

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Гидропневмоавтоматика»

ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРОПНЕВМОСИСТЕМ

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к курсовому проекту для студентов специальности
1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных
и технологических машин»**

Электронный аналог печатного издания

Гомель 2007

УДК 62-82.001.63+62-85.001.63(075.8)
ББК 32.965.2ся73
Т33

*Рекомендовано к изданию научно-методическим советом
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 5 от 29.06.2006 г.)*

Авторы-составители: *Ю. А. Андреевец, Ю. В. Сериков*

Рецензент: канд. техн. наук, доц. ГГТУ им. П. О. Сухого *А. Т. Бельский*

Теория и проектирование гидропневмосистем : метод. указания к курсовому проекту для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» / авт.-сост.: Ю. А. Андреевец, Ю. В. Сериков. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2007. – 42 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://gstu.local/lib>. – Загл. с титул. экрана.

ISBN 978-985-420-629-5.

Приводятся исходные данные к вариантам заданий на курсовой проект, описание методики инженерного проектирования объемного привода, порядок выполнения курсового проекта. Для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин».

УДК 62-82.001.63+62-85.001.63(075.8)
ББК 32.965.2ся73

ISBN 978-985-420-629-5

© Андреевец Ю. А., Сериков Ю. В.,
составление, 2007
© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2007

ВВЕДЕНИЕ

Курсовой проект по курсу «Теория и проектирование гидропневмоприводов» посвящен инженерному проектированию объемного привода. Целью данной работы является закрепление студентами теоретических знаний, полученных при изучении данной дисциплины, а также отработка навыков расчета и проектирования приводов, содержащих гидравлические и пневматические элементы, умения самостоятельно решать различные технические задачи и работать с технической и патентной литературой.

Курсовой проект выполняется по исходным данным, содержащимся в данном методическом указании. Индивидуальное задание содержит номер циклограммы движения выходных органов (1–25) и номер варианта исходных данных (1–10), представленных в соответствующих таблицах.

Исходными данными при выполнении курсового проекта являются:

- 1) циклограмма движения выходных органов;
- 2) $L_{\text{п}i}$ – полный путь перемещения выходного звена i -го гидроцилиндра;
- 3) $t_{\text{п}i}$ – время рабочего хода выходного звена i -го гидроцилиндра;
- 4) $t_{\text{в}i}$ – время выстоя выходного звена i -го гидроцилиндра;
- 5) $m_{\text{пр}i}$ – приведенная масса, приложенная к выходному звену i -го гидроцилиндра;
- 6) $M_{\text{кр}}$ – крутящий момент, приложенный к валу гидромотора i -го гидроцилиндра;
- 7) $F_{\text{с}i}$ – приведенная статическая сила к i -му гидроцилиндру (если есть);
- 8) n – частота вращения гидромотора (если есть).

Расчетно-пояснительная записка должна содержать:

- задание на курсовой проект с численными значениями исходных данных и циклограммой движения выходных органов гидропривода;
- описательную часть;
- расчетную часть;
- графическую часть.

Описательная часть содержит:

- 1) введение, в котором излагаются назначение объемного привода, его достоинства и недостатки;
- 2) разработку системы цифрового программного управления объемным гидроприводом по заданной циклограмме движения. Описание принципа работы спроектированной гидросхемы.

Расчетная часть содержит:

1. Энергетический расчет привода.
2. Предварительный расчет гидропривода.
 - 2.1. Выбор гидродвигателей.
 - 2.2. Выбор рабочего давления.
 - 2.3. Выбор рабочей жидкости.
 - 2.4. Расчет и построение суммарных графиков подач и давлений.
 - 2.5. Сравнительный анализ двух типов насосных установок и выбор схемы, которая наиболее оптимально подходит к данному гидроприводу.
 - 2.6. Проектирование насосной установки.
 - 2.6.1. Выбор насоса.
 - 2.6.2. Расчет и выбор гидроаккумулятора (при необходимости).
 - 2.6.3. Расчет и выбор электродвигателя.
 - 2.6.4. Выбор муфты, соединяющей насос и электродвигатель.
 - 2.6.5. Выбор гидроаппаратов, манометров, термометров и обоснование данного выбора.
 - 2.6.6. Выбор фильтров и места их установки, и обоснование данного выбора.
 - 2.6.7. Определение объема гидробака.
 - 2.6.8. Тепловой расчет насосной установки и выбор аппарата теплообменного (при необходимости).
 - 2.7. Гидравлический расчет привода.
 - 2.7.1. Расчет и выбор трубопроводов.
 - 2.7.2. Разработка монтажной схемы трубопроводов (на миллиметровой бумаге).
3. Проверочный расчет гидропривода.
 - 3.1. Определение номинального расхода рабочей жидкости.
 - 3.2. Определение потерь на трение по длине трубопроводов (с учетом п. 2.7.2) отдельно для каждого гидродвигателя.
 - 3.3. Определение потерь на местных сопротивлениях (с учетом п. 2.7.2) отдельно для каждого гидродвигателя.

3.4. Определение потерь на гидроаппаратах отдельно для каждого гидродвигателя.

3.5. Определение суммарных потерь отдельно для каждого гидродвигателя.

3.6. Определение максимальных усилий и скоростей рабочих органов.

3.7. Определение мощности и КПД гидропривода.

4. Меры по снижению шумности.

5. Техника безопасности.

Графическая часть содержит:

1) чертёж принципиальной гидравлической схемы объемного гидропривода на листе формата А1;

2) структурную схему привода на листе формата А4 (включается в пояснительную записку);

3) монтажную схему трубопроводов в проектируемом объемном гидроприводе на миллиметровой бумаге (включается в пояснительную записку);

4) рабочий чертёж гидравлической панели для монтажа гидроаппаратуры, выполняется на листе формата А1;

5) сборочный чертёж гидравлического бака, выполняется на листе формата А1;

6) сборочный чертёж насосной станции, выполняется на листе формата А1.

Требования к оформлению графической части проекта

Графическая часть проекта – чертежи, схемы и т. п. выполняются в карандаше в соответствии с требованиями единой системы конструкторской документации (ЕСКД) или допускается компьютерный вариант чертежей.

Все чертежи выполняются, в основном, на листах формата А1 с предпочтительным размещением основной надписи параллельно большей стороне листа.

Обозначение чертежа состоит из ряда характеристик, отделяемых точками:

$$\underbrace{\text{КП}}_1 \cdot \underbrace{000}_2 \cdot \underbrace{000}_3 \cdot \underbrace{00}_4 \cdot \underbrace{\text{СБ}}_5,$$

где 1 – индекс вида работ (курсовое проектирование); 2 – номер заданной циклограммы движения; 3 – номер заданного варианта; 4 – номер чертежа; 5 – шифр конструкторского документа (СБ – сборочный чертёж; ПЗ – пояснительная записка; ГС – гидравлическая схема).

Чертежи и пояснительная записка должны быть подписаны исполнителем (студентом) и руководителем проекта.

Спецификации, как правило, оформляются на отдельных листах и комплектуются совместно с пояснительной запиской.

Требования к оформлению расчетно-пояснительной записки

Пояснительная записка должна выполняться в соответствии с ГОСТ 2.105–95 на форматах, установленных соответствующими стандартами ГОСТ 2.104–68.

Нумерация страниц должна быть сквозной для всей пояснительной записки в целом, начиная с титульного листа (страница 1 на титульном листе не ставится).

В конце пояснительной записки приводится пронумерованный список используемой литературы, нормативно-технической и другой документации.

В тексте записки должны приводиться ссылки на литературные источники в виде: [номер источника, с.].

ЗАДАНИЯ К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ

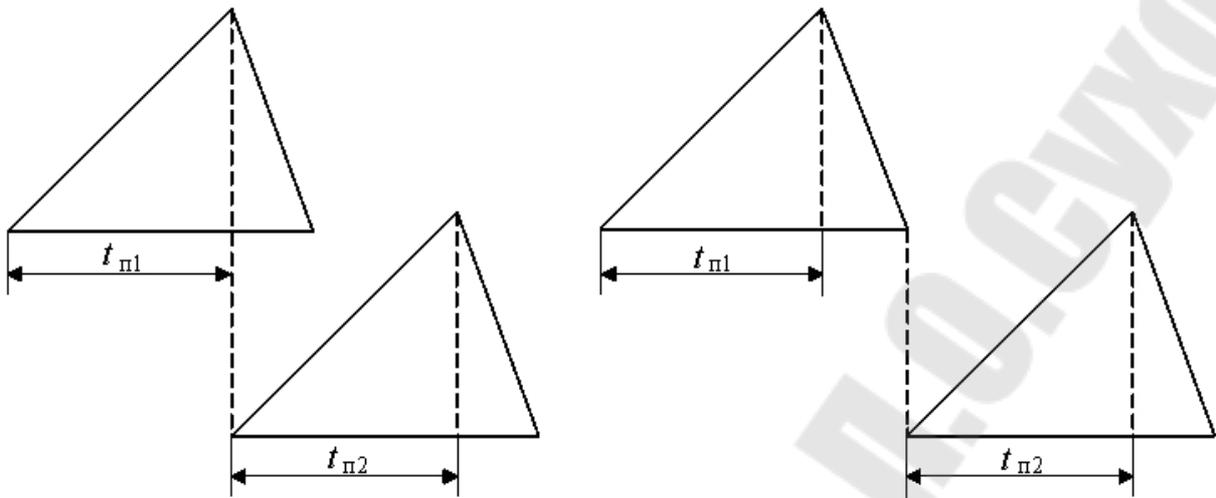


Рис. 1. Циклограммы движения 1 и 2

Таблица 1

Исходные данные к циклограммам движения 1 и 2

| Номер варианта | Ход поршня, м | | Время хода, с | | Статическая нагрузка, кН | | Приведенная масса, кг | |
|-------------------|---------------------|----------|---------------------|----------|--------------------------------|----------|-----------------------------|-----------|
| | $L_{п1}$ | $L_{п2}$ | $t_{п1}$ | $t_{п2}$ | F_{c1} | F_{c2} | $m_{пр1}$ | $m_{пр2}$ |
| 1 | 0,6 | 0,6 | 6 | 12 | 20 | 10 | 100 | 800 |
| 2 | 0,6 | 0,8 | 10 | 20 | 100 | 80 | 100 | 160 |
| 3 | 0,5 | 0,8 | 20 | 20 | 150 | 80 | 100 | 240 |
| 4 | 0,6 | 0,6 | 10 | 5 | 16 | 6 | 2000 | 2000 |
| 5 | 0,6 | 0,8 | 10 | 10 | 160 | 80 | 100 | 200 |
| 6 | 0,5 | 0,5 | 3 | 1,5 | 55 | 55 | 550 | 550 |
| 7 | 0,6 | 0,4 | 10 | 5 | 80 | 28 | 500 | 1000 |
| 8 | 0,6 | 0,6 | 10 | 10 | 80 | 40 | 250 | 500 |
| 9 | 0,8 | 0,6 | 12 | 6 | 60 | 60 | 800 | 200 |
| 10 | 0,8 | 0,8 | 14 | 14 | 70 | 140 | 700 | 300 |

