғлиқ бўлган реактив моментни қабул қилувчи ташқи таянчга эга. Бундай трансформаторлар бир босқичли насос, бир, икки ва уч босқичли турбина билан ҳамда бир ёки бир нечта реактор, уч, тўрт ва кўп босқичли турбина билан бирга ишлайдиган қилиб қурилиши мумкин. Буларнинг энг соддаси уч ғилдиракли гидротрансформатордир (3.14- расм). Бу гидротрансформаторда двигатель ёрдамида ҳаракатга келтириладиган ва анчагина кичик бурчак тезлик билан айланадиган насос ғилдираги иш суюқлигини турбина 2 га йўналтиради. Энергиясини турбинага берган суюқлик қўзғалмас куракли реактор 3 орқали насосга қайтади. Реакторнинг қўзғалмас кураклари насос ва турбина орасидаги суюқликнинг ҳаракат миқдори моментини ўзгартиради. Натижада турбинанинг айланиш momenti ва бурчак тезлиги мос равишда ўзгаради.



3.14- расм. Гидротрансформатор.

Гидротрансформатор иш бўшлиғида реакторнинг мавжудлиги туфайли турбинанинг бурчак тезлиги унинг валига юкланган момент катталиғига боғлиқ равишда ўзгаради. Шундай қилиб, гидротрансформаторда насос ҳосил қилган суюқлик оқими турбина ва реактор куракларидан кетма-кет ўта бориб, турбинани ўзгарувчан буровчи момент ёрдамида насос билан бир томонга айлантиради.

Гидротрансформаторнинг ишини насос ғилдирагининг айланишлари ўзгармас бўлганда уярма айланасидаги суюқлик сарфи ўзгармас деб фараз қилиб кўриб чиқамиз. Ҳақиқатда эса, сарф узатиш нисбатининг кичрайиши билан оз бўлса ҳам ўсиб боради. Бироқ, сарфнинг бу ўзгариши гидротрансформатор ишига унча таъсир кўрсатмайди.

Сарф ўзгармас бўлганда реактор кураклари қўзғалмас бўлгани сабабли насос ғилдирағига келаётган оқимнинг катталиғи ва йўналиши ўзгармайди. Шунинг учун турбина ғилдирағи иш тартибининг ўзгариши билан насос ғилдирағига киришдаги тезлик учбурчаги ўзгармай қолади. Бу шароитда ($Q = \text{const}$ ва $n_n = \text{const}$) насос ғилдирагидан чиқишдаги тезлик учбурчаги ҳам ўзгармай қолади. Шунинг учун турбина ғилдирагининг ҳамма таркибларида насос ғилдирағидаги момент ўзгармасдир.

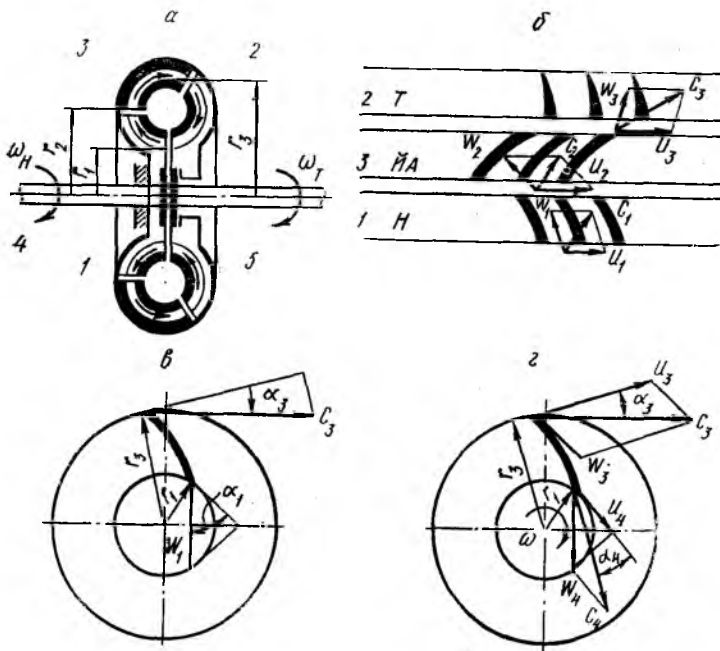
3.10-§. Асосий параметрлар, тенгламалар ва уларнинг моҳияти

M_n , M_m , η , n_n , n_m катталиклар ва трансформация коэффициенти K гидродинамик трансформаторнинг ишини характерлайдиган асосий параметрлардир.

Шуни айтиб ўтиш керакки, гидродинамик трансформаторларнинг ҳисоблаш тенгламалари гидродинамик муфталарни ҳисоблаш тенгламаларининг худди ўзи, лекин улар момент ўзгаришининг бошқа миқдор ва бошқа қонунларга бўйсунуши билан фарқланади. 3.15-расмда гидротрансформаторнинг схемаси берилган. Схемада қуйидаги белгилашлар киритилган: 1 — насос ғилдирағи; 2 — турбина ғилдирағи; 3 — йўналтирувчи аппарат; 4 — ω_n бурчак тезлик билан айланадиган насос ғилдирагининг вали 5 — ω_m бурчак тезлик билан айланадиган турбина ғилдирагининг вали.

Йўналтирувчи аппарат гидротрансформаторга қўзғалмайдиган қилиб маҳкамланган ва ундан чиқадиган c , тезлик курак бўйлаб йўналтирилган (3.15-расм, *a*, *b*, *б*). 3.15-расм, *б* да куракларнинг жойлашиш схемаси ва насос ғилдирағи 1(Н), йўналтирувчи аппарат 3(ЙА) ва турбина ғилдирағи 2(Т) даги тезликлар параллелограми берилган.

Насос ғилдирағидаги момент M_n турбина ғилдирағидаги M_m ва йўналтирувчи аппарат ғилдирағидаги $M_{\text{ЙА}}$ даги моментларнинг айирмасига тенг. Турбина ғилдирағидаги момент эса насос



3.15-рasm. Гидротрансформаторнинг кенгайтирилган схемаси.

ғилдираги ва йўналтирувчи аппарат моментларининг йиғиндисига тенг:

$$M_H = M_m - M_{\text{ЙА}}, \quad (21.1)$$

$$M_m = M_H + M_{\text{ЙА}}.$$

(21.1) тенглама гидротрансформатор ғилдираклари айланишининг гидравлик моментлар мувозанатини ифодалайди. Насос ғилдирагидаги момент гидромуфтадаги каби қўйдагига тенг бўлади:

$$M_H = \frac{\gamma Q}{g} (c_2 r_2 \cos \alpha_2 - c_1 r_1 \cos \alpha_1), \quad (21.2)$$

3.15-рasm, в, г ларда турбина ғилдирагидаги суюқлик заррачаларининг ҳаракат тезлиги кўрсатилган. Турбина ғилдирагидаги момент қўйдагига тенг бўлади:

$$M_m = \frac{\gamma Q}{g} (c_3 r_3 \cos \alpha_3 - c_1 r_1 \cos \alpha_1). \quad (21.3)$$

Шунингдек, йўналтирувчи аппарат momenti қўйдагига тенг:

$$M_{\text{ЙА}} = \frac{\gamma Q}{g} (c_3 r_3 \cos \alpha_3 - c_2 r_2 \cos \alpha_2). \quad (21.4)$$

Йўналтирувчи аппаратнинг тегишли иш шароитида турбина валидаги момент насос валидаги моментдан катта бўлади.

Буровчи моментни кўпроқ узатиш учун гидротрансформатор турбинасидаги кураклар калтароқ, жуда эгилган ва катта диаметр айланасида жойлаштирилган бўлиши керак. Турбина ғилдираги куракларини шундай эгиш мумкинки, унда $c_4 \cos \alpha_4$ вектор u_4 га тескари томонга йўналган бўлади. Шунга ўхшаш ҳодиса насос ғилдирагида ҳам бўлади. Турбина вали моментининг насос вали моментига нисбати гидротрансформаторнинг трансформация коэффициенти дейлади ва қуйидагича ёзилади:

$$K = \frac{M_m}{M_n}$$

Гидротрансформаторнинг трансформация коэффициенти $\omega_n = \text{const}$ бўлганда ω_m нинг ўзгаришига боғлиқ бўлади. Гидротрансформаторнинг турига қараб трансформация коэффициенти $2 \div 6,5$ орасида бўлади.

Гидротрансформаторнинг фойдали иш коэффициенти қуйидагича ҳисобланади:

$$\eta = \frac{N_m}{N_n} = \frac{M_m \cdot n_m}{M_n \cdot n_n} = \frac{K}{i} \quad (21.5)$$

бунда i — узатиш сони ($i = \frac{n_n}{n_m}$); N_n ва N_m — мос равишда насос ва турбина ғилдиракларининг қуввати.

Гидротрансформаторнинг асосий ўлчамлари гидромурта учун берилган (3.5-§) формулалар билан аниқланади, шунинг учун уларга тўхталмаймиз.

3.11-§. Гидротрансформаторда энергиянинг йўқотилиши

Гидротрансформаторни ҳисоблаш тенгламалари айланишлар сони n_n нинг анчагина миқдорга ўзгаришида ҳам ўринли бўлишига қарамасдан, i нинг ўзгармас қийматида n_n нинг камайиши ФИК нинг камайишига сабаб бўлади. Бу механик йўқотишнинг ҳиссаси ортишига боғлиқ. Ишқаланиш momenti айланишларга ҳам боғлиқ, лекин моментнинг гидравлик йўқотиш ҳисобига камайиши айланишлар сонининг квадратига пропорционал. Шунинг учун катта айланишларда механик йўқотишнинг умумий йўқотиш балансига таъсири катта эмас. Кичик айланишларда эса механик йўқотиш моментининг нисбий катталиги сўзсиз ортади.

Айланишлар сони n_n кўп ортганда баъзан, кавитация ҳодисаси пайдо бўлиши сабабли ФИК кичиклашиб кетиши мумкин.

Гидротрансформаторларнинг баъзи турларида йўқотишларнинг ўртача катталиги қуйидагича бўлади.

Гидравлик ва вентиляция йўқотишлар:

насос ғилдирагида 3,5—4,5%;

турбина ғилдирагида—2,5—3,5%;

ҳажмий йўқотиш—2,5—3,5%;

қолган кўринишдаги йўқотишлар—2,5—3,5%;
 тўлиқ йўқотиш—11,0—15,0%.

Гидротрансформатор оптимал ишлаганда йўқотилган энергияни қуйидаги формула ёрдамида аниқлаш мумкин:

$$h_{\text{опт}} = \zeta_{\text{опт}} \frac{\omega_{\text{опт}}^2}{2g}, \quad (21.6)$$

бу ерда $h_{\text{опт}}$ — оптимал иш тартибида йўқотилган босим; $\zeta_{\text{опт}}$ — гидротрансформаторнинг оптимал иш тартибида йўқотиш коэффициенти; $\omega_{\text{опт}}$ — оптимал тартибдаги ҳисобланган нисбий тезлик.

Оптималдан фарқли иш тартибида ортиқча йўқотилган босим суюқликнинг бир насосдан бошқасига ўтишида оқим йўналиши билан киришдаги курак қирраларининг мос келмаслиги натижа-сида шайдо бўлади. У қуйидаги формула билан аниқланади:

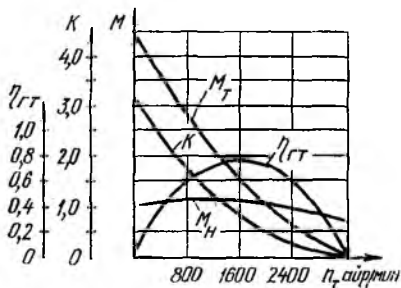
$$h_{\text{зар}} = \zeta_{\text{зар}} \frac{\omega_n^2}{2g}; \quad (21.7)$$

бу ерда $h_{\text{зар}}$ — оқимнинг оптималдан четга чиқиши натижасида зарбага йўқотилган сарф; $\zeta_{\text{зар}}$ — гидротрансформаторда зарбага йўқотиш коэффициенти; ω_n — оқим нисбий тезликлари геометрик фарқининг проекцияси.

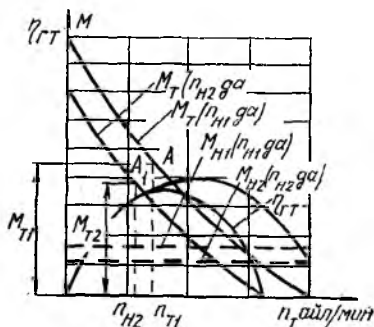
3.12-§. Турли гидротрансформаторларнинг ташқи характеристикалари

Гидротрансформаторнинг ташқи характеристикаси 3.16- расм-да, универсал характеристикаси 3.17- расмда келтирилган.

Гидротрансформаторнинг ташқи характеристикаси, насос ғилдирагининг номинал айланишлари сони ўзгармас бўлганда, насос ва турбина ғилдираклари буровчи моментлари ва ФИК нинг турбина ғилдираги айланишлари сонига боғлиқлик графикларидан иборат.



3.16- расм. Гидротрансформаторнинг ташқи характеристикаси.



3.17- расм. Гидротрансформаторнинг универсал характеристикаси.

Ташқи характеристикани баъзан трансформация коэффициенти билан тўлдирилади:

$$K = \frac{M_m}{M_n} = f(i). \quad (21.8)$$

Гидротрансформаторнинг ташқи характеристикасини қуриш учун ишончли қийматларни фақат гидротрансформаторни синаш йўли билан олиш мумкин. Характеристикадан кўринадики, гидротрансформатор двигателнинг ўзгармас юкланишини (M_n графиги горизонтал чизиқдан иборат) ва момент (M_m чизиғи)нинг автоматик ортишини таъминлайди. Бу иш органида зўриқишни ошириш (айланиш сони n_m ни мос равишда пасайтириш) вақтида бўлади:

Одатда,

$$K = \frac{M_{\max}}{M_n} < 6,$$

бу ерда M_m —турбина ғилдирагидаги (етакланувчи валдаги) буровчи момент; M_n —насос ғилдирагидаги (етакловчи валдаги) буровчи momenti. Етакловчи валда айланиш тезлигининг камайиши билан моментнинг ортиши айланиш йўқлигида турбина кураклари оқимга энг қулай жойлашуви ва бунда буровчи моментнинг энг катталиги билан тушунтирилади.

Насос моментининг узатиш сони i ортиши билан ўзгариши характеристиканинг „шаффофлиги“ дейилади. Агар i ортиши билан у ортса, характеристика „шаффоф“, аксинча камайса, характеристика „шаффоф эмас“ дейилади. Эслатиб ўтиш керакки, гидромuftанинг максимал ФИК 0,98 га етганда гидротрансформаторнинг максимал ФИК 0,85 га тенг бўлади.

Гидротрансформаторнинг универсал характеристикаси икки хил кўринишда бўлиши мумкин. Универсал характеристиканинг биринчи кўринишида насос ғилдираги айланишлари сонининг бир қанча ўзгармас қийматларига тўғри келган ташқи характеристикалар битта графикда жойлаштирилган бўлади.

Универсал характеристикадан кўринадики, турбина ғилдираклари моментлари нисбати насос ғилдираги айланишлари сони квадратларига пропорционал бўлади:

$$\frac{M_{m2}}{M_{m1}} = \frac{n_{n2}^2}{n_{n1}^2} \text{ ёки } M_{m2} = M_{m1} \left(\frac{n_{n2}}{n_{n1}} \right)^2. \quad (21.9)$$

Турбина ғилдираги айланишлари сонини ФИК тенглигидан топиш мумкин

$$\eta_{г.т.1} = \eta_{г.т.2}$$

яъни

$$\eta_{г.т.1} = \frac{M_{m1} \cdot n_{n1}}{M_{n1} \cdot n_{n1}} \quad \eta_{г.т.2} = \frac{M_{m2} \cdot n_{n2}}{M_{n2} \cdot n_{n2}}$$

бундан

$$\frac{M_{m1} n_{m1}}{M_{n1} n_{n1}} = \frac{M_{m2} n_{m2}}{M_{n2} n_{n2}}. \quad (21.10)$$

M_{n1} нинг n_{n1} га тегишли ва M_{n2} нинг n_{n2} га тегишли қийматларини (21.10) тенгламага қўйсак, қуйидагини оламиз:

$$n_{m2} = n_{m1} \cdot \frac{n_{n2}}{n_{n1}}. \quad (21.11)$$

Топилган n_{m2} дан M_{m2} моментни топамиз ва характеристика графигига жойлаштирамиз (3.17-расмдаги A_1 нуқта). Агар турбина ғилдирагининг айланишлари сони n_{m1} бўлганда насос ғилдирагининг буровчи моменти M_{n1} насос ғилдирагининг n_{n1} айланишлари сонига мос бўлса, у ҳолда турбина ғилдирагининг айланишлари сони n_{m2} бўлганда насос ғилдирагининг M_{n2} моменти насос ғилдирагининг n_{n2} айланишлари сонига мос келади ва қуйидаги муносабатдан топилади:

$$\frac{M_{n2}}{M_{n1}} = \left(\frac{n_{n2}}{n_{n1}} \right)^2, \quad (21.12)$$

бундан

$$M_{n2} = M_{n1} \left(\frac{n_{n2}}{n_{n1}} \right)^2.$$

Маълум буровчи момент ва айланишлар сонидан гидротрансформаторнинг ФИК қуйидаги формула ёрдамида аниқланади:

$$\eta_{m2} = \frac{M_{m1} n_{m1}}{M_{m2} n_{m2}}; \quad (21.13)$$

Шу йўл билан қурилган универсал характеристика 3.18-расмда келтирилган, бунда 1 ÷ 6 лар насос айланишлари сонининг 4000; 1800; 1600; 1400; 1200; 1000 қийматларига мос равишда қурилган.

Универсал характеристиканинг иккинчи кўриниши гидротрансформаторнинг келтирилган характеристикаси асосида қурилади. Бунинг учун насос ғилдирагининг айланиш сони $n_n = \text{const}$ танлаб олинади ва i нинг бир қанча қийматлари ва унга тегишли $n_2 = in_1$ лар олинади. Келтирилган характеристикадан фойдаланиб қуйидагилар ҳисобланади:

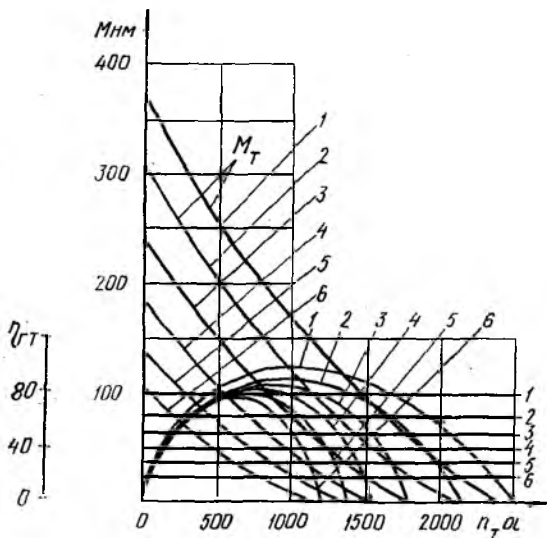
$$M_1 = \lambda_{M1} \gamma D^5 n_1 = M \lambda_{M1}, \quad (21.14)$$

$$M_2 = K M_1, \quad (21.15)$$

$$\eta = f(i) = f(n_2), \quad (21.16)$$

бу ерда λ_{M1} — насос ёки турбина моментининг пропорционаллик коэффициентини.

(21.14) ва (21.15) тенгламалардан фойдаланиб турбина ғилдирагининг айланишлари сонига боғлиқ равишда M_1 ва M_2 эгри



3.18- расм. Насос айланишлар сонининг олтига қийматига мослаб қурилган универсал характеристика.

чизиқлар қурилади. Худди шу усул билан насос ғилдираги $n' = a n$ айланишлари сонининг бошқа қийматлари учун эгри чи-зиқлар қурилади (бунда a нинг қийматлари $a = 0,9; 0,8; 0,7$ ва ҳоказо олинади) ва универсал характеристика ҳосил қилинади.

3.13- §. Гидротрансформатор учун ўхшашлик формулалари ва уларнинг қўлланиши

Ўхшашлик формулалари ўхшашлик назариясининг натижаси бўлиб, гидротрансформаторни лойиҳалашда ва тажрибаларда катта амалий аҳамиятга эга. Уларнинг ҳаммаси парракли гидромашиналарнинг ўхшашлик қонунларини қўллашга асосланган ва „Насосларнинг ўхшашлик назарияси асослари“ бўлимида кўрилади. Ўхшашлик принциплари (моделлаштириш) модель сифатида қабул қилинган ва nisбий иш параметрлари k, i, η га мос келувчи парракли системанинг ўлчамлари ва тажриба характеристикалари маълум бўлганда бошқа парракли система учун u_n, M_m, n_n, n_m ларнинг берилган қийматларни қаноатлантирувчи ўлчамлари ва характеристикаларни аниқлашга имкон беради. Бу $n = \text{const}$ бўлганда керакли гидроузатманинг тажриба характеристикаларини ҳисоблашга имкон беради. Шунингдек, моделлаштириш гидроузатмани синашда ва парракли системаларни яратишда тажриба ишларининг ҳажмини кескин камайтиради. Икки иш тартиби ўхшашлик қонунларига мувофиқ геометрик ўхшаш парракли ғилдираклар чеккаларида тезлик учбурчаги ўхшаш бўлади.

