

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(ДГТУ)

Кафедра «Гидравлика, гидропневмоавтоматика и тепловые процессы»

Лекции по курсу

Пневматический привод и пневмоавтоматика

Составители: профессор Сидоренко В.С.
доцент Дымочкин Д.Д.,
доцент Грищенко В.И.

г. Ростов-на-Дону
2023 г.

Введение

Существует несколько определений слова «привод», имеющих одинаковую смысловую нагрузку, но различающихся степенью детализации. В данном разделе под пневматическим приводом будем понимать совокупность пневматических устройств, предназначенных для приведения в движение некоторого объекта управления.

Под пневматической системой будем понимать совокупность всех устройств, работающих с использованием сжатого воздуха.

Таким образом, отличительной чертой пневматического привода является обязательное наличие исполнительного двигателя - пневмоцилиндра.

Применение пневматического привода в современном промышленном оборудовании обусловлено рядом его особенностей [14, 15]:

- Основным исполнительным двигателем является пневматический цилиндр возвратно-поступательного или поворотного действия. Стандартные пневмоцилиндры двустороннего действия имеют ход от 5 до 2700 мм, бесштоковые – до 6000 мм, поворотные – угол поворота до 360°.

- Усилие, развиваемое штоком пневмоцилиндра, определяется рабочим давлением и диаметром поршня. Серийно выпускаемые цилиндры имеют максимальный диаметр 320 мм. При максимальном рабочем давлении до 10 бар (1 МПа) развиваемое усилие – до 74 кН (в статическом состоянии). При наиболее распространённом рабочем давлении 6 бар в движении (с учётом потерь и обеспечения стабильной скорости) – до 23 кН. При использовании специальных цилиндров (тандемов, трайдемов и тетрадемов) усилие может быть увеличено до 3,8 раза. Подобные цилиндры представляют собой фактически несколько жёстко связанных цилиндров, размещённых в одном корпусе.

– Скорость движения штока цилиндра легко достижима до 1 м/с, при определённых условиях – до 10 м/с. Скорость движения довольно сильно зависит от внешней нагрузки. Но при определённом схмотехническом решении и запасе по усилию (в 1,5 – 2 раза) можно получить довольно стабильную скорость, не зависящую от внешней нагрузки.

– Точность позиционирования циклового пневмопривода определяется механическими упорами, позиционного пневмопривода – 1% от диапазона перемещения.

– Пневматический привод экологичен, пожаро- и взрывобезопасен, способен работать в запылённой среде, слабо чувствителен к изменению температуры окружающей среды.

– Стандартный температурный диапазон работы пневмопривода 0...+60°C, при осушенном воздухе -20...+60°C. Кроме того, для пневматических цилиндров при использовании специальных уплотнений температурный диапазон может быть увеличен от -50 до +150°C.

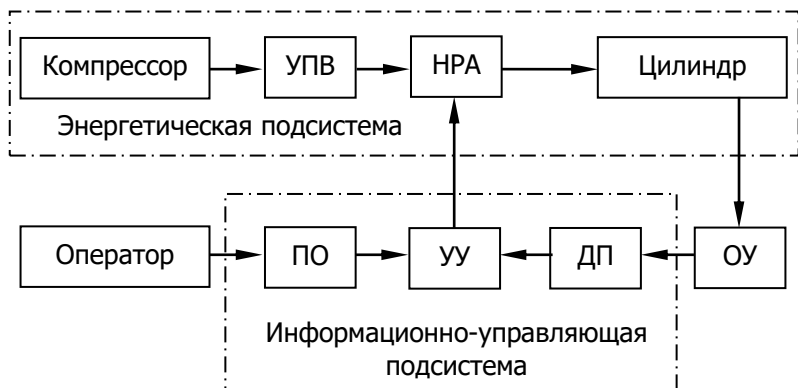
– Учитывая широкое применение пластиковых трубопроводов и широкую номенклатуру фитингов, монтаж пневмоприводов значительно проще, по сравнению с другими типами приводов.

– Важной особенностью пневмопривода, выгодно отличающей его от других приводов, является возможность создания усилия в статическом состоянии без потребления энергии (при обеспечении герметичности пневмосистемы).

– Следует также отметить, что сжатый воздух является довольно дорогим источником энергии (примерно в 7...10 раз дороже электроэнергии). Поэтому обеспечение надёжной герметичности пневмосистемы является важным требованием при её монтаже. Это, в свою очередь, требует определённой культуры производства. Возможно, это также является одной из причин, сдерживающих более широкое применение пневмопривода в сельхозмашинах.

1 Структура пневматического привода.

Обобщённая структурная схема автоматизированного пневматического привода приведена на рис 7.3.



УПВ - узел подготовки воздуха; НРА - направляющая и регулирующая аппаратура; ОУ - объект управления (перемещаемый объект); ДП - датчики положения; УУ - устройство управления; ПО - пульт оператора (пульт управления).

Рис. 7.3 - Обобщённая структурная схема автоматизированного пневматического привода

Довольно часто также применяются пневматические приводы с ручным управлением. В этом случае функции устройств информационно-управляющей подсистемы выполняет человек-оператор.

