



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

ЦЕНТР ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Теплоэнергетика и прикладная гидромеханика»

ЭЛЕМЕНТАРНЫЕ ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЁТА ОБЪЁМНОГО ГИДРОПРИВОДА

Учебное пособие для специальностей:

**140604 - электропривод и автоматика производственных
установок и технологических комплексов**

Авторы:

**А.И. Озерский, В.И. Сапрыкин, И.В. Лебедева,
Е.В. Наливкина**

Ростов-на-Дону, 2012



Авторы

Озерский А. И. , Сапрыкин В. И., Лебедева И. В., Наливкина Е.В.

Аннотация

В настоящем учебном пособии кратко изложены элементарные основы теории и расчёта объёмного гидропривода. Для учебного проектирования объёмного гидропривода предоставлены необходимые рекомендации и справочные материалы. Приведен пример гидравлического расчёта объёмного гидропривода с гидроцилиндром.

Учебное пособие предназначено для студентов механических специальностей университета.





Оглавление

Предисловие	6
Введение	7
1 Требования к оформлению и защите расчётно-графической (курсовой) работы или проекта	13
1.1 Назначение расчётно-графической (курсовой) работы	13
1.2 Оформление задания на расчётно-графическую (курсовую работу).....	14
1.3 Оформление пояснительной записки к расчётно-графической (курсовой) работе	14
1.4 Оформление чертежа гидросхемы привода	16
1.5 Порядок защиты курсовой работы	16
1.6 Особенности проектирования и порядок расчёта объёмного гидропривода	18
2 Основные сведения об объёмном гидроприводе	19
2.1 Классификация и схемы объёмного гидропривода. Открытые и закрытые схемы объёмного гидропривода	19
2.2 Основные агрегаты и элементы объёмного гидропривода.....	24
2.2.1 Объёмные гидродвигатели.....	24
2.2.2 Объёмные гидронасосы.....	37
3 Основные сведения для выбора эксплуатационных параметров в объёмного гидропривода.....	41



3.1	Рабочая жидкость объёмного гидропривода	41
3.2	Выбор скоростей движения рабочей жидкости в гидравлических магистралях объёмного гидропривода.....	46
	Для предотвращения описанных выше явлений величину	48
3.3	Выбор рабочего давление объёмного гидропривода	50
4	Общие принципы, последовательность и особенности гидравлических расчетов объёмного гидропривода	52
4.1	Начальный этап расчёта. Задание исходных данных	52
4.2	Гидравлический расчёт гидропривода с гидроцилиндром	53
4.2.1	Режим прямого хода штока	54
4.2.2	Режим обратного хода штока	56
4.2.3	Основы гидравлического расчёта системы труб-проводов объёмного гидропривода.....	59
4.2.4	Расчет потерь энергии (давления) жидкости в трубопроводах гидропривода.....	60
5	Пример гидравлического расчёта объёмного гидропривода с гидроцилиндром Жатки комбайна	64
5.1	Исходные данные для расчёта	64
5.2	Расчёт размеров гидроцилиндра и расхода рабочей жидкости.....	66
5.2.1	Определение внутреннего диаметра гидроцилиндра	66
5.3	Гидравлический расчёт трубопроводов объёмного гидропривода.....	70



5.3.1	Расчёт всасывающего трубопровода	70
5.3.2.	Расчёт нагнетательного трубопровода	71
5.3.3	Расчёт сливного трубопровода.....	71
5.4.	Расчёт потерь давления рабочей жидкости в каналах гидравлической магистрали гидропривода.	72
5.5.	Расчёт и выбор объёмного гидронасоса.....	75
5.5.1.	Расчёт теоретической подачи $Q_{\text{тн}}$ и рабочего объёма $V_{\text{рн}}$ насоса.	76
5.5.2.	Расчёт основных геометрических параметров вbranного насоса.....	77
5.6.	Определение КПД гидропривода.	78
5.7.	Таблица расчётных параметров объёмного гидропривода.....	80



ПРЕДИСЛОВИЕ

Современный инженер-механик по дорожно-строительным машинам и подъёмно-транспортному оборудованию АПК часто встречается с объёмным гидроприводом при решении задач эксплуатации, ремонта и технического обслуживания указанных машин. Для эффективного решения этих задач он должен знать принципы устройства, работы и расчёта объёмного гидропривода, его основные достоинства и недостатки, а так же области применения и перспективы его использования на существующих и вновь создаваемых типах дорожно-строительных машинах и подъёмно-транспортном оборудовании.

Авторы настоящего пособия надеются на то, что оно будет полезным при проведении практических занятий, выполнении курсовых, расчетно-графических работ и курсовых проектов по всем учебным дисциплинам механических специальностей университета



ВВЕДЕНИЕ

Силовым гидравлическим приводом называется совокупность гидравлических машин, механизмов и устройств, передающих с помощью жидкости основную часть механической энергии от ее источника к потребителю с целью защиты источника этой энергии от перегрузок, а также с целью регулирования усилий, моментов и скоростей движения силовых элементов гидропривода, передающих потребителю указанную энергию.

Силовыми элементами гидропривода называют элементы гидромашин и механизмов, которые воспринимают или создают основные усилия или моменты с помощью жидкости. Этими элементами могут быть лопасти, поршни, плунжеры, зубья шестерен, пластины, винты и т.п.

Выходным звеном силовых элементов называют силовые элементы, с помощью которых энергия непосредственно передается потребителю. В основном, это силовые валы гидротурбин и гидромоторов, а также силовые штоки гидроцилиндров.

Гидравлический силовой привод разделяют на *гидродинамический* привод (гидромuffты и гидротрансформаторы) и на *объёмный* силовой гидравлический привод (поршневые, шестеренные, винтовые, пластинчатые и т.п. гидронасосы и гидромоторы, или гидродвигатели, работающие совместно).

Применение различных видов гидропривода обусловлено тем, что наиболее широко используемые в настоящее время источники механической энергии – электродвигатели (ЭД), а также двигатели внутреннего сгорания (ДВС), по своим свойствам нуждаются в надежной защите от перегрузок. Например, асинхронные электродвигатели допускают перегрузки не более 2–4, а двигатели внутреннего сгорания не более 4–6 [1]. Если эти двигатели останавливаются под нагрузкой, то они выходят из строя.

Кроме этого, указанные двигатели устойчиво и экономично работают только при расчетных оборотах силового вала (*расчетными параметрами* машины называют параметры, соответствующие максимальным значениям КПД, эти параметры указываются в паспорте машины). Потребители механической энергии, например, колеса автомобиля или дорожной катка, наоборот, работают на разных оборотах, которые в различных условиях



эксплуатации (в зависимости от нагрузки и режимов работы) должны меняться в широком диапазоне, включая и малые обороты, на которых, например, поршневой ДВС глохнет, а электродвигатель работает неустойчиво.

С целью защиты указанных двигателей от перегрузок и изменения или регулирования передаваемых от двигателя к потребителю моментов (усилий), между двигателем и потребителем его энергии устанавливают устройство (агрегат), который называется силовым приводом.

Основную часть силового привода, в котором происходит преобразование механической энергии, называют силовой передачей. Силовой привод (силовую передачу), в зависимости от принципов его работы, разделяют на механический (ремённая, цепная, карданная, фрикционная, шестеренная и т.п. передачи), электрический, гидравлический и пневматический. Здесь рассматривается только объёмный силовой гидравлический привод.

Объёмный силовой гидравлический привод является наиболее эффективным и широко используемым видом силового привода. Это объясняется рядом его преимуществ, которые определяются тем, что рабочим телом этого вида привода является жидкость, а именно – техническое масло. Благодаря основным свойствам жидкости – текучести и практической несжимаемости (при сжатии рабочая жидкость объёмного гидропривода сжимается примерно в восемь раз легче, чем свинец), жидкости способны переносить при движении энергию, количество движения и момент количества движения. При этом они способны практически без изменения передавать давление во все точки занятого ими замкнутого объёма. Это замечательное свойство жидкости, открытое Б. Паскалем, положено в основу принципов работы многих элементов, механизмов и агрегатов объёмного гидропривода, в т.ч. – гидравлических прессов, гидродомкратов, гидроусилителей, следящих механизмов и т.п.

Благодаря этим свойствам жидкости объёмный гидропривод способен создавать любые усилия, величины которых ограничиваются только прочностью наиболее напряженных узлов конструкций привода.

Например, мощные современные гидравлические прессы при рабочем давлении 700 кгс/см^2 создают усилия, превышающие 50000 тонн-силы.



Благодаря именно этим свойствам жидкости объёмный гидропривод обладает только ему одному присущим замечательным свойством – способностью неограниченно увеличивать управляющие усилия оператора (принцип гидроусиления). На этом принципе основана работа гидравлических усилителей, следящих систем и т.п.

Кроме всех этих существенных преимуществ, объёмный гидропривод, выполняя основное своё назначение, позволяет постоянно и надёжно защищать приводящий двигатель от перегрузок с помощью предохранительных клапанов, и в принципе может обеспечивать при этом постоянный момент на приводящем двигателе (как гидротрансформатор) при возрастающем моменте внешней нагрузки (обеспечивает непрозрачность характеристики гидромашин). При этом приводящий двигатель, как бы «не чувствует» возрастание нагрузки, так как на его валу обеспечивается постоянный крутящий момент. Он продолжает работать на расчётном режиме, т.е. – с номинальными оборотами и с максимальным КПД, а поэтому – меньше изнашивается. При этом гидромотор, создавая (в соответствии с ростом нагрузки) больший момент автоматически переходит на меньшие обороты. Здесь объёмный гидропривод может работать, например, также, как и гидротрансформатор. Однако, с той лишь существенной разницей, что гидротрансформатор на малых оборотах вала турбины (т.е. на больших нагрузках) работает неустойчиво и с малым КПД, и автоматически заменяется в этом случае шестерённой коробкой передач, а объёмный гидромотор, (при больших нагрузках) автоматически переходит на малые обороты, и не нуждается в этом случае ни в какой замене. Так как он и на малых оборотах работает также устойчиво и с большим КПД, как и на расчётных (больших) оборотах.

Объёмный гидропривод легко регулируется по оборотам и скоростям движения выходного звена силовых элементов.

Объёмный гидропривод, за счёт практической несжимаемости рабочей жидкости обеспечивает жёсткую связь с исполнительными элементами – выходным звеном силовых элементов. Это позволяет осуществлять независимое расположение органов управления от приводящего двигателя, силовых элементов и других устройств гидропривода, обеспечивая возможность оператору управлять последовательно или одновременно несколькими дви-



жениями рабочих органов машин и установок.

В дорожно-строительных машинах объёмный гидропривод позволяет создавать огромные усилия, перемещая и удерживая рабочие органы машин и оборудования под значительной нагрузкой (например, заглубляя режущие элементы рабочих органов в грунт и удерживая их под большой нагрузкой в требуемом положении).

Применение гибких металлических и других, например, армированных металлом неметаллических трубопроводов (шлангов), позволило усилия, создаваемые давлением рабочей жидкости, передавать любым, в том числе и подвижным элементом и агрегатам привода, размещая их в удобных местах (например, на прицепных устройствах). Это делает объёмный гидропривод не только компактным, но также удобным и лёгким в управлении и эксплуатации.

Объёмные гидромашины, входящих в состав этого вида привода, имеют малые габариты и массу и обладают высокой весовой отдачей, под которой понимается вес, приходящийся на единицу передаваемой мощности. Современные объёмные гидродвигатели – например гидроцилиндры, при массе 140–150 кг, создают усилия до 150 тонн-силы (тс).

Объёмные гидромашины, не имеющие клапанов, в принципе, являются обратимыми гидравлическими машинами: одна и та же машина может работать как гидронасос, так и как гидромотор.

Объёмные гидромоторы обладают и высокой моментной отдачей, под которой понимают отношение передаваемого крутящего момента к моменту инерции их вращающихся масс. Например, момент инерции современных гидромоторов, которые применяются на объёмном гидроприводе, составляет всего лишь 5% от момента инерции вращающихся масс приводимых им в движение агрегатов и механизмов.

По указанным выше показателям объёмный гидропривод существенно опережает многие другие виды силового привода, в том числе и электропривод. Достаточно указать на то, что габариты современных гидромоторов (при рабочем давлении 200 кгс/см²) составляют всего лишь 12–13%, а вес – всего лишь 10–20% от соответствующих показателей современных электродвигателей той же мощности.



Благодаря указанным преимуществам объёмный гидропривод обладает высоким быстродействием (запуск – за 0,03–0,04 с, останов – за 0,02 с), которое делает этот вид привода практически незаменимым в механических работах, манипуляторах, а так же в следящих системах с высокой позиционной точностью (до 0,01 мм) и быстродействием.

Благодаря этим свойствам объёмный гидропривод позволяет управлять мощными механизмами с большими габаритами и массой, обеспечивая большую скорость их перемещения и высокую частоту их реверсирования. Так, например, число реверсов 10-тонного гидравлического пресса составляет 400 прямолинейных ходов в минуту. Современный объёмный гидромотор совершает до 500 реверсов в минуту. Реверс прямолинейных движений небольших по массе механизмов объёмного гидропривода составляет до 1000 ходов в минуту.

Угловая скорость вращения силовых элементов объёмных приводов меняется в очень широких пределах, например, число минимальных расчётных оборотов гидромоторов составляет 1–2 в минуту, максимальных – 20000–30000 об./мин. (фирма Веккерс, США).

Отношение минимальных оборотов силовых валов к максимальным в процессе регулирования современных объёмных гидромоторов составляет 1:1000.

Следует отметить ещё одно существенное достоинство объёмных гидропередач – их высокие КПД (0,95–0,96), которые сохраняются практически во всём рабочем диапазоне оборотов, включая и малые обороты, на которых электрический и гидродинамический приводы работают неустойчиво и с малыми КПД.

Элементы, агрегаты, и системы объёмного гидропривода обладают высокими надёжностью и долговечностью (некоторые гидроагрегаты в стационарных условиях работают 15–20 лет, срок службы под нагрузкой объёмных гидронасосов и гидромоторов составляет 20000 часов и более). Простота изготовления и эксплуатации элементов и агрегатов объёмного гидропривода, наряду с отмеченными выше преимуществами, делает его незаменимым при решении инженерных задач не только на транспорте, но и во многих отраслях промышленности, военного дела и сельского хозяйства. С помощью объёмного гидропривода разводят мосты, открывают ворота шлюзов и крыши шахтных пусковых уста-



новок ракет, управляют мощными прокатными станками с программным управлением, автоматическими поточными линиями сборки машин и оборудования и т.п.

Благодаря указанным преимуществам объёмный гидропривод используется на транспорте, и в частности, на дорожно-строительных машинах и подъёмно-транспортном оборудовании практически повсеместно.

Поэтому современный инженер-механик по дорожно-строительным машинам и подъёмно-транспортному оборудованию часто встречается с объёмным гидроприводом при решении задач эксплуатации, ремонта и технического обслуживания указанных машин. Для эффективного решения этих задач он должен знать принципы устройства, работы и расчёта объёмного гидропривода, его основные достоинства и недостатки, а так же области применения и перспективы использования его на существующих и вновь создаваемых типах дорожно-строительных машинах и подъёмно-транспортном оборудовании.

Авторы настоящего пособия надеются на то, что оно будет полезным при проведении практических занятий, выполнении курсовых, расчетно-графических работ и курсовых и дипломных проектов по всем учебным дисциплинам механических специальностей университета.



1 ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ И ЗАЩИТЕ РАСЧЁТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ (КУРСОВОЙ) РАБОТЫ ИЛИ ПРОЕКТА

1.1 Назначение расчётно-графической (курсовой) работы

Учебным планом по курсу учебной дисциплины «Гидравлика и гидропривод» предусмотрено выполнение расчётно-графической работы по расчёту гидропривода для механических специальностей РГУПС.

Настоящее методическое пособие даёт необходимые рекомендации, а также справочные и нормативные материалы для выполнения расчётно-графических, курсовых работ и проектов по объёмному гидроприводу.

Работа выполняется по учебному материалу, изученному студентами в учебной дисциплине «Гидравлика и гидропривод».

В процессе выполнения работы студенты должны научиться применять полученные теоретические и практические знания к решению конкретных инженерных задач, связанных с расчетом и проектированием объёмного гидравлического привода. Они должны уметь:

1 Составлять и вычерчивать принципиальную гидравлическую схему объёмного гидропривода в соответствии с требованиями ЕСКД;

2 Рассчитывать основные параметры объёмного гидропривода и подбирать к ним стандартные гидронасосы, гидроцилиндры и гидромоторы.

3 Подбирать всю необходимую стандартную гидроаппаратуру.

Кроме этого студенты должны знать:

- назначение и принцип действия элементов объёмного гидропривода;
- положительные стороны и недостатки объёмного гидропривода;
- области и перспективы применения объёмного гидропривода.



