

Московский государственный технический университет
имени Н. Э. Баумана

В.И. Вербицкий

**Проектирование приводов
литейных машин**

*Методические указания к выполнению домашних заданий
по дисциплине «Приводы литейных машин»*



Москва

ИЗДАТЕЛЬСТВО
МГТУ им. Н. Э. Баумана

2 0 1 5

УДК 621.74.06-8(075.8)

ББК 34.61

В31

Издание доступно в электронном виде на портале *ebooks.bmstu.ru*
по адресу: <http://ebooks.bmstu.ru/catalog/49/book1291.html>

Факультет «Машиностроительные технологии»
Кафедра «Литейные технологии»

*Рекомендовано Редакционно-издательским советом
МГТУ им. Н.Э. Баумана в качестве методических указаний*

Рецензент

канд. техн. наук, доцент кафедры
«Технология обработки материалов» *В.А. Мамин*

Вербицкий, В. И.

В31 Проектирование приводов литейных машин : методические указания к выполнению домашних заданий по дисциплине «Приводы литейных машин» / В. И. Вербицкий. — Москва : Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2015. — 35, [1] с. : ил.

ISBN 978-5-7038-4253-9

Издание содержит варианты домашних заданий, предусмотренных учебным планом МГТУ им. Н.Э. Баумана. Представлена подробная методика расчета основных параметров пневмо- и гидроцилиндров, подводящих трубопроводов и тормозных устройств. Даны формулы для определения эффективности привода, а также примерный вид принципиальных схем пневмо- и гидропривода, эскизов транспортного пневмоцилиндра, гидропресса и тормозных устройств. Предложена методика построения технологической и рабочей характеристики гидропресса с двумя ступенями скорости.

Для студентов МГТУ им. Н.Э. Баумана, обучающихся по специальности «Машины и технология литейного производства».

УДК 621.74.06-8(075.8)

ББК 34.61

ISBN 978-5-7038-4253-9

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2015

© Оформление. Издательство

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2015

Предисловие

Усложнение конструкций современных машин и приводов, повышение требований к их работоспособности, производительности и эффективности приводят к необходимости использования при проектировании все более сложных расчетных методик.

Методические указания к выполнению домашних заданий подготовлены в помощь студентам для самостоятельной работы при получении практических навыков расчета, для освоения методик проектирования при изучении разделов «Пневматические приводы» и «Гидравлические приводы» по дисциплине «Приводы литейных машин». Методические указания соответствуют учебным программам Федерального образовательного стандарта подготовки специалистов специальности «Машины и технология литейного производства» факультета «Машиностроительные технологии» МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Цель выполнения домашних заданий: ознакомление и освоение студентами современных методик проектирования пневмо- и гидроприводов, включая расчет параметров исполнительных механизмов и распределительных устройств, оценку эффективности, составление принципиальных схем приводов и подбор основных элементов приводов из номенклатуры ведущих фирм.

После выполнения домашних заданий студенты получают опыт использования современных методов расчета параметров пневмо- и гидроприводов, оценки эффективности приводов транспортных и технологических исполнительных механизмов литейных машин.

Для подготовки к защите выполненных домашних заданий предложены контрольные вопросы.

Домашнее задание № 1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПНЕВМОПРИВОДА ТРАНСПОРТНОГО УСТРОЙСТВА

Введение

Проектирование автоматических машин и линий предполагает разработку большого числа приводов для перемещения технологических объектов (отливок, моделей и модельных плит, опок и форм, стержневых ящиков и стержней, кокилей и прессформ и т. д.), а также узлов и механизмов литейных машин и линий. Основным требованием к этим приводам является высокая скорость перемещения при ограниченных силах инерции и минимальной мощности и габаритах. Наибольшее применение в приводах транспортных механизмов, для которых не требуется строгое выполнение заданного закона изменения скорости, получили пневмоцилиндры, совершающие возвратно-поступательные движения.

Цель и задачи работы: определить параметры, выбрать элементы и составить схему пневмопривода для прямолинейного перемещения груза, а также оценить его энергетическую эффективность.

Задание

Исходные данные индивидуальных заданий приведены в табл. 1.1. Код индивидуального задания состоит из обозначения и варианта каждого параметра (например, А1Б2В3Г4Д1Е2Ж3).

Таблица 1.1

Параметр	Строка	Вариант			
		1	2	3	4
Направление перемещения	А	Вертикально вверх ($\alpha = 90^\circ$)	Вверх под углом α , °		Горизонтально ($\alpha = 0^\circ$)
			15	25	
Масса груза $m_{гр}$, кг	Б	250	300	350	400

Параметр	Строка	Вариант			
		1	2	3	4
Расстояние перемещения x_x , мм	В	500	600	700	800
Время перемещения $t_{p,x}$, с	Г	1,0	1,3	1,6	2,0
Давление воздуха p_m , МПа	Д	0,5	0,55	0,6	0,65
Ускорение при разгоне и торможении груза \ddot{x} , м/с ²	Е	2,5	3,0	3,5	4,0
Тип тормозного устройства	Ж	Пружинный	Пневматический	Пневматический с истечением воздуха	Гидравлический

Для всех вариантов принять следующие условия.

1. Закон изменения скорости — симметричный трапецеидальный, время разгона и торможения равны: $t_1 = t_3$ (рис. 1.1). Изменение давления в рабочей камере пневмоцилиндра необходимо определить при проектном расчете. Графики $p(t)$ на 3-м участке будут отличаться при использовании разных тормозных устройств.

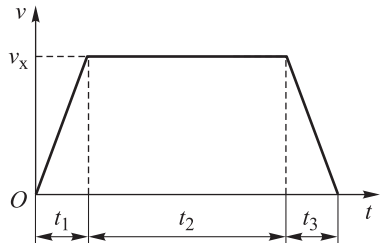


Рис. 1.1. Закон изменения скорости:

t_1 — время разгона; t_2 — время движения с постоянной скоростью; t_3 — время торможения

2. Сила трения при перемещении груза $R_{тр} = R_{тр1} + R_{тр2}$, где $R_{тр1}$ — сила трения груза об опорную поверхность; $R_{тр2}$ — сила трения в уплотнениях поршня и штока.

Для случая вертикального подъема груза (А1) $R_{тр1} = 0,1mg$, $m = m_{гр} + m_{п}$, где $m_{гр}$ — масса груза; $m_{п}$ — масса поршня со што-

ком и плитой толкателя, на первой стадии проектирования можно принять $m_{\text{п}} = 0,15m_{\text{тр}}$. При движении по вертикальной и горизонтальной поверхности (А2, А3, А4) сила трения $R_{\text{тр1}} = k_{\text{тр1}}Q_N$, где $k_{\text{тр1}}$ — коэффициент трения, $k_{\text{тр1}} = 0,25$; Q_N — сила нормального давления груза на наклонную или горизонтальную поверхность. Сила трения $R_{\text{тр2}} = k_{\text{тр2}}pF_M$, где $k_{\text{тр2}} = 0,3$; p — давление в соответствующей камере пневмоцилиндра; F_M — площадь поверхности соприкосновения манжеты и зеркала цилиндра, $F_M = \pi D_{\text{ц}}l_M$; l_M — длина поверхности соприкосновения. Поскольку размеры цилиндра и манжеты неизвестны, допустимо использовать формулу $R_{\text{тр2}} = kmg$, $k = 0,1$.

3. Скорость воздуха в трубопроводах $v_y = 20$ м/с; коэффициент расхода воздуха при наполнении камер пневмоцилиндра $\mu_1 = 0,55$, при опорожнении камер $\mu_2 = 0,7$; длина труб от магистрали до пневмоцилиндра $L_T = 10$ м.

4. Приведенная высота вредного пространства в рабочей камере пневмоцилиндра $x_0 = 0,02$ м.

