



Министерство образования  
Республики Беларусь  
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ  
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

---

Кафедра «Вакуумная и компрессорная техника»

# ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ УСТРОЙСТВА И СИСТЕМЫ

*Методические указания  
к выполнению курсовой работы*

Минск  
БНТУ  
2011

Министерство образования Республики Беларусь  
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ

---

Кафедра «Вакуумная и компрессорная техника»

# ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ УСТРОЙСТВА И СИСТЕМЫ

Методические указания  
к выполнению курсовой работы  
для студентов специальности 1-36 20 04  
«Вакуумная и компрессорная техника»

**Минск**  
**БНТУ**  
**2011**

УДК 621.542:378.147.091.313(075.8)

ББК 34.447я7

П 40

Составитель *Е.П. Орлова*

Рецензенты:

*И.А. Иванов, И.И. Вегера*

Издание предназначено для студентов специальности 1-36 20 04 «Вакуумная и компрессорная техника». Включает требования к содержанию, выполнению курсовой работы по дисциплине «Пневматические устройства и системы», а также список литературы, которая необходима для лучшего усвоения курса.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	4
1. СТРУКТУРА ДВУХСТОРОННЕГО ТИПОВОГО ПНЕВМОПРИВОДА .....	5
2. ДИНАМИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ТИПОВОГО ДВУХСТОРОННЕГО ПНЕВМОПРИВОДА .....	8
2.1. Условия получения установившегося движения поршня ..	8
2.2. Выбор параметров привода по заданной скорости поршня .....	11
2.3. Выбор параметров элементов пневмолиний .....	14
3. ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПНЕВМОПРИВОДА НАГРУЖЕННОГО ПОСТОЯННЫМИ СИЛАМИ .....	18
3.1. Анализ циклограммы типового пневмопривода .....	18
3.2. Подготовительный период работы пневмопривода .....	19
3.3. Период движения поршня .....	26
4. ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ ...	37
ЛИТЕРАТУРА .....	38

## ВВЕДЕНИЕ

Пневматические приводы получили широкое применение при автоматизации производственных процессов в общем машиностроении, в станкостроении, в литейном и кузнечном производстве. Пневустройства используют в качестве приводов зажимных и транспортирующих механизмов, для дистанционного управления и регулирования, в контрольно-измерительных приборах. Пневмоприводы широко применяются в вакуумных установках для управления работы вакуумных клапанов. Незаменимым является пневмопривод в системах автоматизированного управления машин и устройств, работающих в агрессивных средах, в условиях пожаро- и взрывоопасности. Например, в системах управления работой газоперекачивающих станций. Перспективным является использование пневмосистем для управления работой различных клапанов в условиях радиации, а также при значительной вибрации и высоких температурах [1].

Широкое применение пневмоприводов объясняется их преимуществами по сравнению с другими, в первую очередь надежностью функционирования, простотой конструкции, сравнительной легкостью их эксплуатации и обслуживания. Они относительно дешевы и являются средством автоматизации производственных процессов.

Пневмоприводы следует применять в тех случаях, когда требуется обеспечить высокие скорости движения рабочего органа при относительно небольших рабочих усилиях. Основными типами исполнительных пневустройств, устанавливаемых в машинах, станках и автоматических линиях, являются пневмоцилиндры общепромышленного назначения. С их помощью достигаются относительно высокие скорости (1–3 м/с), что имеет большое значение для повышения производительности машин-автоматов, автоматических линий при выполнении вспомогательных операций. Диаметр пневмоприводов колеблется от 0,01 до 0,3 м, ход поршня от нескольких миллиметров до 2–3 м при самых разнообразных конструктивных исполнениях.

Срок службы пневмоцилиндров доведен до 10 млн ходов. Давление питания в исполнительных пневустройствах обычно равно давлению сжатого воздуха в заводской сети (0,4–1 МПа).

В методических указаниях изложены некоторые вопросы структуры, динамического синтеза (проектный расчет) и динамического анализа (проверочный расчет) двухстороннего типового пневмопривода.

## 1. СТРУКТУРА ДВУХСТОРОННЕГО ТИПОВОГО ПНЕВМОПРИВОДА

Пневматическим устройством называют устройство, в котором в качестве рабочего тела используется сжатый газ. Физические свойства газа проявляются в виде давления на поверхность твердых звеньев устройства или в виде аэродинамических эффектов. В первом случае пневмоустройство представляет собой цилиндр с подвижным твердым звеном (поршнем, мембраной и т. д.), взаимодействующим со сжатым воздухом. Во втором случае подвижное твердое тело отсутствует. Пневмопривод представляет собой систему взаимосвязанных пневмоустройств, предназначенных для приведения в движение рабочих органов машин или рабочих звеньев механизмов. Пневмоустройства в приводах могут быть связаны между собой пневматическими линиями (трубопроводами) и механизмами (шарнирно-рычажными, зубчатыми, кулачковыми и т. д.). Пневмоустройства как составные элементы привода по функциональному назначению делятся на следующие группы: исполнительные, распределительные и управляющие.

*Исполнительные* устройства предназначены для преобразования энергии сжатого воздуха в энергию движения рабочих органов машин.

*Распределительные* устройства предназначены для изменения направления потоков сжатого воздуха в линиях, соединяющих устройства в приводе

*Управляющие* устройства предназначены для обеспечения заданной последовательности перемещения исполнительных устройств в соответствии с требуемым законом их движения.

По типу исполнительных устройств пневмоприводы могут быть *возвратно-поступательного* движения или *вращательного* движения [1]. Аналогичным образом, в зависимости от структуры исполнительных устройств различают приводы поршневые, с упругими элементами и ротационные.

Пневмоустройства поступательного движения бывают двухстороннего действия, в которых твердое звено перемещается попеременно в обе стороны, взаимодействуя со сжатым воздухом, и одностороннего действия, в которых под действием сжатого воздуха

твердое звено возвращается в исходное положение под действием пружины или силы тяжести.

Под *типовым* пневмоприводом понимают привод, в исполнительном устройстве которого имеется не более двух полостей. Этот привод может быть одностороннего или двухстороннего действия.

В соответствии с ГОСТ 1846–91 на рис. 1.1 приведена схема типового пневмопривода двухстороннего возвратно-поступательного действия с блоком подготовки сжатого воздуха, включающего фильтр-влагодетелитель 1, маслораспылитель 2, регулятор давления 3, манометр 7, пневмоцилиндр 5 и шток 6 представляют исполнительный механизм возвратно-поступательного движения. Перераспределение воздуха осуществляется распределителем 4.

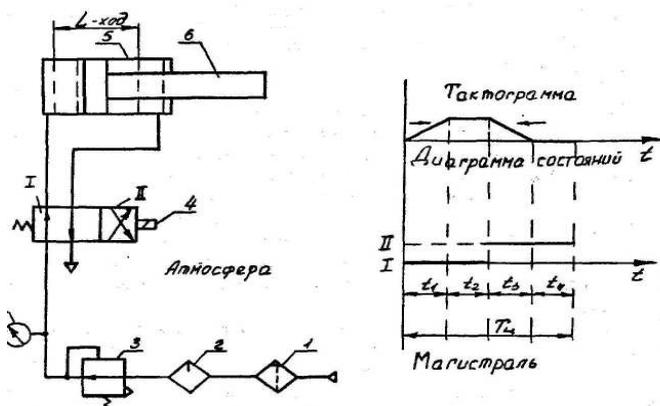


Рис. 1.1. Схема типового двухстороннего движения, тактограмма и диаграмма состояний распределителя

Описание работы пневмопривода может быть дано посредством диаграммы состояния распределителя 4 и тактограммы исполнительного устройства. Тактограмма исполнительного устройства представляет собой графическое описание состояний этого устройства по тактам.

*Такт* – это цикл работы пневмопривода, характеризуемый определенным состоянием подвижного элемента исполнительного устройства поршня 6. Поршень может находиться в четырех состояниях: прямой ход, обратный ход, неподвижное состояние в край-

них положениях. На рис. 1.1 показана тактограмма, состоящая из четырех тактов. На диаграмме состояний распределителя 4 состояние *I* показано в виде отрезка прямой, совпадающей с осью абсцисс, а состояние *II* – в виде отрезка прямой, параллельной этой оси. В первом такте поршень *b* перемещается вправо, а золотник распределителя 4 находится в позиции *I*, во втором такте поршень неподвижен и занимает крайнее правое положение, а золотник распределителя 4 по-прежнему находится в позиции *I*. В третьем такте поршень перемещается влево, а золотник находится в позиции *II*. Наконец, в четвертом такте поршень неподвижен и занимает крайнее левое положение, а золотник остается в позиции *II*. Длительности тактов обозначены соответственно  $t_1, t_2, t_3, t_4$ .

*Время ( $T_{ц}$ ) технологического цикла пневматического устройства* – это сумма длительности тактов, определяющая его производительность [2].

