

ГОСУДАРСТВЕННОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Безопасность жизнедеятельности»

ГИДРАВЛИКА, ГИДРОПРИВОД И ГИДРОПНЕВМОАВТОМАТИКА

*Методические указания к практическим занятиям
для студентов специальности
1-37 01 02 «Автомобилестроение» (по всем направлениям)*



Могилев 2014

УДК 621.221
ББК 30.123
Г 79

Рекомендовано к опубликованию
учебно-методическим управлением
ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет»

Одобрено кафедрой «Безопасность жизнедеятельности»
«21» октября 2013 г., протокол № 3

Составитель канд. техн. наук, доц. В. И. Мрочек

Рецензент д-р техн. наук, проф. В. П. Тарасик

Методические указания предназначены для проведения практических занятий со студентами специальности 1-37 01 02 «Автомобилестроение». Изложены теоретические основы, задания, примеры выполнения, рекомендуемая литература.

Учебное издание

ГИДРАВЛИКА, ГИДРОПРИВОД И ГИДРОПНЕВМОАВТОМАТИКА

Ответственный за выпуск	А. В. Щур
Технический редактор	А. А. Подошевка
Компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл.-печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 46 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение
Государственное учреждение высшего профессионального образования
«Белорусско-Российский университет»
ЛИ № 02330/0548519 от 16.06.2009.
Пр. Мира, 43, 212000, Могилев.

© ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет», 2014



1 Физические свойства жидкостей и газов. Гидростатика

Указания к решению задач

Для решения задач необходимо:

- знать основные физические свойства жидкостей и газов (плотность, удельный вес, вязкость, сжимаемость, температурное расширение);
- четко понимать, что такое давление, каким бывает, единицы измерения (обращать особое внимание на единицы измерения, используемые в системе СИ);
- различать такие понятия, как давление и сила давления ($p = F/A$, $F = pA$, где p – давление; F – сила; A – площадь);
- знать основные свойства гидростатического давления;
- знать основное уравнение гидростатики и уметь при выполнении расчетов использовать следствие из этого уравнения ($p_1 = p_2 \pm \gamma h$, где p_1, p_2 – давления; γ – удельный вес жидкости (газа); h – глубина погружения одной точки относительно другой);
- уметь составлять уравнение равновесия подвижных элементов (золотников, рычагов).

Задача 1. Канистра, заполненная бензином и не содержащая воздуха, нагрелась на солнце до температуры $t_1 = 50^\circ\text{C}$. На сколько повысилось бы давление бензина внутри канистры, если бы она была абсолютно жесткой? Начальная температура бензина $t_0 = 15^\circ\text{C}$. Модуль объемной упругости бензина принять равным $K = 1300$ МПа, коэффициент температурного расширения $\beta_t = 8 \cdot 10^{-4} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$.

Задача 2. Определить объемный модуль упругости жидкости, если под действием груза A массой $m = 250$ кг поршень прошел расстояние $\Delta h = 5$ мм. Начальная высота положения поршня (без груза) $H = 1,5$ м, диаметры поршня $d = 80$ мм и резервуара $D = 300$ мм, высота резервуара $h = 1,3$ м. Весом поршня пренебречь. Резервуар считать абсолютно жестким (рисунок 1.1).

Задача 3. Определить давление p в верхнем цилиндре гидропреобразователя (мультипликатора) (рисунок 1.2), если показание манометра, присоединенного к нижнему цилиндру, $p_M = 0,6$ МПа. Поршни перемещаются вверх, причем сила трения составляет 10 % от силы давления жидкости на нижний поршень. Вес поршней $G = 4$ кН. Диаметры поршней: $D = 410$ мм, $d = 110$ мм; высота $H = 2,5$ м; плотность масла $\rho = 900$ кг/м³.

Задача 4. На рисунке 1.3 представлена конструктивная схема гидрозамка, проходное сечение которого открывается при подаче в полость A управляющего потока жидкости с давлением p_y . Определить, при каком



минимальном значении p_y толкатель поршня 1 сможет открыть шариковый клапан, если известно предварительное усилие пружины $F = 50$ Н; $D = 25$ мм; $d = 15$ мм; давления: $p_1 = 0,5$ МПа; $p_2 = 0,2$ МПа. Силами трения пренебречь.

Задача 5. Определить величину предварительного поджатия пружины дифференциального предохранительного клапана (в миллиметрах), обеспечивающую начало открытия клапана при $p_H = 0,8$ МПа. Диаметры клапана: $D = 24$ мм; $d = 18$ мм; жесткость пружины $c = 6$ Н/мм. Давление справа от большого и слева от малого поршней атмосферное (рисунок 1.4).

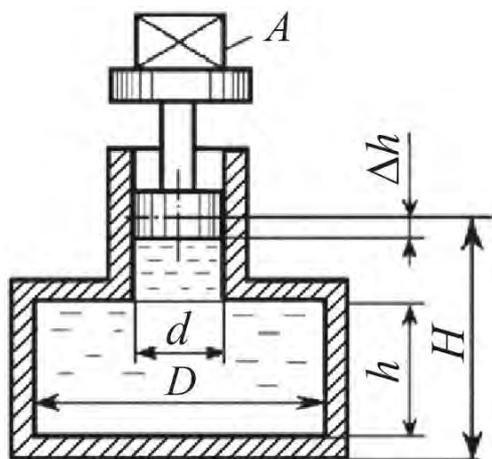


Рисунок 1.1

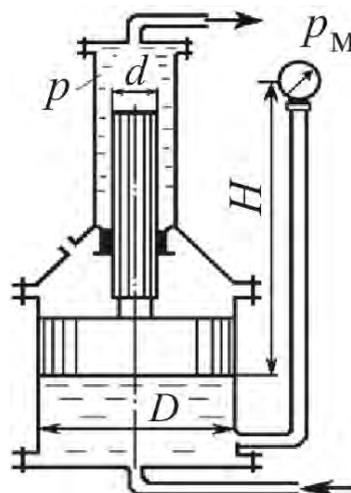


Рисунок 1.2

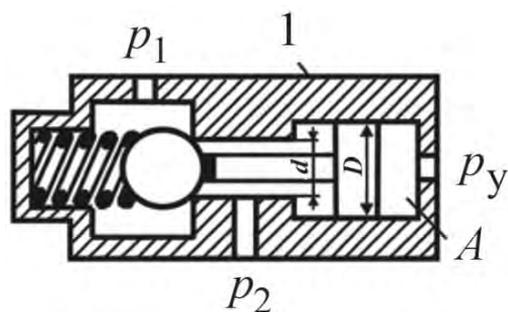


Рисунок 1.3

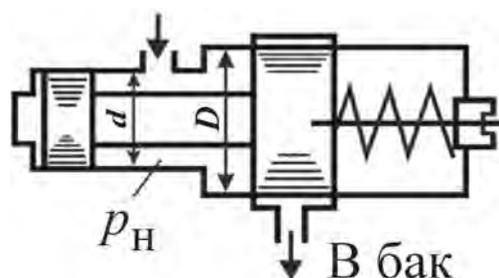


Рисунок 1.4

Задача 6. На рисунке 1.5 представлена схема главного тормозного цилиндра автомобиля в момент торможения. Определить силу F , которую необходимо приложить к педали тормоза, чтобы давление p_1 в рабочих цилиндрах передних колес было равно 6 МПа. Каким при этом будет давление в рабочих цилиндрах задних колес p_2 ? При расчете принять, что усилие пружины 1 $F_1 = 100$ Н, пружины 2 $F_2 = 150$ Н, $D = 20$ мм, $a = 60$ мм, $b = 180$ мм. Силами трения пренебречь.

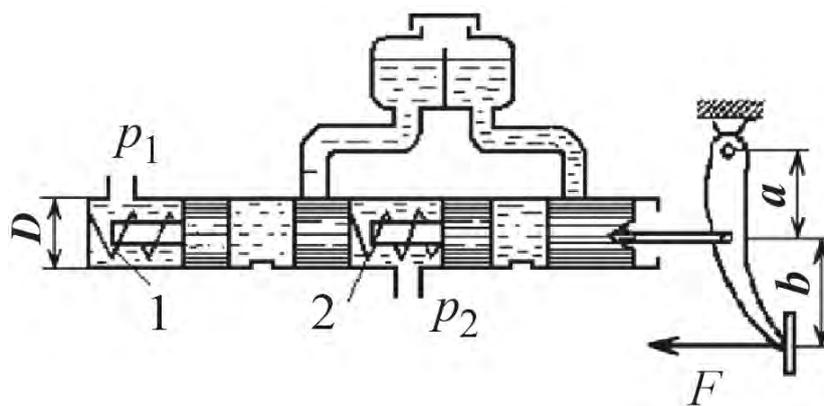


Рисунок 1.5

Задача 7. На рисунке 1.6 представлена принципиальная схема гидровакуумного усилителя гидропривода тормозов автомобиля. Давление жидкости, создаваемое в гидроцилиндре 1 при нажатии на ножную педаль с силой F , передается в левую полость тормозного гидроцилиндра 2. Помимо давления жидкости, на поршень 3 в том же направлении действует сила вдоль штока 4, связанного с диафрагмой 5. Последняя отделяет полость A , сообщаемую с атмосферой, от полости B , где устанавливается вакуум благодаря соединению ее со всасывающим коллектором двигателя при нажатии на педаль. Пружина 6 при этом действует на диафрагму справа налево с силой $F_{\text{пр}} = 20$ Н. Определить давление жидкости, подаваемой из правой полости гидроцилиндра 2 к колесным тормозным цилиндрам. Принять вакуумметрическое давление в полости B $p_{\text{вак}} = 0,06$ МПа; усилие на педали $F = 210$ Н; диаметры диафрагмы 5 $D = 100$ мм, гидроцилиндра 1 $d_1 = 25$ мм и гидроцилиндра 2 $d_2 = 20$ мм; отношение плеч $b/a = 5$. Площадью сечения штока 4 пренебречь.

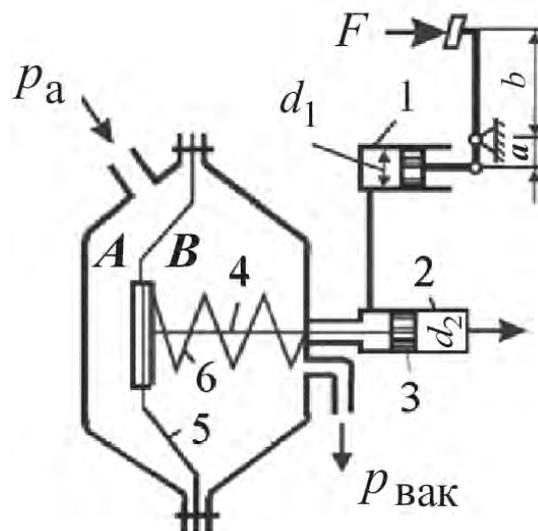


Рисунок 1.6

2 Гидродинамика

Указания к решению задач

Для решения задач необходимо:

- знать, что такое расход, каким он бывает (объемный, весовой, массовый), единицы измерения;
- уметь определять режимы течения (ламинарный, турбулентный);
- знать, что такое полный напор, а также составляющие его напоры (геометрический, пьезометрический, скоростной);
- знать уравнение расхода, закон сохранения энергии для гидравлических систем (уравнение Бернулли);
- уметь определять потери напора (давления) в гидравлических сопротивлениях (уравнений Вейсбаха и Вейсбаха-Дарси, Пуазейля);
- уметь определять коэффициент гидравлического трения λ (коэффициент Дарси);
- знать вопросы истечения жидкости через малое отверстие в тонкой стенке (гидродроссель).

Задача 1. В гидросистеме с расходом масла $Q = 0,7$ л/с параллельно фильтру 1 установлен переливной клапан 2, открывающийся при перепаде давления на фильтре $\Delta p = 0,2$ МПа. Определить вязкость ν , при которой начнется открытие клапана, если коэффициент сопротивления фильтра связан с числом Рейнольдса формулой $\zeta_{\text{ф}} = A/\text{Re}$, где $A = 2640$, Re подсчитывается по диаметру трубы $d = 20$ мм, плотность масла $\rho = 850$ кг/м³ (рисунок 2.1).

Задача 2. Определить напор, создаваемый насосом системы охлаждения автомобильного двигателя, если известно, что подача насоса $Q = 3,9$ л/с, коэффициенты сопротивления блока цилиндров $\zeta_1 = 3,5$, термостата $\zeta_2 = 2,5$, радиатора $\zeta_3 = 4,0$, трубы (шланга) от радиатора до насоса $\zeta_4 = 2,0$. Все коэффициенты отнесены к скорости в трубе диаметром $d = 40$ мм. Чему равно абсолютное давление перед входом в насос, если в верхней части радиатора возник вакуум ($p_{\text{вак}} = 1$ кПа; высота $H = 0,4$ м; атмосферное давление $h_a = 750$ мм рт. ст.; плотность жидкости $\rho_{\text{ж}} = 1000$ кг/м³ (рисунок 2.2))?

