

НИУ «ТАШКЕНТСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ ИРРИГАЦИИ
И МЕХАНИЗАЦИИ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА



**Пред
мет:**

**Объемный
гидропневмопривод**

05

ТЕМА(4ч.)

**Регулирование
гидроприводов**



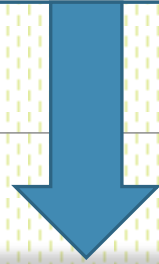
**УСМАНОВ НАИЛЬ
КАЮМОВИЧ**



Доц. Кафедры Механизация
гидромелиоративных работ.



ПЛАН ЗАНЯТИЯ:



1

Дроссельное регулирование гидроприводов
поступательного движения

2

Объемное регулирование гидроприводов
вращательного движения

3

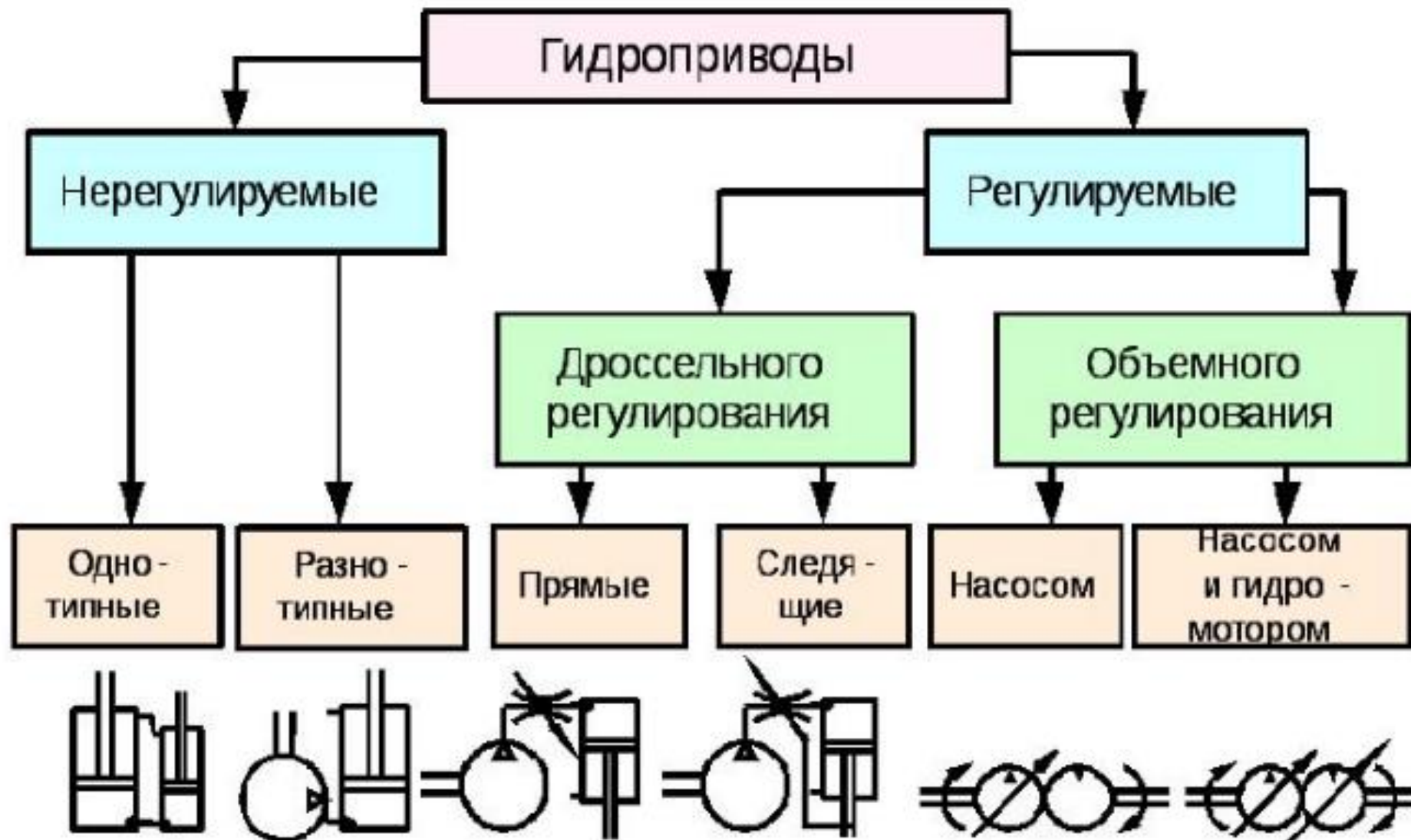
Методы стабилизации скорости.

При эксплуатации машин, станков и технологических линий, оборудованных гидроприводом, возникает необходимость изменять скорость движения выходного звена их исполнительных механизмов.

Для объемных гидроприводов регулируемым параметром является скорость движения выходного звена гидропривода (штока гидроцилиндра, вала гидромотора), которая может изменяться по заданному закону или желанию оператора.

Скорость движения исполнительных органов объемного гидропривода зависит от расхода жидкости, поступающего в рабочую камеру, и от объема этой камеры, поэтому возможности регулирования скорости гидропривода основаны на различных способах изменения расхода, либо на изменении объема рабочей камеры.

Способы регулирования гидроприводов



В основании всех способов регулирования скорости движения выходных звеньев объемных гидроприводов лежат формулы, которые без учета объемных потерь в гидродвигателях, соответственно, для гидроприводов поступательного и вращательного движения имеют вид:

$$V_{п} = Q / S_{п} \quad \text{и} \quad n_{г} = Q / W_{г} .$$

Анализ этих формул показывает, что изменение (регулирование) скорости ($V_{п}$ или $n_{г}$) выходного звена объемного гидропривода возможно, если управлять величиной расхода Q , поступающего в гидродвигатель, либо при использовании регулируемого гидромотора за счет изменения его рабочего объема $W_{г}$.

Последний способ в гидроприводах поступательного движения не используется, так как не существует гидроцилиндров с регулируемой эффективной площадью поршня $S_{п}$.

*Гидропривод, в котором регулирование скорости движения выходного звена гидродвигателя производят регулирующим гидроаппаратом посредством дросселирования, называют **гидроприводом с дроссельным регулированием.*** В гидроприводах с дроссельным регулированием применяют нерегулируемые насосы и гидродвигатели, а в качестве регулирующих устройств - регулируемые дроссели, регуляторы потока, дросселирующие распределители.

Дроссельное регулирование применяется в гидроприводах поступательного, вращательного и поворотного движения небольшой мощности (до 3...5 кВт).

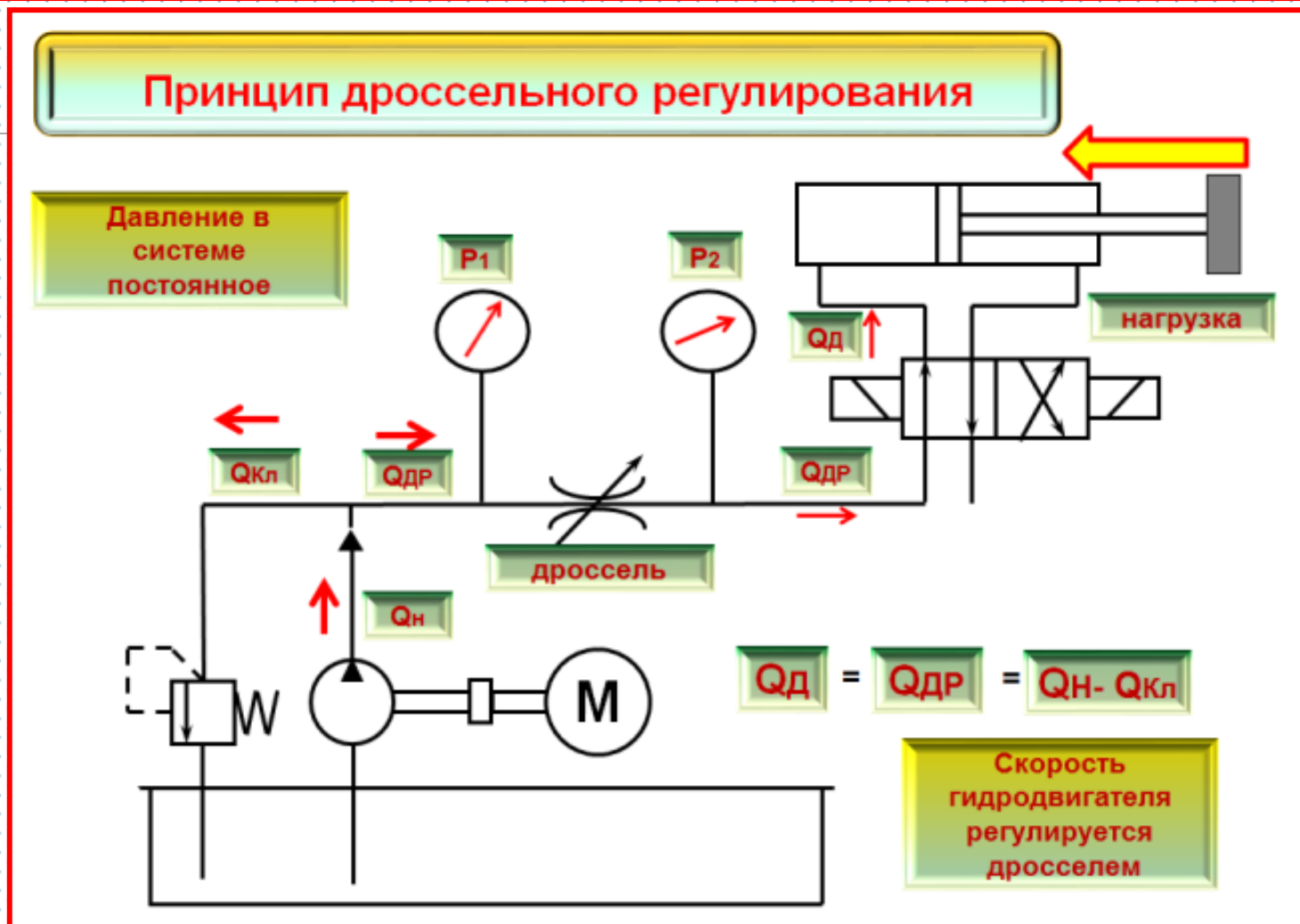
Наиболее широкое применение этот способ регулирования получил в гидроприводах поступательного движения. Основными преимуществами дроссельного регулирования являются следующие:

- возможность плавного изменения скоростей;
- простота конструкции гидравлических устройств и невысокая их стоимость;
- малые усилия, требуемые для перемещения запорно-регулирующих элементов гидравлических устройств.

Выбор схемы гидропривода с дроссельным регулированием зависит от многих факторов. Основные из них: вид нагрузки гидродвигателя, точность и быстродействие отработки команды, КПД гидропривода, надежность гидравлических устройств и всего привода, а также факторы экономической эффективности.

Все схемы дроссельного регулирования основаны на том, что часть жидкости, подаваемой насосом, отводится в сливную гидролинию минуя гидродвигатель и не совершает полезной работы.