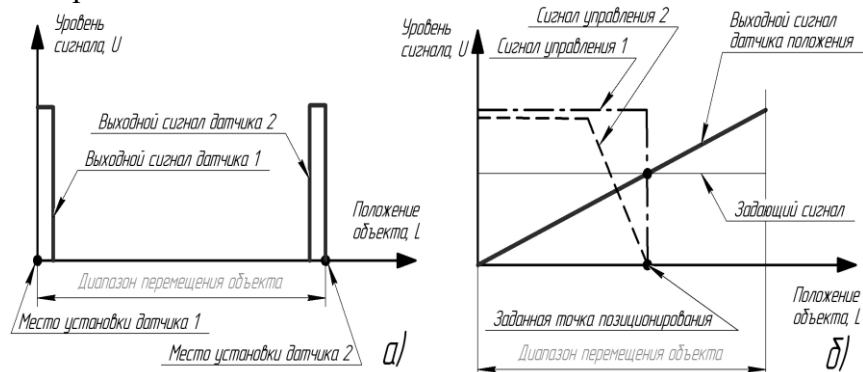
Широко, также, распространены пневматические приводы с электроуправлением. В пневмоприводе с электроуправлением для регулирования параметров движения исполнительного двигателя применяют направляющую и регулирующую аппаратуру с электроуправлением. В простейшем случае – электропневматический распределитель. Для контроля необходимых параметров используются датчики с электриче-

ским выходным сигналом. Соответственно устройство управления состоит из различных электронных компонентов.

Применение различных элементов зависит также от решаемых пневмоприводом задач. Наиболее распространённая задача - перемещение какого-либо объекта или рабочего органа оборудования в заданную точку. В зависимости от вида перемещения приводы подразделяются на цикловые, позиционные и следящие.

В цикловом приводе количество точек позиционирования объекта или рабочего органа оборудования ограничено несколькими позициями, а точность остановки определяется механическими упорами. Изменение точки позиционирования осуществляется ручным перемещением упора.

Для контроля положения перемещаемого объекта используются датчики положения, называемые конечными (путевыми) выключателями. Такие датчики, как правило, устанавливаются в конечных точках диапазона перемещения и выдают сигнал определённого уровня при попадании объекта или рабочего органа оборудования в заданную позицию (рис. 7.4-а). Уровень сигнала зависит от типа датчика и напряжения питания. Такой сигнал и, соответственно, датчик называют дискретным.



а) - выходной сигнал конечного выключателя;

б) - выходной сигнал пропорционального датчика положения

Рис. 7.4.– Выходные сигналы датчиков положения.

Система управления циклового привода использует эти сигналы для обеспечения необходимой последовательности действий (цикла). Оператор с помощью пульта управления осуществляет включение/выключение привода, контроль над ходом цикла и (при необходимости) управление приводом в ручном режиме.

В цикловом пневматическом приводе используют пневмораспределители, которые переключаются дискретными сигналами. Регулирование скорости движения осуществляется оператором с помощью пневмодросселей. Соответственно система управления также строится с помощью дискретных элементов (логических пневмоклапанов, электромагнитных и электронных реле, таймеров и счётчиков, программируемых реле, программируемых логических контроллеров).

Большинство используемых пневматических приводов в сельскохозяйственном оборудовании являются цикловыми (или с ручным управлением).

Позиционный привод должен обеспечить перемещение объекта в любую точку из диапазона перемещения с заданной точностью. Для контроля положения объекта используются электрические датчики положения, у которых уровень выходного сигнала (или код – для цифровых датчиков) пропорционален положению объекта (рис. 7.4-б). Каждому положению объекта соответствует определённый уровень сигнала датчика.

Система управления обеспечивает не только заданную последовательность действий, но и останов объекта в заданной позиции. В простейшем случае система управления сравнивает уровень выходного сигнала датчика с уровнем задающего сигнала и при их совпадении в точке позиционирования выключает исполнительное устройство (сигнал управления 1 на рис. 7.4-б). Изменение точки позиционирования осуществляется изменением уровня задающего сигнала.

Однако, в таком случае в пневматическом приводе из-за сжимаемости воздуха невозможно получить высокую точ-

ность позиционирования. Для обеспечения высокой точности необходимо применять более сложные методы торможения: использовать специальные устройства торможения (например, гидродемпферы) или применять специальные законы торможения. В последнем случае сигнал управления и, соответственно, скорость движения объекта, изменяется по определённому закону, уменьшаясь при приближении к точке позиционирования (сигнал управления 2 на рис. 7.4-б).

В позиционных приводах используется пропорциональная аппаратура с электроуправлением, система управления – программируемый логический контроллер с аналоговыми входами и выходами.

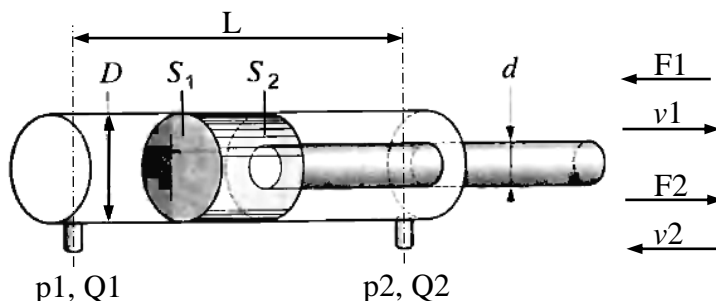
Следящие пневмоприводы в сельскохозяйственном оборудовании применяются значительно реже. Например, в устройствах регулирования подачи зерна (или других сыпучих компонентов).