Задача 3. Определить ширину проходного отверстия b и жесткость пружины c переливного клапана, который начинает перекрывать проходное отверстие при давлении на входе $p_{\text{вх}} = 10$ МПа и полностью перекрывает его при $p_{\text{вх}} = 9$ МПа. При полностью открытом золотнике и расходе $Q = 1,5$ л/с перепад давления на агрегате $\Delta p = 0,3$ МПа ($\Delta p = p_{\text{вх}} - p_{\text{сист}}$). Проходное отверстие выполнено в виде кольцевой щели, диаметр золотника $D = 12$ мм, коэффициент расхода окна золотника $\mu = 0,62$; плотность жидкости $\rho_{\text{ж}} = 850$ кг/м³ (рисунок 2.3).



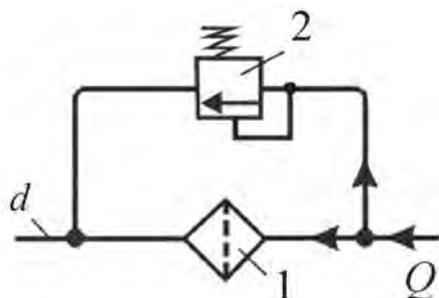


Рисунок 2.1

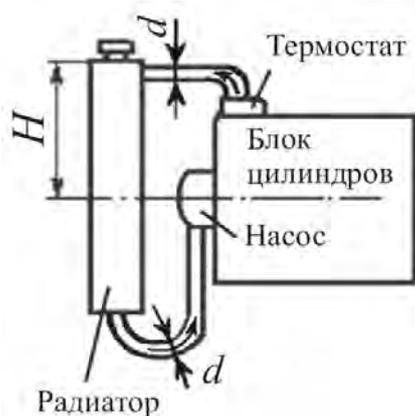


Рисунок 2.2

Задача 4. Определить расход бензина через жиклер $Ж$ карбюратора диаметром $d = 1,2$ мм, если коэффициент расхода жиклера $\mu = 0,8$. Сопротивлением бензотрубки пренебречь. Давление в поплавковой камере атмосферное. Известно, что разрежение (вакуум) в горловине диффузора $p_{\text{вак}} = 18$ кПа, плотность бензина $\rho_{\text{б}} = 750$ кг/м³ (рисунок 2.4).

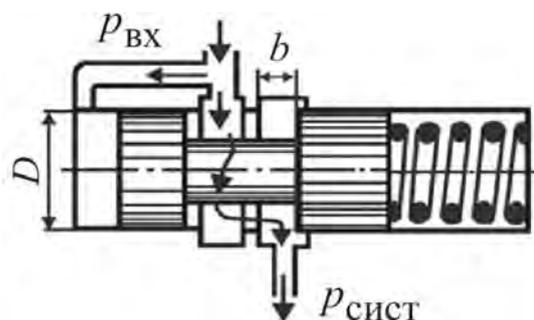


Рисунок 2.3

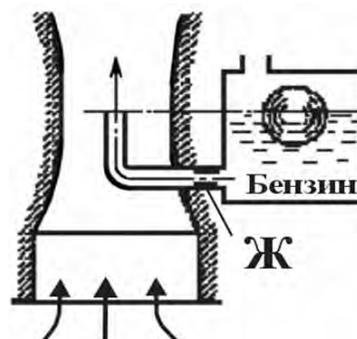


Рисунок 2.4

Задача 5. Жидкость, плотность которой $\rho = 850$ кг/м³ и вязкость $\nu = 2$ Ст, подается на расстояние $l = 20$ м по горизонтальной трубе диаметром $d = 20$ мм в количестве $Q = 1,5$ л/с. Определить давление и мощность, которые требуются для подачи. Местные гидравлические сопротивления отсутствуют.

Задача 6. На рисунке 2.5 представлена упрощенная схема гидропривода с дроссельным управлением и последовательным включением дросселя. Обозначения: 1 – насос; 2 – гидроцилиндр; 3 – регулируемый дроссель; 4 – переливной клапан (распределитель на схеме не показан). Под каким давлением p_1 нужно подвести жидкость ($\rho = 1000$ кг/м³) к левой полости гидроцилиндра для перемещения поршня вправо со скоростью $v_{\text{п}} = 0,1$ м/с и преодоления нагрузки вдоль штока $F = 1000$ Н, если коэффициент местного сопротивления дросселя $\zeta_{\text{др}} = 10$? Другими местными

сопротивлениями и потерей на трение в трубопроводе пренебречь. Диаметры поршня $D_{\text{п}} = 60$ мм, штока $d_{\text{ш}} = 30$ мм, трубопровода $d_{\text{т}} = 6$ мм.

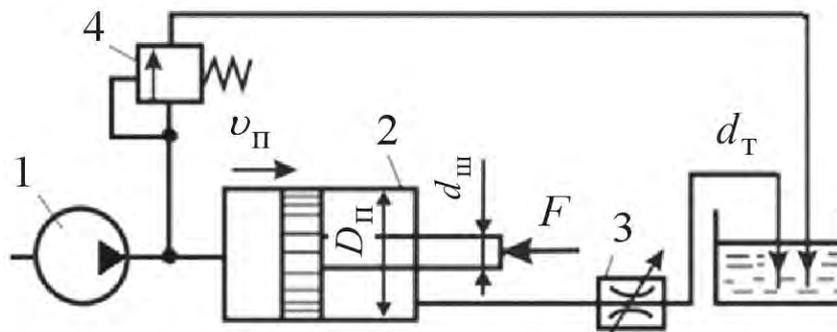


Рисунок 2.5

Задача 7. Центробежный насос с характеристикой, заданной в виде таблицы 2.1, по стальному трубопроводу длиной $l = 20$ м и диаметром $d = 80$ мм подает воду из нижнего резервуара в верхний (рисунок 2.6). Разность уровней $H_{\text{г}} = 8$ м. Определить коэффициент местного сопротивления вентиля ζ , при котором подача Q насоса будет равна 16 л/с. Кинематическую вязкость воды принять равной $1 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

Таблица 2.1 – Характеристика насоса (к задаче 7)

Q , л/с	0	5	10	15	20	25	30
H , м	33	38	40	38	32	24	12
η	0	0,4	0,65	0,75	0,73	0,6	0,4

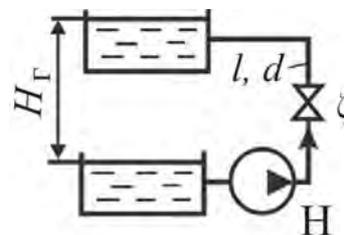


Рисунок 2.6

Задача 8. В поршневую полость пневмоцилиндра диаметром $D = 120$ мм по трубопроводу длиной $l = 1000$ мм и диаметром $d = 8$ мм подается сжатый воздух при температуре $T = 303$ К. Определить массовый расход воздуха, необходимый для обеспечения скорости $v = 0,1$ м/с штока (поршня) пневмоцилиндра при усилии $F = 1,2$ кН.

Задача 9. Определить объемный расход атмосферного воздуха ($p \approx 0,1$ МПа) при температуре $T = 293$ К, потребляемого компрессором для обеспечения скорости $v = 0,2$ м/с штока пневмоцилиндра с диаметром поршня $D = 90$ мм, реализующего усилие $F = 0,8$ кН при подаче сжатого воздуха в его поршневую полость.

3 Основы проектирования гидропривода

Задание на проектирование

Задание на проектирование выдается преподавателем каждому студенту индивидуально. В задании указываются следующие исходные данные:

- 1) назначение гидропривода;
- 2) количество и тип (по характеру движения выходных органов) гидродвигателей;
- 3) нагрузки в приводе и скорости перемещения рабочих органов;
- 4) режим работы и климатические условия, при которых будет эксплуатироваться гидропривод;
- 5) возможность совместной работы гидродвигателей привода различных рабочих органов.

Кроме указанных, могут быть заданы и другие условия, например, ход штоков гидроцилиндров, характеристики изменения нагрузки на штоках, характеристики изменения КПД гидромашин и др.

В задании также указывается содержание и примерный объем пояснительной записки.

3.1 Анализ условий и режимов работы гидропривода

Проектирование необходимо начинать с уяснения условий и режимов работы проектируемого гидропривода.

В большинстве случаев гидропривод содержит несколько гидродвигателей, которые связаны с различными рабочими органами. Причем управление каждым рабочим органом (технологическим процессом) осуществляется соответствующим контуром гидропривода. Иногда для управления одним рабочим органом используются два и более гидродвигателя, которые должны работать синхронно.

Для выбора насоса, оценки КПД, анализа теплового режима и определения других характеристик проектируемого гидропривода нужно знать, как во времени должны работать гидродвигатели различных контуров: последовательно, одновременно (совместно) или иным способом. Такую информацию содержит циклограмма работы гидропривода, на которой во времени в течение цикла показывают продолжительность каждой операции. Особое внимание следует обращать на то, требуется ли обеспечение одновременной работы нескольких контуров. Этот режим при выполнении расчетов наиболее сложен.

Расчет гидропривода в течение технологического цикла работы является часто задачей достаточно трудоемкой, поскольку цикл включает множество операций, а при переходе от одной операции к другой изменяется структура системы. Учитывая эти трудности, при проектировании



гидроприводов часто используют упрощенный подход, в соответствии с которым расчет проводят при выполнении гидросистемой основной технологической операции – рабочего хода. Работу гидропривода на других режимах учитывают с помощью коэффициентов использования номинального давления k_d и продолжительности работы под нагрузкой k_n , характеризующих режим работы гидропривода [3].

В процессе проектирования необходимо принимать во внимание условия, при которых будет эксплуатироваться гидропривод. К ним относятся прежде всего температурные условия. Однако могут быть оговорены и другие, например, возможность работы в контакте с агрессивными средами, повышенной запыленности, требования пожарной безопасности и др.

3.2 Выбор гидродвигателей и насоса

Технико-экономические показатели проектируемого гидропривода в значительной степени зависят от принятого номинального давления $p_{ном}$. Значения $p_{ном}$ согласно ГОСТ 12445-80 принимают равными 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50 МПа и т. д. Номинальное давление выбирают исходя из номенклатуры и технических характеристик используемого гидрооборудования, главным образом насосов и гидромоторов.

В объемных гидроприводах мобильных машин наибольшее распространение получили шестеренные и аксиально-поршневые гидромашины. Номинальные давления шестеренных гидромашин достигают 16–20 МПа, а аксиально-поршневых – 32 МПа и более.

Основные требования к выбору гидродвигателей – обеспечение требуемых усилий и моментов на рабочих органах, а также заданных скоростей и частот вращения.

3.2.1 Выбор гидроцилиндра. Для выбора гидроцилиндра необходимо определить диаметр поршня, при котором гидроцилиндром с принятым давлением в гидросистеме $p_{ном}$ будет развиваться требуемое усилие.

Наибольшее применение в гидроприводах находят гидроцилиндры двустороннего действия с односторонним штоком. Главное рабочее движение такого гидроцилиндра может осуществляться при подаче рабочей жидкости под давлением либо в поршневую (выдвижение штока), либо в штоковую полость (втягивание штока).

Диаметр гидроцилиндра двустороннего действия с односторонним штоком при работе на выдвижение штока

$$D = 2 \cdot \sqrt{\frac{F_{НАГ}}{[\pi \cdot \eta_{МЦ} \cdot \left(p_{П} - \frac{p_{Ш}}{\psi} \right)]}}, \quad (3.1)$$



а при работе на втягивание штока

$$D = 2 \cdot \sqrt{\frac{F_{\text{НАГ}}}{[\pi \cdot \eta_{\text{МЦ}} \cdot \left(\frac{p_{\text{Ш}}}{\psi} - p_{\text{П}}\right)]}}, \quad (3.2)$$

где $F_{\text{НАГ}}$ – усилие на штоке, Н;

$\eta_{\text{МЦ}}$ – механический КПД гидроцилиндра;

$p_{\text{П}}$ – давление в поршневой полости, Па;

$p_{\text{Ш}}$ – давление в штоковой полости, Па;

ψ – коэффициент мультипликации, численно равный отношению площадей поршневой полости к штоковой полости гидроцилиндра,

$$\psi = D^2 / (D^2 - d^2),$$

где d – диаметр штока.

Наиболее часто применяются гидроцилиндры с $\psi = 1,33$ и $\psi = 1,65$.

Значение механического КПД гидроцилиндра находится в пределах 0,93–0,97 и зависит от диаметра гидроцилиндра и типа уплотнения [3].