Юқоридя айтилганлардан, иш тартиблари ўхшашлик шарти-

нинг ташқи белгиси узатма нисбати i нинг ўзгармаслигидир. Бундан кўринадики, парракли ғилдиракка оқим томондан қўйилган момент иш суюқлиги зичлигига, ω бурчак тезлигининг квадрати-га ва ғилдирак ўлчами D нинг бешинчи даражасига пропорционал-дир:

$$M = \rho \omega^2 D^5. \quad (21.17)$$

(21.17) муносабатни парракли ғилдирак моментининг пропорционал-лиги деб аталади. Гидроузатма учун етакловчи вал айланиш-лар частотаси—айланишларнинг характерли сони n_n сифатида қа-бул қилинади, характерли ўлчамлар учун иш бўшлиғининг энг катта диаметри олинади. (21.17) ифодага мувофиқ шунга ўхшаш гидроузатма учун $i = \text{const}$ тартибида ишлаганда

$$\frac{M_n}{\rho \omega^2 D^5} = \lambda_n \quad \text{ва} \quad \frac{M_m}{\rho \omega^2 D^5} = K \lambda_n = \lambda_m \quad (21.18)$$

нисбатлар ўзгармас бўлиши керак.

(21.18) га мувофиқ бундай тартибларда $K = \frac{M_m}{M_n} = \frac{\lambda_m}{\lambda_n}$ ва $\eta = Ki$ қийматлари бир хилдир. λ_n, λ_m қийматларни моментларнинг коэффициентлари деб атаймиз. Гидроузатмаларни синаш йўли билан, $i = \text{const}$ бўлганда, моментларнинг қийматлари квадрат па-раболалар бўйича жойланишига ишонч ҳосил қилиш мумкин:

$$M_n = \lambda_n \rho \omega_n^2 D^5 = c_n n_n^2, \quad (21.19)$$

$$M_m = K \lambda_n \rho \omega_n^2 D^5 = c_m n_n^2. \quad (21.20)$$

Бу иш тартибида эса ФИК тахминан ўзгармас бўлади. Бу эса (21.18) муносабатнинг ўзгармаслигини тасдиқлайди. Баъзи про-порционаллик шартидан четга чиқиш ҳоллари бўлиб, улар қуйи-дагилар:

1) Гидроузатмалардаги оқимлар учун R_e сонларининг фарқ қилиши, гидроузатма учун

$$R_e = \frac{\omega_n D^2}{\nu}. \quad (21.21)$$

Гидравлик қаршилик коэффициентлари, айниқса, ишқаланиш, R_e сонининг ошиши билан камаяди ва бирорга лимитга интилади. Шунинг учун гидроузатма n_n ёки D_n камайиши билан, шу-нингдек суюқлик қовушоқлиги ν нинг ўсиши билан, $i = \text{const}$ бўлганда, момент коэффициенти λ камаяди. Бу эса гидротранс-форматорда узатиш моментининг пасайишига, яъни K ва η лар-нинг камайишига олиб келади.

2) Оқар қисмнинг силлиқмаслик миқдори билан зичлагич тир-қишларининг ўлчамлари орасидаги мутаносибликка риоя қилин-маслик билан ифодаланувчи масштаб факторларининг таъсири силлиқмаслик ва D нисбагида кўринади. D нинг ўлчами камайи-ши билан нисбий силлиқмаслик ортади ва ишқаланишга кетади-

ган сарф катталашади. Бундан ташқари, тирқишларни зичлагич нисбий ўлчам ортиди ва оқиб кетиш сарфининг улуши ортади. Турбина ғилдираги паррақлар системасини оқиб ўтувчи оқим энергияси, оқиб кетиш натижасида, камаяди. Ҳар иккала масштаб факторлари ($i = \text{const}$ бўлганда) оқимнинг кинематик ўх-шашлигини бузади ва кичик гидроузатманинг характеристикасини каттасиникига қараганда янада ёмонлаштиради.

3. Гидроузатма узатадиган моментлар учун, подшипник ва зичлагичларда ишқаланиш сабабли, (21.17) пропорционаллик шартининг бажарилмаслиги. Пропорционаллик шартининг бузилишига сабаб n_n ва D камайиши ва ν қовушоқликнинг катталаниши билан оқим ҳосил қилган ишқаланиш momenti M_n моментга нисбати ўсиб боради. Бундай шароитда характеристикани қайта ҳисоблашда аниқлик бузилади.

3.14-§. Гидротрансформаторларнинг двигателлар билан биргаликда ишлаши

Гидротрансформаторлар ўзгарувчан ток электродвигателлари, газ турбиналари, карбюраторли ва дизелли ички ёнув двигателлари билан биргаликда ишлатилади. Агрегатнинг гидротрансформатор билан биргаликда ишлашининг характеристикасини қуриш учун двигатель, гидротрансформатор ва ижрочи машинанинг характеристикалари мавжуд бўлиши зарурдир. Бирор двигателнинг гидротрансформатор билан биргаликдаги ишлашининг характеристикасини олиш учун двигатель характеристикасини гидротрансформатор насоси ғилдирагининг характеристикаси билан бирлаштирилади. Бу характеристикаларнинг кесишиш нуқталари уларнинг биргаликдаги ишини ифодалайди. Двигатель-гидротрансформатор агрегатининг ташқи характеристикасини ва ижрочи машинанинг характеристикасини билган ҳолда бу машинанинг ҳаракат қонунини топиш мумкин. Гидротрансформаторлар, M_n насос ва M_m турбина ғилдирақларининг моментларини аниқлаш формулалари ёрдамида, характеристика бўйича танлаб олинади.

Биргаликдаги характеристикаларни ўрганиш ва гидротрансформаторларни турли двигателлар билан қўллаш тажрибаси қуйидагиларни кўрсатади:

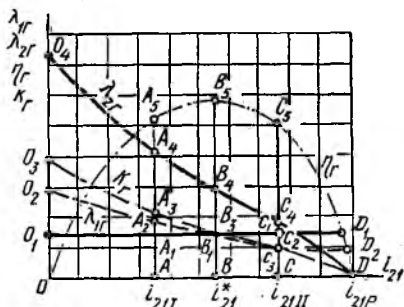
1. Катта „шаффофлик“ характеристикасига эга бўлган гидротрансформаторларнинг карбюраторли ички ёнув двигатели билан ишлашида энг яхшиси двигатель қувватидан фойдаланишдир;

2. Кичик „шаффофлик“ характеристикали гидротрансформаторларнинг дизель билан бирга ишлаши қулай;

3. Ростланмайдиган ўзгарувчан ток электр двигатели билан ишлаганда „шаффофмас“ характеристикали гидротрансформаторлардан фойдаланиш қулай.

Гидротрансформаторнинг ички ёнув двигатели билан биргаликда ишлашини кўриб чиқамиз. Гидротрансформаторнинг характеристикаси $\lambda_{1r}(O_1D_2)$ ва $\lambda_{2r}(O_2D)$ кўришида 3.19-расмда кўрсатилган. Гидродинамик трансформатор „шаффофмас“ ёки маълум

даражада „шаффоф“ характеристикага эга бўлишига қараб масала ҳар хил кўрилади. Шаффофлик даражасининг таъсирини аниқлаш учун активлик диаметри D , ФИК η ва трансформация коэффициенти K нинг ўзгариши қонунида момент коэффициенти (O_2B_1D пунктир чизиқ) λ_{1r} нинг эса бошқа ўзгариш қонуниятида ФИК нинг максимал тузумида ўша (BB_1) катталikka λ_{1r} мос бўлган ҳолда иккинчи гидротрансформаторнинг ишини ҳам кўриб чиқамиз.



3.19-расм. Гидротрансформатор характеристикасининг лар кўринишида берилиши.

Двигатель характеристикаси 3.20-расм, *a* да кўрсатилган: туташ чизиқ—ёнилғи тўла берилганда (ташқи характеристика), штрих-пунктир чизиқ эса ёнилғи қисман берилганда (тўлиқмас характеристикалар).

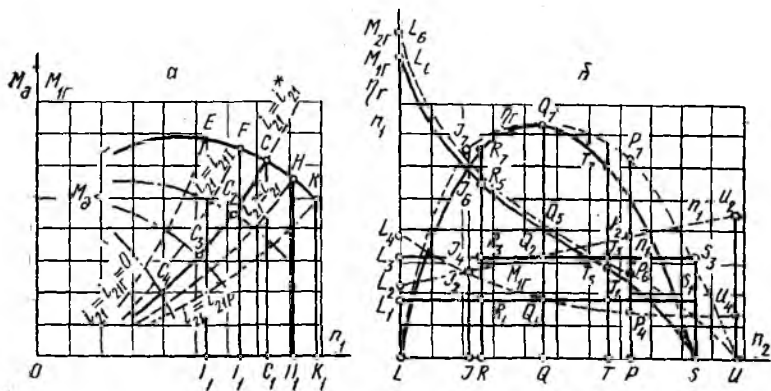
(21.14) тенгламага ўхшаш тенгламадан фойдаланиб:

$$M_{12} = \lambda_{12} \nu n_1' D^5 \quad (21.22)$$

айланишлар сони n_1 ҳар хил бўлганда, насос ғилдирагининг двигателдан олган momenti M_{12} ни ҳисоблаш мумкин. Бу моментни тасвирловчи график 3.20-расм, *a* да парабола кўринишида туташ чизиқ билан кўрсатилган.

C нуқтанинг координаталари, юкланишнинг демакки турбина ғилдираги айланишлар сонининг ихтиёрий ўзгаришида ўзгармайди, унинг айланишлар сони ($n_0 = n_1 = O_3C_1$) ни ва двигателдан олинadиган момент ($M_0 = M_{12} = cC_1$) ни аниқлайди.

Двигатель тўлиқмас характеристикаларда ишлаганда мос равишда учраган c_2 , c_3 ва c_4 нуқталар ўзларининг координаталари билан двигателнинг юкловчи моментини ва айланишлар сонини аниқлайди. Демак, двигателнинг ҳамма характеристикалари майдонидан c_4c_1 параболада ётган нуқталаргина ишлатилади ва улар учун ёқилғининг солиштирма сарфи мумкин қадар кам бўлишига эришиш учун ҳаракат қилиш керак. Улардан ташқари, двигатель характеристикасини юклаш зонаси қатъий регламентация қилинганда гидродинамик трансформатор бошқариш двигателининг мословчиси ҳам бўлади. 3.20-шакл, *b* да гидродинамик трансформатор насос ғилдирагининг ички ёнув двигатели билан биргаликдаги ишининг характеристикаси тасвирланган бўлиб, у кириш характеристикаси деб аталади. Турбина ғилдирагининг айланишлари сони ҳар хил бўлганда кириш характеристикаси, яъни M_{22} , M_{12} , η ва K_2 ҳар хил узатиш нисбатлари i учун ҳисобланади. Шундай узатиш нисбатларидан бирини кўриб чиқамиз: $i_{21} = OA = i_{211}$. Бунинг учун 3.19-расмдан $K_2 = AA_3$ ва $\eta_2 = AA_3$ ларни топиш мумкин. 3.20-расм, *a* дан эса бу узатиш



3.20- расм. Двигатель характеристикаси ва кириш характеристикаси.

нисбати учун $n_1 = OC_1$ ва $M_{12} = C_1C$ ларни топамиз. $i_{21} = n_{2/n_1}$ тенгламадан турбина ғилдираги айланишлари сони аниқланади: $n_{21} = i_{211} \cdot n_{21}$, бу эса танлаб олинган масштабда M_{12} , n_1 , $-M_{22} = K_2 M_{12}$ ва n_2 қийматларни R_1, R_3 ва R_5 нуқталар билан қайд қилишга имкон беради.

Бир қанча узатиш нисбатлари учун шунга ўхшаш иш бажарсак, M_{12} , $-M_{22}$, n_2 ва n_1 ларни мос равишда ифодаловчи $L, R, Q, T, S; L_5, R_5, Q_5, T_5, S; L, R_7, Q_7, T_7, S$ ва L_3, R_3, Q_3, T_3, S характеристикаларни ҳосил қиламиз.

Двигатель тўлиқмас характеристикаларда ишлаганда ҳам чиқиш характеристикалари шу усул билан қурилади, фақат бу ҳол учун $n_1 = OC_1$ ва $M_{12} = C_1C$ кесмалар ўрнига C_2, C_3 ва C_4 нуқталарнинг мос келувчи координаталаридан фойдаланилади. Гидродинамик трансформаторга эга бўлган машиналарнинг ҳисоби шу усул билан олинган чиқиш характеристикалари ёрдамида бажарилади. Бирор шаффофликка эга бўлган гидродинамик трансформатор ишлаганда кириш характеристикаси бошқача олинади. Қатор узатиш нисбатларини бериш билан ҳар бири учун ўз моменти λ_{1r} нинг қиймати олинади. Демак, $i_{21} = i_{21r} = 0$ учун $\lambda_{1r.t.} = OO_2$ (3.19-расмга қаранг); $i_{21} = i_{211}$ учун $\lambda_{1r.t.} = AA_2$; $i_{21} = i_{21}^*$ учун $\lambda_{1r} = BB$; $i_{21} = i_{211}$ учун $\lambda_{1r1} = CC_2$ ва тезлатиш тартиби $i_{21} + i_{21p}$ учун $\lambda_{1rp} = DD_2$. Шунинг учун ҳар бир узатиш нисбати учун ўзининг юкланиш параболаси бўлади ва у кириш характеристикаси бўйича ҳисобланади. Двигатель ташқи характеристикаси билан юкланиш параболасининг кесишиш нуқталари ўз координаталари (3.20-расм *a* га қаранг, E, F, C, H ва K нуқталар) ёрдамида насос ғилдираги айланишлари сони n_1 ва насос ғилдирагига ташқи юкланиш моментлари аниқланади. Двигатель характеристикасининг иш қисми параболалар боғламини чизиш билан аниқланади ва айнан шу қисмда ёқилғининг энг кам солиштирма сарфига эга бўлади. Чиқиш характеристикасида ҳар

бир танлаб олинган узатиш нисбатига тегишли нуқталар кўрилади, бунда „шаффофмас“ характеристикали трансформатордан фарқли равишда ҳар бир узатиш нисбати учун ўзининг $M_{1r} = M$ ва $n_1 = n_0$ қийматлари бўлади.

Узатиш нисбати $i_{21} = i_{211}$ учун юкланиш моменти $E_1 E = M_{10}$ ва мос равишда насос ғилдираги айланишлари сонининг қиймати, $OE_1 = n_1$ кесмалари асосида кириш характеристикаси қурилади.

Турбина ғилдирагининг айланишлари сони $n_{21}^1 = i_{21} \cdot n_{11} = i_{21} \cdot OE_1$ $LJ = n_{21}^1$ кўринишдаги кесма билан ифодаланади, сўнг-ра J_2, J_4, J_6 ва J_7 (3.20-расм, *в* да J_2 ва J_3 нуқталар устма-уст тушган). Нуқталар ёрдамида 3.19 ва 3.20-расм, *а* лардан олинган мос кесмалар бўйича $n_1 = OE_1, M_{1,2} = E_1 E, -M_{2,2}, K_2 \cdot M_{1,2}$ ва η_r миқдорлар аниқланади. Бир қанча узатиш нисбати учун шунга ўхшаш қўрсак, $M_{1r} - M_{2r}, \eta_r$ ва n_1 ларни мос равишда тасвирловчи чиқиш характеристикасини пунктир эгри чизиқлар $L_4 J_4 Q_4 P_4 U_4; L_6 J_6 Q_6 P_6 U; LJ_7 Q_7 U$ ва $L_2 J_2 Q_2 P_2 U_2$ кўри-нишда оламыз. Шаффоф характеристикали гидродинамик трансформатор турбина ғилдираги валида катта айланишлар сонини олишга имкон беради, демак, машина тезлиги катта бўлади. Бундай гидротрансформатор ФИК ни кичик ва катта тезликларда, сўзсиз оширади ва ниҳоят, двигателнинг моменти ва айланишлари имкониятидан тўла фойдаланиш ҳисобига ҳамда турбина ғилдираги валидаги момент абсолют миқдорининг катталашуви ҳисобига тортиш характеристикаси яхшиланади.

Гидротрансформаторнинг двигатель билан биргаликда ишлаши тўртта ҳар хил тартибларга бўлиниши мумкин. Улар бир-биридан гидротрансформаторнинг хоссаларини ифодаловчи бир неча принципиал хусусиятлари билан фарқ қилади.

Агар назарий ҳолни кўрсак, яъни механик энергия сарф бўл-маса, унда қуйидагилар бўлиши мумкин.

1. $i = 1; M_T = M_H; M_R = 0$ бўлган тартиб. Реакторда момент бўлмайди, трансформация коэффициенти $\frac{M_T}{M_H} = 1$.

2. $i < 1; M_T > M_H; M_R < 0$ бўлган тартиб. Реакторга манфий момент таъсир қилади, бунинг ҳисобига реактор турбина айланишига тесқари йўналиш билан айланишга ҳаракат қилади. Бироқ бунда унга машина корпуси ёки эркин юриш механизми билан бўлган қаттиқ боғланиш қаршилиқ қилади. Гидротрансформатор $\frac{M_T}{M_H} > 1$ муносабат билан моментни узатади.

3. $i > 1; M_T < M_H; M_R > 0$ бўлган тартиб. Эркин юриш механизми йўқ. Реакторга мусбат момент таъсир қилади, бунинг натижасида реактор турбина қайси йўналишда айланса, ўша йўналишда айланишга ҳаракат қилади. Бироқ, бунда унга машина корпуси билан бўлган қаттиқ боғланиш қаршилиқ қилади. Гидротрансформатор $\frac{M_T}{M_H} < 1$ муносабат билан моментни узатади.

4. $l > 1$; $M_T = M_H$; $M_R = 0$ бўлган тартиб. Реактор эркин юриш механизмига ўрнатилган. Реактор мусбат момент таъсирида турбина йўналишида ва тахминан ўша айланишлар сони билан айланади. Гидротрансформатор гидромурфта тартибига ўтади ва $\frac{M_T}{M_H} = 1$ муносабатли момент узатади.

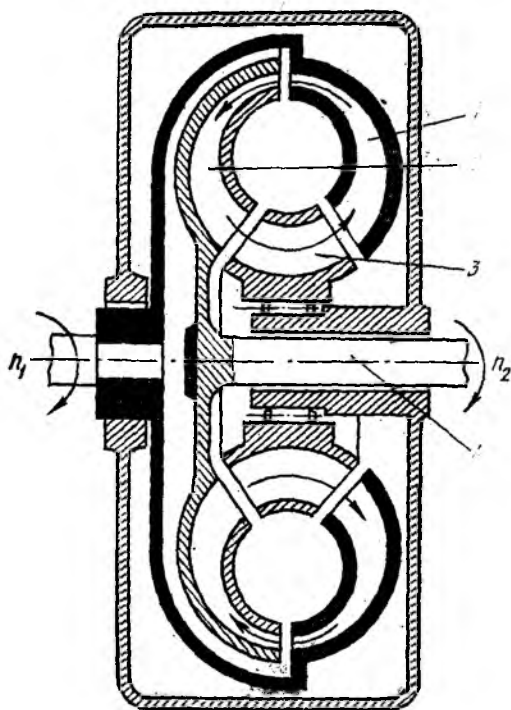
3.15-§. Комплекс гидротрансформаторлар

Гидротрансформаторга ўхшаб ҳам, гидромурфгага ўхшаб ҳам ишлай оладиган ва бирдан иккинчисига автоматик равишда ўтадиган узатмалар комплекс узатмалар деб аталади.

3.21- расмда кўрсатилган уч ғилдиракли гидротрансформатор асосида кўрилган комплекс гидроузатма ишининг хусусиятларини кўриб чиқамиз. 3.22- расмда шу гидроузатманинг характеристикаси кўрсатилган.

Иш ғилдираклари ва реактор моментларининг алгебраик йиғиндиси нолга тенг

$$M_1 + M_2 + M_3 = 0 \quad (21.23)$$

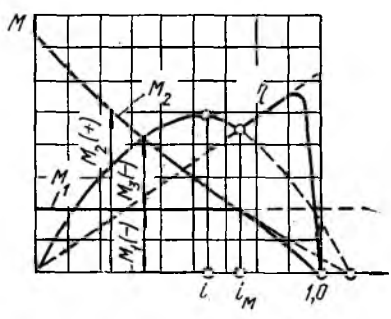


бунда M_1 — мусбат ишорали (насос оладиган энергияга мос келади); M_2 — манфий ишорали (турбина оладиган энергияга мос келади); M_3 — манфий ишорали (реактор оладиган энергияга мос келади).

Шунинг учун $|M_2| > |M_1|$ бўлганда реактор momenti $M_3 < 0$, яъни у турбина айланиш йўналишига тескари йўналган. Етакловчи валдаги юк камайиши билан моментнинг абсолют миқдори камаяди ва $i_1 = i_m$ бўлганда, $|M_2| = |M_1|$ бўлгани сабабли M_3 момент нолга тенг бўлиб қолади. Юкнинг камайтирилиши давом этганда ва мос равишда узатиш нисбати ўсиб борганда ($i_1 > i_m$) M_3 момент ўз ишорасини ўзгартиради ва иш ғилдиракларининг айланиш йўналиши бўйлаб ҳаракат

3.21- расм. Уч ғилдиракли гидротрансформатор асосида ишлайдиган комплекс гидроузатма.

илади. Комплекс гидроузатмада реактор ўзиш муфтаси 4 нинг корпусига ўрнатилган, бу эса унинг ш ғилдираклари йўналишида эркин айланишига имкон беради ва M_3 қарама-қарши томонга айланиш мкони йўқотади. Шунинг учун ам M_3 момент ҳозирча иш ғилдираклари айланишига тескари йўналган, реактор қўзғалмасдир ва гидроузатма гидротрансформатор тартибиде то i_m гача ишлайди. M_3 момент айланиш йўналишида ҳаракат қилганда ва $i > i_m$ бўлганда, ўзиш муфтаси реакторга таъсир этаётган момент таъсирида унинг эркин айланишини таъминлайди. Эркин айланиш бўлганда реактор суюқлик оқими таъсирида бўлиб, катта қаршилиқ кўрсатмайди. Бу арзimas қаршилиқ ўзиш муфтасидаги ишқаланиш ҳисобига пайдо бўлади ва ютилади.