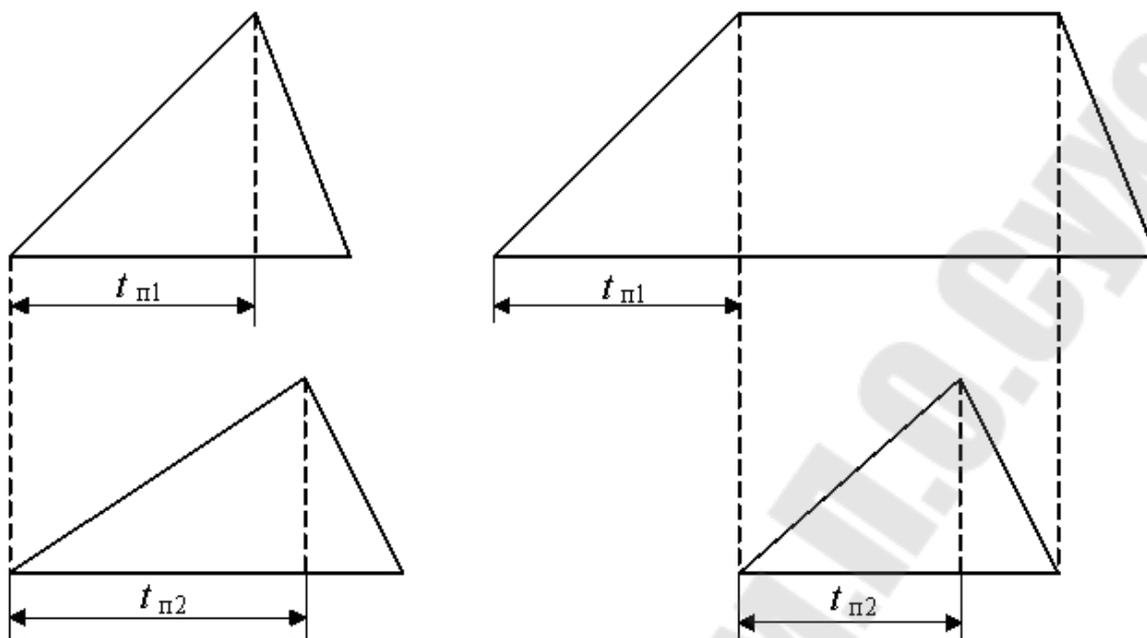


Рис. 2. Циклограммы движения 3 и 4

Таблица 2

Исходные данные к циклограммам движения 3 и 4

| Номер варианта | Ход поршня, м | | Время хода, с | | Статическая нагрузка, кН | | Приведенная масса, кг | |
|----------------|---------------|----------|---------------|----------|--------------------------|----------|-----------------------|-----------|
| | $L_{п1}$ | $L_{п2}$ | $t_{п1}$ | $t_{п2}$ | $F_{с1}$ | $F_{с2}$ | $m_{пр1}$ | $m_{пр2}$ |
| 1 | 0,6 | 0,6 | 6 | 12 | 20 | 10 | 100 | 800 |
| 2 | 0,8 | 0,8 | 10 | 5 | 16 | 6 | 200 | 200 |
| 3 | 0,8 | 0,8 | 12 | 6 | 60 | 60 | 800 | 200 |
| 4 | 0,6 | 0,6 | 10 | 5 | 16 | 6 | 2000 | 2000 |
| 5 | 0,6 | 0,6 | 12 | 6 | 10 | 28 | 800 | 100 |
| 6 | 0,5 | 0,5 | 6 | 3 | 30 | 30 | 250 | 250 |
| 7 | 0,8 | 0,6 | 10 | 5 | 30 | 60 | 600 | 300 |
| 8 | 0,4 | 0,4 | 12 | 6 | 30 | 30 | 150 | 150 |
| 9 | 0,8 | 0,4 | 20 | 20 | 75 | 55 | 300 | 550 |
| 10 | 0,5 | 0,5 | 10 | 15 | 10 | 30 | 1000 | 100 |

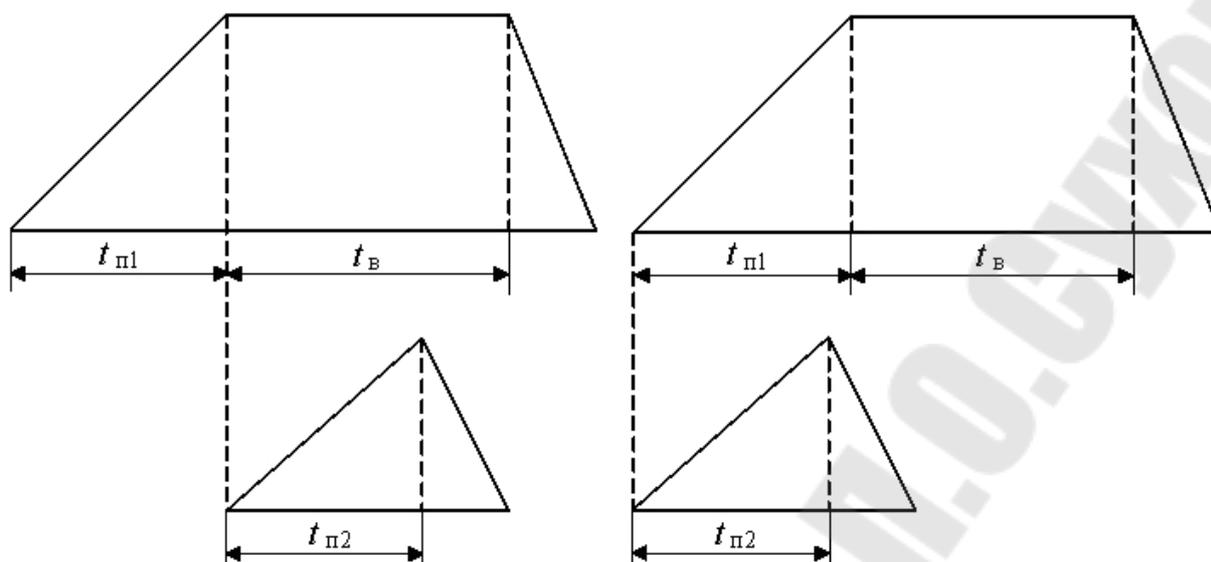


Рис. 3. Циклограммы движения 5 и 6

Таблица 3

Исходные данные к циклограммам движения 5 и 6

| Номер варианта | Ход поршня, м | | Время хода, с | | | Статическая нагрузка, кН | | Приведенная масса, кг | |
|----------------|---------------|----------|---------------|----------|---------|--------------------------|----------|-----------------------|-----------|
| | $L_{п1}$ | $L_{п2}$ | $t_{п1}$ | $t_{п2}$ | $t_{в}$ | $F_{с1}$ | $F_{с2}$ | $m_{пр1}$ | $m_{пр2}$ |
| 1 | 0,5 | 0,5 | 6 | 3 | 6 | 30 | 30 | 250 | 250 |
| 2 | 0,6 | 0,6 | 18 | 18 | 30 | 45 | 85 | 260 | 1800 |
| 3 | 0,8 | 0,4 | 12 | 6 | 20 | 60 | 60 | 800 | 200 |
| 4 | 0,6 | 0,6 | 10 | 10 | 20 | 25 | 50 | 250 | 250 |
| 5 | 0,8 | 0,5 | 10 | 5 | 20 | 80 | 20 | 500 | 1000 |
| 6 | 0,6 | 0,4 | 10 | 6 | 10 | 55 | 25 | 1000 | 100 |
| 7 | 0,4 | 0,4 | 20 | 20 | 20 | 10 | 30 | 150 | 50 |
| 8 | 0,8 | 0,8 | 8 | 12 | 4 | 11 | 66 | 660 | 110 |
| 9 | 0,6 | 0,8 | 7 | 10 | 10 | 46 | 46 | 230 | 300 |
| 10 | 0,5 | 0,6 | 3 | 4,5 | 1,5 | 55 | 55 | 550 | 550 |

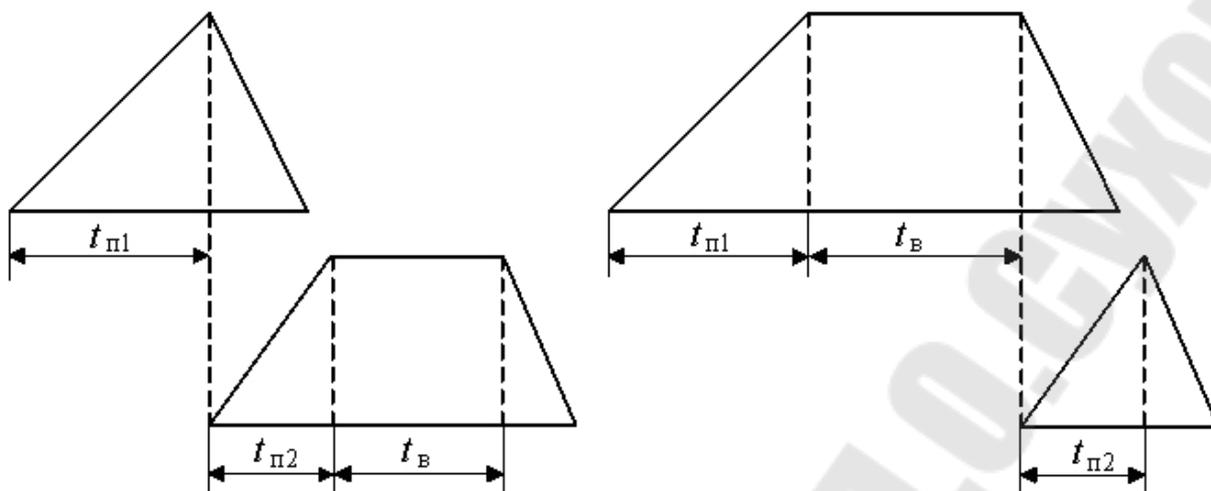


Рис. 4. Циклограммы движения 7 и 8

Таблица 4

Исходные данные к циклограммам движения 7 и 8

| Номер варианта | Ход поршня, м | | Время хода, с | | | Статическая нагрузка, кН | | Приведенная масса, кг | |
|----------------|---------------|----------|---------------|----------|---------|--------------------------|----------|-----------------------|-----------|
| | $L_{п1}$ | $L_{п2}$ | $t_{п1}$ | $t_{п2}$ | $t_{в}$ | $F_{с1}$ | $F_{с2}$ | $m_{пр1}$ | $m_{пр2}$ |
| 1 | 0,6 | 0,4 | 10 | 6 | 20 | 55 | 25 | 2000 | 100 |
| 2 | 0,4 | 0,8 | 10 | 10 | 120 | 80 | 80 | 1000 | 1000 |
| 3 | 0,8 | 0,8 | 12 | 6 | 20 | 30 | 70 | 210 | 210 |
| 4 | 0,5 | 0,5 | 4 | 4 | 4 | 20 | 20 | 400 | 400 |
| 5 | 0,5 | 0,5 | 7 | 7 | 7 | 36 | 36 | 200 | 200 |
| 6 | 0,4 | 0,8 | 10 | 5 | 20 | 14 | 60 | 700 | 300 |
| 7 | 0,6 | 0,6 | 6 | 10 | 10 | 10 | 20 | 1000 | 500 |
| 8 | 0,4 | 0,4 | 15 | 10 | 15 | 110 | 75 | 150 | 340 |
| 9 | 0,5 | 0,8 | 3 | 5 | 15 | 15 | 15 | 300 | 750 |
| 10 | 0,5 | 0,4 | 6 | 5 | 10 | 54 | 25 | 540 | 250 |

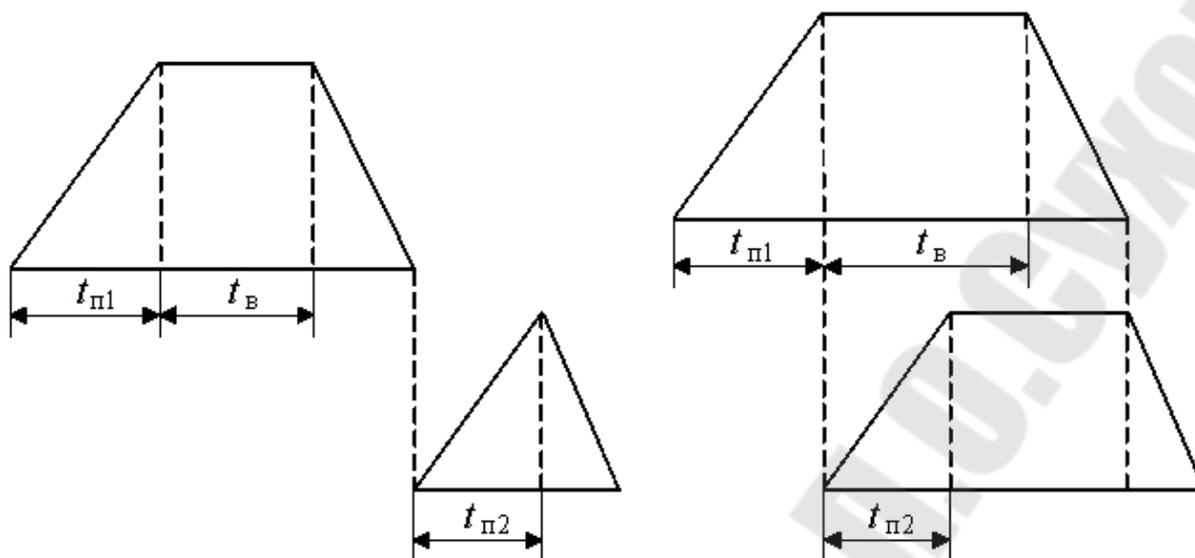


Рис. 5. Циклограммы движения 9 и 10

Таблица 5

Исходные данные к циклограммам движения 9 и 10

| Номер варианта | Ход поршня, м | | Время хода, с | | | Статическая нагрузка, кН | | Приведенная масса, кг | |
|----------------|---------------|----------|---------------|----------|---------|--------------------------|----------|-----------------------|-----------|
| | $L_{п1}$ | $L_{п2}$ | $t_{п1}$ | $t_{п2}$ | $t_{в}$ | $F_{с1}$ | $F_{с2}$ | $m_{пр1}$ | $m_{пр2}$ |
| 1 | 0,5 | 0,7 | 5 | 10 | 20 | 30 | 70 | 200 | 2000 |
| 2 | 0,5 | 0,6 | 5 | 10 | 10 | 25 | 55 | 100 | 2000 |
| 3 | 0,8 | 0,8 | 8 | 8 | 20 | 28 | 110 | 280 | 110 |
| 4 | 0,6 | 0,6 | 20 | 6 | 20 | 80 | 80 | 200 | 200 |
| 5 | 0,6 | 0,8 | 5 | 2 | 20 | 120 | 60 | 100 | 500 |
| 6 | 0,6 | 0,6 | 20 | 6 | 20 | 80 | 120 | 200 | 100 |
| 7 | 0,5 | 0,5 | 10 | 10 | 20 | 25 | 75 | 500 | 200 |
| 8 | 0,4 | 0,4 | 7 | 4 | 7 | 44 | 80 | 1200 | 400 |
| 9 | 0,8 | 0,4 | 6 | 12 | 12 | 110 | 30 | 110 | 330 |
| 10 | 0,4 | 0,6 | 15 | 15 | 30 | 60 | 60 | 240 | 240 |