Дроссельный способ регулирования скорости, как правило, используется в случае, когда гидропривод содержит нерегулируемые гидромашины.

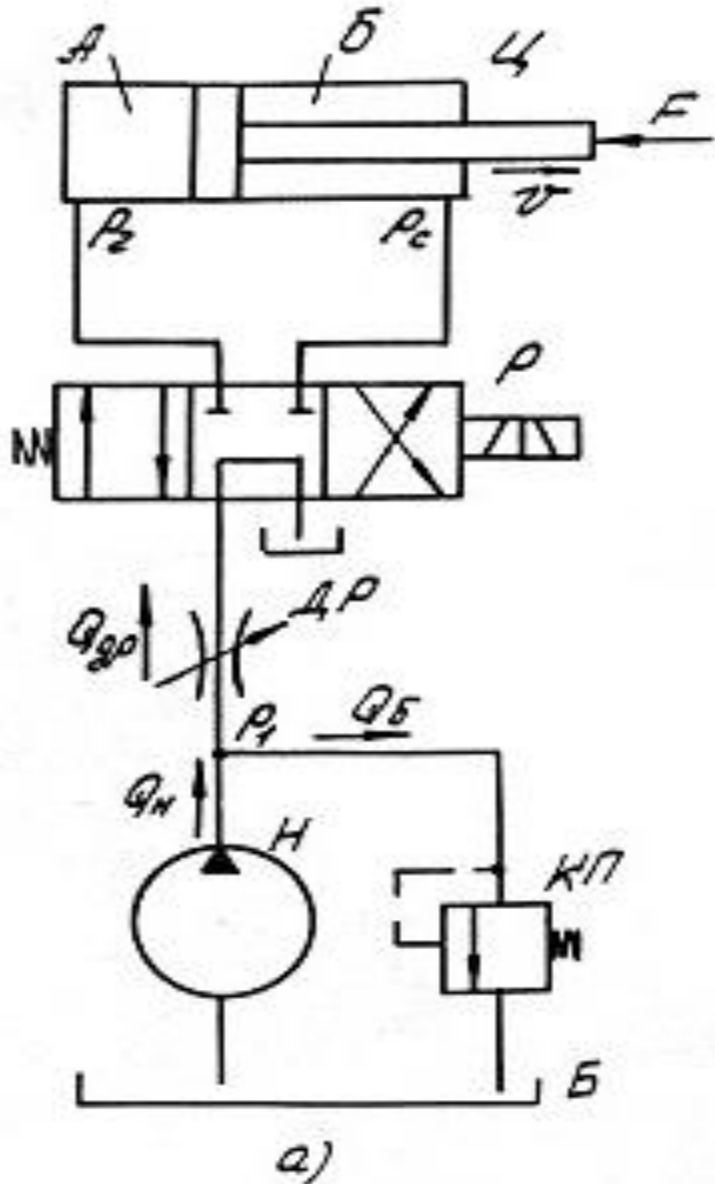


При этом регулирование скорости возможно только за **счет изменения величины расхода Q рабочей жидкости**, поступающей в гидродвигатель

При дроссельном регулировании применяются три схемы установки дросселей :

- а) на входе – дроссель установлен перед гидродвигателем на напорной гидролинии;
- б) на выходе – дроссель установлен на сливной гидролинии после гидродвигателя;
- в) на ответвлении – дроссель установлен на гидролинии, параллельно гидродвигателю.

1. Дроссель установлен перед гидродвигателем на напорной гидролинии;



В гидроприводе с дросселем на входе (рис. 2, а) скорость движения штока гидроцилиндра (выходного звена) регулируется следующим образом. Жидкость из гидробака **Б** нерегулируемым насосом **Н** подается по напорной гидролинии через дроссель **ДР** и распределитель **Р** поступает в одну из полостей гидроцилиндра **Ц**, например, в поршневую полость **А**.
Подача насоса делится в этой схеме на два параллельных потока, один из которых поступает в гидродвигатель (через дроссель), а другой через переливной клапан **КП** в гидробак. Поэтому можем записать следующее выражение:

$$Q_n = Q_{др} + Q_б$$

где Q_n – подача насоса; $Q_{др}$ – расход жидкости через дроссель, поступающий в гидродвигатель; $Q_б$ – расход жидкости, сбрасываемой через переливной клапан в гидробак.

Скорость движения штока гидроцилиндра определяется выражением:

$$V = \frac{Q_{др}}{S_n} = \frac{\mu S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{др}}}{S_n}$$

где V – скорость движения штока гидроцилиндра, м/с;

$Q_{др}$ – расход жидкости через дроссель, м³/с;

S_n – рабочая (эффективная) площадь поршня гидроцилиндра, м², при поступлении жидкости в поршневую полость

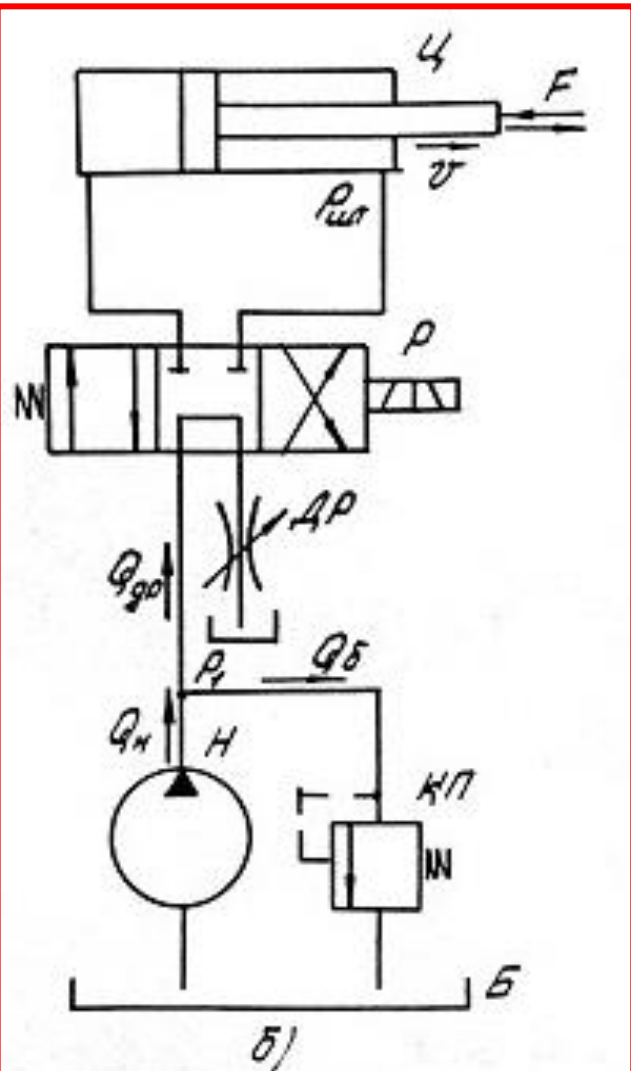
μ – коэффициент расхода дросселя, $\mu = 0,6...0,7$;

$S_{др}$ – площадь рабочего проходного сечения дросселя, м²;

$\Delta p_{др}$ – перепад давления на дросселе, Па, $\Delta p_{др} = p_1 - p_2$, здесь p_1 – давление перед дросселем, p_2 – давление за дросселем; ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³.

К недостаткам рассматриваемого гидропривода можно отнести низкий КПД привода ($\eta \approx 0,36$) и нагрев гидродвигателя рабочей жидкостью, поступающей в него после дросселирования через дроссель.

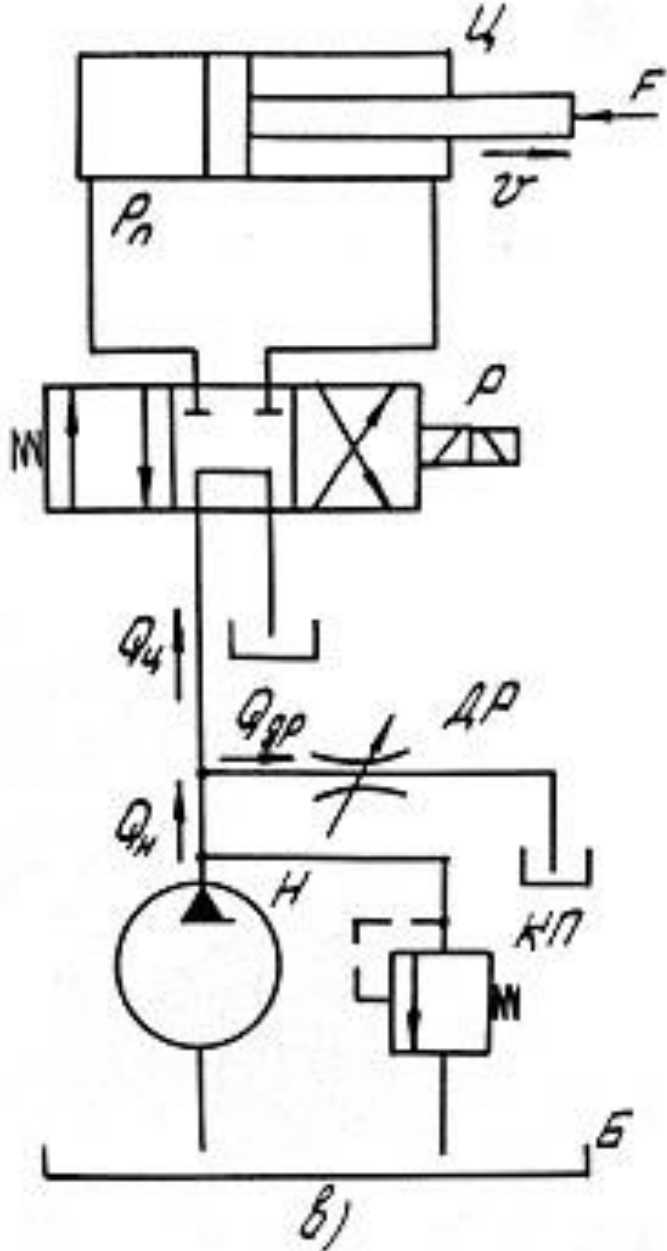
2. Дроссель установлен на сливной гидролинии после гидродвигателя



На рис. 2, б показана принципиальная схема гидропривода с дросселем ДР, установленным на выходе из гидроцилиндра Ц. Преимуществом гидропривода с дросселем на выходе является то, что обеспечивается его работоспособность при знакопеременной нагрузке благодаря двусторонней жесткости гидродвигателя.

Тепло, выделяющееся при дросселировании жидкости, отводится непосредственно в гидробак, минуя гидродвигатель и другие элементы гидропривода. Однако гидропривод с дросселем на выходе менее экономичен по сравнению с дросселем на входе гидродвигателя, так как часть мощность гидропривода затрачивается на преодоление противодействия.

3. Дроссель установлен на гидролинии, параллельно гидродвигателю.