Следящий привод во многом похож на позиционный. Отличие заключается в том, что задача позиционного привода – максимально быстрое перемещение объекта из одной позиции в другую, при этом траектория перемещения не важна. Задача следящего привода – перемещение из одной позиции в другую по заданной траектории. Следящие пневмоприводы из-за своей высокой сложности пока не получили широкого применения.

Учитывая вышесказанное, а также особенности пневмопривода, приведённые во введении к данной главе, следует отметить, что применение пневмопривода наиболее обоснованно в тех случаях, когда необходим высокопроизводительный цикловой привод возвратно-поступательного или поворотного действия, особенно при повышенных требованиях к пожаро-, взрывобезопасности и экологической чистоте.

2 Теоретические особенности функционирования и расчёта пневматического привода.

Основная задача расчёта пневмопривода (см. рис. 7.5) – определение диаметров поршня и штока (D и d), давлений (p_1 , p_2), расходов воздуха (Q_1 , Q_2), чтобы при заданном ходе штока (L) и внешних нагрузках (F_1 , F_2) обеспечить заданное время выполнения операции (или средние скорости выдвижения - v_1 и втягивания штока - v_2).



D – диаметр поршня; d – диаметр штока; S_1 – площадь поршня; S_2 – площадь поршня со стороны штоковой полости (разность площадей поршня и штока); L – ход поршня; F_1 – внешняя нагрузка при выдвижении штока; F_2 – внешняя нагрузка при втягивании штока; v_1 – скорость выдвижения штока; v_2 – скорость втягивания штока; p_1 – давление в поршневой полости; p_2 – давление в штоковой полости; Q_1 – расход воздуха в поршневой полости; Q_2 – расход воздуха в штоковой полости;

Рис. 7.5 - Данные расчёта пневмопривода [15].

Иногда также необходимо рассчитать изменение температуры воздуха, чтобы определить требования к качеству подготовки воздуха.

Аналитический расчёт пневмопривода – довольно сложная задача, поэтому при инженерных расчётах широко ис-

пользуют номограммы и графики [16, 17], полученные как экспериментально, так и с помощью расчётных формул.

Подробная методика расчёта приводится в последующих разделах. В данном разделе приводятся некоторые теоретические аспекты, поясняющие особенности функционирования и расчёта пневмоприводов.

Скорость движения штока цилиндра связана с расходом воздуха следующим соотношением:

$$Q = v \cdot S \quad (7.1)$$

где Q – фактический объёмный расход сжатого воздуха, $\text{м}^3/\text{с}$; v – скорость движения штока цилиндра, $\text{м}/\text{с}$; S – площадь поршня, $\text{м}^2/\text{с}$.

Учитывая, что воздух очень сильно сжимаем, количество воздуха, потребляемое в единицу времени, при одном и том же фактическом объёмном расходе, но разных давлениях, будет разным. В связи с этим объём воздуха, а соответственно и объёмный расход приводят к определённым условиям. Тогда, согласно уравнению Клайперона-Менделеева:

$$Q_0 = Q \cdot (p/p_0) \cdot (T_0/T) \quad (7.2)$$

где Q_0 – приведённый расход; p , T – фактические абсолютные давление и температура; p_0 , T_0 – абсолютное давление и температура при определённых условиях.

Различают нормальные условия (ГОСТ 12449) $T_0 = 293\text{К}$ и $p_0 = 101325 \text{ Па}$ (1,013 бар); стандартные условия (ГОСТ Р ИСО 8573-1-2005) $T_0 = 293\text{К}$ и $p_0 = 100000 \text{ Па}$ (1 бар).

Иностранные производители в качестве нормальных условий довольно часто используют $T_0 = 273\text{К}$ и $p_0 = 101325 \text{ Па}$ (DIN 1343) [18]. В этом случае объём воздуха измеряется в нормальных литрах (Нл) или нормальных метрах кубических (Нм^3), соответственно нормальный расход – в $\text{Нл}/\text{с}$, $\text{Нл}/\text{мин}$, $\text{Нм}^3/\text{с}$, $\text{Нм}^3/\text{мин}$.

Номинальный расход (Нл/мин) – объёмный расход воздуха через пневмоэлемент, существующий при избыточном давлении на входе 6 бар и избыточном давлении на выходе 5 бар, приведённый к нормальным условиям (рис. 7.6)

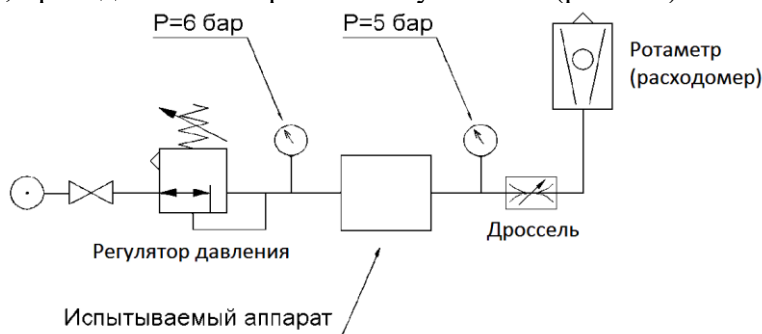


Рис. 7.6 - Схема для определения номинального расхода в Нл/мин.