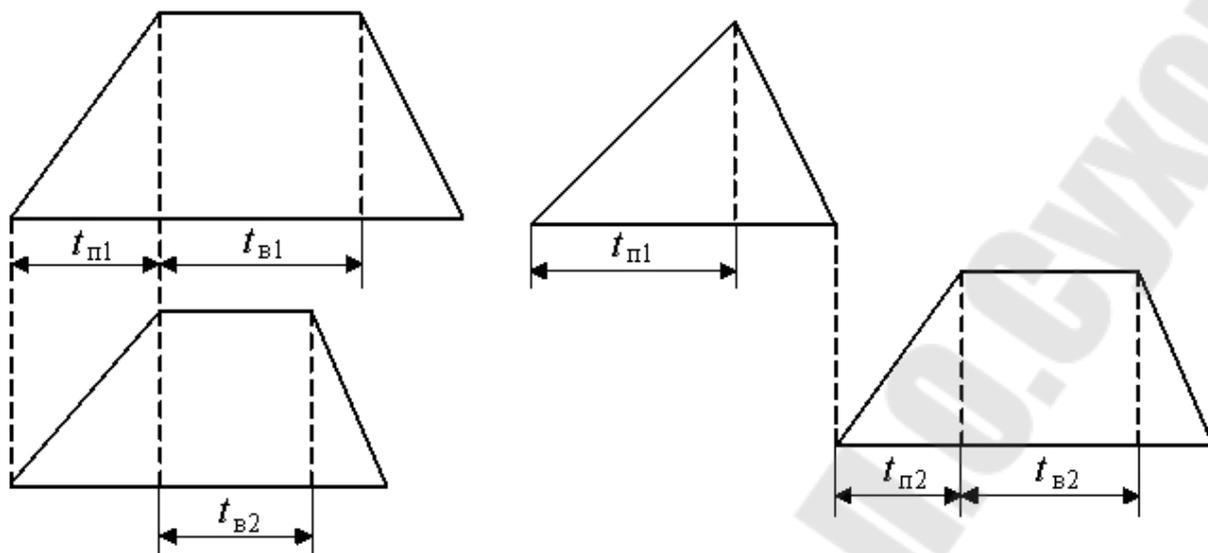


Рис. 6. Циклограммы движения 11 и 12

Таблица 6

Исходные данные к циклограммам движения 11 и 12

| Номер варианта | Ход поршня, м | | Время хода, с | | | | Статическая нагрузка, кН | | Приведенная масса, кг | |
|----------------|---------------|----------|---------------|----------|----------|----------|--------------------------|----------|-----------------------|-----------|
| | $L_{п1}$ | $L_{п2}$ | $t_{п1}$ | $t_{п2}$ | $t_{в1}$ | $t_{в2}$ | $F_{с1}$ | $F_{с2}$ | $m_{пр1}$ | $m_{пр2}$ |
| 1 | 0,6 | 0,6 | 10 | 10 | 20 | 30 | 80 | 80 | 200 | 200 |
| 2 | 0,3 | 0,6 | 1,5 | 2 | 10 | 10 | 15 | 30 | 2000 | 1000 |
| 3 | 0,8 | 0,5 | 10 | 5 | 40 | 20 | 80 | 20 | 500 | 1000 |
| 4 | 0,6 | 0,4 | 10 | 6 | 20 | 20 | 55 | 25 | 2000 | 100 |
| 5 | 0,4 | 0,8 | 10 | 10 | 60 | 60 | 30 | 70 | 210 | 210 |
| 6 | 0,5 | 0,5 | 4 | 4 | 8 | 8 | 20 | 10 | 400 | 400 |
| 7 | 0,5 | 0,4 | 6 | 5 | 12 | 20 | 53 | 24 | 530 | 240 |
| 8 | 0,8 | 0,8 | 12 | 6 | 20 | 15 | 36 | 36 | 700 | 700 |
| 9 | 0,4 | 0,4 | 15 | 10 | 15 | 10 | 110 | 75 | 150 | 340 |
| 10 | 0,71 | 0,36 | 10 | 10 | 10 | 5 | 17 | 30 | 500 | 100 |

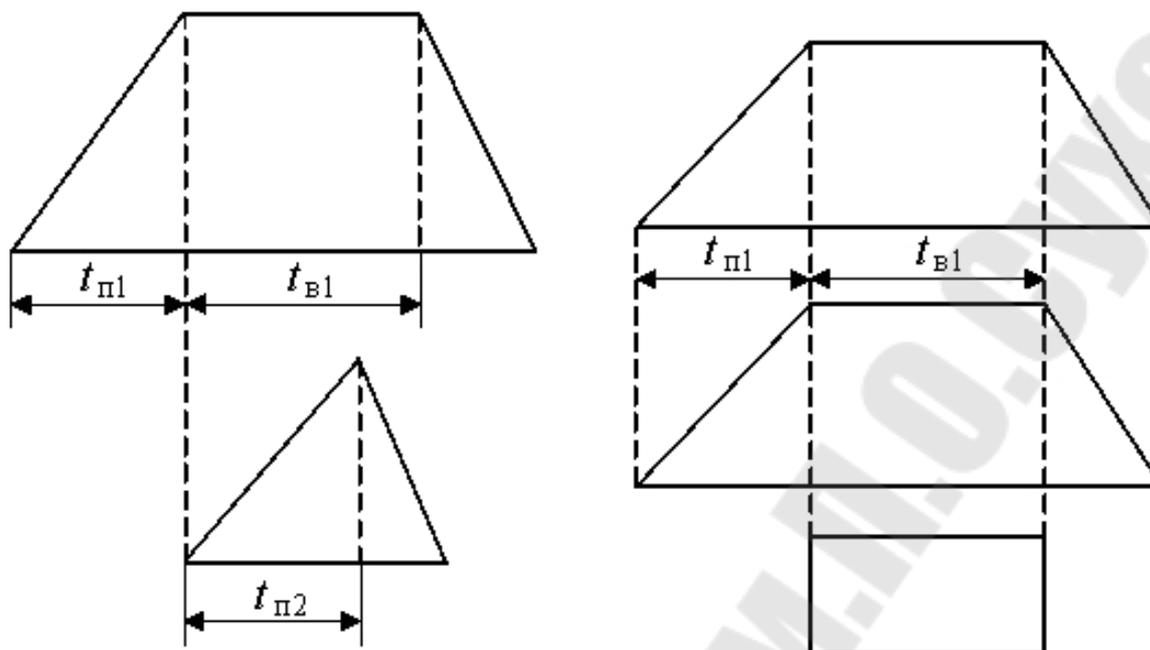


Рис. 7. Циклограммы движения 13 и 14

Таблица 7

Исходные данные к циклограммам движения 13 и 14

| Номер варианта | Ход поршня, м | | Время хода, с | | | Статическая нагрузка, кН | | Приведенная масса, кг | | Число оборотов, об/мин | Крутящий момент, Н·м |
|----------------|---------------|----------|---------------|----------|----------|--------------------------|----------|-----------------------|-----------|------------------------|----------------------|
| | $L_{п1}$ | $L_{п2}$ | $t_{п1}$ | $t_{п2}$ | $t_{в1}$ | F_{c1} | F_{c2} | $m_{пр1}$ | $m_{пр2}$ | | |
| 1 | 0,6 | 0,6 | 10 | 5 | 5 | 16 | 6 | 2000 | 2000 | 500 | 100 |
| 2 | 0,6 | 0,8 | 8 | 5 | 10 | 160 | 100 | 100 | 220 | 500 | 180 |
| 3 | 0,6 | 0,6 | 6 | 12 | 8 | 20 | 10 | 100 | 800 | 2000 | 75 |
| 4 | 0,8 | 0,8 | 5 | 10 | 20 | 10 | 10 | 500 | 500 | 1120 | 100 |
| 5 | 0,6 | 0,4 | 10 | 10 | 30 | 80 | 120 | 160 | 120 | 1120 | 80 |
| 6 | 0,5 | 0,7 | 5 | 10 | 20 | 30 | 70 | 200 | 2000 | 2600 | 22 |
| 7 | 0,5 | 0,6 | 10 | 5 | 10 | 55 | 25 | 100 | 2000 | 25 | 1300 |
| 8 | 0,8 | 0,4 | 6 | 12 | 12 | 110 | 30 | 110 | 330 | 30 | 500 |
| 9 | 0,45 | 0,45 | 7 | 4 | 7 | 43 | 79 | 1000 | 400 | 150 | 450 |
| 10 | 0,9 | 0,45 | 10 | 10 | 20 | 25 | 75 | 500 | 200 | 200 | 1000 |

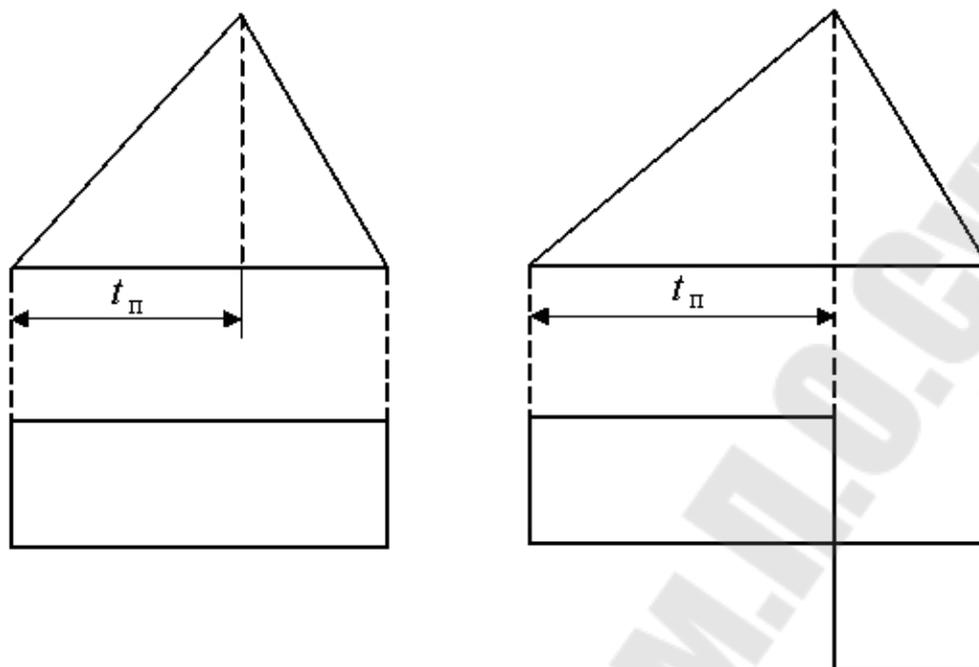


Рис. 8. Циклограммы движения 15 и 16

Таблица 8

Исходные данные к циклограммам движения 15 и 16

| Номер варианта | Ход поршня, м | Время хода, с | Статическая нагрузка, кН | Приведенная масса, кг | Число оборотов, об/мин | Крутящий момент, Н · м |
|----------------|----------------|----------------|--------------------------|-----------------------|------------------------|------------------------|
| | $L_{\text{п}}$ | $t_{\text{п}}$ | $F_{\text{с}}$ | $m_{\text{пр}}$ | $n_{\text{дв}}$ | $M_{\text{кр}}$ |
| 1 | 0,8 | 80 | 60 | 50 | 900 | 160 |
| 2 | 0,6 | 60 | 70 | 500 | 1100 | 150 |
| 3 | 0,5 | 20 | 60 | 100 | 1500 | 80 |
| 4 | 0,6 | 10 | 120 | 200 | 2500 | 30 |
| 5 | 0,5 | 20 | 20 | 100 | 1800 | 25 |
| 6 | 0,8 | 12 | 80 | 1000 | 1120 | 35 |
| 7 | 0,4 | 50 | 75 | 750 | 1500 | 60 |
| 8 | 0,5 | 15 | 30 | 450 | 500 | 45 |
| 9 | 0,8 | 8 | 12 | 120 | 1440 | 105 |
| 10 | 0,6 | 30 | 55 | 1100 | 240 | 200 |