На рис.2, в показана схема гидропривода с дросселем ДР, установленным на ответвлении (параллельно гидроцилиндру Ц). В этой схеме поток рабочей жидкости, создаваемый насосом, разделяется на два параллельных потока, один из которых поступает по напорной гидролинии через гидрораспределитель Р в гидроцилиндр, а второй поток жидкости через дроссель поступает в гидробак.

Для предохранения гидропривода от давления, превышающего допустимое, в напорной гидролинии установлен предохранительный клапан КП.

Расход рабочей жидкости, подводимой к гидроцилиндру, можно определить по формуле:

$$Q_{ц} = Q_{н} - Q_{др}$$

где $Q_{ц}$ – расход жидкости, поступающей в гидроцилиндр;

$Q_{н}$ – подача насоса;

$Q_{др}$ – расход жидкости через дроссель.

Давление перед дросселем $p_{п}$ зависит от внешней нагрузки F и определяется (давление в сливной гидролинии не учитывается) из выражения

$$p_{п} = \frac{F}{S_{п}}$$

Скорости выходного звена с параллельным включением дросселя:

$$V = \frac{Q_{н}}{S_{п}} - \frac{\mu S_{др}}{S_{п}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{F}{S_{п}}}$$

Следовательно, скорость движения выходного звена зависит от настройки дросселя (площади его рабочего проходного сечения) и внешней нагрузки. При постоянной нагрузке скорость максимальна при полностью закрытом дросселе, т.е. при площади рабочего проходного сечения дросселя равной нулю $S_{др} \gg 0$.

По мере открытия дросселя (увеличения площади дросселя $S_{др}$) скорость движения выходного звена будет уменьшаться.

Гидроприводы с дросселем на ответвлении имеют выше КПД и более экономичны по сравнению с гидроприводами с последовательным включением дросселя, так как мощность такого привода зависит от нагрузки. Кроме того, меньше нагрев жидкости. Недостатком является пониженная жесткость и невозможность регулирования скорости при отрицательных нагрузках.

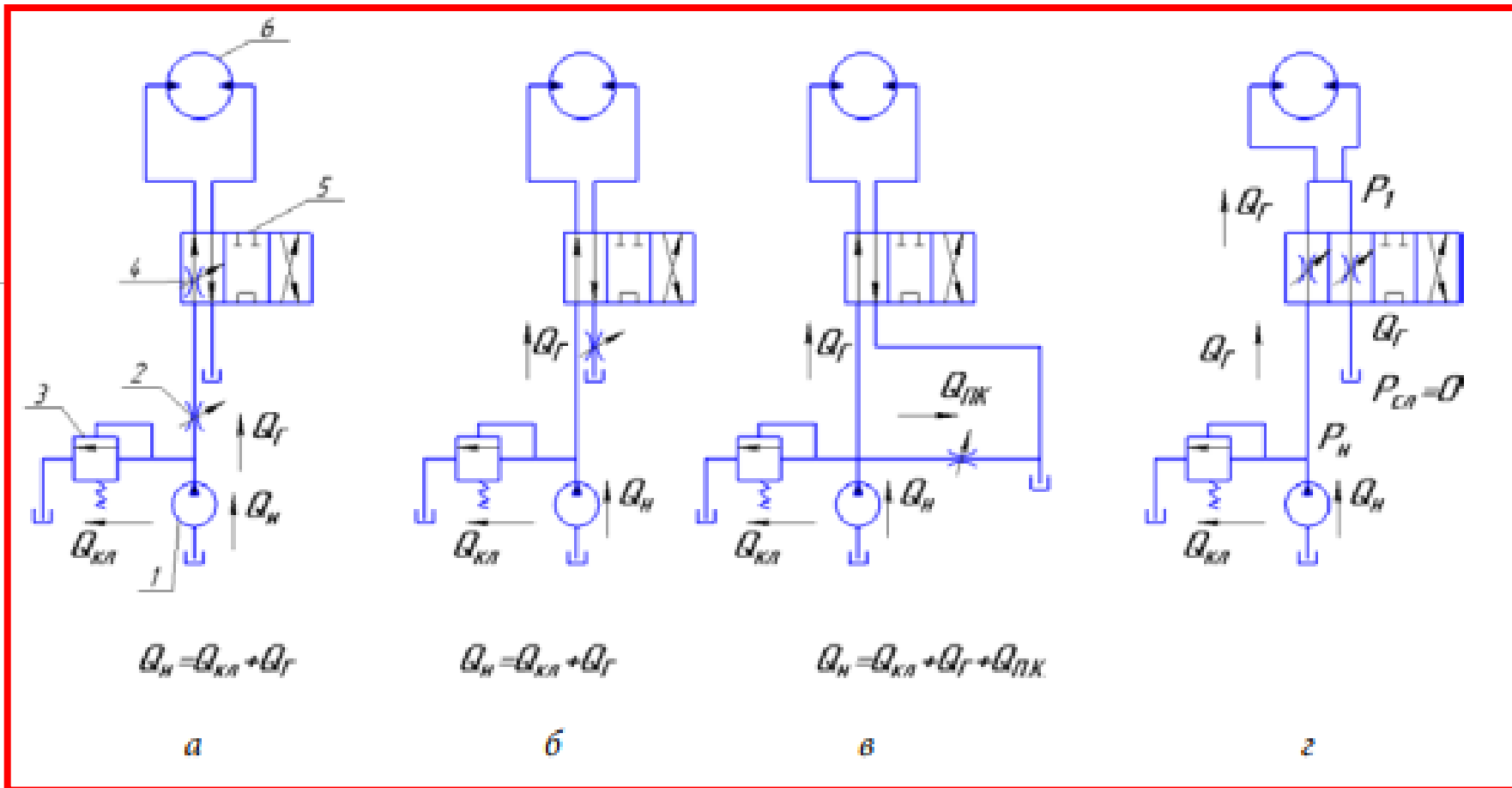


Рис. 1. Включение дросселей в гидросхему: а — на входе; б — на выходе; в — в параллели; г — работа дросселей с насосом и клапаном 1 — насос; 2 — дроссель; 3 — предохранительно-переливной клапан; 4 — регулируемый дроссель в гидрораспределителе; 5 — гидрораспределитель; Q_H — подача насоса; $Q_{ПК}$ — расход через предохранительный клапан, Q_T — расход через гидрораспределитель; $Q_{кл}$ — расход через клапан; P_H — подача насоса; $P_{сл}$ — давление слива; P_1 — нагрузка через второй дроссель

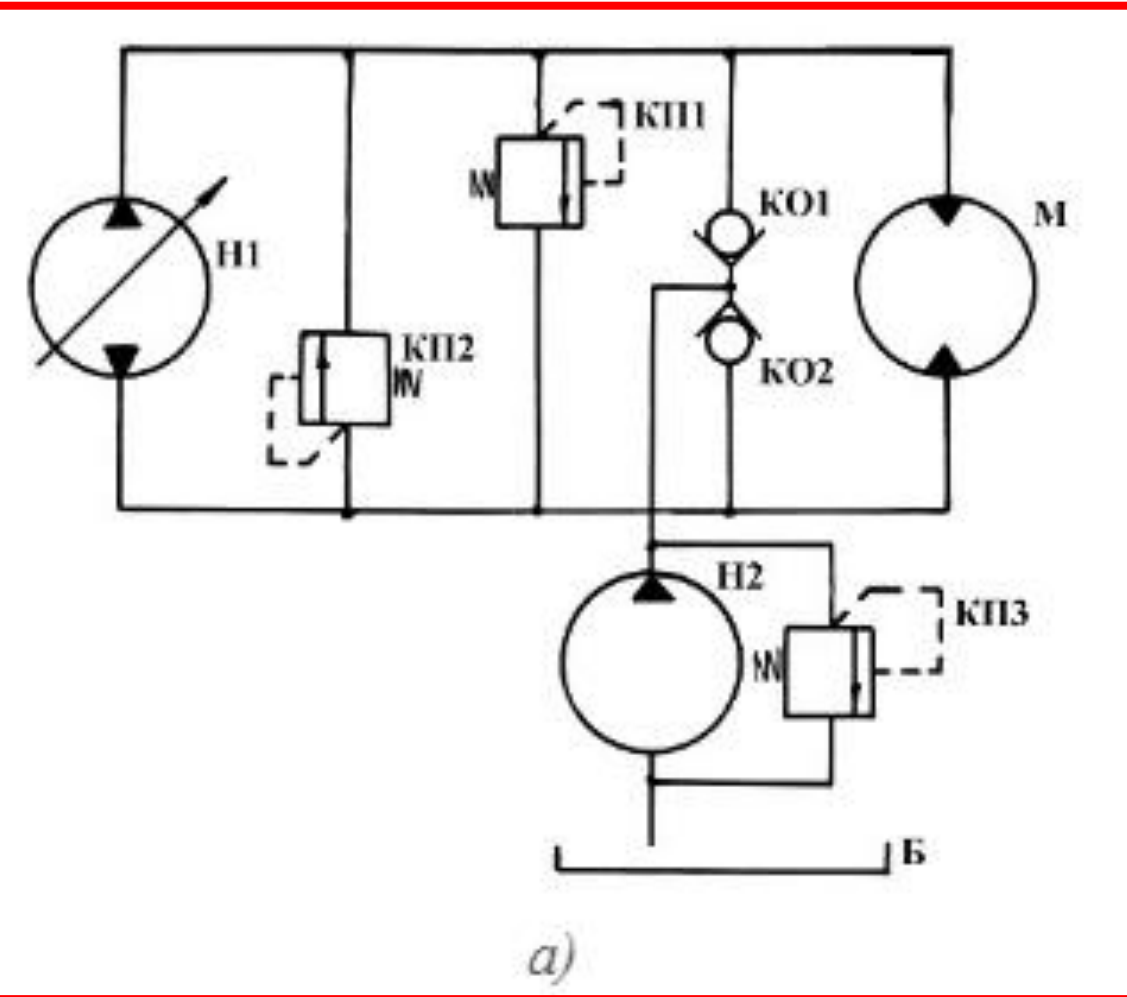
Объемное регулирование

Объемное регулирование, когда для изменения скорости рабочих органов применяют системы, у которых вся жидкость от насосов поступает к гидродвигателю, а регулирование его скорости достигается изменением рабочего объема насоса или гидродвигателя.

Объемное регулирование скорости движения выходного звена гидропривода заключается в изменении рабочих объемов гидромашин и может осуществляться следующими тремя способами (рис. 3.):

- а) **изменением рабочего объема насоса** (регулируемым насосом),
- б) **изменением рабочего объема гидромотора** (регулируемым гидромотором);
- в) **изменением рабочих объемов и насоса и гидромотора** (регулируемым насосом и гидромотором).

1.Изменением рабочего объема насоса (регулируемым насосом)



Принцип действия гидропривода с регулируемым насосом (рис. 3, а) заключается в следующем. Основной насос **H1** подает рабочую жидкость по напорной гидролинии в гидромотор **M**, вал которого под действием крутящего момента от сил давления жидкости вращается в определенном направлении. Из гидромотора рабочая жидкость по сливной гидролинии снова поступает в насос. Давление в гидросистеме зависит от нагрузки гидромотора.

