



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

ЦЕНТР ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Гидравлика, гидропневмоавтоматика и тепловые
процессы»

Методические указания

к выполнению курсового проекта по дисциплине

“Проектирование СГПП”

«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

Авторы

Сидоренко В.С.

Антоненко В.И.

Чернавский В.А.

Килина М.С.

Ростов-на-Дону, 2013



Аннотация

Данные методические указания используются при выполнении курсового проекта по дисциплине «Проектирование систем гидропневмоприводов» студентами направления 151000 «Технологические машины и оборудование» программы «Гидравлическая, вакуумная и компрессорная техника» всех форм обучения. В указаниях приведены основные расчетные соотношения и правила оформления курсового проекта.

Авторы



Заведующий кафедрой «Гидравлика, гидропневмоавтоматика и тепловые процессы»,
профессор, д.т.н. Сидоренко В.С.



Доцент кафедры «Гидравлика, гидропневмоавтоматика и тепловые процессы»,
к.т.н. Антоненко В.И.



Профессор кафедры «Гидравлика, гидропневмоавтоматика и тепловые процессы»,
к.т.н. Чернавский В.А.



Ассистент кафедры «Гидравлика, гидропневмоавтоматика и тепловые процессы», Килина М.С.



Оглавление

1. ЦЕЛЬ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ	4
2. СОСТАВ И СОДЕРЖАНИЕ ЗАДАНИЯ НА КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ.....	4
3. СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА	5
4. ЭТАПЫ И ОБЩАЯ МЕТОДИКА КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ	5
4.1. Анализ задания, подбор литературы, выбор аналогов, прототипов.	5
4.2. Разработка общего вида конструкции и принципиальных схем (гидравлических, пневматических, электрических) производится в соответствии с указаниями [5].	6
4.3. Энергетический расчет исполнительный части СГПП, выбор и определение основных параметров исполнительных двигателей.....	6
4.4. Выбор схемы и энергетический расчет насосной установки.....	14
4.5. Гидравлически расчет СГПП.	18
4.5.1. Рабочие жидкости.....	18
4.5.2. Методика гидравлического расчета СГПП.....	21
4.6. Тепловой расчет СГПП.	27
4.6.1. Источники выделения тепла.	28
4.6.2. Определение минимально необходимой емкости гидробака.....	29
4.6.3. Расчет водяных теплообменников.	35
4.6.4. Определение потребного объема масла в гидробаках.	38
4.7. Динамический расчет СГПП.	40
СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	56
ПРИЛОЖЕНИЕ 1	57
ПРИЛОЖЕНИЕ 2	61
ПРИЛОЖЕНИЕ 3	71
ПРИЛОЖЕНИЕ 4	72
ПРИЛОЖЕНИЕ 5	78



1. ЦЕЛЬ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Выполнение курсового проекта – заключительный этап изучения студентами дисциплин «Гидропривод и средства автоматизации», «Пневмопривод и средства автоматизации», «Электроавтоматика в ГПС», «Динамика и регулирование ГПС», «Проектирование СГПП».

Целью проектирования является закрепление полученных студентами по данным дисциплинам теоретических знаний, а также освоение ими методов конструирования и проектирования СГПП.

Для успешного выполнения курсового проекта студент должен:

- обладать необходимым объемом теоретических знаний по основным дисциплинам специальности;

- уметь анализировать результаты расчетов и принимаемые проектные решения с целью обеспечения необходимых технико-экономических показателей проектируемой СГПП;

- выполнять требования нормативов к оформлению курсового проекта;

- уметь работать с технической литературой, ГОСТами и другими нормативными документами.

2. СОСТАВ И СОДЕРЖАНИЕ ЗАДАНИЯ НА КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

Тема курсового проекта.

Описание устройства механизма или машины, для которых проектируется СГПП.

Предварительная компоновка и требования к массе и габаритным размерам устройства.

Характеристики управляющего воздействия и внешней нагрузки, режимы движения выходного звена и работа СГПП в целом.

Требованиям к точности движения или позиционирования, к качеству переходного процесса.

Требования к К.П.Д, ограничения по мощности, условия эксплуатации.



3. СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Курсовой проект, который является основой эскизного проекта СГПП, должен содержать:

- техническое задание;
- пояснительную записку;
- чертежи новых агрегатов и аппаратов СГПП;
- чертежи общего вида СГПП;
- чертежи компоновок серийно выпускаемого оборудования;
- принципиальные схемы (гидравлическую, пневматическую, кинематическую, электрическую и т.д.);
- ведомость проекта.

В пояснительной записке дается задание, описание и обоснование выбранных схем и конструкций, приводят энергетический, гидравлический, тепловой и динамический расчет СГПП. При необходимости определяют параметры оптимизации и способы решения оптимизационной задачи. По результатам проектирования делается заключение.

Графическая часть проекта оформляется на 5 листах формата А1. Пояснительная записка оформляется из листов формата А4 и брошюруется в обложку из плотной чертежной бумаги, на лицевой стороне оформляется титульный лист.

4. ЭТАПЫ И ОБЩАЯ МЕТОДИКА КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

4.1. Анализ задания, подбор литературы, выбор аналогов, прототипов.

Первым этапом проектирования гидропривода является обзор аналогов пневмо- или гидроприводов с учетом технологического применения проектируемого привода (технологическое оборудование или мобильная техника).

Составление и анализ циклограммы работы привода с учетом технологических операций (подвод, рабочий ход, выдержка, отвод, холостой ход и т.д.). Анализ движения исполнительного механизма и вспомогательных движений.

Обоснование применения конкретного типа схемы гидро- или пневмопривода.

Обоснование и выбор типа привода по давлению, способу



регулирования, методу управления и контроля.

4.2. Разработка общего вида конструкции и принципиальных схем (гидравлических, пневматических, электрических) производится в соответствии с указаниями [5].

Принципиальная схема привода разрабатывается в соответствии с циклограммой технологического оборудования, для которого проектируется привод и дополнительных требований, приведенных в техническом задании с учетом произведенного обзора аналогов пневмо- или гидроприводов и выбранного прототипа. Одновременно с разработкой принципиальной схемы привода ведется разработка общего вида конструкции привода, производится предварительная проработка типа монтажа элементов привода (встраиваемый, модульный и т.д.), с учетом номенклатуры серийно выпускаемой аппаратуры.

При разработке принципиальной гидро- или пневмосхемы привода необходимо учитывать особенности эксплуатации, характерные для аналогов в данной области промышленности, циклограмму работы, способы регулирования скорости, схему циркуляции рабочей жидкости, способ и схему управления.

Дать обоснование принимаемых решений и привести описание принципиальной схемы привода и если необходимо, принципиальной схемы системы управления.

4.3. Энергетический расчет исполнительных частей СГПП, выбор и определение основных параметров исполнительных двигателей.

Энергетический расчет производится по разработанной принципиальной схеме в соответствии с циклограммой работы для всех элементов цикла.

Энергетический расчет привода начинается с уточнения условий работы привода. Наиболее характерными типами работы двухпозиционного привода являются перемещение из одного положения в другое с постоянной или мало изменяющейся нагрузкой, и движение с существенно изменяющимися скоростями и нагрузками. Тип движения привода определяют исходя из составленной циклограммы работы привода. Нагрузка на исполнительный механизм рассчитывается исходя из



«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

технического задания (ТЗ) в соответствии с нагрузками на привод. В результате выполнения энергетического расчета производится выбор исполнительного механизма, в случае необходимости вносятся изменения в техническое задание (ТЗ) с учетом особенностей выбранного типа двигателя (номинальные давления, типоразмеры и т.д.).

Исходными данными для энергетического расчета привода, обеспечивающего перемещение механизма из одной рабочей позиции в другую являются:

L_n - ход двигателя; t_n - время работы; m_B - масса (момент инерции) приведенные к выходному звену; H_c - результирующая внешних статических сил или моментов сил; V_m - скорость рабочего хода (медленных перемещений).

Для быстрых перемещений исполнительного механизма привода, необходимо рассчитать оптимальные значения предельных скоростей, для трапецеидальных тахограмм в следующем порядке:

$$V_{\max} = \frac{2L_n}{t_n};$$

$$\varepsilon_n = \frac{V_{\max}^2 \cdot m_B}{2H_c \cdot L_n};$$

Для определения относительной предельной скорости, по коэффициенту нагрузки ε_H , используем уравнение:

$$2\varepsilon_H V_{nom}^3 + (1 - 1.5\varepsilon_H)V_{nom}^2 - V_{nom} + 0.25 = 0$$

Экстремума относительной мощности [3]. Приведенное кубическое уравнение решаем методом Кардано.

$$P_{yp} = \frac{(1 - 1.5\varepsilon_H)^2}{12\varepsilon_H^2} - \frac{1}{2\varepsilon_H};$$

$$q_{yp} = \frac{2(1 - 1.5\varepsilon_H)^3}{27 \cdot 8 \cdot \varepsilon_H^3} - \frac{-(1 - 1.5\varepsilon_H)}{12\varepsilon_H^2} + \frac{0.25}{2\varepsilon_H};$$



«Расчет и проектирование систем гидроневоприводов машин и механизмов»

$$Q_{yp} = \left(\frac{q_{yp}}{2} \right)^2 + \left(\frac{P_{yp}}{3} \right)^3;$$

$$y_{yp} = a_{yp} + b_{yp};$$

$$b_{yp} = \left(\frac{-q_{yp}}{2} - \sqrt{Q_{yp}} \right)^{\frac{1}{3}};$$

$$a_{yp} = \left[\frac{-q_{yp}}{2} + \left(\sqrt{Q_{yp}} \right) \right]^{\frac{1}{3}};$$

$$V_{nom} = y_{yp} - \frac{1 - 1,5\varepsilon_H}{6\varepsilon_H}$$

Или относительное оптимальное значение предельной скорости определяем по графику $\overline{V}_n = f(\varepsilon_H)$ [4].

Определяем оптимальное значение относительной предельной скорости V_n ..

$$V_n = \overline{V}_n \cdot V_{max}$$

$$W_n = \frac{V_n^2}{V_n \cdot t_n - L_n}$$

$$H_B = m_B W_n + H_c$$

$$N = V_n H_B$$

Для медленных перемещений, соответствующих рабочим движениям, скорости не оптимизируются, т.к. они заданы и по ним сразу определяют мощность двигателя:

$$N_n = H_c \cdot V_M$$

где V_M - скорость рабочего хода (медленного перемещения).

В итоге энергетического расчета выбираются объемный двигатель, который обеспечит максимальную скорость перемещения при быстром подводе с максимальной скоростью. Типоразмеры объемного двигателя подбирают исходя из удельного рабочего объема (рабочего объема или эффективной площади):



«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

$$q_g = \frac{H_q}{P_{ном} \cdot \eta_{га} \cdot \eta_{дм}}$$

Где: q_g - удельный рабочий объем (рабочий объем или эффективная площадь);

H_q - максимальная нагрузка для контура;

$P_{ном}$ - номинальное давление, принимаемое в соответствии с ГОСТ и требованиями к оборудованию, применяемому в данной отрасли; в пневмоприводах промышленного применения $P_{ном}=0,63...1$ МПа, в гидроприводах технологического оборудования $P_{ном}=6,3...12,5$ МПа, в гидроприводах сельскохозяйственных машин $P_{ном}=6,3...16$ МПа, в гидроприводах летательных аппаратов $P_{ном}=10...25$ МПа, в гидроприводах горных машин $P_{ном}=16...50$ МПа, в гидрофицированных пресса $P_{ном}=32...50$ МПа.

$\eta_{га}$ - КПД линий и аппаратов выбирают с учетом потерь, энергии, габаритных размеров трубопроводов и аппаратуры. Для приводов с расчетной мощностью на выходном звене 0,5...5кВт принимают в диапазоне 0,75...0,9;

$\eta_{дм}$ - КПД гидродвигателей механический, соответствующий типу двигателя. Ориентировочные значения приведены в каталогах гидро- и пневмооборудования. Для гидроцилиндров с эластичными уплотнениями составляет 0,85...0,95, пневмоцилиндров с диаметрами поршней 25...400 мм – 0,75...0,95, поворотных пластинчатых гидродвигателей – 0,8...0,9, аксиально-поршневых гидромоторов с наклонной шайбой – 0,85...0,9.

После вычисления q_g рабочего объема двигателя подбираем по каталогу гидро- или пневмооборудования двигатель с соответствующими типоразмерами.

У пневмоцилиндров и гидроцилиндров q_g является эффективная площадь поршня $F_ц$ поэтому диаметр поршня равен:



«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

$$d_u = \sqrt{\frac{4q_g}{\pi}}$$

По полученному значению выбирается цилиндр и уточняется эффективная площадь поршня.

$$q_g = \frac{\pi d_u^2}{4}$$

Определяем коэффициент соотношения эффективных площадей (для одноштокового цилиндра):

$$\sigma_u = 1 - \left(\frac{d_{ш}}{d_u} \right)^2$$

По результатам энергетического расчета исполнительного механизма производят подбор двигателя.

На рисунке 1 приведена схема действия сил при не горизонтальном расположении гидроцилиндра.

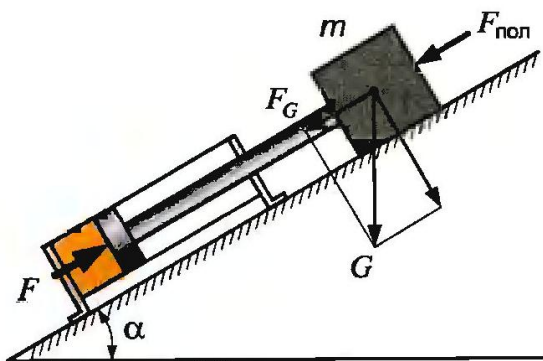


Рисунок 1. Силы, действующие на цилиндр.

Таким образом, гидроцилиндр должен преодолевать усилие:

$$F = F_{пол} + F_G = F_{пол} + mg(\sin \alpha + \mu \cos \alpha)$$

где $F_{пол}$ - полезная нагрузка на цилиндр;

F_G - нагрузка на цилиндр от собственного веса перемещаемого объекта;



«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

m – масса ведомого объекта; g - ускорение свободного падения; α – угол наклона оси цилиндра к горизонтали; μ – коэффициент трения.

Коэффициент трения μ изменяется в широком диапазоне значений и зависит как от материала объектов, между которыми возникает трение, так и от вида трения – скольжения или качения. К примеру, при трении стали по стали (материалом трущихся поверхностей является сталь) коэффициент трения скольжения $\mu=0.1...0.4$, тогда как в случае трения качения $\mu=0,005$.

Диаметр штока d цилиндра рассчитывают из соотношения:

$$d = d_u \sqrt{1 - \frac{V_1}{V_2}} \quad \text{или} \quad d = d_u \sqrt{1 - \frac{t_1}{t_2}}$$

По полученным расчетным путем значениям диаметров d_u и d выбирают цилиндры.

При приложении к цилиндру чрезмерной осевой нагрузки может привести к продольному изгибу штока (потери устойчивости в осевом направлении). Критическое усилие, приводящее к продольному изгибу, определяют по формуле Эйлера:

$$F_{кр} = \frac{\pi^2 EJ}{(\lambda)^2}, \quad \text{где } E \text{ – модуль упругости (для стали}$$

$$E = 2.1 \cdot 10^5 \text{ МПа});$$

J – момент инерции штока ($J = 0,0491d^2$, где d – диаметр штока, м);

l – длина нагруженного участка цилиндра, м;

λ – коэффициент приведенной длины.

Коэффициент λ учитывает способ монтажа цилиндра и определяется по таблице 1.

Максимально допустимая величина нагрузки на шток определяется из соотношения:

$$F = \frac{F_{кр}}{K_3}, \quad \text{где } K_3 \text{ - коэффициент запаса прочности}$$

$$(K_3 = 2,5...3,5).$$



«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

При расчете гидромоторов заданными величинами являются:

- рабочее давление $p_{раб}$;
- нагружающий момент на валу гидромотора M ;
- частота вращения выходного вала n .