1.2 Оформление задания на расчётно-графическую (курсовую работу)

Индивидуальное задание на расчётно-графическую (курсовую) работу выдается каждому студенту преподавателем-руководителем работы.

Задание включает в себя:

- назначения объёмного гидропривода;
- мощность N , Вт, передаваемая приводом потребителю;
- усилие F , Н на штоке (штоках) силового гидроцилиндра

или крутящий момент $M_{кр}$, Н·м на валу гидромотора;

- скорость v , м/с перемещения штока гидроцилиндра или

угловая скорость ω , 1/с (обороты n , вала в минуту) вала гидромотора;

– передаточное число i привода, как отношение оборотов вала гидромотора n_m к оборотам n_d вала базового двигателя

(источника энергии) $i = \frac{n_m}{n_d}$;

- длину l , м магистрали от гидронасоса до гидродвигателя (гидромотора) и тип местных сопротивлений;
- температуру окружающей среды (для курсовой работы).

1.3 Оформление пояснительной записки к расчётно-графической (курсовой) работе

Пояснительная записка объёмом 25–30 листов формата А4, составленная согласно требованиям ГОСТ, ЕСКД и т.п. на оформление документации курсовых и дипломных проектов работ при подготовке инженеров механических специальностей РГУПС, должна содержать:

- задание на расчётно-графическую (курсо-



- вую) работу;
- принципиальную гидравлическую схему привода;
- описание (реферат), включающие основные элементарные сведения об объёмном гидроприводе;
- расчётно-графическую часть;
- выводы по работе;
- список использованной литературы.

Расчетная часть (в расчетно-графической работе) должна включать:

- обоснование типа выбранной рабочей жидкости и значения ее кинематической вязкости;
- обоснование рабочего давления гидропривода;
- расчёт основных геометрических и эксплуатационных параметров гидроцилиндра или гидромотора;
- расчёт потребного расхода рабочей жидкости, подаваемой на вход в гидродвигатель (гидроцилиндр или гидромотор);
- гидравлический расчет трубопроводов (всасывающего, напорного и сливного);
- выбор типа объёмного гидронасоса, расчёт его основных геометрических параметров и подбор марки насоса;
- определение КПД гидропривода.

В курсовой работе, кроме этого, должны быть:

- проверка условия бескавитационной работы насоса;
- определение величины гидроудара;
- расчет напорного трубопровода на прочность;
- тепловой расчёт гидропривода и определение объёма гидробака.

Титульный лист является первым листом пояснительной записки. Он выполняется только черной тушью строго по утвержденной форме (рис.) (допускается компьютерный набор).

В тексте пояснительной записки и расчетах должно соблюдаться единство обозначений и терминологии, принятых в гидравлике, теории гидромашин и гидропривода (прил. 1). Все расчеты должны выполняться только в единицах СИ с точностью до трех верных значащих цифр в числе (до трёх верных знаков) (ноль, стоящий впереди числа, за верный знак не считается). Например $0,125 \cdot 10^{-3}$, 2,36 0,183. Расчеты выносятся в отдельные строки. Расчетные формулы сначала записываются в буквенных обозначениях, а затем – с численными значениями вхо-



дящих в них величин. Текст и расчеты, в случае необходимости, должны сопровождаться схемами и рисунками.

1.4 Оформление чертежа гидросхемы привода

Графическая часть работы должна состоять из чертежа принципиальной гидравлической схемы гидропривода на одном листе формата А1 с перечнем всех элементов и агрегатов привода. Принципиальная гидравлическая схема выполняется без масштаба на одном листе формата А1, она должна давать ясное представление о принципе работы гидропривода, должна иметь полный набор элементов и агрегатов гидропривода и указывать связь между ними.

Условные графические обозначения элементов гидропривода выполняются согласно ГОСТам (прил. 1).

Все элементы и устройства изображаются на схеме в исходном положении. Каждый элемент гидросхемы должен иметь цифровое или буквенное обозначение (см. пример изображения схемы объемного гидропривода на стр. 16).

Всасывающая, напорная и сливная гидромагистраль должны быть изображены на схеме основными чертежными линиями, а гидромагистрали управления и дренажа – в $\frac{1}{3}$ толщины основных линий, дренажные, кроме того – пунктиром. Расстояние между гидромагистралями на чертеже не должно быть меньше 3 мм.

Перечень элементов гидросхемы должен быть выполнен в виде отдельного документа на отдельном листе формата А4.

1.5 Порядок защиты курсовой работы

Защита курсовой работы проходит в комиссии.

При защите студент должен знать:

- назначение и область применения объемного гидропривода; его положительные качества и недостатки;
- последовательность процессов, которые



- происходят в гидроприводе;
 - основные эксплуатационные характеристики гидропривода;
 - назначение, принцип действия и устройство элементов привода;
 - геометрические параметры силовых элементов основных агрегатов, а также трубопроводов и баков;
 - порядок расчета гидропривода и основные расчетные формулы;
 - условные обозначения элементов гидропривода в соответствии с ГОСТ;
 - основные эксплуатационные характеристики рабочих жидкостей, применяемых в объемном гидроприводе;
 - правила безопасной эксплуатации гидропривода.
- Уметь обосновать:
- необходимость применения элементов и агрегатов привода;
 - необходимость использования рабочей жидкости, которая применяется в данном гидроприводе.
- Время доклада на защите не более 5–7 минут.
- В докладе должны быть кратко изложены:
- основное назначение рассчитанного объемного гидропривода, особенности его работы и меры его безопасной эксплуатации;
 - особенности устройства основных агрегатов и элементов, и их краткая характеристика;
 - выводы.
- При оценке курсовой работы комиссия должна учитывать:
- правильность и качество выполнения принципиальной гидравлической схемы гидропривода и ее соответствие требованиям ГОСТ;
 - обоснованность применения агрегатов и элементов;
 - правильность и полноту расчетов;
 - качество оформления пояснительной записки;
 - качество доклада и полноту ответов на вопросы членов комиссии.



1.6 Особенности проектирования и порядок расчёта объёмного гидропривода

Задача проектирования объёмного гидропривода имеет ряд особенностей. Эти особенности заключаются в следующем. На начальном этапе проектирования объёмного гидропривода (для заданных эксплуатационных параметров привода) необходимо найти несколько проектных решений, близких по максимальным КПД. После этого из этих решений следует выбрать то решение, которое отвечает современным требованиям к прототипам с учетом всех тенденций и перспектив развития гидропривода данного класса.

Гидравлический расчет объёмного гидропривода начинается с анализа исходных данных, составления (в черновом варианте) схемы гидропривода и обоснования способа его регулирования. Затем обосновывается выбор типа рабочей жидкости и рабочего давления, т.е. давления рабочей жидкости на входе в гидродвигатель (гидроцилиндр, гидромотор или поворотное устройство). Назначаются скорости движения рабочей жидкости во всасывающем, напорном и сливном трубопроводах.

После этого проводят выбор типа гидродвигателя (гидроцилиндра, поворотного устройства или гидромотора), выполняют расчет его основных геометрических и эксплуатационных параметров. Затем подбирают гидродвигатель по каталогу промышленных образцов. После этого проводят расчет потерь энергии рабочей жидкости во всасывающем, напорном и сливном трубопроводах.

В случае дроссельного регулирования привода, кроме этого, по отдельному заданию руководителя работы определяют потерю энергии и потребный перепад давления на дросселе.

После расчета потерь энергии рабочей жидкости в трубопроводах приступают к выбору типа гидронасоса и расчёту его основных эксплуатационных и геометрических параметров.

По результатам проведенных расчетов подбирается насос из каталога промышленных образцов и оценивается КПД гидропривода.

В итоге заполняют таблицу, в которую заносят сводные



данные о гидроприводе и выполняется чертеж гидросхемы привода.

В курсовой работе кроме этого выполняется:

- проверка условия бескавитационной работы насоса;
- определяется величина максимального гидроудара и рассчитывается толщина стенок трубопровода из условий его прочности;
- проводится тепловой расчет масляного бака и выбирается его объём согласно ГОСТу.

По отдельному заданию преподавателя могут проводиться дополнительные расчёты, которые выносятся в исследовательскую часть работы.

2 ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ОБЪЁМНОМ ГИДРОПРИВОДЕ

2.1 Классификация и схемы объёмного гидропривода. Открытые и закрытые схемы объёмного гидропривода

Силовой привод, в основном, делят по принципу действия на механический, электрический и гидравлический (пневматический).

Механический привод разделяют на шестерённый (шестерённая коробка передач), фрикционный (за счет трения, например – сцепление), цепной, ремённый, карданный и т.п.

Гидравлический привод состоит из силовой гидравлической передачи, выходного звена силовых элементов и системы регулирования (рис. 2.1). Силовая гидравлическая передача – это совокупность гидравлических агрегатов и машин, в которых (с помощью жидкости) основная часть механической энергии передается от источника энергии – выходному звену силовых элементов.

Силовая гидравлическая передача состоит из гидронасоса и гидродвигателя (гидроцилиндра, поворотного устройства или гидромотора).

Гидромотор отличается тем, что имеет в качестве вы-

ходного звена силовой вал, а гидроцилиндр – шток гидроцилиндра. Гидронасос и гидромотор могут объединяться в одном корпусе, как, например, гидронасос и гидротурбина в гидромуфте, но могут размещаться и отдельно. Гидронасос и гидромотор, объединённые в одном корпусе, называются универсальным регулятором скорости.

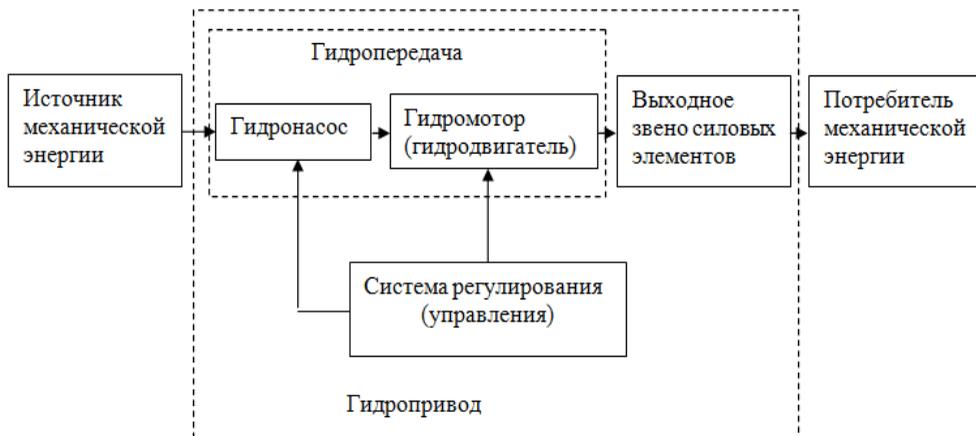


Рис. 2.1. Принципиальная схема гидропривода

Гидравлический привод разделяют на гидродинамический (лопастные гидромуфты и лопастные гидротрансформаторы) и объёмный гидравлический привод. В гидродинамическом приводе используется энергия мощного высокоскоростного закрученного потока жидкости, с помощью которого энергия от двигателя– источника энергии передаётся с помощью лопастного насоса – турбине, а от неё через силовой вал –потребителю энергии.

В объёмном гидравлическом приводе используется энергия сил высокого давления (до 700 атм.) рабочей жидкости.

Рассмотрим силовой объёмный гидравлический привод.

Объёмный гидропривод разделяют на гидропривод с по-

ступательным движением выходного звена силовых элементов (с гидроцилиндром), с поворотным движением выходного звена силовых элементов (с поворотным устройством), и с вращательным движением выходного звена силовых элементов (с гидромотором) (рис. 2.2).

Для поддержания температуры рабочей жидкости в заданном диапазоне, обеспечивающем её эксплуатационные свойства, должны быть правильно выбраны размеры масляного бака (гидробака в открытых схемах) или предусмотрены теплообменники-радиаторы (обычно для закрытых схем).

Открытые и закрытые (замкнутые) схемы называются так потому, что в них циркуляция рабочей жидкости осуществляется так, что в открытой схеме (рис. 2.3) всасывающая полость гидронасоса и сливная полость гидродвигателя соединены непосредственно с баком, который сообщается с атмосферой.

Такие схемы конструктивно наиболее простые. Здесь достигается хорошие охлаждение и очистка рабочей жидкости, а также возможность создания многодвигательных гидропередач, питаемых одним насосом.

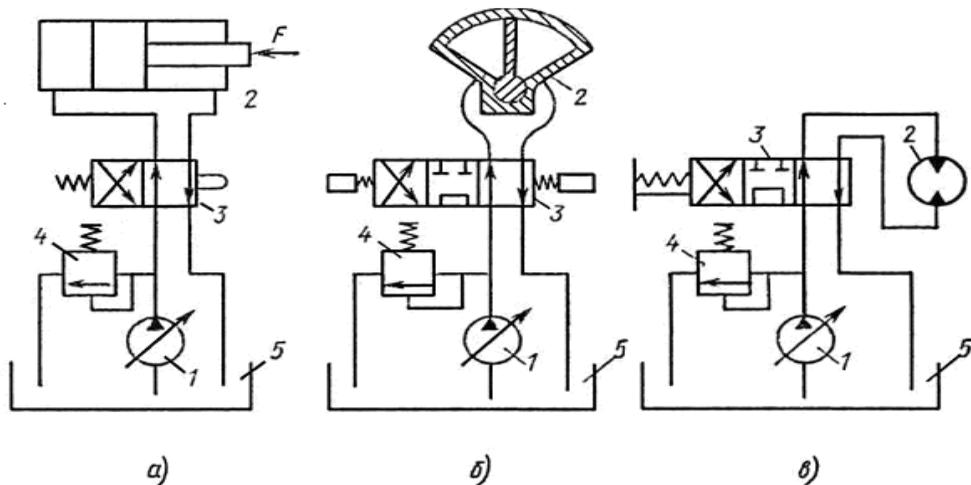
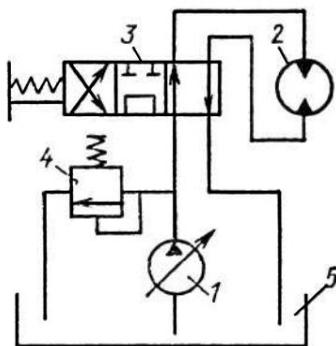


Рис.2.2 Схемы объёмного гидропривода:



- а)* с гидродвигателем поступательного движения (с гидроцилиндром);
б) с гидродвигателем поворотного движения (с поворотным устройством); *в)* с гидродвигателем вращательного движения (с гидромотором)
1 – регулируемый объёмный гидронасос; *2* – гидродвигатель;
3 – гидравлический распределитель; *4* – предохранительный (переливной) клапан; *5* – бак с рабочей жидкостью (техническим маслом)



б)

Рис. 2.3. Открытая схема объёмного гидропривода

- 1* – регулируемый гидронасос; *2* – гидромотор;
3 – гидрораспределитель с ручным трехпозиционным управлением;
4 – предохранительный клапан; *5* – бак

В таких системах, в отличие от систем с замкнутой циркуляцией (см. рис. 2.4), всегда должен быть гидрораспределитель.

К недостаткам открытых схем относятся:

- большие габариты и масса;
- вакуум во всасывающей магистрали, ограничивающий применение быстроходных насосов из-за кавитации;



- проникновение воздуха в рабочую жидкость;
- загрязнение рабочей жидкости, находящейся в баке, частицами пыли из воздуха.

В закрытых (замкнутых) системах (рис. 2.4) гидромагистрالی всегда должны быть заполнены рабочей жидкостью. Для этого применяется дополнительный подкачивающий насос 4, который постоянно подает рабочую жидкость в систему через обратные клапаны б. Избыточная жидкость через переливной клапан 5 сливается в бак.

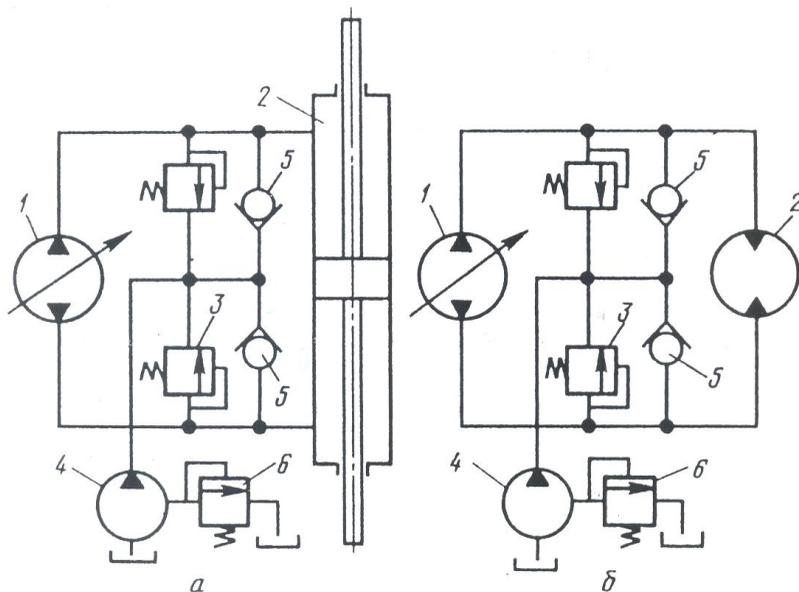


Рис. 2.4. Закрытые схемы объёмного гидропривода (с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости)

- а)* – с гидроцилиндром; *б)* – с гидромотором
1 – регулируемый объёмный гидронасос;
2 – гидроцилиндр (на схеме *а*) и нерегулируемый гидромотор (на схеме *б*); 3 – предохранительный клапан;
4 – дополнительный подкачивающий насос;
5, б – обратный и переливной (предохранительный) клапан



ны.