5. Для тормозных устройств:

пружинного типа (Ж1) используют спиральные пружины с линейной характеристикой, материал — проволока стальная легированная пружинная 60С2А, начальная осадка пружин $z_0 = 50$ мм;

пневматического типа (Ж2) применяют пневматический амортизатор без истечения воздуха, начальное давление в тормозной камере $p_0 = 0,2p_m$, начальная высота (длина) тормозной камеры $x_0 = 150$ мм;

пневматического типа (Ж3) используют пневматический амортизатор с истечением воздуха, начальное давление в тормозной камере $p_0 = 0,15p_m$, начальная высота (длина) тормозной камеры $x_0 = 120$ мм, ход торможения до начала истечения воздуха $x_1 = 0,6x_T$;

гидравлического типа (Ж4) применяют гидравлический амортизатор с истечением жидкости через дроссель, жидкость — масло И-20, $\rho = 900$ кг/м³, диаметр тормозной камеры $d_T = 0,5D_{\text{ц}}$, начальная высота (длина) тормозной камеры $x_0 = 100$ мм, начальное давление в тормозной камере (избыточное) $p_0 = 0$, рекомендуемый диапазон изменения коэффициента сопротивления дросселя $\zeta = 0,5 \dots 0,6$.

Содержание работы и отчетность

В ходе работы необходимо выполнить следующие задания.

1. Определить размеры пневмоцилиндра и диаметры трубопроводов для подачи и удаления воздуха. Уточнить размеры пневмоцилиндра по рядам предпочтительных чисел (с учетом наличия соответствующих уплотнений), а диаметры трубопроводов принять из условия возможности комплектования системы управления из стандартных (нормализованных) элементов.

2. Определить параметры внешнего тормозного устройства.

3. Определить потребление и расход воздуха, затраты энергии и КПД при рабочем ходе. Полезными считать работы подъема и перемещения груза.

4. Разработать принципиальную схему привода и определить тип и модель управляющих и регулирующих элементов пневмопривода.

5. Разработать эскиз пневмоцилиндра и тормозного устройства и составить спецификацию конструктивных элементов.

6. Результаты расчетов и выбора элементов свести в таблицу.

Методика расчета основных параметров привода

Схемы механизмов для перемещения грузов по направляющим горизонтально, вертикально и под углом α к горизонту представлены на рис. 1.2 и 1.3. На рис. 1.2 показан также эскиз внешнего тормозного устройства со спиральной винтовой пружиной.

Определение параметров движения

Время рабочего хода складывается из времени разгона, движения и торможения $t_{p.x} = t_1 + t_2 + t_3$. Учитывая, что $t_1 = t_3$, получим $t_{p.x} = 2t_1 + t_2$.

Время разгона t_1 определяем, решая уравнение для общей длины хода x_x , составленное на основе графика скоростей (см. рис. 1.1):

$$x_x = 2 \frac{\ddot{x}t_1^2}{2} + v_x t_2 = \ddot{x}t_1^2 + v_x (t_{p.x} - 2t_1).$$

Затем рассчитываем время равномерного перемещения t_2 и скорость v_x , $v_x = \ddot{x}t_1$.

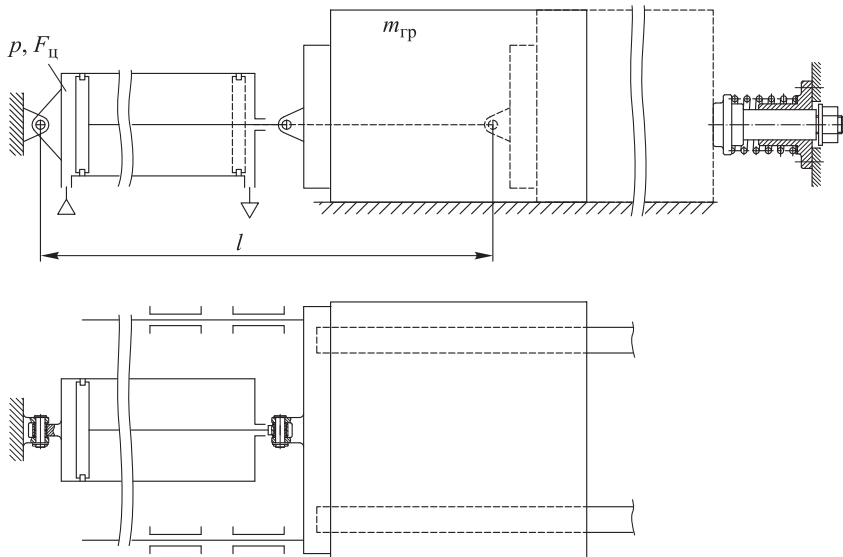


Рис. 1.2. Схема привода горизонтального перемещения (l — приведенная длина хода)

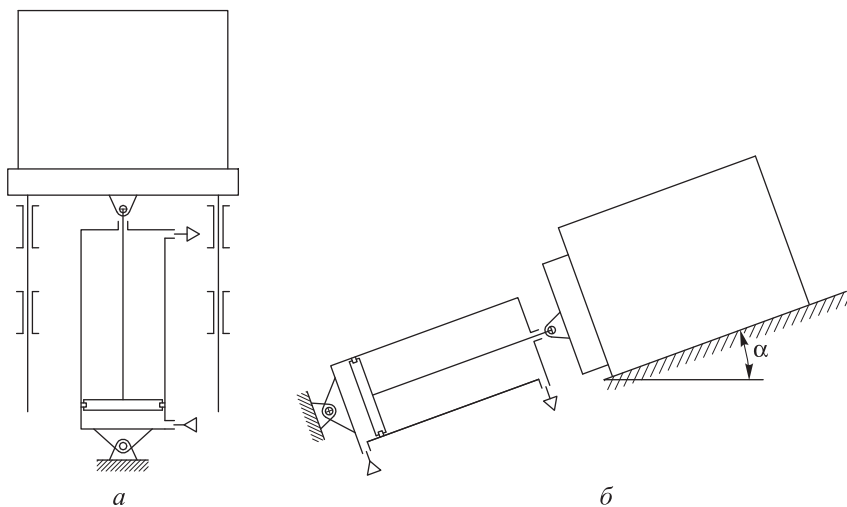


Рис. 1.3. Схемы приводов перемещения:
a — вертикального; *б* — по наклонной плоскости

Определение размеров пневмоцилиндра

Эффективная площадь цилиндра составляет

$$F_{ц} = \frac{Q_g + Q_i + R_{тр1} + R_{тр2}}{p_m},$$

где $Q_g = mg \sin \alpha$; $Q_i = m\ddot{x}$.

$$\text{Диаметр цилиндра } D_{ц} = \sqrt{\frac{4F_{ц}}{\pi}}.$$

Диаметр штока $D_{шт}$ определяем из эмпирического соотношения $D_{шт} = (0,2 - 0,25)D_{ц}$.

Диаметр цилиндра следует уточнить по рядам предпочтительных чисел (с учетом наличия соответствующих уплотнений). Если расчетный диаметр цилиндра близок к размеру из ГОСТ 15608–81, то принимаем его по ГОСТ (табл. 1.2).

Таблица 1.2

$D_{ц}$, мм	$D_{шт}$, мм	d_y , мм	d_y , дюйм	$F_{ц}$, см ²	$F_{ц,шт}$
25	10	4	1/8	4,9	4,1
32	10	4	1/8	8,0	7,3
40	12	8	1/4	12,6	11,4
50	16	8	1/4	19,6	17,6
63	16	8	1/4	31,2	29,2
80	25	10	3/8	50,3	45,4
100	25	10	3/8	78,5	73,6
125	32	15	1/2	122,7	114,7
160	40	15	1/2	201	188
200	50	20	3/4	314	295
250	63	20	3/4	491	460
320	80	25	1	804	754
360	80	25	1	1018	968
400	90	32	1	1257	1193

По рекомендациям ГОСТ 15608–81 (табл. 1.2) можно определить также диаметры штока и трубопровода.

Длину хода цилиндра определяем по формуле $L_{ц} = x_x + (15...20)$ мм, а затем округляем в большую сторону и принимаем по ряду нормальных размеров в соответствии с ГОСТ 6636–69.

Определение диаметра трубопровода для подвода воздуха в рабочую камеру

Начальное значение диаметра трубопровода d_y определяем по эмпирической формуле $F_y/F_{ц} = 0,005...0,01$ (или $d_y/D_{ц} = 0,071...0,1$).

Следует проверить, будет ли обеспечен нужный скоростной режим при полученном d_y . Исходя из уравнения неразрывности потока $G = \rho v F = \text{const}$ (G — расход; ρ — плотность; v — скорость воздуха; F — площадь сечения канала), можно записать $F_y v_y = F_{ц} v_x$, где F_y и v_y — площадь поперечного сечения и скорость воздуха в трубопроводе соответственно.

Тогда

$$F_y = \frac{F_{ц} v_x}{v_y}; \quad d_y = \sqrt{\frac{4F_y}{\pi}}.$$

Если при проверочном расчете получено большее значение d_y , чем по эмпирической формуле, то выбирают это, большее, значение.