Значение давления на входе гидроцилиндра (в формуле (3.1) – $p_{\text{П}}$, в формуле (3.2) – $p_{\text{Ш}}$) принимают равным (0,90–0,95) $p_{\text{НОМ}}$. Давление на выходе гидроцилиндра (в формуле (3.1) – $p_{\text{Ш}}$, в формуле (3.2) – $p_{\text{П}}$) определяется величиной потерь от гидроцилиндра до бака. На данном этапе это давление можно принять равным (0,05–0,10) $p_{\text{НОМ}}$.

После вычисления диаметр гидроцилиндра округляют до значения, регламентируемого ГОСТ 6540-68. Ход поршня выбирается из условия обеспечения функционирования приводимого механизма или выполнения заданной технологической операции. С целью предупреждения потери продольной устойчивости гидроцилиндра ход поршня h ограничивается выражением $h < 15D$.

Гидроцилиндры выбирают с учетом требований ГОСТ 6540-68 и ГОСТ 12447-80, а также рекомендаций [4–6].

Согласно ГОСТ 16514-96 для гидроцилиндров со скоростью перемещения поршня более 0,3 м/с должны быть предусмотрены тормозные (демпфирующие) устройства, обеспечивающие плавное, без ударов о крышку, торможение поршня в конце хода.

При работе гидроцилиндра на выдвигание штока для получения заданной скорости v поршня в поршневую полость с площадью $A_{\text{П}}$ следует подать теоретический расход

$$Q_{\text{п.т.}} = v \cdot A_{\text{П}}. \quad (3.3)$$

Одновременно из штоковой полости гидроцилиндра с площадью $A_{\text{Ш}}$ будет вытесняться теоретический расход



$$Q_{\text{ш.т.}} = v \cdot A_{\text{ш}} = v \cdot A_{\text{п}} / \psi. \quad (3.4)$$

Такой же расход $Q_{\text{ш.т.}}$ следует подавать в штоковую полость гидроцилиндра при работе на вытягивание штока. При этом из поршневой полости будет вытесняться расход $Q_{\text{п.т.}}$.

Действительный расход в напорной линии насоса, предназначенный для питания цилиндра, работающего, например, на выдвигание штока:

$$Q_{\text{ц}} = Q_{\text{п.т.}} / \eta_{\text{о.ц}}, \quad (3.5)$$

где $\eta_{\text{о.ц}}$ – объемный КПД, учитывающий утечки рабочей жидкости в гидроцилиндре и в устройствах, соединяющих гидроцилиндр с насосом, прежде всего в распределителе.

Если работают синхронно, например, два цилиндра, то расход в напорной линии насоса $Q_{\text{ц,сум}}$ определяется как сумма расходов, необходимых для питания каждого цилиндра.

При работе цилиндра на вытягивание штока $Q_{\text{ц}} = Q_{\text{ш.т.}} / \eta_{\text{о.ц}}$.

Значение $\eta_{\text{о.ц}}$ определяют как произведение объемных КПД цилиндра, гидрораспределителя и других устройств с учетом рекомендаций, приведенных в [3].

3.2.2 Выбор гидромотора. Для выбора гидромотора необходимо определить мощность на валу рабочего органа, связанного с выбираемым гидромотором:

$$N_{\text{р}} = M_{\text{с}} \cdot \omega, \quad (3.6)$$

где $M_{\text{с}}$ – момент сопротивления, Н·м;

ω – угловая скорость рабочего органа, $\omega = \pi \cdot n / 30$;

n – частота вращения, мин⁻¹.

Значения $M_{\text{с}}$ и n указаны в задании.

В большинстве случаев на мобильных машинах применяются низкомоментные гидромоторы (аксиально-поршневые, шестеренные и др.), которые соединяют с рабочими органами через редукторы. Поэтому требуемая полезная мощность гидромотора

$$N_{\text{м.тр.}} = N_{\text{р}} / \eta_{\text{р}}, \quad (3.7)$$

где $\eta_{\text{р}}$ – КПД редуктора.

Значение $\eta_{\text{р}}$ на данном этапе можно принять несколько заниженным, например, равным 0,9, а в дальнейшем его уточнить.

По найденному значению $N_{\text{м.тр.}}$ из [1, 4, 6–8] находят наиболее близкий по мощности гидромотор. При этом номинальная мощность выбранного гидромотора должна быть равна или больше $N_{\text{м.тр.}}$. Затем необходимо определить момент на валу выбранного гидромотора:



$$M_M = V_O \cdot \Delta p_{Г.М.} \cdot \eta_{Г.М.} / (2 \cdot \pi), \quad (3.8)$$

где V_O – рабочий объем гидромотора, м³;

$\eta_{Г.М.}$ – гидромеханический КПД гидромотора;

$\Delta p_{Г.М.}$ – перепад давления на гидромоторе, Па,

$$\Delta p_{Г.М.} = p_{Г.М.ВХ} - p_{Г.М.ВЫХ},$$

где $p_{Г.М.ВХ}$, $p_{Г.М.ВЫХ}$ – давления на входе и выходе гидромотора соответственно.

В связи с ограниченным перечнем гидромоторов чаще всего номинальная мощность выбранного гидромотора выше мощности на рабочем органе N_P , а это значит, что выбранный гидромотор будет недогружен по отношению к номинальным значениям либо по моменту, характеризующему $\Delta p_{Г.М.}$, либо по частоте вращения вала гидромотора n_M , либо и по $\Delta p_{Г.М.}$ и n_M одновременно. Задача определения режима работы гидромотора является оптимизационной. В результате решения определяются $\Delta p_{Г.М.}$ и n_M , соответствующие максимальному КПД гидромотора η_M . Для решения необходимо знать для выбираемого гидромотора зависимости η_M от $\Delta p_{Г.М.}$ и n_M . Такая информация в литературе, как правило, отсутствует. Поэтому часто используется упрощенный подход, в соответствии с которым полагается, что η_M – величина постоянная, равная значению в номинальном режиме работы и не зависящая от $\Delta p_{Г.М.}$ и n_M .

При выборе гидромоторов аксиально-поршневого типа следует, однако, учитывать, что их недогрузка (в процентном выражении по отношению к номинальным значениям) по моменту хуже, чем одинаковая недогрузка по частоте вращения, т. к. сопровождается большим снижением η_M . Поэтому нужно стремиться как можно более полно загрузить гидромотор по моменту. Перепад давления на гидромоторе $\Delta p_{Г.М.}$ и номинальное давление в гидросистеме должны быть связаны следующим образом:

$$\Delta p_{Г.М.} = (0,8-0,9) p_{НОМ.}$$

После вычисления M_M определяется передаточное число редуктора, устанавливаемого между гидромотором и рабочим органом:

$$u_P = \frac{M_C}{M_M \cdot \eta_P}. \quad (3.9)$$

Значение КПД редуктора η_P в формуле (3.9) необходимо уточнить и принять как

$$\eta_p = \eta_{1n}^z, \quad (3.10)$$

где z – число ступеней в редукторе;

η_{1n} – КПД одной пары зацепления с учетом потерь в подшипниках.

Для редуктора с цилиндрическим зубчатым зацеплением $\eta_{1n} = 0,98$. Число пар зацеплений в редукторе зависит от его передаточного числа. Ориентировочное значение передаточного числа редуктора определяется по формуле (3.9) при $\eta_p = 1$. При передаточных числах до 8 используются одинарные редукторы, т. е. $z = 1$. Для передаточных чисел от 8 до 40 $z = 2$; от 40 до 250 – $z = 3$.

Частота вращения вала гидромотора (требуемая)

$$n_m = n \cdot u_p. \quad (3.11)$$

Величина n_m не должна превышать номинальной частоты вращения вала гидромотора.

Если момент на валу гидромотора M_m , вычисленный по формуле (3.8), окажется равным M_c , то в этом случае нет необходимости в установке редуктора.

При $M_m > M_c$ следует, используя формулу (3.8), определить перепад давления на гидромоторе $\Delta p_{г.м.}$, приняв $M_m = M_c$. При необходимости между гидромотором и рабочим органом в экономически обоснованных случаях может быть установлен мультипликатор (редуктор с $u_p < 1$).

В соответствии с изложенной методикой осуществляется подбор всех гидромоторов, устанавливаемых в проектируемом гидроприводе.

Если в гидроприводе от одного насоса предусмотрена совместная работа нескольких гидродвигателей, включенных параллельно, то нужно стремиться обеспечить равенство перепадов давлений на всех гидродвигателях.

Действительный расход рабочей жидкости через гидромотор

$$Q_m = V_o \cdot n_m / \eta_{o.m.}, \quad (3.12)$$

где $\eta_{o.m.}$ – объемный КПД гидромотора.

Действительный расход в напорной линии насоса, предназначенный для питания всех одновременно работающих гидромоторов:

$$Q_{m.cум} = \sum_{i=1}^n \frac{Q_{m.i}}{\eta_{o.i}}, \quad (3.13)$$

где $\eta_{o.i}$ – объемный КПД, учитывающий утечки рабочей жидкости в распределительном устройстве, установленном между насосом и i -м гидромотором;

n – число одновременно работающих гидромоторов.



3.2.3 *Выбор гидронасоса.* При выборе гидронасоса учитывают принятое номинальное давление в проектируемом гидроприводе $p_{\text{НОМ}}$, а также величину расхода рабочей жидкости в напорной линии насоса $Q_{\text{НАП}}$, требуемого для питания всех одновременно работающих гидродвигателей.

В общем случае

$$Q_{\text{НАП}} = Q_{\text{Ц.СУМ}} + Q_{\text{М.СУМ}} \cdot \quad (3.14)$$

Для сложных многоконтурных многорежимных гидроприводов $Q_{\text{НАП}}$ определяют на всех режимах работы. При выборе насоса учитываются максимальное и минимальное значения $Q_{\text{НАП}}$.

Требуемая подача насоса $Q_{\text{Н}}$ равна расходу в напорной линии, т. е. $Q_{\text{Н}} = Q_{\text{НАП}}$.

Если требуемая подача значительно изменяется в зависимости от режима работы, то для обеспечения движения ведомых звеньев с заданными характеристиками иногда целесообразно использовать регулируемый насос или создавать двухпоточный гидропривод, т. е. обеспечивать раздельное питание гидродвигателей от двух независимых насосов.

В некоторых случаях для обеспечения требуемой подачи в однопоточном гидроприводе устанавливают параллельно два насоса. При этом с целью унификации желательно использовать однотипные гидромашины.

Подача насоса

$$Q_{\text{Н}} = \eta_{\text{О.Н.}} \cdot V_{\text{О}} \cdot n_{\text{Н}}, \quad (3.15)$$

где $\eta_{\text{О.Н.}}$ – объемный КПД насоса;

$V_{\text{О}}$ – рабочий объем насоса, м³;

$n_{\text{Н}}$ – частота вращения вала насоса, с⁻¹.

Насос можно выбрать из [1, 4, 6–8]. При этом нужно стремиться к тому, чтобы номинальные подача и давление насоса были как можно ближе к требуемому расходу в напорной линии $Q_{\text{НАП}}$ и номинальному давлению в гидроприводе $p_{\text{НОМ}}$, но не меньше их.

Частота вращения вала выбранного насоса должна удовлетворять условию $n_{\text{min}} < n_{\text{Н}} < n_{\text{НОМ}}$, где n_{min} и $n_{\text{НОМ}}$ – минимальная и номинальная частота вращения вала насоса соответственно.

В отдельных случаях при проектировании гидравлических систем частота вращения вала привода насоса может быть регламентирована ГОСТ 12446-80.



3.3 Выбор гидроаппаратуры

Выбор гидроаппаратов осуществляется с учетом их функционального назначения по номинальным значениям давления и расхода (условному проходу D_y). При этом принимаются во внимание также и другие характеристики, такие как вязкость и тонкость фильтрации рабочей жидкости, потери в гидроаппаратах и др.

3.3.1 Гидрораспределители. Проектируемые гидроприводы чаще всего содержат несколько гидродвигателей, установленных в различных контурах, управление которыми может осуществляться на основе одной из трех следующих схем: **параллельной, последовательной, индивидуальной**. Основным элементом, обеспечивающим реализацию одной из указанных выше схем управления, является гидрораспределитель.

Вопросы реализации указанных схем управления подробно рассмотрены в [4, 6].

На мобильных машинах чаще всего используются трех- и четырехпозиционные гидрораспределители с несколькими регулируемыми элементами золотникового типа, которые обеспечивают следующие рабочие режимы: «подъем», «принудительное опускание», «нейтральная» позиция, «плавающая» позиция. При переключении гидрораспределителя в позицию «плавающая» обе полости гидроцилиндра сообщаются с насосом, между собой и со сливом.

Важным требованием, которое необходимо учитывать при проектировании гидропривода, является обеспечение при установке золотников гидрораспределителя в позицию «нейтральная» разгрузки насоса, что достигается соединением напорной линии насоса со сливом, вследствие чего уменьшается давление в напорной линии насоса, а следовательно, и отбор мощности на привод насоса.