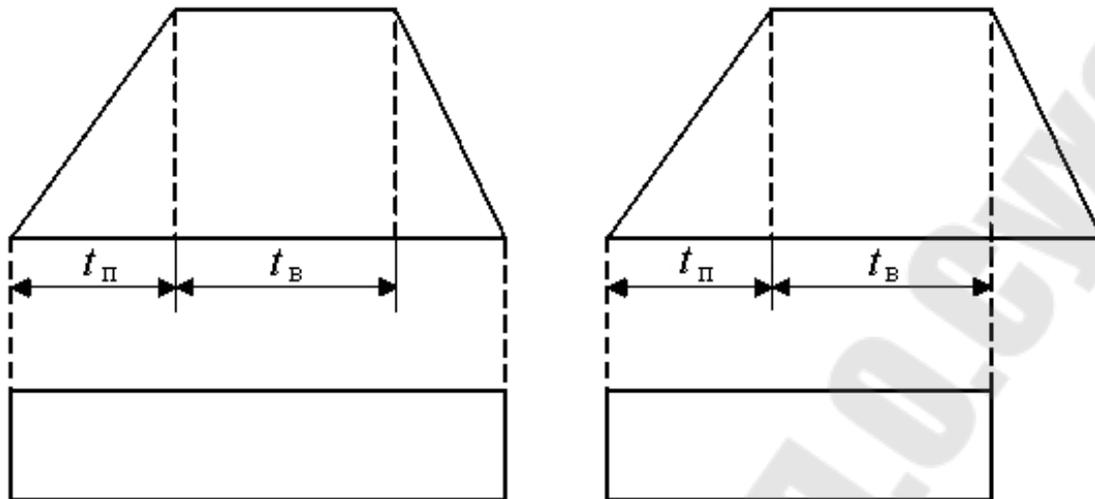


Рис. 9. Циклограммы движения 17 и 18

Таблица 9

Исходные данные к циклограммам движения 17 и 18

| Номер варианта | Ход поршня, м | Время хода, с | | Статическая нагрузка, кН | Приведенная масса, кг | Число оборотов, об/мин | Крутящий момент, Н · м |
|----------------|----------------|----------------|----------------|--------------------------|-----------------------|------------------------|------------------------|
| | $L_{\text{п}}$ | $t_{\text{п}}$ | $t_{\text{в}}$ | $F_{\text{с}}$ | $m_{\text{пр}}$ | $n_{\text{дв}}$ | $M_{\text{кр}}$ |
| 1 | 0,6 | 5 | 10 | 10 | 200 | 1500 | 100 |
| 2 | 0,8 | 10 | 10 | 30 | 150 | 950 | 180 |
| 3 | 0,5 | 8 | 20 | 60 | 500 | 1000 | 150 |
| 4 | 0,5 | 5 | 50 | 15 | 500 | 240 | 220 |
| 5 | 0,5 | 5 | 50 | 20 | 400 | 800 | 210 |
| 6 | 0,6 | 10 | 20 | 25 | 250 | 2800 | 10 |
| 7 | 0,8 | 8 | 20 | 80 | 400 | 960 | 100 |
| 8 | 0,9 | 10 | 30 | 10 | 1000 | 1500 | 55 |
| 9 | 0,45 | 18 | 25 | 44 | 220 | 1500 | 85 |
| 10 | 0,71 | 7 | 14 | 35 | 700 | 1500 | 40 |

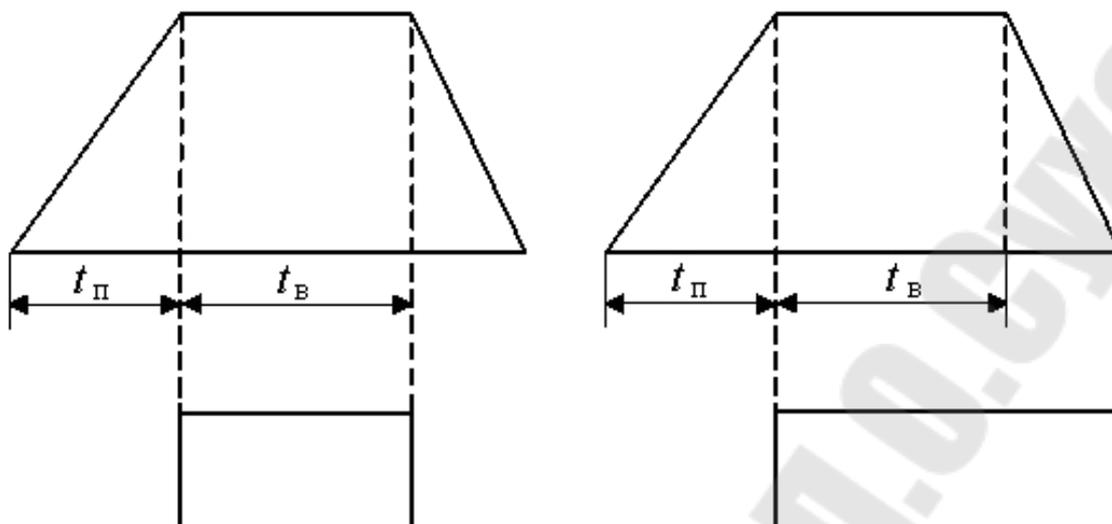


Рис. 10. Циклограммы движения 19 и 20

Таблица 10

Исходные данные к циклограммам движения 19 и 20

| Номер варианта | Ход поршня, м | Время хода, с | | Статическая нагрузка, кН | Приведенная масса, кг | Число оборотов, об/мин | Крутящий момент, Н · м |
|----------------|----------------|----------------|----------------|--------------------------|-----------------------|------------------------|------------------------|
| | $L_{\text{п}}$ | $t_{\text{п}}$ | $t_{\text{в}}$ | $F_{\text{с}}$ | $m_{\text{пр}}$ | $n_{\text{дв}}$ | $M_{\text{кр}}$ |
| 1 | 0,6 | 10 | 20 | 90 | 80 | 240 | 350 |
| 2 | 0,5 | 10 | 20 | 120 | 100 | 1120 | 90 |
| 3 | 0,8 | 12 | 50 | 28 | 280 | 1500 | 120 |
| 4 | 0,5 | 5 | 10 | 30 | 150 | 1500 | 80 |
| 5 | 0,8 | 10 | 15 | 55 | 550 | 1000 | 130 |
| 6 | 0,36 | 4 | 20 | 10 | 300 | 2240 | 50 |
| 7 | 0,63 | 12 | 12 | 18 | 180 | 2000 | 55 |
| 8 | 0,9 | 27 | 45 | 20 | 2000 | 1500 | 60 |
| 9 | 0,4 | 10 | 30 | 11 | 400 | 500 | 30 |
| 10 | 0,5 | 15 | 30 | 40 | 1000 | 1100 | 100 |

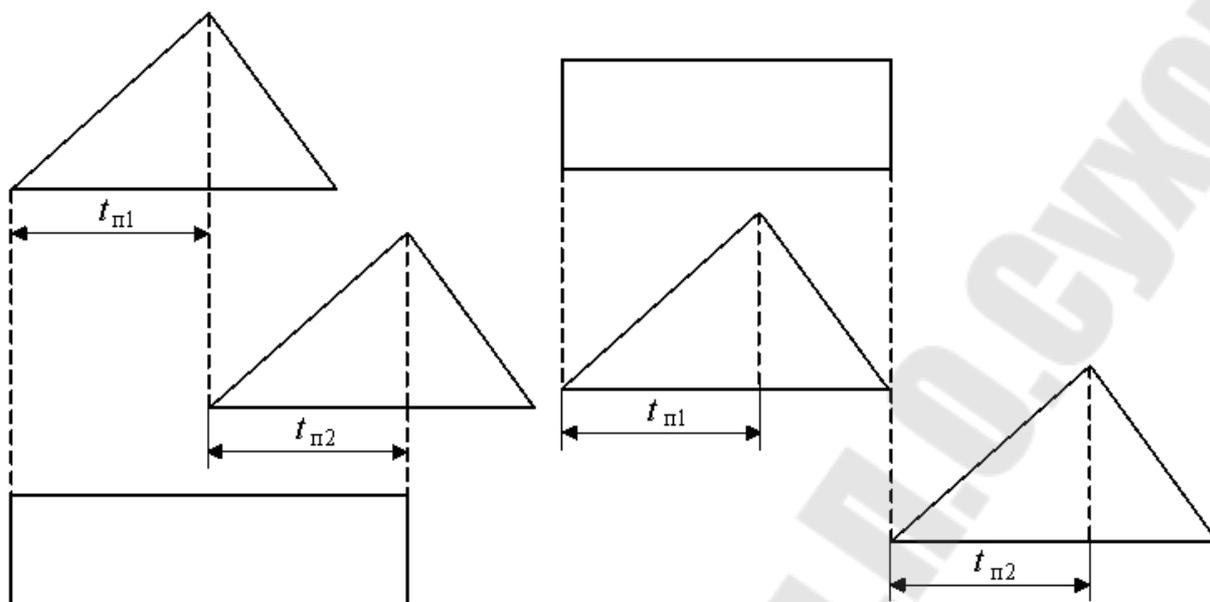


Рис. 11. Циклограммы движения 21 и 22

Таблица 11

Исходные данные к циклограммам движения 21 и 22

| Номер варианта | Ход поршня, м | | Время хода, с | | Статическая нагрузка, кН | | Приведенная масса, кг | | Число оборотов, об/мин | Крутящий момент, Н · м |
|----------------|---------------|----------|---------------|----------|--------------------------|----------|-----------------------|-----------|------------------------|------------------------|
| | $L_{п1}$ | $L_{п2}$ | $t_{п1}$ | $t_{п2}$ | F_{c1} | F_{c2} | $m_{пр1}$ | $m_{пр2}$ | $n_{дв}$ | $M_{кр}$ |
| 1 | 0,6 | 0,6 | 5 | 10 | 15 | 15 | 300 | 300 | 1000 | 250 |
| 2 | 0,8 | 0,5 | 5 | 5 | 15 | 30 | 150 | 150 | 1500 | 100 |
| 3 | 0,4 | 0,8 | 12 | 8 | 80 | 20 | 100 | 200 | 1000 | 80 |
| 4 | 0,6 | 0,6 | 10 | 10 | 60 | 60 | 220 | 220 | 1000 | 330 |
| 5 | 0,8 | 0,4 | 12 | 12 | 80 | 80 | 220 | 100 | 1100 | 150 |
| 6 | 0,5 | 0,5 | 15 | 10 | 35 | 55 | 700 | 550 | 2600 | 22 |
| 7 | 0,6 | 0,4 | 36 | 24 | 100 | 75 | 100 | 150 | 1300 | 29 |
| 8 | 0,4 | 0,4 | 7 | 7 | 14 | 42 | 140 | 45 | 500 | 180 |
| 9 | 0,8 | 0,8 | 8 | 4 | 20 | 10 | 100 | 400 | 1100 | 200 |
| 10 | 0,45 | 0,9 | 6 | 3 | 72 | 10 | 60 | 300 | 450 | 150 |

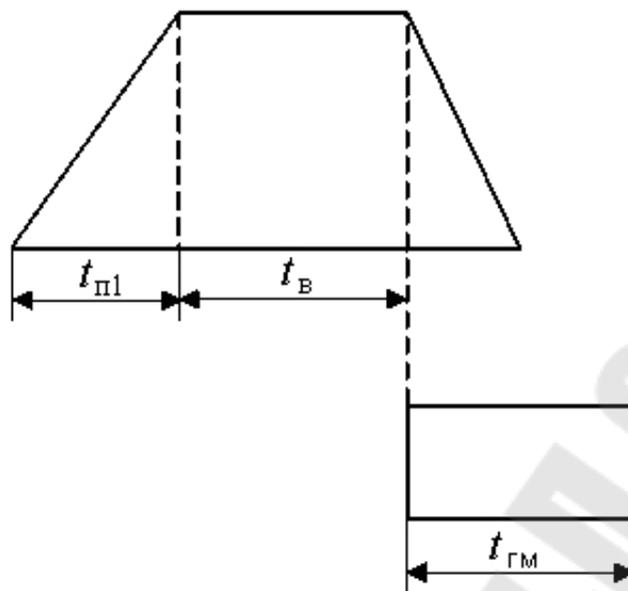


Рис. 12. Циклограмма движения 23

Таблица 12

Исходные данные к циклограмме движения 23

| Номер варианта | Ход поршня, м | Время хода, с | | | Статическая нагрузка, кН | Приведенная масса, кг | Число оборотов, об/мин | Крутящий момент, Н · м |
|----------------|---------------|---------------|----------|-------|--------------------------|-----------------------|------------------------|------------------------|
| | $L_{п1}$ | $t_{п1}$ | $t_{ГМ}$ | $t_в$ | $F_{с1}$ | $m_{пр1}$ | $n_{дв}$ | $M_{кр}$ |
| 1 | 0,8 | 12 | 120 | 6 | 80 | 20 | 1120 | 100 |
| 2 | 0,8 | 8 | 120 | 5 | 80 | 2000 | 500 | 110 |
| 3 | 0,5 | 5 | 60 | 10 | 100 | 200 | 1000 | 60 |
| 4 | 0,6 | 10 | 50 | 25 | 66 | 300 | 1000 | 200 |
| 5 | 0,4 | 6 | 20 | 20 | 36 | 720 | 500 | 30 |
| 6 | 0,36 | 4 | 30 | 8 | 10 | 800 | 500 | 180 |
| 7 | 0,5 | 10 | 50 | 10 | 20 | 1000 | 1180 | 40 |
| 8 | 0,71 | 7 | 35 | 7 | 14 | 350 | 1100 | 100 |
| 9 | 0,9 | 9 | 90 | 20 | 45 | 100 | 1800 | 125 |
| 10 | 0,63 | 6 | 60 | 12 | 18 | 300 | 400 | 150 |