Далее следует уточнить диаметры трубопроводов, принимая ближайšie большие значения условного прохода в дюймах и учитывая возможность комплектования системы управления из стандартных (нормализованных) элементов.

Расчет параметров тормозных устройств

Этот расчет производят на основе уравнений энергетического баланса. При этом не учитывают поглощение энергии в буферах из эластомера, установленных на пятке толкателя и внутри пневмоили гидроамортизатора.

Например, для *пружинного тормозного устройства* (см. рис. 1.2) баланс преобразований энергии имеет вид

$$E_k + A_{ц} = A_{ам} + A_G + A_{тр},$$

следовательно, $A_{ам} = E_k + A_{ц} - A_G - A_{тр}$, где E_k — кинетическая энергия поршня и груза перед началом торможения; $A_{ц}$ — работа пневмоцилиндра на пути торможения; $A_{ам}$ — работа сжатия пружин амортизатора; A_G — работа сил тяжести; $A_{тр}$ — работа сил трения.

Тогда

$$A_{\text{ам}} = \frac{mv_0^2}{2} + pF_{\text{ц}}x_{\text{т}} - mgx_{\text{т}} \sin \alpha - R_{\text{тр}}x_{\text{т}};$$

$$A_{\text{ам}} = Cx_{\text{т}} \left(z_0 + \frac{x_{\text{т}}}{2} \right),$$

где $x_{\text{т}}$ — ход торможения; C — жесткость пружины; z_0 — начальная деформация.

Из этого уравнения определяем работу торможения груза и затем жесткость пружины амортизатора. При этом следует учитывать ограничение по силе торможения, вытекающее из ограничения инерционных сил при торможении:

$$m\ddot{x} = Q_{\text{т}} + Q_G + R_{\text{тр}} - Q_{\text{ц}},$$

где $Q_{\text{т}}$ — сила торможения; Q_G — сила тяжести; $R_{\text{тр}}$ — сила трения; $Q_{\text{ц}}$ — сила пневмоцилиндра.

Тогда

$$\ddot{x} = \frac{Q_{\text{т}} + Q_G + R_{\text{тр}} - Q_{\text{ц}}}{m} \leq [\ddot{x}];$$

$$Q_{\text{т}} = C(z_0 + x_{\text{т}}) \leq m[\ddot{x}] + Q_{\text{ц}} - Q_G - R_{\text{тр}};$$

$$C \leq \frac{m[\ddot{x}] + Q_{\text{ц}} - Q_G - R_{\text{тр}}}{z_0 + x_{\text{т}}}.$$

При торможении груза давление воздуха в рабочей камере пневмоцилиндра нарастает с увеличением силы торможения. Для пружинного тормоза имеет место линейное изменение силы торможения и можно принять линейное изменение давления в рабочей камере цилиндра. Давление нарастает от p_2 до p_3 (рис. 1.4), давление p_3 определяют при максимальной силе торможения:

$$p_3 = \frac{Q_{\text{т}} + R_{\text{тр}} - m\ddot{x} - mg \sin \alpha}{F_{\text{ц}}}.$$

Далее следует определить размеры тормозной пружины: диаметр проволоки d , наружный диаметр D , число рабочих витков i_p , высоту пружины в свободном состоянии L .

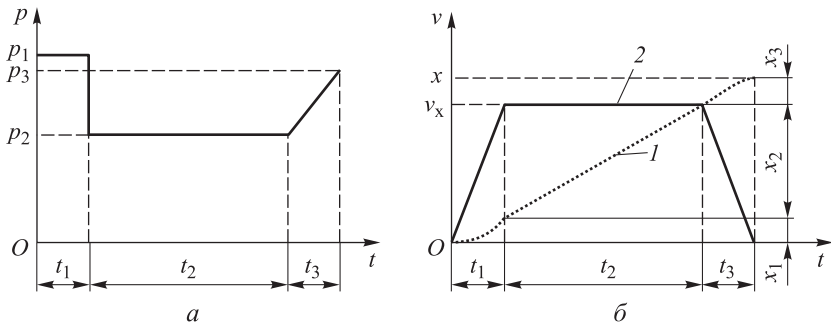


Рис. 1.4. Графики изменения давления (а) и параметров движения (б) при перемещении груза:

1 — перемещение груза; 2 — скорость груза

При использовании *пневматического амортизатора* без сброса воздуха (рис. 1.5) порядок расчета аналогичный:

$$A_{\text{ам}} = \frac{mv_0^2}{2} + pF_{\text{ц}}x_{\text{T}} - mgx_{\text{T}} \sin \alpha - R_{\text{тр}}x_{\text{T}};$$

$$A_{\text{ам}} = F_{\text{ам}} \int_0^{x_{\text{T}}} p_{\text{ам}} dx;$$

$$Q_{\text{T}} = p_{\text{ам}}F_{\text{ам}} = m\ddot{x}_{\text{T}} + pF_{\text{ц}} - Q_{\text{G}} - R_{\text{тр}},$$

где Q_{T} — сила торможения; Q_{G} — сила тяжести; $R_{\text{тр}}$ — сила трения; $F_{\text{ц}}$ — сила пневмоцилиндра.

Термодинамический процесс в камере амортизатора считают адиабатическим, тогда $p_{\text{ам}} = p_0 (x_0 / (x_0 - x))^k$, где показатель адиабаты k принимают равным 1,4.

Схема *пневматического амортизатора* с истечением (сбросом) воздуха при достижении давления p_1 через предохранительный клапан представлена на рис. 1.6.

Работу амортизатора в этом случае рассчитывают из уравнения

$$A_{\text{ам}} = F_{\text{ам}} \left(\int_0^{x_1} p_{\text{ам}} dx + p_1(x_{\text{T}} - x_1) \right);$$

если $p < p_1$, то $p_{\text{ам}} = p_0 \left(\frac{x_0}{x_0 - x} \right)^k$; если $p > p_1$, то $p_{\text{ам}} \cong p_1$.

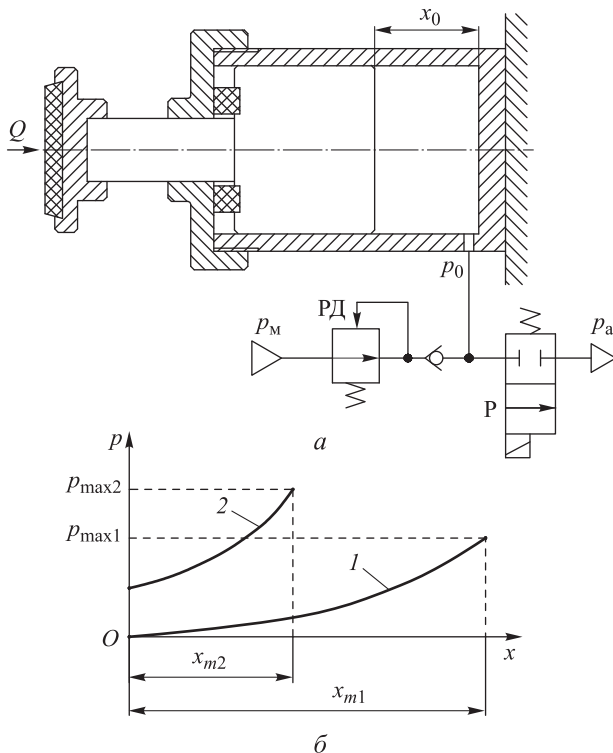


Рис. 1.5. Схема (а) и график изменения давления (б) в пневматическом тормозе:

1 — при $p_0 = 0$; 2 — при $p_0 > 0$

Площадь камеры цилиндра амортизатора $F_{ам}$ и ее диаметр $D_{ам}$ определяют с помощью расчета. При этом следует учитывать ограничение по силе торможения и давлению в амортизаторе, вытекающее из ограничения максимального значения ускорений при торможении. Предельное давление p_1 можно определить из условия ограничения инерционных сил и ускорений при торможении

$$p_1 \leq \frac{m|\ddot{x}| + Q_{ц} - Q_G - R_{тр}}{F}.$$

Для гидравлического амортизатора расчет выполняют в той же последовательности с учетом закона изменения давления в гидравлической камере. Сначала рассчитывают работу амортизатора

Из последнего уравнения путем несложных преобразований получим

$$f = \sqrt{\zeta \frac{\rho}{2} \frac{F_{ам}^3 x_T}{m \ln \frac{v_0}{v}}};$$

$$p_{ам} = \zeta \frac{\rho}{2} \frac{F_{ам}^2}{f^2} v^2 = \zeta \frac{\rho F_{ам}^2}{2 f^2} v_0^2 \exp\left(-\zeta \frac{\rho F_{ам}^3}{m f^2} x_T\right),$$

где ζ — безразмерный коэффициент сопротивления канала площадью f .