К достоинствам гидropередач с замкнутой циркуляцией относятся компактность, отсутствие кавитации и возможность применения быстроходных насосов, высокое качество регулирования.

Недостатки:

- необходимость установки регулируемого объёмного насоса;
- необходимость применения дополнительного подкачивающего насоса для подпитки системы рабочей жидкостью и для компенсации утечек;
- необходимость установки охладителя и индивидуального насоса для каждого гидродвигателя;
- сложность очистки рабочей жидкости.

2.2 Основные агрегаты и элементы объёмного гидропривода

2.2.1 Объёмные гидродвигатели

В качестве основных гидродвигателей объёмных гидроприводов используют гидроцилиндры, поворотные гидравлические двигатели (поворотные устройства), и гидромоторы (см. рис. 2.2).

Гидроцилиндры. Силowymi гидроцилиндрами называют объёмные гидродвигатели с поступательным движением выходного звена в виде штока.

Гидроцилиндры различаются по кинематическим и конструктивным признакам. По кинематическим признакам они подразделяются на две группы: с подвижным штоком и неподвижным корпусом; с неподвижным поршнем и подвижным корпусом. По конструктивным признакам их можно разделить на поршневые, плунжерные и телескопические.

В дорожно-строительных машинах наибольшее распространение получили поршневые гидроцилиндры одностороннего и

двухстороннего действия с подвижным штоком (рис.2.5, 2.6).

В гидроцилиндре одностороннего действия (рис. 2.5 *а*) рабочая жидкость подводится только в одну рабочую полость.

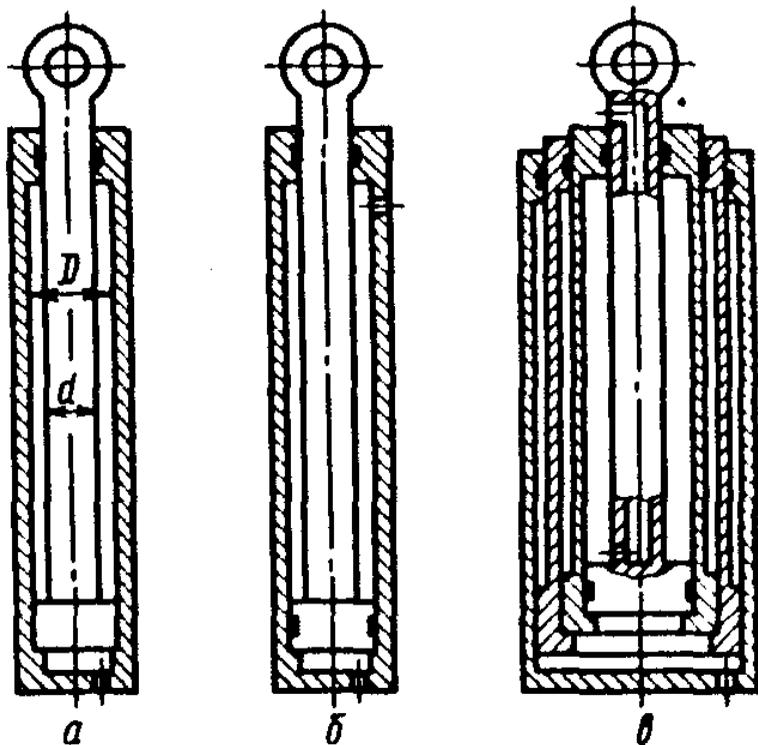


Рис. 2.5. Схемы гидроцилиндров одностороннего (*а*), двух-
стороннего (*б*)

и телескопического двухстороннего (*в*) действий

В гидроцилиндре двухстороннего действия (рис. 2.5, *б*) рабочая жидкость подводится поочередно в обе рабочие полости, и движение ведомого звена в обе стороны происходит под действием давления жидкости.

Телескопические гидроцилиндры (рис. 2.5, *в*) применяют в тех случаях, когда необходимо получить большой ход выходного звена при ограниченной длине цилиндра (например, на монтажной вышке, или гидроподъёмнике).

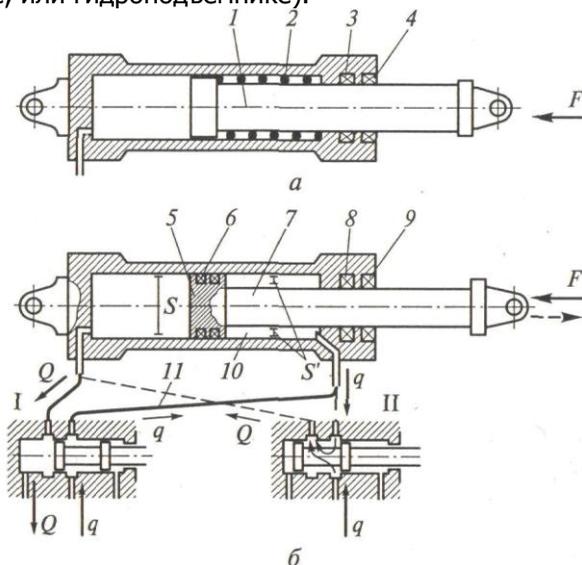


Рис. 2.6. Гидроцилиндр

а) одностороннего движения с возвратной пружиной; б) двухстороннего движения.

Рабочая жидкость в рабочие полости может подводиться через штуцера, устанавливаемые на корпусе, или по каналам в штоке.

В дорожно-строительных машинах применяются гидроцилиндры, рассчитанные на номинальное давление 10, 16, 25 и 32 МПа с максимальным (пиковым) давлением соответственно 14 и 16, 20 и 25, 32 и 40 и 40 и 50 МПа. Скорость движения штоков силовых гидроцилиндров во время работы находится в пределах 0,3–0,5 м/с.

Гидроцилиндры могут эксплуатироваться при температуре окружающего воздуха от -40 до $+70^{\circ}\text{C}$ и температуре рабочей жидкости (РЖГ) от -10 до $+70^{\circ}\text{C}$.

Номинальное рабочее давление, на которое рассчитаны



гидроцилиндры, 16 МПа. Гидроцилиндр (в настоящее время силовые гидроцилиндры унифицированы) состоит (рис. 2.7) из стального корпуса *4*, закрытого с одной стороны глухой крышкой *9*, с другой – крышкой *2* с отверстием для штока *1*. В цилиндре размещён поршень *6* со штоком, выходящим наружу через отверстие в крышке *2*. Поршень во избежание перетекания рабочей жидкости из одной полости цилиндра в другую, оборудован манжетами *5* и *11* из маслостойких материалов (резины или пластика). Манжеты на поршне удерживаются металлическими дисками, диаметр которых несколько меньше диаметра манжет. Место прохода штока со стороны крышки с отверстием имеет сальниковое уплотнение из маслостойких резиновых или других манжет и грязесъёмника *12*. Для того, чтобы пыль, которая во время работы садится на стенки штока, не попадала, минуя грязесъёмник, в полость гидроцилиндра, применяют быстро высыхающее веретённое масло.

Цилиндр снабжен двумя патрубками, к которым присоединены трубопроводы для подвода рабочей жидкости. При подаче рабочей жидкости в поршневую или штоковую полости гидроцилиндра шток движется в цилиндре, приводя в действие связанный со штоком, рабочий или другой орган машины. Рабочий конец штока имеет расточку для присоединения к рабочему или другому органу машины.

Чтобы предотвратить жесткий удар поршня о крышку, в некоторых конструкциях гидроцилиндров предусмотрен демпфер (например, замедлительный клапан). Принцип действия демпфера основан на том, что в конце хода поршня часть жидкости в гидроцилиндре отсекается от сливной гидролинии. Происходит это с помощью штифта *16* и хвостовика *15* штока, который утапливается в расточку крышки, оставляя узкий кольцевой зазор для вытеснения жидкости. Сопrotивление вытеснению жидкости в этом зазоре замедляет ход поршня и смягчает (демпфирует) удар при его упоре в крышку.

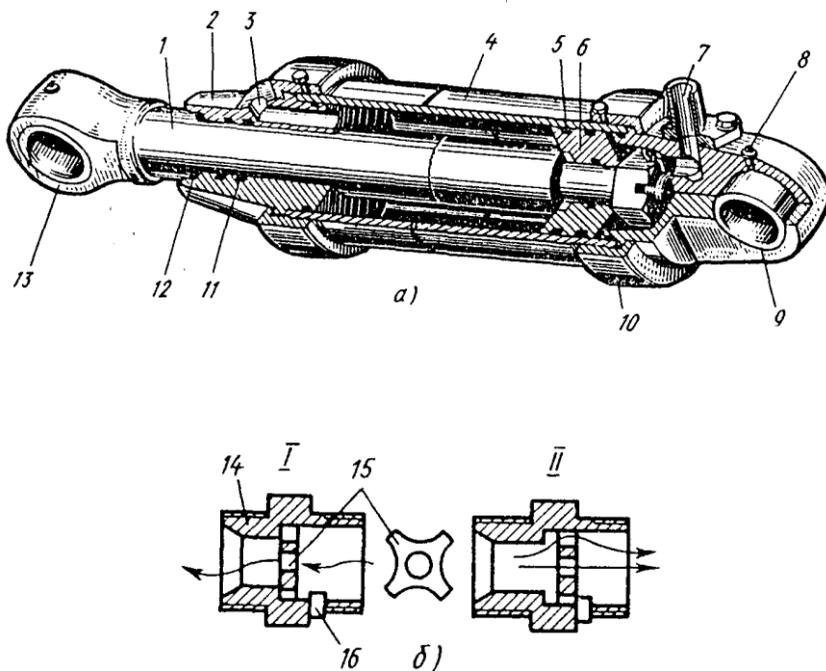


Рис. 2.7. Общий вид силового гидроцилиндра объёмного гидропривода

a – общий вид; *б* – замедлительный клапан

1 – шток; 2, 9 – крышки; 3, 7 – сверления для подачи масла; 4 – корпус;

5, 11 – манжеты; 6 – поршень; 8 – масленка; 10 – гайка; 12 – грязесъёмник;

13 – головка штока; 14 – замедлительный клапан; 15 – хвостовик; 16 – штифт

I – схема работы замедлительного клапана, например, при опускании отвала бульдозера; II – то же, при подъёме отвала



Поворотные гидравлические двигатели.

На практике чаще применяются двух- или четырехпоршневые и одно- или двухпластинчатые поворотные гидравлические двигатели. Четырехпоршневой поворотный гидравлический двигатель состоит из корпуса цилиндров 1 (рис. 2.8), поршней 2, 4, 5 и 10, жестко соединенных с зубовыми рейками 3 и 6. Рейка входит в зацепление с шестерней 7, закрепленной на выходном валу 9. Упорами 8 устанавливают зазор в зацеплении и определенное положение реек во избежание поворота. Работа осуществляется следующим образом: при подаче жидкости под определенным давлением p в рабочие камеры A и B поршни 2 и 5, а также рейки 3 и 6 перемещаются в противоположные стороны, поворачивая шестерни 7, с валом 9 по часовой стрелке. Из камер Б и Г жидкость, поршнями 4 и 10 вытесняется в сливную магистраль. Управление потоком рабочей жидкости и реверсирование механизма выполняет распределительное устройство. Крутящий момент на валу поршневого поворотного гидравлического двигателя рассчитывают по формуле

$$M = \Delta p s_n D_k z / 2 ,$$

где Δp - перепад давления; s_n - площадь поршня; D_k - диаметр делительной окружности шестерни; z - число одновременно работающих поршней.

$$\text{Угловая скорость вала } \omega = 8Q / (\pi d^2 D_k z).$$

Пластинчатый поворотный гидравлический двигатель состоит из корпуса 1 (рис. 2.9)

с боковыми крышками 3 и 4, пластины 2, жестко установленной на валу 5. При подводе под давлением рабочей жидкости в одну из камер А или Б пластина с валом будет поворачиваться на заданный угол. При этом крутящий момент на валу двигателя

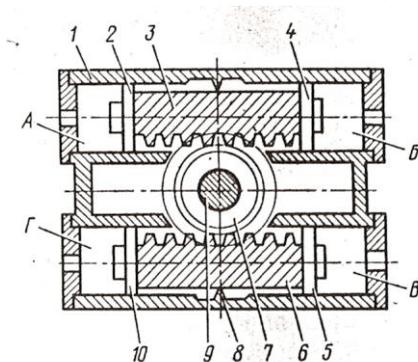


Рис. 2.8. Поршневой поворотный гидродвигатель: 1 - цилиндр; 2, 4, 5, 10 - поршни; 3, 6 - рейки; 7 - шестерни; 8 - упор; 9 - выходной силовой вал.

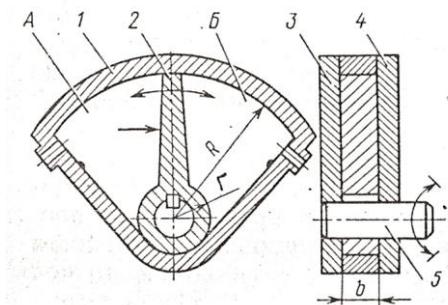


Рис.2.9. Пластинчатый поворотный гидродвигатель: 1 - корпус; 2 - пластина; 3, 4 - крышки; 5 - силовой вал.



Гидравлические моторы.

В современных объёмных гидроприводах с вращательным движением выходного звена силовых элементов в качестве гидравлических двигателей используют гидравлические моторы, т.е. – гидродвигатели вращательного движения, у которых выходным звеном силовых элементов является силовой вал (см. рис. 4.6). Объёмные гидромоторы бывают двух типов: гидромоторы с простой кинематикой – роторные шестёрные, пластинчатые и винтовые гидромоторы, а также гидромоторы со сложной кинематикой – роторные аксиально-поршневые и роторные радиально-поршневые гидромоторы.

Наиболее часто применяют роторные аксиально-поршневые и радиально-поршневые гидромоторы. Шестерённые, пластинчатые и винтовые гидромоторы применяются реже из-за их низких КПД, чаще всего эти машины работают в качестве объёмных гидравлических насосов.

Радиально–поршневые гидромоторы.

Радиально–поршневые гидромоторы называют так потому, что их поршни перемещаются по направлениям радиусов (см. рис.). Эти гидромоторы применяют в объёмных гидропередатках, которые обеспечивают медленное, равномерное и регулируемое по частоте вращение, не зависящее от момента сопротивления приводимого в движение механизма.

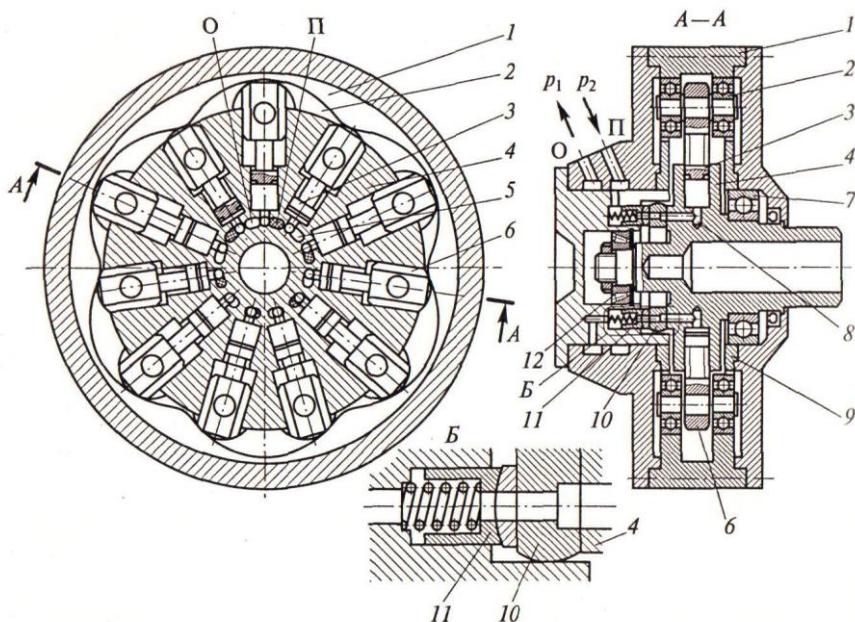


Рис. 2.10. Радиально-поршневой гидромотор многократного действия (высокомоментный гидромотор):

1 — статор; 2 — опора качения роликов; 3 — поршень; 4 — блок цилиндров; 5 — дуговое окно; 6 — ползун; 7, 12 — подшипники; 8 — канал; 9 — контранправляющий кулачок; 10 — торцовый распределитель; 11 — стакан; О — камера отвода; П — камера подвода; p_1 — давление отвода; p_2 — давление подвода

Для получения большого момента без существенного увеличения габаритных размеров гидромотора, т. е. хода h и диаметра d_p поршня, а также без чрезмерного повышения давления и числа z поршней увеличивают кратность k действия поршней. Обычно $k = 6-8$. В этом случае создаваемый гидромотором момент M равен: $M = (p_2 - p_1)V_0 / (2\pi) = 2(p_2 - p_1)ezkSn / (2\pi)$.