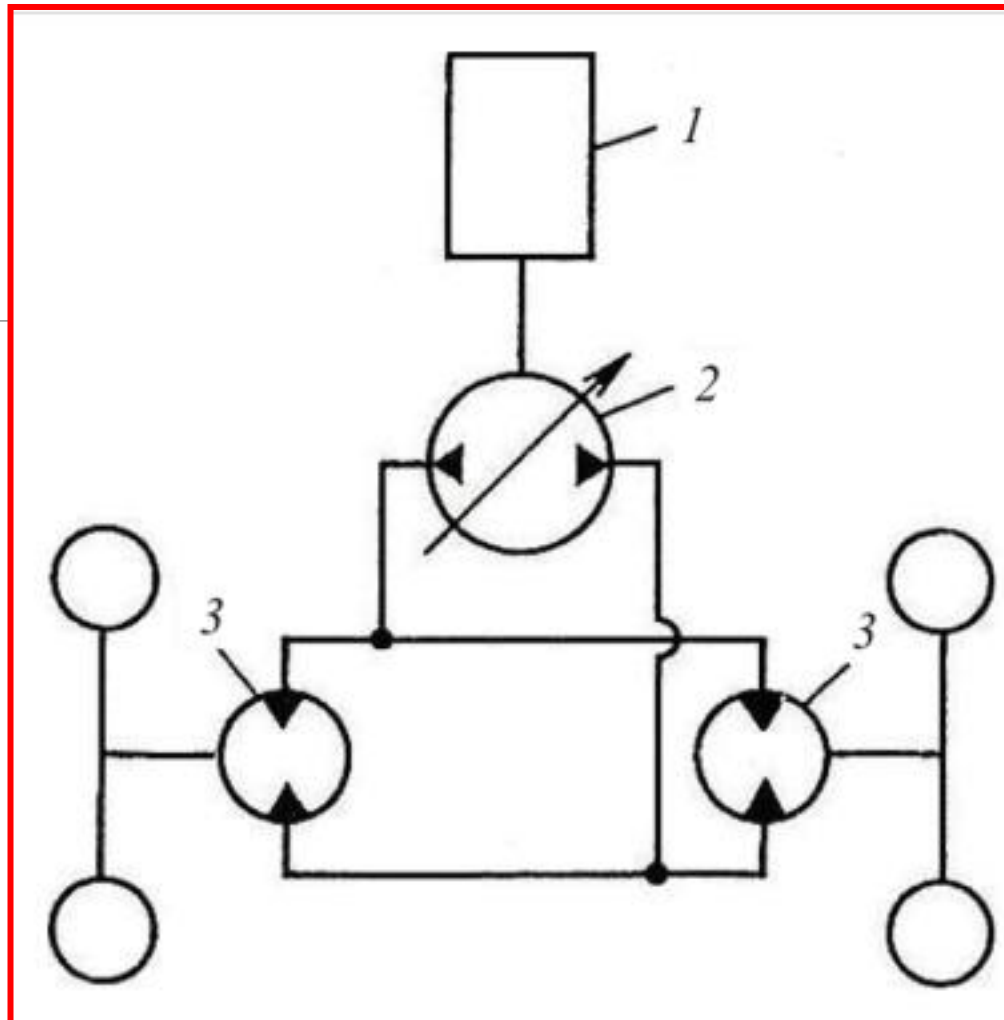


Схема однопоточной объемной гидропередачи для колесной машины с нерегулируемыми гидромоторами на каждое ведущее колесо:
1 - двигатель; 2 - регулируемый гидронасос; 3 - нерегулируемый гидромотор

Частоту вращения вала гидромотора регулируют, изменяя **рабочий объем насоса**, а направление вращения вала гидромотора изменяют благодаря реверсированию потока рабочей жидкости. В результате реверсирования потока жидкости функции гидролиний меняются.

Предохранительные клапаны **КП1** и **КП2** защищают гидросистему от перегрузок как при прямом направлении вращения, так и при реверсировании. При этом выполняет свои функции тот клапан, который соединен с напорной гидролинией. Компенсация утечек рабочей жидкости обеспечивается дополнительной гидросистемой подпитки. В эту систему входит насос подпитки **Н2**, переливной клапан **КПЗ**, поддерживающий постоянное давление подпитки 0,3...0,5 МПа, два обратных клапана **КО1** и **КО2**, включенных параллельно гидромотору.

Подпитка всегда происходит в сторону сливной гидролинии, поэтому одновременно с подпиткой производится подпор рабочей жидкости в сливной гидролинии, что существенно улучшает условия работы насоса **Н1** на всасывание.

Регулирование изменением рабочего объема насоса обеспечивает постоянный крутящий момент на валу гидромотора и переменное потребление мощности (рис. 3, а). Такой способ регулирования используется при пуске машин, когда необходим большой крутящий момент, он используется, например, в грузоподъемных механизмах. Основные параметры гидропривода с регулируемым насосом определяются по следующим формулам (при отсутствии утечек жидкости, потерь давления и мощности, и с учетом следующих условий $n_n = n_m = \text{const}$; $n_n = \text{const}$; $q_m = \text{const}$):

$$n_m = n_n \cdot q_n / q_m;$$

$$N_n = N_m = Q_n \cdot p_n = \text{var};$$

$$M_m = 1/2\pi(q_m \cdot p_m) = \text{const}.$$

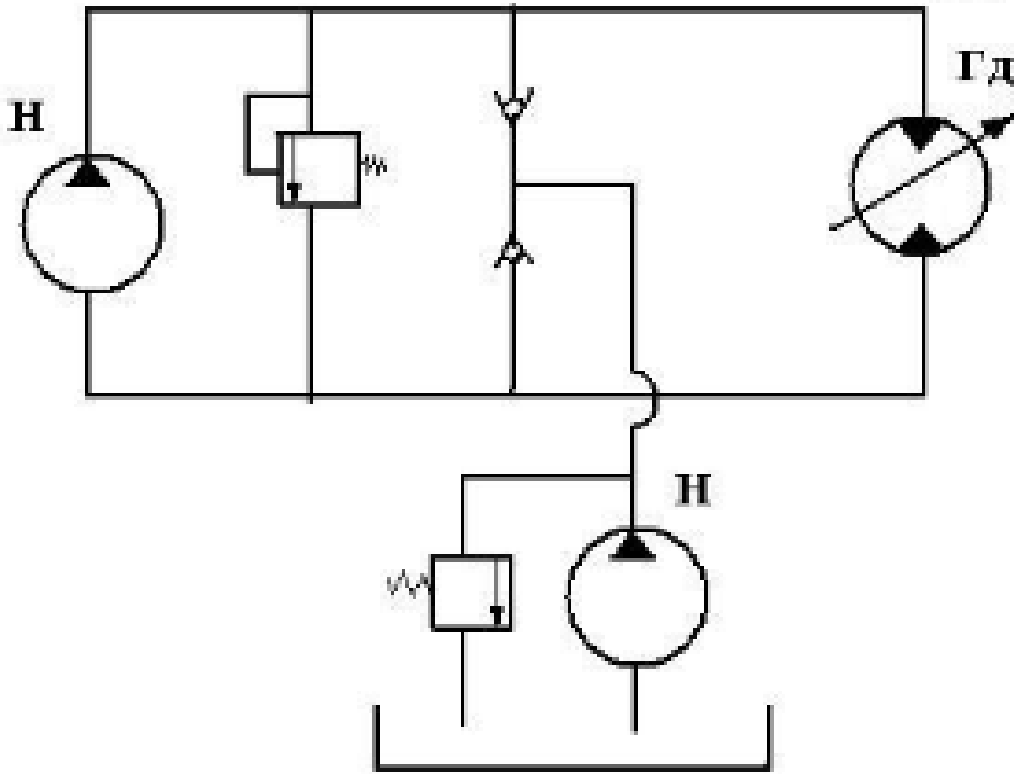
где N_n , N_m – мощность насоса и гидромотора, Вт;

Q_n – подача насоса, м³/с, $Q_n = q_n n_n$;

p_n , p_m – рабочее давление насоса, гидромотора, Па;

M_m – крутящий момент на валу гидромотора, Н×м.

2.Изменением рабочего объема гидромотора (регулируемым гидромотором);



Регулирование изменением рабочего объема гидромотора применяются значительно реже, чем регулирование изменением рабочего объема насоса. Достоинством этого способа является возможность регулирования при постоянной потребляемой мощности.

Недостаток же состоит в том, что с уменьшением рабочего объема гидромотора уменьшается крутящий момент, что приводит к уменьшению диапазона устойчивой работы из-за необходимости преодоления момента внутреннего трения (самоторможение гидромотора).

Основные параметры такого гидропривода определяются по формулам (при отсутствии, утечек жидкости, потерь давления и мощности и с учетом следующих условий:

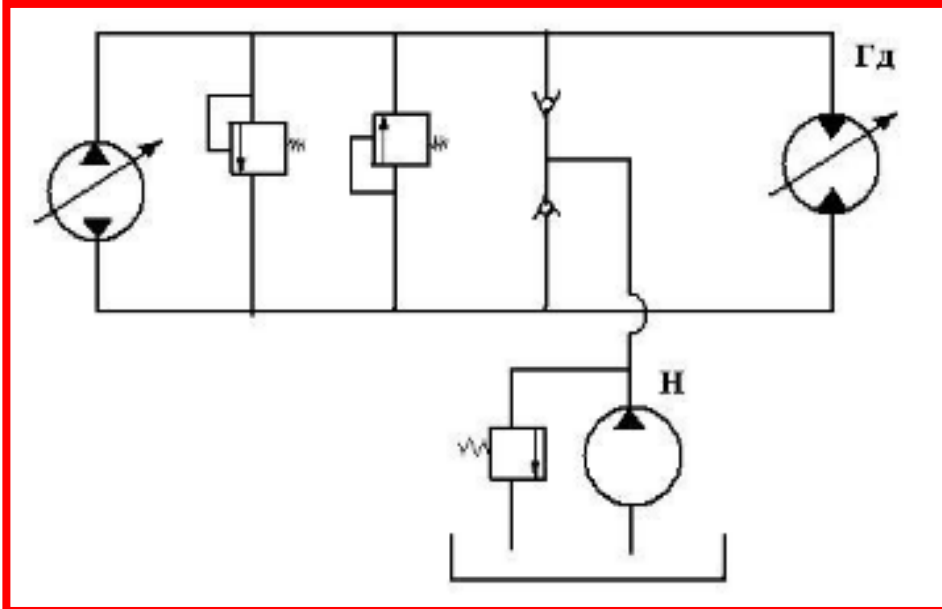
$$p_H = \text{const}, p_H = p_M = \text{const}; q_H = \text{const):}$$

$$n_M = n_H \cdot q_H / q_M;$$

$$N_H = N_M = Q_H \cdot p_H = \text{const.};$$

$$M_M = 1/2\pi(q_M \cdot p_M) = \text{var.}$$

1.3. Изменением рабочих объемов и насоса и гидромотора (регулируемым насосом и гидромотором).