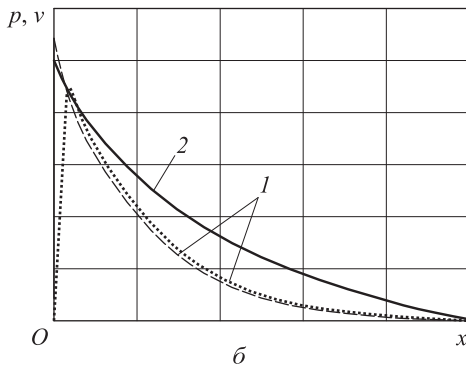
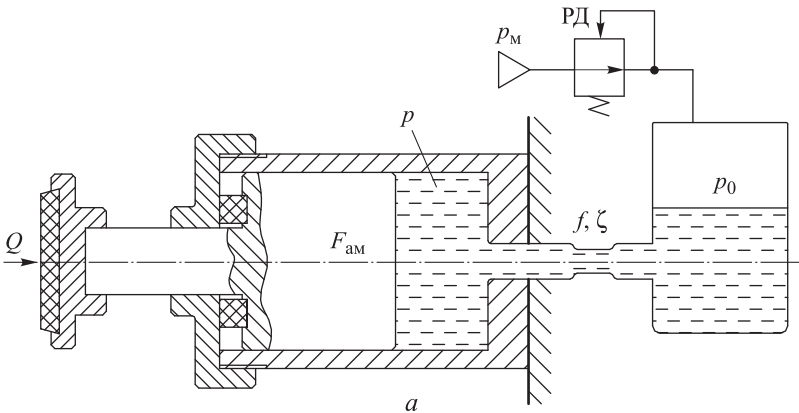


Рис. 1.7. Схема (а) и работа (б) гидравлического амортизатора:
1 — $p(x)$; 2 — $v(x)$

Значение конечной скорости поршня v можно принять сколь угодно малым, например $v = 0,005$ м/с.

При расчете следует учитывать ограничение по силе торможения и давлению в амортизаторе, которые зависят от максимального значения ускорения при торможении.

Отметим, что для гидравлического амортизатора, приведенного на рис. 1.7, необходимо использование дополнительной амортизирующей прокладки на пятке штока. При этом снижается пик давления в момент начала торможения и предотвращается гидроудар.

Силовой расчет привода

Определение давлений в рабочей камере цилиндра на разных этапах движения

Расчетные размеры цилиндра после уточнения изменены, а параметры движения должны быть выдержаны в соответствии с заданием, поэтому требуется определить давления воздуха, которые обеспечивают заданные параметры движения. При разгоне груза уравнение движения можно записать в виде

$$Q_{\text{ц}} - Q_G - R_{\text{тр}} - Q_{\text{и}} = 0 \quad \text{или} \quad m\ddot{x} = p_1 F_{\text{ц}} - mg \sin \alpha - R_{\text{тр}},$$

где $Q_{\text{ц}} = m\ddot{x}$.

Отсюда

$$p_1 = \frac{m\ddot{x} + mg \sin \alpha + R_{\text{тр}}}{F_{\text{ц}}}.$$

При равномерном движении сила инерции $Q_{\text{и}} = 0$, движение поршня и груза с заданной скоростью совершается при меньшем давлении в камере пневмоцилиндра: $p_2 = \frac{mg \sin \alpha + R_{\text{тр}}}{F_{\text{ц}}}$.

При торможении идет замедление движения груза, и уравнения принимают вид

$$-m\ddot{x} = -Q_{\text{т}} - R_{\text{тр}} - Q_{\text{г}} + Q_{\text{ц}};$$

$$p_3 = \frac{Q_{\text{т}} + R_{\text{тр}} + mg \sin \alpha - m\ddot{x}}{F_{\text{ц}}}.$$

Графики изменения скорости и перемещения груза и давления в рабочей камере пневмоцилиндра были приведены на рис. 1.4.

В случае использования пружинного или пневматического амортизатора максимальное давление в пневмоцилиндре возникает при остановке груза, в случае гидравлического — в момент достижения максимального давления в камере амортизатора (как правило, в начале торможения). Максимальную силу Q_T определяют при расчете тормозного устройства.

Проверка штока цилиндра на жесткость

Диаметры штоков, рекомендуемые ГОСТ 15608–70, относительно небольшие, и для длинноходовых цилиндров возникают проблемы устойчивости. При вычислении условия устойчивости пневмоцилиндра шток рассматривают как тонкий стержень. Критическую силу, соответствующую потере продольной устойчивости, рассчитывают по формуле Эйлера

$$Q_{кр} = \frac{\pi^2 EJ}{l^2},$$

где E — модуль продольной упругости материала штока (для стали $E = 2,06 \cdot 10^{11}$ Па); J — момент инерции сечения штока, $J = \pi D_{шт}^4 / 64$; l — приведенная длина хода, равная суммарной длине штока и цилиндра (см. рис. 1.2).

Под действием силы $Q_{кр}$ шток разрушается. Максимально допустимая сила $Q_{max} = Q_{кр} / k$, где k — коэффициент запаса, $k = 4 \dots 5$.

Условие обеспечения жесткости $Q_{max} \leq pF_u$, где в качестве давления p принимают большее из давлений p_1 и p_3 .

При недостаточной жесткости следует увеличить диаметр штока до размера, обеспечивающего устойчивость.

Оценка эффективности механизма

Расход воздуха на рабочий ход

Расход воздуха рассчитывают из условия заполнения трубопроводов и рабочей камеры до избыточного давления p_m при учете утечек воздуха в трубопроводах. Объем израсходованного воздуха складывается из следующих объемов, м³:

$$V_{\text{в}} = V_{\text{тр}} + V_0 + V_{\text{р.х}} + V_{\text{ут}},$$

где $V_{\text{тр}}$ — объем воздуха, необходимый для заполнения трубопровода, $V_{\text{тр}} = 10(p_{\text{м}} + p_{\text{а}})l_{\text{тр}}f_{\text{тр}}$ (здесь $p_{\text{м}}$, $p_{\text{а}}$ — в МПа; $l_{\text{тр}}$ — в м; $f_{\text{тр}}$ — в м²); V_0 — объем воздуха, необходимый для заполнения начального (вредного) пространства цилиндра, $V_0 = 10(p_{\text{м}} + p_{\text{а}})x_0F_{\text{ц}}$; $V_{\text{р.х}}$ — объем воздуха, необходимый для заполнения камеры при рабочем ходе, $V_{\text{р.х}} = 10(p_{\text{м}} + p_{\text{а}})x_{\text{х}}F_{\text{ц}}$; $V_{\text{ут}}$ — утечки воздуха в трубопроводах и распределительной аппаратуре, $V_{\text{ут}} = k_{\text{ут}}(V_{\text{тр}} + V_0 + V_{\text{р.х}})$, $k_{\text{ут}} = k_1 + k_2$, где k_1 — коэффициент потерь воздуха в магистральном трубопроводе (от компрессорной станции до цеха), $k_1 = 0,01 \dots 0,02$; k_2 — коэффициент потерь воздуха в самом литейном цехе, $k_2 = 0,08 \dots 0,1$.

Оценить эффективность можно с помощью коэффициента полезного использования воздуха $k_{\text{и.в}} = V_{\text{р.х}}/V_{\text{в}}$.

Работа привода

Работу воздуха в рабочей камере пневмоцилиндра в общем случае рассчитывают по универсальной формуле для любой сжи-

маемой среды: $A = \int_0^V pdV$. Работу воздуха для заданного привода

можно найти с помощью графика $Q_{\text{ц}} = f(x)$, который строят, используя результаты определения давлений в рабочей камере цилиндра на разных этапах движения (см. с. 16).