Такие гидромоторы позволяют получить частоту вращения от долей оборота до нескольких десятков оборотов в минуту.



На рис. 4.7 приведена конструкция радиально–поршневого гидромотора шестикратного действия с одиннадцатью поршнями. Чётное число кратности действия позволяет устранить радиальные силы давления блока 4 цилиндров на подшипники 7 и 12. Поршни 3 опираются на статор 1 роликами с опорами качения 2. Боковые усилия передаются блоку цилиндров ползунами 6. Во избежание отрыва поршней 3 от статора 1 при их замедлениях в зонах низкого давления и, вследствие этого– ударов о статор, применяют контрнаправляющие кулачки 9 под поршнями 3.

На торцовом распределителе 10 выполнено 2z дуговых окна 5, поочередно соединенных с камерами подвода П и отвода О (окна камеры П перекрестно заштрихованы). Половину каждого углового цикла 2π ($2k$) при входе поршня в канал 8 цилиндра, последний соединён с окном камеры О, а другую половину при выдвигании - с окном камеры П.

Для самоориентации распределителя 10 относительно торца блока цилиндров он установлен и поджат к блоку стаканами 11 со сферическими шайбами, допускающими перекосы распределителя без нарушения герметичности его прилегания к блоку. Одновременно стаканы соединяют окна 5 с камерами подвода П и отвода О жидкости.

КПД этих машин составляет 0,89 ... 0,91. .

Аксиально-поршневые гидромоторы.

Аксиально-поршневые гидромашин по сравнению с другими поршневыми гидромашинами равной мощности обладают наибольшей компактностью и, следовательно, наименьшей массой.

Они имеют малые радиальные размеры рабочих органов, поэтому– обладают малым моментом инерции и способны быстро изменять частоту и направление вращения силового вала.

Указанные свойства аксиально-поршневых гидромашин обусловили их широкое применение в качестве регулируемых и нерегулируемых и гидромоторов и гидронасосов для объёмных гидропередач, обслуживающих транспортные средства и подвижные комплексы (транспортные, дорожно– строительные, сельскохозяйственные машины, авиационные и судовые гидравлические системы и т.п.). Эти машины применяют также в следящих гидроприводах большой точности.

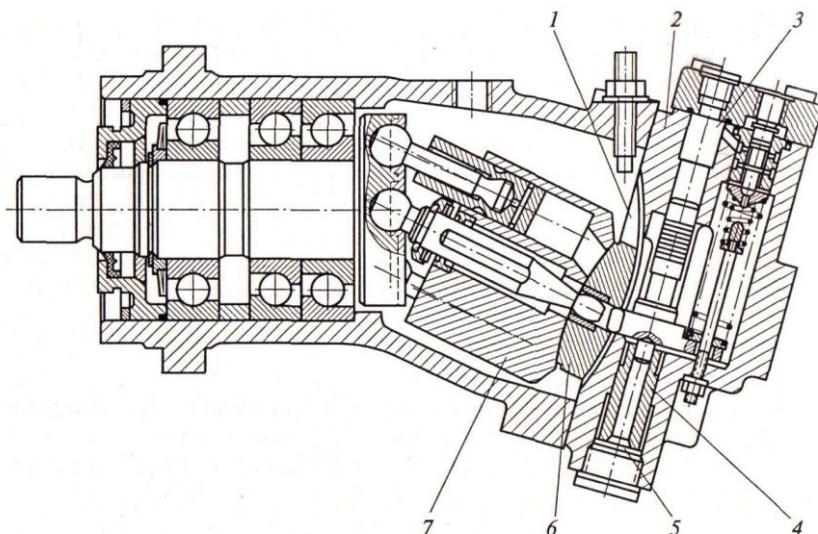


Рис. 2.14. Регулируемый аксиально-поршневой гидромотор с наклонным блоком цилиндров:

1 — цилиндрический паз; 2 — крышка корпуса; 3 — полость; 4 — поршень; 5 — гидроцилиндр; 6 — распределитель; 7 — блок цилиндров

Нерегулируемые и регулируемые гидромоторы этого типа из-за малых механических потерь и утечек имеют наиболее широкий диапазон устойчивых частот вращения и высокого КПД, хотя и уступают по удобству встраивания гидромашин с наклонным диском. Поэтому гидромашин с наклонным блоком цилиндров, благодаря хорошей жёсткости характеристик и высоким значениям КПД, применяют в следящих гидроприводах высокой точности.

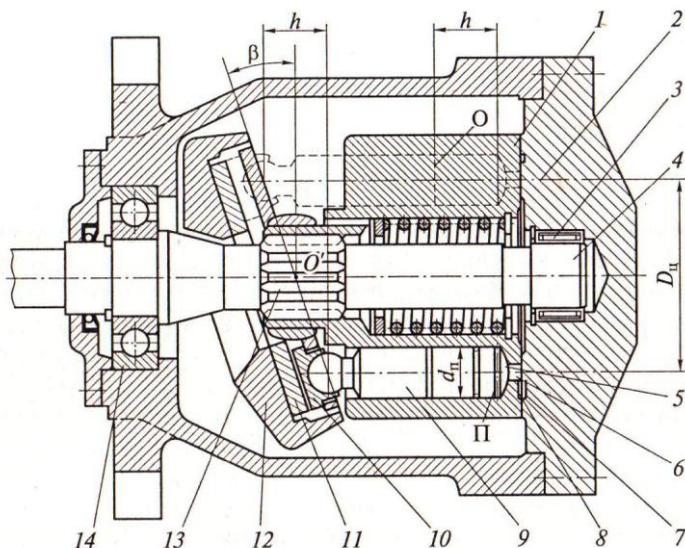


Рис. 10.12. Не регулируемый аксиально-поршневой насос с наклонным диском:

1 — блок цилиндров; 2 — крышка корпуса; 3, 14 — подшипники; 4 — вал; 5 — распределитель; 6 — окно цилиндра; 7 — торец распределителя; 8 — торец блока цилиндров; 9 — поршень; 10 — башмак; 11 — наклонный диск; 12 — люлька; 13 — шлицевое соединение; O' — точка приложения равнодействующей сил, действующих на подшипники; β — угол поворотного наклонного диска; остальные обозначения см. на рис. 10.11

В гидромашинах с наклонным диском (рис. 4.8) блок 1 цилиндров с поршнями 9 вращается вместе с валом 4. Поршни опираются на наклонный диск 11 и, благодаря этому, совершают возвратно-поступательное движение. Угол β отклонения наклонного диска от оси, перпендикулярной оси силового вала, составляет $15 \dots 18^\circ$. Эти машины наиболее простые в изготовлении, легко регулируются, имеют малые габариты и массу, а поэтому, применяются на гидроприводах подвижных комплексов: на транспорте, подъёмно-транспортном оборудовании и т.п.

В гидромашине с наклонным блоком (см. рис. 4.9) ось 4 вращения блока цилиндров наклонена под углом β к оси, пер-

пендикулярной оси вращения силового вала 1. На ведущем валу жёстко установлен диск 2. На диске шарнирно заделаны сферические головки 12 шатунов 10, закрепленных также при помощи сферических шарниров 9 в поршнях 8 с юбками 11.

При вращении блока цилиндров и вала вокруг своих осей поршни совершают относительно цилиндров возвратно-поступательные движения. Синхронизация вращения вала и блока осуществляется здесь шатунами. Шатуны, прилегая к юбке поршня, давят на нее, и этим давлением передают вращение блоку цилиндров. Для этого юбки поршней выполнены длинными, а шатуны снабжены точёными конусными шейками.

У гидромашин с наклонным блоком цилиндров значение угла β ограничено условиями конструкции, обычно $\beta = 25 \dots 30^\circ$ (в пределах до 40°). Гидромашины с наклонным блоком цилиндров имеют высокий КПД и хорошую жёсткость характеристики.

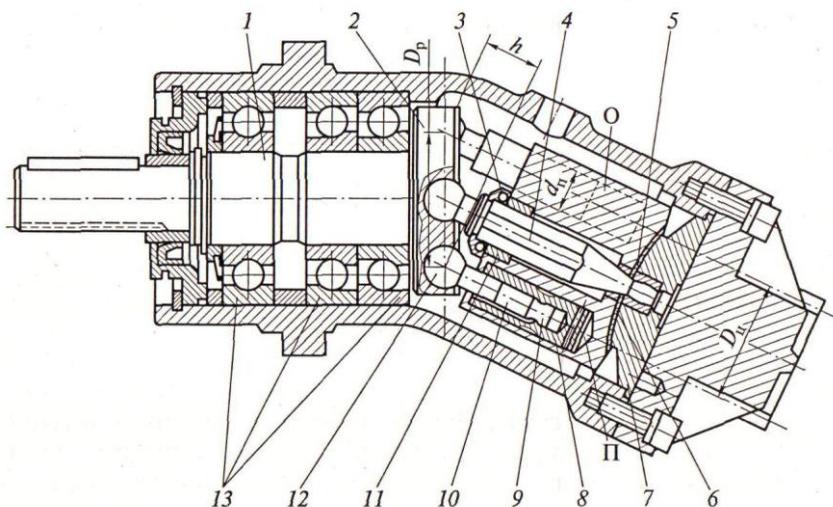


Рис. 10.11. Не регулируемый аксиально-поршневой гидронасос с наклонным блоком цилиндров:

1 — вал; 2 — ведущий диск; 3 — пружина; 4 — ось вращения блока цилиндров; 5 — торец распределителя; 6 — торец блока цилиндров; 7 — распределитель; 8 — поршень; 9 — сферический шарнир; 10 — шатун; 11 — втулка; 12 — головка шатуна; 13 — подшипники; O — камера отвода; П — камера подвода; d_n —



диаметр поршня; D_p — диаметр расположения точек контактов головок поршней с поворотной шайбой; D_u — диаметр расположения осей отверстий в блоке цилиндров; h — ход поршня

Однако регулируемые насосы этого типа (см. рис 4.10) велики по габаритным размерам.

2.2.2 Объёмные гидронасосы

В объёмных гидронасосах, в отличие лопастных, рабочая жидкость подается из рабочего объёма, прерывисто, порциями. Здесь она всегда вытесняется из указанного объёма силовыми элементами так, что в этих гидронасосах вход постоянно и очень герметично разобщен с выходом. Если это условие нарушается, то объёмный гидропривод работать не будет. Это условие осуществляется посредством прочного и герметичного контакта силовых элементов, либо между собой (например, зубьев шестерён в шестерённых насосах и моторах), либо посредством прочного и герметичного контакта силовых элементов – с корпусом (например, поверхностью поршней и цилиндров в поршневых насосах и моторах). Поэтому в объёмных гидромашинах, в отличие от лопастных гидромашин, возвратных течений жидкости (с выхода машины - на её вход) в принципе быть не может. Здесь, если кран (клапан) за работающим объёмным гидронасосом будет закрыт, то жидкость будет подаваться объёмным гидронасосом в напорную магистраль до тех пор, пока не произойдет авария из-за потери герметичности уплотнений, контактов или разрушения магистралей, рабочих элементов или корпуса насоса. Такая же ситуация возникает в случае, если силовой элемент привода останавливается из-за непреодолимой нагрузки. Поэтому в напорных магистральных объёмных гидроприводах за объёмными гидронасосами всегда устанавливают предохранительный (переливной) клапан (см. рис 2.1), который, в случае превышения рабочим давлением p расчётных давлений p_p (p_p напорной части магистрали, обеспечивает перетекание рабочей жидкости с выхода – на вход насоса по дополнительной (сливной) магистрали. При этом получается такой же эффект, как при возвратных течениях в лопастных насосах, у которых эти клапаны никогда не устанавливают, ибо в них нет надобности.



Как было отмечено выше, объёмные гидромашины, не имеющие клапанов, в принципе, являются обратимыми гидравлическими машинами: одна и та же машина может работать как гидромотор, так и как гидронасос.

Объёмные гидронасосы как и объёмные гидромоторы бывают двух типов: гидронасосы с простой кинематикой – роторные шестёрные, пластинчатые и винтовые гидронасосы, а также гидронасосы со сложной кинематикой – роторные аксиально-поршневые и роторные радиально-поршневые гидронасосы.

Наиболее часто применяют шестерённые, пластинчатые, винтовые, а так же аксиально-поршневые и радиально-поршневые гидронасосы.

В гидроприводе бульдозеров и скреперов, а также на других ДСМ применяют, как правило, объёмные шестерённые гидронасосы. Реже применяют аксиально-поршневые, радиально-поршневые, пластинчатые (шиберные) и винтовые объёмные гидронасосы.

Шестерённые гидронасосы.

Однотипные объёмные шестерённые гидронасосы различаются, в основном, размерами и объёмной подачей. Для снижения пульсаций момента в шестерённых гидравлических машинах применяют косозубые шестерни.

Принцип действия объёмного шестерённого гидронасоса (рис. 2.8) состоит в следующем.

Ведомая шестерня 4 и ведущая шестерня 5 имеют равную ширину. Они находятся в постоянном и очень герметичном зацеплении и размещены с минимальными радиальными зазорами в корпусе 3. При вращении шестерён рабочая жидкость переносится из полости всасывания *В* (см. рис. 2.8 *б*) в полость нагнетания *Б* в виде порций, вытесняемых из впадин зубьев одной шестерни зубьями другой шестерни. В результате рабочая жидкость пульсирует и при соответствующей частоте вращения шестерён создает необходимую подачу и давление в полости нагнетания.

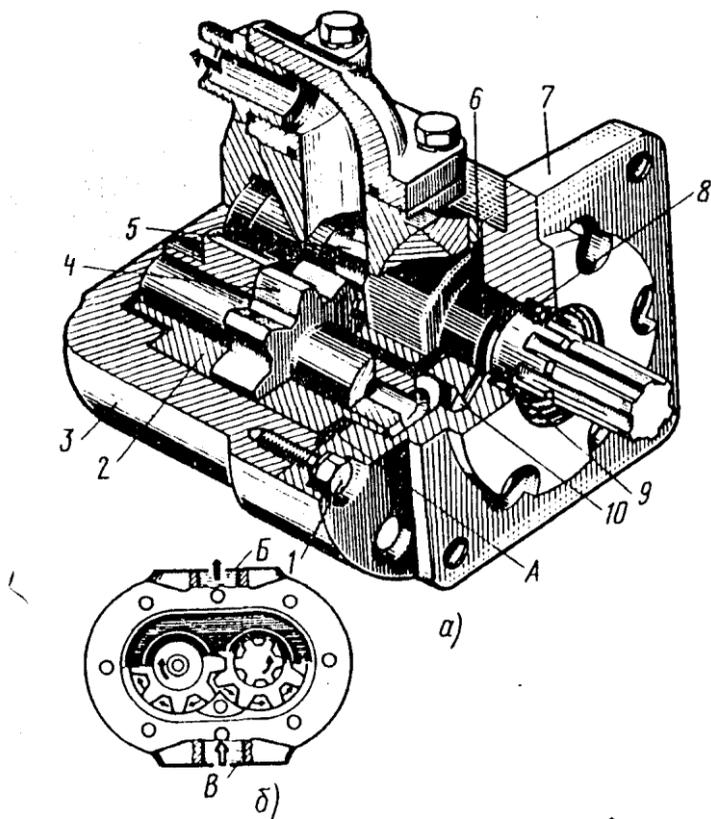


Рис. 2.8. Внешний вид объёмного шестерённого гидронасоса
(*a*)
и его простейшая схема (*б*)

1 – болт; 2 – втулка; 3 – корпус; 4,5 – шестерни; 6 – прокладка; 7 – крышка;
8 – манжета; 9 – кольцо; 10 – переливный клапан

Универсальные регуляторы (преобразователи) скорости.

В последние годы для подвижных комплексов широкое рас-

пространение получили гидропередачи, состоящих из объёмных насосов с наклонным диском и объёмных гидромоторов с наклонным блоком цилиндров, представляющих собой оптимальное сочетание по встраиваемости, КПД и диапазону частот вращения выходного вала.