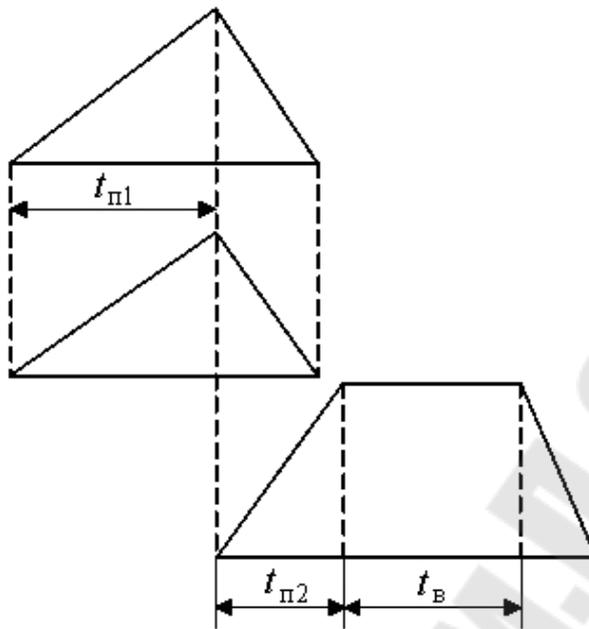


Рис. 13. Циклограмма движения 24

Таблица 13

Исходные данные к циклограмме движения 24

| Номер варианта | Ход поршня, м | | Время хода, с | | | Статическая нагрузка, кН | | Приведенная масса, кг | |
|----------------|---------------|----------|---------------|----------|---------|--------------------------|----------|-----------------------|-----------|
| | $L_{п1}$ | $L_{п2}$ | $t_{п1}$ | $t_{п2}$ | $t_{в}$ | $F_{с1}$ | $F_{с2}$ | $m_{пр1}$ | $m_{пр2}$ |
| 1 | 0,8 | 0,5 | 10 | 4 | 10 | 80 | 30 | 500 | 1000 |
| 2 | 0,8 | 0,6 | 8 | 6 | 20 | 20 | 60 | 100 | 200 |
| 3 | 0,5 | 0,5 | 5 | 10 | 20 | 15 | 30 | 300 | 150 |
| 4 | 0,6 | 0,6 | 20 | 15 | 20 | 75 | 75 | 200 | 600 |
| 5 | 0,6 | 0,8 | 10 | 20 | 10 | 100 | 80 | 100 | 160 |
| 6 | 0,5 | 0,8 | 20 | 20 | 20 | 150 | 80 | 100 | 250 |
| 7 | 0,6 | 0,4 | 10 | 5 | 15 | 80 | 28 | 500 | 1000 |
| 8 | 0,8 | 0,8 | 14 | 14 | 20 | 70 | 140 | 700 | 300 |
| 9 | 0,4 | 0,4 | 12 | 6 | 12 | 30 | 30 | 150 | 150 |
| 10 | 0,45 | 0,9 | 3 | 6 | 20 | 10 | 72 | 300 | 60 |

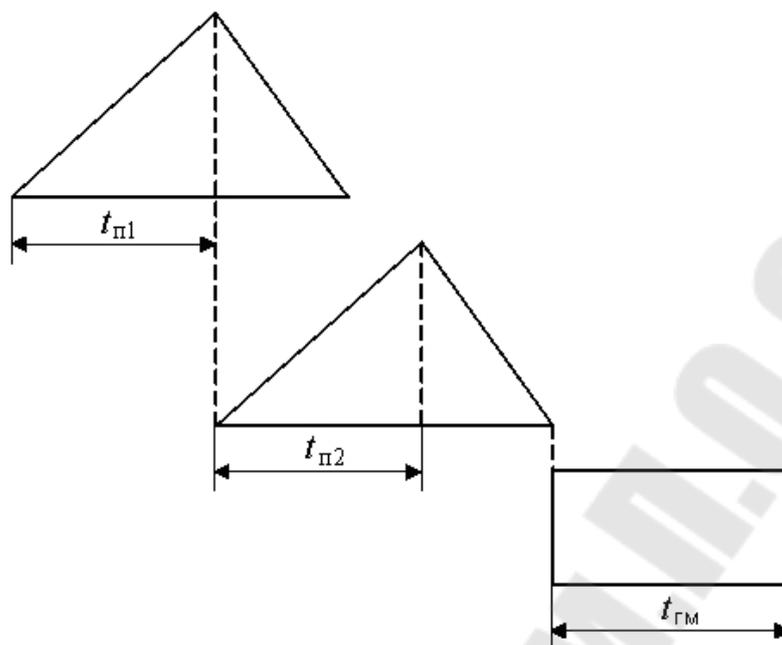


Рис. 14. Циклограмма движения 25

Таблица 14

Исходные данные к циклограмме движения 25

| Номер варианта | Ход поршня, м | | Время хода, с | | | Статическая нагрузка, кН | | Приведенная масса, кг | | Число оборотов, об/мин | Крутящий момент, Н·м |
|----------------|---------------|----------|---------------|----------|----------|--------------------------|----------|-----------------------|-----------|------------------------|----------------------|
| | $L_{п1}$ | $L_{п2}$ | $t_{п1}$ | $t_{п2}$ | $t_{ГМ}$ | $F_{с1}$ | $F_{с2}$ | $m_{пр1}$ | $m_{пр2}$ | $n_{дв}$ | $M_{кр}$ |
| 1 | 0,6 | 0,8 | 10 | 10 | 60 | 14 | 14 | 100 | 120 | 1000 | 210 |
| 2 | 0,6 | 0,6 | 10 | 10 | 60 | 14 | 14 | 100 | 100 | 1000 | 150 |
| 3 | 0,5 | 0,6 | 10 | 10 | 50 | 16 | 16 | 120 | 120 | 1000 | 150 |
| 4 | 0,8 | 0,8 | 8 | 8 | 20 | 14 | 28 | 120 | 120 | 1100 | 95 |
| 5 | 0,4 | 0,8 | 4 | 4 | 20 | 22 | 11 | 220 | 220 | 1300 | 40 |
| 6 | 0,4 | 0,4 | 2 | 8 | 25 | 6 | 18 | 60 | 20 | 2500 | 10 |
| 7 | 0,5 | 0,5 | 5 | 5 | 35 | 45 | 45 | 500 | 500 | 1800 | 15 |
| 8 | 0,9 | 0,45 | 9 | 4,5 | 45 | 45 | 90 | 300 | 150 | 960 | 33 |
| 9 | 0,3 | 0,6 | 6 | 3 | 30 | 30 | 10 | 100 | 300 | 1000 | 66 |
| 10 | 0,8 | 0,5 | 15 | 10 | 20 | 75 | 21 | 200 | 700 | 960 | 125 |

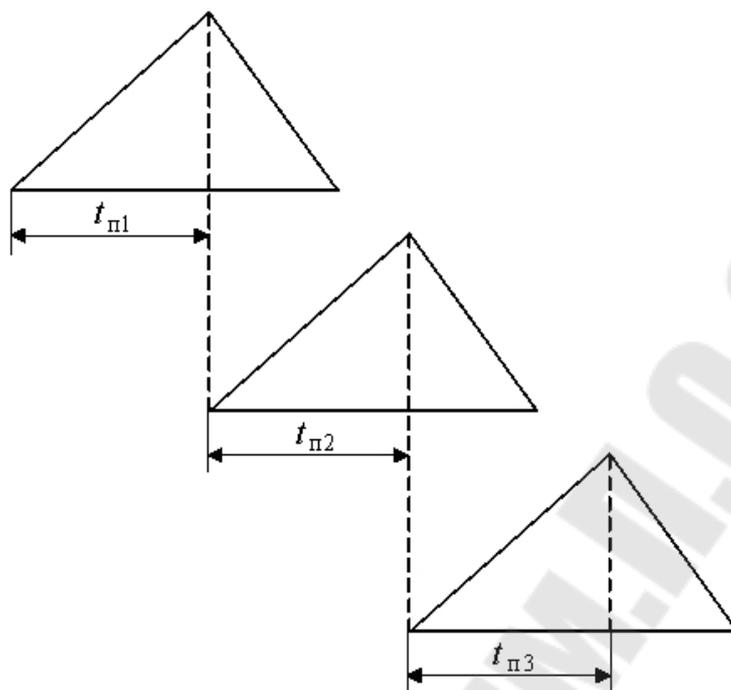


Рис. 15. Циклограмма движения 26

Таблица 15

Исходные данные к циклограмме движения 26

| Номер варианта | Ход поршня, м | | | Время хода, с | | | Статическая нагрузка, кН | | | Приведенная масса, кг | | |
|----------------|---------------|----------|----------|---------------|----------|----------|--------------------------|----------|----------|-----------------------|-----------|-----------|
| | $L_{п1}$ | $L_{п2}$ | $L_{п3}$ | $t_{п1}$ | $t_{п2}$ | $t_{п3}$ | $F_{с1}$ | $F_{с2}$ | $F_{с3}$ | $m_{пр1}$ | $m_{пр2}$ | $m_{пр3}$ |
| 1 | 0,5 | 0,8 | 0,5 | 5 | 8 | 8 | 10 | 40 | 10 | 200 | 600 | 200 |
| 2 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 8 | 18 | 18 | 85 | 45 | 45 | 1800 | 260 | 260 |
| 3 | 0,6 | 0,4 | 0,6 | 10 | 5 | 10 | 80 | 40 | 80 | 600 | 400 | 600 |
| 4 | 0,8 | 0,4 | 0,6 | 10 | 8 | 12 | 15 | 45 | 30 | 450 | 150 | 300 |
| 5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 5 | 10 | 5 | 25 | 25 | 25 | 500 | 250 | 500 |
| 6 | 0,4 | 0,4 | 0,4 | 8 | 12 | 8 | 8 | 12 | 8 | 800 | 300 | 800 |
| 7 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 10 | 4 | 10 | 40 | 10 | 40 | 100 | 400 | 200 |
| 8 | 0,36 | 0,71 | 0,9 | 3 | 7 | 9 | 36 | 71 | 90 | 720 | 100 | 180 |
| 9 | 0,8 | 0,5 | 0,6 | 10 | 10 | 10 | 44 | 25 | 36 | 220 | 500 | 360 |
| 10 | 0,63 | 0,4 | 0,8 | 5 | 5 | 5 | 30 | 10 | 20 | 900 | 100 | 400 |

РАСЧЕТ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

1. Энергетический расчет

Проектировочный расчет 2-, 3-позиционных приводов начинается с уточнения условий работы привода. Условия движения привода определяются заданной циклограммой, внешняя нагрузка на привод рассчитывается по исходным данным рабочего процесса машины. Расчет производится в следующей последовательности.

Максимальная скорость движения выходного звена гидродвигателя:

$$v_{\max i} = \frac{2 \cdot L_{\text{п}i}}{t_{\text{п}i}}, \text{ м/с.}$$

Определяем показатель вида нагрузки:

$$\varepsilon_{\text{Н}i} = \frac{v_{\max i}^2 \cdot m_{\text{п}ri}}{2 \cdot F_{\text{с}i} \cdot L_{\text{п}i}}.$$

По графику зависимости относительно величины предельной скорости от показателя вида нагрузки $\bar{v} = \Phi(\varepsilon_{\text{Н}i})$ определяем $\bar{v}_{\text{п}ri}$ [1, рис. 2.12, с. 90].

Далее рассчитываем предельную скорость:

$$v_{\text{п}ri} = \bar{v}_{\text{п}ri} \cdot v_{\max i}, \text{ м/с.}$$

Предельное значение ускорения:

$$a_{\text{п}ri} = \frac{v_{\text{п}ri}^2}{v_{\text{п}ri} \cdot t_{\text{п}i} - L_{\text{п}i}}, \text{ м/с}^2.$$

Полная внешняя нагрузка на выходное звено:

$$F_{\text{в}i} = m_{\text{п}ri} \cdot a_{\text{п}ri} + F_{\text{с}i}, \text{ Н.}$$

Предельная мощность:

$$N_{\text{п}ri} = F_{\text{в}i} \cdot v_{\text{п}ri}, \text{ Вт.}$$

2. Предварительный расчет объемного гидропривода

2.1. Рекомендации по выбору рабочего давления

При выборе рабочего давления необходимо учитывать следующие факторы:

1) с увеличением давления до определенного предела увеличивается масса и стоимость гидравлического оборудования;

2) увеличение давления связано с повышением требований к качеству материалов для изготовления оборудования, к точности его изготовления и к чистоте рабочей жидкости;

3) необходимо учитывать, что давление в гидросистеме машин отличается от расчетного на величину погрешности при измерении и настройке гидроклапана (погрешность принимается равной цене деления настройки манометра).