3.22- расм. Комплекс гидроузатманинг характеристикаси

$M_3 \approx 0$ деб ҳисоблаш мумкин бўлганлиги сабабли (21.22) тенглама қуйидагича бўлади:

$$M_1 + M_2 = 0, \tag{21.24}$$

бу эса гидромuftалар учун характерлидир, яъни $i < i_m$ бўлганда гидротрансформатор гидромuftага ўхшаб ишлайди (3.22-расмдаги характеристиканинг ўнг қисмига қаранг). Кейинчалик турбинага тушадиган юкланиш яна оширилса, узатиш нисбати камаяди ва $i < i_m$ бўлганда, узатма автоматик равишда гидротрансформаторга ўхшаб ишлайди. Характеристикадан кўринадики, комплекс гидроузатманинг ФИК нинг юқори қийматли чегараси (туташ чизик) маҳкам ўрнатилган реакторли уч ғилдиракли гидротрансформаторниқидан (пунктир чизик) етарли даражада юқоридадир. Анча катта оралиқда иш тезликлари чегарасини кенгайтириш ва бу билан бирга умумий ФИК ортишини етарли даражада катталаштириш учун гидромеханик трансмиссиялардан фойдаланилади.

Трансформация коэффициентини турбина ғилдирагининг бир нечта босқичларидан фойдаланиш ҳисобига ҳам ошириш мумкин.

II бўлим. ҲАЖМИЙ ГИДРОУЗАТМАЛАР

XXII боб. ҲАЖМИЙ ГИДРОУЗАТМАЛАР. АСОСИЙ ТУШУНЧАЛАР

3.16-§. Гидроузатмаларнинг вазифалари, гуруҳланиши, қўлланиш соҳаси, афзаллиги ва камчиликлари

Ҳажмий гидроузатмалар ҳажмий гидромашиналар ёрдами билан механик энергияни узатиш ва ўзгартириш учун мўлжаллангандир. Ҳажмий насос ва гидродвигателдан тузилган қурилма ҳажмий гидроузатманинг принципиал асоси ҳисобланади. Агар насос ва гидродвигатель қурилиши жиҳатдан бўлинмайдиган бирикма ташкил қилса, унда бундай содда гидроузатма *ҳажмий гидроузатма* дейилади. Агар куч гидросистемаси алоҳида насослар, гидродвигателлардан ташкил топган бўлиб, гидроаппарат элементлари, ёрдамчи қурилмаларга эга бўлса, бундай гидросистемани ҳам ҳажмий гидроузатма деб аташ қабул қилинган. Шундай қилиб, ҳажмий гидроузатмаларга оддий гидравлик системалар киради. Улар механик энергияни узатиш ва ўзгартириш учун хизмат қиладилар.

Машиналар ва ишлаб чиқариш жараёнларида автоматик бошқариш қўлланиши билан гидравлик узатмаларнинг қиймати ошиб бормоқда, чунки бу хилдаги узатма билан бошқариш осон ва уни ишончли гидроаппаратура қурилмалари ёрдамида суюқлик оқимига оддийгина таъсир этиб автоматлаштириш мумкин.

Ҳозирги металлга ишлов бериш станокларининг деярли ҳаммаси: энг оддий бўйлама рандалаш станокларидан бошлаб, мураккаб нусха кўчириш станокларигача ҳажмий гидроузатма билан таъминланган. Шунингдек, пахта заводларидаги гидропресслар ҳам гидроузатмалар ёрдамида ҳаракатга келади. Двигателнинг чиқиш звеносига қараб гидроузатмаларни илгарилаб борадиган ва айланма ҳаракат қиладиган гидроузатмаларга ажратилади. Шунинг учун гидроузатманинг номи гидродвигателнинг турига қараб аниқланади. Гидродвигатель ишини характерлайдиган катталикларнинг ўзгариши суюқлик сарфини ва двигатель билан насосни улайдиган магистралдаги босим катталигини ўзгартириш йўли билан бошқарилади.

Гидроузатмалар бошқарилмайдиган, қўл билан бошқариладиган ва автоматик бошқариладиган, эргашувчи гидроузатмаларга ажралади. Мавжуд механик, электрик, пневматик, комбинацияланган ва бошқаларга нисбатан гидроузатмаларнинг қуйидаги устунликларини кўрсатиш мумкин:

1. Кичик габаритларда ҳам катта зўриқиш ва қувват узатиши мумкин.

2. Куч органларининг силлиқ ҳаракат қилиши таъминланган, тезлик ва юкланиш автоматик бошқарилади.

3. Илгарилама-қайтма ва айланма ҳаракатларни тез ўзгартиришига имкон беради.

4. Ўзгараётган кучларни босим орқали назорат қилиш манометрлар ёрдамида осон амалга оширилади.

Юқоридаги устунликлар билан бир қаторда камчиликлари ҳам бор:

1. Гидравлик сарф ёки тезлик катта бўлганда ФИК паст бўлади.

2. Ҳаво тиқилиб қолганда гидравлик зарбалар натижасида силкиниш рўй беради.

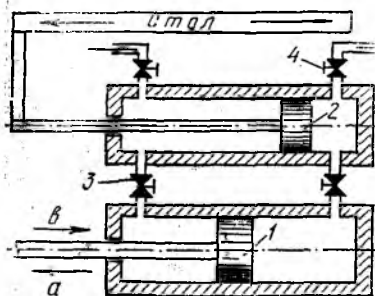
3. Суюқликнинг ортиб кетиши ва сиқилиши аниқ координациялашни қийинлаштиради.

3.17-§. Ҳажмий гидроузатманинг ишлаш принципи

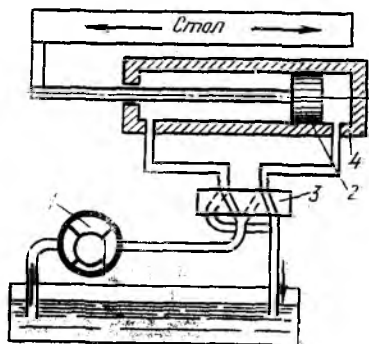
3.23-расмда насос поршень 1 нинг илгарилама-қайтма ҳаракатини куч цилиндридаги поршень 2 нинг илгарилама-қайтма ҳаракатига айлантирувчи қурилманинг принципиал схемаси кўрсатилган. Поршень 1 стрелка билан кўрсатилган йўналишда ҳаракат қилганда суюқлик канал 3 бўйлаб келади ва поршень 2 ни босиб, столни чапга стрелка *b* билан кўрсатилган йўналишга силжитади. Поршень 2 нинг бошқа томонидаги цилиндрда бўлган суюқлик канал 4 дан чиқиб кетади. Поршень 1 стрелка *a* йўналиши бўйлаб ҳаракат қилганда поршень 2 ва у билан боғлиқ бўлган стол тескари йўналишда ҳаракат қилади.

3.24-расмда насос ротори 1 нинг айланма ҳаракати куч цилиндри 4 даги поршень 2 нинг тўғри чизиқли ҳаракатига ўтказилиши мисол тариқасида келтирилган. Тақсимлаш қурилмаси 3 суюқликнинг поршень 6 ўнг ва чап томонидан навбат билан берилишини бошқаради ва мос равишда поршеннинг ишламаётган томонидаги суюқликнинг идишга қайтадан чиқиб кетишини таъминлайди.

3.25-расмда эса насос ротори 1 нинг айлана ҳаракатини гидродвигатель ротори 2 нинг айланма ҳаракатига ўзгартириш схе-



3.23-расм. Насос ва гидродвигатель поршеньли ҳажмий гидроузатма



3.24-расм. Насоси роторли ва гидродвигатели поршеньли гидроузатма.

II бўлим. ҲАЖМИЙ ГИДРОУЗАТМАЛАР

XXII боб. ҲАЖМИЙ ГИДРОУЗАТМАЛАР. АСОСИЙ ТУШУНЧАЛАР

3.16-§. Гидроузатмаларнинг вазифалари, гуруҳланиши, қўлланиш соҳаси, афзаллиги ва камчиликлари

Ҳажмий гидроузатмалар ҳажмий гидромашиналар ёрдами билан механик энергияни узатиш ва ўзгартириш учун мўлжаллангандир. Ҳажмий насос ва гидродвигателдан тузилган қурилма ҳажмий гидроузатманинг принципиал асоси ҳисобланади. Агар насос ва гидродвигатель қурилиши жиҳатдан бўлинмайдиган бирикма ташкил қилса, унда бундай содда гидроузатма *ҳажмий гидроузатма* дейилади. Агар куч гидросистемаси алоҳида насослар, гидродвигателлардан ташкил топган бўлиб, гидроаппарат элементлари, ёрдамчи қурилмаларга эга бўлса, бундай гидросистемани ҳам ҳажмий гидроузатма деб аташ қабул қилинган. Шундай қилиб, ҳажмий гидроузатмаларга оддий гидравлик системалар киради. Улар механик энергияни узатиш ва ўзгартириш учун хизмат қиладилар.

Машиналар ва ишлаб чиқариш жараёнларида автоматик бошқариш қўлланиши билан гидравлик узатмаларнинг қиймати ошиб бормоқда, чунки бу хилдаги узатма билан бошқариш осон ва уни ишончли гидроаппаратура қурилмалари ёрдамида суюқлик оқимиغا оддийгина таъсир этиб автоматлаштириш мумкин.

Ҳозирги металлга ишлов бериш станокларининг деярли ҳаммаси: энг оддий бўйлама рандалаш станокларидан бошлаб, мураккаб нусха кўчириш станокларигача ҳажмий гидроузатма билан таъминланган. Шунингдек, пахта заводларидаги гидروطресслар ҳам гидроузатмалар ёрдамида ҳаракатга келади. Двигателнинг чиқиш звеносига қараб гидроузатмаларни илгарилаб борадиган ва айланма ҳаракат қиладиган гидроузатмаларга ажратилади. Шунинг учун гидроузатманинг номи гидродвигателнинг турига қараб аниқланади. Гидродвигатель ишини характерлайдиган катталикларнинг ўзгариши суюқлик сарфини ва двигатель билан насосни улайдиган магистралдаги босим катталигини ўзгартириш йўли билан бошқарилади.

Гидроузатмалар бошқарилмайдиган, қўл билан бошқариладиган ва автоматик бошқариладиган, эргашувчи гидроузатмаларга ажралади. Мавжуд механик, электрик, пневматик, комбинацияланган ва бошқаларга нисбатан гидроузатмаларнинг қуйидаги устунликларини кўрсатиш мумкин:

1. Кичик габаритларда ҳам катта зўриқиш ва қувват узатиши мумкин.

2. Куч органларининг силлиқ ҳаракат қилиши таъминланган, тезлик ва юкланиш автоматик бошқарилади.

3. Илгарилама-қайтма ва айланма ҳаракатларни тез ўзгартиришига имкон беради.

4. Ўзгараётган кучларни босим орқали назорат қилиш манометрлар ёрдамида осон амалга оширилади.

Юқоридаги устунликлар билан бир қаторда камчиликлари ҳам бор:

1. Гидравлик сарф ёки тезлик катта бўлганда ФИК паст бўлади.

2. Ҳаво тиқилиб қолганда гидравлик зарбалар натижасида силкиниш рўй беради.

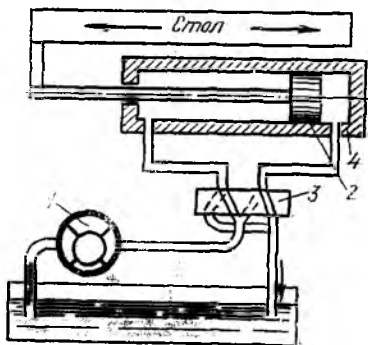
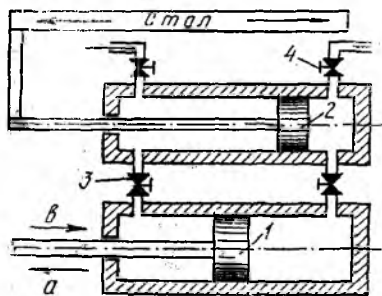
3. Суюқликнинг ортиб кетиши ва сиқилиши аниқ координациялашни қийинлаштиради.

3.17-§. Ҳажмий гидроузатманинг ишлаш принципи

3.23-расмда насос поршень 1 нинг илгарилама-қайтма ҳаракатини куч цилиндридаги поршень 2 нинг илгарилама-қайтма ҳаракатига айлантирувчи қурилманинг принципиал схемаси кўрсатилган. Поршень 1 стрелка билан кўрсатилган йўналишда ҳаракат қилганда суюқлик канал 3 бўйлаб келади ва поршень 2 ни босиб, столни чапга стрелка b билан кўрсатилган йўналишга силжитади. Поршень 2 нинг бошқа томонидаги цилиндрда бўлган суюқлик канал 4 дан чиқиб кетади. Поршень 1 стрелка a йўналиши бўйлаб ҳаракат қилганда поршень 2 ва у билан боғлиқ бўлган стол тескари йўналишда ҳаракат қилади.

3.24-расмда насос ротори 1 нинг айланма ҳаракати куч цилиндри 4 даги поршень 2 нинг тўғри чизиқли ҳаракатига ўтказилиши мисол тариқасида келтирилган. Тақсимлаш қурилмаси 3 суюқликнинг поршень б ўнг ва чап томонидан навбат билан берилишини бошқаради ва мос равишда поршеннинг ишламаётган томонидаги суюқликнинг идишга қайтадан чиқиб кетишини таъминлайди.

3.25-расмда эса насос ротори 1 нинг айлана ҳаракатини гидродвигатель ротори 2 нинг айланма ҳаракатига ўзгартириш схе-



3.23-расм. Насос ва гидродвигатели поршенли ҳажмий гидроузатма.

3.24-расм. Насоси роторли ва гидродвигатели поршенли гидроузатма.

II бўлим. ҲАЖМИЙ ГИДРОУЗАТМАЛАР

XXII боб. ҲАЖМИЙ ГИДРОУЗАТМАЛАР. АСОСИЙ ТУШУНЧАЛАР

3.16-§. Гидроузатмаларнинг вазифалари, гуруҳланиши, қўлланиш соҳаси, афзаллиги ва камчиликлари

Ҳажмий гидроузатмалар ҳажмий гидромашиналар ёрдами билан механик энергияни узатиш ва ўзгартириш учун мўлжаллангандир. Ҳажмий насос ва гидродвигателдан тузилган қурилма ҳажмий гидроузатманинг принципал асоси ҳисобланади. Агар насос ва гидродвигатель қурилиши жиҳатдан бўлинмайдиган бирикма ташкил қилса, унда бундай содда гидроузатма *ҳажмий гидроузатма* дейилади. Агар куч гидросистемаси алоҳида насослар, гидродвигателлардан ташкил топган бўлиб, гидроаппарат элементлари, ёрдамчи қурилмаларга эга бўлса, бундай гидросистемани ҳам ҳажмий гидроузатма деб аташ қабул қилинган. Шундай қилиб, ҳажмий гидроузатмаларга оддий гидравлик системалар киради. Улар механик энергияни узатиш ва ўзгартириш учун хизмат қиладилар.

Машиналар ва ишлаб чиқариш жараёнларида автоматик бошқариш қўлланиши билан гидравлик узатмаларнинг қиймати ошиб бормоқда, чунки бу хилдаги узатма билан бошқариш осон ва уни ишончли гидроаппаратура қурилмалари ёрдамида суюқлик оқимиغا оддийгина таъсир этиб автоматлаштириш мумкин.

Ҳозирги металлга ишлов бериш станокларининг деярли ҳаммаси: энг оддий бўйлама рандалаш станокларидан бошлаб, мураккаб нусха кўчириш станокларигача ҳажмий гидроузатма билан таъминланган. Шунингдек, пахта заводларидаги гидропресслар ҳам гидроузатмалар ёрдамида ҳаракатга келади. Двигателнинг чиқиш звеносига қараб гидроузатмаларни илгарилаб борадиган ва айланма ҳаракат қиладиган гидроузатмаларга ажратилади. Шунинг учун гидроузатманинг номи гидродвигателнинг турига қараб аниқланади. Гидродвигатель ишини характерлайдиган катталикларнинг ўзгариши суюқлик сарфини ва двигатель билан насосни улайдиган магистралдаги босим катталигини ўзгартириш йўли билан бошқарилади.

Гидроузатмалар бошқарилмайдиган, қўл билан бошқариладиган ва автоматик бошқариладиган, эргашувчи гидроузатмаларга ажралади. Мавжуд механик, электрик, пневматик, комбинацияланган ва бошқаларга нисбатан гидроузатмаларнинг қуйидаги устунликларини кўрсатиш мумкин;

1. Кичик габаритларда ҳам катта зўриқиш ва қувват узатиши мумкин.

2. Куч органларининг силлиқ ҳаракат қилиши таъминланган, тезлик ва юкланиш автоматик бошқарилади.

3. Илгарилама-қайтма ва айланма ҳаракатларни тез ўзгартиришига имкон беради.

4. Ўзгараётган кучларни босим орқали назорат қилиш манометрлар ёрдамида осон амалга оширилади.

Юқоридаги устунликлар билан бир қаторда камчиликлари ҳам бор:

1. Гидравлик сарф ёки тезлик катта бўлганда ФИК паст бўлади.

2. Ҳаво тикилиб қолганда гидравлик зарбалар натижасида силкиниш рўй беради.

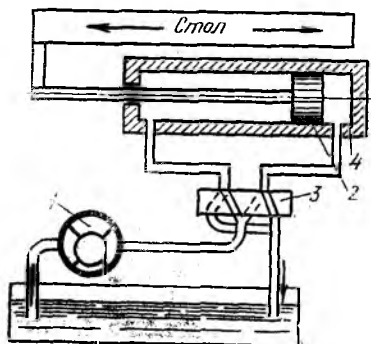
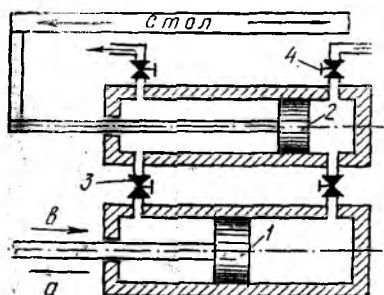
3. Сууюқликнинг ортиб кетиши ва сиқилиши аниқ координатиялашни қийинлаштиради.

3.17-§. Ҳажмий гидроузатманинг ишлаш принципи

3.23-расмда насос поршень 1 нинг илгарилама-қайтма ҳаракатини куч цилиндридаги поршень 2 нинг илгарилама-қайтма ҳаракатига айлантирувчи қурилманинг принципиал схемаси кўрсатилган. Поршень 1 стрелка билан кўрсатилган йўналишда ҳаракат қилганда сууюқлик канал 3 бўйлаб келади ва поршень 2 ни босиб, столни чапга стрелка *b* билан кўрсатилган йўналишга силжитади. Поршень 2 нинг бошқа томонидаги цилиндрда бўлган сууюқлик канал 4 дан чиқиб кетади. Поршень 1 стрелка *a* йўналиши бўйлаб ҳаракат қилганда поршень 2 ва у билан боғлиқ бўлган стол тескари йўналишда ҳаракат қилади.

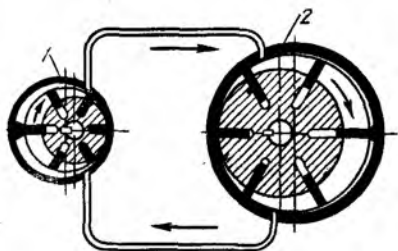
3.24-расмда насос ротори 1 нинг айланма ҳаракати куч цилиндри 4 даги поршень 2 нинг тўғри чизиқли ҳаракатига ўтказилиши мисол тариқасида келтирилган. Тақсимлаш қурилмаси 3 сууюқликнинг поршень 6 ўнг ва чап томонидан навбат билан берилишини бошқаради ва мос равишда поршеннинг ишламаётган томонидаги сууюқликнинг идишга қайтадан чиқиб кетишини таъминлайди.

3.25-расмда эса насос ротори 1 нинг айлана ҳаракатини гидродвигатель ротори 2 нинг айланма ҳаракатига ўзгартириш схе-

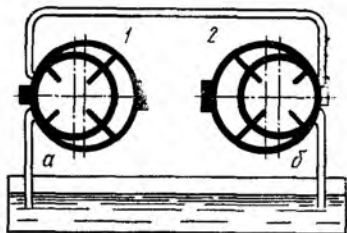


3.23-расм. Насос ва гидродвигателни поршеньли ҳажмий гидроузатма.

3.24-расм. Насоси роторли ва гидродвигатели поршеньли гидроузатма.



3.25- расм. Роторли очик ҳажмий гидроузатма.



3.26- расм. Роторли ёпиқ ҳажмий гидроузатма.

маси берилган. Бу схемада гидросистема очик бўлади: суюқлик идишдан *a* труба бўйлаб сўриб олинади ва ўша резервуарга труба *б* бўйлаб чиқарилади. Шунингдек, ҳажмий гидроузатма схемаси 3.26- расмда кўрсатилган, унда насос ротори 1 нинг айланма ҳаракати гидродвигатель ротори 2 нинг айланма ҳаракатига ўзгартирилади. Бунда гидросистема ёпиқ бўлади.