В упрощенном случае работу воздуха можно вычислить по формуле

$$A_{\text{р.х}} = \left(p_1x_1 + p_2x_2 + \frac{p_2 + p_3}{2} x_3 \right) F_{\text{ц}}.$$

Полезная работа привода $A_{\text{пол}} = (m_{\text{тр}}g \sin \alpha + R_{\text{тр}})x_{\text{х}}$.

КПД преобразований энергии в механизме $\eta = A_{\text{пол}}/A_{\text{р.х}}$.

Результаты расчетов запишите в табл. 1.3.

Таблица 1.3

Параметр	Значение	
	расчетное или заданное	принятое
Диаметр цилиндра $D_{\text{ц}}$, мм		
Диаметр штока $D_{\text{шт}}$, мм		

Параметр	Значение	
	расчетное или заданное	принятое
Диаметр трубопровода d_y , мм		
Диаметр камеры амортизатора (пневматического или гидравлического) $d_{ам}$, мм		
Параметры пружины амортизатора: $d/D/i_p/L/C$		
Давления в цилиндре на 1, 2 и 3-м этапах движения, МПа: $p_1/p_2/p_3$		
Давление в амортизаторе $p_{ам}$, МПа		
Расход воздуха на рабочий цикл V_B , м ³		
Полезная работа привода $A_{пол}$, Дж		
КПД привода η , %		
Коэффициент полезного использования воздуха $k_{и.в}$		
Время рабочего хода $t_{р.х}$, с		
Погрешность времени рабочего хода, %		

Разработка принципиальной схемы привода и тормозного устройства

Принципиальной называется схема, определяющая полный состав элементов и связи между ними и дающая детальное представление о работе привода. При составлении принципиальных схем применяют условные графические обозначения (символы) для различных элементов пневмоприводов по ГОСТ 2.780–96 и 2.781–96. Принципиальная схема служит основанием для разработки конструкторской документации, ее используют при наладке, регулировке, контроле и ремонте привода.

Примерный вид принципиальной схемы пневмопривода толкателя и гидравлического тормоза приведен на рис. 1.8. Регулируемые дроссели Др1 и Др2 введены в схему привода для обеспече-

ния заданного скоростного режима, так как при изменении диаметров трубопроводов относительно расчетных значений заданное время срабатывания привода не будет выдержано. Принципиальные схемы тормозных устройств других типов были даны ранее (см. рис. 1.5–1.7).

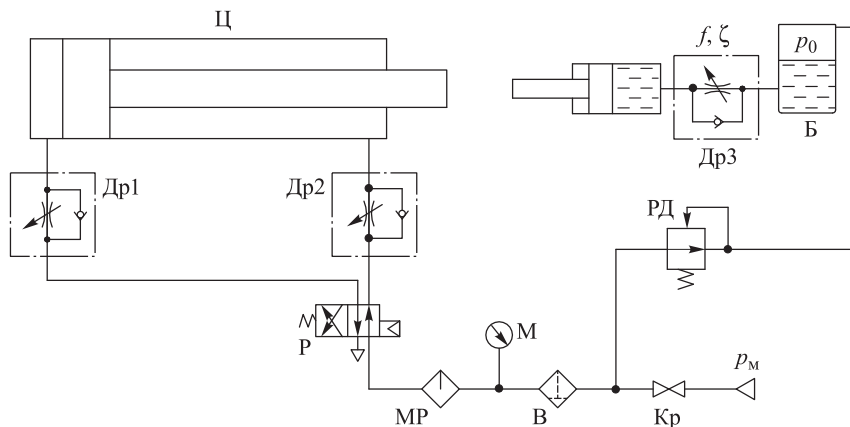


Рис. 1.8. Принципиальная схема пневмопривода

При подборе типа и моделей управляющих и регулирующих элементов пневмопривода и разработке эскизов пневмоцилиндра и тормоза рекомендуется использовать техническую литературу и справочные материалы отечественных и зарубежных производителей (например, фирмы «Пневмоаппарат», PNEUMAX, Camozzi и др.). Перечень устройств и их характеристики заносят в таблицу, которая для схемы по рис. 1.8 имеет вид табл. 1.4.

Таблица 1.4

Наименование	Обозначение на схеме	Тип и модель	Фирма-производитель
Кран	Кр		
Влагоотделитель	В		
Маслораспылитель	Мр		
Манометр	М		
Распределитель	Р		
Дроссель	Др1		
Дроссель	Др2		
Дроссель	Др3		
Редуктор	РД		
Бак	Б		

Контрольные вопросы

1. Назовите состав и назначение основных элементов пневмопривода, покажите их схемное изображение.
2. Чем вызваны ограничения ускорений при разгоне и торможении пневмопривода?
3. Как определить и уточнить диаметры пневмоцилиндра и подводящего трубопровода?
4. Укажите основные типы и покажите схемы внешних тормозных устройств.
5. Составьте формулу энергетического баланса для расчета тормозного устройства.
6. Как определить расход воздуха на рабочий и обратный ход?
7. Как определить полезную работу и КПД привода?
8. Изобразите типовую схему пневмопривода с линейным цилиндром.

Литература

- Беликов О.А., Каширцев Л.П.* Приводы литейных машин: учеб. пособие. М.: Машиностроение, 1971.
- Герц Е.В.* Динамика пневматических систем машин. М.: Машиностроение, 1985.
- Горский А.И.* Расчет машин и механизмов автоматических линий литейного производства. М.: Машиностроение, 1978.
- Никитин О.Ф.* Гидравлика и гидропневмопривод. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012.

Домашнее задание № 2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРОПРИВОДА ФОРМОВОЧНОГО ПРЕССА

Введение

Проектирование литейных машин и линий предполагает разработку проектов приводов для перемещения технологических объектов и частей самих машин, а также приведения в действие технологических механизмов и рабочих органов. Наиболее распространенным типом привода, применяемым в формовочных прессах, является гидропривод, способный создавать большие силы при относительно небольших габаритах прессовых цилиндров. Прессовые формовочные машины (ПФМ) имеют индивидуальные гидроприводы, включающие насосную установку, распределительную и контрольно-регулирующую аппаратуру.

В гидроприводах ПФМ применяют насосы объемного действия, в которых давление рабочей жидкости повышается при вытеснении ее из замкнутого объема. Такие насосы бывают пластинчатые, лопастные, поршневые или шестеренные. С целью уменьшения времени прессования и повышения коэффициента использования установленной мощности в ПФМ используют гидравлические прессы с двумя ступенями скорости, причем изменять скорость прессового поршня можно, меняя подачу насоса или площадь поршня. В первом случае используют два насоса постоянной, но различной подачи, во втором — специальные конструкции цилиндров и схемы их включения: дифференциально включенный поршневой цилиндр, цилиндр с несколькими рабочими полостями (система с предварительным заполнением) и система с мультипликатором.

В домашнем задании (ДЗ) «Расчет параметров прессовых формовочных машин» по курсу «Оборудование литейных цехов» (ОЛЦ) с помощью эмпирического уравнения прессования и процедуры оптимизации были определены параметры пресса с двумя ступенями скорости, позволяющие выполнить технологическую задачу. Однако гидравлический привод пресса был проработан предельно упрощенно.

Цель и задачи работы: определить параметры, выбрать элементы и составить схему гидропривода литейного формовочного пресса, а также оценить энергетическую эффективность привода.

Задание

Исходные данные соответствуют варианту студента по ДЗ «Расчет параметров прессовых формовочных машин». Задание и эскиз гидропресса студент приводит в начале отчета, полученные расчетные параметры представляет в виде табл. 2.1.

Таблица 2.1

Параметр	Значение	
	расчетное	принятое
Плотность формовочной смеси при переключении скорости пресса, кг/м^3		
Давление прессования, МПа: на первом этапе, p_{n1} на втором этапе, p_{n2}		
Подача насосов, л/с: на первом этапе, Q_1+Q_2 на втором этапе, Q_2		
Диаметр прессового цилиндра, мм: на первом этапе, D_1 на втором этапе, D_2		
Диаметр цилиндра мультипликатора, D_m/d_m , мм		
Коэффициент мультипликации давления, k_m		
Ход пресса на 1-м и 2-м этапах, S_1/S_2 , мм		
Ход мультипликатора, S_m , мм		
Погрешность времени хода, %		

Для всех вариантов принять одинаковыми следующие условия и характеристики.

1. Применяется индивидуальная насосная станция с одним или двумя насосами.