Применение регулируемых насоса и гидромотора позволяет значительно расширить диапазон регулирования частоты вращения и момента, развиваемого гидромотором. Обеспечение такой характеристики, как показано на рис. , в, дает возможность использовать этот гидропривод в транспортных средствах, где необходимо осуществлять трогание машины с большим крутящим моментом при очень малой скорости. Изменение скорости при разгоне машины осуществляется увеличением объема насоса при возрастающей мощности. Дальнейшее увеличение скорости машины осуществляется при постоянной мощности путем уменьшения рабочего объема гидромотора.

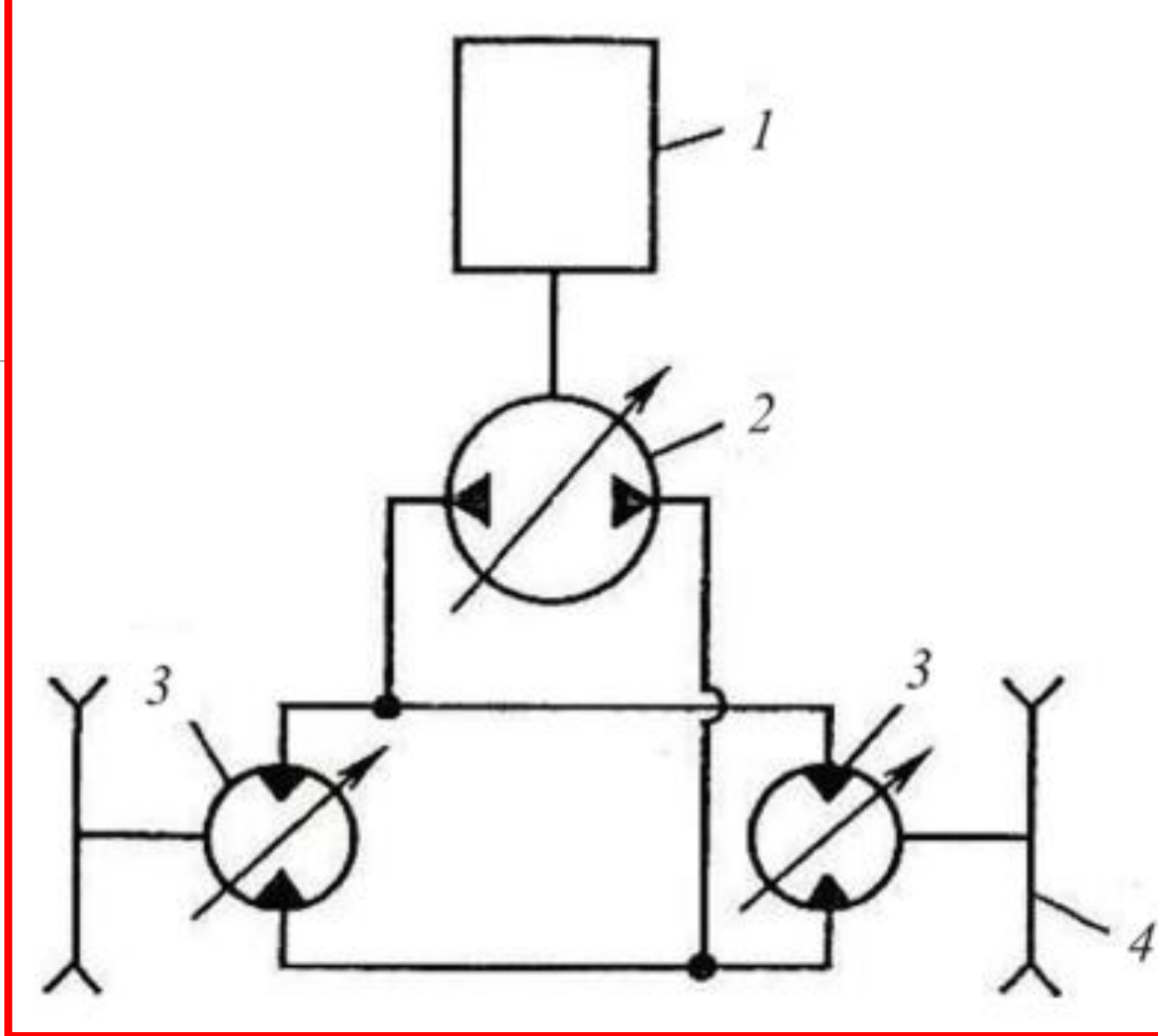


Схема однопоточной объемной гидropередачи для гусеничной машины с регулируемым гидромотором на каждое ведущее колесо:

1 - двигатель; 2,3- регулируемые гидронасос и гидромотор; 4 - ведущие колеса гусеничного хода

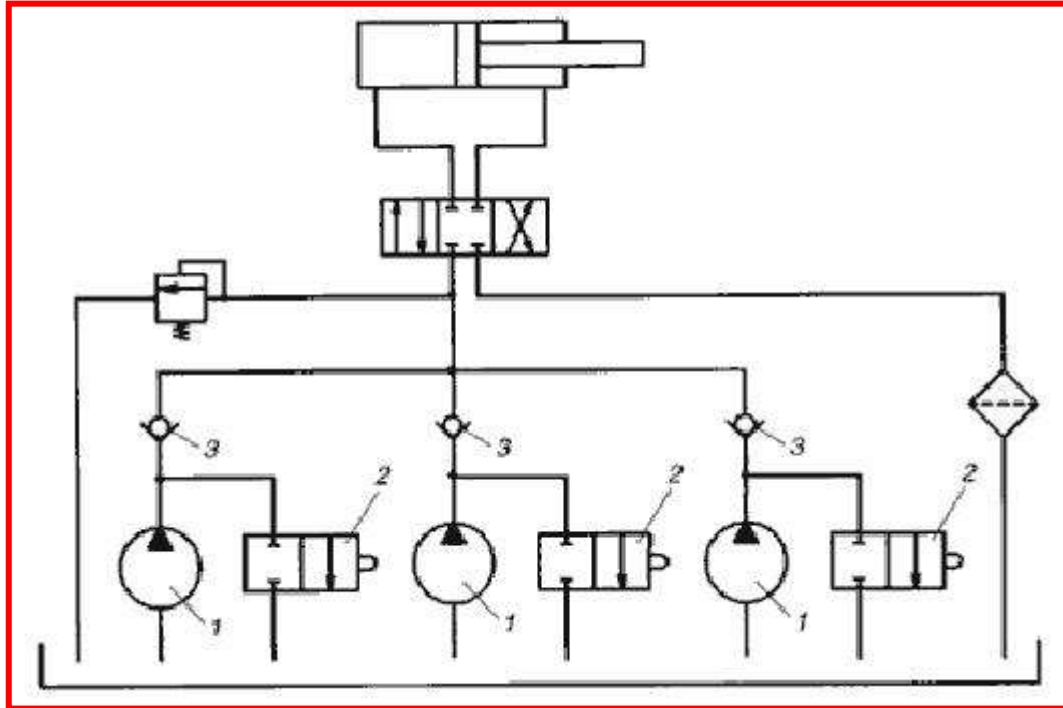
На мобильных машинах **объемное регулирование** широко используется в гидроприводах с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости и с реверсивными регулируемыми аксиально-поршневыми насосами, оснащенными регуляторами мощности.

Гидроприводы с регулируемыми гидромашинами обеспечивают бесступенчатое, плавное и достаточно точное регулирование скорости выходного звена. При объемном способе регулирования возможно максимальное использование мощности приводного двигателя.

Поскольку гидравлические потери гидроприводов с объемным регулированием малы из-за отсутствия дросселирования потока рабочей жидкости, то КПД их сравнительно высок ($\eta = 0,75 \dots 0,80$). Благодаря перечисленным преимуществам этот способ объемного регулирования является наиболее эффективным и применяется в гидроприводах средней и большой мощности (обычно свыше 5...10 кВт).

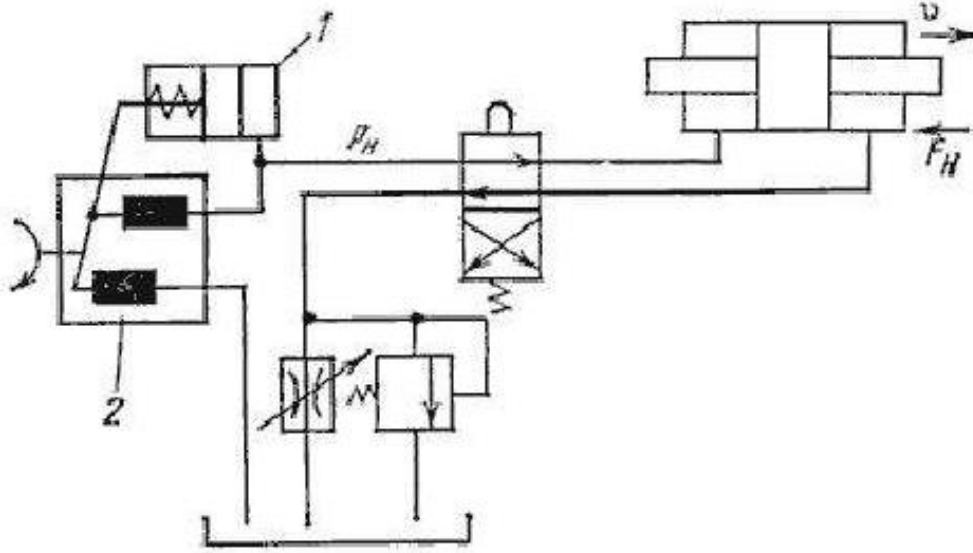
К основным недостаткам гидроприводов с объемным регулированием относится сложность регулируемых гидромашин, которые значительно дороже нерегулируемых. Кроме того, для перемещения элементов регулирования гидромашин (для изменения рабочих объемов) требуются специальные устройства дистанционного управления, которые усложняют гидропривод. Поэтому, если гидропривод имеет сравнительно небольшую мощность, или, если регулирование осуществляется в течение небольшого промежутка времени по сравнению с рабочими циклами, целесообразнее применять дроссельное регулирование скорости.

Ступенчатой регулирование



Ступенчатой регулирование, являясь разновидностью объемного, обычно осуществляется или путем подключения в систему различных по производительности насосов (различных по расходу гидродвигателей). Изменение скорости перемещения поршня гидроцилиндра (рис.) осуществляется в результате соединения одного или нескольких насосов 1 с линией слива (при помощи кранов 2). Обратные клапаны 3 в системе отключают разгруженный насос от линии высокого давления. Подключение в гидросистему трех насосов разной производительности Q_1 , Q_2 и Q_3 позволяет получать до семи значений скоростей движения выходного звена гидродвигателя.

Комбинированное регулирование или *объемно-дроссельное регулирование*



Комбинированное регулирование или *объемно дроссельное регулирование* скорости движения выходного звена гидродвигателя заключается в том, что в систему дроссельного регулирования с постоянным давлением устанавливается регулируемый насос и давление поддерживается постоянным не за счет слива части рабочей жидкости через переливной клапан, а за счет изменения подачи насоса. В такой системе регулирования отсутствуют потери в переливном клапане.