Максимально допустимая величина нагрузки на шток определяется из соотношения:

$$F = \frac{F_{кр}}{K_3}$$

Где K_3 - коэффициент запаса прочности ($K_3 = 2,5...3,5$).

При расчете гидромоторов заданными величинами являются:

- рабочее давление $p_{раб}$;
- нагружающий момент на валу гидромотора M ;
- частота вращения выходного вала n .

Развиваемый гидромотором крутящий момент, рассчитывают по формуле:

$$M = \frac{V_0 p_{раб} \eta}{2\pi K_{з.у.}}, \text{ где } V_0 - \text{рабочий объем, см}^3;$$

$p_{раб}$ - рабочее давление, МПа;

η – общий КПД гидромотора ($\eta=0,8...0,93$).

Из каталога фирм-производителей выбирают гидромотор с ближайшим большим рабочим объемом.

Если значение номинального давления выбранного гидромотора $p_{ном}$, приведенное в его технических характеристиках, больше значения номинального давления $p_{ном}$, принятого для расчета гидромотора, то крутящий момент определяют из соотношения:

$$\frac{M}{M_{ном}} = \frac{p_{ном}}{p_{м(ном)}}$$

Все параметры должны соответствовать размерам приведенным в каталогах гидро- или пневмоаппаратуры.



«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

Расходы и давления принимаются в соответствии со значениями ГОСТ (номинальные давления – ГОСТ 12445-80 (приложение 2), номинальные расходы рабочей жидкости – ГОСТ 13825-80(приложение 2)).

Таблица 1.

Зависимость коэффициента приведенной длины λ от способа монтажа цилиндра.

Способ монтажа цилиндра	Схема монтажа	Расчетная схема	Коэффициент λ
Одна сторона свободна, вторая жестко закреплена			$\lambda=2$
На обеих сторонах установлены шарниры			$\lambda=1$
Одна сторона жестко закреплена, на второй установлен шарнир			$\lambda=0,7$
Обе стороны жестко закреплены			$\lambda=0,5$



4.4. Выбор схемы и энергетический расчет насосной установки.

Насосные установки гидроприводов предназначены для осуществления рабочих подач и быстрых перемещений силовых головок, силовых столов и других механизмов подачи как отдельных, так и входящих в состав автоматических линий.

Насосная установка чаще всего входит в состав насосной станции, которая представляет собой гидроагрегат, состоящий из гидробака, насосной установки и гидропанели дистанционного управления и системы охлаждения.

Конструкции станций предусматривают возможность установки, если это необходимо вертикального щита с приточной гидроаппаратурой для управления вспомогательными механизмами агрегатных станков.

При выборе насосной установки производят выбор насоса и приводного электродвигателя. На основе циклограммы работы механизмов станка и зависимости расходов и давлений от рабочих циклов определяют параметры рабочих характеристик насосной установки. Расходы для каждого рабочего цикла определяют путем суммирования расходов на выполнение рабочего движения или движений, если они выполняются одновременно.

В таблице 2 приведены четыре основные схемы насосных установок, их особенности и рекомендации по применению. На базе этих схем можно разработать большое число их вариантов.

В результате энергетического расчета исполнительной части были определены следующие параметры:

V_n – быстрое перемещение вперед, назад;

V_m – скорость рабочего движения;

t_n, t_n – время быстрого перемещения вперед, назад;

t_m – время рабочего движения;

t_B – время выстоя.

и соответствующие подачи и давления для всех элементов цикла: $Q_{н1}, Q_{н2}, Q_{н3}, \dots, P_{н1}, P_{н2}, P_{н3}, \dots$



«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

Таблица 2
Схемы насосных установок

Схема	Основные элементы	Характеристика	Область применения
	Нерегулируемый насос, переливной или предохранительный клапан	Простота и компактность насоса, поэтому при отборе в гидросистему некоторой части расхода остальной расход сливается через клапан, вызывая нагрев	Гидроприводы с постоянным расходом масла. Гидроприводы мощностью до 2 кВт с дроссельным регулированием скорости
	Два регулируемых насоса, разделительная панель (или три клапана)	Простота компактность насоса, используется сочетание насоса малого расхода и высокого давления и насоса большого расхода и малого давления; насос большого расхода подключается при понижении давления в гидросистеме	Гидроприводы машин, в которых допускается понижение давления в напорной линии при ускоренных перемещениях рабочего органа, когда кратковременно требуется большой расход масла



«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

	<p>Регулируемый насос с управлением по давлению</p>	<p>Более сложный насос, автоматически изменяющий расход и поддерживающий в системе заданное давление</p>	<p>Гидроприводы машин, которых требуется обеспечить постоянное давление в напорной линии при переменном расходе</p>
	<p>Регулируемый реверсивный или неревверсивный насос с дистанционным управлением</p>	<p>Сложный насос. Управление расходом насоса и направлением подачи при реверсе проводится дистанционно, управление – электрогидравлическое, гидромеханическое или ручное</p>	<p>Гидроприводы мощностью более 10 кВт</p>

При расчета гидропривода удобно принимать основной параметр мощность. Полезная мощность определяется по следующим формулам:

На штоке гидроцилиндра:

$$N_{ц} = \frac{Fv}{1000}$$

На валу гидромотора:

$$N_{м} = \frac{Mn}{9552,5}$$

Где: F - требуемое усилие на выходном звене;

v - скорость перемещения выходного звена;

M - крутящий момент на валу;



«Расчет и проектирование систем гидроневоприводов машин и механизмов»

n - частота вращения вала электродвигателя.

В результате гидравлического расчета определяем производительность насоса.

$$Q_H = Q_{\max} + \sum_{i=1}^m Q_{ГА}^H + Q_{кл};$$

Где Q_{\max} - максимально рассчитанный расход;

$\sum Q_{ГА}$ - суммарные объемные потери в гидроаппаратуре;

$Q_{кл}$ - расход жидкости через предохранительный клапан необходимый для обеспечения устойчивой работы привода ($Q_{кл} = 3-5$ л/мин).

В соответствии с требованиями технического задания (ТЗ) и возможностью реализации требуемого алгоритма функционирования выбирается один из вариантов насосной установки и производится ее расчет по соответствующей методике.

Однонасосная установка с переливным клапаном используется при невысоких требованиях по К.П.Д. и существенных ограничений по массе, габаритам и по стоимости СГПП.

Насос выбирается из соотношений:

$$Q_{НОМ} \approx Q_{H1}; P_{НОМ} \approx P_{H2}$$

Переливной клапан выбирается по

$$Q_{НОМ}, P_{НОМ}$$

Если $Q_{НОМ} > 1 \text{ дм}^3/\text{с}$, выбирается двухкаскадный клапан.

Потери мощности в рабочем режиме

$$\Delta N = P_{H2} (Q_{НОМ} - Q_{H2})$$

Двухнасосная установка с двумя переливными клапанами применяется, если необходимо иметь более высокий КПД, но нет ограничений по массе и габаритам.

Насос высокого давления выбирается из соотношений:

$$Q_{НОМ1} \approx Q_{H2}; P_{НОМ1} = P_{H2}$$

Насос низкого давления

$$Q_{НОМ2} \approx Q_{H1(3)} - Q_{НОМ1}; P_{НОМ2} \approx P_{H1(3)}$$

Насосно-аккумуляторная установка позволяет получить еще более высокий КПД и снизить массогабаритные показатели. Её целесообразно использовать, если есть периоды пауз и выдержки.



Для расчета и выбора насоса необходимо использовать уравнение баланса объемов:

$$Q_H = Q_{H1} \cdot t_n / (t_n + t_B); \quad Q_H = (Q_{H2} \cdot t_M + Q_{H3} \cdot t_H) / (t_M + t_H)$$

По большему из Q_H и P_{H2} выбирают насос $Q_{НОМ}$, $P_{НОМ}$.

По величинам маневренного объема

$$V_{M1} = (Q_{H1} - Q_{НОМ}) \cdot t_n; \quad V_{M3} = (Q_{H3} - Q_{НОМ}) \cdot t_H$$

выбираем маневренный объем аккумулятора V_M .

Нижний уровень давления в аккумуляторе $P_{min} = P_{H1(3)}$.

Давление зарядки газом выбирается из соотношения

$$P_{зар.} = (0,9 \div 0,94) P_{min}$$

По полученным значениям выбирается аккумулятор

Для получения max КПД при min массогабаритных показателях необходимо использовать насосную установку с автоматической регулировкой по давлению

$$Q_{НОМ} \approx Q_{H1} (Q_{H3}); \quad P_{max} = P_{min} \cdot (P_{H2} - P_{min}) / (q_{max} - q_{H2});$$

$$P_{min} = q_{H2} \cdot P_{H2} / q_{max};$$

$$q_{max} = Q_{НОМ} / V_n$$

где V_n — скорость приводного элемента насоса; P_{min} — минимальное давление настройки регулятора.

4.5. Гидравлически расчет СГПП.

4.5.1. Рабочие жидкости.

Рабочая жидкость выполняет в гидроприводе важные и многосторонние функции. Прежде всего это — рабочее тело гидравлического исполнительного механизма, вспомогательных, измеряющих и управляющих устройств. Выполнение этой функции определяется упругими свойствами самой жидкости и находящейся в ней нерастворенной газовой составляющей, а также упругими свойствами трубопровода или рукава с такой двухфазной жидкостью.

Передача движения и давления, а также энергии обуславливается возможностью герметизации всех рабочих циклов гидропривода.

Рабочая жидкость должна обеспечивать работоспособность и надежность всех правильно спроектированных и выполненных узлов гидропривода. Она выполняет функции смазывающего и



«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

охлаждающего агента, защищает детали от коррозии, позволяет эвакуировать из системы продукты износа. Распространение гидропривода в значительной мере обязано наличию ассортимента рабочих жидкостей, в определенной степени удовлетворяющих поставленным задачам. Рабочая жидкость должна быть дешевой, доступной (обеспеченной сырьевыми ресурсами) и приемлемой для хранения и эксплуатации (нетоксичной, невзрывоопасной, теплостойкой и т. п.).

Наиболее широкое распространение в качестве рабочих жидкостей получили минеральные масла нефтяного происхождения, состоящие из углеводородных полимеров, а также синтетические жидкости на основе сложных эфиров и фтороуглеродных полимеров. В кузнечно-прессовых гидроприводах широко применяются различные эмульсии. Свойства таких рабочих жидкостей оцениваются их вязкостью и способностью образовывать на поверхностях деталей адсорбированные пленки. Вязкость жидкостей, и особенно минеральных масел, существенно меняется при изменении температуры и давления. Поэтому при проектировании необходимо прогнозировать поведение гидропривода с возможно точной оценкой режимов его работы, а также связанных с ними значений температуры и давлений, тем более, что повышение температуры не только уменьшает вязкость, но и существенно увеличивает скорость старения полимеров. Как правило, гидропривод, работающий на более высоком давлении, при прочих равных условиях имеет меньшие размеры и более высокую температуру рабочей жидкости.

Условия эксплуатации гидравлического исполнительного устройства оцениваются прежде всего диапазоном температур окружающей среды и соответствующими рабочими температурами, режимами нагрузки, запыленностью окружающей среды (особенно, при эксплуатации в южных районах страны), характером частиц запыления, а также требуемым сроком работоспособности.

Свойства рабочей жидкости и ее температура обуславливают процессы износа сопрягаемых деталей и старение различных конструктивов (собственно рабочей жидкости, материалов уплотнений электроизоляции, термоизоляции, различного рода покрытий и т. п.), обеспечивающих, а иногда и лимитирующих необходимую надежность гидропривода.

Проектирование современного гидропривода должно проводиться с учетом происходящих в нем тепловых процессов,



«Расчет и проектирование систем гидроприводов машин и механизмов»

в том числе и в собственно рабочей жидкости, а ее выбор, ясь одним из основных исходных пунктов проектирования, ет тщательного анализа режимов работы гидропривода, ограничения рабочих температур и расчетов стабильности свойств применяемых материалов.

В зависимости от условий эксплуатации гидроприводы разделяют на промышленные, полевые, периодического применения и специальные.

Промышленные гидроприводы работают в закрытых отапливаемых помещениях, обычно на промышленных предприятиях и кораблях. Такие приводы должны работать от 5000 до 15 000 часов работы без ремонта со сменой рабочей жидкости не ранее чем через 2000—5000 часов работы.

Обычно температура окружающей среды при эксплуатации промышленных гидроприводов находится в пределах $0\text{—}35^\circ\text{C}$, позволяя применять минеральное масло вязкостью $25 \leq \nu_{50} \leq 40 \text{cSt}$ с повышенными теплостойкостью, стабильностью и смазывающими свойствами. Как правило, такой гидропривод работает от насосной станции, в которой применяется водяное охлаждение и гарантируется верхний предел рабочей температуры (чаще всего $50\text{—}60^\circ\text{C}$). При воздушном охлаждении указанный предел повышается (до $70\text{—}80^\circ\text{C}$), уменьшая сроки смены рабочей жидкости и ресурс гидропривода. В этом случае элементы гидропривода снабжают металлическими или высокотемпературными уплотнениями (материал обычных уплотнений в таких условиях быстро стареет), а рабочие жидкости выбирают из числа тяжелых минеральных или синтетических масел, сокращая срок их смены.

Вязкость или внутреннее трение — важнейшее свойство жидкости, проявляющееся при относительном движении ее частиц. Различают объемную и тангенциальную вязкости. Объемная вязкость проявляется при сжатии и растяжении жидкости, вызывая сдвиг по фазе между объемной деформацией и давлением и рассеяние энергии при упругих колебаниях. Объемная вязкость рабочих жидкостей гидросистем изучена недостаточно и обычно не учитывается при проведении технических расчетов.

Независимость влияний давления и температуры на вязкость, а также экспоненциальная зависимость вязкости от избыточного имеет свободной поверхности уровня, т. е. ее соприкасается с воздухом) ограничивается значением 120°C . Предел работоспособности синтетических рабочих жидкостей, помимо их меньшей огнеопасности, под- нимается до $200\text{—}250^\circ\text{C}$. Име-



ются рабочие жидкости и с более высокими значениями предельных температур.

Физические характеристики рабочих жидкостей в Приложении 5.

4.5.2. Методика гидравлического расчета СГПП.

В процессе гидравлического расчета выбираются аппараты, по стандартным методикам определяются проходные сечения трубопроводов и аппаратов, а также основные параметры потока при течении рабочей среды, для всех участков и всех элементов цикла/6/. При этом необходимо отметить существенное противоречие, возникающие при выборе трубопроводов и аппаратов. С уменьшением проходного сечения габаритные размеры и масса трубопроводов уменьшаются, а гидравлические потери давления при прочих равных увеличиваются. Поэтому цель гидравлического расчета привода – обеспечить минимальные массы и габаритные размеры трубопроводов и аппаратов при допустимых гидравлических потерях энергии. Возникающая на данном этапе проектирования оптимизационная задача решается методом последовательных приближений.

При первом приближении проходные сечения трубопроводов и аппаратов выбирают по стандартным методикам на основании рекомендованных значений скоростей рабочей среды и давлений. Далее оценивают размеры трубопроводов и аппаратов и рассчитывают гидравлические потери в них. Допустимые гидравлические потери давления ($\sum \Delta P_{потерь} = (0,25...0,1) \cdot P_{ном}$) принимаются при энергетическом расчете привода в виде гидравлического КПД $\eta_{за}$ линий и аппаратов и принимают $\eta_{за} \approx 0.75...0.8$.

Во втором приближении проходное сечение корректируют в соответствии с проведенной оценкой первого варианта, и вновь выполняют выбор трубопроводов и аппаратов и рассчитывают гидравлические потери давления. В большинстве случаев двух-трех приближений достаточно для решения поставленной оптимизационной задачи.

Исходными данными для расчета проходного сечения трубопроводов и аппаратов служат расстояния между агрегатами привода и предельным объемный или массовый расход рабочей



«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

среды. Число и типы аппаратов и трубопроводов определяют на основании составленной в самом начале проектирования привода принципиальной схемы.

Длины участков трубопроводов принимают условно, исходя из конструктивных особенностей монтажа элементов пневмо- или гидросистемы и с учетом особенностей проектируемой машины или технологического оборудования.