## 2. ДИНАМИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ТИПОВОГО ДВУХСТОРОННЕГО ПНЕВМОПРИВОДА

### 2.1. Условия получения установившегося движения поршня

Расчетная схема типового двухстороннего пневмопривода возвратно-поступательного движения приведена на рис. 2.1.

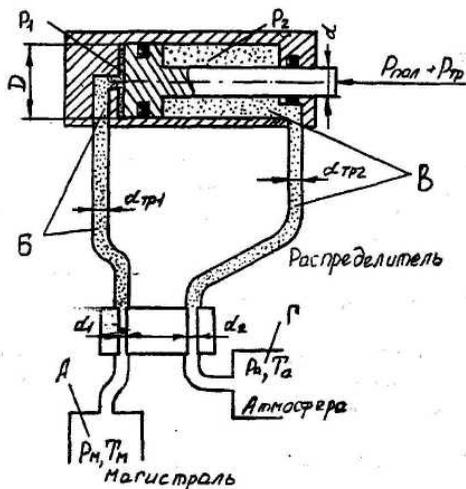


Рис. 2.1. Расчетная схема двухстороннего возвратно-поступательного движения

Основной задачей проектного расчета пневмопривода является выбор эффективной площади поршня и эффективных проходных сечений каналов подводящей  $f^o$  и выхлопной  $f^в$  магистралей по заданной скорости поршня, принимаемой постоянной и при постоянной силе сопротивления. При этом необходимо учесть особенности пневмопривода, заключающиеся в том, что движение, близкое к установившемуся, может быть получено только при определенных сочетаниях исходных величин, задаваемых конструктору, а именно: средняя скорость поршня  $V_{ср}$ , его ход  $S$ , масса подвижных частей  $m_n$  и принимаемых им начальных условий [1].

Таковыми начальными условиями являются: 1) давление в полости наполнения равно атмосферному, а в полости выхлопа – маги-

стральному; 2) давление в общих полостях атмосферное. Условия первого вида в общей мере способствует получению движения, близкого к равномерному.

Поэтому вначале необходимо оценить возможность получения движения, близкого к равномерному при заданных исходных параметрах.

Изменение скорости определяется значениями безразмерных параметров  $N$ ,  $\Omega$ ,  $\chi$  [1].

Безразмерный конструктивный параметр  $N$  равен:

$$N = 275,14 \frac{\mu_1 d_1^2}{D^3} \sqrt{\frac{P}{P_m L}}, \quad (2.1)$$

где  $\mu_1$  – коэффициент расхода выхлопной магистрали;

$d_1$  – диаметр выхлопной магистрали, м;

$D$  – диаметр поршня, м;

$P$  – полная сила сопротивления на штоке, Н;

$P_m$  – магистральное давление, МПа;

$L$  – ход поршня, м.

Безразмерный параметр, характеризующий пропускные способности подводящей к выхлопной магистрали  $\Omega$ , равен:

$$\Omega = \frac{\mu_1 f_2}{\mu_2 f_1} = \frac{f_2^3}{f_1^3}, \quad (2.2)$$

где  $\mu_1$ ,  $\mu_2$  – коэффициенты расходов подводящей и выхлопной магистралей соответственно;

$f_2$  и  $f_1$  – площади их сечения.

Безразмерный параметр, характеризующий нагрузку на штоке  $\chi$ , равен:

$$\chi = \frac{P}{0,785 P_m D^2}. \quad (2.3)$$

С достаточной для расчетов точностью условие получения режима движения, близкого к установившемуся, можно записать в виде

$$\delta \leq \delta_y, \quad (2.4)$$

где  $\delta$  – критерий инерционности пневмопривода, численно равен:

$$\delta = V_{\text{ср}} \sqrt{\frac{m}{PL}}, \quad (2.5)$$

где  $m$  – масса всех подвижных частей пневмопривода (поршня, штока и т. д.).

На основании опытных данных [4] установлено граничное значение  $\delta_y$ , при превышении которого невозможно получить движение поршня, близкое к установившемуся. Для начальных условий по давлению в полостях:

*1-го вида* в качестве такой границы допустимо принять  $\delta_y = 0,25$ , и тогда условие получения установившегося движения запишется в виде  $\delta_y < 0,25$ ;

*2-го вида*  $\delta_y = 0,5$  и условие получения установившегося движения имеет вид  $\delta_y < 0,5$ ;

*3-го вида*  $\delta_y = 0,75$  –  $\delta_y < 0,75$ .

При использовании выражения (2.5) следует иметь в виду, что величины  $m$  и  $P$ , которые представляют собой соответственно полную массу всех подвижных частей и полную силу сопротивления, приложенную к поршню, до выбора диаметра цилиндра и штока конструктору не известны. Рекомендуется [1] предварительно принимать значение массы  $m \approx 100$ – $200$  кг.

В общем случае полная сила сопротивления

$$P = P_1 + P_2 + P_3 \pm P_a F_{\text{ш}},$$

где  $P_1$  – сила трения в уплотнениях поршня и штока;

$P_2$  – сила полезного сопротивления;

$P_3$  – вес поршня со штоком (учитывается только для вертикально расположенных пневмоцилиндров);

$P_a F_{\text{ш}}$  – сила противодействия в выхлопной полости. При проектном расчете  $P_a F_{\text{ш}} \approx 0$ .

Когда сила полезного сопротивления  $P_2$  является доминирующей, для расчета  $P_1$  можно пользоваться следующей эмпирической зависимостью:

$$P_1 = 3,5 \sqrt{P_2}. \quad (2.6)$$

С учетом выражения (2.6) для пневмоцилиндра, расположенного горизонтально, получим:

$$P_1 = 3,5\sqrt{P_2} + P_2. \quad (2.7)$$

### *Пример расчета*

Оценить возможность использования пневмопривода для перемещения массы 125 кг со скоростью  $V_{cp} = 0,3$  м/с на расстояние  $L = 0,3$  м. Сила полезного сопротивления  $P_2 = 480$  Н. Определить максимальное значение  $V_{cp}$  из условия сохранения режима равномерного движения.

По формуле (2.7) определим полную силу сопротивления  $P$ :

$$P = 3,5\sqrt{480} + 480 = 556,7, \text{ Н.}$$

По формуле (2.5) определим критерий инерционности пневмопривода  $\delta$ :

$$\delta = V_{cp} \sqrt{\frac{m}{PL}} = 0,3 \sqrt{\frac{125}{556,7 \cdot 0,3}} = 0,2595,$$

$$0,25 \leq \delta \leq 0,5 \Rightarrow \delta = 0,5,$$

$$V_{cp} = \frac{\delta}{\sqrt{\frac{m}{PL}}} = \frac{0,5}{\sqrt{\frac{125}{556,7 \cdot 0,3}}} = 0,578 \text{ м/с}.$$

Таким образом при  $V_{cp} = 0,578$  м/с поршень будет двигаться со скоростью близкой к постоянной.

Для определения максимального значения  $V_{cp,max}$ , при котором условие  $V_{cp} \approx V_y$  еще будет сохраняться, необходимо левую часть выражения приравнять к  $\delta = 0,5$ . В результате получим

$$V_{cp,max} = 0,578, \text{ м/с.}$$

## **2.2. Выбор параметров привода по заданной скорости поршня**

Задача выбора параметров пневмопривода по заданной скорости  $V_{cp}$  и силе сопротивления  $P$  в общем случае не решается однозначно. Задав, например, произвольным значение площади поршня  $F$ ,

которое должно быть больше минимального значения, определяемого из условия получения достаточной движущей силы для преодоления сил сопротивления, можно настроить привод на заданную скорость поршня путем подбора эффективных проходных сечений на входе  $f^\circ$  и выходе  $f^\circ_{\text{в}}$ . При этом для каждого  $F$  будем иметь не один, а несколько вариантов, характеризующихся различными соотношениями  $f^\circ$  и  $f^\circ_{\text{в}}$ .

Количественные отношения между  $F$ ,  $f^\circ$ ,  $f^\circ_{\text{в}}$  определяются безразмерными зависимостями [4]:

$U_y = f^\circ a_1$  – безразмерная эффективная площадь проходного сечения подводящей линии; (2.8)

$$a_1 = \frac{K' P_M}{P V_{\text{ср}}} \text{ – коэффициент пропорциональности;} \quad (2.9)$$

$$K' = \sqrt{\frac{2qKR'T_M}{K-1}}. \quad (2.10)$$

Если принять  $T_M = 290\text{К}$ ,  $q = 9,8 \text{ м/с}^2$ ,  $K = 1,4$  и  $R = 29,3 \text{ м/К}$ , то получим:

$$K' = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,8 \cdot 1,4 \cdot 29,3 \cdot 290}{1,4 - 1}} = 763,5, \text{ м/с.}$$

$$1/\chi = Fa_2 \text{ – безразмерная площадь поршня,} \quad (2.11)$$

$$a_2 = P_M/P \text{ – коэффициент пропорциональности.} \quad (2.12)$$

При подсчете  $a_1$  и  $a_2$  давление следует измерять в  $\text{н/м}^2$  (Па), силу  $P$  в  $\text{кг} \cdot \text{м/с}^2$  (Н), скорость – в  $\text{м/с}$ .

$$\Omega = \frac{f^\circ_{\text{в}}}{f^\circ} \text{ – безразмерная эффективная площадь проходного сечения выхлопной линии.} \quad (2.13)$$

Этой величиной необходимо предварительно задаться, руководствуясь следующими соображениями.