Способы стабилизации скорости в гидроприводах с дроссельным регулированием

Повысить «жесткость» нагрузочной характеристики (уменьшить степень зависимости скорости выходного звена от нагрузки на нем) гидропривода с дроссельным регулированием можно за счет использования так называемых систем стабилизации скорости.

Принцип действия всех систем стабилизации заключается в обеспечении независимости перепада давления $\Delta p_{др}$ на регулируемом гидродресселе от нагрузки на выходном звене гидропривода.

Эта задача решается при помощи ***дроссельных регуляторов расхода***.

На практике используют два варианта дроссельных регуляторов расхода:

- на основе переливного клапана (рис. 1),

В дроссельном регуляторе расхода, изображенном на рис. 1, постоянный перепад давления $\Delta p_{ар} = p_H - p$ на дросселе 4 обеспечивается за счет постоянного слива части подводимого потока рабочей жидкости в бак 5 через управляемый переливной клапан 1.

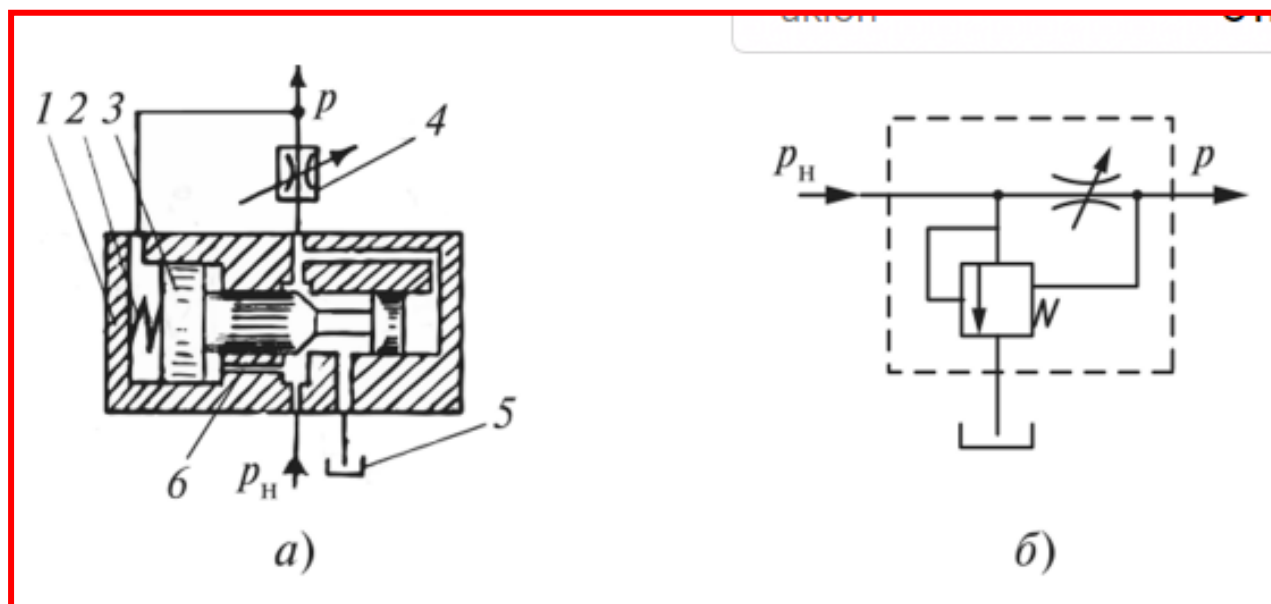


Рис. 1. Дроссельный регулятор расхода на основе управляемого переливного клапана: *а* — конструктивная схема; *б* — условное обозначение

- на основе редукционного клапана (рис. 2).

В дроссельном же регуляторе, изображенном на рис. 2, постоянный перепад давления $\Delta p_{ap} = p_1 - p_2$ на дросселе 4 обеспечивается за счет автоматического изменения гидравлического сопротивления потоку управляемого редукционного клапана 1.

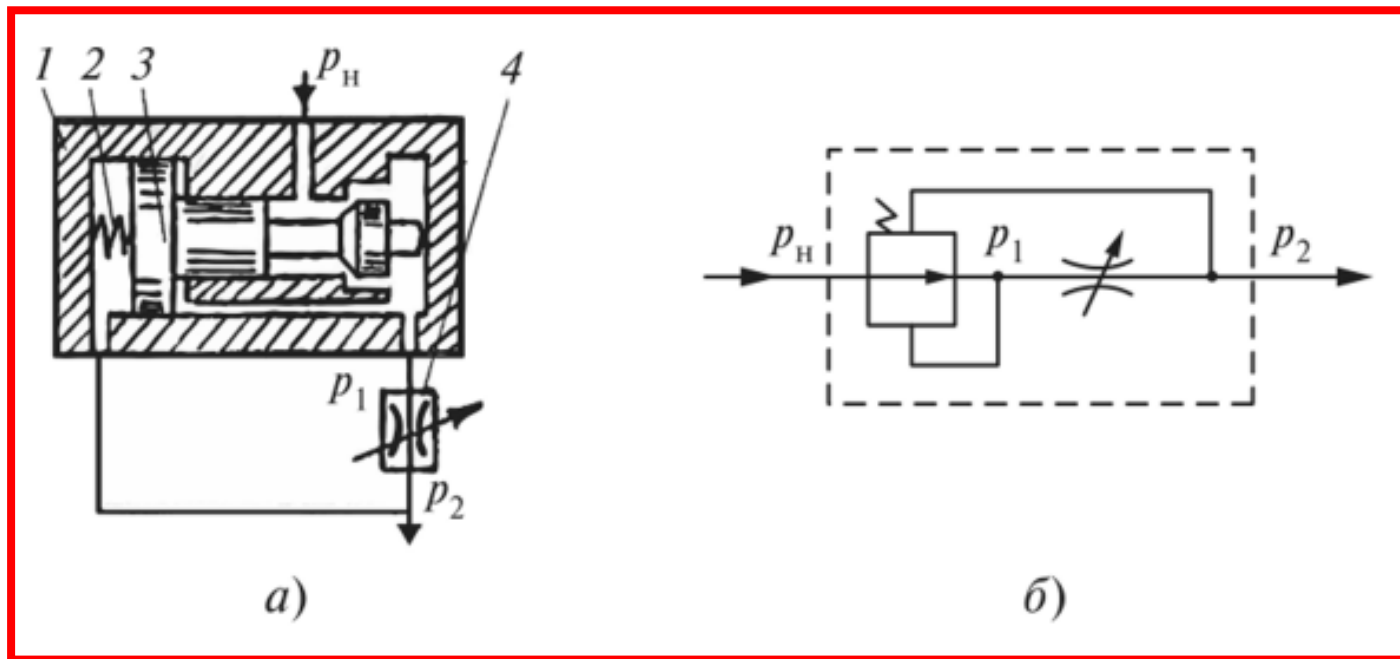


Рис. 2. Дроссельный регулятор расхода на основе управляемого редукционного клапана: а — конструктивная схема; б — условное обозначение

Рассмотренных устройствах автоматически обеспечивается постоянное значение перепада давления на регулируемом гидродросселе 4, а значит, при неизменной площади его проходного сечения поддерживается постоянство проходящего через него расхода рабочей жидкости.

Рассмотренные дроссельные регуляторы расхода используется в гидроприводах с дроссельным регулированием скорости для ее стабилизации, обеспечивая требуемую «жесткость» нагрузочной характеристики привода.

Системы синхронизации движения выходных звеньев

В процессе работы гидроприводов различных машин возникает необходимость в одновременном действии нескольких исполнительных гидродвигателей, к которым рабочая жидкость **подаётся от одного насоса**. Так как жидкость течёт по пути наименьшего сопротивления, то в общем случае выходные звенья гидродвигателей не будут перемещаться синхронно: выходное звено гидродвигателя, для перемещения которого требуется меньший перепад давления, перемещается быстрее, чем выходное звено гидродвигателя, для перемещения которого требуется больший перепад давления. Возможны также случаи, когда при некоторых сочетаниях нагрузок выходное звено одного из двигателей совсем не будет перемещаться.

Системы, устраняющие этот недостаток, называются системами синхронизации

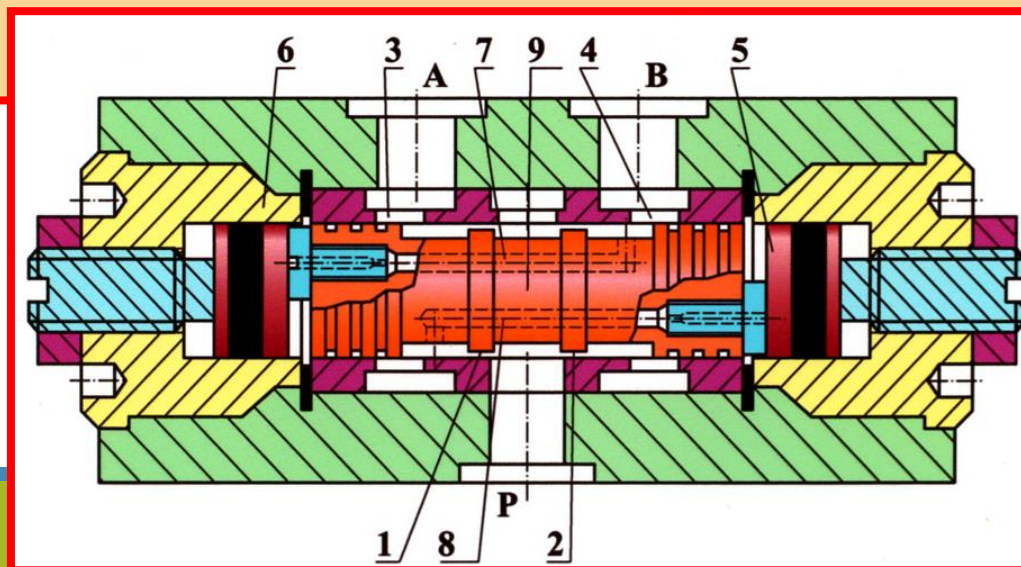
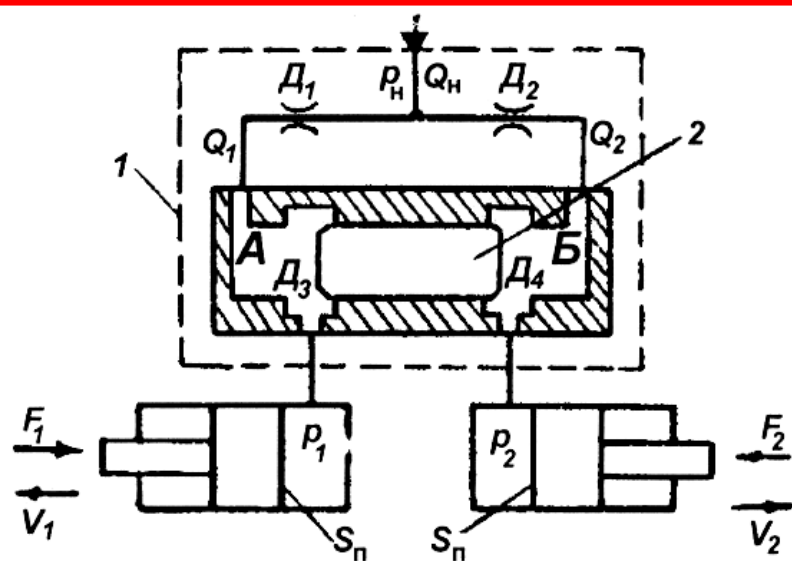
Синхронизация нескольких выходных звеньев заключается в обеспечении строгого согласования во времени их перемещений, скоростей и ускорений . Чаще всего синхронизация осуществляется по перемещению. Важнейшими факторами влияющими на синхронизацию являются:

1. Характер нагрузок.
2. Сжимаемость жидкости и наличие в ней воздуха.
3. Вязкость жидкости и утечки.
4. Характеристика гидрооборудования

Задача синхронизации – обеспечение допустимого уровня рассогласований.