Усилие, создаваемое штоком цилиндра, например, при выдвигении (толкающая сила):

$$F_{\text{тол}} = p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2 - F_c \quad (7.3)$$

где $F_{\text{тол}}$ – толкающая сила; F_c – сила сопротивления.

Давление в (p_1) полости цилиндра при движении поршня будет отличаться от давления питания, поскольку при движении воздуха по трубопроводу возникают потери давления, вызванные трением между слоями газа. Различают потери на трение и потери в местных сопротивлениях.

Местным сопротивлением является любое изменение направления, формы или площади сечения потока. Соответственно, все пневмоаппараты являются местными сопротивлениями. Потери давления на пневмоаппарате определяются по расходно-перепадным характеристикам или по формуле [15]:

$$\Delta p = (6/p_{\text{вх}}) \cdot (Q_{\text{д}}/Q_{\text{ном}})^2 \quad (7.4)$$

где Δp - потери давления на пневмоаппарате, бар; $p_{вх}$ - избыточное давление на входе в пневмоаппарат, бар; Q_d - действительный расход через пневмоаппарат, Нл/мин; $Q_{ном}$ - номинальный (по каталогу) расход через пневмоаппарат, Нл/мин.

Потери на трение [15]:

$$\Delta p = (0,23 \cdot Q_d^{1,85} \cdot L^{0,8}) / (p_{вх} \cdot d^5) \quad (7.5)$$

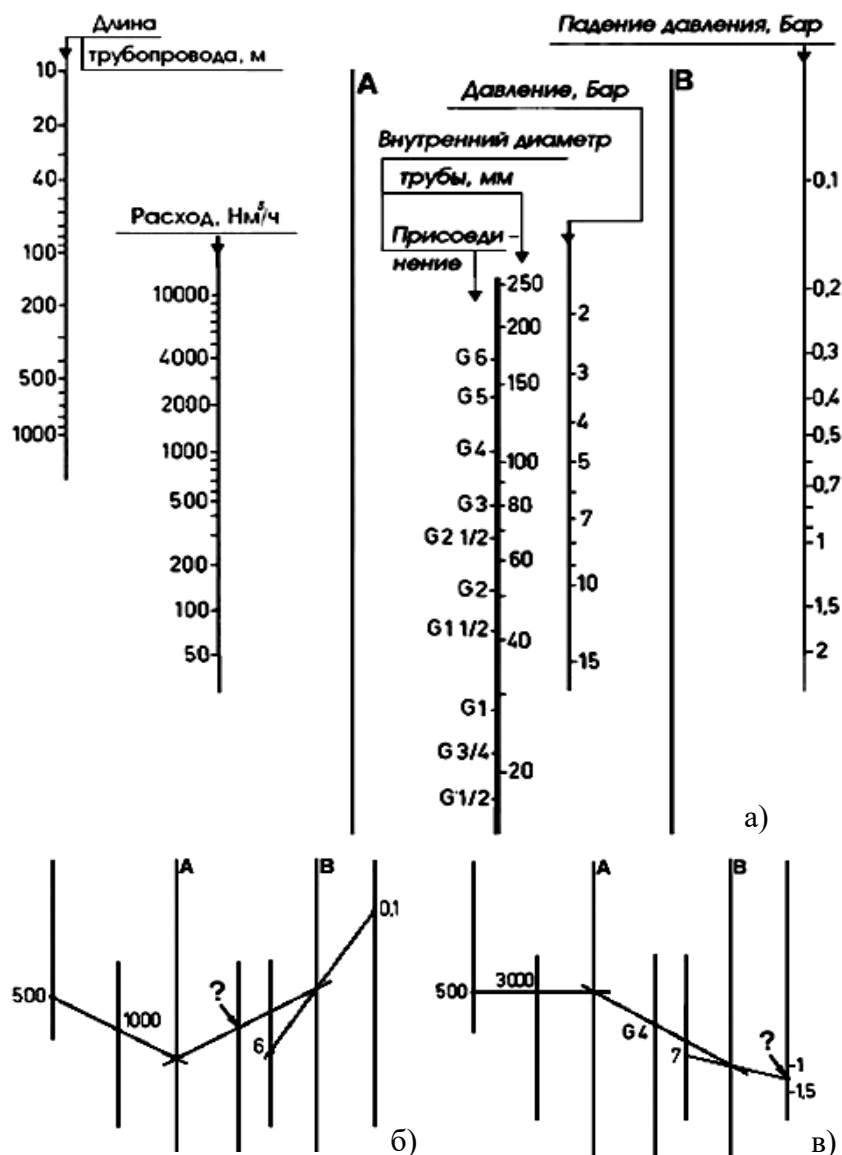
где L – длина трубопровода, м; d – внутренний диаметр, мм.

По этой формуле построена номограмма (рис. 7.7а), позволяющая более просто производить решение т.н. «прямой» и «обратной» задач по расчёту магистральных трубопроводов [15].

На рис. б) показан пример решения «прямой» задачи. При известной длине трубопровода (500 м), заданному расходу (1000 Нм³/час), допустимым потерям (0,1 бар) и давлению на входе (6 бар) определяется диаметр трубопровода.