С увеличением  $\Omega$  при сохранении исходных данных неизменными, величина  $f^\circ$  уменьшается, а с уменьшением, наоборот, увеличивается. Это объясняется падением противодействия в полости выхлопа, препятствующего движению поршня, по мере относительного увеличения проходного сечения выхлопного канала по сравнению с подводным.

В литературе [1, с 117] приведены в виде номограмм зависимости безразмерной эффективной площади проходного сечения подводной линии  $U_y$  как функции безразмерной площади поршня  $1/\chi$  для различных значений  $\Omega$ .

Кривые  $U_y = f(1/\chi)$  охватывают область значений  $\Omega$  от 0,01 до бесконечности, причем  $\Omega = \infty$  характеризуют предельный случай движения поршня с бесконечно большим выхлопным каналом, т. е. когда давление в полости выхлопа равно атмосферному в течение всего хода. Для всех кривых характерно наличие минимума в области значений параметра  $1/\chi = 1,35-2,2$ . Каждое значение  $U_y = U_{y\min}$  определяет минимальное сечение канала подводной линии при данном  $\Omega$ . При  $\Omega = \infty$ ,  $U_{y\min} = 5,5$  и  $1/\chi = 2,2$ . При относительно малых колебаниях значений силы сопротивления  $P$  в качестве допустимого предела при проектном расчете можно принять [4].  $\chi_{\text{доп}} = 0,7$  или  $1/\chi = 1,43$ . В остальных случаях рекомендуется принимать  $\chi = 0,4-0,5$  или  $1/\chi = 2-2,5$ .

#### *Пример расчета*

Требуется выбрать параметры пневмопривода по следующим исходным данным.

Масса подвижных частей  $m = 125$  кг.

Средняя скорость поршня  $V_{\text{ср}} = 0,3$  м/с.

Ход поршня  $L = 0,3$  м.

Полная сила сопротивления  $P = 556,7$  Н.

Давление сжатого воздуха  $P_{\text{м}} = 0,3$  МПа.

Возможность получения при заданных условиях установившегося движения поршня, показана ранее.

Определяем параметры привода из условия получения минимального проходного сечения подводной линии  $f^\circ$ . В соответствии с рекомендациями

$$\Omega = \infty, U_y = U_{y\min} = 5,5 \text{ и } 1/\chi = 2,2.$$

По формуле (2.9) находим коэффициент пропорциональности:

$$a_1 = \frac{K' P_m}{P V_{cp}} = \frac{763,5 \cdot 0,3 \cdot 10^6}{556,7 \cdot 0,3} = 1,37 \cdot 10^6, \text{ м}^{-2}.$$

По формуле (2.12) находим коэффициент пропорциональности:

$$a_2 = \frac{P_m}{P} = \frac{0,3 \cdot 10^6}{556,7} = 538,89, \text{ м}^{-2}.$$

По формуле находим эффективное минимальное проходное сечение:

$$f_{\min}^{\text{э}} = \frac{U_{y\min}}{a_1} = \frac{5,5}{1,37 \cdot 10^6} = 4,01 \cdot 10^{-6}, \text{ м}^{-2}.$$

По формуле находим оптимальную площадь поршня:

$$F_{\text{опт}} = (1/\chi_{\text{опт}}) / a_2 = 2,2 / 538,89 \cdot 10^{-3} = 4,083 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^2,$$

что соответствует диаметру цилиндра

$$D = \sqrt{\frac{4F_{\text{опт}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,083 \cdot 10^{-3}}{3,14}} = 0,0721 = 72,1 \cdot 10^{-3}, \text{ м}.$$

Округляем значение  $D$  до ближайшего большего из ряда стандартных размеров по СТ СЭВ 3936–82. В этом ряду имеются следующие значения  $D$  в мм: 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500.

Принимаем  $D = 80$  мм.

Диаметр штока  $D_{\text{шт}}$  выбирается в соответствии с рекомендациями [2]:

$$D_{\text{шт}} = (0,2 \div 0,3)D.$$

Диаметр  $D_{\text{шт}}$ , полученный из этого соотношения, округляют до ближайшего значения стандартного ряда по СТ СЭВ 3936–82. В нашем случае  $D_{\text{шт}} = 0,25 \cdot 80 = 20$  мм. Принимаем  $D_{\text{шт}} = 20$  мм.

### 2.3. Выбор параметров элементов пневмолиний

Размеры элементов пневмолиний, т. е. площади их проходных сечений  $f$ , выбирают по принятой схеме соединения элементов друг с другом и с учетом соотношения  $f \geq f_{\text{рас}}$ , где  $f$  – эффективная площадь проходного сечения линии, определенная в динамическом расчете пневмопривода. Рассмотрим простейший частный случай, когда в линии входят только элементы одинакового проходного сечения, соединенные последовательно:  $f_1 = f_2 = f_3 = \dots = f_n$ . Решение данной задачи должно быть однозначным. Приведенная длина трубопроводов, эквивалентная всей линии, всегда больше физической длины труб реальной системы. Вычислив по формуле  $f_{\text{эmin}}$  и выбрав из табл. 2.1 типы пневмоаппаратов, определяют приведенную длину трубопровода  $L_{\text{эkv}}$ . Далее по графику (рис. 2.2) для  $f_{\text{эmin}}$  (ось ординат) и  $L_{\text{эkv}}$  определяют коэффициент расхода  $\mu$  и площадь проходного сечения пневмолиний по формуле

$$f = f_{\text{эmin}} / \mu, \quad (2.14)$$

и диаметр пневмолиний  $d_y$  по формуле

$$d_y = \sqrt{\frac{4f}{\pi}}. \quad (2.15)$$

Найденное значение диаметра  $d_y$  округляют до ближайшего большего по ГОСТ 11383–75.

В соответствии с этим ГОСТ диаметры имеют следующие размеры: 6, 8, 10, 13, 15, 20, 25, 32 мм.

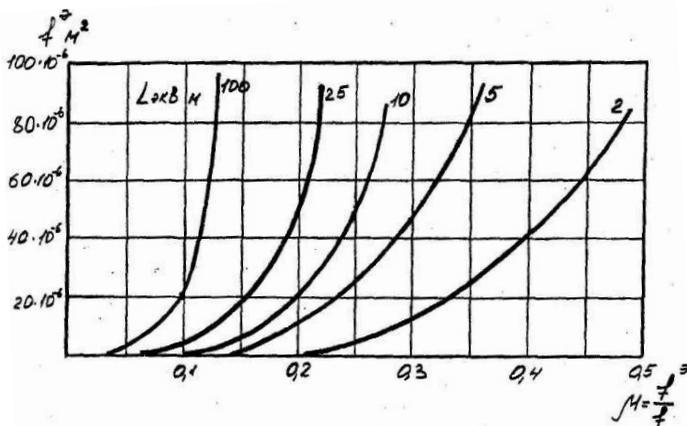


Рис. 2.2. График для приближенной оценки диапазона изменений  $f^\circ/f$  в проектном расчете пневматической линии

При динамическом расчете пневмопривода эффективная площадь подводящей магистрали  $f_{\text{эmin}} = 4,01 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ . Длина пневмолнии  $L = 20 \text{ м}$ . Спроектированный пневмопривод состоит из фильтра типа В41-1 с  $d_y = 10 \text{ мм}$ , маслораспылителя типа В44-2 с  $d_y = 10 \text{ мм}$ , воздухораспределителя типа В63-1 с  $d_y = 10 \text{ мм}$  и дросселя с обратным клапаном типа В71-1 с  $d_y = 10 \text{ мм}$ . Определить проходное сечение пневмолнии и ее диаметр  $d_y$ .

Определяем приведенную длину пневмолнии:

$$L_{\text{экв}} = L + L_{\text{эфильтр}} + L_{\text{эмаслор}} + L_{\text{эраспр}} + L_{\text{эдр}}$$

$$L_{\text{экв}} = 20 + 3,4 + 7,1 + 4,1 + 14,9 = 49,5 \text{ м}$$

По графику (рис. 2.2) для  $f_{\text{эmin}} = 4,01 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$  и  $L_{\text{экв}} = 49,5 \text{ м}$ , определяем  $\mu = 0,06 \div 0,1$ .