Илгарилама-қайтма ҳаракат қиладиган гидроузатмаларда суюқликнинг потенциал энергиясини механик энергияга айлантиришда поршенли гидроцилиндр системанинг асосий элементи ҳисобланади. Бир томонлама ҳаракат қиладиган куч цилиндрлари фақат бир томондан суюқлик босими таъсирида бўлади, тескари ҳаракат эса, пружина таъсирида амалга ошади. Бундай цилиндрларни *бир томонлама ҳаракатланувчи* деб аташ қабул қилинг. Булар билан бир қаторда икки томонлама ва бурилма ҳаракатланувчи гидроцилиндрлар ҳам қўлланилади. Бурилма гидроцилиндрлар квадрантлар дейилади. Турли хил гидроцилиндрлар ва роторли гидродвигателлар (гидромоторлар) нинг схемалари, қурилмалари ва ишлаш принциплари „Гидравлик двигателлар“ бобида кўрилади.

3.18- §. Чиқиш тезлигини дросселли ва ҳажмий бошқариш

Дросселли бошқаришда насос истеъмол қиладиган қувват ўзгармас қолади, гидроцилиндр поршенининг тезлиги эса дроссель қаршилигининг катталигига боғлиқ равишда ўзгаради. Масалан, насоснинг бир қисмида босим ортиб кетади ва ҳеч бир фойдали иш бажармай, сақлагич клапан орқали бакка қуйилади.

Бинобарин, дросселли бошқариш сарф катталигининг, ҳажмий гидроузатма ФИК нинг ўзгаришига асосланган. Шу сабабли дросселли бошқариш қувват кичик бўлганда қўлланилади.

Ҳажмий бошқаришли гидрозатмадан дросселли бошқаришнинг фарқи шуки, насосда суюқлик сарфи доимо цилиндрда суюқлик сарфидан катта бўлади. Қолдиқ мой гидроцилиндрда махсус бакка чиқазиб юборилади.

Цилиндрга келадиган ёки цилиндрдан чиқиб кетадиган м

миқдори гидроцилиндрдан чиқишда, унга киришда ёки параллел уланган дроссель билан бошқарилади.

3.27-расмда чиқишда дросселли бошқариладиган ва илгарилама ҳаракат қиладиган гидроузатманинг схемаси келтирилган.

Дросселнинг суюқлик ўтказувчи трубасининг кесими қанчалик катта бўлса, гидроцилиндрга мой шунчалик кўп оқиб ўтади. Дам берадиган насос I нинг қолдиқ мойи қуйиш клапани орқали оқиб чиқиб кетади.

Гидроузатма схемасига насос ва гидроцилиндрдан ташқари, тақсимлагич 3, дроссель 4, сақлагич клапан 5 ҳам киради. Бакдан сўриб олинadиган мой насос ёрдамида гидроцилиндрнинг поршень бўшлиғига юборилади ва у поршеньни ҳаракатга келтиради. Бу пайтнинг ўзида гидроцилиндрнинг шток бўшлиғидаги мой бакка қуйилади. Тақсимловчи II ҳолатга ўтказгандан кейин суюқлик оқимининг йўналиши ўзгаради, бунинг ҳисобига поршень тескари томонга ҳаракат қиладди. Гидроузатмада босимнинг ҳаддан ташқари ошиб кетишидан сақлаш учун схемада сақлагич клапан кўзда тутилган, у гидроцилиндр штокидаги ташқи юкланиш ҳаддан ташқари ортиб кетганида автоматик равишда ишлайди. Бунда мой гидроцилиндрни четлаб ўтиб, бакка юборилади, системада эса сақлагич клапанининг сошлаш пружинасига мос келадиган босим барқарорлашади.

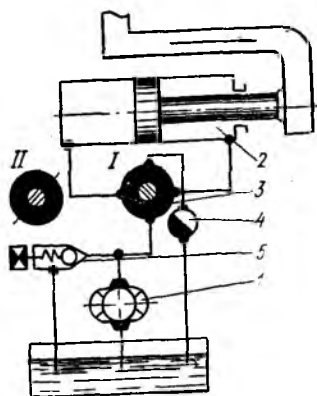
Поршенининг кўчиш тезлиги насосдан гидроцилиндрга келадиган мой сарфига боғлиқдир:

$$v = \frac{Q}{S}, \quad (22.1)$$

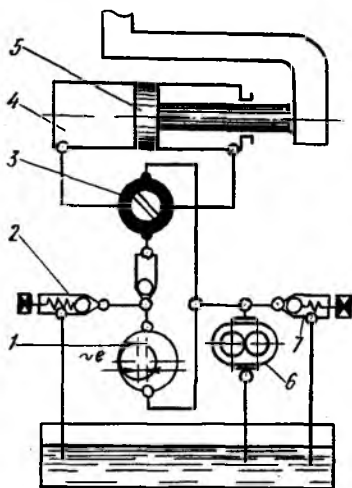
бунда Q —гидроцилиндрнинг сарфи; S —гидроцилиндрнинг самарали юзаси. Поршеннинг юзаси ўзгармас, шунинг учун поршень тезлигини фақат сарфни ўзгартириш ҳисобига (дросселли) бошқариш мумкин.

Поршень тезлиги ўзгармас бўлиши учун махсус мослагичлар (регуляторлар) ишлатилади. Мослагич штокдаги юкланишнинг ўзгариш характерига боғлиқ бўлмаган ҳолда поршень тезлигини ўзгармас сақлашга имконият беради.

Ҳажмий бошқаришли илгарилама ҳаракат қиладиган гидроузатманинг схемаси 3.28-расмда кўрсатилган. Бошқариладиган насос I ёрдамида мой гидроцилиндр 4 нинг бўшлиғига узатилади ва поршень 5 ни силжитади. Мой цилиндрнинг шток бўшлиғидан тақсимлагич 3 ва тиргак клапан 7 орқали бакка сиқиб чиқилади. Поршень тезлигини босқичсиз тартибга солиш насос узатишининг ўзгариб туриши ҳисобига амалга ошади. Поршен-



3.27-расм. Дросселли бошқариладиган илгарилама-қайтма гидроузатма.



3.28-расм. Ҳажмий бошқариладиган илгарилама-қайтма гидроузатма.

бошқариш ва юкланиш ўзгармас бўлганда штокдаги насос қуввати ва поршень тезлиги насоснинг сўришига пропорционалдир. Бошқаришнинг бу усули ишга туширувчи юкланиш бўлганда ва штокда катта зўриқиш талаб қилинганда қўлланилади.

3.19-§. Ҳажмий гидроузатмаларнинг характеристикалари ва ФИК

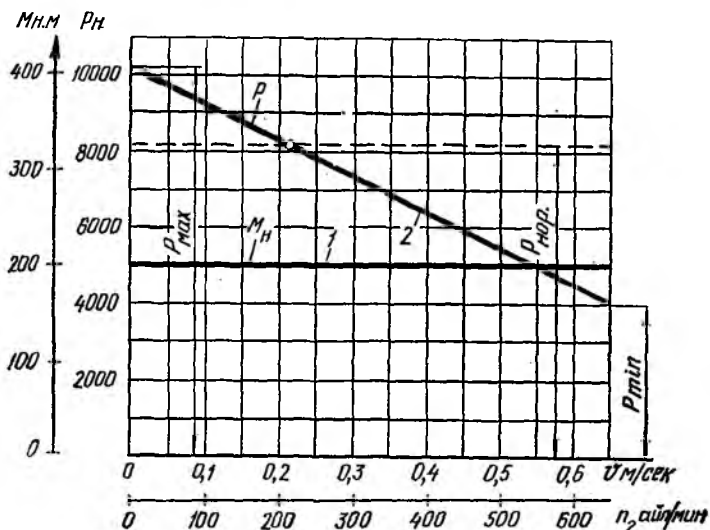
Ҳажмий гидроузатма ажойиб бир хоссага эга: етакловчи валдаги моментни ўзгармас сақлаган ҳолда, юкланишнинг ўсиши билан иш асбобларидаги зўриқишни ёки моментни катталаштира олади. Бу хосса металлларни ишлаш, ер қазииш ишлари ва бошқа ҳолларда машиналардаги юкланиш катта оралиқда ўзгариб туриши мумкин бўлган ва оператор ўз вақтида унинг ўзгаришини ҳисобга олиб, моторни ёки иш асбобларини юкнинг ортиб кетиши ёки бузилишидан сақлаши зарур бўлган ҳолларда жуда қимматлидир.

3.29-расмда 3.30-расмдаги схема бўйича қурилган ҳажмий гидроузатманинг ташқи характеристикаси тасвирланган, бунда тезликни тартибга солиш учун насос сарфи ўзгартирилади. Босимга боғлиқ равишда насос сарфини тартибга соладиган 9,10 қурилмалар (3.30-расмга қаранг) шундай созланган бўлиши мумкинки, унда етакловчи валдаги момент M_n нинг ўзгармаслиги таъминланади.

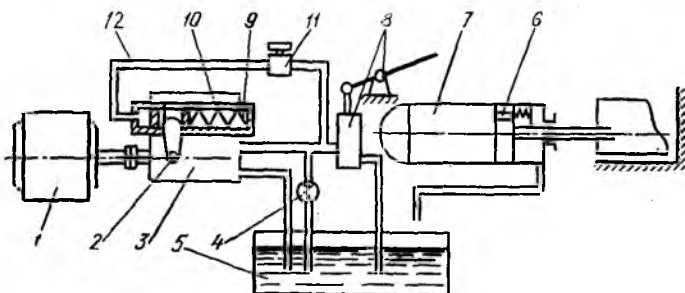
3.29-расмда момент M_n нинг тезликка боғлиқлиги тўғри чиқиқ кўринишида берилган бўлиб, тезлик ўқиға параллелдир. Бироқ цилиндрда босимнинг ортиши билан иш органидаги қарши-

нинг ҳаракат тезлиги кичик бўлганда, яъни насос кичик узатишга мўлжаллаб бошқариладиган бўлса, мойнинг оқиб кетиш миқдорини гидроцилиндрдан чиқадиган суюқлик сарфи билан тенглаштириш мумкин. Бу эса юкланиш ўзгарганда тезликнинг ўзгаришига олиб келади ва поршеньнинг ҳаракат тезлиги кичик бўлганда ҳажмий бошқариш имкониятларини чегаралаб қўяди. Ҳажмий бошқаришли гидроузатманинг устунлиги ўзгарувчан узатишли насоснинг энергиясини йўқотмасдан, иш органидаги тезликнинг узлуксиз ўзгариб туришига имкон беришидадир.

Бошқариш усулини танлаш кўпгина кўрсаткичлар билан аниқланади. Буларга қувват, босим, фойдали юкланишнинг ўзгариш характери ва бошқалар киради. Ҳажмий



3.29- расм Ҳажмий гидроузатманинг характеристикаси.



3.30- расм. Насос сарфини бошқаришга ҳажмий гидроузатма.

лик ортади ва мослагич 9 нинг ҳаракати туфайли иш органи ҳаракатининг тезлиги камаяди. Иш звеносида зўриқишнинг тезликка боғлиқлигини характерловчи график ётиқ чизиқ 2 кўринишида бўлади. Чизиқ 2 нинг ордината ўқидан кесган бўлаги P_{\max} бўлади.

$\frac{P_{\max}}{P_{\text{нор}}}$ нисбат, трансмиссиянинг эҳтиётлагич хоссасини аниқлайди: бу нисбат қанчалик юқори бўлса, гидроузатманинг сифати шунчалик яхши бўлади.

1 ва 2 графиклардан иш органидаги ўзгарувчан зўриқиш етакловчи валдаги моментнинг ўзгаришига таъсир этмаслиги кўрилади. Ҳажмий гидроузатманинг бу хоссаси ташқи характеристиканинг „шаффофмаслиги“ дейилади. Ижро этувчи механизм куч цилиндри эмас, балки гидромотор бўлганда ҳам ҳажмий гидро

узатма учун худди шундай ташқи характеристика тузиш мумкин. У ҳолда абсцисса ўқига гидродвигателнинг айланишлар сони n_t ни, ордината ўқига эса моментни қўйилади.

Гидромотор иш ҳажмини бошқариш имкони бўлган гидроузатмаларда унинг буровчи моменти характеристикаси горизонтал чизиқ кўринишида бўлади. Гидроузатмаларда насос сарфининг ўзгаришини бошқариш усули ҳам фойдаланилади. ФИКнинг қийматлари ҳаддан ташқари юқори бўлган соҳада насос сарфини бошқариш $40 \div 1$ оралиғида амалга оширилади, мотор иш ҳажмини бошқариш эса $4 \div 1$ оралиғида рухсат этилади. Насос ва моторнинг бошқариладиган умумий бошқариш соҳаси $1000 \div 1$ оралиғида бўлган, гидроузатгичлар ҳам бор.

Иш органидан олинadиган қувват $N_{ио}$ суyoқлик билан келтириладиган N_c қувватдан кичик. Буларнинг нисбати

$$\eta = \frac{N_{ио}}{N_c} \quad (22.2)$$

эса гидроузатманинг умумий ФИК ни беради ва у қуйидагича ҳисобланади:

$$\eta = \eta_r \cdot \eta_{ц} \cdot \eta_{тр}, \quad (22.3)$$

бунда η_r —тақсимлагичнинг ФИК; $\eta_{ц}$ —цилиндрнинг ФИК; $\eta_{тр}$ —цилиндрнинг умумий ФИК.

Юқорида кўрилган ФИК $\eta_r \cdot \eta_{ц} \cdot \eta_{тр}$ ларнинг ҳар бири ўз навбатида гидравлик, ҳажмий ва баъзан механик ФИК ларнинг кўпайтмасидан иборат бўлади, яъни:

$$\eta_r = \eta_{т.г.} \cdot \eta_{т.ҳаж.} \quad (22.4)$$

$$\eta_{ц} = \eta_{ц.г.} \cdot \eta_{ц.ҳаж.} \cdot \eta_{ц.мех.}, \quad (22.5)$$

$$\eta_{тр} = \eta_{тр.г.} \cdot \eta_{тр.ҳаж.} \quad (22.6)$$

Насос валидаги қувват қуйидаги формула билан аниқланади:

$$N_b = \frac{N_c}{\eta_n}, \quad (22.7)$$

бунда η_n —насоснинг умумий ФИК; у гидравлик, ҳажмий ва механик ФИК лар кўпайтмасига тенг:

$$\eta_n = \eta_n \cdot \eta_{ҳаж.} \cdot \eta_{мех.} \quad (22.8)$$

Ҳамма гидравлик ФИК лар кўпайтмаси $\eta_{нр} \cdot \eta_{тр.г.} \cdot \eta_{ц.т}$ системанинг умумий гидравлик ФИК ни беради, уни қуйидаги формуладан аниқлаш мумкин

$$\eta_r = \frac{p_n - \sum \Delta p}{p_n} = 1 - \frac{\sum \Delta p}{p_n}, \quad (22.9)$$

бунда p_n —насос ҳосил қилган тўлиқ босим; $\sum \Delta p$ —босимнинг йўқолиши.

Босимнинг пасайиши қуйидаги формуладан ҳисоблаб топилади:

$$\sum \Delta p = \sum \zeta_n \frac{v_n^2}{2g} \gamma = \frac{\gamma}{2g} \sum \zeta_n v_n^2 \quad (22.10)$$

бунда ζ_n —маҳаллий йўқотиш коэффициенти; v_n —мой узатгич трубанинг бирорта элементидаги суюқликнинг м/с лардаги ўртача тезлиги бўлиб, у қуйидаги формуладан аниқланади:

$$v = \frac{Q}{S}, \quad (22.11)$$

бунда Q —суюқлик сарфи м³/с; S —трубаузатгичнинг ҳақиқий кесим юзаси, м². $\eta_{н.ҳаж}$ $\eta_{м.ҳаж}$ $\eta_{мо}$ $\eta_{ш.ҳаж}$ кўпайтма системанинг умумий ҳажмий ФИК ни беради, уни қуйидаги формула ёрдамида ҳисоблаш мумкин:

$$\eta_{ҳаж} = \frac{Q_n - Q_{ок}}{Q_n} = 1 - \frac{Q_{ок}}{Q_n}, \quad (22.12)$$

бунда Q_n —насоснинг назарий сарфи; $Q_{ок}$ —оқиб кетиш сарфи. Уни (5.19) формула билан аниқланади:

$$Q_{ок} = \frac{h_t^3 \Delta F \cdot \delta}{12\mu L}, \quad (22.13)$$

бунда h_t —тирқиш катталиги; δ —тирқишнинг эни; Δp —босим ўзгариши; μ —суюқликнинг динамик қовушоқлик коэффициенти; L —тирқишнинг суюқлик оқими йўналишидаги узунлиги.

Бутун система учун η_r ва $\eta_{ҳаж}$ кўпайтма суюқликнинг ФИК ни беради. У ҳолда умумий ФИК қуйидагига тенг бўлади:

$$\eta = \eta_c \cdot \eta_{мех.н} \cdot \eta_{мех.ц}. \quad (22.14)$$

бунда $\eta_{мех.н}$ —насоснинг механик ФИК; $\eta_{мех.ц}$ —иш цилиндрининг механик ФИК. Қувватни момент ва бурчак тезлик орқали ифодаласак, қуйидагига эга бўламиз:

$$\eta = \frac{N_{т.о.}}{N_c} = \frac{M_{г.д.} \cdot \omega_{г.д.}}{M_c \omega_c}, \quad (22.15)$$

бунда $M_{г.д.}$ —гидродвигатель ҳосил қилган момент; M_c —насос валидаги момент; $\omega_{г.д.}$ —гидродвигатель валининг бурчак тезлиги ω_c —насос валининг бурчак тезлиги.

Агар гидродвигатель ўрнида куч цилиндри бўлса, у ҳолда бундай системанинг ФИК қуйидаги формула билан аниқланиши мумкин:

$$\eta = \frac{p \cdot v}{102 M_c \omega_c} = \frac{p \cdot v \cdot 60 \cdot 102}{102 M_c \cdot 2\pi n_c} \approx \frac{p v 716}{102 M_c n_c} \approx \frac{7 p v}{M_c n_c}, \quad (22.16)$$

бунда p —поршень штокидаги босим; v —поршень штокининг тезлиги; M_c —насос валидаги момент; n_c —насос валининг айланиш-

лар сони. Гидромотор валининг (етакланувчи вал) айланишлари сони қуйидаги формуладан аниқланади:

$$n_2 = \frac{Q}{q}, \quad (22.17)$$

бунда Q —суюқликнинг ҳақиқий сарфи; q —мотор роторининг бир айланишга мос келадиган суюқлик миқдори.

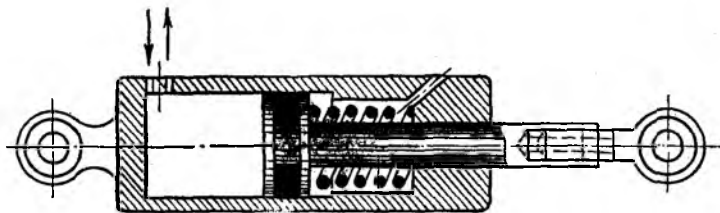
XXIII боб. ГИДРОДВИГАТЕЛЛАР

3.20-§. Куч гидродвигателларининг тузилиши ва вазифалари

Куч гидродвигателлари ҳажмий гидроузатма системасининг асосий қисми бўлиб, цилиндрда поршенни силжитиш йўли билан суюқлик потенциал энергиясини механик энергияга айлантириш учун фойдаланилади. Поршень билан узатиладиган гидроцилиндрларда энергия манбаи хизматини бирор насос бажаради. Илгарилама-қайтма ва айланма ҳаракатга асосланган куч гидроцилиндрлари поршень принципи бўйича ишлайди ва уч турга бўлинади: бир ҳаракатли; икки ҳаракатли ва бурилма ҳаракатли цилиндрлар. Бурилма ҳаракатли цилиндрлар квадрантлар ҳам деб аталади.

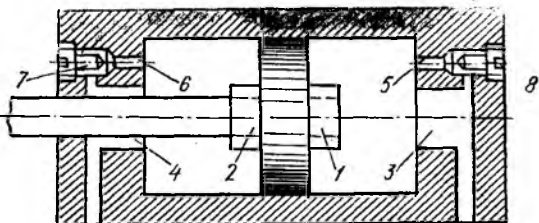
3.31-расмда бир ҳаракатли куч гидроцилиндрининг схемаси келтирилган. Бунда поршенга суюқликнинг босими фақат бир томондан таъсир қилади. Поршеннинг тескари томонга ҳаракати пружина таъсирида амалга ошади.

3.32-расмда икки ҳаракатли куч гидроцилиндрининг схемаси келтирилган. Бунда суюқлик поршенга икки томондан галма-гал таъсир қилади. Поршеннинг шток томонга бир томонлама ҳаракати вақтида (цилиндрнинг иккала бўшлиғида $S_{шт} = \frac{S}{2}$ бўлганда) суюқлик бир хил босим таъсирида бўлади. Поршеннинг иккинчи томонга ҳаракати вақтида ҳам бу ҳол сақланади. Поршеннинг цилиндрнинг чекка қопқоқлари томон силлиқ ва зарбасиз яқинлашуви учун 3 ва 4 тирқишларнинг диаметрига мос 1 ва 2 бўртмалар ўрнатилган бўлиб, улар айтилган тирқишларга киришда ҳосил бўлган зарба сиқиб чиқарилаётган суюқлик ҳисобига демп-



3.31- расм. Бир ҳаракатли куч гидродвигатели.

ферланади. Цилиндрдаги қолган суюқлик 7 ва 8 дросселлар билан таъминланган 5 ва 6 каналлардан чиқиб кетади. Дросселларнинг ўлчамлари поршеннинг чекка қопқоқларга яқинлашиш шароитига мос равишда ҳисобланган бўлади.



3.32-расм. Икки ҳаракатли куч гидродвигатели.