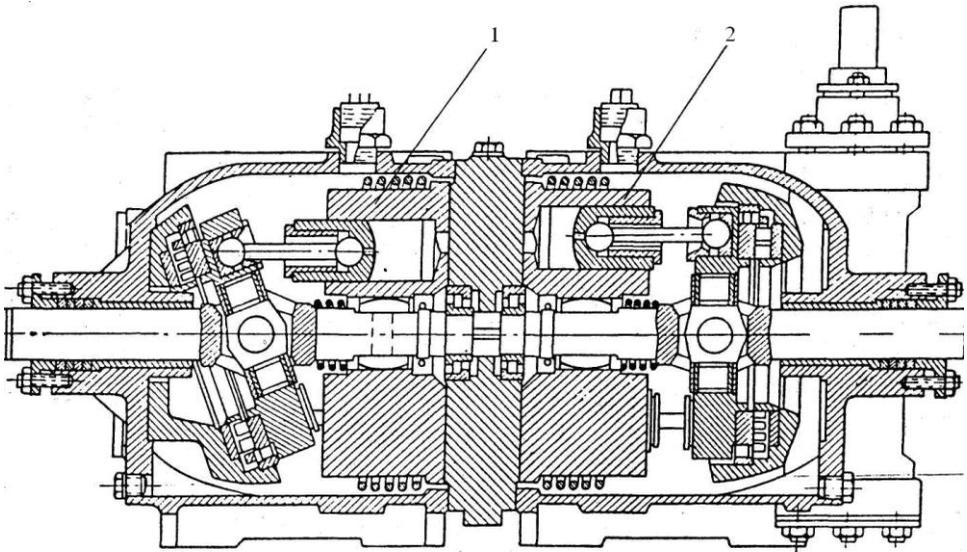


Рис. 4.10. Универсальный регулятор скорости: 1 - гидронасос; 2 - гидромотор.

Иногда гидропередачи выполняются в одном блоке (см. рис. 4.10.). В таком исполнении их называют преобразователями скорости.



3 ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ ДЛЯ ВЫБОРА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ В ОБЪЁМНОГО ГИДРОПРИВОДА

3.1 Рабочая жидкость объёмного гидропривода

Надежность, долговечность и экономичность объёмного гидропривода в значительной степени зависит от качества его рабочей жидкости. Рабочая жидкость гидропривода – это его рабочий элемент, к которому предъявляются требования обеспечения долговечности, т.е. стойкости к химическому и температурному воздействию. Указанные воздействия резко уменьшают её вязкость – одну из важнейших физических характеристик рабочей жидкости гидропривода. Вязкость обеспечивает надежную работу гидропривода и должна поддерживаться во всем интервале рабочих температур, который зависит от климатической зоны и условий эксплуатации привода.

Рабочая жидкость гидропривода, обладая требуемой вязкостью, выполняет следующие важные функции [13]:

1. Сокращает затраты энергии на трение путем замены трения несмазанных деталей на трение в слое смазки, при этом существенно повышается механический КПД гидропривода.

2. Уменьшает изнашивание трущихся деталей путем разобщения соприкасающихся поверхностей слоем смазки, который, обладая расклинивающим эффектом, настолько сильно противодействует контакту твердых поверхностей друг с другом, что вызывает разрушение поверхностных слоев металлов (эффект Ребиндера). Степень изнашивания трущихся деталей зависит от смазывающей способности рабочей жидкости, т.е. от ее вязкостных свойств.

3. Охлаждает трущиеся детали. Выделяющееся при трении тепло резко снижает механическую прочность деталей и вредно отражается на качестве самой рабочей жидкости. Охлаждающая функция рабочей жидкости обеспечивается лишь для проточных и циркуляционных систем, которые организуются в гидроприводе. Охлаждающая способность рабочей жидкости гидропривода зависят от её теплоемкости, теплопроводности и вяз-



кости.

4. Уплотняет сопряженные детали от прорыва жидкости, которая находится под большим перепадом давления. Уплотнительные функции также зависят от вязкости рабочей жидкости; эти свойства особенно важны для узла поршень – цилиндр, а также для сальников, кранов, резьбовых и фланцевых соединений.

5. Удаляет с трущихся поверхностей различные загрязнения, в том числе – продукты абразивного изнашивания и окисления.

6. Предохраняет трущиеся поверхности и другие детали от коррозии (воздействия влаги, кислорода воздуха и других агрессивных газов).

Из изложенного выше видно, что вязкость является одной из важнейших физических характеристик рабочего тела гидропривода, т.к. она обеспечивает надежную и долговечную работу всего привода. Вязкость масел существенно зависит от температуры.

На сетке с логарифмическими координатами зависимость кинематической вязкости ν , $\text{м}^2/\text{с}$ от температуры выражается прямой линией (рис. 3.1).

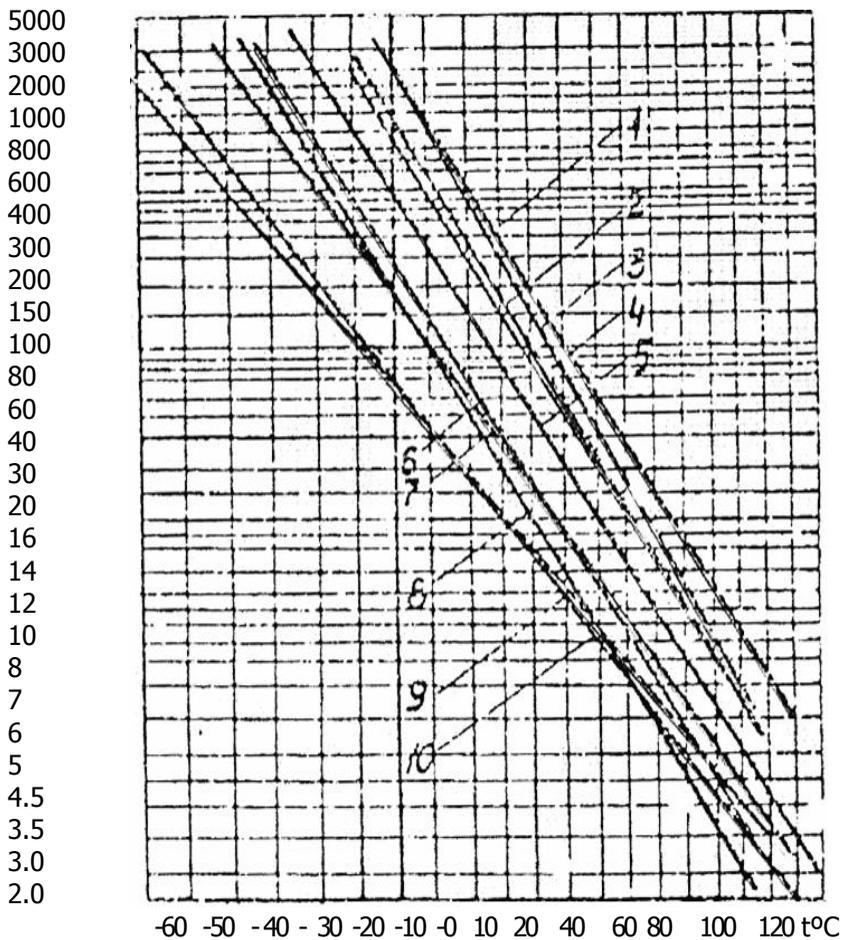


Рис. 3.1. Характеристики влияния температуры на кинематическую вязкость ν , м²/с рабочих жидкостей объёмного гидропривода

1 – ДП-11; 2 – ДП-84; 3 – М-10В₂ (М-10Г₂); 4 – М8В₂ (М8Г₂);
5 – МГ-30 (ИС-30); 6 – ИС-20; 7 – МГ-20; 8 – АУ;
9 – АМГ-10; 10 – ВМГЗ



Таблица 1

Некоторые технические характеристики рабочих жидкостей,
применяемых в объёмном гидроприводе

Марка масла	ГОСТ или ТУ	Плот- ность при 50°C, кг/м ³	Вяз- кость при 50°C 10 ⁻¹ ·с, м ² /с	Температура °С		Модуль упругости Еж *, МПа	Условия при- менения
				засты- ва- ния	вспыш- ки		
1	2	3	4	5	6	7	8
ВМГЗ	ТУ- 38-I- 196- 68	860	0,10	-60	135	1305	При отрица- тельных тем- пературах
Заменитель АГМ-10 ИГ-30	ГОСТ - 6794- 53 ТУ- 38-I- 0I-50- 70	870 980	0,10 0,33	-70 -85	92 190	1305 1340	При положи- тельных тем- пературах
Заменитель ИС-30 ИГ-20	ГОСТ - 8675- 65 ТУ- 38-I- 0I-50- 70	916 985	0,33 0,20	-15 -40	190 180	1350 1310	На открытом воздухе При положи- тельных тем- пературах
Заменитель ИС-20 ДП-8 ДП-II	ГОСТ 8675- 65 ГОСТ 5304- 50 ГОСТ 5307- 50	900 886 890	0,20 0,60 0,80	-20 -25 -15	180 200 190	1350 1680 1715	В тракторных гидросистемах при отрица- тельных тем- пературах То же при положительных температурах



АУ веретенное	ГОСТ 1642-50	890	0,14	-45	163	1315	При положительных и отрицательных температурах в ответственных гидросистемах
---------------	--------------	-----	------	-----	-----	------	--

Окончание табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8
М-10В2 М-10Г2	ГОСТ 8581-78	886	1,10	-15	205	1715	В гидросистемах сельскохозяйственных машин при положительных температурах
М-8В2 М-8Г2	ГОСТ 8581-78	886	0,60	20	200	1670	То же при отрицательных температурах

В качестве условной рабочей температуры для гидравлических систем гидроприводов принимают $t = 50^0 \text{C}$.

Кроме температурного воздействия рабочая жидкость подвергается химическому разрушению и поэтому имеет ограниченный срок службы, который во многом зависит от марки жидкости и условий ее эксплуатации.

В гидроприводах наибольшее распространение получили минеральные масла, которые имеют низкую стоимость, хорошую смазывающую способность и большой срок службы. Так, в гидроприводах применяют трансформаторное, веретённое (АУ), индустриальное, турбинное, цилиндрическое, моторное и другие масла. Например, в станочных гидроприводах широко используют турбинные и индустриальные масла [9]. В гидроприводах дорожно-строительных машин применяют масла типа ВМГЗ и МГ-30 [4]. В гидроприводах сельскохозяйственных машин, в основном, применяют моторные масла: летом $M-10B_2$, $M-10Г_2$, зимой $M-8B_2$, $M-8Г_2$ по ГОСТ 8581-73 [7].

Для аксиально-поршневых гидромоторов применяют ле-



том – веретённое масло АУ (ГОСТ 20799-75), зимой – ВМГЗ (ТУ 38.101.479-74) [4,7], а также их заменители, например, АМГ-10.

Масло АМГ-10 изготавливают из низкозастывающих фракций сернистой нефти с введением в них антиокислительной, противокоррозионной и противопенной присадок. Его рекомендуется применять в качестве всеоюзного в районах Крайнего Севера, Сибири и Дальнего Востока и в качестве зимнего в районах умеренного климата при температуре окружающей среды от -55°C до

$+70^{\circ}\text{C}$. Рабочая температура указанных масел $+90^{\circ}\text{C}$, кратковременно допускается до $+110^{\circ}\text{C}$. Срок эксплуатации этих масел составляет 3500–4000 часов работы.

Масло МГ-30 (ТУ-38-10150-70) изготавливается на основе индустриального масла ИС-30, в которое вводят антиокислительную, депрессорную и противопенную присадки. Это масло используется в качестве летнего масла.

В гидроприводах с шестерёнными насосами заводы-изготовители рекомендуют применять дизельные масла, имеющие вязкость 60–70 сСт при $+50^{\circ}\text{C}$ (летний сорт) и 40–50 сСт при $+50^{\circ}\text{C}$.

При отсутствии масел ВМГЗ и МГ-30 их можно заменять маслами АУ и И-30А.

В кузнечно-прессовых гидроприводах используют негорючие эмульсионные жидкости на водомасляной основе [2].

В гидроприводах, работающих при высоких температурах (выше $150 - 200^{\circ}\text{C}$), применяют специальные синтетические жидкости на кремний-органической основе.

Следует отметить, что с увеличением рабочего давления гидравлический КПД (связанный с потерями давления за счет трения) и объёмный КПД (обусловленный утечками рабочей жидкости и ее сжимаемостью) возрастают.

3.2 Выбор скоростей движения рабочей жидкости в гидравлических магистралях объёмного гидропривода

Из основной формулы для расчета расхода Q рабочей жидкости:

$$Q = v \cdot \pi \cdot d^2 / 4 \quad (1)$$



следует, что, чем выше скорость u движения рабочей жидкости в гидравлических магистралях и каналах гидромашин, тем более компактной будет объёмный гидропривод (диаметр d трубопровода будет меньше). Однако увеличение скорости до предельных значений всегда имеет ограничения.

В напорной и сливной магистралях увеличение скорости ограничено ростом потерь энергии (давления) за счет трения. Известно, что при ламинарном режиме течения жидкости потери напора пропорциональны скорости движения жидкости, а при турбулентном режиме они пропорциональны квадрату скорости.

Учитывая, что гидравлический КПД η_z объёмного гидропривода определяется потерями напора $\frac{1}{\gamma} \cdot \Delta P$ за счет трения:

$$\eta_z = \frac{P}{P + \Delta P} \quad (2)$$

(здесь P , рабочее давление гидропривода), скорость в напорной части трубопровода ограничивают до 5–6 м/с.

В сливной части магистрали объёмного гидропривода скорость назначают в пределах 4–5 м/с.

Во всасывающей же части магистрали скорость выбирают в пределах 0,5–1,5 м/с. Здесь ее также ограничивают из-за потерь напора (давления), но, самое главное – вследствие возможной кавитации, связанной с падением давления из-за роста: скорости потока, высоты всасывания, гидравлических сопротивлений.

Кавитация (особенно сильная) приводит к резкому ухудшению всех характеристик гидромашин и гидроаппаратуры.

При развитой кавитации насосов:

- падает напор;
- уменьшается расход;
- снижается КПД.

Кроме этого, возникает сильная вибрация и происходит резкое изнашивание (из-за кавитационной эрозии) поверхностей ответственных элементов гидропривода: кромок плунжеров, пластин, жиклеров, золотников.

Кавитация в гидроприводе является недопустимой.

Чтобы во всасывающем трубопроводе не возникла кави-



тация необходимо, чтобы давление $P_{вх}$ рабочей жидкости на входе в насос было больше давления P_s насыщенных паров рабочей жидкости при температуре эксплуатации, обычно $t = 50^{\circ}\text{C}$, т.е. должно выполняться равенство:

$$P_{ВХ} \geq P_s$$

Это неравенство приближённо эквивалентно следующему:

$$h_{вс} + \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \cdot \frac{v_{вс}^2}{2 \cdot g} \left(10^5 \cdot \frac{1}{\gamma} \right), \text{ м} \quad (3)$$

Здесь $h_{вс}$ – высота всасывания насоса, равная высоте расположения точки входа в насос над уровнем жидкости в баке, м;

ζ – местные сопротивления на линии всасывания;

l, d – длина и диаметр всасывающей магистрали, м;

$v_{вс}$ – скорость жидкости в магистрали всасывания, м/с.

Высоту $h_{вс}$ всасывания можно определить с помощью равенства:

$$h_{вс} = Z_{ВХ} - Z_y \quad (4)$$

Здесь $Z_{ВХ}$ – высота расположения точки входа в насос, м;

Z_y – высота уровня жидкости в баке относительно некоторой произвольной горизонтальной плоскости, соответственно, м.

Нарушение неравенств, указанных выше, вызывает разрыв сплошности потока рабочей жидкости на входе в насос и прекращение подачи насосом этой жидкости в напорную магистраль, т.е. к отказу работы всего гидропривода.

Для предотвращения описанных выше явлений величину

$$K = \frac{h_{вс} + \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \cdot \frac{v_{вс}^2}{2 \cdot g}}{10^5 \cdot \frac{1}{\gamma}} \quad (5)$$

всегда принимают меньше 1.

Величины коэффициентов сопротивления для прямолинейных участков зависят, как видно из этой формулы, от длины /



всасывающей магистрали и от местных сопротивлений ζ , поэтому при размещении элементов гидропривода стараются жидкостный бак располагать, по возможности, ближе к насосу. В некоторых случаях это не удастся сделать по конструктивным соображениям, тогда принимают все меры к тому, чтобы всасывающий трубопровод имел минимальную длину и как можно меньше местных сопротивлений: поворотов, изменений проходных сечений и т. п. Изменение сечения всасывающего трубопровода недопустимо из-за потерь давления.

В некоторых случаях причиной разрыва сплошности потока во всасывающем трубопроводе является фильтр, установленный на входе во всасывающую трубу и создающий большое гидравлическое сопротивление $\xi = 20$. В этом случае необходимо, по возможности уменьшить величину потерь энергии $h_{вс}$. Если и к этому имеются препятствия, то фильтр необходимо установить в сливном трубопроводе, т.е. в трубопроводе, соединяющем гидравлический распределитель с жидкостным баком.