В гидроприводах наибольшее распространение получили ***дроссельные и объемные способы синхронизации движения*** выходных звеньев нескольких гидродвигателей.

При дроссельном способе синхронизации используют дроссельные делители потока. На рис. 3. приведена конструктивная схема дроссельных делителей потока, принцип действия которых основан на выравнивании гидравлических сопротивлений двух гидролиний за счет автоматического изменения проходного сечения двух регулируемых гидродросселей. Рабочая жидкость подводится от насоса к дроссельному делителю потока 1 (см. рис. 3.) и через балансные гидродроссели D_1 и D_2 , имеющие одинаковые характеристики, попадает в торцевые полости А и Б делителя, между которыми расположен цилиндрический плунжер 2, свободно перемещающийся в корпусе делителя. Смещение плунжера 2 относительно корпуса делителя изменяет проходные сечения регулируемых гидродросселей D_3 и D_4 .



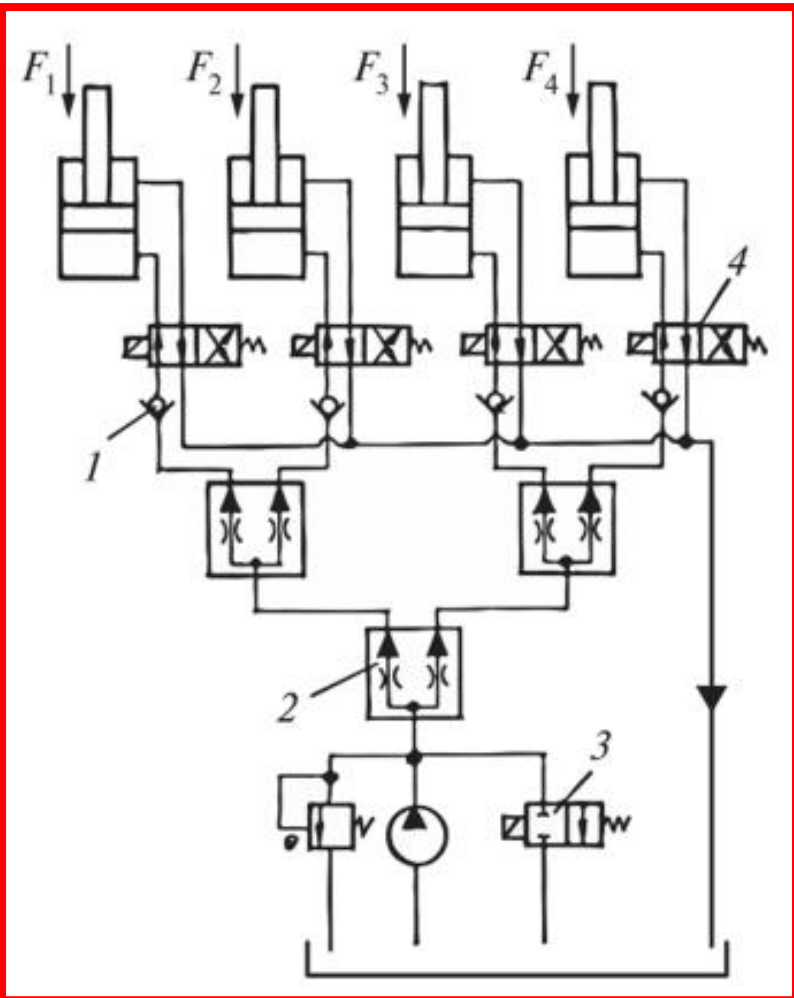
Далее рабочая жидкость из полостей А и Б делителя через регулируемые гидроссели Д3 и Д4 поступает в рабочие полости гидроцилиндров, скорости V_1 и V_2 поршней которых необходимо синхронизировать.

Деление потока обеспечивается при помощи балансных гидросселей Д1 и Д2 в соотношении

$$Q_1 / Q_2 = S_1 / S_2$$

где S_1 и S_2 – площади проходных сечений балансных гидросселей Д1 и Д2.

На рис. 4. в качестве примера приведена упрощенная схема гидропривода грузоподъемника, в котором с помощью трех делителей потока 2 обеспечивается синхронное движение штоков четырех гидроцилиндров при любых значениях сил, действующих вдоль этих штоков.

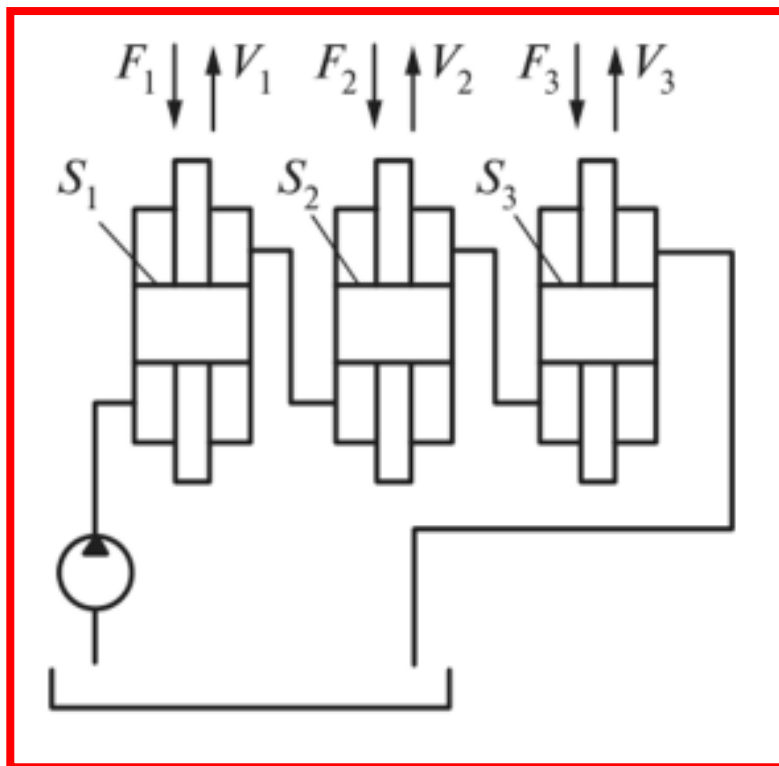


На рис. 5. в качестве примера приведена упрощенная схема гидропривода грузоподъемника, в котором с помощью трех делителей потока 2 обеспечивается синхронное движение штоков четырех гидроцилиндров при любых значениях сил, действующих вдоль этих штоков. При подаче управляющего сигнала на электромагниты гидрораспределителей 3 и 4 штоки гидроцилиндров, преодолевая нагрузки F_1 , F_2 , F_3 и F_4 , перемещаются вверх с одинаковыми скоростями благодаря включению в схему трех делителей потока 2. При снятии управляющего сигнала с распределителя 3 происходит разгрузка насоса, поршни гидроцилиндров останавливаются в любом из промежуточных положений, так как бесштоковые полости этих гидроцилиндров оказываются запертыми при помощи обратных клапанов 1.

Рис. 5. Гидропривод с дроссельной системой синхронизации

Объемные способы синхронизации

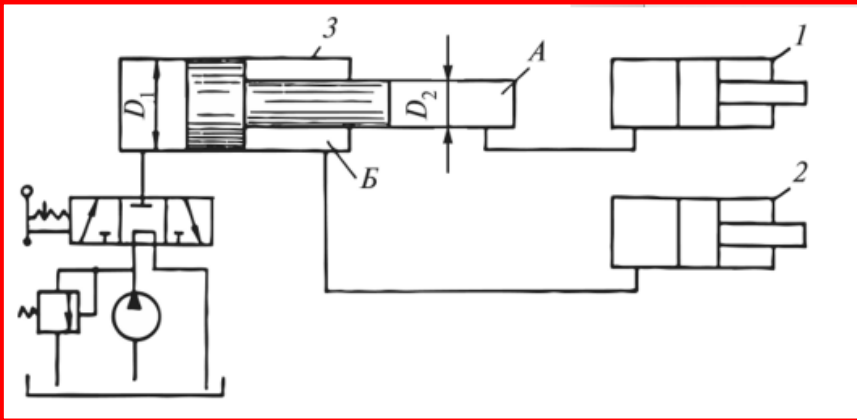
Объемные способы синхронизации базируется на использовании принципа *объемного дозирования расхода*, подводимого к гидродвигателям.



В этом гидроприводе синхронность перемещений поршней гидроцилиндров обеспечивается за счет последовательного их соединения. Роль дозаторов в этом случае выполняют сами гидроцилиндры. Такой вариант синхронизации может быть рекомендован, только когда гидроцилиндры имеют одинаковые конструктивные размеры: $S_1 = S_2 = S_3$.

Рис. 6. Гидропривод с последовательным включением гидроцилиндров

На рис. 7. приведена упрощенная принципиальная схема гидропривода, в котором синхронное движение штоков гидроцилиндров 1 и 2 обеспечивается *объемным дозатором 3*, представляющим собой двухкамерный гидроцилиндр.



Соотношение скоростей V_1 и V_2 движения штоков гидроцилиндров 1 и 2 определяется выражением

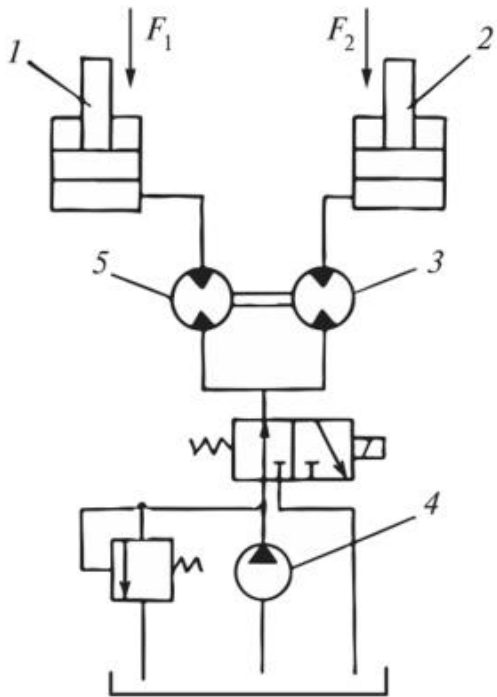
$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{S_2}{S_1} \cdot \frac{D_2^2}{D_1^2 - D_2^2},$$

где S_1 и S_2 — эффективные площади поршней гидроцилиндров 1 и 2 соответственно.