На рис. в) показан пример решения «обратной» задачи. При известной длине трубопровода (500 м), расходе воздуха (3000 Нм³/час), давлению на входе (7 бар) и внутреннем диаметре (присоединение G4) определяются потери давления в трубопроводе.

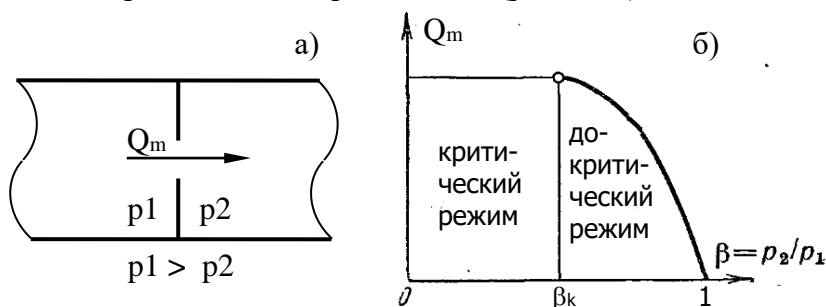
Воздух, выходящий из штоковой полости при выдвижении штока цилиндра, создаёт давление подпора (p_2), препятствующее движению поршня. Это давление довольно сложно рассчитать, т.к. оно имеет сильно нелинейную зависимость от расхода воздуха (от скорости движения штока цилиндра).



а) номограмма; б) пример решения «прямой» задачи;
в) пример решения «обратной» задачи

Рис. 7.7 - Номограмма для расчёта магистральных трубопроводов

При течении газа между полостями, в которых разное давление газа (рис. 7.8а) наблюдаются два режима истечения [19] – докритический и критический (рис. 7.8б).



а) Схема истечения газа между полостями

б) Зависимость массового расхода от соотношения давлений

Рис. 7.8 - Истечение газа между полостями

Режим течения определяется отношением давлений:

$$\beta = p_2/p_1 \quad (7.6)$$

где p_1 – давление в полости с большим давлением (из которой истекает газ); p_2 – давление в полости с меньшим давлением.

Если отношение давлений (β) больше некоторого критического значения (β_k), то наблюдается докритический режим истечения; если $\beta \leq \beta_k$ – критический. Значение β_k зависит от природы газа. Для воздуха $\beta_k = 0,528$.

При докритическом режиме истечения массовый расход определяется по формуле [19]:

$$Q_m = f \sqrt{2 [k/(k-1)] (p_1/v_1) [(p_2/p_1)^{2/k} - (p_2/p_1)^{(k+1)/k}]}. \quad (7.7)$$

При критическом:

$$Q_m = f \sqrt{2 [k/(k+1)] (p_1/v_1) [2/(k+1)]^{2/(k-1)}} \quad (7.8)$$

где f – площадь отверстия между полостями; v_1 – удельный объём воздуха в полости, из которой происходит истечение; k – показатель адиабаты (для воздуха $k = 1,4$).

Нормальный расход:

$$Q_0 = Q_m \cdot p_0 / (RT_0) \quad (7.9)$$

где R – газовая постоянная (для воздуха $R = 287$ Дж/[кг·К]).

Вообще, при выводе формул, используемых для инженерных расчётов пневмоприводов, кроме уравнения Клайперона-Менделеева используются уравнения для известных термодинамических процессов, которые в общем виде можно представить уравнением политропного процесса:

$$p \cdot v^n = \text{Const} \quad (7.10)$$

где p – абсолютное давление; v – удельный объём; n – показатель политропы (для адиабатного процесса $n = k = 1,4$; изотермического – 1; изобарного – 0; изохорного – ∞).

Значение показателя политропы зависит от условий теплообмена и времени протекания процесса, и в большинстве случаев лежит в пределах 1...1,4. Поскольку его точное значение определить довольно сложно, то используют допущения. Например, процесс истечения, описанный выше, считается адиабатным, течение газа по трубопроводу – изотермическим.

3 Подготовка воздуха для пневматических приводов

Один кубический метр всасываемого компрессором атмосферного воздуха при 25⁰С может содержать до 180 миллионов частиц пыли, 23 г воды в форме пара, от 0,01 до 0,03 мг компрессорного масла. При сжатии воздуха концентрация загрязняющих примесей многократно возрастает. Выход из строя пневматических систем в результате применения некачественного сжатого воздуха составляет до 80% от общего числа отказов.

Основными загрязнителями сжатого воздуха являются твёрдые загрязняющие частицы (пыль), пары и капельные фракции воды (попадающей из атмосферы) и масла (выносимого из компрессора).

Соответственно, подготовка сжатого воздуха включает, в общем случае, следующие этапы: сжатие воздуха до заданного избыточного давления; осушка (удаление паров воды и масла); фильтрация (удаление твёрдых загрязняющих частиц и капельных фракций воды и масла); транспортирование воздуха к потребителю; регулирование давления; внесение смазки (при необходимости); обеспечение герметичности пневмосистемы.

Для одной сельскохозяйственной мобильной или стационарной машины, содержащей пневматический привод, схема подготовки воздуха будет иметь вид, приведённый на рис. 7.9, для предприятия по переработке сельхозпродукции, имеющего несколько единиц стационарного сельхозоборудования с пневмоприводом – на рис. 7.10.