3.21-§. Гидроцилиндрларни ҳисоблаш

Бир ҳаракатли цилиндр поршеннинг штокидаги зўриқиш қуйидаги формуладан аниқланади:

$$P = p \cdot S \cdot \eta_{\text{мех}} \quad (23.1)$$

бунда p —суюқликнинг босими; S —поршеннинг босимни қабул қиладиган юзаси; $\eta_{\text{мех}}$ —зўриқма цилиндрининг механик ФИК (η нинг қийматини $\eta_{\text{мех}} \approx 0,95$ деб қабул қилинади),

Поршень силжишининг тезлиги қуйидаги формуладан аниқланади:

$$v = \frac{Q}{S} \eta_0 \quad (23.2)$$

Q —насоснинг сарфи; η_0 —куч цилиндрининг ҳажмий ФИК: $\eta_0 \approx 0,98$.

Икки ҳаракатли гидроцилиндрда штокнинг мавжудлиги ҳисобга олинганда силжувчи зўриқиш қуйидаги формуладан аниқланади:

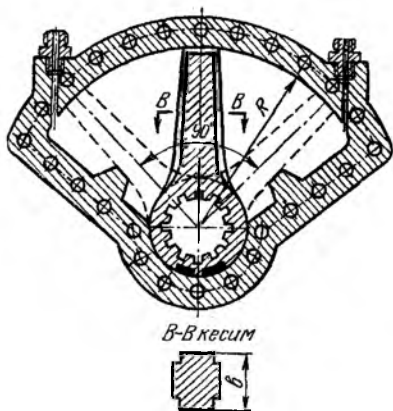
$$P = p \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \eta_{\text{рех}}, \quad (23.3)$$

бунда D ва d —поршень ва шток диаметрлари. Поршеннинг ҳаракат тезлиги қуйидаги формула билан ҳисобланади:

$$v = \frac{10Q}{0,185(D^2 - d^2)} \eta_0 \quad (23.4)$$

3.22-§. Бурилма гидродвигателлар

Бурилма ҳаракатга асосланган гидроцилиндрлар (квадрантлар) бурилма гидродвигателлар деб аталади. 3.33-расмда сектор бўшлиғига эга бўлган бурилма ҳаракатли куч цилиндрининг схемаси келтирилган бўлиб, унда суюқлик куракнинг ўнг ва чап томонидан босим остида киритилганда тебранма ҳаракат қилади. Куракнинг бурилиш бурчаги 120° дан ошмайди.



Парракнинг бурчак тезлиги қуйидагича аниқланади:

$$\omega = \frac{Q}{g} = \frac{Q}{lS}, \quad (23.5)$$

бу ерда Q —суюқлик сарфи; $l = \frac{R+r}{2}$ —босим кучи тенг таъсир этувчисининг елкаси. $S = (R-r)b$ —бир радианга бурилишга тўғри келган сўриш миқдори. Валдаги буровчи момент қуйидагича аниқланади;

$$M = lS\Delta p = \frac{R^2-r^2}{2} \Delta p, \quad (23.6)$$

3.33-расм. Бурилма гидродвигатели бунда Δp — куракнинг у ёки бу томонидаги босимлар фарқи. Квадрантларда босим 100 кг/см^2 (10^7 н/м^2) гача боради. Бурилма ҳаракатни кривошип-шатунли механизм ёки тишли рейка ва тишли редуктордан олувчи, илгарилама-қайта ҳаракатланувчи поршень ёрдамида ҳосил қилиш мумкин.

Пневматик куч цилиндрлари гидроцилиндрдан жуда кам фарқ қилади ва айнан бир хил вазифани бажаради. Бу механизмда сиқилган ҳавонинг энергиясидан турли мосламаларда фойдаланилади.

3.23-§. Роторли гидродвигателлар ва уларнинг қайтарлик хусусиятлари

Роторли гидродвигателларнинг тузилиши поршенли, пластинкали (шиберли), шестерняли, винтли ва бошқа насосларни ўз ичига олган роторли насослар (XVIII бобга қаранг) дан фарқ қилмайди.

Бу айтилган гидродвигателлар ва насослар қайтарлик хусусиятига эгадир. Бошқача айтганда, роторли насосларга чиқиш қисми орқали босим остида суюқлик киритилса, унинг ротори ҳаракатга келади ва суюқлик кириш қисми орқали чиқиб кетади. Натижада насосдан гидродвигатель сифатида фойдаланилиши мумкин. Худди шунинг аксидек, роторли гидродвигателни электр двигателга улаш йўли билан ундан насос сифатида фойдаланиш мумкин.

Роторли гидродвигателлар унумдорлиги ўзгарувчан [яъни бошқариладиган сўришли (сарфли)] ёки ўзгармас, яъни бошқарилмайдиган (сўришли) бўлиши мумкин. Бундай механизмларни ҳисоблаш уларда ҳосил бўлган босим, буровчи момент ва валдаги қувватни ҳисоблашга олиб келади.

Қуйида энг кўп тарқалган роторли гидромоторлар устида тўхталиб ўтамыз.

3.24- §. Поршенли, пластинкали, шестерняли ва винтли гидродвигателлар ҳамда уларни бошқариш. Буровчи момент ва валдаги қувватни ҳисоблаш

Ротор-поршенли (поршенли) гидродвигателлар тузилиши бўйича икки группага: радиал ва аксиал цилиндрли гидромоторларга бўлинади. Юқорида айтилгандек, бундай гидромоторлар тузилиши бўйича радиал ва аксиал поршенли насослардан фарқ қилмайди (2.41, 2.42- расм).

Поршенли гидродвигателларнинг буровчи моменти M_φ сўриш бўшлиғидаги поршенлар ҳосил қилган моментларнинг йиғиндиси сифатида ҳисобланади:

$$M_\varphi = \sum_{k=0}^{k=n} m_k, \quad (23.7)$$

бу ерда m_k —битта поршеннинг моменти; $n+1$ —поршенлар сони.

Ҳар бир поршенга таъсир қилаётган босим кучи қуйидагига тенг:

$$P = p \frac{\pi d^2}{4}, \quad (23.8)$$

бунда p —ҳайдаш бўшлиғидаги босим; d —поршеннинг диаметри.

P кучи ҳайдаш бўшлиғидаги барча поршенлар учун бир хил (2.42- расм). Уни нормал P_N ва тангенциал P_T ташкил этувчиларга ажратиш мумкин. Нормал ташкил этувчи $P_N = \frac{P}{\cos \beta}$ поршеннинг сферик қалпоқчасини статорга қисиб туради ва контакт нуқтаси C даги ишқаланиш кучини аниқлайди. Тангенциал ташкил этувчи $P_T = P \operatorname{tg} \beta$ эса машина роторининг валида $r = O_1C$ елкали буровчи момент ҳосил қилади. Бу момент қуйидагича аниқланади:

$$m_k = P_T \cdot r_k = P \frac{\pi d^2}{4} r_k \frac{\sin \beta}{\cos \beta}, \quad (23.9)$$

бунда $r_k = O_1C = e \cos \varphi + R$.

O_1OC учбурчакдан $\sin \beta = \frac{e}{R} \sin \varphi$ нинг 0,08—0,09 га тенг кичик миқдорларида $\cos \beta = 1$ бўлади. Бундан кўринадики:

$$m_k = p \frac{\pi d}{4} r_k \frac{e}{R} \sin \varphi_k. \quad (23.10)$$

Бу ҳолда гидродвигателнинг моменти ушбуга тенг:

$$M_\varphi = \frac{\pi d^3}{4} \frac{e}{R} \sum_{k=0}^{k=n} r_k \sin \left(\varphi - \frac{2\pi}{z} k \right). \quad (23.11)$$

Демак, эксцентриситет қанча катта бўлса, радиал поршенли насоснинг буровчи моменти ҳам шунча катта бўлади. Бинобарин, эксцентриситетни ўзгартириш йўли билан (босим ўзгармаган ҳолда) буровчи моментни ўзгартириш мумкин экан.

Бундай гидродвигателларнинг асосий камчилиги роторнинг инерция моменти катталиги ва цилиндрлар қалпоқчаларигача ма-софа катта бўлганлиги сабабли, секин юрарлигидир.

Поршенли насос ва гидродвигателнинг бирга ишлашини таъминловчи қурилма Лүф—Том гидроузатмаси деб аталади. Бу гид-роузатмада иш вақтида узатиш сонини узлуксиз ўзгартириб бо-риш мумкин. Уларда ФИК 80% га тенг. Шунингдек, аксиал пор-шенли (2.43-расмга қаранг) гидродвигателларни ҳам ҳисоблаш мумкин. Бунда бир цилиндрли машинанинг асосий параметрла-рини ҳисоблаш формулаларидан цилиндрлар миқдорини ҳисобга олган ҳолда, ротор поршенли машиналарнинг асосий параметрла-рини ҳисоблашга ўтиш мумкин. Пластинкали (2.37-расмга қаранг) гидродвигателлар мавжуд ҳажмий гидродвигателлар ичида энг соддаси бўлиб, улар „парракли“ номи билан аталади.

Бундай гидродвигателларнинг моменти қуйидагича ҳисобла-нади:

$$M = \frac{b}{\pi} \eta_{\text{м}} \left[\pi(r_2^2 - r_1^2) - \frac{(r_2 - r_1)z\delta}{\cos \alpha} \right] p, \quad (23.12)$$

бунда b —роторнинг эни; r_1, r_2 —статорнинг катта ва кичик ради-услари; δ —пластинкаларнинг эни; z —пластинкалар сони; α —плас-тинкалар қиялик бурчаги.

Пластинкалар радиал жойлашганда сўнгги формула соддала-шади:

$$M = \frac{b}{\pi} \eta_{\text{м}} [\pi(r_2^2 - r_1^2) - (z_2 - r_1)z\delta] p. \quad (23.13)$$

Яхши лойиҳаланган пластинкали машиналарнинг ФИК юқори бў-либ, бунинг учун унинг қисмлари жуда аниқ ишланган бўлиши керак. Пластинкали машиналар асосида бошқарилувчи насосга ва реверсли гидродвигателлар асосида етакловчи валдан етакла-нувчи валга механик энергия ва буровчи моментни ўтказувчи гидроузатмалар мавжуд.

Агар шестерняли насоснинг (2.36-расм) сўриш бўлимчасига босим остида мой берилиб, ҳайдаш бўлимчасидан чиқариб юбо-рилса, у гидродвигатель бўлиб ишлайди. Тишлардаги босим бу-ровчи момент ҳосил қилади ва у қуйидагича ҳисобланади:

$$M_T = \Delta p \cdot b(m^2 z + m^2 l^2), \quad (23.14)$$

бунда Δp —тишларнинг икки томонидаги босимлар фарқи; b —тишларнинг эни; m —тишларнинг узунлиги; z —тишлар сони; l —туташиш чизигининг ярим узунлиги.

Роторли гидродвигателлар валидаги қувватнинг буровчи мо-мент билан боғланиши қуйидагича ифодланади:

$$M_T = 71620 \frac{N_T}{n}; (M_T)_{\text{cu}} = \frac{N}{\omega} \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (23.15)$$

$$N_T = \frac{p \cdot Q_T}{45 \cdot 10^4} \text{ о. к}; (N_T)_{\text{cu}} = Q_T(p_x - p_c), \text{ Вт}, \quad (23.16)$$

бунда Q_T — ҳисобланган сарф; ω — бурчак тезлиги. Таъсир этувчи буровчи момент ва гидродвигателдан олинаётган қувват куйидагича ҳисобланади:

$$M = M_T \eta_m; N = N_T \eta_m.$$

Механик ФИК η_m насос учун қанча бўлса, гидродвигатель учун ҳам шунча бўлади. Винтли гидродвигателлар ҳам насосдан қайтарма фойдаланишга асосланган. Бундай гидродвигателлар буғ ва гидравлик турбиналарнинг бошқариш гидросистемаларида ва ҳажмий гидроузатмаларда қўлланилади. Винтли гидродвигателларнинг буровчи моменти ва узатаётган қуввати (23.14) ва (23.15) формулалар ёрдамида ҳисобланади.

3.25-§. Юқори моментли гидромоторлар

Юқори моментли гидромоторлар тузилиши турлича бўлиши мумкин. Гидродвигателларни юқори моментлига айлантириш учун турли усуллардан фойдаланилади.

Масалан, поршенли гидродвигателни юқори моментлига айлантириш учун унинг ўлчамларини, поршеннинг йўли ва диаметрини ўзгартирмаган ҳолда унумдорлигини ошириш зарур бўлади. Бунинг учун кўпкаррали ишлаш принципи фойдаланилади. Ротор ва статор умумий ўққа эга бўлади. Статор тўлқинсимон ҳалқадан иборат бўлиб, ҳар бир айланишида поршень i_c марта (i_c — ҳалқадаги тўлқинлар сони) йўл ўтади. Роторнинг подшипникка радиал босим кучини йўқотиш учун статордаги тўлқинлар сонини тоқ қилиб олинади. Бу ҳолда унумдорлик

$$Q = f_n S \cdot i \cdot i_c, \quad (23.17)$$

момент эса

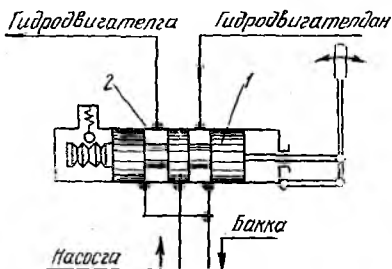
$$M = f_n \cdot S \cdot i \cdot i_c \frac{P}{2\pi} \quad (23.18)$$

формула билан аниқланади. Бундай машиналарда айланувчи ротор (цилиндрлар блоки) цилиндрлар бўшлиғини галма-галдан ҳайдовчи ва сўрувчи соҳалар билан туташтириб боради. Поршенлар эса статорга роликлар ёрдамида таянади.

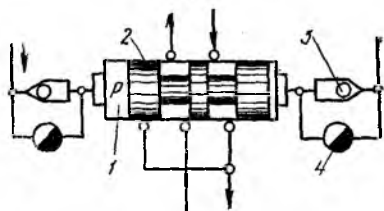
XXIV боб. ГИДРОАППАРАТУРА ВА ГИДРОУЗАТМАНИНГ БОШҚА ЭЛЕМЕНТЛАРИ

3.26-§. Тақсимлагич қурилмалар, уларнинг вазифалари, гуруҳланиши, ишлаш принципи ва асосий турлари

Тақсимлагич қурилмалар гидроузатманинг асосий элементлари ва қисмлари орасида суюқлик оқимларини тақсимлаш ва йўналишини ўзгартириш учун хизмат қилади. Конструктив тузилиши бўйича тақсимлагичлар золотникли, кранли ва клапанли турларга ажралади. Уларнинг белгиланган ҳолатларига қараб, икки ва уч



3.34-расм. Золотникли тақсимлагичлар.



3.35-расм. Реверсив золотникли Г-72 турдаги тақсимлагич.

ва қўп ҳолатли тақсимлагичлар бўлади. Ҳажмий гидроузатмаларда энг қўп қўлланиладигани золотникли тақсимлагичлардир.

Золотниклар гидроаппаратларнинг бошқарилувчи элементи бўлиб, унинг ёрдамида суюқликнинг тақсимланиши, ҳаракатни реверслаш ва бир трубадан иккинчисига ўтказиш ишлари амалга оширилади. Золотникнинг ҳаракатланувчи қисми (3.34-расм) суюқлик ўтиши учун йўлакчалари бўлган плунжер 1 ва суюқликни киритиш ҳамда чиқариш учун тешиклари бўлган цилиндр 2 дан иборат. Гидроузатма ишлаш вақтида золотникнинг корпуси 2 га нисбатан плунжер 1 ни силжитиш йўли билан золотникли жуфтнинг тегишли иш туйнугини беркитилади, натижада суюқликнинг йўналиши ўзгаради. Золотникни бошқариш қўлда ёки кулачокли механизм ёрдамида ёки электромагнит ва гидравлик усул билан бошқарилиши мумкин.

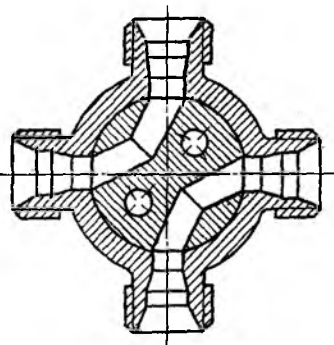
3.35-расмда Г-72 типли гидравлик бошқарилувчи реверсив золотникнинг схемаси келтирилган. У корпус 1, плунжер 2, шарли клапан 3 ва дроссель 4 дан ташкил топган.

Золотникнинг плунжери 2 гидродвигателнинг икки йўналишига тегишли иккита чекка (ўнг ва чап) ҳолатларни қабул қилиши мумкин. Плунжер 2 ни бир ҳолатдан иккинчисига ўтиши плунжернинг икки томонига таъсир қилувчи босим p ёрдамида амалга оширади.

Кранли тақсимлагичлар (3.36-расм) тузилишининг соддалиги сабабли кенг тарқалган. Аммо уларни бураш учун каттагина момент зарур бўлади.

Бу моментни кичрайтириш учун мосламалар қўллаш тақсимлагичнинг тузилишини мураккаблаштириб юборади.

Клапанли тақсимлагичлар кичик сарфларда ишлай олиши, катта босимларда ҳам яхши герметикланганлиги, ихчамлиги ва бошқаришнинг



3.36-расм. Кранли тақсимлагич.

осонлиги билан золотниклардан устунлик қилади. Шундай қилиб, герметиклик ҳал қилувчи аҳамиятга эга бўлмаса ва сарф катта бўлса, золотникли тақсимлагичлардан фойдаланиш маъқул.

Мой сарфи кичик гидроузатмаларда, герметиклик муҳим бўлгани учун, клапанли тақсимлагичлар қўлланилади.

3.27-§. Клапанлар. Ишлаш принципи, тузилиши ва характеристикалари

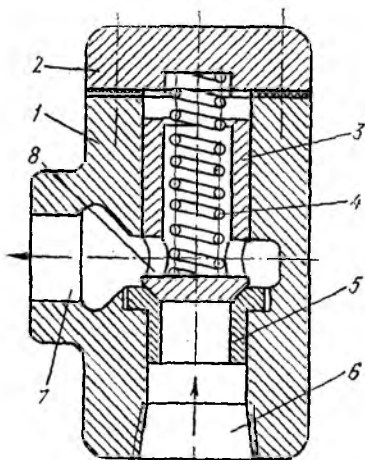
Клапан — гидроузатманинг энг кўп тарқалган элементиدير. Улар ёрдамида гидроузатма қисмларининг галма-гал ишлаши, уларни эҳтиёт қилиш, оқим йўналишини ўзгартириш, керакли босим ҳосил қилиш, оқимни қисмларга бўлиш ва бошқа ишлар бажарилади.

Клапанлар уч группага ажралади: тиргак, сақлагич ва редукцион клапанлар.

Тиргак клапанлар суюқликни фақат бир йўналишда ўтказиш учун мўлжалланган. Суюқликнинг йўналиши ўзгариши билан тиргак клапан ёпилиб, суюқлик ўтказилиши тўхтайди. Очiq ҳолда бу клапанлар энг кам қаршиликка эга бўлиши, ёпиқ ҳолда эса зарур герметикликни таъминлаши керак. Шунинг учун тиргак клапан пружинасининг зўриқиши энг кам бўлиб, клапаннинг эгарга ишончли ўрнашуви учунгина етарли бўлиши керак, чунки клапан суюқликнинг босим кучи ёрдамида очилиб ёпилади.

3.37-расмда Г-51 турдаги плунжерли тиргак клапан тасвирланган бўлиб, у корпус 1, қопқоқ 2, плунжер 3, пружина 4, ва эгар 5 дан иборат. Плунжер 3 ўзининг конус учи билан эгар 5 га тақалган бўлиб, унинг цилиндрик ён сирти корпуснинг йўналтирувчи тешигига кириб туради. Клапан ишлаганида тешик 6 га келтирилган суюқлик плунжерни эгардан кўтаради ва тешик 7 га йўл очади. Оқимнинг йўналиши ўзгариши билан суюқлик босими таъсирида плунжер 3 эгар 5 га зичланади. Мой плунжер 3 нинг тешиги 8 орқали клапан устидаги бўшлиққа ўтгани сабабли, бу босим клапаннинг кесими бўйича тарқалади. Босим ортиши билан плунжерни эгарга сиқувчи куч ортиб, суюқликнинг тескари йўналишида оқиши тўхтайди. Пружина 4 плунжернинг корпусга ишқаланиш кучини енгилш учунгина хизмат қилади.

Сақлагич клапанларнинг тиргак клапандан фарқи, ундаги пружинанинг қаттиқроқ сиқиш кучига эгалигидир. Бундай клапанларнинг



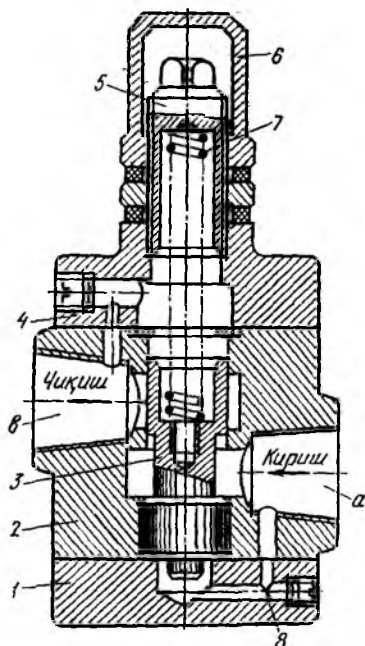
3.37-расм. Г-51 турдаги тиргак клапан.