В табл. 2, приведенной ниже, указываются значения основных параметров, характеризующих всасывающий трубопровод объёмного гидропривода некоторых дорожно-строительных машин.

Таблица 2

Характеристики местных гидравлических сопротивлений объёмного гидропривода

Вид местного сопротивления	Коэффициент сопротивления $\zeta_{кв}$
Пробочный кран	0,4
Вентиль	4
Широкий клапан	45
Угольник 90^0	1,4
Угольник 135^0	0,4
Колено 90^0	0,2
Тройник	0,3



Задвижка при относительных значениях l проходного сечения: 1 0,75 0,5 0,25	0,15 0,2 2 20
Диафрагма при относительных значениях l проходного сечения: 0,64 0,4 0,16 0,05	1 7 70 800

3.3 Выбор рабочего давление объёмного гидропривода

Рабочим давлением объёмного гидропривода называют давление P в напорной части магистрали, т.е. в магистрали после насоса (на входе в гидродвигатель).

При выборе величины этого давления следует всегда исходить из требований прочности, минимальной массы и максимальной компактности гидропривода. Когда эти факторы являются главными, то рабочее давление выбирают в пределах 15–20 МПа и выше.

Следует отметить, что при таких высоких давлениях начинает проявляться свойство сжимаемости жидкости: объём ее уменьшается согласно закону Гука для сжимаемой жидкости, который определяется равенством

Н. Е. Жуковского:

$$\frac{\Delta P}{E} = - \frac{\Delta V}{V_{нач}} \quad (6)$$

Здесь $\Delta P = P_p - P_{нач}$ – разность между рабочим P_p и начальным (например, атмосферным) $P_{нач}$ давлениями рабочей



жидкости, Па;

$\Delta V = V_p - V_{нач}$ – разность между рабочим V_p и начальным $V_{нач}$ объёмами (например, атмосферным) рабочей жидкости; $м^3$; эта разность отрицательная, поэтому в формуле (6) установлен знак минус.

E – модуль упругости жидкости, Па.

Например, объём масла АМГ-10 (ГОСТ 6794-53)

$E = 1305 \cdot 10^6 \text{ Па} = 1,305 \cdot 10^9 \text{ Па}$ при давлении 150 атм уменьшает свой объём на 1,15% по сравнению с начальным объёмом (например, объёмом при атмосферном давлении):

$$-\frac{\Delta V}{V_{нач}} \cdot 100\% = \frac{\Delta P}{E} \cdot 100\% = \frac{150 \cdot 10^5}{1,305 \cdot 10^9} \cdot 100\% = 1,15\% \quad (7)$$

Часто используют такие схемы гидропривода, в которых несколько гидродвигателей – гидромоторов и гидроцилиндров питаются рабочей жидкостью от одного гидронасоса. В этом случае давление на входе в каждый гидродвигатель будет практически одинаковым. Если учесть, что потребное давление на входе многих гидромоторов ниже, чем для гидроцилиндров, то для снижения давления на входе в каждый гидромотор необходимо устанавливать либо дроссель, либо редукционный клапан, а это приводит к дополнительным потерям и снижает общий КПД гидропривода. В таких случаях используют многопоточные схемы, в которых питание каждой группы (потока) гидродвигателей, например гидромоторов или гидроцилиндров осуществляется своим автономным насосом.

Рабочие давления гидроприводов определены ГОСТ 12445-80 (МПа): 0,63; 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 12,5; 16; 25; 32; 40.



4 ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ, ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ И ОСОБЕННОСТИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ ОБЪЁМНОГО ГИДРОПРИВОДА

4.1 Начальный этап расчёта. Задание исходных данных

Гидравлический расчёт основных параметров объёмного гидропривода любого типа начинают с расчёта эксплуатационных параметров гидродвигателя (гидроцилиндра, поворотного устройства или гидромотора).

При этом задаются потребной (эффективной) мощностью N механической энергии, которая передается потребителю гидроприводом.

Для гидроприводов возвратно-поступательного движения эта мощность равна произведению необходимого усилия F , создаваемого штоком силового гидроцилиндра, на требуемую скорость u его перемещения, т.е.

$$N = F \cdot u, \text{ Вт.} \quad (9)$$

Поэтому проектирование гидропривода возвратно-поступательного движения начинают с задания исходных данных – необходимого усилия F , N , создаваемого штоком силового гидроцилиндра и требуемой скорости u , м/с перемещения этого штока.

Для гидроприводов вращательного движения передаваемая мощность N равна произведению крутящего момента M , Н·м на валу гидромотора на угловую скорость ω , 1/с вращения вала гидромотора, т.е.

$$N = M \cdot \omega, \text{ Вт.} \quad (10)$$

Отсюда следует, что в качестве исходных данных для проектирования гидропривода вращательного движения следует задавать крутящий момент M на валу гидромотора и угловую скорость ω вращения вала гидромотора. Однако вместо угловой скорости ω часто задаются оборотами n вращения вала гидромотора в минуту, учитывая, что между оборотами n в минуту и его угловой скоростью ω имеется известное соотношение:



$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30}, \text{ 1/с.} \quad (11)$$

4.2 Гидравлический расчёт гидропривода с гидроцилиндром

Расчёты здесь начинают с определения геометрических параметров гидроцилиндра, учитывая, что гидроцилиндры бывают поршневые, плунжерные и телескопические. Рассмотрим простейший из них – поршневой гидроцилиндр.

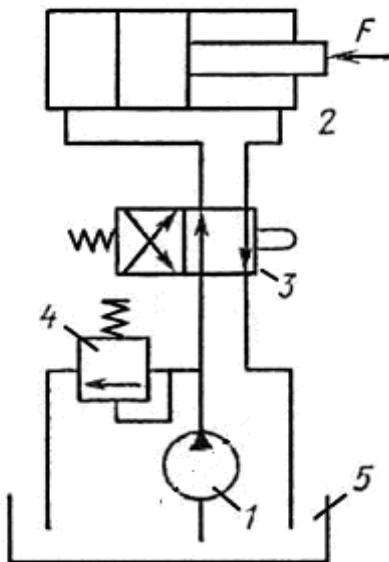


Рис 4.1. Схема объёмного гидропривода открытого типа с гидроцилиндром и нерегулируемым гидронасосом
1 – гидронасос; 2 – гидроцилиндр; 3 – гидрораспределитель;
4 – предохранительный (переливной) клапан; 5 – бак с рабочей жидкостью.

4.2.1 Режим прямого хода штока

Для определённости рассмотрим сначала принципы расчёта гидроцилиндра на режиме прямого хода его штока (на режиме его выталкивания). На рис. 4.2 этот режим соответствует движению поршня и штока вправо. На приведенном рисунке параметры на режиме прямого хода штока помечены индексом 1; на режиме обратного хода штока эти параметры помечены индексом 2 и даны в скобках. Параметры поршневой полости (слева от поршня) помечены индексом «п», штоковой полости (справа от поршня) – индексом «ш».

Здесь D – диаметр поршня (гидроцилиндра), м;
 d – диаметр штока, м;
 h – ход поршня, м;
 P_p – давление в поршневой полости, Па;
 $P_{ш}$ – давление в штоковой полости, Па;
 F_1 – усилие сжатия штока, создаваемое давлением P_p в поршневой полости, Н;
 F_2 – усилие растяжения штока, создаваемое давлением $P_{ш}$ в штоковой полости, Н;
 $Q_p, Q_{ш}$ – объемный расход рабочей жидкости, подаваемый в поршневую и штоковую полости соответственно, м³/с.

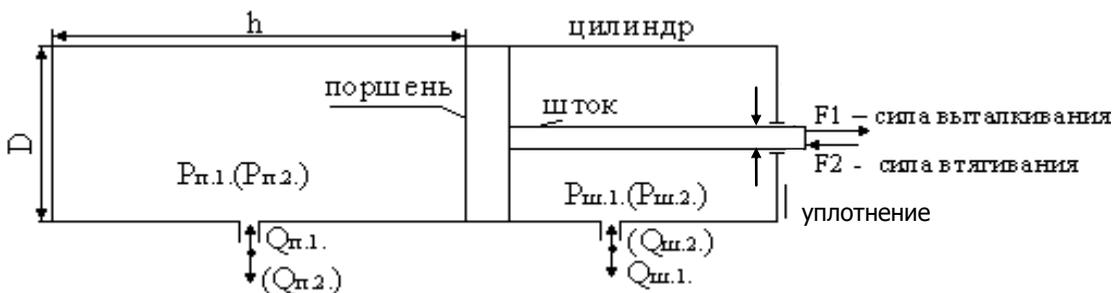


Рис. 4.2. Простейший гидродвигатель – поршневой гидроцилиндр.



Основные геометрические параметры и схема силового нагружения.

Для расчёта основных параметров гидроцилиндра, обеспечивающих мощность N энергии, передаваемой потребителю, т.е. усилий F , создаваемых штоком и скоростей ν его движения, используют известные равенства:

$$F = P \times \frac{\pi D^2}{4}; \quad (12)$$

$$\nu = \frac{Q}{\frac{\pi D^2}{4}}. \quad (13)$$

Здесь P – давление, Па;

Q – расход, м³/с.

Из этих равенств следует, что расчёт параметров гидроцилиндра можно свести к определению только одного геометрического параметра – его диаметра D , м;

Далее, по найденным стандартным значениям D и заданным усилиям F определяют требуемые рабочие давления P в полостях гидроцилиндра, затем, зная требуемые значения скорости ν перемещения штока гидроцилиндра, рассчитывают необходимый объёмный расход Q , м³/с, который должен создавать насос гидропривода. После этого переходят к расчетам потерь энергии (потерь напора $\Delta P/\gamma$) во всасывающей, напорной и сливной частях магистрали. Далее, по расходу Q рассчитывают объёмный гидронасос (как правило – шестерённый). На этом расчёт объёмного гидропривода с силовым гидроцилиндром, как правило, завершают.

Приведём последовательность расчёта по этапам.

На режиме прямого хода рабочая жидкость с расходом $Q_{п1}$ подается под поршень, создавая давление на поршень $P_{п1}$. При этом шток перемещается вправо и создает рабочее усилие F_1 . Одновременно в штоковой полости создается противодействие $P_{ш1}$, которое выталкивает рабочую жидкость с расходом $Q_{ш1}$ из штоковой полости. Если считать скорость ν движения поршня постоянной, то расчётный диаметр D гидроцилиндра можно определить



из условия равновесия всех сил, действующих на поршень:

$$\left[P_{n1} \frac{\pi D^2}{4} - P_{ш1} \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right) \right] \times \eta_m = F_1 \quad (14)$$

Здесь η_m – механический КПД, учитывающий действие сил трения.

Отсюда, после несложных преобразований, получим: расчётный диаметр D гидроцилиндра, который в случае прямого хода обозначим через D_1 .

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \times F_1}{\pi \left(P_{n1} - \frac{P_{ш1}}{\psi} \right) \times \eta_m}} \quad (15)$$

Здесь η_m – механический КПД гидроцилиндра, $\eta_m = 0,95-0,97$;

$\psi = \frac{D^2}{D^2 - d^2}$ – коэффициент мультипликации, равный

отношению площадей сечений поршневой и штоковой полостей цилиндра.

В гидроприводах дорожно-строительных машин и подъёмного оборудования $\psi = 1,06-5,0$. В станочных гидроприводах $\psi = 1,2-2,15$; в гидроприводах сельскохозяйственных машин $\psi = 1,06-1,15$; в гидроприводах кузнечно-прессовых машин $\psi = 1,06-5,0$.

Выбрав значение ψ , соответствующее проектируемому гидроприводу, получим требуемое значение D_1 .

4.2.2 Режим обратного хода штока

На режиме обратного хода шток рабочим усилием F_2 , создаваемым поршнем, втягивается в цилиндр и поэтому находится в состоянии растяжения. Рабочая жидкость с расходом $Q_{ш2}$ подаёт



ся в штоковую полость, создавая в ней давление $P_{ш2}$. Одновременно в поршневой полости создается противодействие $P_{п2}$, которое выталкивает рабочую жидкость из этой полости с расходом $Q_{п2}$. В этом случае условие равновесия сил, действующих на поршень, будет иметь вид:

$$\left[P_{ш2} \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right) - P_{п2} \frac{\pi D^2}{4} \right] \eta_m = F_2 \dots \dots \dots (16)$$

После преобразований получим расчётный диаметр D гидроцилиндра, который в случае обратного хода обозначим через D_2 :

$$D_2 = \sqrt{\frac{4 \times F_2}{\pi \left(P_{ш2} \times \frac{1}{\psi} - P_{п2} \right) \times \eta_m}} \dots \dots \dots (17)$$

Следует помнить, что противодействия $P_{ш1}$ и $P_{п2}$, возникающие при вытеснении рабочей жидкости из гидроцилиндра, определяются потерями энергии в тракте вытеснения от гидроцилиндра до бака, обычно $P_{ш1} \approx P_{п2} \approx 0,3-0,5$ МПа [10].

Из рассчитанных таким способом диаметров гидроцилиндра D_1 и D_2 выбирают наибольший и округляют его до ближайшего значения из ряда стандартных диаметров (мм) гидроцилиндров, поршней, плунжеров и штоков согласно ГОСТу 12447-80: 5; 6; 7; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 710; 800.

После этого, выбрав значение ψ , приступают к определению диаметра d штока гидроцилиндра, используя равенства:

$$\psi = \frac{D^2}{D^2 - d^2},$$

$$d = D \sqrt{\frac{\psi - 1}{\psi}} \dots \dots \dots (18)$$

Полученное значение d округляют до его ближайшего стандартного значения из вышеуказанного ряда.



Далее, по найденным стандартным значениям D и d определяют требуемые рабочие давления в полостях гидроцилиндра.

При работе штока на сжатие (прямой ход) давление $P_{1п}$ в поршневой полости равно:

$$P_{n1} = \frac{4 \times F_1}{\pi D^2 \times \eta_m} + \frac{P_{u1}}{\psi}, \text{ Па} \quad (19)$$

При работе штока на растяжение (обратный ход) давление $P_{1ш}$ в штоковой полости равно:

$$P_{n1} = \frac{4 \times F_2 \times \psi}{\pi D^2 \times \eta_m} + P_{n2} \times \psi, \text{ Па} \quad (20)$$

Для получения требуемой скорости v_1 штока на прямом ходе в полость под поршнем следует подавать рабочую жидкость с расходом:

$$Q_{n1} = \frac{\pi D^2}{4} \times v_1, \text{ м}^3 / \text{с} \quad (21)$$

Одновременно из штоковой полости будет вытесняться рабочая жидкость с расходом:

$$Q_{u1} = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} \times v_1, \text{ м}^3 / \text{с} \quad (22)$$

Для получения требуемой скорости v_2 штока на обратном ходе в штоковую полость следует подавать рабочую жидкость с расходом:

$$Q_{u2} = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} \times v_2, \text{ м}^3 / \text{с} \quad (23)$$

Одновременно из поршневой полости будет вытесняться рабочая жидкость с расходом:

$$Q_{n2} = \frac{\pi D^2}{4} \times v_2, \text{ м}^3 / \text{с} \quad (24)$$

В заключении отметим, что в гидроцилиндрах с уплотнительными манжетами и кольцами утечки практически отсутствуют, поэтому объёмный КПД гидроцилиндра $\eta_{об} = 1$ [10].

В связи с этим можно считать, что в гидроцилиндрах теоретический расход равен действительному. Отсюда следует, что:



$$Q_{n.д.} = Q_n \quad (25)$$

$$Q_{ш.д.} = Q_{ш.}$$

Из двух значений действительных расходов, $Q_{п.д.}$ и $Q_{ш.д.}$ выбирают максимальное значение расхода Q , м³/с. Затем, зная величину Q , м³/с, выполняют гидравлический расчет системы трубопроводов, т.е. рассчитывают потери энергии (потери напора $\Delta P/\gamma$) во всасывающей, напорной и сливной частях магистрали гидропривода. При этом учитывают дополнительные потери энергии (давления) в элементах регулирования подачи рабочей жидкости: гидрораспределителях, дросселях, регуляторах расхода, и т.п.

Далее, с учётом этой же величины Q расхода рабочей жидкости, рассчитывают и подбирают объёмный гидронасос (как правило – шестерённый), который должен обеспечивать расход (подачу) рабочей жидкости, равный Q . При этом на выходе из насоса будет создаваться рабочее давление, равное $P + \Delta P$.

На этом гидравлический расчёт силового гидроцилиндра, как правило, завершают и переходят к гидравлическому расчёту системы трубопроводов объёмного гидропривода.

Рассмотрим последовательность и принципы гидравлического расчёта системы трубопроводов объёмного гидропривода.