На практике принято следующее предельное давление:

- шлифовальные и отделочные станки до 2,5 МПа;
- станки общего назначения автоматических линий технологического оборудования от 6,3 до 12,5 МПа;
- гидроприводы сельскохозяйственных машин от 6,3 до 16 МПа;
- зажимные устройства станков и автоматических линий до 20 МПа;
- гидроприводы дорожно-строительных и коммунальных машин от 16 до 32 МПа;
- гидроприводы горных машин от 16 до 50 МПа;
- гидроприводы прессов литейного оборудования от 32 до 50 МПа (в специальных случаях до 80 МПа).

2.2. Выбор гидродвигателей

По результатам энергетического расчета исполнительной части привода можно произвести выбор гидродвигателя. Условием предварительного выбора гидродвигателя является обеспечение рабочими органами машины усилий и скоростей рабочего органа:

- внешнего усилия F_v , предельной скорости $v_{пр}$ и хода поршня S – для гидроцилиндра;
- крутящего момента $M_{кр}$, частоты вращения $n_{дв}$ и рабочего объема V_m – для гидромотора.

2.2.1. Выбор гидроцилиндра

Выбор гидроцилиндра осуществляется из соответствующей литературы [2], [3], [4] исходя из следующих рекомендаций:

- толкающее усилие цилиндра $F_{\text{толк}}$ должно быть большим, чем полная внешняя нагрузка $F_{\text{в}}$;
- номинальная скорость движения поршня цилиндра $v_{\text{ном}}$ должна быть больше, чем предельная скорость $v_{\text{пр}}$;
- рабочий ход цилиндра S должен быть больше либо равен заданному ходу поршня $L_{\text{п}}$.

После выбора гидроцилиндра необходимо записать его технические характеристики:

- обозначение и тип конструкции гидроцилиндра;
- толкающее и тянущее усилие, кН;
- диаметры поршня и штока, мм;
- рабочий ход поршня S , мм;
- рабочее давление P , МПа;
- скорости движения поршня v_{max} , v_{min} , м/с;
- коэффициент полезного действия (механический и общий);
- рекомендуемая тонкость фильтрации или класс чистоты жидкости;
- рекомендуемый диапазон вязкости для рабочей жидкости.

2.2.2. Выбор гидромотора

Выбор гидромотора производится исходя из крутящего момента $M_{\text{кр}}$, частоты вращения $n_{\text{дв}}$ и рабочего объема гидромотора $V_{\text{м}}$ аналогично выбору гидроцилиндра, т. е. технические характеристики выбранного гидромотора должны превышать соответствующие расчетные и заданные значения.

Рабочий объем гидромотора:

$$V_{\text{гм}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_{\text{кр}}}{\Delta p \cdot \eta_{\text{гмех}}^{\text{гм}}}, \text{ см}^3,$$

где $\Delta p = (0,85 \dots 0,9) \cdot p_{\text{сист}}$ – перепад давлений на гидродвигателе, для предварительного расчета принимается на 10 ÷ 15 % меньше номинального давления в системе; $\eta_{\text{гмех}}^{\text{гм}}$ – гидромеханический КПД гидромотора, принимается равным 0,9.

Некоторые типоразмеры гидромоторов приведены в следующей литературе: [2], [4], [5]. Затем необходимо записать технические характеристики выбранного гидромотора:

- рабочий объем V_0 , см³;
- частота вращения n , об/мин;
- расход Q , л/мин;
- мощность N , кВт;
- крутящий момент M , Н · м.

2.3. Рекомендации по выбору рабочей жидкости

Выбор марки машинного масла определяется температурными условиями, режимом работы, номинальным давлением в гидросистеме.

В общем случае рабочая жидкость должна иметь:

- 1) малое изменение вязкости в широком диапазоне температуры;
- 2) большой модуль упругости;
- 3) как можно меньший коэффициент температурного расширения;
- 4) низкую стоимость и производство в достаточном количестве.

Наиболее часто в станочных приводах применяют следующие масла:

- индустриальные ИГП 18, ИГП 30, ИГП 38, ИГП 49;
- веретенное АУ;
- турбинные Т 22(Л), Т 30(УТ), Т46(Т).

В гидроприводах мобильных машин применяют моторные масла ВМГ 3, МГЕ – 46В, МГ 22 А и МГ 30.

В гидроприводах с легким режимом работы и меньшим номинальным давлением применяют масла с меньшей кинематической вязкостью, чем для гидроприводов с большим номинальным давлением и тяжелыми режимами работы, а именно:

- при давлении до 7 МПа – 20...40 сСт;
- при давлении 7...20 МПа – 30...60 сСт;
- при давлении больше 25 МПа – 50...70 сСт.

Основная номенклатура минеральных масел, используемых в системах объемного гидропривода, приведена в литературе [3], [4].

2.4. Расчет и построение суммарных графиков подач и давлений

Расчет производится для каждого гидродвигателя в следующем порядке.

Определяем расход рабочей жидкости при рабочем ходе выходного звена гидроцилиндра (при поршневой рабочей полости):

$$Q_{\text{при}} = v_{\text{при}} \cdot S_{\text{пи}}, \text{ м}^3/\text{с (л/мин)},$$

где $S_{\text{пи}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{пи}}^2}{4}$ – площадь поршневой полости гидроцилиндра.

Определяем перепад давления на гидроцилиндре (при поршневой рабочей полости):

$$\Delta P_{\text{гци}} = \frac{F_{\text{ви}}}{S_{\text{пи}} \cdot \eta_{\text{мех}i}^{\text{гц}}}, \text{ Па},$$

где $F_{\text{ви}}$ – полная внешняя нагрузка, Н; $\eta_{\text{мех}i}^{\text{гц}}$ – механический КПД i -го гидроцилиндра.

Для упрощения расчетов принимаем, что расход жидкости в системе при прямом и обратном ходе выходного звена гидроцилиндра равны, т. е. $Q_{\text{пр}} = Q_{\text{об}}$. Исходя из этого условия рассчитываем скорость и время обратного хода следующим образом:

$$v_{\text{оби}} = \frac{Q_{\text{оби}}}{S_{\text{шти}}}, \text{ м/с},$$

где $S_{\text{шти}}$ – площадь штоковой полости i -го гидроцилиндра.

$$S_{\text{шти}} = \frac{\pi \cdot (D_{\text{пи}}^2 - d_{\text{шти}}^2)}{4}, \text{ м}^2;$$

$$t_{\text{оби}} = \frac{L_{\text{пи}}}{v_{\text{оби}}}, \text{ с}.$$

На обратный ход выходного звена в гидроцилиндрах принимаем сливное давление $P_{\text{сл}} = 0,5 \text{ МПа}$.

Определим расход, который необходимо подать на гидромотор, чтобы он вращался с заданной скоростью:

$$Q_{\text{гм}} = \frac{V_0^{\text{гм}} \cdot n_{\text{гм}}}{\eta_{\text{об}}^{\text{гм}}}, \text{ м}^3/\text{с (л/мин)},$$

где $V_0^{\text{гм}}$ – объемная постоянная (рабочий объем) гидромотора, м^3 ; $n_{\text{гм}}$ – частота вращения гидромотора, об/с ; $\eta_{\text{об}}^{\text{гм}}$ – объемный КПД гидромотора.

Чтобы обеспечить вращающий момент на валу гидромотора, необходимо, чтобы перепад давления на гидромоторе был равен:

$$\Delta P_{\text{ГМ}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_{\text{кр}}}{V_0^{\text{ГМ}} \cdot \eta_{\text{ГМех}}}, \text{ Па.}$$

По результатам данных расчетов строим суммарные графики подач и давлений. Первым изображаем циклограмму движения выходных органов гидродвигателей. Далее строим графики подач для каждого гидродвигателя отдельно в масштабе: по оси абсцисс откладывается время движения, по оси ординат – подача. Затем на следующем графике суммируем подачи по периодам. Аналогично строим графики перепада давлений на гидродвигателях (на каждом отдельно); на суммарном графике давление по периодам работы не складывается, а берется большее за период.

2.5. Выбор оптимальной схемы насосной установки

В данном пункте необходимо провести сравнительный анализ двух типов насосных установок, т. е. нарисовать схемы, обозначить достоинства и недостатки. Затем необходимо выбрать тот тип насосной установки (однонасосная, двухнасосная, насосно-аккумуляторная, регулируемый насос и т. д. [1]), который наиболее целесообразно применить, основываясь на построенных суммарных графиках подач и давлений, и дать обоснование этого выбора.

2.6. Проектирование насосной установки

2.6.1. Выбор насоса

Исходя из суммарных значений подач и давлений в системе и выбранной схемы насосной установки, делаем выбор насоса из соответствующей литературы [2], [3], [4], [5] и записываем его основные технические параметры. Выбор насоса производится, принимая во внимание следующие рекомендации:

- 1) $Q_{\text{н}} \geq Q_{\Sigma}$, т. е. номинальная подача насоса $Q_{\text{н}} \geq$ наибольшей суммарной подачи Q_{Σ} ;
- 2) $P_{\text{н}} \geq P_{\Sigma}$, т. е. номинальное давление насоса $P_{\text{н}} \geq$ наибольшего давления в системе P_{Σ} .

2.6.2. Выбор электродвигателя

Расчет электродвигателя основывается на суммарных графиках подач и давлений, и производится следующим образом.

Определяем среднюю мощность электродвигателя:

$$N_{\text{ср}} = \sqrt{\frac{\sum N_i^2 \cdot t_i}{t_{\text{ц}}}}, \text{ кВт},$$

где t_i – продолжительность i -го периода, с; $t_{\text{ц}}$ – время рабочего цикла, с; N_i – мощность, потребляемая на i -м периоде, кВт.

$$N_i = \frac{P_i \cdot Q_i}{612 \cdot \eta_{\text{н.общ}}}, \text{ кВт},$$

где P_i , Q_i – давление и расход в i -м периоде (определяется по суммарным графикам подач и давлений), атм., л/мин; $\eta_{\text{н.общ}}$ – полный КПД насоса.

Мощность приводного двигателя должна лежать в пределах:

$$N = (1,1 \dots 1,3) \cdot N_{\text{ср}}, \text{ кВт}.$$

По условиям работы и способу установки выбираем по соответствующему каталогу или справочнику [8] электродвигатель с мощностью, лежащей в данных пределах, или близкой к ним. Записываем технические характеристики электродвигателя.

Номинальный крутящий момент на валу электродвигателя:

$$M_{\text{ном}} = 9550 \cdot \frac{N_{\text{дв}}}{n_{\text{дв}}}, \text{ Н} \cdot \text{ м},$$

где $N_{\text{дв}}$, $n_{\text{дв}}$ – мощность и частота вращения выбранного электродвигателя, кВт, об/мин.

Максимальный рабочий момент:

$$M_{\text{мах}} = 9550 \cdot \frac{N_{\text{ц}}^{\text{мах}}}{n_{\text{дв}}}, \text{ Н} \cdot \text{ м},$$

где $N_{\text{ц}}^{\text{мах}}$ – максимальная мощность за цикл, кВт.

Перегрузочная способность электродвигателя с учетом возможного снижения напряжения:

$$\lambda = 0,8 \cdot \frac{M_{\text{мах}}}{M_{\text{ном}}},$$

где $\frac{M_{\text{мах}}}{M_{\text{ном}}} = 2,2$ – отношение моментов по справочным данным.

Допустимый момент двигателя:

$$M_{\text{доп}} = \lambda \cdot M_{\text{ном}}, \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Если выполняется условие $M_{\text{max}} < M_{\text{доп}}$, следовательно, двигатель соответствует данной схеме и выбран правильно.

2.6.3. Выбор муфты, соединяющей насос и электродвигатель

Основными требованиями при выборе типа и параметров муфты являются соответствие геометрических размеров присоединительных валов насоса и электродвигателя геометрическим размерам втулок самой муфты. А также должно выполняться условие – передаваемый муфтой момент должен быть больше или равен номинальному моменту электродвигателя.

Из справочной литературы [7] выбираем упругую муфту и записываем ее присоединительные размеры и технические характеристики.

2.6.4. Выбор гидроаппаратов и манометров

Основными требованиями при выборе параметров гидроаппаратов являются обеспечение надежной работы гидропривода в течение установленного ресурса и соответствие режимов работы гидрооборудования в конкретной гидросистеме его параметрам, указанным в технических характеристиках.