Точность синхронизации в такой схеме определяется только допусками на величину площадей S_1 и S_2 и диаметров D_1 и D_2 , так как объемный КПД гидроцилиндров в диапазоне рабочих давлений близок к единице.

Рис. 7. Гидропривод с использованием объемного дозатора в виде двухкамерного гидроцилиндра

На рис.8. приведена принципиальная схема гидропривода, в котором синхронное движение поршней двух гидроцилиндров 1 и 2 обеспечивается при помощи двух роторных гидромашин 3 и 5, валы которых жестко соединены между собой. Такие устройства иногда также называются **объемными делителями потока**.



Расходы Q_1 и Q_2 рабочей жидкости между цилиндрами 1 и 2 распределяются в следующем соотношении:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{V_{r1} \cdot n}{V_{r2} \cdot n} = \frac{V_{r1}}{V_{r2}} = \text{const},$$

где n — частота совместного вращения валов гидромашин 3 и 5;
 V_{r1} и V_{r2} — рабочие объемы гидромашин 3 и 5 соответственно.

Дозаторы, построенные на базе аксиально-поршневых гидромашин, обеспечивают точность синхронизации в пределах 2...3% при условии, что разность нагрузок F_1 и F_2 не превышает 25%.

Рис. 8. Гидропривод с объемным делителем потока

1. Поясните сущность дроссельного регулирования гидроприводов, приведите типовые схемы.
2. Чем отличается работа гидропривода при установке дросселя на входе и на выходе гидродвигателя?
3. осуществляется регулирование скорости гидродвигателя?
4. Как осуществляется стабилизация скорости гидроприводов с дроссельным регулированием при переменной нагрузке?
5. Поясните сущность объёмного (машинного) регулирования, его преимущество и недостатки по сравнению с дроссельным регулированием.
6. Что происходит при прохождении потока через дроссель

ЛИТЕРАТУРА

1. Концепция развития водного хозяйства Республики Узбекистан на 2020-2030 годы. УП за № 6024 от 10. 07. 2020.
2. Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Шейпак А.А. *Гидравлика и гидропневмопривод: Учебник. Ч. 2. Гидравлические машины и гидропневмопривод* / Под ред. А.А. Шейпака. – М.: МГИУ, 2003. – 352 с.
3. Гидравлические машины и гидропневмопривод / А.В. Лепешкин, А.А. Михайлин, А.А. Шейпак ; Под ред. А.А. Шейпака .— 4-е изд., доп. и перераб .— 2007 .— 350 с. :
4. Гроховский Д. В. Основы гидравлики и гидропривод [Электронный учебник]: учебное пособие / Гроховский Д. В., 2012, Политехника. – 236 с.
Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/15902>
5. Исаев Ю.М. Гидравлика и гидропневмопривод : Учебник-М. :Издательский центр «Академия», 2016. -176с.

НИУ «ТАШКЕНТСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ
ИРРИГАЦИИ И МЕХАНИЗАЦИИ СЕЛЬСКОГО
ХОЗЯЙСТВА



СПАСИБО ЗА ВНИМАНИЕ!



УСМАНОВ НАИЛЬ
КАЮМОВИЧ

доц.кафедры Механизация
гидромелиоративных работ.

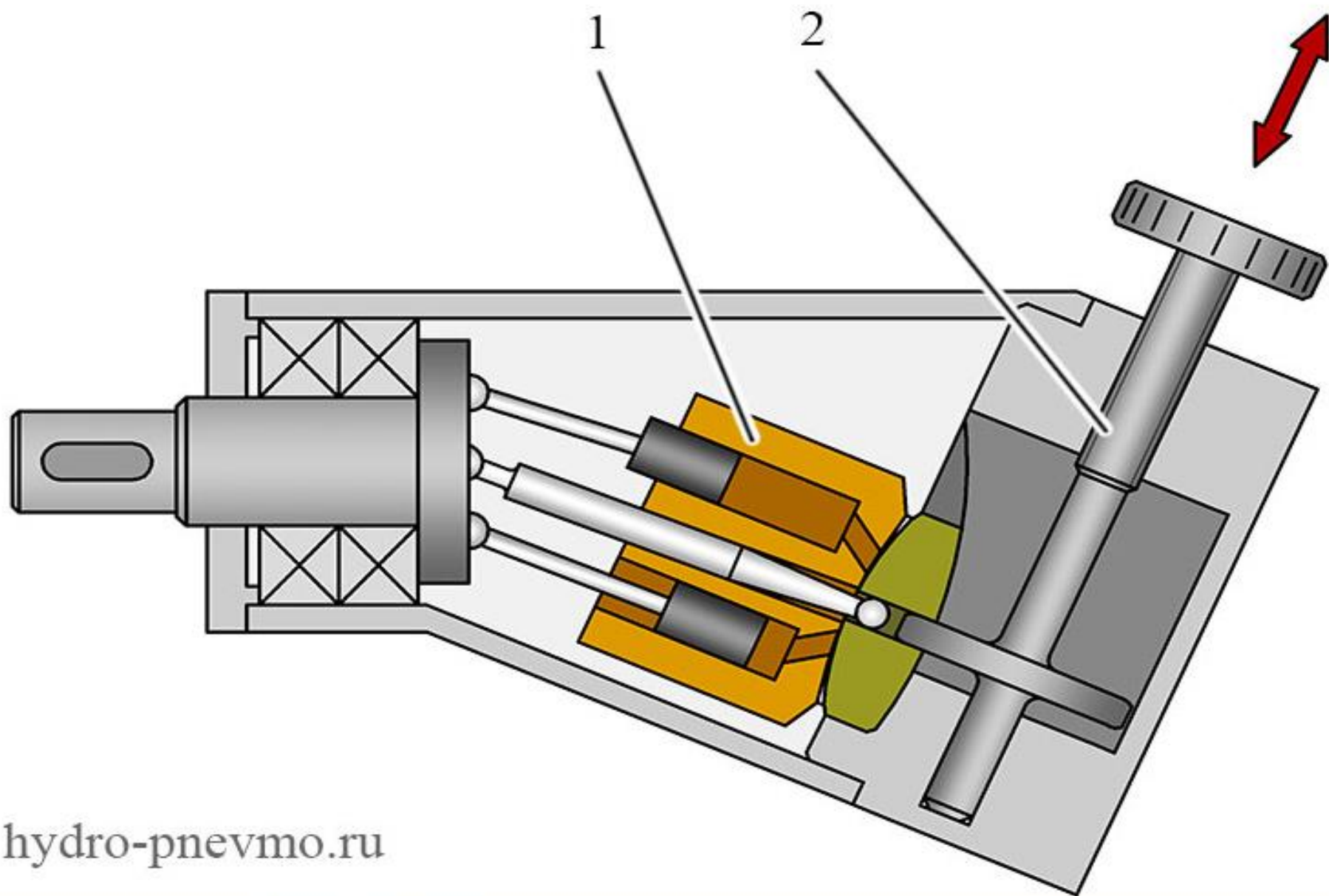


+ 998 71 237 1927



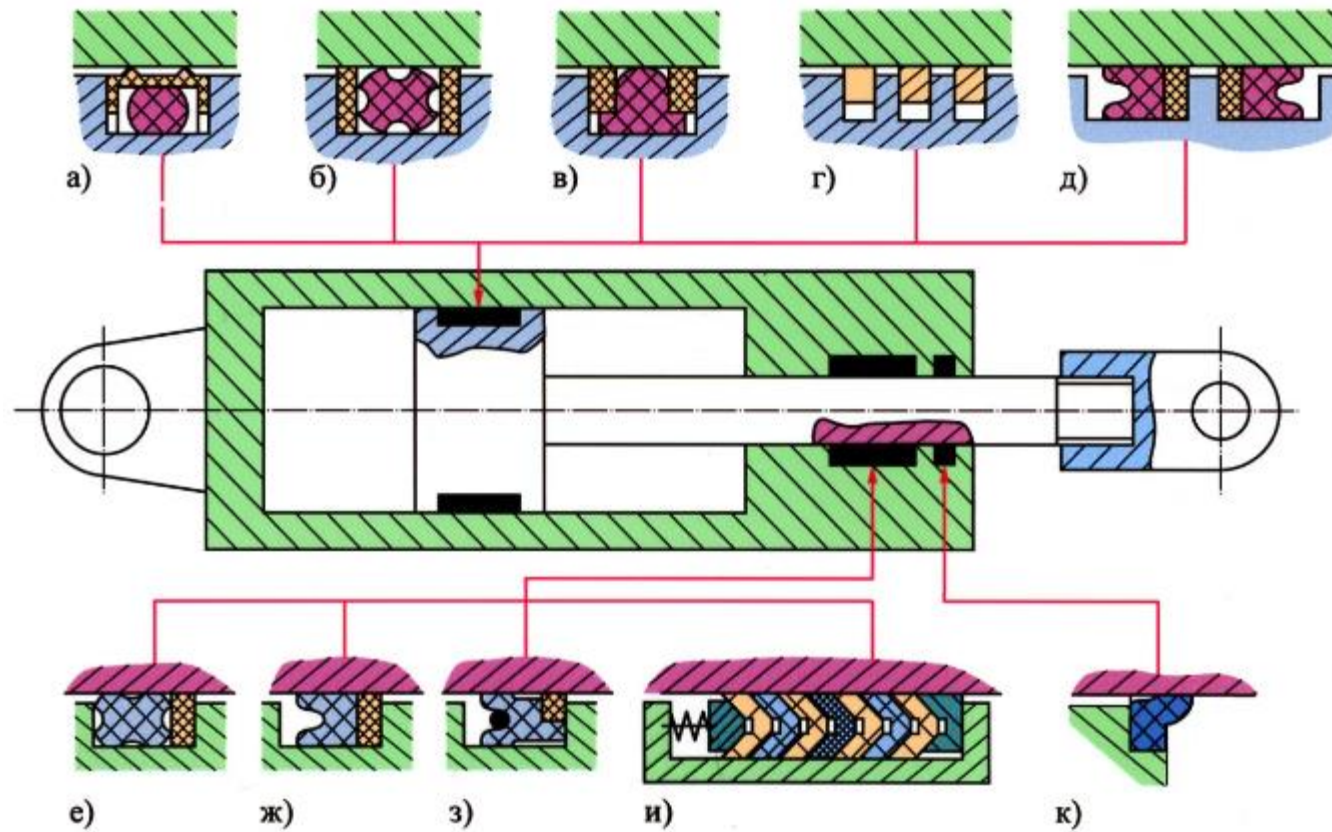
usmanov [@tiiame.uz](mailto:usmanov@tiiame.uz)





hydro-pnevmo.ru

Применение уплотнений в гидроцилиндрах



а...в – кольцевые уплотнения поршней; г – поршневые кольца разрезные; д – манжеты с защитными кольцами; е...и – уплотнение штока; к – грязеуловительное кольцо.