Таблица 2.1

Основные характеристики пневмоэлементов

Наименование аппарата	Условный проход $d_y$ , мм	Эффективная площадь $f^\circ$ , мм <sup>2</sup>	Длина эквивалентного трубопровода $L$ , м
Трехлинейный канал В76-2	3	1,8	1,9

Воздухораспределитель В74-1	4	3,5	1,8
Воздухораспределители В74-2, В76-6, В74-7, В79-11, В63-1	4	4,0	1,4
Воздухораспределители В74-2, В76-6, В74-7, В79-11, В63-1	8	14	3,7
Воздухораспределители В63-1, В63-2, В54-1, В64-2	10	23	4,1
Воздухораспределители В63-1, В63-2, В54-1, В64-2	15	51	4,3
Воздухораспределители В63-1, В63-2, В54-1, В64-2	20	87	7,5
Обратные клапаны В51-1 и дроссели с обратным клапаном В71-1	10	14	14,9
Обратные клапаны В51-1 и дроссели с обратным клапаном В71-1	15	39	13,2
Обратные клапаны В51-1 и дроссели с обратным клапаном В71-1	20	69	17,5

Окончание табл. 2.1

Обратные клапаны В51-1 и дроссели с обратным клапаном В71-1	25	118	17,5
Тормозной золотник В77-3	10	23	5,8
Тормозной золотник В77-3	15	51	6,3
Тормозной золотник В77-3	20	87	14,0
Тормозной золотник В77-3	25	135	12,7
Фильтры В41-1	10	25	3,4
Фильтры В41-1	15	52	6,4
Фильтры В41-1	20	82	14,1
Маслораспылители В44-2	10	19	7,1
Маслораспылители В44-2	15	42	10,6
Маслораспылители В44-2	20	118	17,6

Следовательно, по формуле (3,14):

$$f = 4,01 \cdot 10^{-6} / (0,06 - 0,1) = (40,6 - 66,8) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Что соответствует  $d_y = (7,15 \div 9,22) \text{ мм}$ .

Принимаем в соответствии с ГОСТ 11383–75  $d_y = 8 \text{ мм}$ , что соответствует  $f = 50,24 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ .

Определим коэффициент расхода  $\mu_v$  выхлопной пневмолинии по изложенной выше методике.

Диаметр выхлопной пневмолинии примем равным диаметру подводящей магистрали:  $d_{ув} = 8$  мм.

Длину выхлопной пневмолинии до пневмораспределителя примем  $L_v = 5$  м. Так как воздух (рис 2.2) из штоковой полости попадает в воздухораспределитель,  $L_{эраспр} = 4,1$  м.

Тогда  $L_{экв} = 5 + 4,1 = 9,1$  м. Площадь выхлопной пневмолинии  $f_v = 50,24 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ . По графику (рис. 2.2) для  $f_v = 50,24 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$  и  $L_{экв} = 9,1$  м, находим  $\mu_v = 0,26$ .

### 3. ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПНЕВМОПРИВОДА НАГРУЖЕННОГО ПОСТОЯННЫМИ СИЛАМИ

#### 3.1. Анализ циклограммы типового пневмопривода

Типовой пневмопривод двухстороннего действия и его циклограммы показан на рис. 1.1. После срабатывания пневмораспределителя 4 воздух из магистрали подается по трубопроводу в полость рабочего цилиндра 5. Движение сжатого воздуха начинается тотчас же после момента начала открывания отверстия в распределителе. Некоторый период времени оба процесса (открывание отверстия распределителя и распространение волны давления сжатого воздуха до рабочего цилиндра) происходят одновременно и заканчиваются в разные моменты времени. Для упрощения задачи предположим, что волна давления возникает после полного открытия отверстия распределителя. При таком допущении не вносится большая погрешность, так как время открытия распределителя у большинства пневмоприводов невелико по сравнению с временем всего рабочего цикла. Вместе с тем указанное допущение позволяет отдельно определять интервалы времени этих процессов:

$t_o$  – время открытия распределителя;

$t_q$  – время распространения волны давления от распределителя до цилиндра [1].

Давление в рабочей полости пневмоцилиндра начинает увеличиваться после открытия пневмораспределителя и этот процесс продолжается до начала движения поршня. Назовем это время временем заполнения рабочей полости и обозначим  $t_q$ . В этот же период времени давление во второй (штоковой) полости уменьшается. Сумму перечисленных временных интервалов, назовем временем подготовительного периода  $t_n$ . По определению

$$t_n = t_o + t_q + t_3. \quad (3.1)$$

В период движения поршня (интервал времени по циклограмме  $t_j$ ) давление может монотонно увеличиваться или колебаться в зависимости от соотношения конструктивных параметров устройства. После того, как поршень закончит рабочий ход  $L$ , давление в полости, соединенной с магистралью, увеличивается до значения, требуемого технологическим процессом. Во второй полости давление

уменьшается до атмосферного. Моменты окончания этих процессов в общем случае не совпадают. После выполнения заданной технологической операции управляющее устройство (пневмораспределитель) снова переключается. Тогда в той же последовательности начинается обратный ход поршня в течение времени  $t_3$ . Функции полостей пневмоцилиндра меняются.

Рабочей полостью назовем полость, соединенную в данный момент с магистралью, причем в этой полости давление сжатого воздуха является движущей силой.

Выхлопной полостью назовем полость, соединенную с атмосферной, причем давление воздуха в этой полости оказывает противодействие перемещению поршня.

Одна и та же полость привода в различные моменты времени может быть то рабочей, то выхлопной, например, при прямом и обратном ходах.

Рабочим циклом привода назовем такой период его работы, после которого все элементы привода возвращаются в исходное положение. Время рабочего цикла  $T_{р.ц}$  привода состоит из суммы интервалов времени прямого  $t_1$  и обратного  $t_3$  ходов.

Каждый из этих интервалов разделяется на следующие три интервала:  $t_n$  время подготовительного периода – от начала переключения распределителя до начала движения поршня;  $t_1$  – время движения поршня, в течение которого поршень пройдет весь заданный рабочий ход  $L$ .

Назовем временем срабатывания привода время перемещения поршня только в одном направлении.

В тех случаях, когда привод состоит из нескольких исполнительных устройств, его циклограмму строят в заданной последовательности их действия, а время работы привода находят после определения времени рабочего цикла каждого исполнительного устройства в отдельности.

### **3.2. Подготовительный период работы пневмопривода**

Динамический расчет привода заключается в определении времени его рабочего цикла, т. е. в последовательном нахождении отдельных интервалов времени циклограммы. Время срабатывания пневмораспределителя определяют в зависимости от его конструк-

ции. В большинстве случаев временем срабатывания распределителя в обычных условиях можно пренебречь как величиной незначительной по сравнению со временем рабочего цикла. Тогда формула (3.1) примет вид

$$t_{\text{п}} = t_q + t_3.$$

Время распространения волны давления от распределителя до рабочего пневмоцилиндра определяем по известной формуле

$$t_q = \frac{L_{\text{т}}}{a}, \quad (3.2)$$

где  $L_{\text{т}}$  – длина трубопровода от распределителя до цилиндра;

$a$  – скорость распространения звука в воздухе, которая при  $T = 290 \text{ К}$  равна  $341 \text{ м/с}$ .

При наполнении сжатым воздухом начального объема рабочей полости примем ею давление на входе постоянным и равным магистральному, а потери давления на трение при течении воздуха по пневмолинии учтем посредством коэффициента расхода  $\mu$ . Такое допущение позволяет заменить процесс течения воздуха по трубопроводу процессом наполнения сжатым воздухом постоянного объема, эквивалентному объему трубопровода, а погрешности, получающиеся при этом, учесть коэффициентом расхода [4]. Подготовительный период охватывает интервал времени, когда в рабочей полости давление возрастает, а в выхлопной уменьшается, причем эти процессы протекают до тех пор, пока в обеих полостях установится перепад давлений, при котором движущая сила преодолет силы сопротивления и поршень сдвинется с места. Следовательно, нужно определить время наполнения рабочей полости и время истечения сжатого воздуха из выхлопной полости до установления требуемого перепада давления. За расчетное значение  $t$  принимаем наибольшее из полученных.

Время наполнения сжатым воздухом рабочей полости определяется по уравнению [4]

$$t_3 = 3,62 \cdot 10^{-3} \frac{V_{01}}{\mu f} [\Psi_1(\sigma_2) - \Psi_2(\sigma_1)], \quad (3.3)$$

где  $V_{01}$  – начальный объем рабочей полости и трубопровода соединяющего ее с распределителем,  $\text{м}^3$ ;

$\mu$  – коэффициент расхода пневмолинии;  
 $f$  – площадь поперечного сечения пневмолинии,  $\text{м}^2$ ;

$\sigma_1 = \frac{P_1}{P_M}$  и  $\sigma_2 = \frac{P_2}{P_M}$  – начальное и конечное давление в рабочей

полости.