Рис. 7.9 - Структурная схема подготовки воздуха для одной сельскохозяйственной машины.

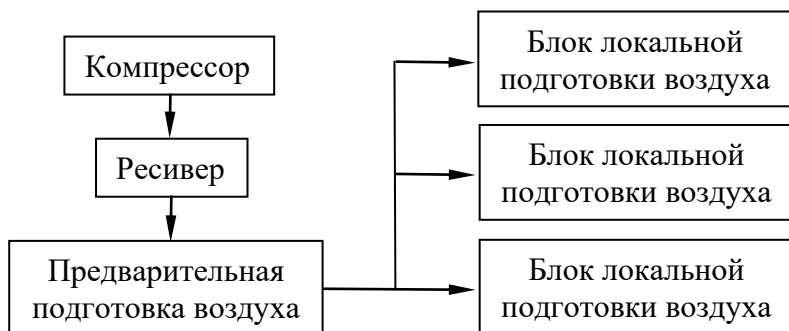


Рис. 7.10 - Структурная схема подготовки воздуха для предприятия по переработке сельхозпродукции.

Основная задача компрессора – обеспечение заданного расхода воздуха при заданном давлении. Давление, создаваемое компрессором, должно обеспечивать необходимое усилие на штоке пневмоцилиндра с учётом потерь давления, возникающих при движении воздуха по трубопроводу. В настоящее время для пневмоприводов применяют компрессоры с рабочим давлением 8-16 бар (0,8-1,6 МПа).

Следует отметить, что существует большое конструктивное разнообразие компрессоров, которые применяются в различном оборудовании и в различных отраслях промышленности. Компрессоростроение на сегодняшний день можно выделить как отдельный сектор промышленности, обусловленный своими особенностями технологий производства. Поэтому подробное рассмотрение компрессоров выходит за рамки данного раздела.

Стоит лишь заметить, что по принципу действия компрессоры делятся на две большие группы: динамического типа и объёмного типа. Компрессоры динамического типа позволяют получать достаточно большие расходы при относительно небольших давлениях и применяются для транспортировки газов и сыпучих веществ.

Для пневматических приводов используют компрессоры объёмного типа, из которых наибольшее применение получи-

ли поршневые и винтовые. Объёмные компрессоры работают совместно с ресивером (сосудом для хранения сжатого газа) в циклическом режиме. При заполнении ресивера воздухом до максимального давления компрессор отключается и пневмопривод работает на запасе воздуха из ресивера. При падении давления до минимального значения компрессор включается.

Очень часто под компрессором понимают компрессорную станцию – установку, в состав которой помимо самого компрессора могут входить конечный охладитель, осушитель, ресивер, масляный сепаратор, фильтр грубой очистки, регулятор давления, электроавтоматика включения-выключения компрессора.

При выборе компрессора основными показателями являются максимальное создаваемое давление и расход воздуха (производительность). Дополнительно следует учитывать уровень шума и вибраций, расход масла, допустимое количество включений-выключений в час, максимально допустимую продолжительность работы без отключения, возможность работы на холостом ходу (для мобильной техники).

Расход воздуха, который должен обеспечить компрессор, определяется по формуле [16]:

$$Q = \sum_{i=1}^n q_i \cdot Kn_i \cdot \varphi_i \quad (7.11)$$

где n – количество потребителей воздуха; q_i – расход воздуха, потребляемый i -тым потребителем; Kn_i – коэффициент использования для i -того потребителя; φ_i – коэффициент, учитывающий непроизводительные расходы из-за утечек, периодического опорожнения и заполнения трубопроводов (1,1...1,3).

Коэффициент использования:

$$Kn = \frac{t_o}{t_k} \quad (7.12)$$

где t_o – оперативное время; t_k – время учётного периода, состоящее из оперативного времени, времени простоев и пауз в рабочее время.

Для сельскохозяйственной машины потребителем является пневмоцилиндр, для предприятия – единица оборудования.

При определении расхода воздуха для большого числа потребителей, работа которых связана определённой последовательностью автоматического цикла, следует найти для каждого потребителя количество воздуха на одно срабатывание и на цикл и просуммировать полученные результаты. Полученный таким образом расход за цикл, следует умножить на число циклов за время учётного периода t_k .

Учитывая, что потребление сжатого воздуха носит непостоянный характер, а также для уменьшения износа компрессора рекомендуется выбирать компрессор с запасом 40...50% от рассчитанной производительности.

Ресивер в пневмоприводе выполняет ряд функций:

- накопление запаса сжатого воздуха для компенсации его переменного расхода (пиков потребления воздуха);
- уменьшение числа включений/выключений компрессора (уменьшение износа компрессора);
- сглаживание пульсаций давлений, создаваемых компрессором;
- предварительное охлаждение сжатого воздуха и удаление конденсата.

Объём ресивера, необходимый для обеспечения допустимого числа включений-выключений [18]:

$$V_R = \frac{60 \cdot Q \cdot [L_B / Q - (L_B / Q)^2]}{A l \cdot (p_{\max} - p_{\min})} \quad (7.13)$$

где V_R - искомый объём ресивера [м^3]; Q - производительность компрессора [$\text{м}^3/\text{мин}$]; L_B - потребление сжатого воздуха

[м³/мин]; Al - допустимая частота пусков/остановок или переходов с холостого хода на рабочий [1/ч] (ориентировочно можно выбрать по табл.7.1); p_{\max} - верхняя настройка давления [бар]; p_{\min} - нижняя настройка давления [бар].