2. В качестве рабочей жидкости используют минеральное масло «Индустриальное-20». Температура и вязкость рабочей жидкости постоянны, т. е. имеет место установившийся тепловой режим, температура масла $50\text{ }^\circ\text{C}$.

3. Переключение распределителей при изменении скорости прессования происходит мгновенно.

4. Длины трубопроводов зависят от размеров формовочной машины, которые в основном определяются размерами изготавливаемых полуформ. Длина трубопровода для подачи рабочей жидкости от насоса составляет $l_{1\text{тр}} = k_1(L_{\text{оп}} + B_{\text{оп}} + h_{\text{оп}})$, м, для слива жидкости в бак — $l_{2\text{тр}} = k_2(L_{\text{оп}} + B_{\text{оп}} + h_{\text{оп}})$, м, где $k_1 = 2,5 \dots 3,5$; $k_2 = 3,0 \dots 4,0$; $L_{\text{оп}}$ и $B_{\text{оп}}$ — длина и ширина опоки в свету; $h_{\text{оп}}$ — высота опоки.

5. Скорость рабочей жидкости в трубопроводах $v_{\text{тр}} \leq 5$ м/с.

6. Приведенная высота вредного объема в рабочих камерах гидроцилиндров $x_0 = 0,015$ м.

Содержание работы и отчетность

В ходе работы необходимо выполнить следующее.

1. Рассчитать начальные значения диаметров трубопроводов для подачи и слива жидкости в рабочие камеры гидроцилиндров.

2. Определить потери давления в трубопроводах и местных сопротивлениях, а также давление, которое должен создать насос в момент окончания прессования смеси.

3. Уточнить диаметры трубопроводов с учетом коэффициентов расхода, а также исходя из условия возможности комплектования системы управления из стандартных (нормализованных) элементов.

4. Разработать принципиальную схему гидропривода и определить тип и модель всех элементов системы управления гидропривода.

5. Определить потребление жидкости на рабочий ход.

6. Построить технологическую и рабочую характеристики прессы.

7. Определить полезную работу гидропресса, затраты энергии и КПД при рабочем ходе.

Методика расчета параметров и характеристик

Расчет диаметров трубопроводов

Расчет производят из условия обеспечения необходимой скорости поршней цилиндра ускоренного перемещения, прессового цилиндра, мультипликатора.

В ДЗ «Расчет параметров прессовых формовочных машин» была определена подача насоса Q (для системы с двумя насосами

Q_1 и Q_2) и назначено ограничение скорости жидкости в трубопроводах $v_{\text{тр}} \leq 5$ м/с. На основании уравнения неразрывности потока определяем сечение канала

$$F_{\text{тр}} = \frac{Q}{\mu v_{\text{тр}}}, \quad d_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{тр}}}{\pi}} = 1,128 \sqrt{\frac{Q}{\mu v_{\text{тр}}}},$$

где μ — коэффициент расхода соединительных трубопроводов, $\mu = \sqrt{1/\zeta}$, ζ — безразмерный коэффициент сопротивления, равный отношению потерь напора потока к скоростному напору.

Потери давления в соединительных трубопроводах

Эти потери складываются из потерь при протекании жидкости по прямолинейным участкам постоянного сечения p_{c1} и потерь на местных сопротивлениях p_{c2} : $p_c = p_{c1} + p_{c2}$. Потери напора h и давления p_c зависят от формы, размеров, шероховатости стенок каналов, скорости течения и вязкости жидкости, но практически не зависят от давления, они пропорциональны квадрату скорости и выражаются формулой Вейсбаха:

$$h = \zeta \frac{v^2}{2g} = \zeta \frac{p_c}{\rho g}; \quad p_c = \zeta \frac{\rho v^2}{2},$$

где ρ — плотность рабочей жидкости, $\rho = 880$ кг/м³; v — средняя скорость жидкости в канале (трубопроводе).

Потери энергии на трение (потери по длине канала) возникают в прямых трубах постоянного сечения и изменяются пропорционально длине канала. Этот вид потерь обусловлен внутренним трением в жидкости и трением о стенки канала

$$h_{\text{тр}} = \zeta_{\text{тр}} \frac{v^2}{2g}.$$

Коэффициент $\zeta_{\text{тр}}$ можно выразить через длину L и диаметр канала d . Если на участке круглой трубы единичной длины ($L = d$) коэффициент сопротивления (называется также коэффициентом гидравлического трения) равен λ , то для трубы с относительной длиной L/d коэффициент $\zeta_{\text{тр}} = \lambda \frac{L}{d}$. В результате подстановки получим уравнение Дарси

$$h_{\text{тр}} = \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g} \quad \text{или} \quad p_{c1} = \lambda \frac{L}{d} \frac{\rho v^2}{2}.$$

При ламинарном течении (число Рейнольдса $Re = vd/\eta$, $Re \leq 2320$) $\lambda = 64/Re$; при турбулентном течении ($Re > 2320$) $\lambda = 0,3164/Re^{0,25}$; η — коэффициент кинематической вязкости рабочей жидкости, для минерального масла «И-20» при температуре 50 °С можно принять $\eta = 3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$.

Под местным гидравлическим сопротивлением понимают изменение направления и конфигурации потока, т. е. его деформацию, а также изменение формы и размеров каналов (труб). Это расширение, сжатие и поворот потока, разветвление и соединение трубопроводов, соединение трубопроводов и других элементов гидроаппаратуры. При обтекании потоком местного сопротивления искривляются линии тока, изменяется поле скоростей, часто образуется отрыв потока, возникают полости, заполненные мелкими и крупными вихрями. Уравнения для определения местных потерь выводятся на основе уравнения Бернулли. При внезапном расширении канала потери напора $h_{в.р}$ равны скоростному напору разности скоростей потока до и после расширения:

$$h_{в.р} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}.$$

С учетом условия неразрывности потока, $v_2 = v_1 F_1/F_2$, получим

$$h_{в.р} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g} = \left[1 - \frac{F_1}{F_2} \right]^2 \frac{v_1^2}{2g} = \zeta_{в.р} \frac{v_1^2}{2g};$$

$$\zeta_{в.р} = \left[1 - \frac{F_1}{F_2} \right]^2.$$

При внезапном сужении потока коэффициент потерь напора равен

$$\zeta_{в.с} = 0,5 \left[1 - \frac{F_2}{F_1} \right].$$

Для круглого канала

$$\zeta_{в.с} = 0,5 \left[1 - \frac{d_2^2}{d_1^2} \right].$$

Аналогичный вид имеют уравнения для расчета потерь напора при других простых видах местных сопротивлений. Для многих

типичных сопротивлений коэффициенты местных гидравлических потерь определяют по справочным данным, для сложных сопротивлений — экспериментально. Коэффициенты местных гидравлических потерь в большинстве случаев имеют максимальные значения 0,5...0,7.

При определении общих потерь давления и энергии исходят из принципа наложения потерь, т. е. исключают взаимное влияние гидравлических сопротивлений. Полная потеря энергии определяется алгебраической суммой потерь, вызванных каждым сопротивлением в отдельности. Общие потери давления в нагнетательной $p_{с.н}$ и сливной $p_{с.с}$ магистралах будут равны:

$$\begin{aligned} p_{с.н} &= \left(\sum \zeta_{li} + \lambda \frac{L_1}{d_1} \right) \frac{\rho v_1^2}{2}; \\ p_{с.с} &= \left(\sum \zeta_{2j} + \lambda \frac{L_2}{d_2} \right) \frac{\rho v_2^2}{2}. \end{aligned} \quad (2.1)$$

Потери давления в нагнетательном трубопроводе и аппаратуре следует учитывать при выборе насоса.

Коэффициент сопротивления всего трубопровода

Коэффициент сопротивления трубопровода рассчитаем как сумму местных сопротивлений и сопротивление трубопровода:

$\zeta = \sum \zeta_{li} + \lambda \frac{L}{d}$. Коэффициент расхода составит $\mu = \sqrt{1/\zeta}$. Тогда

уточненный диаметр трубопровода $d_{тр} = 1,128 \sqrt{\frac{Q}{\mu v_{тр}}}$.

Далее необходимо выбрать диаметры нагнетательного и сливного трубопроводов, принимая ближайшие бóльшие значения из ряда размеров, соответствующих условным проходам D_y : 8, 9, 15, 20, 25, 32, 40, 50 мм и размерам распределительной и регулирующей аппаратуры. Затем надо пересчитать коэффициенты сопротивления и определить общие потери давления в нагнетательной $p_{с.н}$ и сливной $p_{с.с}$ магистралах по формулам (2.1).