В начале процесса давление в рабочей полости атмосферное, т. е:

$$\sigma_1 = \frac{P_a}{P_M} = \sigma_a.$$

Время истечения сжатого воздуха из выхлопной полости определяется по уравнению:

$$t_B = 2,53 \cdot 10^{-2} \frac{V_B}{\mu_B f_B \sigma_B^{k-1/2k}} [\Psi_2(\sigma_{B2}) - \Psi_2(\sigma_{B1})], \quad (3.4)$$

где  $V_B$  – объем выхлопной полости в момент начала движения поршня;

$\sigma_{B1} = \frac{P_a}{P_{B1}}$ ,  $\sigma_{B2} = \frac{P_a}{P_{B2}}$  – начальное и конечное давление в вы-

хлопной полости.

В уравнении (3.4) всем параметрам присвоен индекс «в» - выхлопная полость.

Значения функций  $\Psi_1(\sigma)$ ,  $\Psi_2(\sigma)$  находим на графике, приведенном на рис. 3.1.

Давление в начале процесса истечения в выхлопной полости обычно равно магистральному, т. е.:

$$\sigma_{B1} = \frac{P_a}{P_M} = \sigma_a.$$

Что бы произвести расчет по формулам (3.3) и (3.4) необходимо предварительно найти давление  $\sigma_2 = \sigma_4$  и  $\sigma_{B2} = \sigma_{Bq}$  в обеих полостях пневмоцилиндра в момент начала движения поршня. С этой целью следует воспользоваться номограммой (рис. 3.2) [1]. Посредством этой номограммы могут быть легко найдены давления в обеих полостях пневмоцилиндра в момент начала движения поршня. Так как номограмма построена в безразмерной форме, то предварительно должна быть определена нагрузка  $\chi$ , которая представляет собой

отношение результирующей сил действующих на поршень к максимально возможной силе развиваемой приводом  $P_M F$ , т. е.:

$$\chi = \frac{P}{P_M F}, \quad (3.5)$$

где  $F$  – площадь поршня.

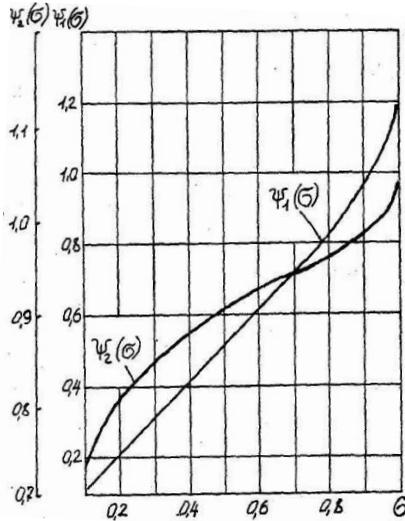


Рис. 3.1. График для определения функций  $\Psi_1(\sigma)$  и  $\Psi_2(\sigma)$

Затем определяем величину

$$v = \frac{V_0}{V_B} \Omega, \quad (3.6)$$

где

$$\Omega = \frac{\mu_B f_B}{\mu f} = \frac{f_B^3}{f^3}. \quad (3.7)$$

Номограмма (рис. 3.2) построена для значений  $\sigma_a = 0,2$  ( $P_M = 0,3$  МПа) и безразмерной площади пневмоцилиндра:

$$\Pi_{2,1} = \frac{F_2}{F_1} = 1.$$

где  $F_1$  и  $F_2$  – площади поршня обоих его торцов.

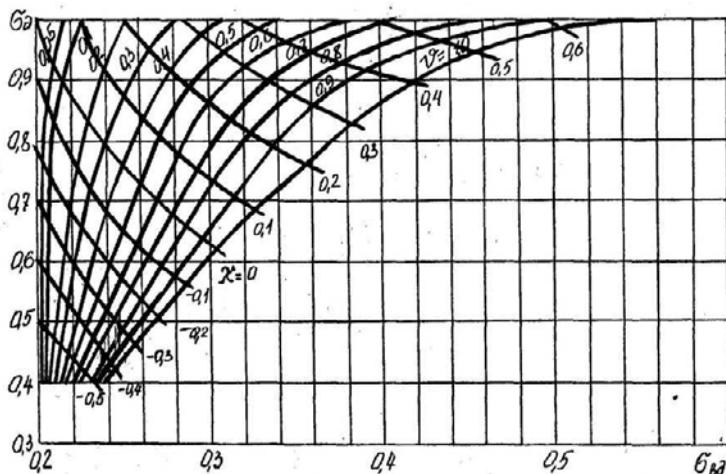


Рис. 3.2. Номограмма распределения безразмерных давлений в зависимости от безразмерной нагрузки

При других значениях этих величин, например, наличие штока, следует вносить поправочные коэффициенты.

Величины  $\sigma_q$  практически мало зависят от  $P_m$  и при давлениях 0,3–1 МПа может определяться по указанной номограмме (рис. 3.2).

Величину  $\sigma_{вq}$  находим пересчетом значения, взятого из графика, на новое значение давления  $P_m$  по приближенной формуле

$$\sigma_{вq} = \sigma_{вq}^n \frac{0,5}{P_m}, \quad (3.8)$$

где  $P_m$  необходимо брать в МПа.

При отклонении  $\Pi_{1,2}$  от единицы в значения безразмерных давлений вносятся следующие поправочные коэффициенты:

$$\sigma_q = \sigma_q^1 + 0,5\beta,$$

$$\sigma_{вq} = \sigma_{вq}^1 + 0,1\beta,$$

где  $\sigma_q^1$  и  $\sigma_{вq}^1$  – давление при  $\Pi_{2,1} = 1$ ;

$\beta$  – отклонение  $\Pi_{2,1}$  от единицы.

Знак поправочного коэффициента совпадает со знаком отклонения.

### Пример расчета

Определить время подготовительного периода двухстороннего типового пневмопривода, используя в качестве исходных данных результаты динамического синтеза. В соответствии с этим имеем:

- диаметр поршня  $D = 0,08$  м;
- диаметр штока  $D_{ш} = 0,02$  м;
- рабочий ход поршня  $L = 0,3$  м;
- длина трубопровода от цилиндра до распределителя  $L_T = 5$  м, а его диаметр  $0,008$  м;

- коэффициент расхода подающей линии  $\mu = 0,08$ ;
- коэффициент расхода выхлопной линии  $\mu_v = 0,26$ ;
- нагрузка на поршень с учетом сил трения  $P = 556,7$  Н;
- давление в магистрали  $P_M = 0,3$  МПа.

Время срабатывания распределителя не учитывать.

Определяем время распространения волны давления  $t_q$ :

$$t_q = \frac{L_M}{a} = \frac{5}{341} = 0,0147 \text{ с.}$$

Находим начальные объемы рабочей и выхлопной полостей. Объем рабочей полости:

$$V_{01} = \frac{\pi d_T^2}{4} \cdot L_T + \frac{\pi D^2}{4} \cdot \delta,$$

где  $\delta$  принимаем равным  $0,01$  м, расстояние торца поршня до крышки пневмоцилиндра. Это расстояние принимается конструктивно, из соображений, что  $\delta = d_T + (3-5)$  мм.

Тогда

$$V_{01} = 50,24 \cdot 10^{-6} \cdot 5 + \frac{3,14 \cdot (0,08)^2}{4} \cdot 0,01 = 3,014 \cdot 10^{-4}, \text{ м}^3.$$

Объем выхлопной полости:

$$V_v = \frac{\pi d_T^2}{4} \cdot L_T + \frac{\pi(D^2 - D_{ш}^2)}{4} \cdot (L + \delta),$$

$$V_v = 50,24 \cdot 10^{-6} \cdot 5 + \frac{3,14 \cdot (0,08^2 - 0,02^2)}{4} \cdot (0,3 + 0,01) = 1711 \cdot 10^{-6}, \text{ м}^3.$$

Определяем безразмерную нагрузку на поршень по формуле

$$\chi = \frac{P}{P_m \cdot F_1} = \frac{556,7}{0,3 \cdot 10^{-6} \cdot 5,02 \cdot 10^{-3}} = 0,369,$$

где

$$F_1 = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,08^2}{4} = 5,02 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^2.$$

Находим значения относительных давлений  $\sigma_q$  и  $\sigma_{вq}$  в момент начала движения поршня, для чего предварительно вычисляем: параметр

$$v = \frac{V_{01} \mu_v f_v}{V_b \mu f} = \frac{301,4 \cdot 10^{-6} \cdot 0,26 \cdot 50,24}{1711 \cdot 10^{-6} \cdot 0,08 \cdot 50,24} = 0,573;$$

коэффициент

$$\Pi_{2,1} = \frac{F_2}{F_1} = \frac{D^2 - D_{ш}^2}{D^2} = \frac{0,08^2 - 0,02^2}{0,08^2} = 0,938.$$

По номограмме на рис. 3.2 для  $\chi = 0,369$  и  $v = 0,573$  находим  $\sigma_q^H = 0,97$  и  $\sigma_{вq}^H = 0,325$ .