При определении давления насосной установки для различных элементов цикла необходимо предварительно рассчитать перепады давления на регуляторах потока и дросселях, позволяющих обеспечить требуемые скоростные режимы двигателей. Расчет произвести графоаналитическим способом, используя характеристики насосных установок[11].

Основной параметр аппаратов d_y соответствует диаметру круга, площадь которого равна минимальной площади проходного сечения аппарата.

На направление коррекции могут влиять и массогабаритные параметры привода, которые определяются по геометрическим зависимостям с учетом плотности материалов.

На этапе гидравлического расчета необходимо выбрать компоновку (способ монтажа) гидропневмоаппаратов привода на машине. Промышленность выпускает аппараты трубного соединения, стыкового и модульного монтажа и встраиваемого исполнения. Возможно использование аппаратов, а также вспомогательных элементов и машин с разными способами монтажа.

Выбор гидроаппаратуры осуществляется в соответствии с принципиальной схемой по функциональному назначению и значению условного прохода D_y , проверяя при этом соответствие расчетных значений максимального расхода жидкости через гидроаппарат и максимального рабочего давления данного в технических характеристиках приведенных в каталогах.

Обычно расчет гидроаппаратуры не производят, а выбирают из каталогов фирм-производителей в соответствии с принципиальной схемой по функциональному назначению, значению условного прохода D_y и давлению.

При выборе гидроаппаратуры следует соблюдать следующие условия:

$$p_{га} \geq p_{ном}; Q_{га} \geq Q_{ном}$$

Предпочтение следует отдавать аппаратам, имеющим



«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

наиболее близкие к расчетным номинальные значения давления и расхода.

При выборе фильтров следует учитывать следующие критерии:

- чувствительность к загрязнению элементов гидросистемы с учетом тонкости фильтрации и требуемого класса чистоты рабочей жидкости. Класс чистоты гидросистемы зависит от класса чистоты, который требуется наиболее чувствительному к загрязнению элементу системы;

- область применения гидросистемы;
- определение расхода жидкости, проходящей через фильтр;

- допустимый перепад давления;
- гарантия совместимости фильтровального материала с рабочей жидкостью;

- желаемая надежность гидропривода.

Так же на этапе гидравлического расчета проводят расчет трубопроводов. Расчет производят на основе рекомендуемых скоростей движения жидкости в гидролиниях.

Внутренние диаметры трубопроводов определяют по следующей формуле:

$$D_{\text{вн}} = 2 \sqrt{\frac{Q}{\pi V_{\text{max}}}}$$

Где Q – расход жидкости на соответствующем участке трубопровода.

V_{max} - максимально допустимая скорость движения жидкости на соответствующем участке трубопровода.



Таблица 3
Значение максимально допустимых скоростей движения жидкости в трубопроводе

Назначение гидролинии	Максимально допустимая скорость V_{\max} (м/с)
Всасывающая	1,2
Сливная	2
Нагнетательная (до 2,5 МПа)	3
Нагнетательная (до 5,0 МПа)	4
Нагнетательная (до 10,0 МПа)	5
Нагнетательная (свыше 15,0 МПа)	8-10

С учетом величины давления жидкости в трубопроводе по полученным значениям D выбираем трубы в соответствии с ГОСТ по наружному диаметру и толщине стенки, чтобы внутренний диаметр d превышал расчетный не более чем на 0,3 мм. Рекомендуемые толщины стенок труб для всасывающих и сливных магистралей до 1,0 мм, напорных – 1,0÷4,0 мм.

По внутренним диаметрам выбранных труб определяются истинные скорости на участках гидролиний:

$$V = \frac{4Q}{\pi d^2}$$

Расчет трубопроводов на прочность сводится к определению толщины стенки трубопровода, значение которой зависит от внутреннего диаметра трубопроводов, максимального давления, допустимого напряжения материала, а так же запаса прочности в случае возникновения гидравлического удара.

Толщина стенки нагнетательной гидролинии проверяется по формуле:

$$\delta = \frac{K \cdot p \cdot d}{2[\sigma]}$$

где $K = 2$ -коэффициент запаса; p - давление на данном участке трубы, принять:

для всасывающей гидролинии $p_{вс} = 0,05 \text{ МПа}$, для сливной



«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

гидролинии $P_{сд} = 0.5 \text{ МПа}$, для нагнетательной гидролинии принять давление настройки предохранительного клапана;

d - фактическое значение внутреннего диаметра гидролиний

$[\sigma]$ - допускаемые напряжения материала гидролиний. Принять с учетом коэффициента запаса, для стальных труб $[\sigma] = 50 \text{ МПа}$, для труб из цветных металлов $[\sigma] = 25 \text{ МПа}$.

Если расчетное значение толщины меньше выбранного, то трубопровод выбран правильно.

При гидравлическом расчете необходимо выполнить расчет потерь давления в гидролиниях.

Гидравлические потери в гидролиниях складываются из потерь давления по длине трубопровода, линейные потери Δp_l (на прямых участках гидролиний) и потерь давления в местных сопротивлениях Δp_m .

Потери давления в линейных сопротивлениях определяются по следующей формуле:

$$\Delta p_l = \gamma \lambda \frac{l V^2}{d 2g}, \text{ где } \gamma - \text{удельный вес рабочей жидкости, вы-}$$

бирается в зависимости от марки рабочей жидкости в приводе (некоторые марки и их характеристики приведены в Приложение 2);

λ - коэффициент гидравлического трения;

d и l – диаметр и длина участка гидролинии;

V - средняя скорость движения жидкости на участке гидролинии.

Для вычисления коэффициента гидравлического трения λ необходимо определить режим движения жидкости по числу Рейнольдса.

$$\text{Re} = \frac{Vd}{\nu}, \text{ где } \nu - \text{коэффициент кинематической вязкости}$$

рабочей жидкости.

При ламинарном течении жидкости $\lambda = \frac{64}{\text{Re}}$, при турбулент-

$$\text{ном} - \lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{\text{Re}}}.$$



«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

Потери давления в местных сопротивлениях определяют по формуле:

$$\Delta p_m = \gamma \zeta \frac{V^2}{2g}, \text{ где } \zeta - \text{коэффициент местного сопротивления (Таблица 4).}$$

Для расчета гидравлических потерь в системе удобно использовать объемный расход. Объемные расходы рабочей среды определяется по формуле:

$$Q_q = \frac{q_g \cdot V_D}{\eta_{DO}}$$

$$Q_c = q_g \cdot v_D \cdot \sigma_D \cdot \eta_{DO}$$

Где σ_D - коэффициент асимметрии полостей машины, коэффициент мультипликации;

q_g - удельный рабочий объем;

V_D - скорость движения выходного звена определяются в процессе энергетического расчета;

η_{DO} - КПД двигателя объектов.

Таблица 4

Коэффициенты местных сопротивлений

Вид сопротивления	
Внезапное расширение	0,8...0,9
Внезапное сужение	0,5...0,7
Штуцер присоединительный, переходник	0,1...0,15
Закругленное колено	0,12...0,15
Сверленный треугольник	2...2,5
Тройник: слияние потоков	2...2,5
Тройник: разделение потока	1...1,5
Тройник: транзитный поток	0,1...0,2
Обратный и предохранительный клапан	2...3
Дроссель	2...12,5
Редукционный клапан	3...5
Распределитель	6...8
Фильтр	7...10
Вентиль: с прямым затвором	3...5,5
Вентиль: с косым затвором	1,4...1,85



4.6. Тепловой расчет СГПП.

При работе объемного гидропривода рабочая жидкость нагревается. Причина заключается в том, что в результате трения в жидкости и между деталями часть механической энергии гидропривода преобразуется в тепловую, поэтому при проектировании объемного гидропривода обязателен тепловой расчет. В итоге теплового расчета оценивают температуру рабочей жидкости при работе гидропривода, выбирают объем гидробака и определяют при необходимости основные параметры теплообменного аппарата.

Оптимальной температурой рабочей жидкости большинства гидроприводов технологического оборудования 50...60 °С. Допускается кратковременное повышение температуры до 75°С. Повышение температуры рабочей жидкости сопровождается снижением ее вязкости и повышением интенсивности окисления. У минеральных масел при повышении температуры на 8...10°С интенсивность окисления приблизительно удваивается. При высоких температурах в жидкости происходит выпадение и отложение смол. Исключение составляют синтетические жидкости, которые допускают температуры до 150°С и более. Но их применяют только в специальных гидроприводах, например, на летательных аппаратах, движущихся со сверхзвуковой скоростью.

Из-за снижения вязкости жидкости при повышении температуры сверх рекомендованной существенно увеличиваются утечки через зазоры, и ухудшается смазка трущихся поверхностей деталей. В результате снижается КПД и сокращается технический ресурс гидропривода. Минимальная кинематическая вязкость рабочей жидкости должна быть не менее 15 мм²/с для шестеренных, 12 мм²/с для пластинчатых и 8 мм²/с для роторно-поршневых насосов и гидромоторов. Исключение составляют случаи применения водно-масляной эмульсии в гидроприводах для обеспечения пожаробезопасности. Рекомендуемый диапазон вязкости и тип рабочей жидкости необходимо устанавливать по данным технической характеристики гидромашины.

Ограничение нагрева масла в гидроприводе при использовании нерегулируемых насосов может быть достигнуто:

а) рациональным построением гидросхем станков, предусматривающим выбор насосов минимально необходимой



производительности с обеспечением их разгрузки без давления на бак при перерывах в работе гидропривода;

б) выбором достаточных объемов масла в гидробаках, причем конструкции последних должны предусматривать максимально интенсивную циркуляцию нагретого масла вдоль поверхностей бака, а также максимально возможное отдаление всасывающих труб от труб, сливающих масло из предохранительных клапанов;

в) введением принудительного охлаждения гидробаков с помощью теплообменников.

4.6.1. Источники выделения тепла.

В гидроприводах с насосами постоянной производительности основным источником выделения тепла является масло, сливаемое с высоким давлением в бак через предохранительные клапаны, в дроссельных щелях которых кинетическая энергия струи преобразуется в тепловую энергию. Дополнительными источниками тепла, нагревающими корпус насоса, а следовательно, и масло, проходящее через насос, служат внутренние утечки в насосе, характеризующиеся его объемным к. п. д. η_v , и потери трения в насосе, характеризующиеся его механическим к. п. д. η_m . У насосов, погруженных в масло, все потери в насосе, определяемые его общим к. п. д. $\eta_{общ} = \eta_0 \eta_{мех}$, идут на нагрев масла в гидробаке.

Таким образом, при условии слива всего объема масла, нагнетаемого насосом через предохранительный клапан, количество выделяемого тепла определяется приводной мощностью насоса:

$$Q = 3600 N_{прив} t = 5,9 \frac{pqt}{\eta_{общ}}$$

где: Q – количество тепла, выделяемое в гидросистеме за 1 час, в кДж;

$N_{прив}$ – приводная мощность насоса, кВт;

p – давление в гидросистеме, бар;

q – производительность насоса в л/мин при давлении p в бар;

t – время работы гидропривода в часах.



При поступлении всего нагнетаемого насосом масла в цилиндры количество выделяемого тепла определяется разностью приводной и эффективной мощности насоса:

$$Q = 5,9 pqt \left(\frac{1}{\eta_{обц}} - 1 \right)$$

Значения $N_{прае}$ и $N_{эф}$ для различных типов насосов в зависимости от рабочего давления приведены выше в приложении 6.

4.6.2. Определение минимально необходимой емкости гидробака.

Тепловая энергия, выделяющаяся в процессе работы гидропривода, идет на нагрев гидробака с маслом, а также рассеивается в окружающее пространство путем теплопередачи от поверхности бака, гидроцилиндров и трубопроводов. (В станках с периодическими циклами теплоотдача через гидроцилиндры: и трубопроводы незначительна и может не учитываться).

При достижении установившейся температуры масла в гидробаке все выделяемое тепло рассеивается в окружающее пространство.

Уравнение теплового баланса для гидробаков может быть записано следующим образом:

$$Qdt = (cm + c_1m_1)dT + kFdt \left(\frac{dT}{2} + T_1 - T_0 \right)$$

Где: Q – количество тепла, выделяемое в гидросистеме в единицу времени;

dT – приращение температуры за время dt в °С;

T_1 - температура масла к началу рассматриваемого бесконечно малого промежутка времени в °С;

T_0 - температура окружающего воздуха в °С;

c – теплоемкость масла;

m – масса масла;

c_1 - теплоемкость металла;

m_1 - расчетная масса бака;



«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

F – расчетная поверхность гидробака;
 k – коэффициент теплоотдачи от бака к окружающему воздуху.

При условии непрерывности работы гидропривода в течении t часов можно получить зависимость для определения температуры масла T :

$$T = T_0 + (T_{нач} - T_0) c \frac{kF t}{cm + c_1 m_1} + \frac{Q}{kF} \left(1 - c \frac{kF t}{cm + c_1 m_1} \right)$$

Где: $T_{нач}$ - начальная температура масла.

Для практических расчетов можно рекомендовать следующие значения параметров:

Q – количество тепла, выделяемое в гидросистеме за 1 час в кДж (1 кВт час = 3600 кДж); c – теплоемкость масла; $c = 1.88$ кДж/кг $^{\circ}$ С, $m = V \rho$ (здесь V – объем масла в гидробаке в л; ρ - плотность масла, $\rho \approx 900 \frac{кг}{м^3} \approx 0.9 \frac{кг}{л}$), F – расчетная площадь поверхность гидробака в м 2 .

Количество тепла, которое может быть передано от нагретого масла окружающему воздуху, прямо пропорционально площади поверхности гидробака. Однако условия теплопередачи для боковых стенок, основания и крышки гидробака неодинаковы вследствие различия в их температурах и расположении. Поэтому и введено используемое в последующих расчетах понятие расчетной площади поверхности гидробака, определяемой следующим образом:

а) предполагается, что масло залито до уровня, составляющего 0,8 высоты гидробака;

б) площадь поверхности гидробака, непосредственно соприкасающейся с маслом (F'), в том числе и площадь основания, учитывается полностью;

в) площадь остальной поверхности гидробака (F''), непосредственно не соприкасающейся с маслом и поэтому имеющей более низкую температуру, учитывается "с уменьшением в два раза:

$$F = F' + \frac{F''}{2}$$



«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

Поскольку в расчете удобнее оперировать объемом масла в гидробаке, то выводится формула зависимости расчетной площади поверхности гидробака от объема масла.

Рассмотрим гидробак с размерами: a — ширина; b — длина; H — высота; h — уровень масла.

Обозначим: $H = k_1 a; b = k_2 a; h = 0,8H = 0,8k_1 a$

Объем масла: $V = abh = 0,8k_1 k_2 a^3$

Тогда:

$$F' = a^2 (k_2 + 1,6k_1 + 1,6k_1 k_2);$$

$$F'' = a^2 (k_2 + 0,4k_1 + 0,4k_1 k_2);$$

$$F = F' + \frac{F''}{2} = a^2 (1,5k_2 + 1,8k_1 + 1,8k_1 k_2)$$

$$a = \sqrt[3]{\frac{V}{0,8k_1 k_2}}$$

Отсюда:

$$F = \sqrt[3]{V^2} \frac{1,5k_2 + 1,8k_1 + 1,8k_1 k_2}{\sqrt[3]{0,64k_1^2 k_2^2}} = \sqrt[3]{V^2} \alpha$$

При отношении сторон гидробака в пределах от 1:1:1 до 1:2:3, т.е. при $k_1 = 1...2$ при $k_2 = 1...3$ значения α находятся в пределах 0,060...0,069.

Принимая для расчетов среднее значение $\alpha = 0,064$, получаем формулу для определения расчетной площади поверхности гидробака в окончательном виде:

$$F = 0,064 \sqrt[3]{V^2}$$

Коэффициент теплоотдачи от бака к окружающему воздуху k определяется по формуле:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

где: δ - коэффициент стенки гидробака в м;

λ - коэффициент теплопроводности, который зависит от материала и температуры стенки. Для чугуна и стали 160...200 кДж/мч°С

α_1 - коэффициент теплопроводности соприкосновением от



«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

масла к стенке гидробака;

α_2 - коэффициент теплопроводности соприкосновением от гидробака к воздуху;

Значение α_1, α_2 не определяются свойствами материала стенки гидробака; эти величины меняются в широких пределах в зависимости от сорта и характеристик масла, характера и скорости движения масла и воздуха, величины и формы поверхности стенки, температур масла, стенки и воздуха.