При выборе гидростанции (насоса) учитывают потери давления в нагнетательном трубопроводе и аппаратуре. Насос должен создавать давление $p_n = p + p_{с.н}$, где p — давление в рабочем ци-

линдре. Однако в момент реализации максимального давления в цилиндре скорость поршня пресса и скорость жидкости в трубопроводах близки к нулю, для этого момента $p_n = p_{\max} + kp_{c,n}$, где $k = 0,1 \dots 0,2$.

Определение установочной мощности насоса

Насос, подключенный к прессовому цилиндру, создает давление, пропорциональное силе сопротивления движению поршня, при уплотнении смеси — пропорциональное давлению прессования $p_{\text{пр}}$:

$$p_n = (1 + \alpha) \frac{p_{\text{пр}} F_{\text{оп}}}{F_{\text{ц}}} + kp_c,$$

где α — коэффициент потерь в механизме;

$$p_{\text{пр}} = 10^{\left(\frac{p - p_{0,1}}{n} - 1 \right)}. \quad (2.2)$$

Установочную мощность насоса определяют при наибольшей нагрузке — в самом конце рабочего хода (в момент окончания прессования):

$$N_n = \frac{1}{\eta_0} p_{\max} Q,$$

где η_0 — объемный КПД насоса;

$$p_{\max} = (1 + \alpha) \frac{p_{n2} F_{\text{оп}}}{F_{\text{ц}}} + kp_c.$$

Установочная мощность электродвигателя равна $N_{\text{э}} = N_n / \eta_n$, где η_n — КПД насоса.

Далее выбирают насос (или гидростанцию) по p_n и Q .

Разработка принципиальной схемы гидропривода

Принципиальная схема определяет состав элементов и связи между ними и дает полное представление о работе привода. При создании принципиальной схемы используют условные графические обозначения (символы) для различных элементов гидроприводов по ГОСТ 2.780–96 и ГОСТ 2.781–96. Принципиальная схема

служит основанием для разработки конструкторской документации, кроме того, ее используют при наладке, регулировке, контроле и ремонте привода.

Разработку принципиальной схемы привода и подбор элементов выполняют параллельно, чтобы обеспечить функционирование гидравлического пресса формовочной машины. Примерный вид принципиальной схемы гидропривода формовочного пресса с мультипликатором и минимальным набором элементов приведен на рис. 2.1. Гидропривод содержит, помимо исполнительных механизмов — прессового цилиндра и мультипликатора, насосную станцию, два распределителя и два обратных клапана.

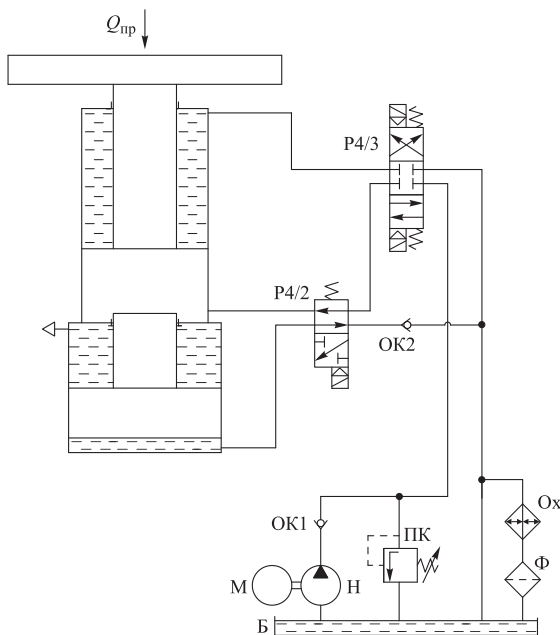


Рис. 2.1. Принципиальная схема гидропривода формовочного пресса с мультипликатором

В обязательный набор элементов гидростанции входит предохранительный клапан, охладитель и фильтр.

При подборе типа и моделей гидростанции и управляющих и регулирующих элементов привода рекомендуется пользоваться технической литературой и справочными материалами отечественных и зарубежных производителей гидростанций и гидроап-

паратуры (например, фирмы «Леотек», «Гидроаппаратура», Bosch Rexroth, Yuken). Перечень аппаратов и устройств и их характеристики заносят в таблицу. Пример таблицы для схемы, показанной на рис. 2.1, представлен в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Элемент	Обозначение на схеме	Тип и модель	Фирма
Насос	Н		
Предохранительный клапан	ПК		
Охладитель	Ох		
Фильтр	Ф		
Распределитель	Р 4/2		
Распределитель	Р 4/3		
Обратный клапан	ОК1		
Обратный клапан	ОК2		
Бак	Б		
Мотор	М		

Оценка эффективности гидропресса

Определение полезной работы механизма

Работу уплотнения формовочной смеси определим по универсальной формуле для сжимаемой среды $A_{\text{пол}} = \int_{V_0}^{V_k} p_{\text{пр}} dV$, где V_0 и V_k — начальный и конечный объемы уплотняемой смеси.

Из условия сохранения массы смеси $V_0 \rho_0 = V \rho$; $\rho = \frac{V_0 \rho_0}{V}$. Преобразовав уравнение прессования (2.2) с учетом $V_0 = V_{\text{оп}} + V_{\text{н.р}} - V_{\text{м}}$ и $V_k = V_{\text{оп}} - V_{\text{м}}$ ($V_{\text{н.р}}$ — объем наполнительной рамки; $V_{\text{м}}$ — объем модели), получим $A_{\text{пол}} = \int_{V_0}^{V_k} 10^{\left(\frac{\rho_0 V_0 / V - \rho_{0,1}}{n}\right)} dV$.

Подставив в полученное уравнение значения V_0 , V_k , ρ_0 , $\rho_{0,1}$ и n , вычислим определенный интеграл и полезную работу гидропресса $A_{\text{пол}}$. Отметим, что если давление $p_{\text{пр}}$ было вычислено в МПа, то для получения значения работы в Дж необходимо умножить $A_{\text{пол}}$ на 10^6 .

Определение затрат энергии и КПД привода

Работу жидкости вычисляют как работу, которую совершает гидроцилиндр при увеличении объема рабочей камеры от $V_{0ц}$ до V :

$$A_{p,x} = \int_{V_{0ц}}^V p dV, \quad V_{0ц} \text{ — начальный (вредный) объем рабочей камеры}$$

гидроцилиндра, $V_{0ц} = x_0 F$; $V = V_{0ц} + xF$.

Рабочий ход пресспоршня складывается из хода для выбора зазора между прессовой плитой и смесью S_x , а также ходов прессования смеси на первом и втором этапах S_1 и S_2 : $S = S_x + S_1 + S_2$. На ходе S_x прессовый цилиндр преодолевает только силы тяжести и трения, суммарное действие которых в ДЗ по ОЛЦ учитывали коэффициентом потерь α . Тогда давление в рабочей камере цилиндра равно $p_x = \alpha \frac{p_{н2} F_{оп}}{F_{ц1}}$, а работа цилиндра определяется

произведением $A_x = p_x F_{ц1} S_x$.

Однако такие затраты энергии на холостой ход представляются чрезмерными, реальные потери в гидропрессе пропорциональны силе, развиваемой цилиндром. Потери на холостом ходе оценим, вычисляя силы тяжести и трения. Масса поднимаемых частей машины и оснастки равна суммарной массе опоки, модельной плиты с моделями, рабочего стола и пресспоршня. Эта масса в первом приближении может быть вычислена по простой формуле

$$m_1 = m_{оп} + m_m + m_{ст} + m_{п.п} = k F_{оп},$$

где $m_{оп}$, m_m , $m_{ст}$, $m_{п.п}$ — массы опоки, модельной плиты, стола и пресспоршня соответственно; $k \approx 2500 \text{ кг/м}^2$.

Масса формовочной смеси $m_{ф.с} = \rho_k (V_{оп} - V_m)$, где ρ_k — конечная плотность смеси. Сила трения при холостом ходе $R_{тр} = k_{тр} (m_1 + m_s) g$, $k_{тр} = 0,1$.