Учитывая, что  $\Pi_{2,1} = 0,938$ , вносим соответствующие поправки:

$$\sigma_q = \sigma_q^H - 0,5(1 - \Pi_{2,1}) = 0,97 - 0,5(1 - 0,938) = 0,939,$$

$$\sigma_{вq}^H = \sigma_{вq}^H - 0,1(1 - \Pi_{2,1}) = 0,325 - 0,1(1 - 0,938) = 0,3188.$$

Определяем время наполнения рабочей полости до начала движения поршня по формуле

$$t_3 = 3,62 \cdot 10^{-3} \frac{V_{01}}{\mu f} [\Psi_1(\sigma_q) - \Psi_1(\sigma_a)],$$

где

$$\sigma_a = \frac{P_a}{P_m} = \frac{0,1}{0,5} = 0,2.$$

Значения функций  $\Psi_1(0,939)$  и  $\Psi_1(0,2)$  находим по графику (рис. 3.1). Они соответственно равны  $\Psi_1(0,939) = 1,02$  и  $\Psi_1(0,2) = 0,2$ .

Тогда

$$t_3 = 3,62 \cdot 10^{-3} \frac{301,4 \cdot 10^{-6}}{0,08 \cdot 50,24 \cdot 10^{-6}} [1,02 - 0,2] = 0,223, \text{ с.}$$

Время опоражнивания выхлопной полости определим по формуле

$$t_b = 2,53 \cdot 10^{-2} \frac{V_b}{\mu_b \cdot f_b \cdot \sigma_a^{k-\frac{1}{2k}}} [\Psi_2(\sigma_q) - \Psi_2(\sigma_a)].$$

Значения функций  $\Psi_2(0,3188)$  и  $\Psi_2(0,2)$  находим по номограмме (рис. 3.1). Они соответственно равны  $\Psi_2(0,3188) = 0,86$  и  $\Psi_2(0,2) = 0,81$ .

Тогда

$$t_b = 2,53 \cdot 10^{-2} \frac{1711 \cdot 10^{-6}}{0,26 \cdot 50,24 \cdot 10^{-6} \cdot 0,2^{0,143}} [0,86 - 0,81] = 0,2086, \text{ с.}$$

Сравнивая время наполнения и опоражнивания полостей рабочего цилиндра, выбираем большее значение, т. е.  $t_3 = 0,223$  с. В данном случае большая разница во времени объясняется главным образом малым значением нагрузки  $\chi = 0,369$  благодаря чему давление в выхлопной полости изменилось значительно меньше, чем в рабочей полости.

Время подготовительного периода  $t_{п}$  равно:

$$t_{п} = 0,223 + 0,2086 = 0,4316, \text{ с.}$$

### 3.3. Период движения поршня

Так как в общем случае в пневмоприводе может быть несколько полостей, то в дальнейшем полости будем нумеровать, индексы параметров будут соответствовать нумерации полостей. На рис. 3.3 первая полость является рабочей, а вторая – выхлопной. Уравнение движения поршня двухстороннего типового пневмопривода имеет следующий вид:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} P_1 \cdot F_1 \cdot P_2 \cdot F_2 \cdot P, \quad (3.9)$$

где  $m$  – масса привода и присоединенных к нему поступательно движущихся частей;

$x$  – координата перемещения поршня;

$P_1, P_2$  – давление воздуха в первой и второй полостях (полости Б и В);

$P$  – сила сопротивления на штоке;  
 $F_1, F_2$  – площади торцов поршня.

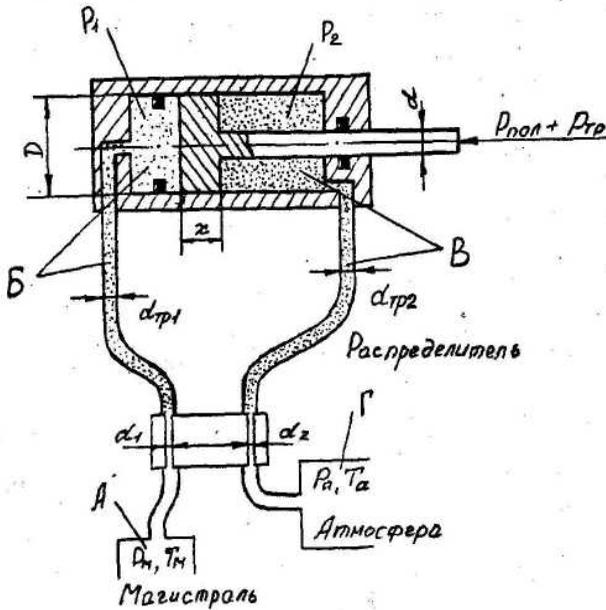


Рис. 3.3. Период движения поршня

Дифференциальное уравнение (3.9) должно быть решено совместно с уравнениями, характеризующими изменения давления в обеих полостях рабочего цилиндра. Эти уравнения получены без учета теплообмена с окружающей средой и при постоянных параметрах сжатого воздуха в магистрали.

Уравнение для определения давления  $P_1$  в рабочей полости [4] имеет следующий вид:

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{Kf_1^3 P_M \sqrt{RT_M}}{F_1(x_{01} + x)} \varphi(\sigma_1) - \frac{kP_1}{(x_{01} + x)} \frac{dx}{dt}, \quad (3.10)$$

где

$$\sigma_1 = \frac{P_1}{P_M}; K = \sqrt{\frac{2qk}{k-1}}; x_{01} = \frac{V_{01}}{F_1};$$

$f_1^3 = \mu_1 f_1$  – эффективная площадь входного отверстия;  
 $\mu_1$  – коэффициент расхода подводящей линии;  
 $f_1$  – площадь входного отверстия;  
 $x_{01}$  – приведенная начальная координата положения поршня;  
 $V_{01}$  – начальный объем рабочей полости.  
 В уравнении значения функции расхода  $\varphi(\sigma_1)$  равны:

$$\begin{cases} \varphi(\sigma) = \sqrt{\sigma^{\frac{2}{k}} - \sigma^{\frac{k+1}{k}}} & \text{при } 0,528 < \sigma < 1; \\ \varphi(\sigma) = 0,2588 & \text{при } 0 < \sigma < 0,528. \end{cases} \quad (3.11)$$

При определении начальной координаты положения поршня необходимо учитывать не только начальный объем полости (вредное пространство), но и объем трубопровода от распределителя до рабочего цилиндра.

Уравнение для определения давления  $P_2$  в выхлопной полости [4] имеет следующий вид:

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{k f_2^3 K P_2^{\frac{3k-1}{2k}} \sqrt{RT_M}}{F_2 (L + x_{02} - x) P_M^{\frac{k-1}{2k}}} \varphi\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_2}\right) + \frac{k P_2}{L + x_{02} - x} \frac{dx}{dt}. \quad (3.12)$$

Значения функции расхода  $\varphi(\sigma_a/\sigma_2)$  в уравнении (3.12) также равны

$$\varphi(\sigma) = \sqrt{\sigma^{\frac{2}{k}} - \sigma^{\frac{k+1}{k}}}.$$

Совместное решение системы уравнений (3.10), (3.11), (3.12) возможно только с помощью численных методов интегрирования. Шаг интегрирования выбирается в зависимости от требуемой точности расчета. Интегрирование продолжается до тех пор, пока значение перемещения  $X$  поршня не станет равным рабочему ходу  $L$ . Время, соответствующее этому моменту, равно времени перемещения поршня.

Приведенную систему дифференциальных нелинейных уравнений 4-го порядка (3.10; 3.11; 3.12) целесообразно [1] выразить в безразмерной форме, что дает возможность использовать одно ре-

шение для целой группы однотипных пневмоприводов. С учетом этого, введем следующие безразмерные переменные параметры:

$$\xi = \frac{x}{l} \sigma = \frac{P}{P_M}; \tau = \frac{t}{t_T},$$

где

$$t_T = \frac{FL}{f^3 K \sqrt{RT_T}}; \quad (3.13)$$

и безразмерные параметры:

$$\chi = \frac{P}{P_M F}; \Omega = \frac{\mu_2 f_2}{\mu_1 f_1}; N = \frac{f_1^3 K}{F_1} \sqrt{\frac{mRT_T}{P_M FL}}; \quad (3.14)$$

$$\xi_{00} = \frac{x_0}{L}; \Pi_{2,1} = \frac{F_2}{F_1},$$

где  $N$  – постоянная величина, характеризующая соотношение размеров и параметров данного привода;

$\xi_{00}$  – начальный объем полости;

$\Pi_{2,1}$  – отношение площадей торцов поршня.