Табл. 7.1 Максимально допустимое число включений-выключений электродвигателя компрессора

Мощность электродвигателя, кВт	Максимально допустимое кол-во включений, ч ⁻¹
4...7,5	30
11...22	25
30...55	20
65...90	15
110...160	10
200...250	5

Объём ресивера, необходимый для компенсации пиков потребления сжатого воздуха [18]:

$$V_R = \frac{t_R \cdot (L_{BP} - Q)}{p_n - p_k} \quad (7.14)$$

где V_R - искомый объем ресивера [м³]; t_R - продолжительность пика потребления [мин]; L_{BP} - пиковое потребление сжатого воздуха [м³/мин]; Q - производительность компрессора [м³/мин]; p_n - давление в ресивере на момент начала пика [бар] (желательно принимать равным нижней настройке давления p_{\min}); p_k - минимально допустимое давление в ресивере на момент окончания пика [бар].

Согласно Правилам устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением, ресиверы, для которых произведение давления в МПа на вместимость в м³ превышает 1,0, подлежат регистрации в органах Госгортехнадзора России.

Состав устройств, обеспечивающих предварительную и локальную (окончательную) подготовку воздуха, определяется требованиями к качеству сжатого воздуха. Требования к качеству воздуха определяются производителями сельскохозяйственных машин, которые, в свою очередь, должны ориентироваться на требования производителей пневмоавтоматики.

Для нормирования качества сжатого воздуха в СССР был разработан ГОСТ 17433-80 «Промышленная чистота. Сжатый воздух. Классы загрязненности».

Учитывая, что сегодня на отечественном рынке более широко представлены зарубежные производители пневматики, более широко также используется международный стандарт DIN ISO 8573-1 (последнее издание – 2010г). На основе стандарта DIN ISO 8573-1:2001 был разработан идентичный ему отечественный ГОСТ Р ИСО 8573-1 – 2005 Сжатый воздух. Часть 1. Загрязнения и классы чистоты.

Класс чистоты сжатого воздуха обозначается тремя символами: А/В/С. Здесь А - класс чистоты по твердым частицам (см. табл. 7.2); В - класс чистоты по влажности или содержанию воды в жидкой фазе (см. табл.7.2); С - класс чистоты по суммарному (общему) содержанию масел (см. табл. 7.3). Если для какого-либо вида загрязнений класс чистоты не задается, то соответствующая буква меняется на дефис.

Если сжатый воздух должен иметь класс чистоты по влажности 0-6, то необходимо применение осушителя. Применение осушителя требует дополнительной установки после компрессора конечного охладителя. Наличие осушителя и охладителя увеличивает массо-габаритные характеристики пневмосистемы, поэтому такой воздух используется для стационарных сельхозмашин. Для мобильных машин используется воздух 7-9 класса чистоты по влажности.

В настоящее время наиболее широко применяются рефрижераторные осушители (охладители) с охлаждающей водой или с затопленным испарителем (например, фреон

R134A); адсорбционные осушители с различными способами регенерации; мембранные осушители.

Осушитель может быть установлен между компрессором и ресивером или после ресивера.

Таблица 7.2 - Классы чистоты по твердым частицам

Класс	Предельно допустимое число частиц в 1 м ³				Размер частиц, мкм	Кон- цен- трация, мг/м ³
	Размер частиц d, мкм					
	≤0,10	0,10<d≤0,5	0,5<d≤1,0	1,0<d≤5,0		
0	По требованию пользователя или поставщика оборудования, но бо- лее жесткие, чем для класса 1				НЗ*	НЗ*
1	НЗ*	100	1	0		
2	НЗ*	100000	1000	10		
3	НЗ*	НЗ*	10000	500		
4	НЗ*	НЗ*	НЗ*	1000		
5	НЗ*	НЗ*	НЗ*	20000		
6	Не применяется				≤5,0	≤5,0
7	Не применяется				≤40,0	≤10,0

*«НЗ» означает «Не задаётся»

При выборе осушителей основное внимание необходимо обращать на следующие характеристики:

1. Точка росы под давлением.

Точка росы - температура, при которой воздух на 100 % насыщен парами воды [19]. Если температура воздуха понизится ниже этого значения, водяной пар сконденсируется в воздухе в виде капельных фракций (тумана). При сжатии газа точка росы существенно увеличивается, поэтому следует различать точку

росы атмосферного воздуха (DP) и точку росы воздуха под давлением (PDP). Связь между ними показана на рис. 7.11

Таблица 7.3 - Классы чистоты по влажности и содержанию воды в жидкой фазе

Класс	Температура точки росы, °C	Концентрация воды в жидкой фазе C_w , г/м ³
0	По требованию пользователя или поставщика оборудования, но более жесткие, чем для класса 1	НД*
1	≤ -70	НД*
2	≤ -40	НД*
3	≤ -20	НД*
4	$\leq +3$	НД*
5	$\leq +7$	НД*
6	$\leq +10$	НД*
7	НЗ**	$\leq 0,5$
8	НЗ**	$0,5 < C_w \leq 5,0$
9	НЗ**	$0,5 < C_w \leq 10,0$