Основными параметрами гидроаппаратов (дросселей, клапанов обратных, клапанов предохранительных, клапанов редуционных и гидрораспределителей), по которым производится их выбор для проектируемого гидропривода, являются: номинальное давление $P_{\text{ном}}$ и номинальный расход $Q_{\text{ном}}$. При выборе гидрораспределителя необходимо учитывать схему распределения жидкости, а также указанный на гидросхеме тип управления гидрораспределителем. Гидродроссели рекомендуется выбирать регулируемые золотниковые. Рекомендуется выбирать гидроаппаратуру, устанавливаемую на напорной и сливной линиях с одинаковыми условными проходами.

В данном курсовом проекте необходимо устанавливать манометры для контроля давления на напорной линии после насоса и на линии управления после клапана редуционного. Выбор манометров основывается на следующем условии: давление в линии, на которой устанавливается манометр не должно превышать $3/4$ верхнего предела измерения давления данным манометром.

Основные типоразмеры гидроаппаратов и манометров приведены в литературе [2], [3], [5].

Выбрав гидроаппараты и манометры, необходимо записать их полные обозначения и основные технические характеристики, а также класс чистоты рабочей жидкости и диапазон вязкости.

2.6.5. Выбор фильтров

При выборе фильтра необходимо учитывать место его установки на гидросхеме. Тонкость фильтрации рабочей жидкости определяется техническими требованиями по эксплуатации насосов, гидромоторов и другого оборудования, применяемого в гидроприводе. Типоразмер фильтра выбирают исходя из пропускной способности, а также номинального давления из справочной литературы [3], [4].

2.6.6. Определение объема гидробака

Вместимость гидробака $W_{гб}$ должна соответствовать его основному функциональному назначению: размещению объема рабочей жидкости, необходимого для заполнения гидросистемы, и принимается в 1,5–2 раза больше суммарного внутреннего объема всех элементов гидропривода, но не менее $0,3 \cdot Q_{ном}$ и не более 1–3-минутной подачи насоса $Q_{ном}$. Окончательно вместимость гидробака принимается по ближайшему большему значению из ряда ГОСТ 12448–80 [3], [9].

2.6.7. Тепловой расчет насосной установки

Вся энергия, затраченная на преодоление различного рода сопротивлений в гидроприводе, в конечном итоге превращается в теплоту, поглощаемую рабочей жидкостью, что вызывает ее нагрев и нежелательное уменьшение вязкости.

В предварительном расчете потери мощности, при циклической работе, переходящие в тепло можно определить следующим образом:

$$\Delta N = N_{ср.затр}^H - N_{ср.пол}^{гд}, \text{ Вт},$$

где $N_{ср.затр}^H = N_{ср}$ – среднее значение затраченной насосом мощности, Вт (п. 2.6.2); $N_{ср.пол}^{гд}$ – полезная мощность гидропривода, Вт:

$$N_{ср.пол}^{гд} = \sum_{n=1}^i F_{vi} \cdot v_{при} \cdot \frac{\Delta t_i}{t_{ц}} + 2 \cdot \pi \cdot n \cdot M_{кр} \cdot \frac{\Delta t_i}{t_{ц}}, \text{ Вт}.$$

Количество тепла $E_{\text{пр}}$, выделяемое в гидроприводе в единицу времени эквивалентно теряемой мощности в гидроприводе:

$$E_{\text{пр}} = \Delta N, \text{ Вт.}$$

Принимаем в предварительном расчете, что весь тепловой поток рассеивается через стенки бака.

Температура масла в гидробаке:

$$t_{\text{м}} = t_{\text{в}} + \frac{E_{\text{пр}}}{a \cdot \sqrt[3]{W_{\text{м}}^2 \cdot K_{\text{пр}}}}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

где $t_{\text{в}}$ – температура окружающей среды, $^\circ\text{C}$; a – коэффициент пропорциональности, $a = 0,065$; $W_{\text{м}}$ – объем масла в гидробаке:

$$W_{\text{м}} = \frac{2}{3} \cdot W_{\text{гб}}, \text{ л,}$$

где $W_{\text{гб}}$ – объем гидробака, л; $K_{\text{пр}}$ – коэффициент теплопередачи от масла к окружающей среде. При спокойном воздухе и незначительной скорости рабочей жидкости в баке:

$$K_{\text{пр}} = 12 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}.$$

Если в результате расчета температура масла в баке будет меньше допустимой температуры нагрева рабочей жидкости (для гидроприводов промышленного назначения $t_{\text{м}}^{\text{доп}} = 50 - 60 \text{ } ^\circ\text{C}$), то устанавливать аппарат теплообменный не нужно. Если же температура масла в баке будет больше допустимой температуры нагрева рабочей жидкости, то выбирают один из вариантов уменьшения температуры (или используют оба), а именно:

1) увеличивают вместимость гидробака. При этом определяется достаточный для охлаждения объем масла:

$$W_{\text{необх}} = \sqrt{\left(\frac{E_{\text{пр}}}{a \cdot K_{\text{пр}} \cdot \Delta t_{\text{м-в}}^{\text{доп}}} \right)^3}, \text{ л,}$$

где $\Delta t_{\text{м-в}}^{\text{доп}}$ – допустимый перегрев масла:

$$\Delta t_{\text{м-в}}^{\text{доп}} = t_{\text{м}}^{\text{доп}} - t_{\text{в}}, \text{ } ^\circ\text{C};$$

2) устанавливают аппарат теплообменный. При этом определяют следующие величины:

– тепловой поток, рассеиваемый гидробаком:

$$E_{\text{бак}} = \Delta t_{\text{м-в}}^{\text{доп}} \cdot a \cdot K_{\text{пр}} \cdot \sqrt[3]{W_{\text{м}}^2}, \text{ Вт};$$

– тепловой поток, рассеиваемый теплообменником:

$$E_{\text{тепл}} = E_{\text{пр}} - E_{\text{бак}}, \text{ Вт}.$$

Зная величину $E_{\text{тепл}}$ и максимальную величину расхода в системе, из соответствующих каталогов и справочной литературы [3], [5], [10] выбираем аппарат теплообменный и записываем его обозначение и технические характеристики.

2.7. Гидравлический расчет привода

2.7.1. Расчет и выбор трубопроводов

Типоразмер любого трубопровода характеризуется условным проходом d_y , примерно равным внутреннему диаметру трубы d .

Предварительный выбор условного прохода трубопровода осуществляется по допустимой скорости v_d потока рабочей жидкости с учетом условного прохода гидрооборудования, соединяемого трубопроводом.

Учитывая рекомендацию СЭВ ВС 3644–72 [9], регламентирующую скорость v_d потоков рабочей жидкости в трубопроводах, принимаем:

- для всасывающих трубопроводов: $v_d \leq 1,6$ м/с;
- для сливных трубопроводов: $v_d = 2$ м/с;
- для напорных трубопроводов допустимая скорость v_d определяется рабочим давлением в системе (табл. 16).

Таблица 16

Определение допустимой скорости в зависимости от рабочего давления

| | | | | | | |
|--------------------------|-----|-----|----|----|-----|-----|
| $P_{\text{ном}},$ МПа | 2,5 | 6,3 | 16 | 32 | 63 | 100 |
| $v_d,$ м/с, не более | 2 | 3,2 | 4 | 5 | 6,3 | 10 |

Исходя из величины подачи Q (м³/с) в данном трубопроводе и рекомендуемой допустимой скорости v_d (м/с), внутренний (условный) диаметр трубопровода определяется по формуле:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v_d}}, \text{ м.}$$

Полученное значение d округляют до ближайшего по ГОСТ 16516–80 [9, табл. 3, с. 3].

Минимально допустимая толщина стенки δ трубопровода определяется по рабочему давлению в данной гидравлической линии P (МПа):

$$\delta = \frac{d \cdot K}{2 \cdot \left(\frac{\sigma_p}{P} - 1 \right)}, \text{ мм,}$$

где K – коэффициент запаса прочности, обычно принимается $K = 3$; σ_p – допустимое напряжение материала на разрыв, МПа:

- для стали 20: $\sigma_p = 140$ МПа;
- для стали 35: $\sigma_p = 170$ МПа;
- для стали 45: $\sigma_p = 190$ МПа.

Если расчетная толщина стенок оказалась малой, то, учитывая возможность внешних механических повреждений, ее следует выбрать не менее:

- 0,8 мм – для труб из цветных металлов;
- 0,5 мм – для стальных труб.

Окончательно толщина стенок выбирается по действующим стандартам на выпускаемые промышленностью трубы (по ГОСТ 8734–75 [9, табл. 43, с. 31]); как ближайшее большее по отношению к расчетному значению.

Затем по принятому диаметру определяется истинная средняя скорость в трубопроводе:

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2}, \text{ м/с.}$$

Данный расчет следует провести для всасывающего, напорного и сливного трубопроводов, при этом необходимо для каждой величины расхода подбирать свой трубопровод.

2.7.2. Разработка монтажной схемы трубопроводов

При проектировании трубопроводной системы исходят из имеющихся в продаже трубопроводов и соединительных элементов для них, затем прокладывают трассу трубопроводов и выбирают крепления труб. При этом необходимо учитывать следующие факторы: возможность монтажа и демонтажа трубопроводов; безопасность; возможность обзора; качество материалов и чистоту трубопроводов. При проектировании трубопроводной системы можно использовать два способа соединения труб между собой, а именно: неразъемный и разъемный. В первом случае трубы сваркой присоединяются к фасонным изделиям (штуцера, фланцы, колена и т. д.) и друг к другу, образуя относительно длинный трубопровод. Во втором случае трубы сначала соединяются с резьбовым элементом или фланцем, а затем между собой [8, с. 264–314].

Для всасывающего трубопровода и трубопроводов, которые не подвергаются частому монтажу и демонтажу, чаще всего используют трубы стальные по ГОСТ 8734–75 [9, табл. 45, с. 31]. Для трубопроводов, соединяющих насосную установку с рабочими органами, можно применять гибкие рукава по ГОСТ 6286–73 [8, с. 398–402].

После выбора трубы или шланга, необходимо подобрать фасонные изделия (штуцера, фланцы, колена и т.д.) и представить трубопровод как сборочную единицу, расписав тип соединения деталей между собой и все входящие в него элементы, указывая обозначение (если есть), ГОСТ (если есть) и количество штук каждого элемента в порядке присоединения. Такая характеристика должна быть дана каждому трубопроводу, включая линии управления.

Для удобства последующего расчета потерь давления, линии трубопроводов разделяют на участки равного диаметра.

Монтажная схема трубопроводов представляет собой эскиз размером 2×2 м (в масштабе), на котором схематично изображаются насосная установка, гидродвигатели и соединяющие их трубопроводы (только напорная и сливная линии). При этом необходимо указать примерную длину участков и их диаметры.

Монтажная схема трубопроводов изображается на миллиметровой бумаге необходимого формата (включается в пояснительную записку). Под рисунком указываются номера участков, их длины и условные проходы труб.

3. Проверочный расчет гидропривода

Проверочный расчет необходим для уточнения основных параметров и характеристик объемного гидропривода и проверки соответствия параметров выбранного гидрооборудования требуемым параметрам для выполнения поставленной задачи.

Исходными данными для проверочного расчета являются: параметры и технические характеристики выбранного гидрооборудования, а также результаты предварительного расчета.

В качестве расчетных случаев выбирают варианты расчета исходя из анализа условий и режимов эксплуатации машин, в том числе работы объемного привода с максимальной нагрузкой и максимальной скоростью, а также работы гидропривода в циклическом режиме.

3.1. Определение номинального расхода рабочей жидкости

Номинальный расход рабочей жидкости:

$$Q_H = V_0^H \cdot n_H \cdot \eta_{об}^H, \text{ м}^3/\text{с (л/мин)},$$

где V_0^H – рабочий объем насоса, м^3 ; n_H – частота вращения вала насоса, об/с; $\eta_{об}^H$ – объемный КПД насоса (по техническим характеристикам выбранного насоса).

Перепад давлений на гидродвигателях при максимальной расчетной нагрузке:

– для гидроцилиндра (при поршневой рабочей полости):

$$\Delta P_{гци} = \frac{4 \cdot F_{Ви}}{\pi \cdot D_{пи}^2 \cdot \eta_{мех}^{гци}}, \text{ Па},$$

где $F_{Ви}$ – полная внешняя расчетная нагрузка на i -м гидроцилиндре, Н; $D_{пи}$ – диаметр поршня i -го гидроцилиндра, м; $\eta_{мех}^{гци}$ – механический КПД i -го гидроцилиндра;

– для гидромотора:

$$\Delta P_{гм} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_{кр}}{V_0^{гм} \cdot \eta_{гмех}^{гм}}, \text{ Па},$$

где $M_{кр}$ – заданный крутящий момент, Н·м; $V_0^{гм}$ – рабочий объем гидромотора, м^3 ; $\eta_{гмех}^{гм}$ – гидромеханический КПД гидромотора.

3.2. Определение потерь давления на трение по длине трубопроводов

При постоянных значениях вязкости и скорости потока рабочей жидкости потери давления зависят от внутреннего диаметра трубопровода, его длины и от числа и конструкции применяемых соединений.