По конструктивному исполнению различают гидрораспределители **моноблочные и секционные**. Регулирующие элементы в **моноблочном** гидрораспределителе расположены в одном корпусе. **Секционные** распределители собирают из секций. Конфигурация распределителя определяется его функциональным назначением. Вопросы, касающиеся построения и обозначения секционных распределителей, подробно рассмотрены в [4].

Выбор распределителей осуществляется на основе [4, 6, 8].

3.3.2 Гидроклапаны. Для предохранения гидравлической системы от чрезмерно высоких давлений устанавливают **предохранительные** клапаны. Иногда необходимо поддерживать давление в гидросистеме на постоянном уровне. Решается эта задача путем установки **переливных** клапанов. **Предохранительные и переливные** клапаны могут иметь одинаковое конструктивное исполнение. При этом они могут быть **прямого и не-**

прямого действия.

В гидравлической схеме могут использоваться **обратные клапаны**, обеспечивающие пропускание потока жидкости в одном направлении, а также управляемые обратные клапаны – **гидрозамки**. Различают гидрозамки **односторонние и двусторонние**. **Односторонние гидрозамки** служат для запираания одной из полостей (чаще всего гидроцилиндра). **Двусторонний гидрозамок** позволяет надежно запереть обе полости гидроцилиндра и зафиксировать его шток в определенном положении.

Для понижения давления в отводящей линии используют **редукционные клапаны**, которые тоже могут быть прямого и непрямого действия.

Выпускаемые промышленностью клапаны можно выбрать из [4–6].

3.3.3 Гидродроссели. Для получения требуемых характеристик функционирования гидроприводов в схемах часто используют элементы, которые называются **гидродросселями**. В случае, когда необходимо в гидрочерте обеспечить постоянство расхода независимо от давления в ней, применяют **регулятор расхода**.

Для обеспечения синхронизации движений выходных звеньев в гидроприводе могут быть использованы устройства, которые называют **делителями потока**.

Названные, а также многие другие устройства можно выбрать из [4–6].

3.4 Выбор кондиционеров рабочей жидкости

3.4.1 Гидробак. Основное функциональное назначение **гидробака** – размещение объема жидкости, необходимого для работы гидросистемы. При проектировании бака должны быть обеспечены нормальные условия всасывания и деаэрация рабочей жидкости. Вместимость бака мобильной машины $V_{\text{НОМ}}$ назначается в 1,5–2,0 раза больше суммарной вместимости всех элементов гидросистемы (полостей гидроцилиндров, трубопроводов, фильтров, гидроаккумуляторов и т. д.), но не менее одной трети минутной подачи насоса. Бак заполняется рабочей жидкостью примерно на 0,8 $V_{\text{НОМ}}$. Двадцать процентов свободного объема предназначено для компенсации температурного расширения рабочей жидкости, а также обеспечения воздуховыделения.

Значения номинальных вместимостей $V_{\text{НОМ}}$, дм^3 , гидробаков в соответствии с ГОСТ 12448-80 должны выбираться из следующего ряда: 4; 6,3; 10; 16; 25; 40; 63; 100; 125; 160; 200; 250; 320 и т. д. В соответствии с указанным рядом выбираются также объемы гидроаккумуляторов, пневмоаккумуляторов и ресиверов.

Размеры и форма бака тесно связаны с температурным режимом в гидроприводе, поскольку через стенки бака в окружающую среду передается значительная часть тепловой энергии, выделяемой в процессе функ-

ционирования гидросистемы. Для баков, выполненных в форме цилиндра, куба и параллелепипеда, наибольшую площадь охлаждения A имеет бак, изготовленный в виде параллелепипеда. Площадь охлаждения A определяется размером поверхности бака, контактирующей с маслом.

3.4.2 Теплообменники. Теплообменники предназначены для обеспечения в гидроприводе требуемого температурного режима. Решение о необходимости установки теплообменника принимается в процессе выполнения анализа теплового режима гидропривода. При этом также определяют и площадь поверхности охлаждения.

Теплообменники устанавливаются обычно на сливе, где рабочая жидкость имеет наибольшую температуру.

3.4.3 Фильтры. Срок службы гидравлических устройств в значительной мере зависит от качества очистки рабочей жидкости. Исследованиями установлено, что при повышении тонкости фильтрации жидкости в гидравлической системе с 20–25 мкм до 5 мкм увеличивается срок службы насосов более чем в 10 раз, а гидроаппаратуры в 5–7 раз.

В соответствии с требованиями к тонкости очистки жидкостей различают **фильтры грубой, нормальной, тонкой и особо тонкой очистки**, задерживающие частицы загрязнителя с условным диаметром соответственно более 100; 10; 5 и 1 мкм.

Различают **фильтры линейные и встроенные**. **Линейные фильтры** устанавливаются в трубопроводы. **Встроенные фильтры** устанавливаются в крышки гидробаков.

При проектировании гидропривода важное значение имеет определение места установки фильтра. Наиболее эффективной является установка фильтра на всасывании насоса, т. к. в этом случае очищается весь поток жидкости на входе в гидросистему. Однако в этом случае при загрязнении фильтра в процессе эксплуатации и увеличении вследствие этого потерь во всасывающем трубопроводе может нарушиться работоспособность насоса из-за наступления кавитации.

Установка фильтра в напорной линии насоса позволяет эффективно очищать рабочую жидкость, но при этом увеличивается масса фильтра, корпус которого в этом случае находится под действием высоких давлений.

Поэтому на мобильных машинах в гидроприводах с разомкнутой циркуляцией чаще всего применяется полнопоточная фильтрация рабочей жидкости на сливе.

В гидроприводах с замкнутой циркуляцией фильтр чаще всего устанавливают в напорной линии насоса подпитки.

Выбор фильтра осуществляется по номинальному расходу рабочей жидкости в месте установки, а также необходимой для данного гидропривода тонкости фильтрации. Следует учитывать также номинальное давле-

ние, на которое рассчитан фильтр.

Технические характеристики линейных фильтров приведены в [1]. Фильтры с цилиндрическими бумажными фильтроэлементами изготавливают по ОСТ 22-883-75 и ТУ 22-4974-81 для установки в сливных гидрелиниях. Линейные фильтры по ТУ 22-5530-83 устанавливаются в напорных линиях, а по ТУ 22-4163-78 – в напорных линиях систем подпитки.

Потери давления на фильтре с увеличением вязкости рабочей жидкости возрастают. Вязкость же увеличивается при понижении температуры. Поэтому при разработке принципиальной схемы гидропривода фильтр на сливе рекомендуется устанавливать перед теплообменником.

3.5 Разработка принципиальной схемы гидропривода

Гидравлическая принципиальная схема содержит информацию об элементной базе, связях между элементами и дает представление о принципах работы гидропривода. Выбор элементной базы осуществляется с учетом рекомендаций, изложенных выше, и [4, 6]. Разрабатываемая схема должна быть простой и содержать минимальное количество элементов.

При вычерчивании схемы необходимо руководствоваться следующими стандартами:

- ГОСТ 2.704-76 *Правила выполнения гидравлических и пневматических схем;*
- ГОСТ 2.780-96 *Обозначения условные графические, элементы гидравлических и пневматических сетей;*
- ГОСТ 2.781-96 *Обозначения условные графические. Аппаратура распределительная и регулирующая гидравлическая и пневматическая;*
- ГОСТ 2.782-96 *Обозначения условные графические. Насосы и двигатели гидравлические и пневматические;*
- ГОСТ 2.784-96 *Обозначения условные графические. Элементы трубопроводов;*
- ГОСТ 2.721-74 *Обозначения условные графические в схемах. Обозначения общего применения.*

Каждый элемент на схеме должен иметь буквенно-цифровое позиционное обозначение (ГОСТ 2.704-76). Порядковые номера присваиваются в соответствии с последовательностью расположения элементов на схеме сверху вниз и слева направо. Если на схеме имеется только один элемент данного типа, то порядковый номер допускается не ставить.

Гидравлические устройства на схеме рекомендуется изображать так, чтобы передача энергии осуществлялась снизу вверх. Цилиндры и распределители желателно располагать в горизонтальном положении. Гидролинии проводятся, по возможности, без перекрещивания. Все устройства изображаются в нейтральном положении.

Технические характеристики гидравлических устройств приводятся



в отдельной таблице на чертеже схемы гидравлической принципиальной или в приложении к чертежу. При вычерчивании схемы по международным стандартам (ISO) технические характеристики каждого устройства приводятся на схеме рядом с графическим изображением этого устройства.

Правила вычерчивания гидравлических схем достаточно подробно рассмотрены в [6].

В данном подразделе необходимо на основе гидравлической принципиальной схемы дать описание гидропривода. При этом следует указать типы используемых в схеме устройств, их назначение и связи, а также пояснить принцип действия системы.

3.6 Выбор трубопроводов

Выбор трубопроводов (определение типов, длин, диаметров, видов соединений) зависит от номинального давления в гидроприводе, назначения трубопровода, пространственного расположения соединяемых узлов, условий эксплуатации машины и других факторов.

В зависимости от назначения различают **всасывающие, сливные и напорные трубопроводы**.

Важнейшими параметрами трубопровода являются **внутренний и наружный диаметры**. Определение внутреннего диаметра трубопровода осуществляется в результате принятия компромиссного решения, т. к. увеличение диаметра сопровождается уменьшением потерь энергии в гидроприводе и одновременным увеличением массы.

Определение диаметров осуществляется на основе опыта, накопленного при проектировании гидроприводов. Считается, что скорость потока рабочей жидкости будет оптимальной в том случае, когда потери в трубопроводах не превышают 5–10 % от $p_{\text{НОМ}}$. Исходя из этого требования, определены ограничения на скорости течения жидкости в трубопроводах. Ориентировочная максимальная скорость течения жидкости: во всасывающих трубопроводах – 1,2 м/с; сливных – 2 м/с; в напорных при давлениях до 2,5 МПа – 2,5, до 10 МПа – 4, до 16 МПа – 5, до 25 МПа – 5,5, свыше 25 МПа – 6,2 м/с.

Таким образом, зная расход жидкости в линии Q и задаваясь рекомендуемой скоростью $v_{\text{РЕК}}$, определяют диаметр трубопровода $d_{\text{ТР}}$. При этом исходят из того, что $Q = v_{\text{РЕК}} \cdot A_{\text{ТР}}$; $d_{\text{ТР}} = \sqrt{4 \cdot Q / \pi \cdot v_{\text{РЕК}}}$, где $A_{\text{ТР}}$ – площадь сечения трубопровода.

Известны также и другие способы предварительного определения диаметров трубопроводов. В частности, для гидроприводов, имеющих умеренное климатическое исполнение (У), диаметры трубопроводов можно определить по [1, таблица Г.1].

С понятием «внутренний диаметр трубопровода» тесно связана другая важная характеристика трубопроводов и гидроаппаратов – «условный

проход D_y ».

Условный проход D_y в соответствии с ГОСТ 16516-80 – это диаметр круга с площадью, равной площади характерного сечения, округленный до ближайшего значения из установленного ряда.

Соотношения диаметров с условными проходами приведены в [1].

Используя один из приведенных выше подходов, определяют диаметры трубопроводов на всех участках. Участки отмечают на расчетной схеме гидропривода. При разбиении схемы на участки используют два признака: назначение трубопровода (всасывающий, напорный, сливной) и величину расхода. Изменение назначения трубопровода или величины расхода приводит к появлению нового участка. Трубопровод, расположенный на входе в насос, всасывающий. Трубопроводы, соединяющие насос с гидрораспределителями и гидрораспределители с гидродвигателями, напорные, а соединяющие распределители с баком – сливные. Все участки нумеруются, например, первый участок обозначают $1'-1''$, второй – $2'-2''$ и т. д. Первая цифра в обозначении (со штрихом) соответствует началу, а вторая (с двумя штрихами) – концу участка. Начало и конец участка обозначаются на схеме. Характеристики и параметры трубопроводов сводят в таблицу.

Для соединения узлов гидропривода могут использоваться жесткие и эластичные трубопроводы. Тип трубопровода выбирают в зависимости от назначения и режима работы гидросистемы с учетом таких факторов, как вибропрочность, герметичность, масса, компенсация монтажных перекосов и т. д.

Жесткие трубопроводы для гидроприводов машин в основном изготавливают из цельнотянутых труб (ГОСТ 8734-75, ГОСТ 9567-75), выполненных из сталей 10 и 20. Для гидросистем низкого давления могут быть применены сварные трубы (ГОСТ 10704-91, ГОСТ 10707-80), а для линий управления и подключения контрольных приборов – медные трубы (ГОСТ 11383-75).