ишлаши суюқлик босим кучини пружина кучи ёки суюқликнинг тескари босими билан мувозанатлашга асосланган. Гидроузатмани жуда юқори босимлардан эҳтиёт қилиш учун босим белгиланган чегара қийматидан ошиб кетганда очиладиган сақлагич клапанлар ишлатилади. Тўғри ҳаракатли сақлагич клапанлар шарикли, конусли ва плунжерли бўлади. Энг содда сақлагич клапанлар шарикли бўлади. Бу клапаннинг қўлланиш соҳаси чекланган бўлиб, гидросистемада босим кичик ва сарф кам бўлганида қўлланилади. Шарик ва эгарни ўзаро қаттиқ зичлаш мумкин бўлмагани сабабли ёпиқ ҳолда ҳам шарикли клапандан суюқлик оқиб ўтади. Бундан ташқари, шарик суюқликни қўйиб юборганда тебранма ҳаракат қилиб, даврий равишда эгарга урилади. Шарикни конус билан алмаштириб, конусли сақлагич клапан олинади. Бундай клапаннинг герметиклигини таъминлашнинг асосий шarti — клапан конус ва цилиндр қисмининг ҳамда конуснинг йўналтирувчи цилиндри ва конус эгарининг бир ўқлилиги қатъий бажарилган бўлиши керак. Акс ҳолда конусли клапаннинг герметиклиги тезда бузилади.

Гидроузатмаларда плунжерли клапанлар кўп тарқалганлир.

Плунжерли клапанлар гидроузатмаларни ортиқча зўриқишдан эҳтиётлаш, шунингдек, маълум бир ўзгармас босимни сақлаш учун қўлланилади, яъни системага улаш ва мослашга боғлиқ равишда бир клапаннинг ўзи сақлагич, қуювчи ёки босимни таъминлагич сифатида ишлатилиши мумкин.

3.38-расмда Г-54 плунжерли клапаннинг кесмаси кўрсатилган. У корпус 2, остки қопқоқ 1, устки қопқоқ 4, плунжер 3, бошқарувчи винт 5 ва пружина 7 дан иборат. Пружина 7 плунжер 3 ни чекка ҳолатига суриб, насос билан туташган а бўлма билан, қўйиш линияси билан туташган в бўлгани ажратади. Шу билан бирга калибрланган тешик 8 орқали босим плунжернинг пастки чеккасига берилади. Системада босим ортиб, пружина 7 нинг кучини енгадиган даражага етганида плунжер 3 юқорига сурилади. Натижада а ва в бўлмалар тутшиб, суюқлик қўйишга ўтказиб юборилади. Клапаннинг ишини барқарорлаштириш учун, яъни пружина тебранишини демпферлаш учун калибрланган тешик 8 мўлжалланган. Клапанни керакли босимга мослаш винти 5 ёр-



3.38-расм. Г-54 турдаги плунжерли клапан.

жина 5 мосланган зўриқиш кучидан ортиб кетгунча шаригк егарга сиқилиб туради ва бўлма б даги босим системадаги босимга тенг бўлади. Бунда бўшлиқ томонидан плунжер 2 га бўлган босим кучи д ва г бўшлиқлари томонидан бўлган босим кучи билан мувозанатда бўлгани учун плунжер, пружина 3 таъсирида қуйи ҳолатда сақланади. Плунжернинг бу ҳолатида а ва в бўшлиқлар ажратилганлиги сабабли суюқликнинг системадан бакка ўтиш йўли беркилган бўлади.

Суюқликнинг босим кучи пружина 5 нинг кучини енгиши билан шарик 4 ўз эгаридан ажралади ва суюқликнинг озгина миқдори шарикли клапан орқали б бўлмадан в бўлмага ва ундан қуйилишга ўтади. Бўлинма д дан суюқлик демпфер 8 орқали бўлинма б га ўтади. Демпфер 8 нинг калибрланган тешиги босимнинг суюқлик оққанида юзага келадиган пасайишини кўрсатувчи қаршилик ҳосил қилади. Шунинг учун бўлма б даги босим а ва д бўлмалардагига қараганда демпферда босимнинг йўқолишига тенг миқдорда камаяди. Ҳосил бўлган босимлар фарқи натижасида мувозанат бузилиб, д ва г бўлмалардаги юқори босим таъсирида плунжер юқорига кўтарилади. Плунжер кўтарилиши билан а ва в бўшлиқлар туташиб, суюқлик босим остида а бўшлиқдан в бўшлиққа ўтади ва сўнгра бакка қуйилади. Плунжернинг кўтарилиши мувозанат бошлангунча, яъни д ва г бўлмалардаги босимлар йиғиндиси пружина зўриқиши ва бўлма б даги суюқлик босим кучлари йиғиндисига тенглашгунча давом этади.

Плунжер мувозанатлашганидан сўнг а бўшлиқдаги суюқлик босими ўзгармас сақланади, оз миқдорда суюқлик демпфер ва очиқ шар сервоклапан орқали а бўшлиқдан в бўшлиққа оқиб туради.

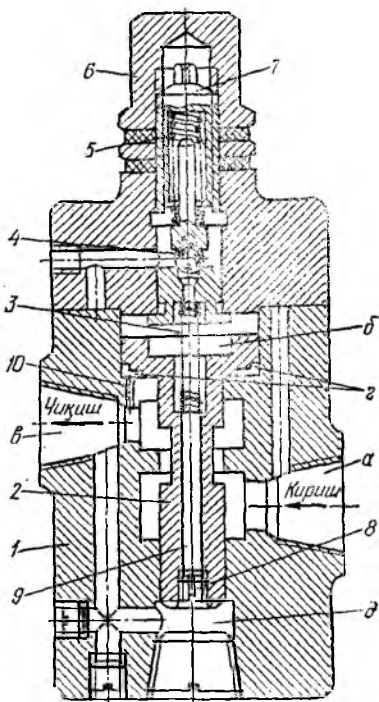
Агар а бўшлиқдаги босим бирор сабабга кўра орта бошласа, д ва г бўлмалар томонидан плунжерга босим ортиб, кучлар мувозанати бузилади. Плунжер кўтарилади. Корпус ва плунжер чети орасидаги тирқишнинг кесими ортади. Бу эса в бўшлиқда суюқлик оқимининг ортиши ва а бўшлиқда босимнинг камайишига олиб келади. Яна мувозанат ҳолати тиклангунча босим камайишда давом этади. Бўлма а да босим камайса, пружина 5 шар сервоклапанни беркитиб, б бўшлиқдан суюқлик оқишини тўхтатади, сўнгра б, г, д бўлмаларда босим тўғрилиниб, пружина 3 плунжер 2 ни бўшатади ва клапан беркилади. Клапанни бошқариш, винт 7 ёрдамида, пружина 5 да зўриқишни ўзгартириш йўли билан бажарилади. Г-52 турдаги клапан юқори сезгирлик, тебранишсиз ва шовқинсиз барқарор ишлаши билан фарқ қилади, чунки демпфер сиқилган пружина энергиясини ютиб, плунжер ҳаракатини тормозлайди. Сақлагич клапанлар ишини кўриб, улар мосланган босимда ёпилиб, клапандан чиқишда юқори босим бўлганда очиладиган тўғри ҳаракатли клапанлардир деган хулосага келиш мумкин.

Босимни камайтириш учун *редукцион клапанлар* ишлатилади. Буларнинг сақлагич клапанлардан фарқи улардан чиқишдаги

босим бошқарувчи таъсирга эгалгидир, яъни бу клапанлар чиқишдаги босим ўзгарганда ишлайди. Редукцион клапан ишлагунча унинг плунжерини пружина очик ҳолатда тутиб туради. Редукцион клапандан чиқишда босим белгиланган қийматдан ортиб кетса, суюқликнинг босим кучи клапан пружинасини сиқади ва плунжер суюқликнинг клапандан ўтишини қийинлаштириб, беркилиш томонига силжийди. Плунжернинг бу ҳаракати клапандан чиқишда босим керакли миқдорга пасайгунича давом этади.

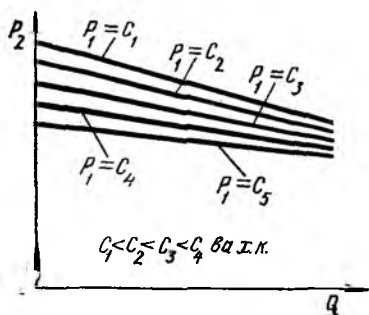
3.41-расмда Г-53 турдаги сервоҳаракатли редукцион клапан кўрсатилган. У насос ҳосил қилган босимдан паст босимни редукциялаш ва ушлаб туриш учун хизмат қилади. Клапан корпус 1, плунжер 2, 3 ва 5 пружиналар, шарсервоклапани 4 ва қопқоқ 6 дан ташкил топган. Иш суюқлиги *a* бўшлиқдан берилиб, *b* бўлмадан чиқарилади. Плунжерни кучсиз пружина 3 қуйи ҳолатда ушлаб туради.

Марказий тешикка демпфер 8 киритилган бўлиб, у орқали *b* бўлма *b* бўлма билан доим туташган бўлади. Бўлма 2 бўлма *b* билан демпфер 10 орқали туташади. Шарча 4 пружина 5 билан эгарга сиқиб турилади. Пружина 5 нинг сиқиш кучи винт 7 ёрдамида бошқарилиши мумкин. Шарча 4 га таъсир қилувчи суюқлик босими пружина 5 мосланган куч миқдоридан ортиб кетгунча шарча 4 эгарга сиқиб турилади. Бунда плунжер 2 пружина 3 таъсирида қуйи ҳолатда ушлаб турилади. Плунжер қуйи ҳолатда бўлганда *a* ва *b* бўшлиқлар туташ бўлиб, суюқлик клапандан бемалол оқиб туради ва *b* бўшлиқдаги босим насос ҳосил қилган босимга тенг бўлади. Клапандан чиқишдаги босим кучи пружина 5 нинг кучидан ортиши билан шарли клапан 4 очилиб, мой *d* бўлмадан демпфер 8 орқали *b* бўлмага ўтади, сўнгра шарли клапан 8 орқали қуйилишга кетади. Демпфер 8 нинг тешиги орқали суюқлик оқиб турганида босим пасаяди, шунинг учун *b* бўлмадаги босим *d* ва *g* бўлмалардаги қараганда (демпфер 8 даги босимнинг камайиш миқдорича) кам бўлади. Натижада плунжер 2 кўтарилади.



Плунжер юқорига кўтарилиши билан суюқликнинг *a* бўшлиқдан *b* камерага ўтишини қийинлаштира-

3.41-расм. Г-53 турдаги сервоҳаракатли редукцион клапан.



3.42-расм. Редукцион клапан характеристикаси.

ди натижада *a* бўшлиқдаги босим *b* бўшлиқдагидан ортади, *z* ва *д* бўлмалардаги босим *в* бўлмадаги босим пужинаси *з* нинг кучидан ортиб, плунжернинг мувозанат ҳолати бошланади.

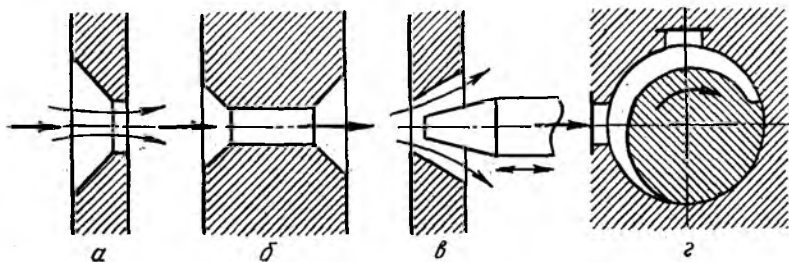
Агар *b* бўлмадаги босим бирор сабабга кўра пасайса, плунжер *2* га таъсир қилувчи кучлар мувозанати бузилади, чунки *b* бўлма билан туташган *z* ва *д* бўлмалар томонидан плунжерга бўлган босим кучи камаяди. Пружина *з* плунжер *2* ни пастга сиқиб, плунжерларнинг чеккаси ва корпус орасидаги тирқиш юзасини оширади, натижада *b* камерага суюқлик оқими ортади ва мувозанат яна тиклангунча босим ортиб боради. Шундай қилиб, Г-57 клапани насоснинг куч магистраладаги босимдан кичик босимни доимий ушлаб туради.

Редукцион клапан характеристикасининг кўриниши 3.42-расмда тасвирланган. Расмдан кўринадики, сарф ортганда редукторга киришдаги босим қанча кичик бўлса, босимнинг пасайиш даражаси шунча юқори бўлади.

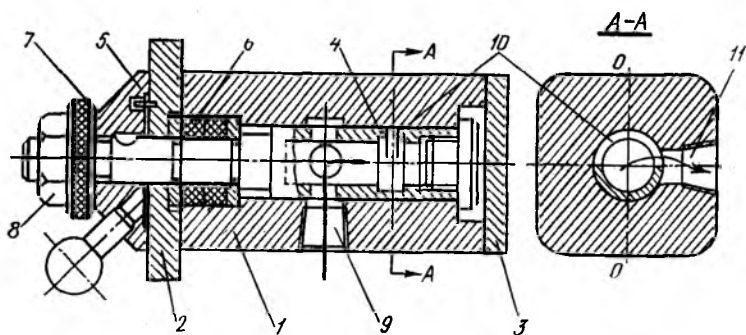
Редукцион клапан характеристикасининг кўриниши 3.42-расмда тасвирланган. Расмдан кўринадики, сарф ортганда редукторга киришдаги босим қанча кичик бўлса, босимнинг пасайиш даражаси шунча юқори бўлади.

3.28-§. Дроссель қурилмаларнинг вазифаси, ишлаш принципи ва характеристикаси

Гидроузатмаларда дроссель қурилмалар суюқлик сарфини чегаралаш ва бошқариши учун қўлланилади ҳамда гидравлик қаршилик кўринишида бўлади. Бошқарилмайдиган гидравлик қаршилик ёки гидравлик демпферлар ва бошқарилувчи гидравлик қаршиликлар (дросселлар) дроссель қурилмалар бўлиши мумкин. Гидравлик демпферлардан гидроаппаратларнинг турли элементлари ҳамда қурилмаларида суюқликни турли тебранма ва бошқача беқарор ҳаракатлари ҳолида тормозловчи (дросселловчи), яъни гидроузатма аппаратлари ва механизмларини барқарорловчи сифатида фойдаланилади. Дросселлар (3.43-расм) суюқлик сар-



3.43-расм. Дросселлар.



3.44- расм. Г-77 турдаги бошқариладиган дроссел қурилмаси.

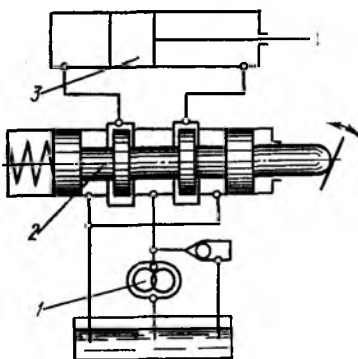
фини ўтказиш кесимини ўзгартириш йўли билан бошқаришга мўлжалланган. Гидроузатмаларни дросселли бошқариш кичик қувватли гидродвигателлар тезлигини бошқаришнинг энг кўп тарқалган турларидан биридир.

Суюқлик дроссель тирқишидан ўтганда унинг энергиясининг бир қисми тирқиш қаршилигини енгишга сарф бўлади, натижада гидродвигателнинг тезлиги камаяди. Дросселли бошқаришда берилган энергия гидродвигателни берилган тезликда ҳаракат қилдиришга сарф бўладиган энергиядан ортиқ бўлади. Бошқариладиган тирқишининг шаклига қараб дросселлар тирқишли ва ариқчали бўлади (3.43- расм, в, г).

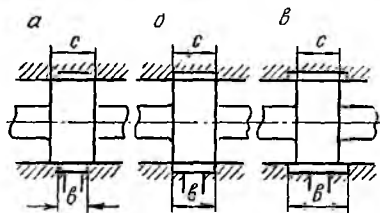
3.44- расмда Г-77 туридаги дроссель кўрсатилган бўлиб, у корпус 1, олдинги қопқоқ 2, орқа қопқоқ 3, дроссель 4, лимба 5, тиғизлагич 6, шкала 7, гайка 8 дан иборат. Дросселга суюқлик тешик 9 орқали келиб, тирқиш 10 дан ўтиб, 11 тешикдан чиқиб кетади.

Дроссель 4 тирқишининг 0—0 ўқига нисбатан ҳосил қилган бурчагига қараб тирқишнинг ўтказувчи кесими ўзгаради, натижада дросселдан ўтувчи суюқликнинг сарфи ё ортади, ё камаяди. Дроссель мосланганда гайка 8 дроссель 4 нинг бемалол буралиши учун чеккага сиқилади. Кераклича мосланган ва барқарорланган тирқиш кесими лимба 5 га сиқиб қўйилувчи гайка 8 билан маҳкамланади.

Дроссель қурилмалар сифатида иш туйнуғи кесимини ўзгартириш ҳисобига трубалардаги суюқлик тезлигини ўзгартиришга имкон берувчи махсус золотникли (3.45- расм) бошқарувчи дросселлар ҳам ишлатилади.



3.45- расм. Золотникли бошқарувчи дроссел қурилмаси.



3.46-расм. Золотник белбоғининг туйнук энини беркитиш схемаси.

этади. Идеал бошқарувчи золотникда плунжер белбоғчасининг эни дросселловчи туйнук энига тенг бўлиши керак (3.46-расм, б). Аммо амалда сезгирликни ошириш учун золотник суюқликни ўтказувчи қилиб қурилади (3.46-расм, в). Бундай золотниклар белбоғининг эни туйнук энидан бир неча микронга кичик бўлади. Бир неча микронли кўп ёпувчи золотниклар ҳам қўлланилади. Кўп ёпувчи золотникларда (3.46-расм, а) нейтрал ҳолатда, суюқликни қўйиб юбориш анча камаяди, лекин сезгирмаслик зонаси катталашади.

3.29-§. Фильтрлар

Фильтрлар мойларни ифлосланишдан сақлаш ва турли аралашмалардан тозалаш учун қўлланилади. Гидроузатмаларда, одатда, ҳаво ва мой фильтрлари ўрнатилади.

Ҳаво фильтри мойни атмосферадан чанг тушишидан сақлайди, мой фильтри эса мойга иш қисмларнинг сиртидан тушган чангсимон заррачалардан тозалайди. Мой фильтри, одатда, системанинг босим чизигида ўрнатилади, чунки фильтр сўриш чизигига қўйилса, гидравлик босимни ошириб юборади.

Гидроузатма системасида кесими миллиметрнинг улушларига тенг, суюқлик ўтувчи ариқчаси бўлган қурилмалар кўп. Бундай тор йўлакчаларда облитерация ҳодисаси содир бўлади (46-§ га қаранг) ва гидравлик қаршилик ортади. Агар суюқликда аралашмалар бўлса, у йўлакчаларнинг ифлосланишига олиб келади ҳамда қаттиқ зарралар мой билан бирга нисбий ҳаракатланувчи сиртлар орасидаги тор бўшлиққа (масалан шток билан цилиндр орасидаги ўлчами 4—6 мкм бўлган ораликқа) тушиб, текисланган сиртнинг бузилишига олиб келади ва системанинг ишини ёмонлаштиради. Шундай қилиб, иш суюқлиги ташқаридан тушган аралашмалар (металл зарралар ва мойнинг оксидланиш маҳсули) билан ифлосланган бўлади.

Мойни ифлословчи зарралар жуда майда бўлиб, 10 микрондан ошмайди, шунинг учун улар системада мой ҳаракатланганда чўкмайди, балки фақат чўктиргичларда стоке қонуни бўйича чўкади. Суюқликда аралашмаларнинг миқдори ГОСТ 6370—59 бўйича 0,005% дан ошмаслиги керак, бундан ортиғини йўқотиш учун фильтрлардан фойдаланилади.

Ҳаво филтрлари цилиндр шаклида ўралган ав 1 см юзада 1000 га тешик бўлган тўрдан иборат. Тўр сиртига мой қатлами чаплаган бўлиб, чанг зарралари унга ўтириб қолади. Филтрнинг ишлаш вақти машина ишлаётган жойдаги атмосферанинг ифлослик даражасига боғлиқ. Филтрни тозалаш, одатда, ҳар мавсумда амалга оширилади, масалан, қишдан ёзга ўтишда ёки аксинча.

3.47-расмда пластинкасимон содада филтр тасвирланган. Кейинги вақтларда тегишли металл шарларидан тайёрланган металл-керамик филтрлар ишлатилмоқда. Шарларнинг катталиги ва материални танлаш суюқликнинг химиявий хоссалари, мўлжалланган ифлослик ҳолати, иссиқлик ҳамда босимга боғлиқдир. Бундай филтрлардан ўтувчи зарраларнинг энг катта диаметри қуйидаги формула ёрдамида ҳисобланади:

$$d = 0,155 D,$$

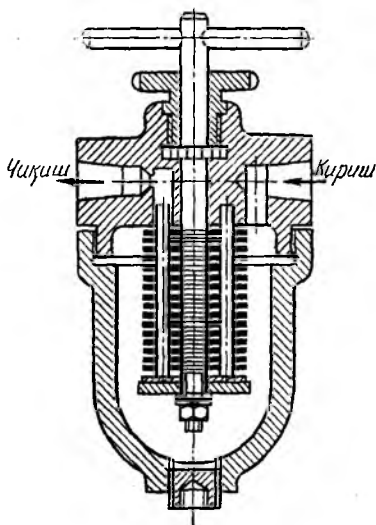
бу ерда D —филтрдаги шарларнинг диаметри.

Бундай филтрлар катталиги 0,5 мкм бўлган зарраларни тутиб қола олади.

Филтр ғовақларининг ўлчами кичик бўлгани учун уларнинг гидравлик қаршилиги босим фарқига чизиқли боғлиқ бўлади, қаршилиқ коэффициенти эса R_e сонига тескари пропорционал бўлади.