Потери давления на трение по длине трубопровода определяются на каждом i -м выделенном (при проектировании монтажной схемы) участке трубопровода.

Потери давления на трение по длине трубопровода зависят от режима течения жидкости, определяемого числом Рейнольдса:

$$Re_i = \frac{v_i \cdot d_i}{\nu},$$

где v_i – истинная средняя скорость на i -м участке трубопровода, м/с; d_i – принятый условный диаметр i -го участка трубопровода, м; ν – кинематический коэффициент вязкости жидкости, м²/с.

Потери давления на трение по длине трубопровода определяются по формуле:

$$\Delta P_{\text{три}} = \lambda_i \cdot \frac{l_i \cdot v_i^2 \cdot \rho}{2 \cdot d_i}, \text{ Па,}$$

где λ_i – коэффициент гидравлического трения на i -м участке трубопровода; l_i – длина i -го участка трубопровода, м; ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³.

Коэффициент гидравлического трения λ_i определяется в зависимости от режима течения жидкости следующим образом:

– при ламинарном режиме течения рабочей жидкости $Re_i < 2320$:

$$\lambda_i = \frac{64}{Re_i};$$

– при турбулентном течении рабочей жидкости $2320 < Re_i < 10^5$:

$$\lambda_i = \frac{0,3164}{Re_i^{0,25}}.$$

Потери на трение по длине трубопровода рассчитываются для каждого гидродвигателя, результаты расчета сводятся в табл. 17.

Результаты расчета потерь на трение по длине трубопровода

| ГД | Участок ТП | Условный диаметр ТП d_i , м | Истинная средняя скорость v_i , м/с | Число Рейнольдса Re_i | Коэффициент гидравлического трения λ_i | Потери давления $\Delta P_{\text{три}}$ | Сумма потерь давления для каждого ГД $\sum \Delta P_{\text{три}}$ |
|----|------------|-------------------------------|---------------------------------------|-------------------------|--|---|---|
| | | | | | | | |

В последнем столбце записывается сумма потерь на трение для каждого гидродвигателя отдельно по всем участкам, начиная от всасывающего трубопровода и заканчивая сливным в гидробак.

3.3. Определение потерь давления на местных сопротивлениях

Потери давления на местных сопротивлениях определяются по формуле:

$$\Delta P_{\text{мси}} = \zeta_i \cdot \frac{v_i^2 \cdot \rho}{2}, \text{ Па,}$$

где ζ_i – коэффициент i -го местного сопротивления; зависит от типа, геометрических размеров и режима движения жидкости.

Значения коэффициентов местных сопротивлений ζ , наиболее часто встречающихся в гидросистемах, приведены в [11, с. 88–99].

Потери на местных сопротивлениях также рассчитываются для каждого гидродвигателя, результаты расчета сводятся в табл. 18.

Результаты расчета потерь на местных сопротивлениях

| ГД | Тип сопротивления | Истинная средняя скорость v_i , м/с | Число Рейнольдса Re_i | Коэффициент местного сопротивления ζ_i | Потери давления $\Delta P_{\text{мси}}$ | Сумма потерь давления для каждого ГД $\sum \Delta P_{\text{мси}}$ |
|----|-------------------|---------------------------------------|-------------------------|--|---|---|
| | | | | | | |

В последнем столбце записывается сумма потерь на местных сопротивлениях для каждого гидродвигателя отдельно.

3.4. Определение потерь давления на гидроаппаратах

Гидрораспределители, дроссели, клапаны, фильтры, теплообменники и другие элементы гидропривода являются сложными гидравлическими сопротивлениями и не поддаются аналитическому расчету. Обычно перепад давления на гидроаппаратах определяют экспериментально и указывают в технических характеристиках на гидроаппарат.

В данном пункте необходимо указать перепады давления на гидроаппаратах, установленных на напорной и сливной линиях. А затем просуммировать потери давления на гидроаппаратах для каждого гидродвигателя отдельно.

3.5. Определение суммарных потерь давления

Суммарные гидравлические потери состоят из потерь давления на трение по длине трубопровода, на местных сопротивлениях и на гидроаппаратах:

$$\Delta P_{\text{пр}} = \sum \Delta P_{\text{три}} + \sum \Delta P_{\text{мси}} + \sum \Delta P_{\text{га}}, \text{ Па.}$$

Данную величину $\Delta P_{\text{пр}}$ рассчитывают для каждого гидродвигателя.

Определяем требуемое давление насоса по следующей формуле:

$$P_{\text{н}}^{\text{потр}} = \Delta P_{\text{гд}}^{\text{max}} + \Delta P_{\text{пр}}^{\text{max}}, \text{ Па,}$$

где $\Delta P_{\text{гд}}^{\text{max}}$ – максимальное значение перепада давления на гидродвигателе: гидроцилиндре или гидромоторе (п. 2.4); $\Delta P_{\text{пр}}^{\text{max}}$ – расчетное значение суммарных гидравлических потерь для данного гидродвигателя.

При расчете давления, создаваемого насосом, учитывают максимальные значения, так как потери давления во всех линиях, соединенных параллельно, рассматривают отдельно для каждой из них.

Если полученное значение $P_{\text{н}}^{\text{потр}}$ не превышает номинального давления насоса $P_{\text{н}}^{\text{ном}}$, то выбор насоса считают окончательным для данного конкретного случая. При требуемом давлении насоса, большем максимально допустимого значения для выбранного насоса, следует применять другой насос, рассчитанный на более высокое давление и уточнить проверочный расчет. Если требуемое значение $P_{\text{н}}^{\text{потр}}$ больше номинального значения $P_{\text{н}}^{\text{ном}}$ давления, но не превышает максимально допустимого давления для выбранного насоса, то также можно остановиться на выбранном типоразмере насоса (при этом необходимо учитывать время, которое может работать насос с перегрузкой).

3.6. Определение максимальных усилий и скоростей рабочих органов

Параметры выбранного насоса считаются приемлемыми, если они обеспечивают достижение заданных усилий и скоростей гидродвигателей при расчетных значениях потерь в гидросистеме.

Фактически максимальные усилия и скорости на гидроцилиндрах (определяется для каждого цилиндра):

– фактическое усилие на гидроцилиндре (с поршневой рабочей полостью), для каждого гидроцилиндра:

$$F_{шт} = \frac{\pi}{4} \cdot \left[(P_{н}^{потр} - \Delta P_{нап}) \cdot D_{п}^2 - \Delta P_{сл} \cdot (D_{п}^2 - d_{шт}^2) \right] \cdot \eta_{мех}^{гц}, \text{ Н},$$

где $P_{н}^{потр}$ – потребное давление насоса, Па; $\Delta P_{нап}$ и $\Delta P_{сл}$ – потери давления в напорной и сливной линиях гидропривода (для соответствующего гидроцилиндра), Па; $D_{п}$ и $d_{шт}$ – диаметры поршня и штока соответствующего гидроцилиндра, м;

– фактическая скорость гидроцилиндра (с поршневой рабочей полостью), для каждого гидроцилиндра:

$$v_{п} = \frac{4 \cdot n_{н} \cdot V_0^H \cdot \eta_{об}^H}{\pi \cdot D_{п}^2}, \text{ м/с}.$$

Фактически максимальные усилия и скорости на гидромоторе:

– фактический крутящий момент:

$$M_{гм} = \frac{V_0^{гм}}{2 \cdot \pi} \cdot (P_{н}^{потр} - \Delta P_{пр}^{гм}) \cdot \eta_{мех}^{гм}, \text{ Н} \cdot \text{м};$$

– фактическая частота вращения:

$$n_{гм} = \frac{n_{н} \cdot V_0^H \cdot \eta_{об}^H \cdot \eta_{об}^{гм}}{V_0^{гм}}, \text{ об/мин}.$$

3.7. Определение мощности и КПД гидропривода

Полезную мощность привода определяют по фактическим максимальным нагрузкам и скоростям гидродвигателей.

Полезная мощность на гидромоторе:

$$N_{пол}^{гм} = 2 \cdot \pi \cdot M_{гм} \cdot n_{гм}, \text{ Вт}.$$

Полезная мощность на гидроцилиндре (рассчитывается для каждого цилиндра):

$$N_{\text{пол}}^{\text{ГЦ}} = F_{\text{шт}} \cdot v_{\text{п}}, \text{ Вт},$$

где $F_{\text{шт}}^{\text{н}}$ – фактическое усилие на штоке гидроцилиндра (п. 3.6), Н.

Затрачиваемая мощность определяется по фактическим параметрам насоса:

$$N_{\text{затр}} = \frac{Q_{\text{н}} \cdot P_{\text{н}}^{\text{потр}}}{\eta_{\text{общ}}^{\text{н}}}, \text{ Вт},$$

где $\eta_{\text{общ}}^{\text{н}}$ – общий КПД насоса, принимается по его техническим характеристикам.

После расчета полезных мощностей на гидромоторе и гидроцилиндрах сравнивают данные значения и выбирают максимальное значение для расчета общего КПД привода:

$$\eta_{\text{общ.пр}} = \frac{N_{\text{пол}}^{\text{max}}}{N_{\text{затр}}} \cdot 100, \text{ \%}.$$

Литература

1. Навроцкий, К. Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов : учеб. для студентов вузов по специальности «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» / К. Л. Навроцкий. – Москва : Машиностроение, 1991.
2. Оксененко, А. Я. Гидравлическое оборудование для гибких производственных систем, модулей и других машин и механизмов : каталог / А. Я. Оксененко. – Москва : ВНИИТЭМР, 1988.
3. Свешников, В. К. Станочные гидроприводы : справочник. Библиотека конструктора / В. К. Свешников, А. А. Усов. – Москва : Машиностроение, 2004.
4. Васильченко, В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин : справочник / В. А. Васильченко. – Москва : Машиностроение, 1983.
5. Свешников, В. К. Гидрооборудование : междунар. каталог / В. К. Свешников. – Москва : Машиностроение, 1995.
6. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / В. И. Анурьев. – Москва : Машиностроение, 1978. – Т. 1.
7. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / В. И. Анурьев. – Москва : Машиностроение, 1978. – Т. 2.
8. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / В. И. Анурьев. – Москва : Машиностроение, 1978. – Т. 3.
9. Гидравлика, гидроприводы и гидропневмоавтоматика : метод. указания к курс. работе по одноим. курсу для студентов специальности «Технология машиностроения». Ч. 2. / А. В. Михневич [и др.]. – Гомель, 1995.
10. Степунин, И. М. Гидравлическое оборудование : каталог-справочник : в 2 т. / И. М. Степунин, В. Я. Скрипский. – Москва : НИИМАШ, 1967.
11. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я. М. Вильнер [и др.]. – Минск : Выш. шк., 1985.

Содержание

| | |
|--|----|
| Введение..... | 3 |
| Задания к курсовому проекту..... | 7 |
| Расчет объемного гидропривода | 22 |
| 1. Энергетический расчет..... | 22 |
| 2. Предварительный расчет объемного гидропривода | 23 |
| 2.1. Рекомендации по выбору рабочего давления | 23 |
| 2.2. Выбор гидродвигателей..... | 23 |
| 2.3. Рекомендации по выбору рабочей жидкости..... | 25 |
| 2.4. Расчет и построение суммарных графиков подач и давлений..... | 25 |
| 2.5. Выбор оптимальной схемы насосной установки..... | 27 |
| 2.6. Проектирование насосной установки..... | 27 |
| 2.7. Гидравлический расчет привода..... | 32 |
| 3. Проверочный расчет гидропривода..... | 35 |
| 3.1. Определение номинального расхода рабочей жидкости | 35 |
| 3.2. Определение потерь давления на трение по длине трубопроводов | 36 |
| 3.3. Определение потерь давления на местных сопротивлениях | 37 |
| 3.4. Определение потерь давления на гидроаппаратах | 38 |
| 3.5. Определение суммарных потерь давления..... | 38 |
| 3.6. Определение максимальных усилий и скоростей рабочих органов..... | 39 |
| 3.7. Определение мощности и КПД гидропривода..... | 39 |
| Литература..... | 41 |

Учебное электронное издание комбинированного распространения

Учебное издание

ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРОПНЕВМОСИСТЕМ

**Методические указания
к курсовому проекту для студентов специальности
1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных
и технологических машин»**

Электронный аналог печатного издания

Авторы-составители: **Андреевец Юлия Ахатовна**
Сериков Юрий Викторович

Редактор *Н. В. Гладкова*
Компьютерная верстка *Н. Б. Козловская*

Подписано в печать 01.10.07.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».

Цифровая печать. Усл. печ. л. 2,56. Уч.-изд. л. 2,3.

Изд. № 100.

E-mail: ic@gstu.gomel.by

<http://www.gstu.gomel.by>

Издатель и полиграфическое исполнение:
Издательский центр учреждения образования
«Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого».

ЛИ № 02330/0131916 от 30.04.2004 г.

246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.