Толщина стенки трубы δ в миллиметрах определяется из условия обеспечения прочности при заданном номинальном давлении

$$\delta = p_{\text{НОМ}} \cdot d_{\text{ТР}} / (2 \cdot [\delta]), \quad (3.16)$$

где $[\delta]$ – допустимое напряжение для материала трубы, МПа.

Толщину стенок цельнотянутых труб можно найти также по [3].

В качестве эластичных трубопроводов используются резинотканевые рукава, а также рукава высокого давления с металлической оплеткой, изготавливаемые в соответствии с ГОСТ 10362-76, ГОСТ 18698-79, ГОСТ 6286-73 и другими нормативными документами.



3.7 Выбор рабочей жидкости

При выборе рабочей жидкости необходимо учитывать температуру окружающей среды, требования по вязкостям и рекомендации заводоизготовителей важнейших устройств (гидронасосов и гидромоторов) по маркам применяемых масел. Вопросы выбора рабочих жидкостей подробно изложены в [1, 3–5].

3.8 Определение КПД гидропривода

КПД гидропривода определяют при выполнении рабочей операции из следующего выражения:

$$\eta = N_{\Pi} / N_{\text{Н}}, \quad (3.17)$$

где N_{Π} – полезная мощность;

$N_{\text{Н}}$ – мощность насоса (подводимая к насосу).

Полезная мощность при работе гидроцилиндра

$$N_{\Pi} = F_{\text{НАГ}} \cdot v, \quad (3.18)$$

где $F_{\text{НАГ}}$ – нагрузка на штоке;

v – скорость перемещения штока.

Полезная мощность при работе гидромотора

$$N_{\Pi} = M_{\text{М}} \cdot \omega, \quad (3.19)$$

где $M_{\text{М}}$ – момент на валу гидромотора, Н·м;

ω – угловая скорость вала гидромотора, рад/с.

Мощность насоса

$$N_{\text{Н}} = (p_{\text{ВЫХ}} + p_{\text{ВХ}}) \cdot Q_{\text{Н}} / \eta_{\text{Н}}, \quad (3.20)$$

где $p_{\text{ВЫХ}}$ – давление на выходе насоса (вакуумметрическое), Па;

$p_{\text{ВХ}}$ – давление на входе в насос, Па;

$Q_{\text{Н}}$ – подача насоса, м³/с;

$\eta_{\text{Н}}$ – КПД насоса.

Давление на входе в насос

$$p_{\text{ВХ}} = \Delta p_{\text{ДЛ}} + \Delta p_{\text{М}}, \quad (3.21)$$

где $\Delta p_{\text{ДЛ}}$ – потери давления на трение по длине во всасывающем трубопроводе;

$\Delta p_{\text{М}}$ – потери давления в местных сопротивлениях, расположенных во всасывающем трубопроводе.



Давление на выходе насоса равно суммарным потерям давления в сети, на которую работает насос, и может быть определено из следующего выражения:

$$p_{\text{ВЫХ}} = \Delta p_{\text{Ц(ГМ)}} + \sum_{i=1}^n \Delta p_{\text{ДЛ.}i} + \sum_{i=1}^n \Delta p_{\text{М.}i} + \sum_{j=1}^s \Delta p_{\text{ГА.}j}, \quad (3.22)$$

где $\Delta p_{\text{Ц(ГМ)}}$ – потери давления на гидродвигателе (цилиндре или гидромоторе), Па;

n – число участков;

$\Delta p_{\text{ДЛ.}i}$ – потери давления на трение по длине на i -м участке, Па;

$\Delta p_{\text{М.}i}$ – потери давления в местных сопротивлениях, расположенных на i -м участке, Па;

$\Delta p_{\text{ГА.}j}$ – потери давления в j -м гидроаппарате, Па;

s – количество гидроаппаратов.

Потери давления $\Delta p_{\text{Ц(ГМ)}}$ затрачиваются прежде всего на преодоление внешней нагрузки, а также гидравлических и механических сопротивлений внутри гидродвигателя.

Потери давления на гидроцилиндре

$$\Delta p_{\text{Ц}} = F_{\text{НАГ}} / (\eta_{\text{МЦ}} \cdot A_{\text{Э}}), \quad (3.23)$$

где $\eta_{\text{МЦ}}$ – механический КПД гидроцилиндра;

$A_{\text{Э}}$ – эффективная площадь полости цилиндра (при работе на выдвигание штока $A_{\text{Э}} = A_{\text{П}}$, а при работе на втягивание $A_{\text{Э}} = A_{\text{Ш}}$).

Потери давления на гидромоторе рассчитываются из уравнения (3.8):

$$\Delta p_{\text{ГМ}} = \frac{M_{\text{М}} \cdot 2 \cdot \pi}{\eta_{\text{ГМ}} \cdot V_{\text{О}}}. \quad (3.24)$$

При параллельном включении гидродвигателей (например, двух гидроцилиндров или двух гидромоторов) потери давления определяют на одном из двигателей, на втором потери будут такими же.

Потери давления на трение по длине

$$\Delta p_{\text{ДЛ.}i} = \lambda \cdot \frac{l_i}{d_i} \cdot \rho \cdot \frac{v_i^2}{2}, \quad (3.25)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения;

l_i и d_i – длина и диаметр i -го участка, м;

ρ – плотность жидкости, кг/м³;

v_i – средняя скорость жидкости на i -м участке, м/с.

Потери давления в местных сопротивлениях



$$\Delta p_{M.i} = 0,5 \cdot \zeta_i \cdot \rho \cdot v_i^2, \quad (3.26)$$

где ζ_i – суммарный коэффициент местных сопротивлений, расположенных на i -м участке.

Потери давления в гидроаппаратах (гидрораспределителях, гидрозамках, фильтрах и т. п.) определяют из справочной литературы. Следует отметить, что иногда при расчетах гидроаппараты рассматривают как местные сопротивления и потери давления на них находят, используя уравнение (3.26). В этом случае необходимо знать для данного гидроаппарата значение ζ . Формула (3.22) справедлива, если на всех участках системы проходят одинаковые расходы жидкости. Указанное условие выполняется в тех случаях, когда не учитывают утечки в гидроаппаратах, а в качестве гидродвигателей используются гидромоторы или гидроцилиндры с двусторонним штоком. Если в контуре установлен гидроцилиндр с односторонним штоком, то при работе цилиндра на выдвижение штока давление на выходе насоса

$$p_{\text{ВЫХ}} = \Delta p_{\text{Ц}} + \sum_{i=1}^k \Delta p_{\text{ДЛ.}i} + \sum_{i=1}^k \Delta p_{\text{М.}i} + \sum_{j=1}^l \Delta p_{\text{А}j} + \\ + \sum_{i=1}^m \Delta p_{\text{ДЛ.}i} / \psi + \sum_{i=1}^m \Delta p_{\text{М}i} / \psi + \sum_{j=1}^p \Delta p_{\text{А}j} / \psi, \quad (3.27)$$

где k – число участков, расположенных между насосом и той полостью гидроцилиндра, к которой подключается насос (в данном случае это поршневая полость);

l – число гидроаппаратов, установленных между насосом и поршневой полостью цилиндра;

m – число участков между штоковой полостью гидроцилиндра и гидробаком;

p – число гидроаппаратов, установленных на участках, соединяющих штоковую полость цилиндра с гидробаком;

ψ – коэффициент мультипликации гидроцилиндра.

Гидрораспределитель является гидроаппаратом, через который рабочая жидкость проходит дважды (в цилиндр и из цилиндра на слив). В справочной литературе, как правило, приводят потери давления на распределителе, определенные при двойном прохождении через него жидкости. При выполнении расчетов потери давления на распределителе учитывают один раз на одном из участков, расположенных между насосом и цилиндром.

При работе цилиндра на втягивание штока давление на выходе насоса



$$\begin{aligned}
 p_{\text{ВЫХ}} = & \Delta p_{\text{Ц}} + \sum_{i=1}^q \Delta p_{\text{ДЛ},i} + \sum_{i=1}^q \Delta p_{\text{М},i} + \sum_{j=1}^r \Delta p_{\text{А},j} + \\
 & + \sum_{i=1}^t \psi \cdot \Delta p_{\text{ДЛ},i} + \sum_{i=1}^t \psi \cdot \Delta p_{\text{М},i} + \sum_{j=1}^z \psi \cdot \Delta p_{\text{А},j},
 \end{aligned} \tag{3.28}$$

где q – число участков между насосом и штоковой полостью цилиндра;

r – число гидроаппаратов, установленных между насосом и штоковой полостью гидроцилиндра;

t – число участков между поршневой полостью цилиндра и гидробаком;

z – число гидроаппаратов, установленных на участках, соединяющих поршневую полость цилиндра с гидробаком.

3.9 Анализ теплового режима гидропривода

В процессе функционирования гидропривода часть передаваемой в нем механической энергии переходит в тепловую, что сопровождается ростом температуры рабочей жидкости. Переход энергии из механической в тепловую обусловлен наличием гидравлических сопротивлений, а также вызван объемными и механическими потерями.

Как известно, с увеличением температуры уменьшается вязкость рабочей жидкости. Это может привести к значительному увеличению объемных потерь в гидроприводе, нарушению режима смазки поверхностей трения, интенсификации окислительных процессов в рабочей жидкости и процессов выделения смолистых осадков.

Тепловой поток Φ , выделяемый в гидроприводе, эквивалентен потерям мощности:

$$\Phi = (1 - \eta) N. \tag{3.29}$$

Обычно технологический цикл работы гидропривода включает n операций с различным уровнем теплового потока Φ_i .

Для упрощения расчетов тепловой режим считают стационарным со средним за цикл уровнем теплового потока:

$$\Phi_{\text{СР}} = \sum \Phi_i \cdot \tau_i / \tau_{\text{Ц}}, \tag{3.30}$$

где τ_i – продолжительность i -й операции;

$\tau_{\text{Ц}}$ – продолжительность цикла.

Очевидно, что для определения $\Phi_{\text{СР}}$ по формуле (3.30) необходимо знать Φ_i и τ_i для каждой операции, а также продолжительность технологического цикла $\tau_{\text{Ц}}$. Это требует выполнения расчетов гидропривода на всех

режимах работы в течение цикла. С целью упрощения Φ_{CP} определяют по формуле

$$\Phi_{\text{CP}} = (1 - \eta) \cdot k_{\text{H}} \cdot k_{\text{д}} \cdot N, \quad (3.31)$$

где k_{H} – коэффициент продолжительности работы гидропривода;

$k_{\text{д}}$ – коэффициент использования номинального давления.

Значения k_{H} и $k_{\text{д}}$ приведены в [3, 6].

Тепловой анализ гидропривода основывается на уравнении теплового баланса, которое для стационарного режима имеет следующий вид:

$$\Phi_{\text{CP}} = \Phi_{\text{OTB}}, \quad (3.32)$$

где Φ_{CP} – тепловой поток, передаваемый в окружающую среду.

$$\Phi_{\text{OTB}} = \alpha \cdot A_{\text{C}} \cdot (t_{\text{ж}} - t_{\text{O}}), \quad (3.33)$$

где α – среднее значение коэффициента теплопередачи, Вт/(м²·°С);

A_{C} – суммарная площадь поверхности теплообмена (охлаждаемая поверхность гидробака, трубопроводов, насоса, гидродвигателей и других устройств), м²;

$t_{\text{ж}}$ – температура рабочей жидкости, °С;

t_{O} – температура окружающей среды, °С.

Охлаждаемая поверхность гидробака $A_{\text{Б}}$ – это та часть его поверхности, которая контактирует с рабочей жидкостью. На этапе, когда неизвестна форма бака, $A_{\text{Б}}$ в квадратных метрах можно приближенно определить из следующей зависимости [3]:

$$A_{\text{Б}} = 0,065 \cdot V_{\text{M}}^{2/3}, \quad (3.34)$$

где V_{M} – объем масла, дм³.

Среднее значение коэффициента теплопередачи

$$\alpha = \sum_{j=1}^m \alpha_j \cdot \frac{A_j}{A_{\text{C}}}, \quad (3.35)$$

где α_j, A_j – коэффициент теплопередачи и площадь поверхности теплообмена j -го элемента гидропривода;

m – количество элементов в гидроприводе, через стенки которых осуществляется теплообмен с внешней средой. Для гидросистем тракторов часто принимают $\alpha = 13,5\text{--}17,5$ Вт/(м²·°С).

С помощью уравнения (3.43) при $\Phi_{\text{CP}} = \Phi_{\text{OTB}}$ рассчитывают температуру рабочей жидкости $t_{\text{ж}}$ и сравнивают ее с допустимой $t_{\text{ж,доп}}$. При этом



температура окружающей среды t_0 принимается максимальной $t_{0.\max}$, исходя из условий эксплуатации проектируемой машины.