3.30-§. Гидроаккумуляторлар

Бундай қурилмалар тўғрисида ...-§ да тўлиқ ёзилган. Гидроузатманинг яхши ишлаши учун гидродвигателнинг энг катта сарфига мос насос ёки гидроаккумулятор танлаш зарур. Юқори унумдорликка эга бўлган насосни қўллаш қисқа вақт оралиғида ўриқли бўлиб, қолган вақтда ортиқча суюқлик қуйиш бакига чиқариб юборилиши керак. Агар насоснинг сўриши (сарфи) гидросистема сарфидан ортиқ бўлса, суюқлик босим остида гидроаккумуляторга тўпланади, агар сарф камайса, аккумулятор тўплаган суюқлигини системага қайтариб беради. Гидроаккумуляторни қўллаш насос ФИК ни ошириш, насос ҳосили қилган босим пульсациясини йўқотиб, гидродвигателнинг текис ишлашини таъминлаш учун зарур. Гидроаккумуляторлар пневматик, юкли ва



3.47-расм. Пластинкали сода филтр.

пружинали бўлиши мумкин. Пневматик гидроаккумуляторлар энг кўп тарқалган (1.20-расмга қ.).

Насос таъминлай олмайдиган юқори босим олиш учун гидромультипликаторлар қўлланилади (1.21-расмга қ.). Катта диаметрли цилиндрга суюқлик босим остида берилганда кичик диаметрли цилиндрдаги плунжернинг ҳаракати натижасида юзалар нисбатига тенг миқдорда катталашган босим олиш мумкин.

Бу босимнинг назарий қиймати қуйидагича ҳисобланади:

$$P_2 = P_1 \frac{D^2}{d^2},$$

бу ерда P_1 —катта цилиндрдаги (насос ҳосил қилган) босим; D —катта цилиндр диаметри; d —кичик цилиндр диаметри. ...-да босимни ҳисоблашнинг амалий формуласи (2.27) берилган. Мультипликаторлар насос билан юқори босим ҳосил қилиш керак бўлган қисм орасига ўрнатилади.

3.31-§ Гидрочизиқлар

Гидрочизиқларни лойиҳалашда уларни гидравлик зарбадан сақлаш масаласи муҳим ўрин олади. Бунинг учун насослар, гидромоторлар бошқарувчи ва сақлагич қурилмалар иш тартибини куч трубалари ва бўшатувчи трубаларга мослаш керак. Шуни айтиш керакки, нотўғри ҳисобланган ва лойиҳаланган (ёки қурилган) гидросистема қаттиқ шовқин манбаи бўлиб, кишилар соғлиғига салбий таъсир қилади. Кўп ҳолларда кескин шовқин гидросистемада камчилик борлигининг белгисидир. Шовқиннинг сабаблари кавитация, гидравлик зарба, ҳавонинг бирор ерда тугилиб қолиши ва илгарилама-қайтма ҳаракат қилувчи қисмларда массанинг нотекис тақсимланишидан иборат бўлиши мумкин. Шовқинни йўқотишнинг асосий йўли юқорида айтилган камчиликларни йўқотишдан иборат. Йўқотиб бўлмайдиган шовқинлар фақат гидросистемани кам товуш ўтказувчи материаллар билан ўралган иншоотларда жойлаштириш йўли билан йўқотилади ёки камайтиради.

Содда бир ҳаракатли цилиндрли гидроузатма бакнинг ҳажми $V_6 = (5 \div 6)V_n$ га тенг қилиб олинади. Аслида бакнинг ҳажми гидросистеманинг суюқлик сиғдира олиши, гидроаккумуляторларни тўлдириш ва бўшатишни, бошқа сиғимларни ҳам тўлдириш ва бўшатишни, суюқлик ҳажмининг температура таъсирида ўзгаришини назарда тутган ҳолда ҳисобланади. Юз бериши мумкин бўлган оқиб кетишларнинг ўрнини тўлатиш учун запас ҳажми назарда тутилган бўлиши керак (бакнинг ҳаволи ҳажми учун $10 \div 15\%$ қўшилади).

Баклар кавшарлаб, парчин михлаб тайёрланган, ички совитгичли, қопқоғида бирор ёрдамчи қурилма ўрнатилган бўлиши мумкин. Бакнинг ичида қабул қилувчи ва қуювчи қисмларини ажратувчи тўсиқ бўлиб, тиндиришни осонлаштиради. Бакнинг тубида дренаж тешиклари бўлиши мумкин.

Иш шароитига қараб қаттиқ ва эгилувчан трубалар қўлланилади. Кўпинча чоксиз пўлат трубалар, баъзан алюминий ва чўян қотишмали трубалар қўлланилади. Трубаларнинг тугунлар ва бўлақларга туташган қисмлари мустаҳкам ва герметик бўлиши зарур. Ҳозирги замон гидроузатмаларида пластмасса ва шиша толалардан тайёрланган трубалар ҳам ишлатилади.

XXV б о б. ТАҚЛИДИЙ ГИДРОУЗАТМАЛАР

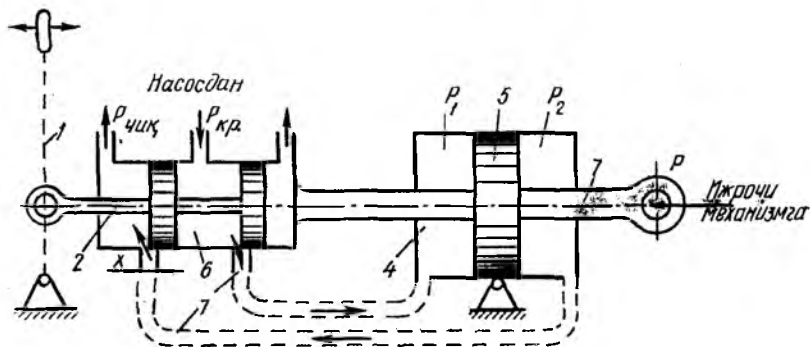
3.32-§. Вазифаси, қўлланиш соҳаси, схемаси, ишлаш принципи, характеристикаси, асосий параметрлари

Гидродвигателнинг бошқарувчи ишқмининг силжиши ва тезлигини ташқаридан берилган сигнал бўйича автоматик бошқарувчи система билан таъминланган гидроузатмалар тақлидий гидроузатмалар дейилади. Уларда поршень (шток)нинг ҳаракати мураккаброқ бўлиши талаб этилади. Масалан, бир қанча бошқариш системаларида куч гидроцилиндрнинг штоки бошқариш дастасининг ҳаракатига автоматик тарзда шундай тақлид этадики, бошқариш дастасининг ҳар бир ҳолатига штокнинг тегишли зўриқишга ва силжиш тезлигига эга бўлган ҳолати мос келади. Бу ҳолларда гидроцилиндрлар гидрокучайтиргичлар ёки бустерлар дейилади, чунки ижрочи қисм даста ҳаракатини фақат такрорламай, балки кучайтириб ҳам беради ва олинган куч дастага қўйилгандан анча катта бўлади.

Замонавий машиналарни бошқариш, одатда, гидрокучайтиргичлар ёрдамида амалга оширилади, чунки бошқариш қисмларидаги куч, кўпинча, одамнинг мускул кучидан кўп марта ортиқ бўлади.

Гидрокучайтиргич (бустер)нинг схемаси 3.48-расмда келтирилган.

Бошқариш дастаси 1 ни ўнгга суриб, суюқликни босим остида канал 3 орқали цилиндр 4 нинг чап бўшлиғига йўналтирувчи ўнг бўшлиғини қуйиш трубаси билан бирлаштирувчи золотник 2



3.48- расм. Гидрокучайтиргич.

силжигилади. Насос ҳосил қилган босим таъсирида поршень 5 золотник 6 нинг корпуси билан бирга золотникнинг цилиндрга суюқлик берувчи ва олувчи канали беркилгунча силжиб боради.

Даста ва золотник ўнгга силжиганда суюқлик цилиндрининг ўнг бўшлиғига берилади ва поршень чапга сурилади. Шундай қилиб, ижрочи шток 7 ижрочи механизм билан боғланган золотник 2 нинг барча ҳаракатига тақлид қилиб эргашиб боради, лекин унинг ҳосил қилган кучи золотникка қўйилган кучдан кўп марта катта бўлади.

Гидрокучайтиргични куч узатувчи сифатидаги асосий параметрларини кўрамиз. Гидрокучайтиргичнинг ижрочи штокидаги куч, унинг ФИК и ва ҳосил қилган қуввати учун формулалар чиқарамиз.

Гидрокучайтиргичга берилган босим ижрочи штокдаги кучни енгшига ва гидравлик қаршиликка сарф бўлади, яъни

$$p_o = \Delta p_{\text{ц}} + \sum p, \quad (25.1)$$

бу ерда $p_o = p_{\text{кир}} - p_{\text{чик}}$ — гидрокучайтиргичга кириш ва ундан чиқишдаги босимлар фарқи; $\Delta p_{\text{ц}} = p_1 - p_2$ — цилиндрадаги босимлар фарқи ($\Delta p_{\text{ц}} = \frac{P}{S}$); S — (шток юзаси айирилган) поршень юзаси; $\sum p$ — гидрокучайтиргичга киришдан чиқишгача ораликдаги йўқотишлар йиғиндиси.

Гидравлик йўқотишлар, асосан, золотникнинг чала беркилган икки тўйнугида бўлади ва бу йўқотиш квадратик қонунга бўйсуннади деб, ҳисобласак, қуйидагини оламиз:

$$\sum p = 2\zeta \frac{\gamma v^2}{2g}, \quad (25.2)$$

бу ерда ζ — золотник тўйнугининг қаршилик коэффиценти; v — золотник тўйнугидан суюқлик оқиш тезлиги.

Золотник тўйнуги, одатда, тўғри тўртбурчак шаклида бўлгани учун унинг бир томони ўзгармас b га, иккинчи томони ўзгарувчи x га тенг деб, сарф тенгламасини қуйидагича ёзиш мумкин:

$$Q = vs = vb x. \quad (25.3)$$

Бундан тезлик v ни сарф Q орқали ифодаласак, $\sum p$ ни ўрнига қўйиб, ушбуни оламиз:

$$p_o = \Delta p_{\text{ц}} + 2\zeta \gamma \frac{Q^2}{2g(bx)^2}, \quad (25.4)$$

ёки

$$p_o = \Delta p_{\text{ц}} + K \frac{Q^2}{x^2}, \quad (25.5)$$

бу ерда

$$K = \frac{\zeta \gamma}{gb^2}. \quad (25.6)$$

К ни тахминан ўзгармас ва сарфга боғлиқ эмас деб қараш мумкин. Агар гидрокучайтиргични ўзгармас босимли бошқарилувчи насос таъминласа ва суюқлик келтирилувчи трубалардаги гидравлик йўқотишларни ташлаб юбориш мумкин деб қаралса, у ҳолда босим p_0 ҳам ўзгармас бўлади ва насос ҳосил қилган босимга мос келади. Ижрочи штокда зўриқиш бўлмаса ($p_0=0$ ва $\Delta p_n=0$) ва золотник туйнуғи тўлиқ очилганда ($x=x_{\max}=l$), гидрокучайтиргичда суюқликни сўриш (сарф) $Q=Q_{\max}$ бўлади.)

Бу ҳолда (25.5) тенгламадан

$$K = p_0 \frac{x_{\max}^2}{Q_{\max}^2}. \quad (25.7)$$

Олинган миқдорни (25.5) тенгламага қўйсақ ва уни Δp_n га нисбатан ечсақ, ушбуни оламиз:

$$\Delta p_n = p_0 \left(1 - \frac{\bar{Q}^2}{x_{\max}^2} \right). \quad (25.8)$$

Нисбий сарф (\bar{Q} ёки нисбий тезлик \bar{v}) ва золотник туйнуғининг очилиш даражаси \bar{x} белгиларини киритсак

$$\bar{Q} = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{v}{v_{\max}} = \bar{v},$$

$$\bar{x} = \frac{x}{x_{\max}}.$$

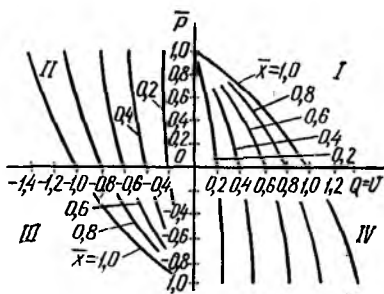
Ижрочи штокдаги кучни қўйидагича аниқлаш мумкин:

$$P = \Delta P_n S = p_0 S \left(1 - \frac{\bar{Q}^2}{x^2} \right). \quad (25.9)$$

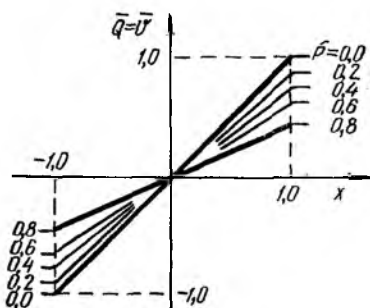
У ҳолда нисбий юкланиш \bar{p} шундай топилади:

$$\bar{p} = \frac{P}{p_0 S} = 1 - \frac{\bar{Q}^2}{\bar{x}^2} = 1 - \frac{\bar{v}^2}{\bar{x}^2}. \quad (25.10)$$

Олинган тенглама гидрокучайтиргичнинг статик характеристикасини тузишга, яъни \bar{x} нинг турли қийматлари учун \bar{p} ва \bar{Q} нинг боғланишини (3.49-расм) қуришга имкон беради. График \bar{Q} ва \bar{x} нинг манфий, ва мусбат қийматлари, яъни золотник ва штокнинг, демакки, суюқликнинг биринчи ва иккинчи йўналишлардаги ҳаракати учун кўрилган. Графикдан кўришиб турибдики, тезлик v нинг фақат кичик қийматларидагина штокдаги куч максимал қиймати ($P=p_0 S$) га яқинлашади. Ижрочи шток қанча тез сурилса, шунча кичик қаршиликка учрайди. Эгри чизиқ абсцисса ўқини кесиб ўтганда штокдаги куч ишорасини ўзгартиради, яъни яна ўсиб боради, гидроцилиндр эса насос режимига ўтади. Шундай қилиб, графикда I ва III квадрантларда гидроцилиндр гидродвигателдек ишлайди ва юкланишни енгувчи иш бажаради, II ва IV



3.49- расм. Гидрокучайтиргичнинг статик характеристикаси (\bar{p} ва \bar{Q} ёки \bar{x} координаталарида).



3.50- расм. Гидрокучайтиргичнинг статик характеристикаси (\bar{Q} ёки \bar{v} ва \bar{x} координаталарида).

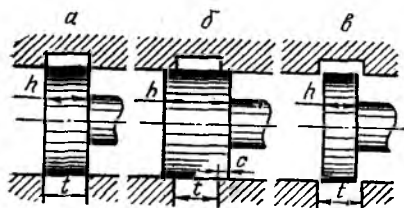
квadrантларда эса насосдек ишлаб суюқликни асосий насос ҳайдаган йўналишда ҳайдайди.

Статик характеристикани бошқа координаталар системасида ҳам қуриш мумкин. (25.10) тенгламани $Q = v$ га нисбатан ечамиз:

$$\bar{Q} = \bar{v} = \bar{x}\sqrt{1 - \bar{p}} \quad (25.11)$$

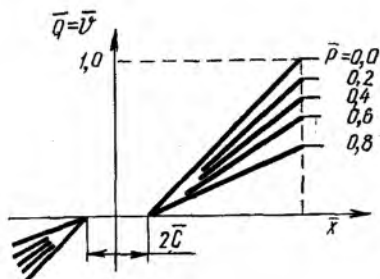
ва $\bar{Q} = \bar{v}$ нинг \bar{x} нинг турли қийматларида \bar{p} га боғлиқ муносабатини (3.50- расм) тузамиз. x ўқига қиялик бурчаги, гидрокучайтиргичнинг ижрочи штокидаги юкланиш қанча катта бўлса, шунча кичик бўлган тўғри чизиқларни оламиз. $p = 1$ бўлганда гидрокучайтиргичнинг характеристикаси абсцисса ўқи билан устма-уст тушади, бошқача айтганда ижрочи штокнинг тезлиги нолга тенг бўлади. Гидрокучайтиргичнинг характеристикасига золотникнинг ёпилиши, яъни золотник поршенининг кенглиги h ва золотник туйнугининг эни l таъсир қилади. Шунинг учун золотниклар қуйидагича ажратилади: $h = l$ бўлган идеал золотник (3.51- расм, а); $h > l$ бўлган мусбат беркилишли золотник 3.51- расм, б ва $h < l$ бўлган манфий беркилишли ёки ўтказувчи золотник 3.51- расм, в. Беркилиш катталиги қилиб, қуйидаги қабул қилинган:

$$C = \frac{h-l}{2} \text{ ёки } \bar{C} = \frac{h-l}{2l}. \quad (25.12)$$

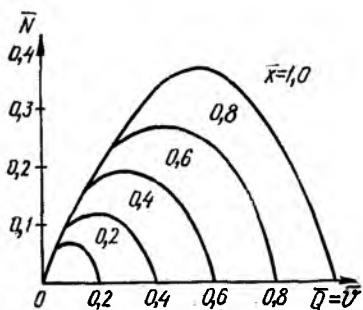


3.51- расм. Гидрокучайтиргичларда қўлланиладиган золотниклар.

3.50- расмда келтирилган характеристика идеал золотникка ($C = 0$) тегишлидир. Мусбат беркилишли золотникнинг характеристикасида ўлчами $2C$ бўлган сезгирмаслик зонаси ҳосил бўлади ва бу камчилик ҳисобланади, лекин герметикликни оширади (3.52- расм).



3.52-расм. Мусбат беркитишли золотник қўлланилган гидрокучайтиргичларда статик характеристика (\bar{Q} ёки \bar{v} ва \bar{x} координаталарида).



3.53-расм. Гидрокучайтиргичларда нисбий қувватнинг \bar{Q} га боғлиқлиги графиги.

Ўтказувчи золотникда босим чизигидан суюқликнинг қуйилишга оқиб кетиши демакки, қуватнинг пасайиши содир бўлади. Амалда сезгирмаслик зонаси йўқ, чунки золотникнинг бетараф ҳолатдан озгина силжишида куч гидроцилиндида босимлар фарқи пайдо бўлади.

Гидрокучайтиргичнинг фойдали иш коэффициенти ижрочи штокнинг бир секундлик ишининг оқимнинг гидрокучайтиргичга берган қувватига нисбатидан иборат, яъни

$$\eta = \frac{Pv}{\rho_o Q} = \frac{\Delta p_y S v}{\rho_o S v} = \frac{\Delta p_{ц}}{\rho_o} = \bar{p}. \quad (25.13)$$

Демак, гидрокучайтиргичнинг ФИКи штокдаги нисбий юкланишга тенг ва ρ нинг ўзгариш қонуни бўйича ўзгаради.

Гидрокучайтиргичнинг фойдали қуввати қуйидагига тенг

$$N = P v. \quad (25.14)$$

Нисбий қувват эса қуйидагича аниқланади:

$$\bar{N} = \frac{P v}{\rho_o S v_{\max}} = \bar{p} \bar{v}. \quad (25.15)$$

(25.10) формуладан фойдалансак ва $\bar{v} = \bar{Q}$ ни ҳисобга олсак,

$$\bar{N} = \left[1 - \frac{\bar{Q}^2}{x^2} \right] \bar{Q}. \quad (25.16)$$

3.53-расмда турли \bar{x} ларда нисбий қувват \bar{N} нинг \bar{Q} га боғлиқлик графиги келтирилган.

Нисбий сарф \bar{Q} нинг энг кўп қувватга тўғри келган қийматини топамиз:

$x = 1$ да (25.16) да ушбуни оламиз:

$$\bar{N}_{\bar{x}=1} = (1 - \bar{Q}^2) \bar{Q}. \quad (25.17)$$

Олинган катталиқни \bar{Q} бўйича ҳосила олиб ва нолга тенглаштириб, қуйидагини оламиз:

$$\frac{dN}{d\bar{Q}} = 1 - 3\bar{Q}^2 = 0. \quad (25.18)$$

Бундан максимал нисбий қувватга тегишли оптимал нисбий сарф чиқади

$$\bar{Q}_{\text{опт}} = \bar{v}_{\text{опт}} = \frac{1}{\sqrt{3}} \approx 0,58. \quad (25.19)$$

Бу ҳолда максимал нисбий қувватни топиш қийин эмас.

$$\bar{N}_{\text{max}} = \left(1 - \frac{1}{3}\right) \frac{1}{\sqrt{3}} = 0,385. \quad (25.20)$$

Бу формуладан штокнинг нисбий юкланиши ёки гидрокучайтиргичнинг ФИКи топилади:

$$\bar{p} = \eta = \frac{2}{3}. \quad (25.21)$$

Энди максимал қувватнинг абсолют қийматини топамиз:

$$N_{\text{max}} = \frac{2}{3\sqrt{3}} \rho_o S v_{\text{max}} = \frac{2}{3\sqrt{3}} Q_{\text{max}} \rho_o. \quad (25.22)$$

Q_{max} ни юқорида келтирилган K нинг формуласи (25.7) дан топамиз:

$$Q_{\text{max}} = x_{\text{max}} \sqrt{\frac{\rho_o}{K}}. \quad (25.23)$$

Бини юқоридаги муносабатга қўйсак, N_{max} нинг K га боғлиқлик функциясини топамиз:

$$N_{\text{max}} = \frac{2}{3\sqrt{3}} \frac{x_{\text{max}}}{\sqrt{K}} \rho_o^{3/2}. \quad (25.24)$$

Келтирилган бу формулалар гидрокучайтиргичларни ҳисоблаш учун асосий формулалар бўлиб хизмат қилади.