Тогда на холостом ходе и первом этапе прессования смеси давление равно $p_{x1} = \frac{(m_1 + m_{ф.с})g + R_{тр}}{F_{ц1}}$, а на втором —

$$p_{x2} = \frac{(m_1 + m_{ф.с})g + R_{тр}}{F_{ц2}}.$$

Для расчета давления при прессовании нужно использовать уравнения нарастания сопротивления смеси (2.2) и давления в цилиндре

$$p = p_{x1} + (1 + \alpha) \frac{p_{\text{пр}} F_{\text{оп}}}{F_{\text{ц}}}. \quad (2.3)$$

Работа цилиндра на ходе S_1 составляет

$$A_1 = p_{x1} F_{\text{ц1}} S_1 + (1 + \alpha) \frac{F_{\text{оп}}}{F_{\text{ц1}}} \int_{V_{0\text{ц}}}^{V_1} 10 \left(\frac{\rho_0 V_0 / V - \rho_{0,1}}{n} - 1 \right) dV,$$

$$V_1 = V_{0\text{ц}} + S_1 F_1.$$

Подставив в полученное уравнение значения $V_{0\text{ц}}$, V_1 , ρ_0 , $\rho_{0,1}$ и n , вычислим определенный интеграл и работу A_1 .

На втором этапе прессования смеси пользоваться эмпирическим уравнением прессования затруднительно, поэтому с учетом малости хода S_2 можно принять линейное изменение давления $p_{\text{пр}}$ на этом этапе. Тогда

$$A_2 = p_{x2} F_{\text{ц2}} S_2 + (1 + \alpha) \frac{F_{\text{оп}}}{F_{\text{ц2}}} \frac{p_{n1} + p_{n2}}{2} V_2,$$

$$V_2 = S_2 F_{\text{ц2}}; \quad A_{\text{р.х}} = A_x + A_1 + A_2.$$

КПД преобразований энергии в механизме составит $\eta_{\text{м}} = A_{\text{пол}} / A_{\text{р.х}}$.

Полный КПД гидропривода формовочного пресса можно определить как произведение $\eta_1 = \eta_{\text{м}} + \eta_0 + \eta_{\text{н}}$.

Технологическая и рабочая характеристики гидропресса

Технологической характеристикой машины называется зависимость параметров объектов обработки от скорости перемещения, силы и времени воздействия рабочего органа, количества подводимой энергии или вещества (газа, жидкости и т. д.). В качестве технологической характеристики формовочного пресса прием зависимость плотности смеси от давления прессования $\rho = f(p_{\text{пр}})$ или в более привычных координатах $p_{\text{пр}} = f(\rho)$.

Рабочие характеристики машины — взаимосвязи параметров движения рабочих органов между собой, параметров движения

рабочих органов с приложенными силами, параметров движения и параметров энергопитания и т. д. В качестве рабочей характеристики используем изменение давления в прессовом цилиндре по ходу пресспоршня $p = f(x)$.

Преобразуем технологическую характеристику к виду $p_{пр} = f(x)$, аналогичному виду рабочей характеристики. При этом будем считать, что осадка смеси идет сверху равномерно по всей площади опоки, и введем понятие приведенной высоты смеси в опоке $h_{прив} = \frac{V_{оп} - V_M}{F_{оп}}$. Тогда формулу (2.2) можно записать так:

$$p_{пр} = 10^{\left(\frac{\rho_0 h_{0ф.с} / (h_{0ф.с} - x) - \rho_{0,1}}{n} - 1 \right)},$$

где $h_{0ф.с}$ — начальная высота формовочной смеси, $h_{0ф.с} = h_{прив} + h_{н.р}$.

Изменение давления в прессовом цилиндре определим по формуле (2.3).

Примерный вид технологической и рабочей характеристик приведен на рис. 2.2.

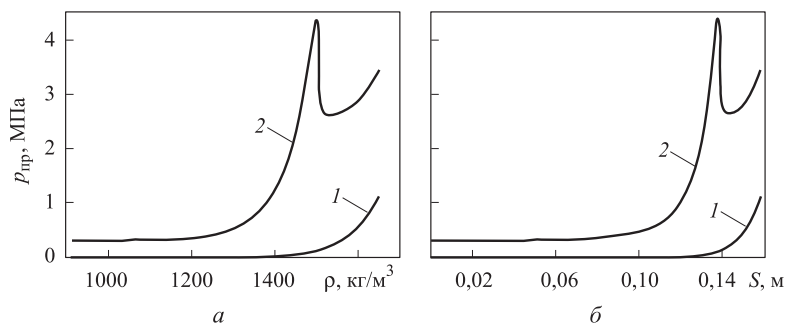


Рис. 2.2. Характеристики гидропресса:

a — $p = f(\rho)$; b — $p = f(S)$; 1 — технологическая; 2 — рабочая

Отметим, что для системы с двумя насосами рабочая характеристика гидропресса не имеет перегибов, так как в момент изменения скорости прессования площадь рабочей камеры цилиндра не изменяется.

Уточненное время рабочего хода гидропресса

При выбранном насосе и (или) насосной станции определить, насколько изменилось время рабочего хода, а также вычислить его погрешность относительно заданного значения.

Результаты расчетов параметров и оценки эффективности гидропресса свести в табл. 2.3.

Таблица 2.3

Параметр или характеристика	Значение	
	расчетное или заданное	принятое
Диаметр трубопровода для подачи жидкости, мм		
Диаметр трубопровода для слива жидкости из штоковой камеры, мм		
Коэффициенты сопротивления ζ_1/ζ_2 и расхода μ_1/μ_2 трубопроводов		
Потери давления в нагнетательном трубопроводе, МПа		
Установочная мощность насоса/электродвигателя, кВт		
Полезная работа гидропресса, Дж		
Работа гидроцилиндра при рабочем ходе, Дж		
КПД преобразований энергии в механизме η_m , %		
Полный КПД привода гидропресса η , %		
КПД привода гидропресса η , %		
Время рабочего хода t_p , с		
Погрешность t_p , %		

Контрольные вопросы

1. Назовите состав и назначение основных элементов гидропривода, покажите их схемное изображение.
2. Каковы преимущества и недостатки гидроприводов формовочных прессов?
3. Как определить и уточнить диаметры подводящего и сливного трубопроводов?

4. Каковы типы гидравлических сопротивлений и особенности их расчета?
5. Как суммируют гидравлические сопротивления?
6. Как определить мощность насоса и приводного электродвигателя?
7. Как определить полезную работу и КПД привода?
8. Изобразите типовую схему гидропривода пресса.

Литература

Беликов О.А., Каширцев Л.П. Приводы литейных машин: учеб. пособие. М.: Машиностроение, 1971.

Каширцев Л.П. Расчет параметров гидравлических прессовых механизмов формовочных машин. Методические указания по выполнению домашнего задания. М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1977.

Никитин О.Ф. Гидравлика и гидропневмопривод. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012.

Экснер Х., Фрейтаг Р. и др. Гидропривод. Основы и компоненты. Эрбах (Германия): Бош Рексрот АГ, 2003.

Содержание

Предисловие	3
Домашнее задание № 1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПНЕВМОПРИВОДА ТРАНСПОРТНОГО УСТРОЙСТВА	4
Введение	4
Задание	4
Содержание работы и отчетность	7
Методика расчета основных параметров привода	7
Расчет параметров тормозных устройств	10
Силовой расчет привода	16
Оценка эффективности механизма	17
Разработка принципиальной схемы привода и тормозного устройства	19
Литература	21
Домашнее задание № 2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРОПРИВОДА ФОРМОВОЧНОГО ПРЕССА	22
Введение	22
Задание	23
Содержание работы и отчетность	24
Методика расчета параметров и характеристик	24
Разработка принципиальной схемы гидропривода	28
Оценка эффективности гидропресса	30
Литература	35

Учебное издание

Вербицкий Валерий Иванович

**Проектирование приводов
литейных машин**

Редактор *С.А. Виноградова*

Технический редактор *Э.А. Кулакова*

Художник *А.С. Ключева*

Корректор *Н.В. Савельева*

Компьютерная графика *О.В. Левашовой*

Компьютерная верстка *О.В. Беляевой*

В оформлении использованы шрифты
Студии Артемия Лебедева.

Оригинал-макет подготовлен
в Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Подписано в печать 20.08.2015. Формат 60×90/16.
Усл. печ. л. 2,25. Тираж 50 экз. Изд. № 308-2015. Заказ .

Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана.
105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
press@bmstu.ru
www.baumanpress.ru

Отпечатано в типографии МГТУ им. Н.Э. Баумана.
105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
baumanprint@gmail.com