Допустимое значение температуры рабочей жидкости $t_{ж.\text{доп}}$ определяется минимальным значением вязкости, при которой рекомендуется эксплуатировать насосы и гидромоторы. Часто принимают $t_{ж.\text{доп}} = 60\text{--}70\text{ }^\circ\text{C}$.

В случае, если $t_{ж} > t_{ж.\text{доп}}$, необходимо увеличить площадь поверхности теплообмена путем оребрения поверхности гидробака или установки теплообменника.

При оребрении поверхности гидробака уравнение теплового баланса принимает следующий вид:

$$\Phi_{\text{CP}} = k \cdot (A_{\text{C}} + A_{\text{OP}}) \cdot (t_{\text{ж}} - t_0). \quad (3.36)$$

Площадь поверхности оребрения A_{OP} определяется из уравнения (3.36) при $t_{\text{ж}} = t_{ж.\text{доп}}$ и $t_0 = t_{0.\max}$.

При невозможности обеспечения теплового баланса при $t_{\text{ж}} \leq t_{ж.\text{доп}}$ за счет оребрения гидробака принимается решение о необходимости установки теплообменника.

Уравнение теплового баланса для стационарного режима при установке теплообменника имеет следующий вид:

$$\Phi_{\text{CP}} = \alpha A_{\text{C}} (t_{\text{ж}} - t_0) + \alpha_{\text{T}} A_{\text{T}} (t_{\text{ж}} - t_0), \quad (3.37)$$

где α_{T} – коэффициент теплопередачи теплообменника, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$;

A_{T} – площадь поверхности теплоотдачи теплообменника, м^2 .

Коэффициент теплопередачи для теплообменника α_{T} , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, в условиях принудительного обдува можно приближенно определить из следующих зависимостей [6]:

– при $v_B < 5\text{ м/с}$

$$\alpha_{\text{T}} = 6,15 + 4,17 v_B;$$

– при $v_B > 5\text{ м/с}$

$$\alpha_{\text{T}} = 7,5 v_B^{0,78},$$

где v_B – скорость обдува.

Из уравнения (3.37) при $t_{\text{ж}} = t_{ж.\text{доп}}$ и $t_0 = t_{0.\max}$ определяют A_{T} и подбирают тип теплообменника [4]. При выборе теплообменника необходимо также учитывать расход жидкости, проходящей через него. При работе машин в условиях отрицательных температур может оказаться, что тепловой баланс обеспечивается при очень низких значениях температуры рабочей жидкости. При этом, так же как и в случае чрезмерного повыше-



ния температуры, может нарушиться работоспособность гидропривода. Объясняется это увеличением потерь на трение по длине трубопроводов, нарушением условий, при которых возможна бескавитационная работа насосов и обеспечиваются требуемые режимы смазки поверхностей трения. Для обеспечения работоспособности гидропривода в этом случае необходимо предусмотреть установку маслоподогревателя.

3.10 Пример проектирования объемного гидропривода

В приводимом ниже примере рассмотрены лишь основные моменты выполнения основ проектирования объемного гидропривода. Описательная часть, связанная с пояснением и обоснованием принимаемых решений (которая должна присутствовать в пояснительной записке), либо отсутствует, либо сильно сокращена.

При проектировании гидропривода необходимо руководствоваться требованиями ГОСТов и других нормативных документов (указанных в разделе 3.5), а также использовать международную систему единиц СИ.

3.10.1 Задание на проектирование.

Спроектировать объемный гидропривод по следующим исходным данным: число гидроцилиндров – 1; нагрузка на штоке $F_{\text{НАГ}} = 80$ кН; скорость перемещения штока $v = 0,1$ м/с; ход штока гидроцилиндра $h = 0,8$ м; число гидромоторов – 1; момент сопротивления на рабочем органе $M_C = 650$ Н·м; частота вращения вала рабочего органа $n = 440$ об/мин; режим работы гидропривода средний; температура окружающей среды ± 35 °С; совмещение операций не требуется.

3.10.2 Основы проектирования.

3.10.2.1 Анализ условий и режимов работы гидропривода. Гидропривод содержит два исполнительных устройства: гидроцилиндр и гидромотор. В задании указаны условия нагружения гидроцилиндра, момент сопротивления на рабочем органе, приводимом во вращение гидромотором, а также скорость перемещения штока гидроцилиндра и частота вращения вала рабочего органа. Режим работы гидропривода средний.

На рисунке 3.1 приведена циклограмма работы проектируемого гидропривода.

Из приведенной циклограммы видно, что в гидроприводе отсутствует совмещение операций, т. е. цилиндр и гидромотор работают не одновременно, а отдельно.

Температура окружающей среды, при которой должна быть обеспечена работоспособность системы, составляет ± 35 °С.



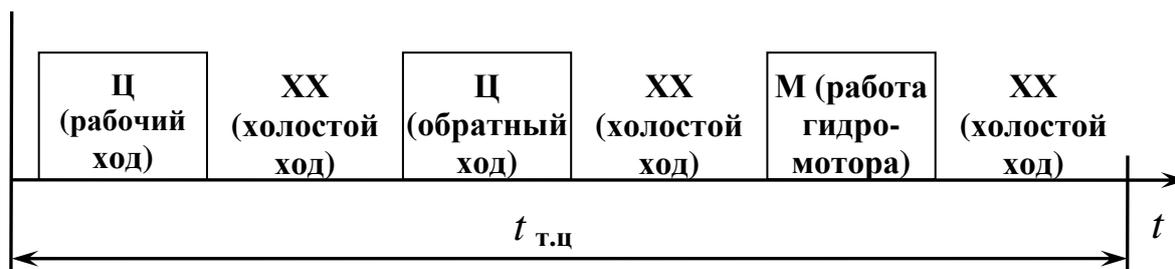


Рисунок 3.1 – Циклограмма работы гидропривода

3.10.2.2 *Выбор номинального давления.* Принимаем номинальное давление в системе $p_{\text{ном}} = 20$ МПа (это давление на выходе насоса). Выбираемые в дальнейшем насос, гидромотор и другая аппаратура должны быть работоспособны при принятом давлении.

3.10.2.3 *Выбор гидроцилиндра.* Допустим, что гидроцилиндр двухстороннего действия с односторонним штоком работает на выдвигание штока. Тогда диаметр цилиндра определится как

$$D = 2 \sqrt{\frac{F_{\text{НАГ}}}{\pi \cdot \eta_{\text{МЦ}} (p_{\text{П}} - p_{\text{ШТ}} / \psi)}} =$$

$$= 2 \sqrt{\frac{80 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,97 (0,95 \cdot 20 \cdot 10^6 - 0,05 \cdot 20 \cdot 10^6 / 1,65)}} = 75,6 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

В соответствии с ГОСТ 6540-68 диаметр цилиндра округляем в большую сторону. Принимаем $D = 80 \cdot 10^{-3}$ м (80 мм).

При вычислении диаметра механический КПД цилиндра принят равным $\eta_{\text{МЦ}} = 0,97$ [3], коэффициент мультипликации $\psi = 1,65$.

Принимая объемные КПД цилиндра, распределителя, гидрозамка равными единице (не учитываем утечки рабочей жидкости на этих устройствах), рассчитаем подачу насоса, требуемую для питания гидроцилиндра:

$$Q_{\text{Ц}} = v \cdot A_{\text{П}} = v \cdot \pi \cdot D^2 / 4 = 0,1 \cdot 3,14 \cdot (80 \cdot 10^{-3})^2 / 4 = 0,502 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с.}$$

Примечание – Если бы в задании были указаны два цилиндра, которые работают синхронно, то при определении $Q_{\text{Ц}}$ полученное выше значение необходимо было бы удвоить.

3.10.2.4 *Выбор гидромотора.* Определим мощность на рабочем органе:

$$N_{\text{Р}} = M_{\text{С}} \cdot \omega = M_{\text{С}} \cdot \pi \cdot n / 30 = 650 \cdot 3,14 \cdot 440 / 30 = 29935 \text{ Вт.}$$

Считаем, что гидромотор с рабочим органом будет соединен через редуктор. Тогда требуемая мощность гидромотора



$$N_{\text{М.ТР}} = N_{\text{Р}}/\eta_{\text{Н}} = 29935/0,9 = 33261 \text{ Вт.}$$

По найденному значению $N_{\text{М.ТР}}$ из [1, 4–8] выбираем наиболее близкий по мощности гидромотор, например, нерегулируемый аксиально-поршневой гидромотор типа 310.25. Из [1, таблица Б.3] выпишем основные технические показатели этого гидромотора: рабочий объем 112 см^3 , номинальное давление на входе 20 МПа , номинальная частота вращения 20 с^{-1} (минимальная – 1 с^{-1}), номинальный расход 140 л/мин , номинальный крутящий момент $338,8 \text{ Н·м}$, номинальная эффективная мощность $41,7 \text{ кВт}$, гидромеханический КПД $0,95$, полный КПД $0,91$, тонкость фильтрации 25 мкм .

Момент на валу гидромотора

$$M_{\text{М}} = V_{\text{О}} \cdot \Delta p_{\text{М}} \cdot \eta_{\text{ГМ}} / (2 \cdot \pi) = 112 \cdot 10^{-6} \cdot 18 \cdot 10^6 \cdot 0,95 / (2 \cdot 3,14) = 304,97 \text{ Н·м.}$$

При вычислении $M_{\text{М}}$ перепад давления на гидромоторе принят равным $\Delta p_{\text{М}} = 0,9 p_{\text{НОМ}} = 0,9 \cdot 20 \cdot 10^6 = 18 \cdot 10^6 \text{ Па}$ ($p_{\text{НОМ}}$ – номинальное давление в системе).

Передаточное число редуктора

$$u_{\text{Р}} = M_{\text{С}} / (M_{\text{М}} \cdot \eta_{\text{Р}}) = 650 / (304,97 \cdot 0,98) = 2,17.$$

При определении передаточного числа КПД редуктора принят равным $0,98$, т. к. $M_{\text{С}}/M_{\text{М}} = 650/304,9 = 2,13$. Так как $2,13 < 8$, то редуктор одинарный (имеет одну пару зацепления, $\eta_{\text{Р}} = \eta_{1n}^Z = 0,98$).

Частота вращения вала гидромотора

$$n_{\text{М}} = n \cdot u_{\text{Р}} = 440 \cdot 2,17 = 954,8 \text{ об/мин} = 15,91 \text{ об/с.}$$

Действительный расход рабочей жидкости через гидромотор

$$Q_{\text{М}} = V_{\text{О}} \cdot n_{\text{М}} / \eta_{\text{О.М}} = 112 \cdot 10^{-6} \cdot 15,91 / 0,96 = 1,86 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с.}$$

Примем объемные КПД устройств, установленных между насосом и гидромотором, равными 1 , тогда действительный расход рабочей жидкости в напорной линии насоса, необходимый для питания мотора, равен $1,86 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.

3.10.2.5 Выбор гидронасоса. В связи с тем, что гидроцилиндр и гидромотор одновременно не работают (что видно из циклограммы рабочего процесса), подача насоса при работе гидроцилиндра должна быть равной $0,502 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, а при работе гидромотора – $1,86 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.

Для обеспечения указанных подач целесообразно использовать регулируемый насос, например аксиально-поршневой насос типа 207.25 [1]. Основные характеристики этого насоса следующие: номинальная пода-



ча 122 л/мин ($2,03 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$); номинальное давление на выходе 20 МПа; КПД на номинальном режиме: полный – 0,91, объемный – 0,95. Насос подходит по номинальному давлению, т. к. принятое номинальное давление в системе равно номинальному давлению насоса. Диапазон изменения подачи выбранного насоса охватывает требуемые значения, необходимые для питания цилиндра и мотора.

3.10.2.6 Выбор гидрораспределителей. Проектируемая система содержит два контура управления. В одном контуре установлен гидроцилиндр, а во втором – гидромотор. В системе реализована параллельная схема управления. В нейтральной позиции распределителей предусмотрим разгрузку насоса. Для управления двумя контурами необходимо, чтобы распределитель имел два золотника. В корпусе распределителя может быть установлен также предохранительный клапан. Конструктивное исполнение распределителя может быть секционным или моноблочным. Установим в проектируемую систему секционный распределитель [4, с. 118–123], содержащий четыре секции. Обозначения и характеристики секций следующие: 20 – напорная с обратным клапаном и предохранительным клапаном прямого действия; 01 – рабочая трехпозиционная с двумя запертыми отводами (используем для управления гидроцилиндром); 05 – рабочая трехпозиционная с двумя запертыми отводами, с блоком предохранительных клапанов (используем для управления гидромотором); 30 – сливная.

Обозначение гидрораспределителя: P25×25-20-01-05-30 (условный проход 25 мм, номинальное давление 25 МПа). Условный проход будет уточнен после определения диаметров трубопроводов. Потери давления на распределителе: при управлении гидромотором $\Delta p_{\text{р.м.}} = 0,4 \text{ МПа}$, а при управлении гидроцилиндром $\Delta p_{\text{ц}} = 0,1 \text{ МПа}$.