4.2.3 Основы гидравлического расчёта системы труб-проводов объёмного гидропривода

Одной из основных задач гидравлического расчёта объёмного гидропривода является определение диаметров участков трубопроводов и потерь энергии (давления) рабочей жидкости в них. Обычно систему трубопроводов разбивают на простые участки. Под простым участком понимают часть системы трубопроводов, имеющую постоянный диаметр и не имеющую ответвлений.

На каждом участке из-за трения и вихреобразования происходят путевые и местные потери энергии жидкости, которые проявляются в потере давления по длине трубопровода вниз по потоку, а также в потере давления после местных сопротивлений (поворотов потока, тройников, фильтров, гидрораспределителей и т.п.).



Начнем с расчёта диаметров простых участков трубопровода.

Внутренний диаметр $d_{\text{тр}}$ любого участка трубопровода определяют по формуле:

$$d_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times v}}, \text{ м} \quad (26)$$

Здесь Q – объёмный расход рабочей жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$;
 v – средняя скорость движения жидкости на данном участке трубопровода, $\text{м}/\text{с}$.

При выборе величины средней скорости v движения рабочей жидкости в трубопроводах гидропривода обычно руководствуются следующим [10]:

- во всасывающем трубопроводе скорость движения рабочей жидкости назначают не более 1–1,2 $\text{м}/\text{с}$;
- в сливном трубопроводе – не более 2 $\text{м}/\text{с}$;
- в нагнетательном трубопроводе при давлениях: до 2,5 МПа – не более 3 $\text{м}/\text{с}$; до 5 МПа – не более 4 $\text{м}/\text{с}$; до 10 МПа – не более 5 $\text{м}/\text{с}$; свыше 15 МПа – не более 8–10 $\text{м}/\text{с}$.

Значения диаметров, полученные в расчётах, округляют до ближайших стандартных диаметров по ГОСТ 8734-75 и ГОСТ 8732-78.

По принятым стандартным диаметрам уточняют соответствующие им скорости v потока по формуле:

$$v = \frac{4 \times Q}{\pi \times d^2}, \text{ м}/\text{с} \quad (27)$$

4.2.4 Расчет потерь энергии (давления) жидкости в трубопроводах гидропривода

При гидравлических расчётах считают, что частица несжимаемой жидкости при движении обладает четырьмя видами энергии (если не учитывать дополнительную энергию упругости жидкости и трубопроводов, обуславливающую явления гидроудара, открытого Н. Е. Жуковским):

- энергией положения $G \cdot Z$, Дж;
- энергией сил давления $P \cdot V$, Дж;



– кинетической энергией $m \frac{v^2}{2}$, Дж;

– потерянной механической энергией, $E_{потерь}$, Дж.

Потерянной механической энергией жидкости называют ту часть её механической энергии, которая переходит в тепло вследствие трения и рассеивается в окружающей среде.

Здесь G – вес частицы жидкости, H ;

V – объём частицы, m^3 ;

m – масса частицы, кг;

u – скорость движения частицы, м/с;

Z – высота расположения центра объёма V частицы жидкости относительно произвольной горизонтальной плоскости (плоскости сравнения), м.

Все эти виды энергии связаны одним равенством, которое представляет собой закон сохранения и превращения энергии для частицы потока вязкой несжимаемой жидкости: «Энергия не исчезает. Она переходит из одних видов в другие так, что сумма всех видов энергии остаётся постоянной и равной её начальному значению. » Г. Гельмгольц 1848 г. Указанное равенство имеет вид:

$$G \cdot Z + P \cdot V + m \frac{v^2}{2} + E_{потерь} = E_0 = const, Дж. \quad (28)$$

Здесь E_0 – начальная энергия частицы жидкости.

Если это равенство поделить на вес G , H жидкости, равный $G = \gamma \cdot V = \rho \cdot g \cdot V$, то получим известное уравнение Д. Бернулли, которое представляет собой закон сохранения и превращения энергии для частицы вязкой несжимаемой жидкости:

$$Z + \frac{P}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + h_{ном} = H_0 = const, м. \quad (29)$$

Здесь $h_{пот} = \frac{E_{потерь}}{G}$, м – безвозвратно потерянный на-

пор жидкости, т.е. часть удельной механической энергии частицы жидкости, перешедшая за счёт работы сил трения во внутреннюю



(тепловую) энергию окружающей среды; H_0 , м – начальный напор (начальная удельная энергия) частицы; $\gamma, \frac{H}{\text{м}^3}$ – удельный вес жидкости.

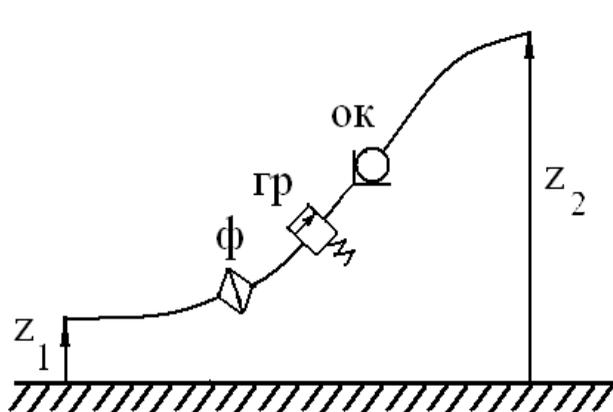
Следует отметить одно важное свойство уравнения Д. Бернулли. Вид этого уравнения не меняется, если рассматривать не только данную фиксированную подвижную частицу потока с объёмом V (подход Лагранжа), но, вместо подвижной частицы потока, рассматривать неподвижный фиксированный объём V пространства, занятый потоком жидкости (подход Л. Эйлера).

Обычно для гидравлических расчётов применяют подход Эйлера и рассматривают какое-либо конкретное фиксированное неподвижное сечение канала трубопровода, заполненного потоком вязкой несжимаемой жидкости с осреднёнными по сечению канала параметрами потока: скоростью v , давлением p и высотой Z центра сечения канала относительно произвольной горизонтальной плоскости.

Для любых двух подвижных точек потока жидкости или для любых двух неподвижных сечений трубопровода, помеченных индексами 1 и 2 (см. рис. 4.3.) закон сохранения и превращения энергии можно записать в виде равенства:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{1-2}, \text{ м} \quad (30)$$

Здесь $h_{1-2} = h_{\text{пот.2}} - h_{\text{пот.1}}$ потерянный напор на участке 1-2, м.



Ф — фильтр
 гр — гидравлический
 распределитель
 ок — обратный клапан

Рис. 4.3. Участок магистрали.

Если на участке 1-2 установлены гидронасос (ГН) и гидродвигатель (ГД) (см. рис. 4.4.), то уравнение Д. Бернулли примет вид:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + H_{ГН} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + H_{ГД} + h_{1-2} \quad (31)$$

Здесь $H_{ГН} = \frac{P_{ВЫХ.ГН} - P_{ВХ.ГН}}{\gamma}$ — напор гидронасоса, т.е. увеличение удельной энергии жидкости, прошедшей через насос, м;

$$H_{ГД} = \frac{P_{ВХ.ГД} - P_{ВЫХ.ГД}}{\gamma} \quad \text{удельная работа}$$

гидродвигателя, т.е. уменьшение удельной энергии (напора) жидкости, прошедшей через гидродвигатель.

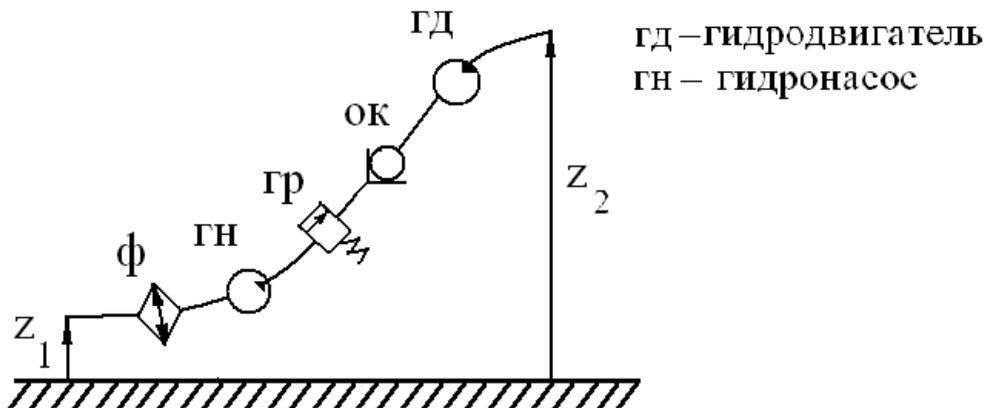


Рис. 4.4. Участок магистрали объёмного гидропривода с гидронасосом (ГН) и гидродвигателем (ГД).

5 ПРИМЕР ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЁТА ОБЪЁМНОГО ГИДРОПРИВОДА С ГИДРОЦИЛИНДРОМ ЖАТКИ КОМБАЙНА

5.1 Исходные данные для расчёта

Рабочее усилие $F_{шт}$, развиваемое штоком гидроцилиндра–
50,0 кН.

Скорость $v_{шт}$ движения штока гидроцилиндра– 0,4 м/с.

1. Рабочее давление $p_p = 16$ МПа.

2. Рабочая жидкость:

масло минеральное ВМГЗ.

коэффициент кинематической вязкости $\nu = 10 \cdot 10^{-6}$, м²/с;



(при 50°С);

массовая плотность $\rho_{ж}=980 \text{ кг/м}^3$, (при 50°С);

модуль упругости $E_{ж}=1,305 \cdot 10^9 \text{ Па}$;

3. Сумма коэффициентов местных сопротивлений и длина трубопроводов:

- линия всасывания $\sum \xi_{вс} = 2, l_{вс} = 0,4 \text{ м}$;

- линия нагнетания $\sum \xi_{нг} = 30, l_{нг} = 4 \text{ м}$;

- линия слива $\sum \xi_{сл} = 20, l_{сл} = 5 \text{ м}$;

4. Рекомендуемые значения скорости U движения рабочей жидкости:

- на линии всасывания $U_{вс} = 0,5 \dots 1, \frac{\text{м}}{\text{с}}$;

- на линии нагнетания $U_{нг} = 3 \dots 6, \frac{\text{м}}{\text{с}}$;

- на линии слива $U_{сл} = 1 \dots 1,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$;

5. Выбранные значения КПД гидравлических машин гидропривода:

Гидроцилиндра:

- объёмный КПД-0,98;

- механический КПД-0,97;

Гидронасоса:

- объёмный КПД-0,96;

- механический КПД-0,95;

6. Время закрытия (срабатывания) гидрораспределителя $t_{зак}=0,01 \text{ сек}$.

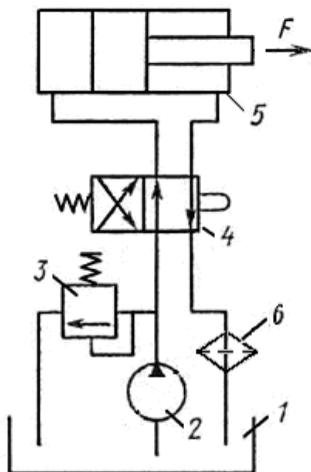


Рис 5.4. Простейшая гидравлическая схема проектируемого объёмного гидропривода открытого типа с гидроцилиндром и нерегулируемым гидронасосом: 1–бак с рабочей жидкостью; 2–гидронасос; 3–предохранительный (переливной) клапан; 4–гидравлический распределитель; 5–гидроцилиндр; 6– фильтр.

5.2 Расчёт размеров гидроцилиндра и расхода рабочей жидкости

5.2.1 Определение внутреннего диаметра гидроцилиндра

Внутренний диаметр D гидроцилиндра определяем в зависимости от расчётного направления и заданного наибольшего рабочего усилия F .

Режим прямого хода:

Для определенности рассмотрим сначала работу гидроцилиндра на режиме прямого хода его штока (на режиме его выталкивания).

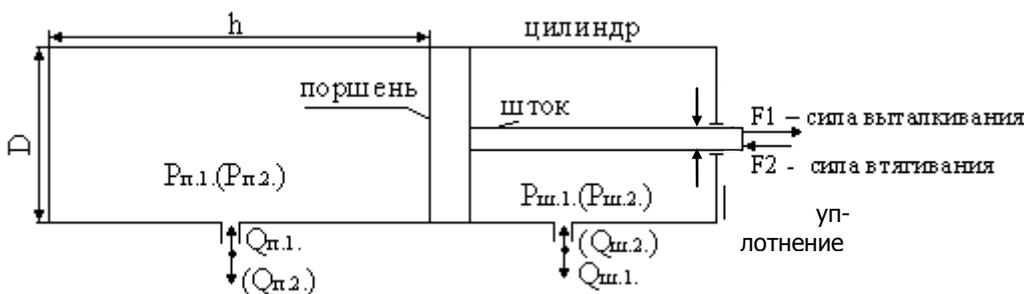


Рис.5.5. Основные геометрические параметры и схема силового нагружения гидроцилиндра.

На рис.5.5 этот режим соответствует движению поршня и штока вправо. На этом рисунке параметры на режиме прямого хода штока помечены индексом 1; на режиме обратного хода штока эти параметры помечены индексом 2 и даны в скобках. Параметры поршневой полости (слева от поршня) помечены индексом «п», штоковой полости (справа от поршня) – индексом «ш».

Здесь D – диаметр поршня (гидроцилиндра), м;

d – диаметр штока, м;

h – ход поршня, м;

P_p – давление в поршневой полости, Па;

$P_{ш}$ – давление в штоковой полости, Па;

F_1 – усилие сжатия штока, создаваемое давлением P_p в поршневой полости, Н;

F_2 – усилие растяжения штока, создаваемое давлением $P_{ш}$ в штоковой полости, Н; $Q_p, Q_{ш}$ – объемный расход рабочей жидкостью, подаваемый в поршневую и штоковую полости соответственно, м³/с.

Для расчета основных параметров гидроцилиндра, обеспечивающих мощность N энергии, передаваемой потребителю, т.е. усилий F , создаваемых штоком и скоростей u его движения, используем известные равенства:



$$F = P \times \frac{\pi D^2}{4};$$

$$v = \frac{Q}{\frac{\pi D^2}{4}}$$

Здесь P – давление, Па; Q – расход, м³/с

В нашем случае шток работает на сжатие. Рабочая жидкость под давлением P подается в поршневую полость гидроцилиндра. В этом случае диаметр D поршня гидроцилиндра рассчитаем по формуле:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot \left(P_n - \frac{P_w}{\psi} \right) \cdot \eta_m}}, \text{ м}$$

здесь  – коэффициент мультипликации,

равный отношению площадей поршневой и штоковой полостей;

$P_n \cdot P_w$ – давления, которые создаются в поршневой и штоковой полостях гидроцилиндра, соответственно, Па;

η_m – механический КПД гидроцилиндра, 0,95-0,97;

Так как в современных гидроцилиндрах дорожно-строительных машин

$\psi = 1,0 \dots 5,0$, то для рассматриваемого случая принимаем: $\psi = 1,5$.

Давление P_n в поршневой полости назначаем равным рабочему давлению P гидропривода $P_n = P$. Давление P_w в штоковой полости назначаем равным $P_w = 0,4$ МПа. Полагаем $P_n = 16$ МПа.

Отсю

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 50,0 \cdot 10^3}{3,14 \cdot \left(16 \cdot 10^6 - \frac{0,4 \cdot 10^6}{1,5} \right) \cdot 0,97}} = 0,0647 \text{ да:}$$

Полученный расчетный диаметр округляем до стандартных



номинальных диаметров (мм) гидроцилиндров, поршней, плунжеров и штоков согласно ГОСТу 12447–80:
5;6;7;8;10;12;16;20;25;32;40;50;63;80;100;125;160;200;250;320;400;500;630;710; 800.

Получим $D=63$ мм.

Определим диаметр штока



$$d = 63 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{\frac{15-1}{15}} = 36,4 \cdot 10^{-2} \text{ м}$$

Принимаем стандартный диаметр штока $d=40$ мм.

По новому диаметру D гидроцилиндра определяем фактическое давление P_n под поршнем при работе штока на сжатие.

Имеем:



$$= 167 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Вычислим теоретический объёмный расход Q_n жидкости в поршневой полости, учитывая заданное значение скорости v_{III} штока гидроцилиндра:



Рассчитаем теоретический расход Q_w жидкости в штоковой полости

$$Q_{III} = v_{III} \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d_w^2)}{4} = 0,4 \cdot \frac{3,14 \cdot (0,063^2 - 0,040^2)}{4} = 0,744 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

В современных гидроцилиндрах с уплотнительными манжетами или резиновыми кольцами, утечки жидкости практически отсутствуют, поэтому объёмный КПД гидроцилиндра можно принимать $\eta_{об}=1$.