9- жа д в а л. Гидроузатмаларда қўлланиладиган индустриал мойларнинг асосий характеристикаси

Нефть мойларининг номи ва маркаси	20 °C содангир- та ма оғирлик (20°C да)	Кинематик ко- эффциент, ССТ да (20°C да)	Эластик моду- ли E/9,8·10 ⁶ Н/м ²	1 барга тегиш- ли хавонинг эрувчанлиги (20°C) да	Иссиқлик сиғи- ми (20°C да)	Ёниш темпера- тураси (°C да)	Қотиш темпе- ратураси, °C	Кислоталик сони КОН
Индустриал (велонсит) ГОСТ 1840—51	0,854	12,8	134	0,0959	0,453	112	-25	0,04
Индустриал (вазелин мойи) ГОСТ 1840—51	0,878	19,1	135	0,0877	0,446	125	-20	0,04
Индустриал 12 (урчуқ мойи 2) ГОСТ 1707—51	0,92	49,0	136	0,0759	0,436	165	-30	0,14
Индустриал 20 (урчуқ мойи) ГОСТ 1707—51	0,93	100	136	0,0755	0,432	170	-20	0,14
Мойлар аралашмаси ГМЦ-2	0,834	20,8	135	0,1038	0,458	—	—	—

10- жа д в а л. Гидроузатмада қўлланиладиган махсус мойларнинг асосий характеристикалари

Нефть мойларининг номи ва маркаси	20 °C содангир- та ма оғирлик (20°C да)	Кинематик ко- эффциент ССТ да (20°C да)	Эластик модули E/9,8·10 ⁶ Н/м ²	1 барга тегиш- ли хавонинг эрувчанлиги, (20°C) да	Иссиқлик сиғи- ми (20°C) да	Ёниш темпера- тураси (°C да)	Қотиш температураси	Кислоталик сони КОН
АМГ—10 мойи, ГОСТ 6794—53	0,85	16,0	133	0,0942	0,4520	92	-70	0,05
МК—8 авиация мойи, ГОСТ 6457—53	0,885	30,0	135	—	0,4410	135	-55	0,04
Аралашмали трансфор- матор мойи БТИ—Т ГОСТ 982—53	0,887	30,0	135	0,0828	0,4420	135	-45	0,03
Учуқ мойи АУ, ГОСТ 1642—50	0,889	49,0	135	0,0759	0,4425	169	-45	0,07
Турбина мойи, ГОСТ 32—53	0,894	96,0	135	—	0,4430	180	-15	0,20
Енгил автомобиль учун узатма мойи ГТМ—3	0,900	105,0	135	—	0,4430	170	-40	0,35

* Сувга нисбатан 4°C да аниқланган.

ҲОИДАЛАНИЛГАН АДАБИЕТ

1. Башта Т. М., Руднев С. С., Некрасов Б. И. ва бошқалар, М., «Машиностроение» 1970 г.
2. Некрасов Б. Гидравлика и ее применение на летательных аппаратах. М., «Машиностроение» 1967 г.
3. Киселев П. Г. Гидравлика основы механики жидкости. М., Энергия 1980 г.
4. Осипов П. Е. Гидравлика и гидравлические машины, М., «Лесная промышленность», 1965 г.
5. Угинчус А. А. Гидравлика и гидравлические машины, Харьков. изд. Харьковского Госуниверситета им. А. М. Горького 1966 г.
6. Рабинович Е. З. — Гидравлика. Изд. тех-теор. литературы, М., 1957 г.
7. Юфин А. П. Гидравлика, гидравлические машины и гидроприводы М., «Высшая школа», 197 1965г.
8. Штернлихт Д. В. Гидравлика. М., Энергоатомиздат 1984 г.
99. Маурицио Вольф. Гидравлические машины и трансформаторы, М., «Машиностроение», 1967 г.
10. Есьман И. Г. Насосы. Изд. Нефтяной и Горно-топливной литературы. М., 1954 г.
11. Тумаркин М. Б. Гидравлические следящие приводы М., «Машиностроение», 1966 г.
12. Кривченко Г. И. Гидравлические машины. М., Энергия 1978 г.
13. Прокофьев В. Н. Аксиально-поршневой регулируемый привод, М., Данилов Ю. А. «Машиностроение» М., 1969 г.
Кондаков Л. А.
Луганский А. С.
Целин Ю. А.
14. Гейер В. Г., Думин В. С., Гидравлика гидропривод «Недра» М., 1970 й.
Борцменский А. Г., Зоря А. Н.
15. Қ. Ш. Латипов — Сууюқликларда ички нишқаланиш кучланиши ҳақида УзССР ФА Ахборотлари, техника фанлари серияси, 1980 й. № 6. 43—47-бет.
16. Қ. Ш. Латипов — Гидравлик қаршилик коэффициентини аниқлашга доир. УзССР ФА Докладлари 1982 й. № 8; 16—19-бет.
17. П. К. Норкин, Қ. Ш. Латипов — Гидродинамические передачи и объемный гидропривод (конспект лекций) Изд-во ТашПИ Ташкент — 1980 й.

МУНДАРИЖА

Сўз боши	3		
Қириш	4	кучлар. Навье-Стокс тенг- ламаси	58
Биринчи қисм Гидравлика.	8	1.32-§. Элементар оқим учун Бернулли тенгламаси	61
1 б о б. Сууюқликларнинг асосий хоссалари	8	1.33-§. Бернулли тенгламасининг геометрик, энергетик ва физик мазмунлари	65
1.1-§. Сууюқлик тўррисида асосий тушунчалар	8	1.34-§. Реал сууюқликлар элементар оқимчаси учун Бернулли тенгламаси	68
1.2-§. Сууюқликларга таъсир қилувчи кучлар	9	1.35-§. Реал сууюқликлар оқими учун Бернулли тенгламаси. Қориолис коэффициенти	69
1.3-§. Сууюқликларда босим	9	1.36-§. Реал газлар оқими учун Бернулли тенгламаси	71
1.4-§. Сууюқликларнинг физик хоссалари	10	1.37-§. Гидравлик ва пьезометрик қияликлар ҳақида тушунча.	72
1.5-§. Сууюқликлардаги ишқаланиш кучи Ньютон қонуни. Қовушоқлик	14	1.38-§. Гидравлик йўқотиш ҳақида тушунча. Гидравлик йўқотишнинг турлари	73
1.6-§. Сирт таранглик (капиллярлик)	13	1.39-§. Тезлик ва сарф ўлчаш усуллари ҳамда асбоблари	75
1.7-§. Сууюқлик тўйинган бугининг босими	19	V I б о б. Сууюқлик ҳаракатининг тартиблари ва гидродинамик ўхшашлик асослари	80
1.8-§. Газларнинг сууюқликда эриши. Кавитация ҳодисаси ҳақида тушунча	19	1.40-§. Сууюқлик ҳаракатининг икки тартиби. Рейнольдс критик сон	81
1.9-§. Идеал сууюқлик модели	20	1.41-§. Гидродинамик ўхшашлик асослари. Гидродинамик ҳодисаларни моделлаш	84
1.10-§. Ньютон қонунига бўйсунмайдиган сууюқликлар	20	V б о б. Сууюқликларнинг ламинар ҳаракати	89
I I б о б. Гидростатика	22	1.42-§. Тезликнинг цилиндрик труба кесими бўйича тақсимланиши	89
1.11-§. Тинч турган сууюқликдаги босимнинг хоссалари	22	1.43-§. Труба узунлиги бўйича босимнинг пасайиши (Пуазейл формуласи)	91
1.12-§. Сууюқликлар мувозанатининг Эйлер дифференциал тенгламаси	24	1.44-§. Оқимнинг бошланғич бўлаг	92
1.13-§. Босими тенг сиртлар. Эркин сирт	25	1.45-§. Текис ва халқасимон тирқишларда сууюқликнинг ламинар ҳаракати	93
1.14-§. Эйлер тенгламасининг интеграллари	26	1.46-§. Ламинар оқимнинг махсус турлари (ўзгарувчан, қовушоқлик, облитерация)	90
1.15-§. Гидростатиканинг асосий тенгламаси	28	V I б о б. Сууюқликларнинг турбулент ҳаракати	102
1.16-§. Абсолют. манометрик, вакууметрик ва атмосфера босимлари. Босим ўлчов бирликлари	29	1.47-§. Сууюқлик турбулент ҳаракатининг хусусиятлари	103
1.17-§. Босим ўлчаш асбоблари	30	1.48-§. Тезлик ва босим пульсациялари	103
1.18-§. Паскаль қонуни	33	1.49-§. Тенглаштирилган тезликларнинг кесим бўйича тақсимланиши	105
1.19-§. Гидростатик машиналар	34	1.50-§. Турбулент ҳаракатда уринма зўриқиш	107
1.20-§. Текис сиртга таъсир қилувчи босим	38	1.51-§. Трубаларда босимнинг камайиши	109
1.21-§. Эгри сиртларга таъсир қилувчи босим	41	1.52-§. Дарси формуласи ва узунлик бўйича ишқаланишга йўқотиш коэффициенти (Дарси коэффициенти)	110
1.22-§. Босим эпюраси	43	1.53-§. Труба деворининг гадир-бўдирлиги. Абсолют ва нисбий гадир-бўдирлик	112
1.23-§. Архимед қонуни	44	1.54-§. Никурядте ва Мурин трифиқлари	114
1.24-§. Жисмларнинг сууюқликда сузиши. Сузувчанлик	45	1.55-§. Гидравлик силлик ва гадир-бўдир трубалар	118
1.25-§. Нисбий тинчлик	47	I б о б. Дарси коэффициенти ва тақсимлаш учун формулалар ва уларнинг қўлланиш соҳалари.	117
I I I б о б. Сууюқликлар кинематикаси ва динамикаси асослари. Сууюқликларда ҳаракат турлари	48		
1.26-§. Гидродинамиканинг асосий масаласи. Ҳаракат турлари	48		
1.27-§. Оқимчали ҳаракат ҳақида асосий тушунчалар. Оқим чизиги, оқим найчаси ва оқимча. Сууюқлик оқимлари	50		
1.28-§. Оқимнинг асосий гидравлик элементлари	51		
1.29-§. Сууюқликнинг барқарор ҳаракати учун узилмаслик тенгламаси	54		
1.30-§. Идеал сууюқликлар учун ҳаракат тенгламаси. Сууюқлик ҳаракати учун Эйлдер тенгламаси	56		
1.31-§. Реал сууюқликларда ички			

325

1.57-§. Ноцилиндрик трубалардаги ҳаракатлар	119	XI б о б. Оқимнинг деворлар билан ўзаро таъсирлашуви	181
VII б о б. Маҳаллий гидравлик қаршиликлар	121	1.87-§. Оқимчанинг тўсиқларга таъсири	181
1.58-§. Маҳаллий қаршиликнинг асосий турлари. Маҳаллий қаршилик коэффициентини	121	1.88-§. Оқимнинг деворга таъсир кучи	183
1.59-§. Рейнольдс сонининг катта қийматлари учун маҳаллий қаршилик коэффициентлари	125	И к к и и ч и қ и с м. Гидромашиналар	185
1.60-§. Трубанинг кескин кенгайиши (Борд теоремаси)	125	I б ў л и м. Куракли насослар	185
1.61-§. Диффузорлар	127	XII б о б. Гидромашиналар ҳақида умумий тушунчалар	185
1.62-§. Трубаларнинг тарайиши	129	2.1-§. Насослар ва гидродвигателлар	185
1.63-§. Тирсақлар	131	2.2-§. Насосларни гуруҳлаш	186
1.64-§. Рейнольдс сонининг кичик қийматларида маҳаллий қаршилик коэффициентини	132	2.3-§. Динамик ва ҳажмий насосларнинг ишлаш принциплари	189
1.65-§. Маҳаллий гидравлик қаршиликларда кавитация ҳо-дисаси	132	2.4-§. Насосларнинг асосий параметрлари	191
1.66-§. Кавитациядан амалда фойдаланиш	134	XIII б о б. Куракли насослар назариясининг асослари	196
1.67-§. Маҳаллий қаршиликларнинг ўзаро таъсири	135	2.5-§. Марказдан қочма насослар	196
VIII б о б. Суюқликларнинг тешик ва найчалардан оқиши	137	2.6-§. Бир бошқичли марказдан қочма насоснинг схемаси	197
1.68-§. Суюқликнинг юпқа девордаги тешикдан ўзгармас босимда оқиши	137	2.7-§. Насос ва турбиналар учун Эйлер тангласи	197
1.69-§. Сиқилиш, тезлик ва сарф коэффициентлари	139	2.8-§. Насоснинг назарий босими. Кураклар эгрелигининг босимга таъсири	202
1.70-§. Суюқликнинг цилиндрик найчадан оқиши	140	2.9-§. Фойдали босим	204
1.71-§. Турли хил найчалар	142	2.10-§. Насосда энергия йўқотилиши. Насоснинг фойдали иш коэффициенти	205
1.72-§. Суюқликларнинг тешикдан ўзароувчан босимда оқиши,	144	2.11-§. Марказдан қочма насосларнинг характеристикалари	208
1.73-§. Оқимча техникаси ҳақида тушунча	145	2.12-§. Насосларнинг ўқшашлиги асослари	210
IX б о б. Трубаларни гидравлик ҳисоблаш	148	2.13-§. Тезюарлик коэффициенти ва куракли насосларнинг турлари	212
1.74-§. Содда трубани ҳисоблашнинг асосий тенгламаси	149	2.14-§. Ўқий насослар	213
1.75-§. Трубанинг тежамли диаметрини топиш ҳақида тушунча	152	XIV б о б. Куракли насосларнинг эксплуатацион ҳисоби	214
1.76-§. Сифон труба	154	2.15-§. Насослар характеристикаларини қайта ҳисоблашда ўқшашлик формулаларидан фойдаланиш	214
1.77-§. Трубаларни кетма-кет ва параллел улаш	156	2.16-§. Насос қурилмаси	215
1.78-§. Мураккаб трубопроводлар	159	2.17-§. Насос билан таъминланган трубаларнинг ҳисоби	217
1.79-§. Насосдан таъминланувчи труба	161	2.18-§. Сўришни бошқариш	218
1.80-§. Электродравлик ўқшашлик (аналогия) ҳақида тушунча	165	2.19-§. Насосларни кетма-кет ва параллел улаш	221
K б о б. Суюқликларнинг беқарор ҳаракати	166	2.20-§. Куракли насосларда кавитация. Чегаравий сўрилиш баландлиги	225
1.81-§. Сиқилмайдиган суюқликнинг деформацияланмайдиган трубаларда инерция босими ҳисобга олинган беқарор ҳаракати	168	2.21-§. Кавитация характеристикаси	227
1.82-§. Гидравлик зарба ҳодисаси	171	2.22-§. Кавитация запаси	228
1.83-§. Тўғри зарба учун Н. Е. Жуковский формуласи	173	2.23-§. С. С. Руднев формуласи ва унинг қўлланилиши	229
1.84-§. Тесқари гидравлик зарба ҳақида тушунча	176	XV б о б. Уюрмали ва оқимчали насослар	231
1.85-§. Гидравлик зарбани сусайтириш усуллари	178	2.24-§. Уюрмали насосларнинг схемаси, ишлаш принципи, характеристикаси, қўлланиш соҳалари	231
1.86-§. Гидравлик зарбадан амалда фойдаланиш	180	2.25-§. Оқимчали насосларнинг схемаси, ишлаш принципи ва ишлатилиш соҳалари	233

II бўлим. Ҳажмий насослар	235	3.11-§. Гидротрансформаторда энержиянинг йўқотилиши	283
XVI б о б. Ҳажмий насослар гуғрисида умумий тушунчалар.	235	3.12-§. Турли гидротрансформаторларнинг ташқи характеристикалари	289
6.08-§. Ҳажмий насослар ва уларнинг ишлаши принципи	235	3.13-§. Гидротрансформатор учун ўхшашлик формуллари ва уларнинг қўлланиши	292
2.27-§. Ҳажмий насосларнинг умумий хоссалари ва уларнинг классификацияси	236	3.14-§. Гидротрансформаторларнинг двигателлар билан биргаликда ишлаши	294
XVII б о б. Поршенли ва плунжерли насослар	238	3.15-§. Комплекс гидротрансформаторлар	298
2.28-§. Поршенли ва плунжерли насосларнинг тузилиши ҳамда ишлатилиш соҳалари	238	II бўлим. Ҳажмий гидроузатмалар. Асосий тушунчалар	300
2.29-§. Индикатор диаграмма	240	3.16-§. Гидроузатмаларнинг вазифалари, гуруҳланиши, қўлланиш соҳаси, афзаллиги ва камчиликлари	300
2.30-§. Поршенли насосларнинг фойдали иш коэффициенти	241	3.17-§. Ҳажмий гидроузатманинг ишлаш принципи	301
2.31-§. Сўриш графиги ва уни текислаш усуллари	243	3.18-§. Чикки тезлини дросселли ва Ҳажмий бошқариш	302
2.32-§. Днафрагмали насослар	247	3.19-§. Ҳажмий гидроузатмаларнинг характеристикалари ва ФИК	304
XVIII. Роторли насослар	248	XXIII б о б. Гидродвигателлар	308
2.33-§. Роторли насосларнинг гуруҳланиши умумий хоссалари ва қўлланилиши	248	3.20-§. Куч гидродвигателларининг тузилиши ва вазифалари	308
2.34-§. Роторли насосларнинг тузилиши ва хоссалари	249	3.21-§. Гидроцилиндрларни ҳисоблаш	309
2.35-§. Роторли насосларнинг иш Ҳажми ва сарфини аниқлаш	257	3.22-§. Бурилма гидродвигателлар	309
2.36-§. Ҳажмий насосларнинг характеристикалари ва насоснинг тармоққа ишлаши	261	3.23-§. Роторли гидродвигателлар уларнинг қайтарлик хусусиятлари	310
2.37-§. Роторли насосларни бошқариш	262	3.24-§. Поршенли, пластинкали, шестерняли ва винтли гидродвигателлар ҳамда уларни бошқариш. Буровчи момент ва валдаги қувватни ҳисоблаш	311
Учинчи қисм	265	3.25-§. Юқори моментли гидромоторлар	313
I бўлим. Гидроузатмалар ва Ҳажмий гидроюритмалар	265	XXIV б о б. Гидроаппаратура ва гидроузатманинг бошқа элементлари	313
XIX б о б. Умумий тушунчалар	265	3.26-§. Тақсимлагич, қурилмалар, уларнинг вазифалари, гуруҳланиши, ишлаш принципи ва асосий турлари	313
3.1-§. Гидродинамик узатмаларнинг вазифаси ва ишлатилиш соҳалари	265	3.27-§. Клапанлар. Ишлаш принципи, тузилиши ва характеристикалари	315
3.2-§. Ишлаш принципи гуруҳланиши	266	3.28-§. Дроссель қурилмаларининг вазифаси, ишлаш принципи ва характеристикаси	320
3.3-§. Иш суюқликлари	267	3.29-§. Фильтрлар	322
XX б о б. Гидродинамик муфталар.	269	3.30-§. Гидроаккумуляторлар	323
3.4-§. Гидромуфтанинг тузилиши ва ишлаши	269	3.31-§. Гидроцизикалар	327
3.5-§. Асосий параметрлар ва тенгламалар	271	XXV б о б. Тақлидий гидроузатмалар	325
3.6-§. Гидравлик муфтанинг характеристикалари	278	3.32-§. Вазифаси, қўлланиш соҳаси, схемаси, ишлаш принципи, характеристикаси, асосий параметрлари	325
3.7-§. Гидромуфтанинг двигатель билан биргаликда ишлаши.	282	Фойдаланилган адабиёт	332
3.8-§. Гидромуфта ишини ростлаш	283		
XXI б о б. Гидродинамик трансформаторлар	285		
3.9-§. Гидротрансформаторларнинг вазифалари, гуруҳланиши, тузилиши ва ишлаш жараёни	285		
3.10-§. Асосий параметрлар, тенгламалар ва уларнинг моҳияти	286		

Латипов К. Ш.

Гидравлика, гидромашиналар ва гидроритмалар: Олий техника ўқув юрт. учун дарслик. —Т.: Ўқитувчи, 1992 336—б.

Латипов К. Ш. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы.

ББК 30. 123 я 73

На узбекском языке

ЛАТИПОВ ҚУДРАТ ШАРИПОВИЧ

**ГИДРАВЛИКА,
ГИДРОМАШИНЫ И
ГИДРОПРИВОДЫ**

Учебник для ВТУЗов

Ташкент — „Ўқитувчи“ — 1992

Муҳаррир **А. Аҳмедов**

Бадний муҳаррир **Ф. Некқадамбаев**

Техн. муҳаррир **Т. Скиба**

Мўсаҳҳиҳ

ИБ № 5443

Теришга берилди 2.03.92. Босишга рухсат этилди 19.07.91. Формати 60 × 90/16. Тип. қоғози № 2. Литературная гарнитура. Кегли 10 шпонсиз. Юқори босма усулида босилди. Шартли б. л. 21. Шартли кр-отт. 21,19. Нашр. л. 20,58. Тиражи 3500. Зак. № 5670.

„Ўқитувчи“ нашриёти. Тошкент, 129. Навоий кўчаси, 30. Шартнома 11—175—88.

Область газеталарининг М. В. Морозов номидаги босмахонаси ва бирлашган нашриёти. Самарқанд ш, У. Турсунов кўчаси, 82. 1992.

Объединённое издательство и типография областных газет им. М. В. Морозова Самарканд, ул. У. Турсунова, 82.

10,50+

•УЧИТУВЧИ•