3.10.2.7 Выбор гидрозамка. В линию управления поршневой полостью цилиндра установлен односторонний гидрозамок типа 541.12 [6] (условный проход 12 мм, номинальный расход $1,05 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, номинальное давление 25 МПа).

3.10.2.8 Выбор гидробака. Требуемая максимальная подача насоса составляет $1,86 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 111,6 \text{ дм}^3/\text{мин}$. Объем гидробака должен составлять не менее одной трети минутной подачи насоса, т. е. $V_{\text{НОМ}} = 0,3 \cdot 111,6 = 33,48 \text{ дм}^3$. С учетом требований ГОСТ 12448-80 округляем полученное значение объема бака и принимаем номинальную вместимость гидробака $V_{\text{НОМ}} = 40 \text{ дм}^3$. Бак заполняется рабочей жидкостью на $0,8 \cdot V_{\text{НОМ}}$, т. е. объем масла в баке $V_{\text{М}} = 0,8 \cdot 40 = 32 \text{ дм}^3$.

3.10.2.9 Выбор теплообменника. Необходимость установки теплообменника в проектируемой системе будет выявлена при проведении теплового анализа гидропривода.

3.10.2.10 Выбор фильтра. Наиболее дорогостоящими устройствами проектируемой системы являются гидромотор и гидронасос. Заводы-



изготовители этих устройств рекомендуют обеспечить тонкость фильтрации, равную 25 мкм. Установим в проектируемой системе полнопоточный фильтр на сливе рабочей жидкости [1]. Обозначение фильтра: 1.1.50–25 (ОСТ 22-883-75). Технические характеристики фильтра: $D_y = 50$ мм, $Q_{\text{НОМ}} = 250$ дм³/мин, $\delta = 25$ мкм, $p_{\text{НОМ}} = 0,63$ МПа, потеря давления $\Delta p_{\text{НОМ}} = 0,11$ МПа. Учитывая, что при работе гидромотора через фильтр будет проходить наибольший расход, равный 111,6 дм³/мин, потеря давления на фильтре составит $\Delta p_{\text{Ф}} = 111,6 \cdot 0,11 / 250 = 0,05$ МПа.

3.10.2.11 Разработка принципиальной схемы. Схема гидравлическая принципиальная приведена на рисунке 3.2. Схема вычерчивается в соответствии с требованиями ГОСТа (см. п. 3.5). Описание устройства и принципа действия гидропривода приводится в пояснительной записке.

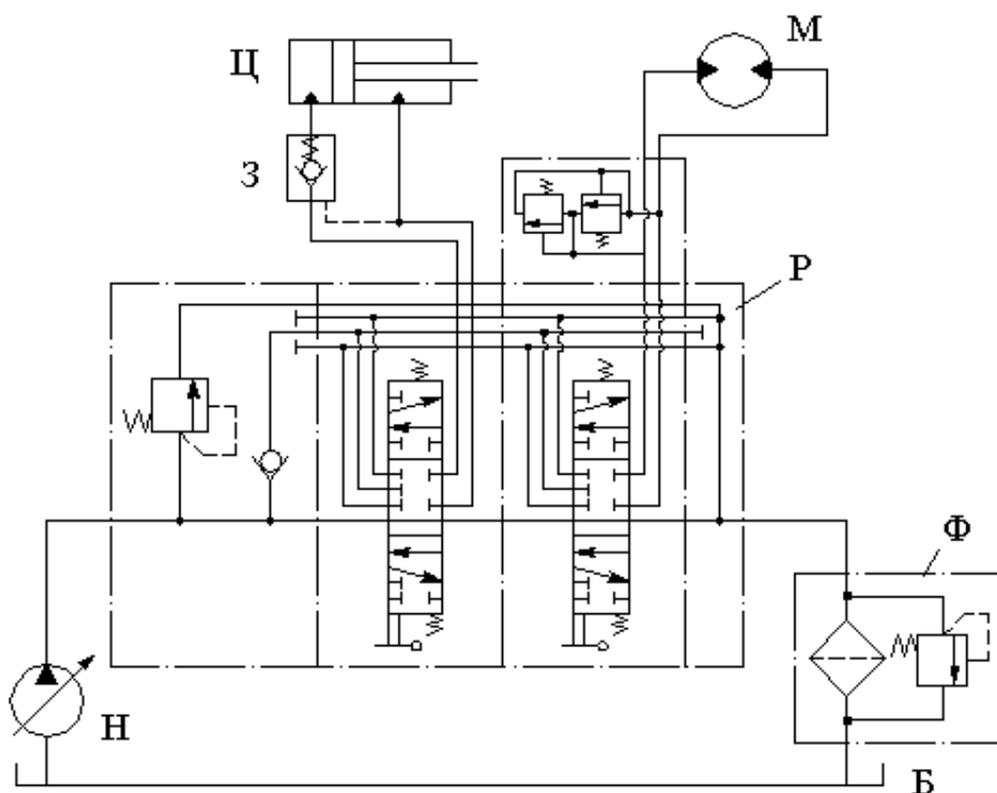


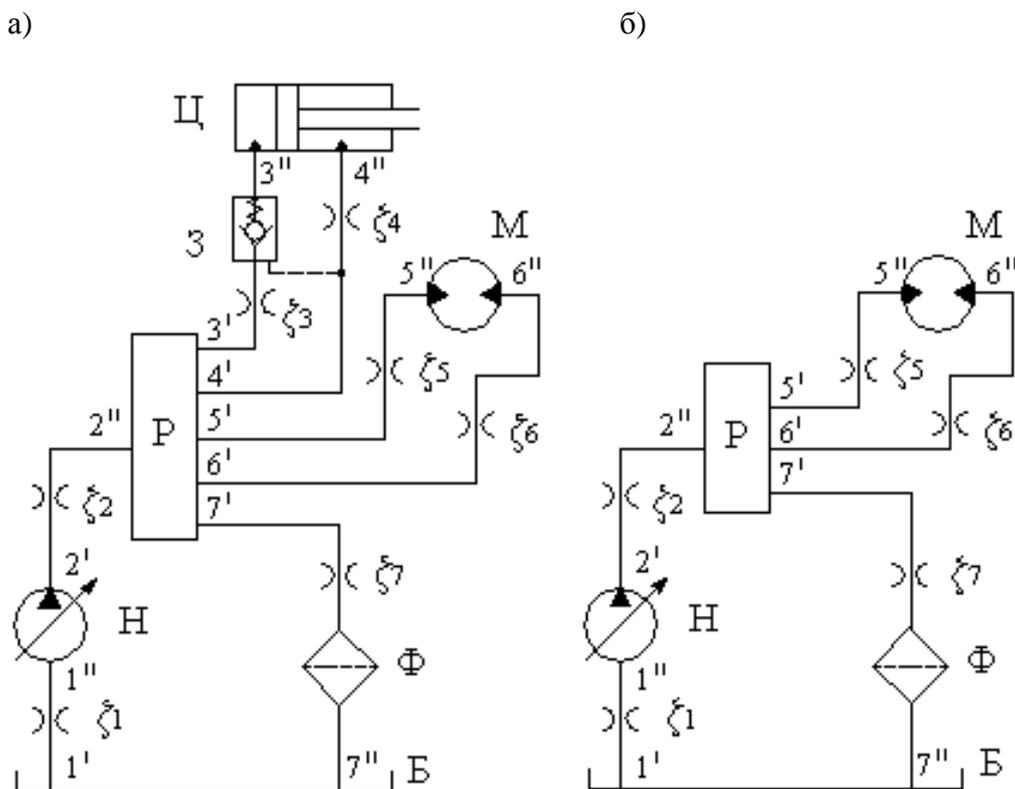
Рисунок 3.2 – Схема гидравлическая принципиальная

3.10.2.12 Выбор трубопроводов. Выбор трубопроводов сводится к определению их внутренних диаметров, длин, толщины стенок, выбору типа трубопровода. На рисунке 3.3, а приведена расчетная схема гидропривода.

Определим диаметр всасывающего трубопровода на участке 1'–1''. Рекомендуемая скорость жидкости во всасывающем трубопроводе

$v_{PEK} = 1,2$ м/с. Максимальный расход жидкости на этом участке $Q = 1,86 \cdot 10^{-3}$ м³/с (при работе гидромотора). Диаметр всасывающего трубопровода

$$d_{TP} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot v_{PEK}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,86 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 1,2}} = 44,4 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 44,4 \text{ мм}.$$



а – расчетная схема гидропривода; б – расчетная схема гидропривода при работе гидромотора

Рисунок 3.3 – Схемы к расчету гидропривода

Аналогично выполняются расчеты диаметров трубопроводов на всех остальных участках.

Если через рассматриваемый участок трубопровода проходят различные расходы, то при определении диаметра используется наибольший расход. Так, например, через участки $1'-1''$, $2'-2''$, $7'-7''$ проходит при работе гидроцилиндра один расход, а при работе гидромотора – другой (более высокий). При выдвигании штока гидроцилиндра на участке $3'-3''$ расход равен $0,502 \cdot 10^{-3}$ м³/с, а на участке $4'-4''$ расход меньше в ψ раз (ψ – коэффициент мультипликации гидроцилиндра). В связи с тем, что при втягивании штока гидроцилиндра расход на участке $4'-4''$ будет равным $0,502 \cdot 10^{-3}$ м³/с,

при определении диаметров участков 3'-3'' и 4'-4'' принят одинаковый расход – $0,502 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.

Вычисленные диаметры трубопроводов необходимо округлить до значений, регламентируемых ГОСТом [6].

Длинами участков необходимо задаться.

Результаты расчетов трубопроводов приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Результаты расчета трубопроводов

Номер участка	Тип трубопровода	Рекомендуемая скорость жидкости $v_{\text{РЕК}}$, м/с	Расход жидкости Q_i , м ³ /с	Вычисленный диаметр трубопровода $d_{\text{ТР}}$, мм	Принятый диаметр d_i , мм	Длина трубопровода l_i , м
1'-1''	Всасывающий	1,2	$1,86 \cdot 10^{-3}$	44,4	46	0,5
2'-2''	Напорный	5,5	$1,86 \cdot 10^{-3}$	20,7	21	1
3'-3''	Напорный	5,5	$0,502 \cdot 10^{-3}$	10,8	11	2
4'-4''	Напорный	5,5	$0,502 \cdot 10^{-3}$	10,8	11	2
5'-5''	Напорный	5,5	$1,86 \cdot 10^{-3}$	20,7	21	2,5
6'-6''	Напорный	5,5	$1,86 \cdot 10^{-3}$	20,7	21	2,5
7'-7''	Сливной	2	$1,86 \cdot 10^{-3}$	34,4	34	1,2

3.10.2.13 Выбор рабочей жидкости. Температурные условия эксплуатации гидропривода $\pm 35 \text{ }^\circ\text{C}$. Следовательно, применяемые масла должны обеспечить работоспособность гидропривода при указанных значениях температуры окружающей среды. С целью снижения эксплуатационных затрат в качестве рабочей жидкости выбираем всесезонное минеральное масло марки ВМГЗ [1] (плотность $\rho = 865 \text{ кг/м}^3$). Кинематическая вязкость масла ВМГЗ при температуре $60 \text{ }^\circ\text{C}$ равна $8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. Учитывая, что минимальное значение кинематической вязкости для выбранного гидронасоса 207.25 равно $8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, предельное значение рабочей температуры масла $60 \text{ }^\circ\text{C}$.

3.10.2.14 Определение КПД гидропривода. При работе гидромотора КПД гидропривода будет ниже, чем при работе гидроцилиндра. Это объясняется тем, что КПД гидромотора ниже, чем КПД гидроцилиндра (у выбранного гидромотора КПД равен 0,91). В связи с этим определим КПД гидропривода на режиме, когда работает гидромотор.

Расчетная схема гидропривода при работе гидромотора представлена на рисунке 3.3, б (на схеме сохранены обозначения, принятые на рисунке 3.3, а).

КПД гидропривода будем определять при температуре масла, равной $60 \text{ }^\circ\text{C}$. Далее результаты расчетов будут использованы при анализе теплового режима гидропривода.

Вначале определим численные значения суммарных коэффициентов местных сопротивлений участков ζ_i . В связи с отсутствием конструктивных схем трубопроводов, т. к. конструкция гидропривода в выполняемом

задании не разрабатывается, необходимо задаться типами местных сопротивлений, расположенных на каждом участке. Условно примем, что на каждом участке расположено по два–три местных сопротивления (на самом деле в реальной конструкции местных сопротивлений на участке может быть значительно больше). На участке может быть и несколько однотипных сопротивлений. Так, например, будем считать, что на участке $1'-1''$ (всасывающий трубопровод) расположены два местных сопротивления: вход в трубу ($\zeta_{ВХ} = 1$) и резкий поворот трубы на 90° (колено) ($\zeta_K = 1,1$). Тогда суммарный коэффициент местного сопротивления для участка $1'-1''$ будет составлять $\zeta_1 = \zeta_{ВХ} + \zeta_K = 1 + 1,1 = 2,1$. Численные значения коэффициентов местных сопротивлений приведены в [3, 4, 6].