Проведенные испытания показали, что практических расчетов при принятой методике определения расчетной площади поверхности гидробака следует принимать:

$k=63$ (при отсутствии интенсивной местной циркуляции);

$c1 = 0.50$ – для литых чугунных баков;

$c2 = 0.46$ – для стальных сварных баков (теплоемкость чугуна и стали в интервале температур 20-60°C изменяется незначительно).

Расчетная масса гидробака:

$$m_1 = F \delta \rho_1$$

Где: F – расчетная площадь поверхности гидробака в м²;

δ - толщина стенки гидробака в мм;

ρ_1 плотность металла в кг/м³;

Для литых чугунных баков $\rho_1 = 7000 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} = 7,0 \frac{\text{кг}}{\text{дм}^3}$;

Для стальных баков $\rho_1 = 7800 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} = 7,8 \frac{\text{кг}}{\text{дм}^3}$; (принято,

что расчетная масса гидробака соответствует расчетной площади его поверхности).

Установившуюся температуру масла можно определить по формуле:

$$T = T_0 + \frac{Q}{kF} = T_0 + \frac{Q}{4\sqrt[3]{V^2}}$$

Типичный график нагревания масла в гидробаке при двухсменной работе оборудования с часовыми перерывами в течение каждой смены и при отсутствии перерыва между сменами изображен на рисунке .

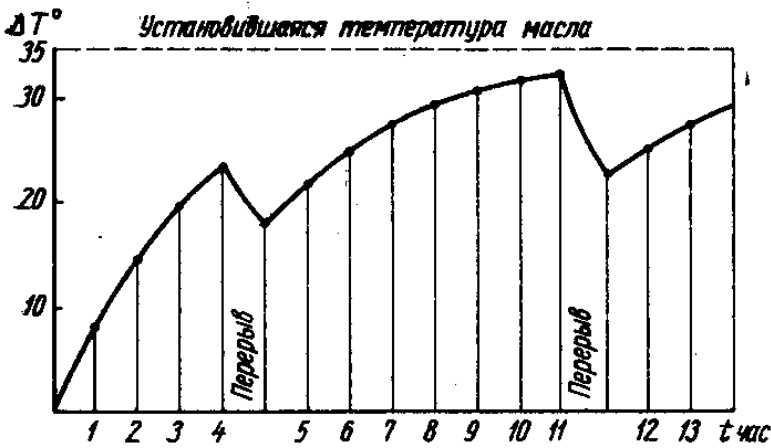


Рисунок 2. График нагревания масла в баке при двухсменной работе оборудования.

Как показали проведенные расчеты и испытания, для многих действующих гидросистем расхождение между максимальной температурой масла, подсчитанной по формуле приведенной выше, и установившейся температурой, не превышает 5—10%, поэтому практически все расчеты можно вести по более простой формуле:

$$T = T_0 + \frac{Q}{kF} = T_0 + \frac{Q}{4\sqrt[3]{V^2}}$$

При этом предполагается, что разность наибольшей и наименьшей температур воздуха в цехе в течение дня не превышает 4...6°C.

Требуемый объем масла в гидробаке можно определить по следующей формуле:

$$V = \sqrt{\left[\frac{Q}{4(T - T_0)} \right]^3} = \sqrt{\left(\frac{Q}{4\Delta T} \right)^3}$$

При ограничении максимально допустимой температуры масла в гидробаке в пределах 55-60°C максимально допустимая температура нагревания масла составляет ΔT=35°C (принимая среднюю температуру окружающего воздуха в цехах 20-25°C). При подстановке этого значения ΔT получаем:



«Расчет и проектирование систем гидроневоприводов машин и механизмов»

$$V = \sqrt{\left(\frac{Q}{4 \cdot 35}\right)^3}$$

По этой формуле можно определить необходимый объем масла в гидробаке в зависимости от количества тепла, выделяемого в гидросистеме за 1 час. На рисунке... представлена кривая зависимости между V и Q .

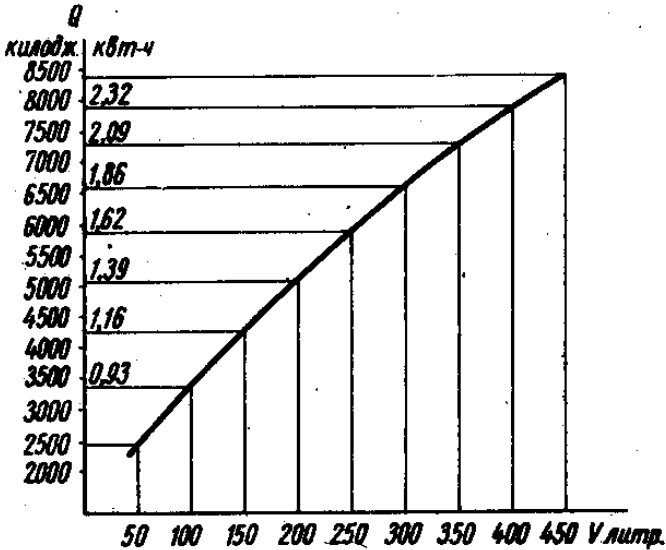


Рисунок 3. График зависимости необходимого объема масла в гидробаке от количества тепла, выделяемого в гидросистеме.

При наличии двух насосов в одном общем гидробаке емкость последнего определяется следующим образом.

Обозначим:

V_1 – объем масла, потребляемый для 1-го насоса;

V_2 – объем масла, потребляемый для 2-го насоса;

V - объем масла, потребляемый для двух насосов в одном гидробаке.

Тогда:

$$F_1 = 0,064 \sqrt[3]{V_1^2}$$

$$F_2 = 0,064 \sqrt[3]{V_2^2}$$

$$F = 0,064 \sqrt[3]{V^2}$$

Для обеспечения заданного температурного



режима двоянного гидробака необходимо условие: $F=F_1+F_2$

Обозначим $V_2=\beta V_1$ (здесь β – коэффициент пропорциональности).

Тогда, произведя необходимые преобразования, получим выражение для V :

$$V = \gamma(V_1 + V_2)$$

$$\text{где: } \gamma = \frac{\sqrt{(1 + \sqrt[3]{\beta^2})^3}}{1 + \beta}$$

При $V_2=(1...6)V_1$ значение γ находится в пределах 1,35...1.25. Принимаем следующие значение $\gamma=1,3$. Тогда формула определения объема масла в двоянном гидробаке принимает вид:

$$V = 1,3(V_1 + V_2)$$

По приведенным выше формулам и графику рассчитывается объем масла в отдельных гидробаках, изолированных от узлов станков или машин. Для гидробаков, встроенных непосредственно в основания станков или машин, значения емкости, найденные указанным выше методом, могут быть уменьшены на 10—30% в зависимости от формы и расположения гидробаке ввиду того, что в теплопередаче участвует большая масса металла.

4.6.3. Расчет водяных теплообменников.

При использовании водяных теплообменников, зависимость между расходом воды в теплообменнике и нагреванием масла можно определить следующим образом.

Уравнение теплопередачи для гидробаков с теплообменниками при установившейся температуре масла имеет следующий вид:

$$Q - kF\Delta T_{дон} = k_1 F_1 \overline{\Delta T}$$

где: $\Delta T_{дон}$ – допустимая температура нагревания в масла в гидробаке;

F_1 – расчетная площадь поверхности теплообменника в м²;

k_1 – коэффициент теплопередачи от масла к воде в теплообменнике; для змеевика из круглых труб k_1 определяют по формуле:



«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{d_2}{d_1} + \frac{d_2}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{загр}}$$

где: α_1 и α_2 – коэффициенты теплоотдачи на внутренней и наружной поверхностях стенки гидробака;

λ – коэффициент теплопроводности материала стенки; для стальных труб $\lambda=160...200$, для медных $\lambda=1250$;

d_1, d_2, l – соответственно внутренний и наружный диаметры и длина труб;

$R_{загр}$ – термическое сопротивление, учитывающие загрязнения с обеих сторон стенки.

Подсчет точного значения k_1 по вышеуказанной формуле затруднителен, так как входящие в формулу величины α_1 и α_2 и $R_{загр}$ могут изменяться в широких пределах. Для дальнейших расчетов принимаем среднее значение $k_1=420$.

$\overline{\Delta T}$ - средний температурный напор (средняя разность температур масла и воды) в °С, равный:

$$\overline{\Delta T} = \frac{T_{1\epsilon} - T_{0\epsilon}}{\ln \frac{T_m - T_{1\epsilon}}{T_m - T_{0\epsilon}}}$$

где T_m - установившаяся температура масла;

$T_{0\epsilon}$ - начальная температура охлаждающей воды;

$T_{1\epsilon}$ - конечная температура охлаждающей воды.

Если $\frac{T_m - T_{1\epsilon}}{T_m - T_{0\epsilon}} \leq 2$ что, как показывает анализ, наблюдается

в рассматриваемых теплообменниках, то можно с достаточной точностью пользоваться формулой :

$$\overline{\Delta T} = T_m - \frac{T_{0\epsilon} - T_{1\epsilon}}{2}$$

Уравнение теплового баланса для гидробаков с теплообменниками при установившейся температуре масла имеет следующий вид:

$$Q - kF\Delta T_{дон} = c_{\epsilon} \rho_{\epsilon} V_{\epsilon} (T_{1\epsilon} - T_{0\epsilon})$$

где: C_{ϵ} - теплоемкость воды; $c_{\epsilon} = 4,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$



«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

$\rho_в$ - плотность воды; $\rho_в = 1000 \frac{кг}{м^3} = 1 \frac{кг}{дм^3}$

$V_в$ - расовой расход охлаждающей воды в теплообменнике.

$$V_в = \frac{Q - kF \Delta T_{дон}}{c_в \rho_в (T_{1в} - T_{0в})};$$

$$V_в = \frac{Q - 4\Delta T_{дон} \sqrt[3]{V^2}}{8 \left(\Delta T_1 + \Delta T_{дон} - \frac{Q - 4\Delta T_{дон} \sqrt[3]{V^2}}{k_1 F_1} \right)}$$

Фактическую температуру в зависимости от количества выделяемого в гидросистеме тепла и часового расхода воды в теплообменнике можно определить из уравнения:

$$\Delta T = \frac{Q \left(\frac{k_1 F_1}{8V_в} + 1 \right) - \Delta T_1 k_1 F_1}{\sqrt[3]{V^2} \left(\frac{k_1 F_1}{2V_в} + 4 \right) + k_1 F_1}$$

Расчеты показывают, что для рассматриваемых теплообменников оптимальная величина расхода воды находится в пределах 20—200 л/ч. Увеличение расхода воды свыше 200 л/ч практически весьма мало влияет на температуру масла.

Применение водяных теплообменников с терморегулирующей аппаратурой позволяет значительно уменьшить емкость гидробаков, а, следовательно, и занимаемую ими производственную площадь, что особенно существенно при проектировании автоматических линий с большим количеством гидроприводов.

Необходимую площадь поверхности теплообменника в зависимости от количества тепла, выделяемого в гидросистеме, принятой емкости гидробака, допускаемого нагрева масла и часового расхода воды в теплообменнике можно определить по формуле:

$$F_1 = \frac{8V_в \left(Q - 4\Delta T_{дон} \sqrt[3]{V^2} \right)}{k_1 \left[8 \left(\Delta T_1 + \Delta T_{дон} \right) V_в - \left(Q - 4\Delta T_{дон} \sqrt[3]{V^2} \right) \right]}$$



4.6.4. Определение потребного объема масла в гидробаках.

Величину необходимого объема масла в гидробаках при наличии водяных теплообменников можно выбирать по таблице ... (значения объема масла, указанные в табл. 30, соответствуют расходу воды в теплообменнике до 200 л/ч).

При тепловом расчете рассматривают местный и осредненный по гидросистеме нагрев жидкости. Местный нагрев возникает при течений жидкости через существенное местное сопротивление: дроссель или клапан. Потеря мощности ΔN потока жидкости при течении через местное сопротивление уравнением:

$$\Delta N = \Delta p_m Q_m$$

Где Δp_m - потери давления (перепад давления);

В зависимости от типа гидромашин назначается минимальная кинематическая вязкость жидкости: для шестеренных – 15сСт, для пластинчатых – 12сСт, роторно-поршневых – 8сСт и уточняется выбор типа параметров рабочей жидкости. Оцениваем местный нагрев жидкости при течении через существенные местные сопротивления:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta P_m}{(c_{ж} \cdot \rho_{ж})} 1880 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град}$$

где $c_{ж}$ - удельная массовая теплоемкость жидкости.

Определяем осредненное приращение температуры по всей гидросистеме с расчётом тепловыделений и теплоотдачи:

$$\Delta T = \Delta T_n \cdot e^{-\gamma t} + N_{тп} / P_{тп} (1 - e^{-\gamma t});$$

$$\Delta T_n = T_n - T_o,$$

где T_n - начальная температура жидкости; T_o - начальная температура окружающей среды;

$$\gamma = P_{тп} / c_T$$

$P_{тп}$ - удельная плотность теплоотдачи в окружающую среду.



«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

Таблица 5

Минимально необходимый объем масла в гидробаках при наличии теплообменника.

Количество тепла, выделяемое в гидросистеме за 1 час		Расчетный объем масла в гидробаке в литрах	Теплообменник с рабочей площадью 0,5м2		Теплообменник с рабочей площадью 0,8м2	
			Допускаемый нагрев масла в гидробаке в °С			
В кДж	В кВт час		20	35	20	35
			V _{min} в литрах			
5770	1,60	250	100	-	-	-
6480	1,80	300	200	50	50	-
7920	2,20	400	300	80	100	-
9200	2,55	500	400	100	150	-
10450	2,90	600	-	150	200	-
11700	3,25	700	-	200	300	50
12600	3,50	800	-	250	400	60
13700	3,80	900	-	300	-	80
14600	4,05	1000	-	400	-	100
15700	4,35	1100	-	-	-	120

где
$$p_{тп} = \sum_{i=1}^n K_{тпi} \cdot F_{ci}$$

 $K_{тпi}$ – коэффициент теплоотдачи в окружающую среду
 $8 \div 12 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°С}$;

F_{ci} - площадь поверхности i-го элемента системы

$$C_T = C_{ж} \cdot m_{ж} + C_c \cdot m_c$$

где $m_{ж}$, m_c - масса жидкости и стенок; $C_{ж}$, C_c - удельная массовая теплоемкость жидкости и стенок.

$C=5000 \text{ Дж/кг}\cdot\text{град}$

$$N_{ти} = N_{ви} + \Delta N$$

где $N_{ти}$ – мощность тепловых источников; $N_{ви}$ – мощность внешних тепловых источников; ΔN – внутренние потери энергии,



«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

$$N_{\text{вн}} = 0$$

Далее определяем объем бака

$$V_6 = Q_{\text{нц}} \cdot Z_{\text{мин}}.$$

$$\text{Площадь бака } F_6 = 6,7 \cdot V_6^{2/3}$$

$$t_y = (3 \div 4) / \gamma,$$

где t_y - время достижения установившегося температурного режима

$$\Delta T = \Delta N / p_{\text{тп}}$$

Далее сравниваем t_y и $t_{\text{цикла}}$; если $t_y > t_{\text{цикла}}$, определяем осредненное приращение температуры по осредненной мощности ΔN :

$$T_{\text{ж}} = T_n + \Delta T, \quad \Delta N_{\text{ср}} = \sum_{i=1}^n \frac{\Delta N_i \cdot t_i}{t_{\text{ц}}}$$

искомая установившаяся температура жидкости

Если температура жидкости выше допустимой, то необходимо установить теплообменный аппарат с мощностью

$$N_{\text{та}} = N_{\text{ти}} - \rho_{\text{тп}}(t_6 - t_0)$$

где t_6 - допустимая температура жидкости в баке; t_0 - температура окружающей среды.