Выразив действительные перемещения через безразмерные и подставив полученные значения в уравнения (3.10), (3.11), (3.12), получим следующую систему безразмерных уравнений:

уравнение движения;

$$\frac{d^2 \xi}{d\tau^2} = \frac{1}{N} (\sigma_1 - \Pi_{2,1} \sigma_2 - \chi); \quad (3.15)$$

уравнение давления в рабочей полости:

$$\frac{d\sigma_1}{d\tau} = \frac{K}{\xi_{01} + \xi} \left[ \varphi(\sigma_1) - \sigma_1 \frac{d\xi}{d\tau} \right]; \quad (3.16)$$

уравнение давления в выхлопной полости:

$$\frac{d\sigma_2}{d\tau} = \frac{k}{\xi_{02} + 1 - \xi} \left[ \frac{\Omega}{\Pi_{2,1}} \sigma_2^{\frac{k-1}{2k}} \cdot \varphi\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_2}\right) - \sigma_2 \frac{d\xi}{d\tau} \right]. \quad (3.17)$$

Систему нелинейных дифференциальных уравнений обычно решают одним из численных методов (Рунге-Кутта, Адамса, Эйлера и др.).

Переход от безразмерных параметров к действительным осуществляется по формуле перехода:

$$t = 1,03 \cdot 10^{-3} \frac{LD^2}{\mu f} \tau. \quad (3.18)$$

В результате для разных  $N$ ,  $\Omega$ , и  $\chi$  получены значения  $\sigma$ ,  $\sigma_1$ ,  $\xi$ ,  $\xi_{01}$  и соответствующие им интервалы времени. На основании этих расчетов построены сводные графики (рис. 3.4–3.10), с помощью которых можно рассчитать время движения поршня пневмопривода. В приведенных выше сводных графиках в интервал времени  $\tau$  включается не только время перемещения поршня, но и время  $t_n$  подготовительного периода. Существует [1] следующий порядок расчета с помощью приведенных графиков. Сначала исходные физические параметры выражают в безразмерной форме. Затем по полученным безразмерным параметрам  $\Omega$ ,  $N$ , и  $\chi$  находят соответствующий график, по которому и определяют безразмерное время срабатывания  $\tau$  и затем – действительное время  $t$ .

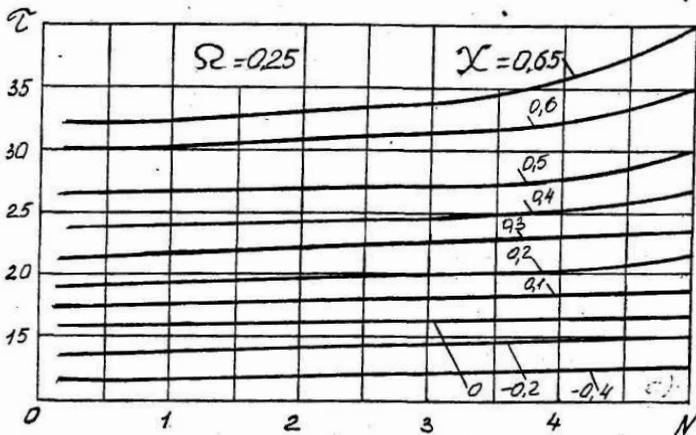


Рис. 3.4. Зависимость времени срабатывания  $\tau$  от конструктивного параметра  $N$  пневмопривода ( $\sigma_a = 0,15 \div 0,3$ ;  $\chi_0 = 0,1 \div 1,0$ ;  $\Pi_{2,1} = 1$ .  
Пропускная способность – 0,25

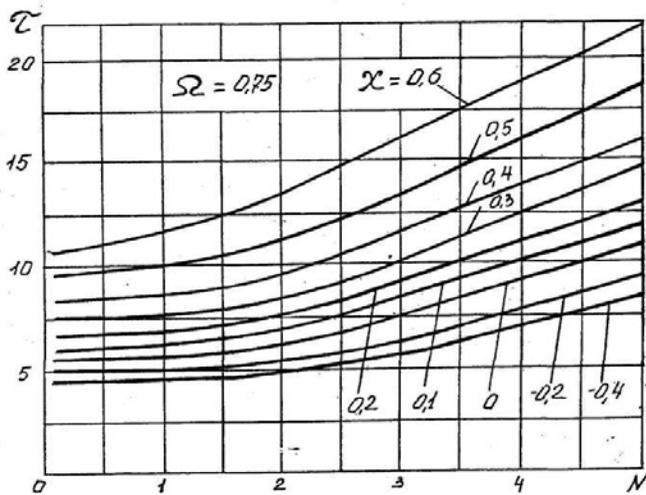


Рис. 3.5. Зависимость времени срабатывания  $\tau$  от конструктивного параметра  $N$  пневмопривода. Пропускная способность – 0,75.

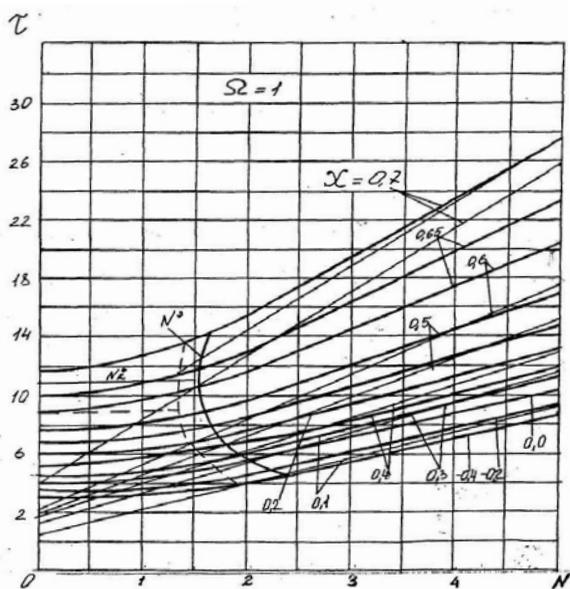


Рис. 3.6. Зависимость времени срабатывания  $\tau$  от конструктивного параметра  $N$  пневмопривода. Пропускная способность – 1

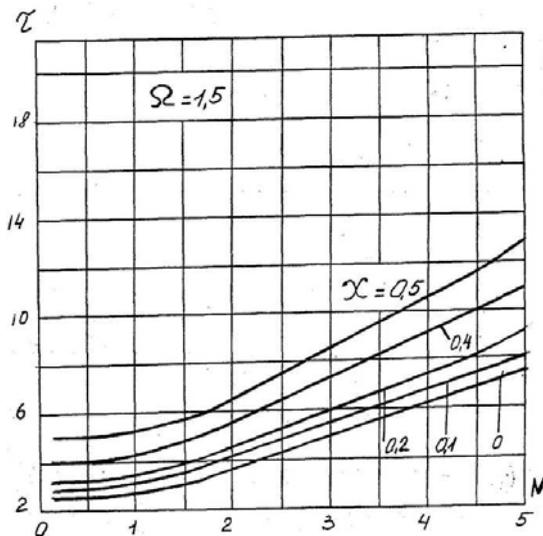


Рис. 3.7. Зависимость времени срабатывания  $\tau$  от конструктивного параметра  $N$  пневмопривода. Пропускная способность – 1,5

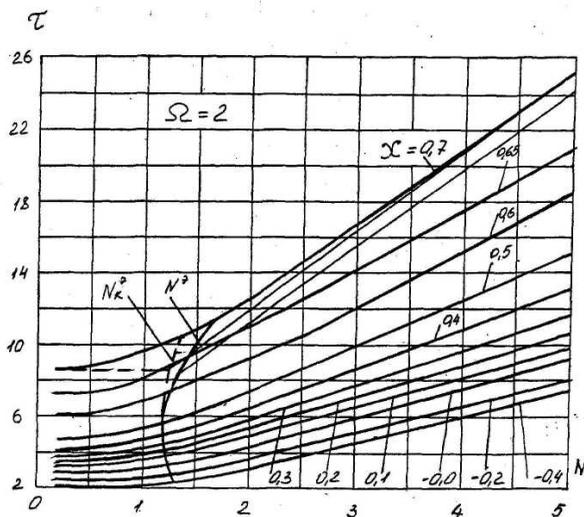


Рис. 3.8. Зависимость времени срабатывания  $\tau$  от конструктивного параметра  $N$ . Пропускная способность – 2

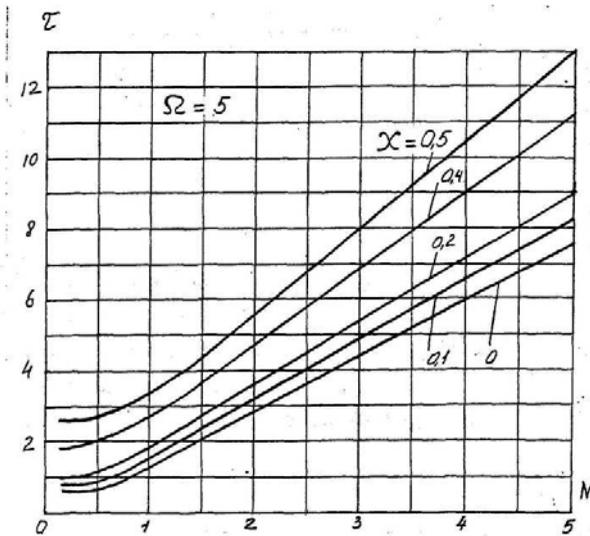


Рис. 3.9. Зависимость времени срабатывания  $\tau$  от конструктивного параметра  $N$ . Пропускная способность – 5