Результаты расчетов суммарных коэффициентов местных сопротивлений для остальных участков, через которые протекает рабочая жидкость, приведены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Результаты определения суммарных коэффициентов местных сопротивлений ζ_i

Номер участка	Тип местного сопротивления	Значение коэффициента местного сопротивления ζ_i	Количество	Значение ζ_i
$1'-1''$	Вход в трубу	1	1	2,1
	Колено	1,1	1	
$2'-2''$	Штуцер	0,15	2	5,4
	Угольник	2	2	
	Колено	1,1	1	
$5'-5''$	Угольник	2	2	4,3
	Штуцер	0,15	2	
$6'-6''$	Угольник	2	2	4,3
	Штуцер	0,15	2	
$7'-7''$	Штуцер	0,15	4	1,6
	Выход в гидробак	1	1	

В случае выполнения расчетов гидропривода в режиме работы гидроцилиндра следовало бы определить также значения ζ_i и для остальных участков ($3'-3''$ и $4'-4''$).

Рассмотрим методику определения потерь давления в местных сопротивлениях и на трение по длине, например, на участке $1'-1''$.

При работе гидромотора по всем участкам (включая и $1'-1''$) проходит расход жидкости $Q_1 = 1,86 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$. Длина и диаметр участка $1'-1''$ следующие: $l_1 = 0,5 \text{ м}$; $d_1 = 46 \text{ мм}$ (см. таблицу 3.1).

Расчеты выполняем при максимальной рабочей температуре рабочей жидкости $t_{ж} = 60 \text{ }^\circ\text{С}$. Значение вязкости при этой температуре

$\nu = 8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, плотность $\rho = 865 \text{ кг}/\text{м}^3$.

Средняя скорость рабочей жидкости на участке 1'-1''

$$\nu_1 = 4 \cdot Q_1 / (\pi \cdot d_1^2) = 4 \cdot 1,86 \cdot 10^{-3} / (3,14 \cdot (46 \cdot 10^{-3})^2) = 1,11 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Для определения коэффициента гидравлического трения вычислим число Рейнольдса

$$Re = \nu_1 \cdot d_1 / \nu = 1,11 \cdot 46 \cdot 10^{-3} / (8 \cdot 10^{-6}) = 6382,5.$$

Режим течения турбулентный. Значение λ найдем по формуле Блазиуса

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25} = 0,3164 / 6382,5^{0,25} \approx 0,035.$$

Тогда потери давления на трение по длине на участке 1'-1''

$$\Delta p_{\text{дл.1}} = \lambda \cdot \frac{l_1}{d_1} \cdot \rho \cdot \frac{\nu_1^2}{2} = 0,035 \cdot \frac{0,5}{46 \cdot 10^{-3}} \cdot 865 \cdot \frac{1,11^2}{2} \approx 203 \text{ Па}.$$

Потери давления в местных сопротивлениях определяются из уравнения (3.26):

$$\Delta p_{\text{м.1}} = 0,5 \cdot \zeta_1 \cdot \rho \cdot \nu_1^2 = 0,5 \cdot 2,1 \cdot 865 \cdot 1,11^2 = 909 \text{ Па}.$$

Суммарные потери давления на участке 1'-1''

$$\Delta p_{\text{сум.1}} = \Delta p_{\text{дл.1}} + \Delta p_{\text{м.1}} = 203 + 909 = 1112 \text{ Па}.$$

Давление на входе в насос (вакуумметрическое)

$$\Delta p_{\text{вх}} = \Delta p_{\text{сум.1}} = 1112 \text{ Па}.$$

Аналогично определены потери давления в гидравлических сопротивлениях для всех остальных участков. Результаты расчетов приведены в таблице 3.3.

Значения d_i , l_i и ζ_i , необходимые для выполнения расчетов, для соответствующих участков приведены в таблицах 3.1 и 3.2.

Потери давления на гидромоторе определяются из уравнения (3.24) (эти потери равны перепаду давления на гидромоторе, принимаемому при выборе гидромотора):

$$\Delta p_{\text{Г.М}} = M_{\text{М}} \cdot 2 \cdot \pi / (\eta_{\text{Г.М}} \cdot V_{\text{О}}) = 304,97 \cdot 2 \cdot 3,14 / (0,95 \cdot 112 \cdot 10^{-6}) = 18 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Потери давления на гидроаппаратах следующие: на гидрораспределителе $\Delta p_{\text{р}} = 0,4 \cdot 10^6 \text{ Па}$; на фильтре $\Delta p_{\text{ф}} = 0,05 \cdot 10^6 \text{ Па}$.



Таблица 3.3 – Потери давления в гидравлических сопротивлениях при работе гидромотора

Номер участка	Расход Q_i , м ³ /с	Скорость жидкости v_i , м/с	Значение Re	Значение λ	Потери давления, Па	
					$\Delta p_{дл.i}$	$\Delta p_{м.i}$
1 ^l -1 ^{ll}	$1,86 \cdot 10^{-3}$	1,11	6382,5	1,035	203	909
2 ^l -2 ^{ll}	$1,86 \cdot 10^{-3}$	5,37	14096,3	0,029	17223	67349
5 ^l -5 ^{ll}	$1,86 \cdot 10^{-3}$	5,37	14096,3	0,29	43058	53629
6 ^l -6 ^{ll}	$1,86 \cdot 10^{-3}$	5,37	14096,3	0,29	43058	53629
7 ^l -7 ^{ll}	$1,86 \cdot 10^{-3}$	2,05	8712,5	0,033	2117	2908

Давление на выходе гидронасоса

$$p_{\text{ВЫХ}} = \Delta p_{Г.М} + \Delta p_{дл.2} + \Delta p_{дл.5} + \Delta p_{дл.6} + \Delta p_{дл.7} + \Delta p_{М.2} + \Delta p_{М.5} + \\ + \Delta p_{М.6} + \Delta p_{М.7} + \Delta p_{р} + \Delta p_{\phi} = 18 \cdot 10^6 + 17223 + 43058 + 43058 + \\ + 2117 + 67349 + 53629 + 53629 + 2908 + 0,4 \cdot 10^6 + 0,05 \cdot 10^6 = 18732971 \text{ Па.}$$

Из уравнения (3.20)

$$N_{\text{Н}} = (p_{\text{ВЫХ}} + p_{\text{ВХ}}) \cdot Q_{\text{Н}} / \eta_{\text{Н}} = (18732971 + 1112) \cdot 1,86 \cdot 10^{-3} / 0,91 = 38,29 \text{ кВт.}$$

Полезная мощность гидропривода при работе мотора рассчитывается с помощью уравнения (3.19):

$$N_{\text{П}} = M_{\text{М}} \cdot \omega = M_{\text{М}} \cdot u_{\text{р}} \cdot \pi \cdot n / 30 = \\ = 304,97 \cdot 2,17 \cdot 3,14 \cdot 440 / 30 = 30,477 \text{ кВт.}$$

Полезная мощность на рабочем органе меньше на величину потерь в редукторе (таким образом, потери в редукторе не учитываются при определении КПД гидропривода).

КПД гидропривода

$$\eta = N_{\text{П}} / N_{\text{Н}} = 30,477 / 38,29 = 0,796.$$

3.10.2.15 Тепловой анализ гидропривода. Для среднего режима работы значения $k_{\text{д}}$ и $k_{\text{н}}$ следующие [3]: $k_{\text{д}} = 0,4-0,7$; $k_{\text{н}} = 0,3-0,5$. Примем $k_{\text{д}} = 0,55$, а $k_{\text{н}} = 0,4$.

Среднее значение теплового потока за технологический цикл

$$\Phi_{\text{СР}} = (1 - \eta) \cdot k_{\text{н}} \cdot k_{\text{д}} \cdot N_{\text{Н}} = (1 - 0,796) \cdot 0,4 \cdot 0,55 \cdot 38,29 \approx 1,718 \text{ кВт.}$$

С целью упрощения расчетов считаем, что тепловая энергия передается в окружающую среду только через стенки бака, т. е. $A_{\text{С}} = A_{\text{Б}}$.

Охлаждаемая поверхность гидробака



$$A_B = 0,065 \cdot V_M^{2/3} = 0,065 \cdot 32^{2/3} = 0,66 \text{ м}^2.$$

Тепловой поток, передаваемый в окружающую среду:

$$\Phi_{\text{отв}} = \alpha \cdot A_B \cdot (t_{\text{ж}} - t_{\text{о}}) = 15 \cdot 0,66 \cdot (60 - 35) = 247,5 \text{ кВт}.$$

Коэффициент теплопередачи α принят равным $15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$.

Таким образом, при температуре рабочей жидкости $t_{\text{ж}} = 35 \text{ }^\circ\text{С}$ и окружающей среды $t_{\text{о}} = 35 \text{ }^\circ\text{С}$ через стенки бака в окружающую среду передается $0,2475 \text{ кВт}$. Необходимо же передавать $\Phi_{\text{ср}} = 1,718 \text{ кВт}$. Вводя оребрение бака, охлаждаемую поверхность можно увеличить до 35% , но это решение не позволит обеспечить требуемый температурный режим. Для обеспечения температуры масла $t_{\text{ж}} = 60 \text{ }^\circ\text{С}$ при температуре окружающей среды $t_{\text{о}} = 35 \text{ }^\circ\text{С}$ необходимо установить теплообменник с принудительным обдувом. Примем скорость обдува $V_B = 10 \text{ м/с}$.

Тогда коэффициент теплопередачи теплообменника

$$\alpha_T = 7,5 \cdot V_B^{0,78} = 7,5 \cdot 10^{0,78} = 45,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}).$$

Используя уравнение (3.37), определим площадь поверхности теплоотдачи теплообменника:

$$A_T = \frac{\Phi_{\text{ср}} - \alpha \cdot A_B \cdot (t_{\text{ж}} - t_{\text{о}})}{\alpha_T \cdot (t_{\text{ж}} - t_{\text{о}})} = \frac{1718 - 15 \cdot 0,66 \cdot (60 - 35)}{45,2 \cdot (60 - 35)} = 1,3 \text{ м}^2.$$

Таким образом, на сливе (после фильтра) необходимо установить теплообменник с принудительным обдувом и площадью поверхности теплоотдачи $A_T = 1,3 \text{ м}^2$ (теплообменник следует показать на схеме гидравлической принципиальной).

Список литературы

- 1 **Мрочек, В. И.** Гидравлика, гидропривод и гидропневмоавтоматика : метод. указания к выполнению курсовой работы для студентов специальности 1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей» / В. И. Мрочек, Т. В. Мрочек. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2007. – 48 с.
- 2 Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учебник для вузов / Т. М. Башта [и др.] – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с.
- 3 **Юшкин, В. В.** Основы расчета объемного гидропривода / В. В. Юшкин. – Минск : Выш. шк., 1982. – 93 с.
- 4 **Васильченко, В. А.** Гидравлическое оборудование мобильных машин : справочник / В. А. Васильченко. – М. : Машиностроение, 1983. – 301 с. : ил.



5 Гидравлические агрегаты тракторов и сельскохозяйственных машин : каталог. – М. : ЦНИИТЭИавтосельхозмаш, 1990. – Ч. 1–2.

6 **Щемелев, А. М.** Проектирование гидропривода машин для земляных работ / А. И. Щемелев. – Могилев : ММИ, 1995. – 322 с.

7 Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашины и передачи : учеб. пособие для вузов / А. Ф. Андреев [и др.] ; под ред. В. В. Гуськова. – Минск : Выш. шк., 1987. – 310 с.

8 **Шейпак, А. А.** Гидравлика и гидропневмопривод : учебник. Ч. 2 : Гидравлические машины и гидропневмопривод / А. А. Шейпак, А. В. Лепешкин, А. А. Михайлин. – М. : МГИУ, 2003. – 352 с.

9 **Майорова, Н. С.** Гидравлическое оборудование. Отраслевой каталог / Н. С. Майорова, Н. Н. Веденева. – М. : Каталог, 2001. – Ч. 1. – 194 с. : ил.

10 **Майорова, Н. С.** Гидравлическое оборудование. Отраслевой каталог / Н. С. Майорова, Н. Н. Веденева, В. Е. Кравец. – М. : Каталог, 2001. – Ч. 2. – 202 с. : ил.

11 **Майорова, Н. С.** Гидравлическое оборудование. Отраслевой каталог / Н. С. Майорова, Н. Н. Веденева. – М. : Каталог, 2002. – Ч. 3. – 168 с. : ил.