Если $t_y \leq t_{\text{цикла}}$, то тепловой расчёт производится для каждого элемента цикла.

За начальную температуру перед насосом принимается температура окружающей среды. За начальную температуру перед гидродвигателем принимается установившаяся температура в баке.

4.7. Динамический расчет СГПП.

Динамический расчёт производится с целью определения величины скачка давления (максимальной динамической погрешности) и времени переходного процесса и других параметров качества регулирования перехода на самый нагруженный элемент цикла.

Расчет можно производить с использованием пакетов Matlab, MathCad или HydroCad.

Расчет производится с использованием математической модели, содержащей перечень допущений математической модели и дифференциальные уравнения, описывающие гидропривод.



«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

В качестве первого примера рассмотрен динамический расчет гидропривода дроссельного регулирования с гидроцилиндром. Система уравнений для гидропривода, см. рис.4, составлена при следующих допущениях:

поршень гидроцилиндра при разгоне и торможении перемещается вправо на рис.1;

клапан КП открыт, давление перед клапаном равно давлению поршневой полости гидроцилиндра;

давление перед дросселем равно давлению в штоковой полости гидроцилиндра, а давление после дросселя равно нулю;

волновые процессы не учитываются, сжимаемость жидкости учитывается в объеме между поршнем гидроцилиндра и дросселем, а также между поршнем гидроцилиндра, насосом и клапаном;

модуль объемной упругости жидкости принят постоянным;

при разгоне поршня гидроцилиндра распределитель Р переключается из средней в левую позицию;

при торможении поршня гидроцилиндра распределитель находится в левой позиции, а нагрузка на поршень возрастает (или проходное сечение дросселя D_P уменьшается);

расход насоса при разгоне и торможении не меняется.



«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

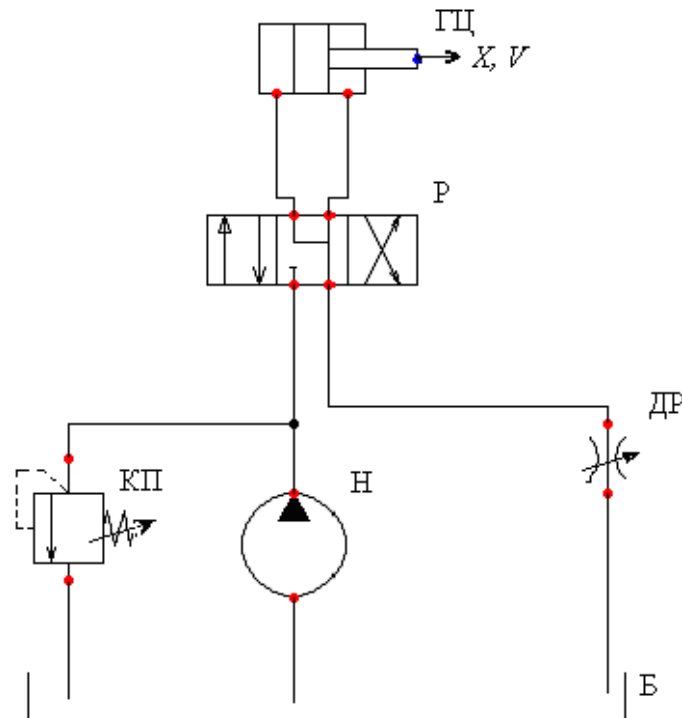


Рисунок 4. Типовая принципиальная схема гидропривода дроссельного регулирования: ГЦ – гидроцилиндр; Р – распределитель типа 4/3; Н – насос; КП – предохранительно-переливной клапан; ДР – дроссель; Б – бак.

Математическую модель гидропривода можно представить в двух вариантах

Первый вариант математической модели гидропривода содержит уравнение движения поршня гидроцилиндра и уравнения расходов.

Уравнение движения имеет вид:

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{\pi}{4} D^2 p_2 - \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) p_1 - R - F_{тр} \operatorname{sign} \frac{dx}{dt},$$

где М – приведенная к поршню гидроцилиндра масса подвижных частей гидропривода; x – перемещение поршня гидроцилиндра; t – время; D и d – диаметры поршня и штока гидроцилиндра; p₂ и p₁ – давление в поршневой и штоковой



«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

полостях гидроцилиндра; R – постоянная сила сопротивления на штоки гидроцилиндра; $F_{тр}$ – сила трения (рис.4).

Уравнение расходов сливной линии имеет вид:

$$\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \frac{dx}{dt} - \mu \frac{\pi}{4} d_{др}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} p_1} - \frac{W_1}{E} * \frac{dp_1}{dt} = 0,$$

где μ - коэффициент расхода дросселя ДР ; $d_{др}$ – диаметр условного прохода дросселя; ρ - плотность жидкости; W_2 – объем жидкости между поршнем гидроцилиндра и дросселем; E – объёмный модуль упругости жидкости.

Уравнение расходов нагнетательной линии:

$$Q_H = \frac{\pi}{4} D^2 \frac{dx}{dt} + (p_2 - p_{кп}) \frac{Q_H}{\Delta p_H} + \frac{W_2}{E} * \frac{dp_2}{dt},$$

где $p_{кп}$ - давление настройки клапана КП; Δp_H – подъем характеристики клапана, когда он пропускает жидкость с расходом насоса Q_H ; W_2 – объем жидкости между поршнем гидроцилиндра, клапаном и насосом.

Решение уравнений с использованием пакета Matlab выполнить в следующей последовательности.

написать вектор функцию для системы уравнений;

написать файл – функцию для вызова солвера;

получить решения уравнений в виде графиков $x(t), V = \frac{dx}{dt}$

$(t), p_2(t), p_1(t)$.

При написании вектора – функции вводятся обозначения:

$x = y(1)$;

$\frac{dx}{dt} = y(2)$;

$p_1 = y(3)$;

$p_2 = y(4)$.

Уравнения математической модели записываются в форме

Коши:

$\frac{dy(1)}{dt} = y(2)$;

$\frac{dy(2)}{dt} = \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{1}{M} \left(\frac{\pi}{4} D^2 y(4) - \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) y(3) - R - F_{тр} \text{sign} \frac{dx}{dt} \right)$;



«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

$$\frac{dy(3)}{dt} = \frac{E}{W_2} \left(\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \cdot y(2) - \frac{\pi}{4} \mu d_{др}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot y(3)} \right);$$

$$\frac{dy(4)}{dt} = \frac{E}{W_1} \left(Q_H - \frac{\pi}{4} D^2 \cdot y(2) - (y(4) - p_{кп}) \cdot \frac{Q_H}{\Delta p_H} \right).$$

Вектор – функция:

```
function F1 = RTskp(t,y)
F1 = [y(2);
(0.785*0.05^2*y(4)-0.785*(0.05^2-0.025^2)*y(3)-1500-
1000*sign(y(2)))/500;
(0.785*(0.05^2-0.025^2)*y(2)-0.9*0.785*(0.002^2)*
((2*y(3)/900)^0.5)) *1.75e9/1e-3;
(60/60000-0.785*(0.05^2)*y(2)-(y(4)
1e7)*60/(60000*5e5))*1.75e9/1e-3];
```

Вектор – функция при следующих значениях параметров гидропривода:

$M = 500 \text{ кг}$, $R = 1500 \text{ Н}$, $D = 0,05 \text{ м}$, $d = 0,025 \text{ м}$;
 $p_{кп} = 10^7 \text{ Па}$, $W_1=W_2 = 0,001 \text{ м}^3$, $E = 1.75 \cdot 10^9 \text{ Па}$,
 $F_{тр} = 1000 \text{ Н}$, $d_{др} = 0,002 \text{ м}$, $\rho = 900 \text{ кг}$,
 $\mu = 0,9$, $\Delta p_H = 5 \cdot 10^5 \text{ Па}$, $Q_H = 60/60000 \text{ м}^3/\text{с}$.

Файл – функция:

```
Y0 = [0; 0; 0; 10.5e6];
[T, Y] = ode23('RTskp', [0 1], Y0);
plot(T, Y(:,1), 'k')
hold on
plot(T, Y(:,2), 'k')
hold on
grid on
hold of
```

В первой строке файл – функция приведен вектор начальных условий:

$$x|_{t=0} = 0, \quad \frac{dx}{dt} \Big|_{t=0} = 0, \quad p_1|_{t=0} = 0 \quad p_2|_{t=0} = p_{кп} + \Delta p_H$$

Во второй строке приведена вектор-программа для вызова солвера ode23, реализующего метод решения Рунге –Кутты.

Обозначение RTskp вызывает функцию «Разгон-торможение», вектор – функция;

в квадратных скобках указан интервал счета от 0 до 1 сек.



«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

Обозначение $y(0)$ вызывает вектор начальных условий.

В последующих строках указаны данные для печати графика, где по горизонтали откладывается время «Т», а по вертикали – шкала для построения графика функции $y(i)$, где i номер функции. В результате расчета, после переходного процесса скорость поршня гидроцилиндра устанавливается на уровне 0.31 м/с, а давление $p_1 = 11,6$ МПа, $p_2=10,25$ МПа.

Изменение параметров: перемещения поршня гидроцилиндра X , скорости поршня V и давлений в полостях гидроцилиндра p_1 и p_2 в процессе разгона показано на рис.5, а в процессе торможения – на рис.6

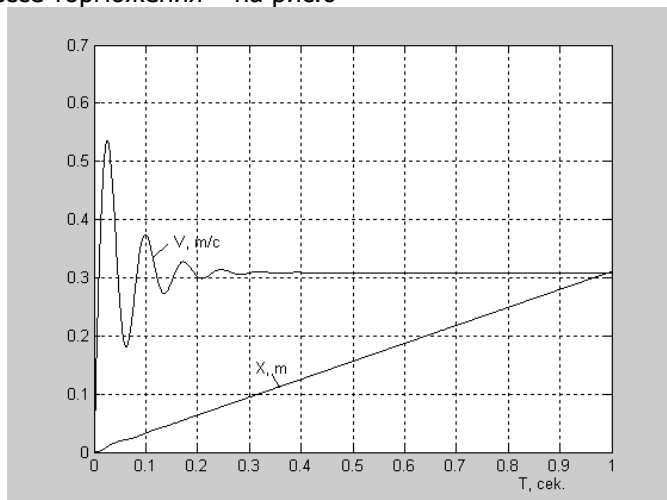


Рисунок 5. Переходные процессы при разгоне поршня гидроцилиндра



«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

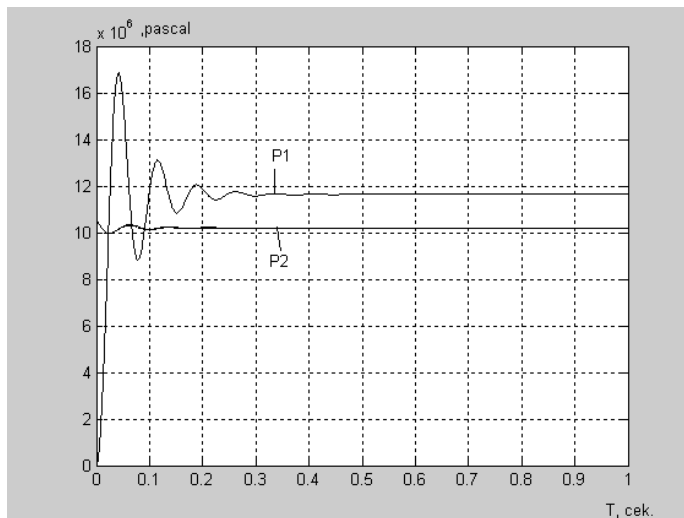


Рисунок 6 Переходные процессы при разгоне поршня гидроцилиндра

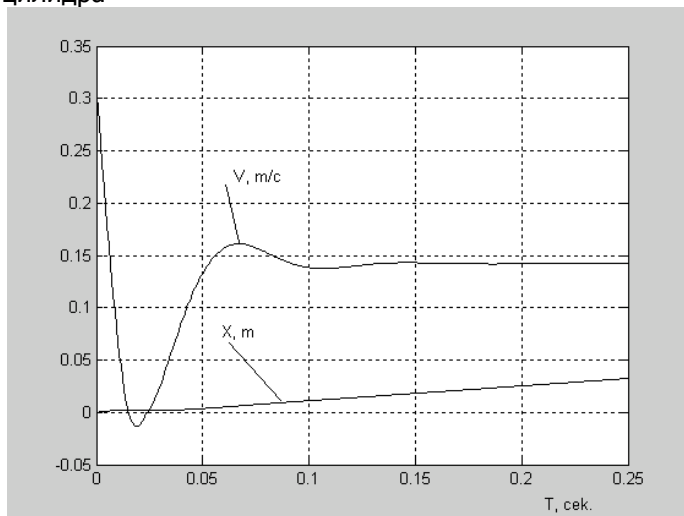


Рисунок 7 Переходные процессы при торможении поршня гидроцилиндра



«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

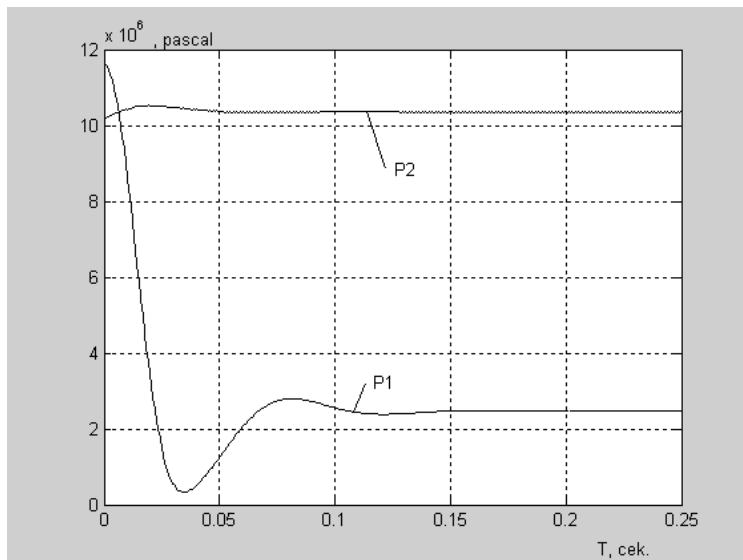


Рисунок 8 Переходные процессы при торможении поршня гидроцилиндра

При расчете торможения используется вектор начальных условий

$$УО = (0; 0,31; 11,6e6; 10,25e6).$$

Увеличение нагрузки после переходного процесса с 1500 до 15000Н приводит к уменьшению скорости поршня гидроцилиндра до 0,14 м/с.

Как показывают дальнейшие расчеты, одновременное возрастание нагрузки с 1500 до 15000Н и увеличение диаметра условного прохода дросселя с 0.002м до 0.003м, практически не изменяет скорость поршня. Скорость остается на уровне 0,32 м/с.

Полученные в процессе динамического расчета графики дают возможность вычислить параметры качества регулирования.

По результатам динамического расчета корректируются параметры системы так, чтобы добиться заданных величин перерегулирования, времени переходного процесса и других параметров качества регулирования.

Методику динамического расчёта согласовать с руководителем проекта.

Второй вариант математической модели гидропривода



«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

учитывающая трение в подвижных элементах и изменяющийся объем сжимаемой жидкости в переходном режиме.

Математическая модель гидропривода содержит уравнение движения поршня гидроцилиндра и уравнения расходов.

Уравнение движения имеет вид:

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{\pi}{4} D^2 p_2 - \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) p_1 - R - F_{тр} \operatorname{sign} \frac{dx}{dt} - k_{тр} \frac{dx}{dt}$$

где M – приведенная к поршню гидроцилиндра масса подвижных частей гидропривода; x – перемещение поршня гидроцилиндра; t – время; D и d – диаметры поршня и штока гидроцилиндра; p_2 и p_1 – давление в поршневой и штоковой полостях гидроцилиндра; R – постоянная сила сопротивления на штоки гидроцилиндра; $F_{тр}$ – сила трения покоя, $k_{тр}$ – коэффициент трения (рис7.1).