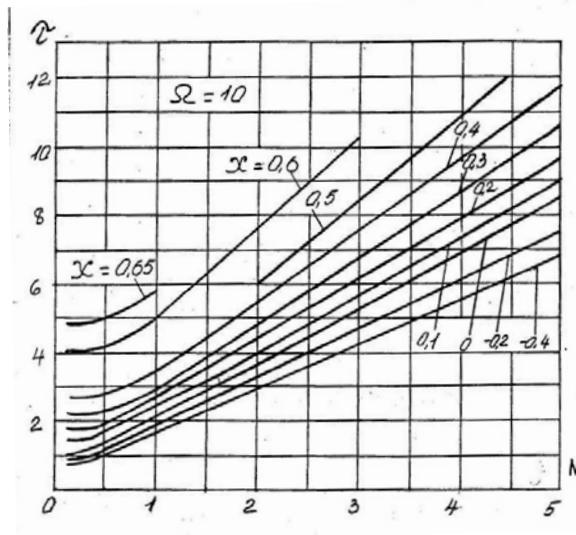


Рис. 3.10. Зависимость времени срабатывания  $\tau$  от конструктивного параметра  $N$ . Пропускная способность – 10

Изложим последовательность расчета.

Определяют безразмерную нагрузку  $\chi$  по формуле

$$\chi = \frac{P}{0,785 P_m D^2}. \quad (3.19)$$

Определяют безразмерный конструктивный параметр  $N$  по формуле

$$N = 275,14 \frac{\mu_1 d_1^2}{D_1^3} \sqrt{\frac{P_\tau}{P_m L}}. \quad (3.20)$$

где  $P_m$  – вес груза и всех поступательно движущихся частей.

Определяют безразмерный коэффициент  $\Omega$ , характеризующий пропускные способности подводящей и выхлопной линий привода, по формуле

$$\Omega = \frac{\mu_2 f_2}{\mu_1 f_1}. \quad (3.21)$$

По полученному параметру  $\Omega$  выбирают расчетный график. Если нет графика для данного значения  $\Omega$ , то по двум ближайшим по значению  $\Omega$  графикам производят интерполяцию.

Определяют приведенные начальные координаты положения поршня. Сначала вычисляют начальные объемы рабочей и выхлопной полостей с учетом объемов трубопроводов на участках труб от цилиндра до распределителя:

$$\begin{aligned} V_{01} &= V_{01}^1 + 0,785 d_1^2 l_1, \\ V_{02} &= V_{02}^1 + 0,785 d_2^2 l_2. \end{aligned} \quad (3.22)$$

Затем определяют начальные координаты положения поршня:

$$\xi_{01} = 1,27 \frac{V_{01}}{D_1^2 L}; \quad \xi = 1,27 \frac{V_{02}}{D_1^2 L}. \quad (3.23)$$

По этим параметрам также проверяют расчетный график.

Выбирают график по значениям  $\Omega$ ,  $\xi_{01}$  и  $\xi_{02}$ ,  $\sigma_a$ .

Определяют безразмерное время  $\tau$  по выбранному графику по полученным значениям  $N$  и  $\chi$ .

Определяют действительное время по формуле перехода:

$$t = 1,31 \cdot 10^{-3} \frac{LD^2}{\mu_1 d_1^2} \tau. \quad (3.24)$$

### Пример расчета

Определить время прямого хода поршня двухстороннего пневмопривода, используя в качестве исходных данных результаты динамического синтеза, рассмотренные ранее.

В соответствии с этим имеем:

- $D = 0,08$  м;
- $L = 0,3$  м;
- $l_1 = l_2 = 5$  м;
- $d_1 = d_2 = 0,008$  м;
- $\mu_1 = 0,08$ ;
- $\mu_2 = 0,26$ ;
- $P = 556,73$  Н;
- $P_m = 0,3$  МПа;
- $P_\tau = 100$  Н.

Определяем безразмерную нагрузку  $\chi$  по формуле (3.19):

$$\chi = \frac{556,7}{0,785 \cdot 0,3 \cdot 10^6 \cdot 0,08^2} = 0,369.$$

Определяем безразмерный конструктивный параметр  $N$  по формуле (3.20):

$$N = 275,14 \frac{\mu_1 d_1^2}{D_1^3} \sqrt{\frac{P_\tau}{P_m L}} = 275,14 \frac{0,08 \cdot 0,008^2}{0,08^3} \sqrt{\frac{100}{0,3 \cdot 10^6 \cdot 0,3}} = 0,0917.$$

Определяем безразмерный коэффициент  $\Omega$  по формуле (3.21):

$$\Omega = \frac{\mu_2 f_2}{\mu_1 f_1}; \quad \Omega = \frac{0,26}{0,08} = 3,25.$$

Определяем начальные объемы рабочей и выхлопной полостей по формуле (3.22). Ранее эти значения были определены при расчете времени подготовительного периода:

$$V_{01} = 301,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3, \quad V_{02} = 1711 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Начальные координаты положения поршня по формуле (3.23) равны:

$$\xi_{01} = 1,27 \frac{V_{01}}{D_1^2 L} = 1,27 \frac{301,4 \cdot 10^{-6}}{0,08^2 \cdot 0,3} = 0,199,$$

$$\xi_{02} = 1,27 \frac{V_{012}}{D_1^2 L} = 1,27 \frac{1711 \cdot 10^{-6}}{0,08^2 \cdot 0,3} = 1,132.$$

По графику для  $\Omega = 2$ ;  $\sigma_a = 0,15 \div 0,3$  при  $N = 0,0917$  и  $\chi = 0,369$  находим  $\tau = 4$  с.

По графику  $\Omega = 5$ ;  $\sigma_a = 0,15 \div 0,3$  при  $N = 0,0917$  и  $\chi = 0,369$  находим  $\tau = 1,7$  с.

Интерполируя, получим для  $\Omega = 3,25$   $\tau = 3,425$ .

Определяем действительное время движения поршня по формуле (3.24):

$$t = 1,31 \cdot 10^{-3} \frac{LD^2}{\mu_1 d_1^2} \tau = 1,31 \cdot 10^{-3} \frac{0,3 \cdot 0,08^2}{0,08 \cdot 0,008^2} 3,425 = 1,683, \text{ с.}$$

$$t = 1,683, \text{ с.}$$

Так как время  $t$  включает в себя подготовительное время  $t_n$ , то время движения поршня  $t' = t - t_n = 1,683 - 0,4316 = 1,2514$ , с.

#### **4. ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ**

Содержание курсовой работы. Курсовая работа состоит из расчетно-пояснительной записки и графической части – 1,5–2 листа формата А1. Содержание расчетно-пояснительной записки и объем графической части определяет преподаватель в задании к курсовому проектированию.

При оформлении расчетно-пояснительной записки и графической части следует придерживаться требований методических указаний – ЭИ БНТУ / ИПФ 109-1.2010 [3].

## ЛИТЕРАТУРА

1. Герц, Е.В. Расчет пневмоприводов / Е.В. Герц, Г.В. Крейнин. – М.: Машиностроение, 1975.
2. Сункуев, Б.С. Расчет пневмо- и гидропривода машин легкой промышленности: учебное пособие / Б.С. Сункуев. – Минск: БТИ им. С.М. Кирова, 1988.
3. Методические указания по оформлению дипломных проектов для специальности 1-36 20 04 «Вакуумная и компрессорная техника» и направления специальности 1-08 01 01-01 «Профессиональное обучение (машиностроение)». – Минск: БНТУ, 2010.
4. Сборник задач по машиностроительной гидравлике / под ред. И.И. Куколевского. – М.: Машиностроение, 1981.
5. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я.М. Вильнер [и др.]. – Минск: Вышэйшая школа, 1976.
6. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т.М. Башта [и др.]. – М.: Машиностроение, 1982.

Учебное издание

## ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ УСТРОЙСТВА И СИСТЕМЫ

Методические указания  
к выполнению курсовой работы  
для студентов специальности 1-36 20 04  
«Вакуумная и компрессорная техника»

Составитель  
ОРЛОВА Екатерина Петровна

Ответственный за выпуск Т.А. Подолякова

---

Подписано в печать 25.04.2011.

Формат 60×84<sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага офсетная.

Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 2,27. Уч.-изд. л. 1,77. Тираж 80. Заказ 1186.

---

Издатель и полиграфическое исполнение:

Белорусский национальный технический университет.

ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009.

Проспект Независимости, 65. 220013, Минск.