В связи с этим можно принять, что действительный расход Q рабочей жидкости в объёмном гидроприводе равен расходу Q_n жидкости, подаваемому гидронасосом в поршневую полость гидроцилиндра:



$$Q=Q_n = 1,25 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^3/\text{с}$$

5.3 Гидравлический расчёт трубопроводов объёмного гидропривода

Гидравлический расчёт трубопроводов объёмного гидропривода заключается в определении их диаметров и потерь в них давления, возникающих при движении рабочей жидкости. Расчёт проведём по простым участкам, на которые разбивается гидравлическая система привода. В нашем случае гидравлическая система разбивается на 3 простых участка:

- всасывающий трубопровод — от бака до насоса;
- нагнетающий трубопровод — от насоса до гидроцилиндра;
- сливной трубопровод — от гидроцилиндра до бака с рабочей жидкостью.

5.3.1 Расчёт всасывающего трубопровода

Определим диаметр всасывающего трубопровода. Расход во всасывающем трубопроводе равен действительному расходу гидропривода.

$$Q_{вс} = Q ;$$

Поэтому :


$$d_{вс} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,25 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 1}} = 3,9 \cdot 10^{-2} \text{ м}$$

здесь $Q_{вс} = Q_n = 1,25 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^3/\text{с}$; $v_{вс} = 1 \text{ м/с}$ (принимаем).

Получим:

по ГОСТ 8732-78 и 8734-75 (трубы стальные бесшовные холоднодеформированные) принимаем для рабочего давления до 6,3 МПа: $d_{вс} = 39 \text{ мм}$, условный проход трубы — 40 мм (см. Приложение).

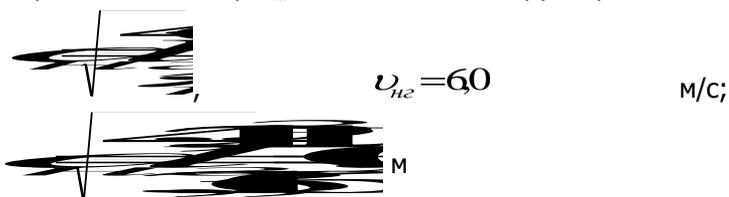


Определяем уточненную скорость движения жидкости во всасывающем трубопроводе:



5.3.2. Расчёт нагнетательного трубопровода

Определим диаметр $d_{нг}$ нагнетательного трубопровода:



Согласно ГОСТу выбираем диаметр нагнетательного трубопровода.

$d_{нг} = 15,2$ мм, условный проход 16 мм



5.3.3 Расчёт сливного трубопровода.

Определим диаметр $d_{сл}$ сливного трубопровода. Учитывая, что расход $Q_{сл}$ в сливной магистрали равен расходу $Q_{ш}$ в штоковой полости гидроцилиндра, а также то, что $Q_{сл} = 0,744 \cdot 10^{-3}$ м³/с;

$v_{сл} = 2,0$ м/с (принимает согласно рекомендациям), получим:



Принимаем $d_{сл} = 20$ мм.

Определим уточненную скорость $v_{сл}$ жидкости в сливном трубопроводе:



5.4. Расчёт потерь давления рабочей жидкости в каналах гидравлической магистрали гидропривода.

Определим путевые и местные потери Δp_{BC} давления во всасывающем канале гидравлической магистрали гидропривода по формуле:



здесь $\lambda_{вс}$ — коэффициент путевых потерь давления во всасывающем канале;

$\sum \xi_{вс}$ — сумма коэффициентов местных потерь давления во всасывающем канале.

Определим режим течения жидкости во всасывающем трубопроводе.

Критерий Рейнольдса Re_{BC} для этого трубопровода равен:

$$Re_{BC} = \frac{v_{вс} \cdot d_{вс}}{\nu} = \frac{0,995 \cdot 0,040}{10 \cdot 10^{-6}} = 3980$$

Так как $Re_{BC} > 2300$, то режим течения рабочей жидкости во всасывающем трубопроводе будет турбулентным.

Для турбулентных режимов ($Re > 2300$) коэффициент $\lambda_{вс}$ путевых потерь давления рабочей жидкости будем определять по формуле Альтшуля:

$$\lambda_{BC} = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta_{ш}}{d_{BC}} + \frac{68}{Re_{BC}} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,1 \cdot 10^{-3}}{0,04} + \frac{68}{3980} \right)^{0,25} = 0,0412$$

Здесь d — диаметр канала трубопровода, м; $\Delta_{ш}$ — средняя



высота бугорков шероховатости каналов трубопроводов гидропривода, м. Для гладкого канала стального трубопровода гидропривода полагаем $\Delta_{III} = 0,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

По заданию имеем:

$$\sum \xi = 2; \quad l_{BC} = 0,4 \text{ м}; \quad \rho = 980 \text{ кг/м}^3$$

Получим, что потери давления во всасывающем канале магистрали гидропривода будут равны:

$$\Delta p_{BC} = \left(0,0412 \cdot \frac{0,4}{0,04} + 2 \right) \cdot 980 \cdot \frac{0,995^2}{2} = 0,0117 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Определим потери давления Δp_{HG} рабочей жидкости в нагнетательном трубопроводе гидропривода. Применим

$$\Delta P_{нз} = \left(\lambda_{нз} \cdot \frac{l_{нз}}{d_{нз}} + \sum \xi_{нз} \right) \cdot \rho \cdot \frac{v_{нз}^2}{2},$$

описанную выше формулу, получим:

Определим режим течения жидкости в нагнетательном трубопроводе.

Критерий Рейнольдса Re_{HG} для течения жидкости в этом трубопроводе равен:

$$Re_{HG} = \frac{v_{HG} \cdot d_{HG}}{\nu} = \frac{7,08 \cdot 0,0152}{10 \cdot 10^{-6}} = 10762$$

Так, как режим течения рабочей жидкости в нагнетательном канале магистрали гидропривода тоже будет турбулентным ($Re_{нз} > 2300$), то коэффициент λ_{HG} путевых потерь давления жидкости в этом случае также определим по формуле Альтшуля:



$$\lambda_{HG} = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta_{ш}}{d_{HG}} + \frac{68}{\text{Re}_{HG}} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,1 \cdot 10^{-3}}{0,0152} + \frac{68}{10762} \right)^{0,25} = 0,0371$$

Потери давления Δp_{HG} в нагнетательном трубопроводе гидропривода будут равны:

$$\Delta p_{HG} = \left(0,0371 \cdot \frac{4}{0,0152} + 30 \right) \cdot 980 \cdot \frac{7,08^2}{2} = 9,77 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Определим потери давления $\Delta p_{СЛ}$ в сливном трубопроводе. Применим известную формулу:



Определим сначала коэффициент $\lambda_{СЛ}$ путевых потерь давления в сливном трубопроводе. Для этого вычислим критерий Рейнольдса $\text{Re}_{СЛ}$ для течения жидкости в этом трубопроводе:

$$\text{Re}_{СЛ} = \frac{v_{СЛ} \cdot d_{СЛ}}{\nu} = \frac{2,37 \cdot 0,02}{10 \cdot 10^{-6}} = 4740$$

Отсюда следует, что режим течения рабочей жидкости в сливном канале магистрали гидропривода тоже будет турбулентным ($\text{Re}_{СЛ} > 2300$). Поэтому коэффициент λ_{HG} путевых потерь давления жидкости и в этом случае также определим по формуле Альтшуля:

$$\lambda_{СЛ} = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta_{ш}}{d_{СЛ}} + \frac{68}{\text{Re}_{СЛ}} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,1 \cdot 10^{-3}}{0,02} + \frac{68}{4740} \right)^{0,25} = 0,041$$

Потери давления $\Delta p_{СЛ}$ в сливном канале трубопроводе гидропривода будут равны:



$$\Delta p_{\text{сЛ}} = \left(0,041 \cdot \frac{5}{0,02} + 20 \right) \cdot 980 \cdot \frac{2,37^2}{2} = 0,833 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Общие (суммарные) потери давления Δp_{Σ} рабочей жидкости в каналах магистралей гидропривода будут равны:

$$\Delta p_{\Sigma} = \Delta p_{\text{BC}} + \Delta p_{\text{HG}} + \Delta p_{\text{сЛ}} = 0,0117 \cdot 10^5 \text{ Па} + 9,77 \cdot 10^5 \text{ Па} + 0,833 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

5.5. Расчёт и выбор объёмного гидронасоса.

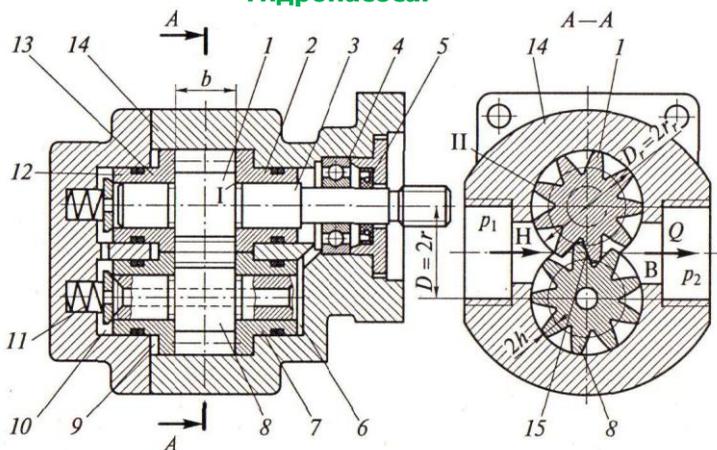


Рис. 10.17. Шестеренный насос:

1,8 — шестерни; 2, 13 — боковые диски; 3 — вал; 4 — подшипник качения; 5 — уплотнение; 6, 10 — области насоса; 7, 12 — подшипники скольжения; 9 — камера; 11 — пружина; 14 — корпус; 15 — область зацепления; В, Н — полости высокого p_2 и низкого p_1 давления соответственно; b — ширина шестерни; D, r — диаметр, радиус начальной окружности шестерни; D_n, r_n — диаметр, радиус наружной окружности шестерни; $2h$ — высота головки зуба шестерни; Q — подача.



5.5.1. Расчёт теоретической подачи Q_{TH} и рабочего объёма V_{PH} насоса.

Определим теоретическую подачу Q_{TH} насоса.

$$Q_{TH} = \frac{Q_{ДН}}{\eta_{ОН}} = \frac{1,25 \cdot 10^{-3}}{0,96} = 1,30 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}.$$

Здесь $Q_{ДН}$ действительная (потребная) подача насоса;

$\eta_{ОН}$ = 0,96 – объёмный КПД насоса.

Определим потребную величину V_{PH} , $\text{м}^3 / \text{об}$. рабочего объёма насоса из основной формулы для объёмных гидравлических машин:

$$Q_{TH} = \frac{V_{PH} \cdot n}{60}.$$

здесь n – число оборотов вала насоса в минуту, об./мин.

Получим



Отсюда


$$\text{м}^3 / \text{об} = 52 \text{ см}^3 / \text{об},$$

По каталогу (стр.) выбираем шестерённый насос НШ-46:

Рабочий объём этого насоса по каталогу $49,1 \text{ см}^3 / \text{об}$;

Рабочее давление 16 МПа;

Частота вращения силового вала насоса $n = 1500 \text{ об/мин}$.

Потребляемая мощность 24,1 кВт;

Общий КПД $\eta = 0,82$;

Масса 7,0 кг.



5.5.2. Расчёт основных геометрических параметров в бранного насоса.

Модуль m зацепления насоса:



здесь $Z=8...15$ — число зубьев. Примем $Z = 10$;

Модуль зацепления примем $m = 3,5$ мм;

Начальный диаметр шестерни (см. рис) $D=m \cdot z=3,5 \cdot 10=35$

мм;

Ширина b шестерни



Теоретический крутящий момент на силовом валу насоса определяем с помощью основной формулы для объёмных роторных гидравлических машин:

$$M_{TH} = \frac{p_H \cdot V_{PH}}{2 \cdot \pi}, H \cdot м$$

Здесь $p_H = p_{ВЫХ} - p_{ВХ}$, Па; $p_{ВЫХ}, p_{ВХ}$ — давление на выходе из насоса и на входе в насос, соответственно.

Давление $p_{ВЫХ}$ на выходе из насоса определим из равенства, которое определяет основное условие работы объёмного насоса с гидроцилиндром: давление $p_{ВЫХ}$ на выходе из насоса должно быть больше потребного расчётного давления $p_{П}$ в поршневой полости гидроцилиндра на величину Δp_{HG} потерь давления рабочей жидкости в каналах напорной магистрали гидропривода:

$$p_{ВЫХ} = p_{П} + \Delta p_{HG} = 167 \cdot 10^5 + 9,77 \cdot 10^5 = 177 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Давление $p_{ВХ}$ на входе в насос обычно определяют из условия работы насоса без кавитации, так как кавитация резко ухудшает основные эксплуатационные параметры



насосов, вызывает их износ и является явлением недопустимым.

При обычных условиях бескавитационной работы объёмных гидронасосов можно считать, что давление $p_{ВХ}$ на входе в насос близко к атмосферному давлению. При этом:

$$p_H \approx p_{ВЫХ} = 177 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Теоретический крутящий момент на силовом валу насоса будет равен

$$M_{TH} = \frac{p_H \cdot V_{PH}}{2 \cdot \pi} = \frac{177 \cdot 10^5 \cdot 52 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 3,14} = 147 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Эффективный (действительный) крутящий момент $M_{ЭФН}$ на валу насоса, который должен обеспечивать привод насоса будет больше теоретического. Величина $M_{ЭФН}$ будет равна:

$$M_{ЭФН} = \frac{M_{TH}}{\eta_{MH}} = \frac{147}{0,95} = 155 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Эффективная мощность $N_{ЭФН}$ насоса, т.е. мощность, которую должен обеспечить привода насоса, будет равна:

$$N_{ЭФН} = M_{ЭФН} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{155 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 1500}{60} = 24,3 \cdot 10^3 \text{ Вт}$$

5.6. Определение КПД гидропривода.

Общий КПД гидропривода равен:

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_m \cdot \eta_{гг}$$

Здесь:

η_o — объёмный КПД гидронасоса, равный 0,96;

η_m — механический КПД гидронасоса, равный 0,95;



η_r —гидравлический КПД гидропривода, равный:

$$\eta_r = \frac{p_p}{p_H} = 1 - \frac{\Delta p_\Sigma}{p_H} = \frac{167 \cdot 10^5}{177 \cdot 10^5} = 0,944$$

Таким образом, общий КПД гидропривода равен:

$$\eta_{ГП} = 0,96 \cdot 0,95 \cdot 0,944 = 0,861$$

С другой стороны, общий КПД гидропривода $\eta_{ГП}$ будет определяться равенством

$$\eta_{ГП} = \frac{N_{ПОЛ}}{N_{ЗАТР}} = \frac{F_{Ш} \cdot v_{Ш}}{N_{ЗАТР}} = \frac{50 \cdot 10^3 \cdot 0,4}{24,3 \cdot 10^3} = 0,823$$

Здесь учитывается, что полезная мощность гидропривода определяется произведением рабочего усилия $F_{Ш} = 50 \cdot 10^3 \text{ Н}$, развиваемого штоком гидроцилиндра, на скорость $v_{Ш} = 0,4 \text{ м/с}$ движения штока гидроцилиндра.

Последнее равенство показывает, что расчёт гидропривода выполнен правильно.



5.7. Таблица расчётных параметров объёмного гидропривода.

Таблица 5.1. Расчётные параметры объёмного гидропривода.

Название параметра и его размерность	Численное значение параметра
Потребное усилие F на штоке гидроцилиндра, H	$50 \cdot 10^3$
Потребная скорость v штока гидроцилиндра, $м/с$	0,4
Потребная мощность N , развиваемая гидроприводом, $Вт$	$20 \cdot 10^3$
Диаметр поршня гидроцилиндра, диаметр штока гидроцилиндра, $мм$	63,40
Диаметр поршня гидроцилиндра, диаметр штока гидроцилиндра, $мм$	$160 \cdot 10^5$
Расчётное рабочее давление гидропривода, $Па$	$167 \cdot 10^5$
Фактическое рабочее давление в поршневой полости гидроцилиндра, $Па$	$1,25 \cdot 10^3$
Объёмный расход в полости гидроцилиндра, $м^3/с$	40
Диаметр всасывающего трубопровода, $мм$	15
Диаметр нагнетательного трубопровода, $мм$	20
Диаметр сливного трубопровода, $мм$	$10,6 \cdot 10^5$
Общие потери давления Δp_{Σ} в магистралях гидропривода, $Па$	НШ-46
Тип выбранного гидронасоса	Ц-75
Тип выбранного цилиндра	$24,3 \cdot 10^3$
Мощность привода гидронасоса, $Вт$	86,1
КПД объёмного гидропривода, %	



Выводы.

1. Определены конструктивные параметры гидроцилиндра и гидронасоса.
- 2 . Произведён гидравлический расчёт магистралей гидропривода.
3. Выполнен выбор гидронасоса и гидроцилиндра.
4. Определен общий КПД гидропривода.
5. Основные данные расчёта объемного гидропривода сведены в таблицу