Уравнение расходов сливной линии имеет вид:

$$\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \frac{dx}{dt} - \mu \frac{\pi}{4} d_{др}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho}} p_1 - (W_1 - \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) x) / E \frac{dp_1}{dt} = 0,$$

где μ – коэффициент расхода дросселя ДР; $d_{др}$ – диаметр условного прохода дросселя; ρ – плотность жидкости; W_1 – объем жидкости между поршнем гидроцилиндра и дросселем; E – объёмный модуль упругости жидкости.

Уравнение расходов нагнетательной линии:

$$Q_n = \frac{\pi}{4} D^2 \frac{dx}{dt} + (W_2 + \frac{\pi}{4} D^2 x) / E \frac{dp_2}{dt},$$

где :

W_2 – объем жидкости между поршнем гидроцилиндра, клапаном и насосом.

Далее приведен пример расчета с использованием пакета Matlab

Решение уравнений производим с использованием программы, разработанной на кафедре «Гидравлика, ГПА и ТП» ДГТУ для пакета Matlab программы Simulink, в следующей последовательности.

1) написать М-файл ;

2) написать вектор функцию для системы уравнений;

М-файл создается при следующих значениях параметров гидропривода :

$$M = 500 \text{ кг}, R = 400000 \text{ Н}, D = 0,18 \text{ м}, d = 0,14 \text{ м};$$

«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

$W_1=0,001, W_2= 0, 001\text{м}^3, E =1.75* 10^9 \text{ Па},$
 $F_{тр} = 1000\text{Н}, d_{др} = 0,004\text{м}, \rho = 880\text{кг}, \mu = 0,9, Q_n =$
 $0.002267 \text{ м}^3/\text{с}.$

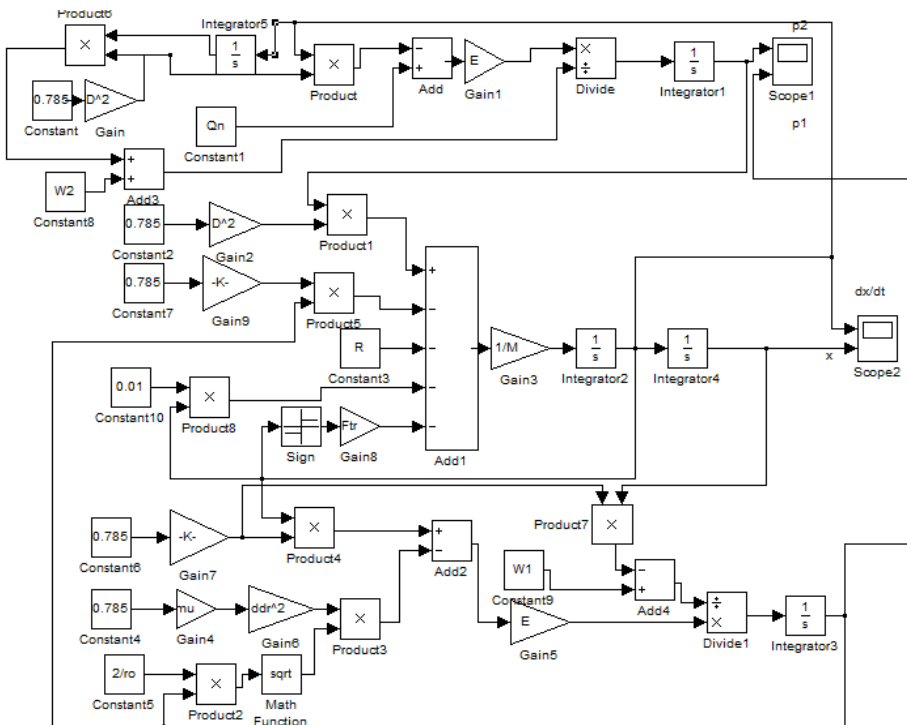


Рисунок 9.

В результате расчета, после переходного процесса скорость поршня гидроцилиндра устанавливается на уровне 0.09 м/с, а давление $p_1 = 1,2\text{МПа}, p_2=3,1 \text{ МПа}.$

Изменение параметров: перемещения поршня гидроцилиндра x , скорости поршня V и давлений в полостях гидроцилиндра p_1 и p_2 в процессе разгона показано на рисунках 10, 11

Полученные в результате динамического расчета графики переходного процесса по основным параметрам имеют колебательный затухающий характер переходного процесса, что свидетельствует об устойчивости гидропривода как системы. Величина перерегулирования (скачка) по нагнетательному



«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

давлению p_2 составляет 5,1 МПа или 165 % от установившегося значения. Время переходного процесса составляет 0.034 с. Полученные показатели позволяют оценить качество динамических процессов разработанного гидропривода, как приемлемое.

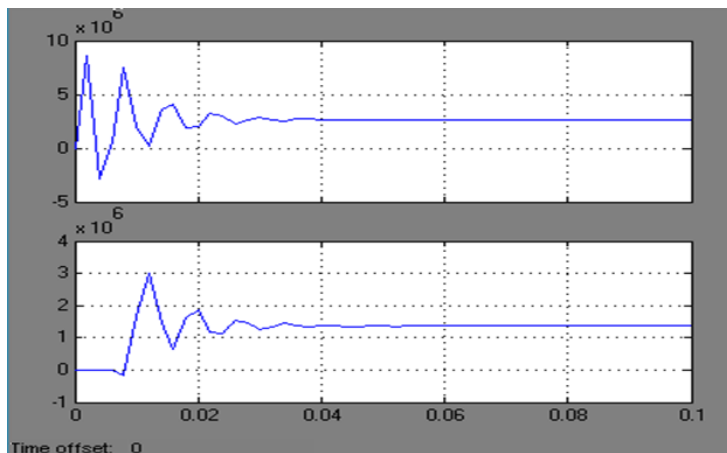


Рисунок 10. Переходные процессы при пуске (p_2, p_1, V, x 1-й контур, быстрый подвод).

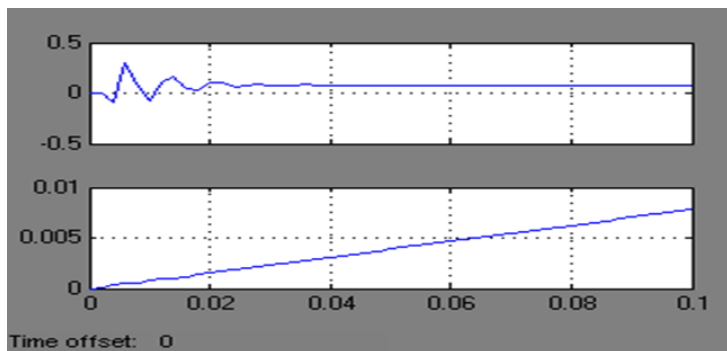


Рисунок 11. Переходные процессы при пуске (p_2, p_1, V, x 1-й контур, быстрый подвод).

В качестве второго примера рассмотрен динамический расчет гидропривода дроссельного регулирования с гидромотором, см. рис. 12.

Допущения математической модели:



«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

Вал гидромотора при разгоне и торможении может проворачиваться как по часовой, так и против часовой стрелки, см. рис 10.

Клапан КП открыт, давление перед клапаном равно давлению перед гидромотором;

Давление перед дросселем равно давлению после гидромотора, а давление после дросселя равно нулю;

Волновые процессы не учитываются, сжимаемость жидкости учитывается в объеме между гидромотором и дросселем, а также между гидромотором, насосом и клапаном;

Модуль объемной упругости жидкости принят постоянным;

При разгоне вала гидромотора распределитель Р переключается из средней в одну из крайних позиций;

При торможении вала гидромотора распределитель находится в одной из крайних позиций, а крутящий момент на валу гидромотора возрастает (или проходное сечение дросселя ДР уменьшается);

Расход насоса при разгоне и торможении вала гидромотора не меняется.

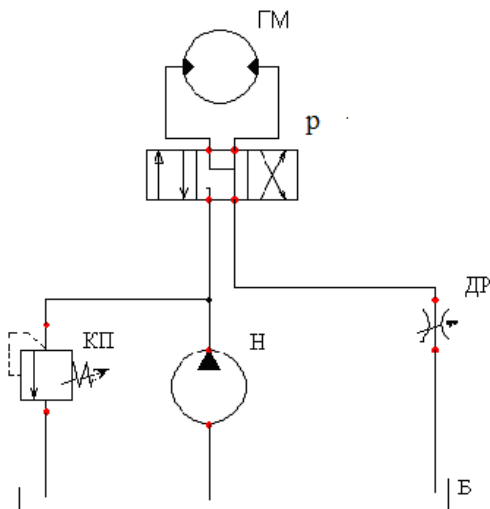


Рисунок 12. Типовая принципиальная схема гидропривода дроссельного регулирования с гидромотором:

ГМ - гидромотор; Р-распределитель типа 4/3; Н- насос; КП – предохранительно-переливной клапан; ДР- регулируемый дроссель; Б- бак.



Математическая модель гидропривода содержит уравнение движения вала гидромотора и уравнение расходов.

Уравнения движения имеет вид:

$$J \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = \frac{1}{2\pi} q(p_2 - p_1) - M - M_{тр} \cdot \text{sign} \left(\frac{d\varphi}{dt} \right),$$

где:

J - приведенный к валу ГМ момент инерции вращающихся частей;

φ - угол поворота вала гидромотора;

t - время;

q - рабочий объем гидромотора;

p_2 и p_1 - давление на входе и на выходе из гидромотора;

M - постоянный момент сопротивления на валу гидромотора;

$M_{тр}$ - момент трения.

Уравнение расходов сливной линии имеет вид:

$$\eta_0 \frac{1}{2\pi} q \times \frac{d\varphi}{dt} - \frac{\pi}{4} \mu \times d_{др}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} p_1} - \frac{W_1}{E} \times \frac{dp_1}{dt} = 0,$$

где

μ - коэффициент расхода дросселя ДР;

$d_{др}$ - диаметр условного прохода дросселя;

ρ - плотность жидкости;

W_1 - объем жидкости между гидромотором и дросселем;

E - объемный модуль упругости жидкости;

$$\eta_0 = \left(1 - p_2 \frac{dP_M}{P_k} \right) - \text{объемный КПД гидромотора};$$

dP_M - снижение объемного КПД мотора при давлении настройки клапана.

Уравнение расходов нагнетательной линии:

$$Q_H = \frac{1}{2\pi} q \times \frac{d\varphi}{dt} + (p_2 - p_{кн}) \frac{Q_H}{\Delta p_H} + \frac{W_2}{E} \times \frac{dp_2}{dt},$$

где

p_k - давление настройки клапана КП;

ΔP_H - подъем характеристики клапана, когда он



«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

пропускает жидкость с расходом насоса Q_H ;

W_2 – объем жидкости между гидромотором , клапаном и насосом.

Последовательность решения уравнений с использованием пакета Matlab:

- написать вектор – функцию системы уравнений;
- написать файл – функцию для вызова солвера;
- получить решение уравнений в виде графиков $\varphi(t)$,

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt}(t), p_2(t), p_1(t).$$

При получении вектора – функции вводится обозначения:

$$\varphi = y(1),$$

$$\frac{d\varphi}{dt} = y(2),$$

$$p_1 = y(3),$$

$$p_2 = y(4).$$

Уравнения математической модели записываются в форме Коши:

$$\frac{dy(1)}{dt} = y(2);$$

$$\frac{dy(2)}{dt} = \frac{1}{J} \left(\frac{1}{2\pi} q(y(4) - y(3)) - M - Mmp \times \text{sign}(y(2)) \right);$$

$$\frac{dy(3)}{dt} = \frac{E}{W_1} \left(\frac{1}{2\pi} qy(2)\eta_0 - \frac{\pi}{4} \times \mu \times d_{op}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho}} y(3) \right);$$

$$\frac{dy(4)}{dt} = \frac{E}{W_2} \left(Q_H - \frac{1}{2\pi} \times q \times y(2) - (y(4) - p_{кн}) \frac{Q_H}{\Delta p_H} \right).$$

В первой строке файл - функции приведен вектор начальных условий при $t=0$: $\varphi=0$, $d\varphi/dt=0$, $p_2 = 0$, $p_1 = 10,5\text{Мпа}$;

Во второй строке вызван солвер ode 23 и вектор- функция RTMskp с интервалом счета от нуля до 1 сек;

В последующих строках указываются данные для печати графиков.

```
function F1 = RTMskp(t,y)
q=20e-6; M=25; Mtr=1; pk=1e7; W1=0.001; W2=0.001;
```



«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

dpm=0.2

E=1.75e9;I=0.005;ddr=0.001;ro=900;mu=0.9;Qn=50/60000;d

pk=5e5;

F1 = [y(2);

(q*(y(4)-y(3))/6.28-M-Mtr*sign(y(2)))/I;

((1-y(4)*dpm/pk)*q*y(2)/6.28-

mu*0.785*(ddr^2)*((2*y(3)/ro)^0.5))*E/W1;

(Qn-q*y(2)/6.28-(y(4)-pk)*Qn/dpk))*E/W2];

Y0 = [0; 0; 0;10.5e6;];

[T, Y] = ode23 ('RTMskp', [0 1], Y0);

plot(T, Y(:,1), 'k')

hold on

plot(T, Y(:,2), 'k')

hold on

grid on

hold off

Переходные процессы при разгоне вала гидромотора показаны на рис.7.



«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

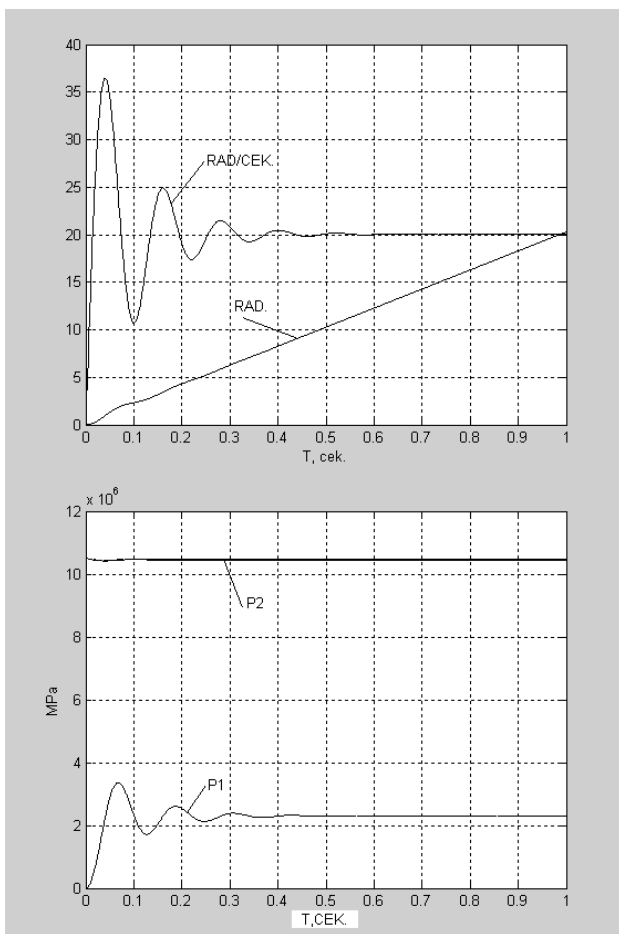


Рисунок 13 Переходные процессы при разгоне вала гидромотора



СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Артемяева Т.В. и др. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод. «Машиностроение», М., 2007.

Свешников В.К. Станочные гидроприводы, - М.: Машиностроение, 2008.

Иванов Г. М. Проектирование гидравлических систем машин, - М.: Машиностроение, 1992.

Навроцкий К. Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов, - М.: Машиностроение, 1991.

Бажин И. И. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода, - М.: Машиностроение, 1988.

Антоненко В. И., Тумаков А. А., Чернавский В. А. Расчет магистралей гидравлических и пневматических приводов машин и механизмов. Методические указания и задания по выполнению курсовой работы и типовых расчетов, - Ростов н/Д: ДГТУ, 2005.

Чернавский В. А. Кожухова А.В. Динамика и регулирование гидро- и пневмо систем, - Ростов н/Д: ДГТУ, 2007.

Гудилин А. П. Гидравлика и гидропривод, - Горная книга, 2001.

Калицун Б. Л. Основы гидравлики и аэродинамики, - :Строй издат, 2001.

Чернавский В. А. Гидравлический расчет расходомеров, - Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2002.

Сидоренко В. С. Изучение и разработка схмотехнических решений промышленного гидропривода, - Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2006.

Сидоренко В. С., Абрамова В. Н., Рыбак А. Т. и др. Курсовое и дипломное проектирование гидрофицированной техники, - Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2005.

Ермаков В.В. Гидравлический привод металлорежущих станков, - Москва: Машгиз, 1963.

Столбов Л.С., Перова А.Д., Ложкин О.В., Основы гидравлики и гидропривод станков, - Москва: Машиностроение, 1988.

Брон Л.В., Тартаковский Ж.Э., Гидравлический привод агрегатных станков и автоматических линий, - Москва: Машиностроение, 1966.



ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Исходные данные для проектирования СГПП участков технологических автоматизированных линий

Вариант	№ Вариантов рабочих циклов	Расчетная нагрузка	Время ускорений перемещения привода		Скорости рабочего хода, Уп, м/мин.	Дли-на хода L_{nr} м	Дли-на рабочего хода, L_{nr} м	Длина трубопровода м		Требование по К.П.Д	Требования по массога-баритным показателям	Требование по стоимости	Приведенная масса, кг тв
			Нс	Нс				И, м	Сл				
		Кн, Н·м	П, с	Н, с				И, м	Сл, м				
1	1,2	400,500	5,0	4,0 3,5	0,8 1,0	0,5	0,25	2,5	3,0	6/0	mi n	min	400, 200
2	3,4	300,200	6,0	5,0 5,0	1,0 1,0	0,6 3	0,15	4,0	3,0	ma x	mi n	min	300, 300
3	5,6	100,500	6,0 5,5	5,0 5,1	0,8 0,9	0,6 3	0,1	5,5	5,5	ma x	6/0	6/0	200, 200
4	7,8	60,300	7,0 6,0	5,0 4,5	0,6 1,0	0,7	0,3	4,0	4,5	6/0	mi n	min	500, 400



«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

5	9,10	200,300	6,0 5,0	5,5 4,4	1,1 0,9	0,6	0,3	4,0	4,0	ma x	mi n	6/o	250, 300
6	2,3	300,240	8,0	6,1 6,2	0,6 0,7	0,8	0,2	3,0	5,0	ma x	mi n	min	350, 300
7	4,5	450,100	5,0	3,5 4,1	0,7 0,6	0,5	0,2	5,0	6,0	ma x	6/o	6/o	450, 500
8	6,7	400,90	5,1 5,3	4,0 3,5	0,5 1,0	0,7	0,4	6,5	3,0	ma x	6/o	min	500, 500
9	8,5	350,300	4,5 4,1	5,8 4,0	1,0 0,9	0,4	0,1	2,5	5,0	6/o	mi n	6/o	550, 400
10	1,3	400,300	4,4 4,0	4,0 4,8	0,5 1,0	0,4 5	0,2	5,5	3,0	ma x	mi n	min	450, 200
11	2,4	400,150	-	5,0 5,1	0,6 0,9	0,6	0,25	4,0	4,0	6/o	mi n	min	400, 300
12	9,7	90,120	5,5 4,5	4,5 5,1	0,7 0,8	0,7	0,2	6,0	4,04	ma x	6/o	6/o	300, 300
13	6,8	180,210	7,8 6,8	6,0 6,1	0,9 0,9	0,6 3	0,15	5,5	4,0	ma x	6/o	min	360, 400



«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

14	5,2	300,180	8,3	6,8 6,7	0,9 1,0	0,8	0,3	3,5	5,05	ma x	mi n	6/o	450, 250
15	10,4	450,230	5,5	4,0 4,1	1,0 0,7	0,6	0,2	2,5	5,0	ma x	mi n	6/o	550, 250
16	2,5	400,100	4,2	5,5 4,5	0,5 1,0	0,5	0,2	3,5	4,5	6/o	mi n	6/o	500, 500
17	3,6	500,350	5,0 4,8	4,0 3,5	0,9 0,8	0,4	0,2	6,5	5,5	ma x	mi n	min	260, 250
18	4,7	450,120	4,0	5,0 3,0	0,8 0,6	0,5	0,25	6,0	3,0	ma x	6/o	min	300, 300
19	5,8	90,450	5,0 4,8	4,6 4,3	0,6 0,7	0,4	0,1	3,0	6,0	ma x	6/o	6/o	400, 300
20	6,5	380,280	5,0 6,0	4,0 5,0	0,8 0,6	0,6 3	0,15	4,0	6,0	ma x	mi n	6/o	500, 300
21	7,10	180,410	9,2 5,5	4,1 4,3	1,0 0,8	0,6	0,3	5,0	5,0	6/o	mi n	6/o	550, 250
22	8,2	480,550	5,3	4,0 4,8	0,6 0,7	0,7	0,4	4,0	4,0	ma x	mi n	min	350, 500



«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

23	9,3	200,100	4,0 5,0	4,5 4,4	0,7 0,9	0,6	0,25	2,0	2,0	ма х	б/о	б/о	400, 500
24	10,8	250,380	6,8 6,5	6,0 5,5	1,0 0,9	0,6 3	0,3	1,0	1,3	б/о	ми н	б/о	400, 400
25	5,10	300,80	5,9 6,1	5,0 5,2	0,5 0,8	0,7	0,2	4,5	4,0	ма х	ми н	б/о	560, 250



ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Варианты задаваемых рабочих циклов и дополнительные требования

№ 1

Заданный рабочий цикл привода подачи стола фрезерного станка:

Исходное положение «Стоп».

Быстрый подвод вправо с $\mathcal{G}_{\text{БП}}$.

Рабочий ход вправо с $\mathcal{G}_{\text{РП}}$.

Реверс движения.

Быстрый отвод с $\mathcal{G}_{\text{БО}}$.

Дополнительные требования:

расположение цилиндра горизонтальное;

скорость рабочего хода регулируемая, стабилизирована по нагрузке;

скорости быстрого подвода и отвода постоянные с использованием полной производительности насосной установки;

в положении «Стоп» насосная установка разгружена на гидробак при минимальном давлении;

более низкая скорость быстрого перемещения обеспечивается регулируемым дросселем;

время реверсирования движения стола регулируемое.



№ 2

Заданный рабочий цикл привода инструмента протяжного станка:

Исходное положение «Стоп».

Рабочий ход протяжки с $\mathcal{G}_{\text{рп}}$.

Выдержка на упоре.

Быстрый отвод протяжки $\mathcal{G}_{\text{бо}}$.

Дополнительные требования:

Расположение силового цилиндра горизонтальное;

Скорость рабочего хода регулируемые;

скорости обратного хода постоянные максимальные;

разгрузка насоса в положении «Стоп»;

управление распределителем гидравлическое от упоров стола;

время реверсирования движения протяжки не регулируется;

- остановка протяжки в любом положении поршня гидроцилиндра;

система остается заполненной при отключенном насосе.



№ 3

Заданный рабочий цикл подачи сверлильной головки

Вертикально-сверлильного станка:

Исходное положение «Стоп».

Быстрый подвод вверх с $\mathcal{G}_{\text{БП}}$.

Рабочий ход вверх с $\mathcal{G}_{\text{РП}}$.

Реверсирование движения.

Быстрый отвод вниз с $\mathcal{G}_{\text{БО}}$.

Дополнительные требования:

расположение силового цилиндра подачи вертикальное;

рабочая скорость головки регулируемая;

скорость $\mathcal{G}_{\text{БО}}$ и $\mathcal{G}_{\text{БП}}$ постоянные, более низкая скорость обеспечивается регулируемым дросселем;

уравновешивание веса перемещающихся частей вертикально-сверлильной головки;

разгрузка насоса при остановке цилиндра в любом положении;

управление распределителем для реверсирования движения гидравлическое.



№ 4

Заданный рабочий цикл привода подачи хонинговального станка:

Исходное положение «Стоп».

Рабочий ход вниз с $\mathcal{G}_{\text{РП}}$.

Реверсирование движения.

Обратный ход вверх с $\mathcal{G}_{\text{БО}} = \mathcal{G}_{\text{РП}}$.

Дополнительные требования:

Расположение силового цилиндра вертикальное;

Подключение силового цилиндра дифференциальное (для обеспечения равных скоростей рабочего и обратного ходов несимметричного силового цилиндра);

уравновешивание веса перемещающихся частей хонинговальной головки;

разгрузка насоса в любом положении гидроцилиндра;

управление рабочим циклом головки от конечных выключателей;

давление в системе управления пониженное;

регулирование скоростей головки дроссельное;

управление распределителями электрогидравлическое с регулированием времени реверсирования движения.



«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

№ 5

Заданный рабочий цикл привода поперечной подачи токарного полуавтомата:

Исходное положение «Стоп».

Быстрый подвод вправо с $\mathcal{G}_{\text{БП}}$.

Рабочий ход вправо с $\mathcal{G}_{\text{РП1}}$.

Рабочий ход вправо с $\mathcal{G}_{\text{РП}}$.

Обратный ход с $\mathcal{G}_{\text{БО}}$.

Дополнительные требования:

скорости рабочих и обратного хода регулируемые, независимые;

разгрузка насоса в положении «Стоп»;

стабилизация скорости во время рабочих ходов, $\mathcal{G}_{\text{РП1}} = 1,3 * \mathcal{G}_{\text{РП}}$.

при быстрых перемещениях скорости не стабилизированы, более низкая обеспечивается дросселем;

Управление распределителем электрогидравлическое от упоров стола, без регулирования времени реверса;

движение стола обеспечивает гидромотор через зубчатую передачу с $U=1/3$ и передачу винт-гайка с $t_{\text{в}}=2,5$ мм.



№ 6

Заданный рабочий цикл агрегатной головки:

1. Исходное положение «Стоп».

Быстрый подвод вправо с $\mathcal{G}_{\text{БП}}$.

Рабочий ход вправо с $\mathcal{G}_{\text{РП}}$.

Выдержка на упоре $t_{\text{в}} = 3 \text{ с}$.

Быстрый отвод с $\mathcal{G}_{\text{БО}}$.

Дополнительные требования:

Расположение силового цилиндра горизонтальное;

Скорость рабочего хода регулируемая;

скорость обратного хода постоянная с использованием полного расхода насосной установки;

разгрузка насосной установки в положении «Стоп»;

скорость быстрого подвода нерегулируемая с использованием суммарного расхода насосов.



№ 7

Заданный рабочий цикл агрегатной головки:

1. Исходное положение «Стоп».

Быстрый подвод влево с $\mathcal{G}_{\text{БП}}$.

Рабочий ход влево с $\mathcal{G}_{\text{РП}}$.

Реверс движения.

Быстрый отвод с $\mathcal{G}_{\text{БО}}$.

Дополнительные требования:

Расположение силового механизма горизонтальное;
 скорости рабочего хода регулируются дросселем, но без стабилизирующих расходов устройств;

скорость обратного хода нерегулируемая с использованием полного расхода насосной станции;

разгрузка насосной установки в положении «Стоп»;

управление распределителями электрогидравлическое;

движение стола обеспечивает гидромотор через зубчатую передачу с $U=1/2$ и передачу шестерня-рейка с $Z_k=20$, $m=3\text{мм}$.



№ 8

Заданный рабочий цикл привода подачи радиально-сверлильного станка:

Исходное положение «Стоп».

Быстрый подвод вниз с $\mathcal{G}_{\text{БП}}$.

Рабочий ход вниз с $\mathcal{G}_{\text{РП}}$.

Реверс движения.

Быстрый отвод вверх с $\mathcal{G}_{\text{БО}}$.

Дополнительные требования:

Расположение силового цилиндра вертикальное;
 скорости рабочих ходов регулируются дросселем на «выходе» со стабилизацией расхода;

обратный ход поршня цилиндра с постоянной максимальной скоростью;

команда на реверс движения поршня от конечных выключателей;

управление распределителем электрогидравлическое;

уравновешивание веса перемещаемых частей;

принудительный теплоотвод из системы;

останов в любом положении поршня с разгрузкой насоса.



№ 9

Заданный рабочий цикл привода подачи стола фрезерного полуавтомата:

Исходное положение «Стоп».

Быстрый подвод стола вправо с $g_{\text{БП}}$.

Рабочий ход вправо с $g_{\text{РП1}}$.

Рабочий ход вправо с $g_{\text{РП}}$.

Реверс движения.

Быстрый отвод стола с $g_{\text{БО}}$.

Дополнительные требования:

Расположение силового цилиндра горизонтальное;

скорости рабочего хода регулируются дросселями, стабили-

зированы по нагрузке $g_{\text{РП1}} = 1,2 * g_{\text{РП}}$;

команда на реверс стола, изменение скорости поступает от упоров, действующих на конечные выключатели;

обратный ход с постоянной скоростью;

управление циклом работы – от распределителя;

в положении «СТОП» обеспечить разгрузку насоса;

дроссель совместно с 3-позиционным распределителем образуют трехскоростную панель.



№ 10

Заданный рабочий цикл привода подачи отрезного станка

1. Исходное положение «Стоп».

2. Быстрый подвод вправо с $\mathcal{G}_{\text{БП}}$.

3. Торможение цилиндра, медленный подвод с $\mathcal{G}_{\text{РП1}}$.

4. Рабочий ход вправо с $\mathcal{G}_{\text{РП}}$.

5. Реверс движения.

6. Быстрый отвод с $\mathcal{G}_{\text{БО}}$.

Дополнительные требования:

расположение цилиндра горизонтальное;

быстрый подвод и отвод отрезного суппорта обеспечивается за счет полной производительности насоса;

медленный подвод обеспечивает обычный дроссель, подключаемый распределителем, $\mathcal{G}_{\text{РП1}} = 1,1 * \mathcal{G}_{\text{РП}}$;

регулятор расхода обеспечивает скорость рабочего хода;

останов в любом положении суппорта с разгрузкой насоса;

время реверса регулируется;

регулируемое подпорное давление на сливе.



ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Реечные передачи.

Зубчатая реечная передача состоит из колеса и рейки с исходным контуром по ГОСТ 13755—81 с прямыми или косыми зубьями.

Формулы для расчета передачи.

Параметры и обозначения	Расчетные формулы
Угол профиля зуба рейки α	$\alpha = 20^\circ$
Угол наклона зуба β	β рекомендуется принимать не более 20°
Модуль нормальный m_n	m_n принимается конструктивно и определяется расчетом
Модуль основной (торцовый) m_t	$m_t = m_n / \cos \beta$
Шаг нормальный P_n	$P_n = \pi m_n$
Шаг торцовый P_t	$P_t = P_n / \cos \beta$
Высота головки зуба, h_a	$h_a = m_n$
Высота зуба h (размер справочный)	$h = 2,25 m_n$
Ширина рейки b	$b = (2 \div 10) m_n$
Длина косога зуба b_1	$b_1 = b / \cos \beta$
Линейное перемещение рейки L , соответствующее углу поворота колеса или червяка	$L = \gamma P_t z / 360^\circ$ (z - число зубьев колеса или число заходов червяка)
Угол поворота колеса γ , соответствующий перемещению рейки на величину L	$\gamma = L \cdot 360 / P_t z$



ПРИЛОЖЕНИЕ 4

Передача винт- гайка

Передача винт-гайка предназначена для преобразования вращательного движения в поступательное. Возможность применения передачи для преобразования поступательного движения во вращательное из-за низкого КПД в силовых передачах практически не используется. В ней используют пары винт-гайка скольжения (рис. 1,а) или качения (рис. 1,б).

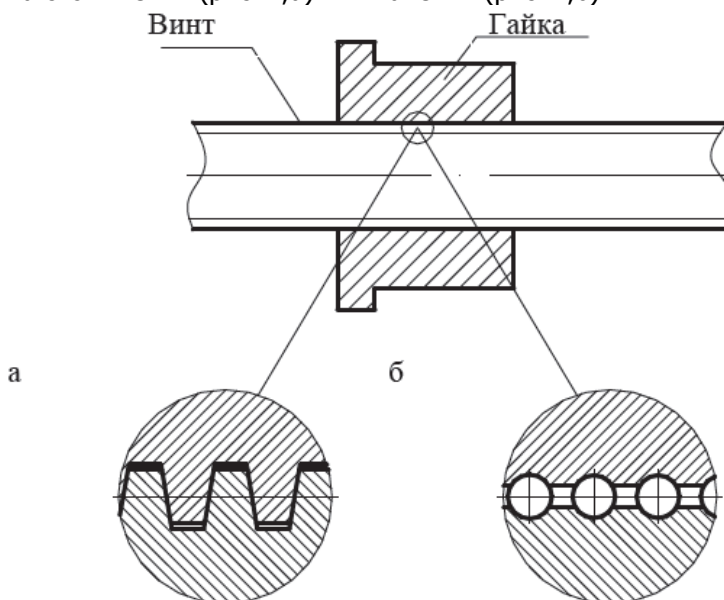


Рисунок 1. Передача винт-гайка. а. Скольжение. б. Качения.

Винтовые передачи можно разделить на следующие основные группы: ходовые винты для преобразования вращательного движения в поступательное; грузовые винты для перемещения грузов и передачи усилий; передаточные винты для передачи энергии; установочные винты, применяемые для взаимной установки деталей в машинах и механизмах.

Область применения передач винт-гайка достаточно обширна - от точных измерительных приборов (механизмы делительных перемещений) до тяжелонагруженных приводов нажимных устройств и прокатных станов. Винтовыми передачами являются винтовые домкраты и прессы, съемники, различного



«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

типа нажимные и натяжные стяжки, приспособления, зажимные устройства, механизмы подачи станков и т.п.

Достоинствами передачи винт-гайка являются возможность обеспечения медленного поступательного движения при относительно больших частотах вращения; значительный выигрыш в силе; высокая точность перемещения; малые габариты; возможность обеспечения самоторможения. К недостаткам передачи скольжения относятся большие потери на трение и соответственно низкий КПД. Передачи качения лишены этого недостатка, но их конструкция сложнее, а стоимость выше.

Таблица 1
Основные формулы для расчета передачи винт-гайка

Параметр и обозначение	Расчетная формула
Среднее давление в резьбе	$p = \frac{F}{(p \cdot d_2 \cdot H \cdot \psi_H)} \leq [p],$ <p>где F – осевая сила, действующая на винт; d_2 – средний диаметр резьбы; H – высота гайки; $\psi_H = \frac{H_1}{P}$ – отношение рабочей высоты профиля к шагу резьбы, равнос 0,5 для трапецидальной резьбы; 0,75 для упорной; 0,54 для треугольной; H_1 – рабочая высота профиля резьбы; P – шаг резьбы.</p>
Средний диаметр резьбы	$d_2 \geq \sqrt{\frac{F}{p \cdot \psi_H \cdot \psi_H \cdot [p]}}$ <p>где $\psi_H = \frac{H}{d_2}$ – коэффициент относительной высоты гайки, равный 1,2 ÷ 2,5 (большие значения принимают для резьб меньших диаметров).</p>



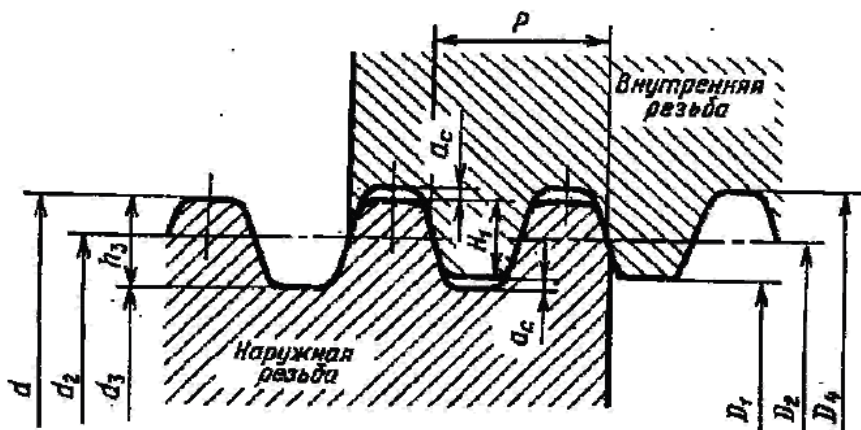
«Расчет и проектирование систем гидрокнеуправляемых машин и механизмов»

<p>Высота гайки</p>	$H = \psi_H \cdot d_2,$ <p>где ψ_H – коэффициент относительной высоты гайки, равный 1,2 ÷ 2,5 (большие значения принимают для резьб меньших диаметров).</p>
<p>Наружный диаметр гайки</p>	$D_{\Gamma} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F \cdot k_{кр}}{P \cdot [\sigma]_p} + d^2},$ <p>где $k_{кр} = 1,3$ – коэффициент, учитывающий кручение гайки;</p> <p>$[\sigma]_p = 50$ МПа – допустимое напряжение растяжения для бронзовых гаек;</p> <p>$[\sigma]_p = 40$ МПа – допустимое напряжение растяжения для чугунных гаек.</p>



Таблица 2

Трапецеидальная однозаходная резьба. ГОСТ 24737-81.



d - наружный диаметр наружной резьбы (винта); d_2 - средний диаметр наружной резьбы; d_3 - внутренний диаметр наружной резьбы; D_1 - наружный диаметр внутренней резьбы; D_2 - средний диаметр внутренней резьбы; D_4 - внутренний диаметр внутренней резьбы (гайки); P - шаг резьбы; a_c - зазор по вершине резьбы; H_1 - высота профиля наружной резьбы; H - рабочая высота профиля резьбы.

$$D_1 = d - 2H_1 = d - P;$$

$$D_4 = d + 2a_c;$$

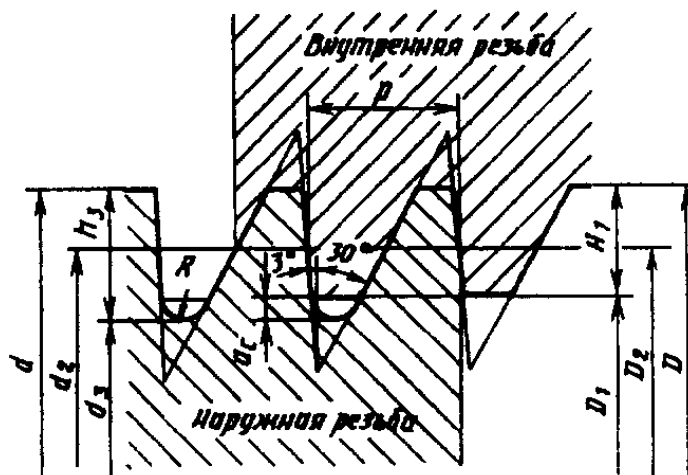
Формулы для вычисления диаметров:

$$d_2 = D_2 = d - H_1 = d - 0,5P;$$

$$d_3 = d - 2h_3$$



Таблица 3
 Резьба упорная. ГОСТ 10177-82



d — наружный диаметр наружной резьбы винта; d_2 - средний диаметр наружной резьбы; d_3 - внутренний диаметр наружной резьбы; D - внутренний диаметр внутренней резьбы(гайки); D_j - наружный диаметр внутренней резьбы; D_2 - средний диаметр внутренней резьбы; P - шаг резьбы; a_c - зазор по вершине резьбы; h_3 - высота профиля наружной резьбы; H_j - высота профиля внутренней резьбы; R - радиус закруглений по впадине наружной резьбы.

Формулы для вычисления диаметров:

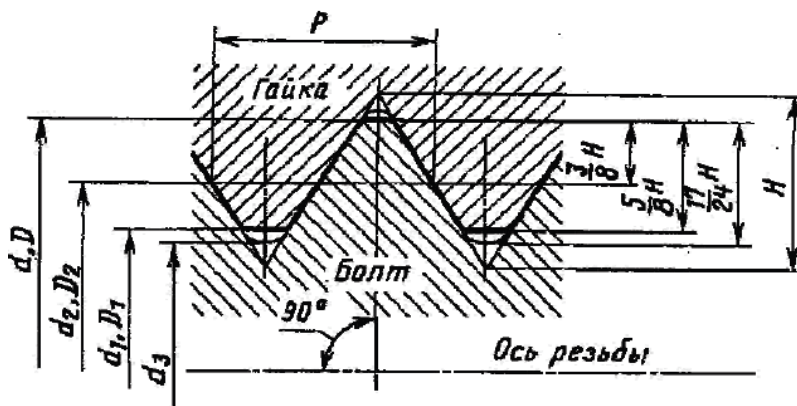
$$d_2 = D_2 = d - 0,75P;$$

$$d_3 = d - 2h_3 = d - 1,735534P;$$

$$D_1 = d - 2H_1 = d - 1,5P.$$



Таблица 4
Метрическая резьба. ГОСТ 24705-81.



d - наружный диаметр наружной резьбы (болта); d_j - внутренний диаметр наружной резьбы; d_2 - средний диаметр наружной резьбы; d_3 - внутренний диаметр наружной резьбы по дну впадин; D - внутренний диаметр внутренней резьбы (гайки); D_1 - наружный диаметр внутренней резьбы (гайки); D_2 - средний диаметр гайки; P - шаг резьбы; H - высота исходного треугольника.

Формулы для вычисления диаметров:

$$D_2 = D - 2 \frac{3}{8} H = D - 0,649519053P;$$

$$d_2 = d - 2 \frac{3}{8} H = d - 0,649519053P;$$

$$D_1 = D - 2 \frac{5}{8} H = D - 1,082531755P;$$

$$d_1 = d - 2 \frac{5}{8} H = d - 1,082531755P;$$

$$d_3 = d - 2 \frac{17}{24} H = d - 1,226869322P$$

ПРИЛОЖЕНИЕ 5

Марки и характеристики минеральных масел, рекомендуемых для применения в станочных гидроприводах.

Обозначение	Класс вязкости по ISO 3448	Группа по ISO6743/4-1981	ГОСТ	v ₅₀ мм ² /с	ИВ	КОН	ΔКОН	tвсп	tз	ρ, кг/м ³	
						Мг/1г		°С			
ИГП-18	32	HM	ТУ-38 101413-78	16,5-20,5	90	0,6-1	0,5	170	15	880	
ИГП-30	46			200				885			
ИГП-38	68			210				890			
ИГП-49	100			215				895			
ВНИИ, НП-40З	46		16728-78	25-35	85	0,7-1,1	0,35	190	10	850	
ИГНСп-20	32	HG	ТУ38 101798-79	19-23	95	2,5	0,5	70	15	890	
ИНГСп-40	68			38-42				10		895	
И-20А	32	HN	20799-75	17-23	100	0,05	0,4	0,3		90	885
И-30А	46			28-33	85			890			
И-40А	68			35-45	97			10	895		
И-50А	100			47-55	85			00	20	910	

HN – масла без присадок,

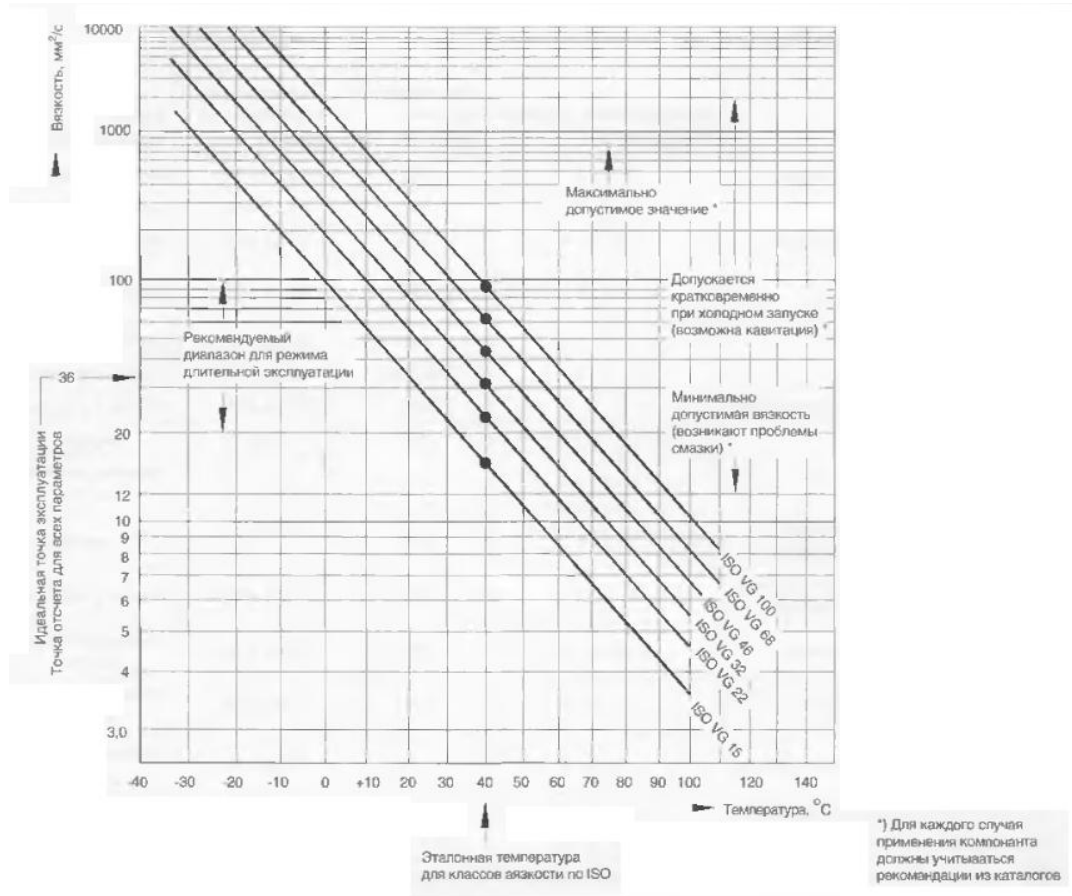
HM – масла с антикоррозионными, антиокислительными и противоизносными присадками,

«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

НГ – масла НН с добавлением присадок, обеспечивающих плавность скольжения (предотвращают прерывистое движение).

Рисунок 1. Диаграмма зависимости вязкости от температуры с границами областей применения для гидроприводов.

«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»



«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

Номинальные давления $P_{ном}$ МПа (ГОСТ 12445-80) должны выбираться из ряда:

0,10		1,0	10,0	100
-	-		12,5	125
0,16		1,6	16,0	160
-	-		20,0	200
0,25		2,5	25,0	250
-	-		32,0	-
0,40		4,0	40,0	-
-	-		50,0	-
0,63		6,3	63,0	-
-	-		80,0	-

Значения номинальных давлений до 0,1 МПа следует выбирать по ряду R 10 предпочтительных чисел по ГОСТ 8032-56.

Номинальные расходы жидкости следует принимать по ГОСТ 13825-80

Q , л/мин	ΔP , МПа
1,0	0,016
1,6	0,025
2,5	0,040
3,2	0,063
4,0	0,080
5,0	0,100
6,3	0,125
8,0	0,160
10,0	0,200
15,5	0,250
16,0	0,300
20,0	0,400
25,0	0,500
32,0	0,630
40,0	0,800
50,0	1,00
63	1,25
80	1,60
100	2,00
125	2,50
160	3,20
200	4,00
250	5,00
320	6,30
400	8,00
500	10,0
630	12,5
800	16,0
1000	20,0
1250	25,0
2000	32,0
2500	40,0

«Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов»

Примечание. Ряд в л/мин соответствует ряду в $\text{дм}^3/\text{с}$ с точностью 4-6%.

Значения номинальных расходов до $0,016 \text{ дм}^3/\text{с}$ (1 л/мин) следует выбирать по ряду R5, свыше $40 \text{ дм}^3/\text{с}$ (2500 л/мин) - по ряду R10 предпочтительных чисел по ГОСТ 8032-56*.