*«НД» означает «Не допускается»

**«НЗ» означает «Не задаётся»

Таблица 7.4 - Классы чистоты по содержанию масел

Класс	Общая концентрация масел (в фазах аэрозолей, жидкости и паров), мг/м ³
0	По требованию пользователя или поставщика оборудования, но более жесткие, чем для класса 1
1	$\leq 0,01$
2	$\leq 0,10$
3	$\leq 1,00$
4	$\leq 5,00$

Точка росы должна соответствовать требуемому классу чистоты воздуха. Характеристики осушителей указываются для определённых рабочих условий (рабочее давление; температура окружающей среды; температура сжатого воздуха на входе в осушитель; относительная влажность). Если реальные рабочие условия отличаются от указанных, необходимо вводить поправочные коэффициенты, рекомендуемые производителем осушителя.

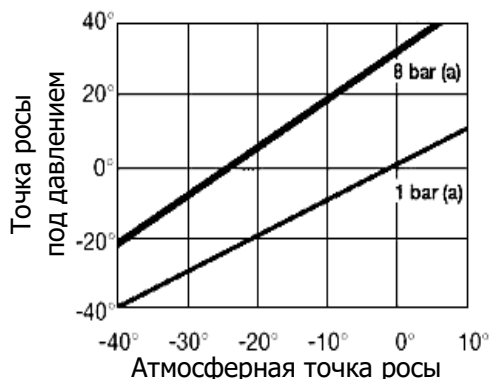


Рис. 7.11 - Взаимосвязь точки росы под давлением и атмосферной точки росы.

2. Производительность (пропускная способность). Если осушитель установлен между компрессором и ресивером, то производительность осушителя (на выходе) должна быть равна производительности компрессора. Если осушитель установлен после ресивера, то он должен быть рассчитан на пиковое потребление воздуха. При этом следует помнить, что некоторые виды адсорбентных осушителей и мембранные осушители используют часть потребляемого воздуха для регенерации. Соответственно производительность осушителя на выходе будет меньше, чем на входе.

Если осушке должен подвергаться не весь воздух, производимый компрессором, то в этом случае производительность осушителя может быть уменьшена.

3. Максимально допустимая температура воздуха на входе.

Как правило, эта температура меньше, чем температура воздуха на выходе из компрессора. Поэтому необходимо применение конечного охладителя (если он не входит в состав компрессорной установки). Если осушитель установлен после ресивера, то охладитель может быть рассчитан на меньшую производительность, т.к. воздух частично охлаждается в ресивере.

В целом, установка осушителя после ресивера предпочтительней, особенно при использовании поршневых компрессоров. Поршневые компрессоры создают сильные пульсации давления, вызывающие повышенный износ осушителя.

Для обеспечения требуемого класса чистоты по частицам, по содержанию масла и содержанию воды в жидкой фазе (классы 7-9) используются фильтры. Поскольку фильтры способны задерживать капельные фракции воды, то в каталогах фирм-производителей они часто называются фильтрами-влагоотделителями. Но следует помнить, что требуемый класс чистоты по точке росы можно обеспечить только с помощью осушителя.

Основной характеристикой фильтра является тонкость фильтрации. Различают номинальную и абсолютную тонкость фильтрации. Номинальная тонкость фильтрации определяется минимальным размером частиц загрязнителя, задерживаемых фильтром на 90-95%. Абсолютная тонкость фильтрации характеризуется минимальным размером частиц загрязнителя, полностью задерживаемых фильтром.

Для очистки воздуха, используемого в пневмоприводах, применяются циклонные (центробежные) фильтры с тонкостью фильтрации (μ) 5 мкм и выше, коалесцентные фильтры ($\mu=0,01$ и $\mu=1$ мкм), фильтры с активированным углём (обеспечивающие остаточное содержание масла до $0,003 \text{ мг/м}^3$).

Для предварительной подготовки воздуха используют фильтры грубой очистки с тонкостью фильтрации 40 мкм и

выше. Фильтры более тонкой очистки использовать не рекомендуется, т.к. при движении сжатого воздуха по магистральному трубопроводу возможно его дальнейшее загрязнение за счёт конденсации паров воды, износа и коррозии внутренних поверхностей трубопровода.

В блоках локальной подготовки воздуха используются циклонные фильтры с тонкостью фильтрации 25 и 5 мкм, коалесцентные фильтры и фильтры с активированным углём.

Циклонный фильтр с тонкостью фильтрации 25 мкм может обеспечить 7 класс чистоты по частицам, с тонкостью фильтрации 5 мкм – 6 класс. Коалесцентный фильтр с тонкостью фильтрации 1 мкм может обеспечить 2 класс чистоты по частицам и 2 класс по содержанию масел, с тонкостью фильтрации 0,01 мкм - 1 класс чистоты по частицам и 1 класс по содержанию масел. Фильтр с активированным углём обеспечивает очистку воздуха по частицам и по маслу лучше, чем первый класс.

Циклонные, центробежные и угольные фильтры практически одинаковы по внешнему виду (рис. 7.14).

При выборе, монтаже и эксплуатации фильтров необходимо выполнять следующие правила:

- Фильтр должен устанавливаться строго вертикально;
- Необходимо соблюдать правильность прохождения сжатого воздуха через фильтр (правильное направление показано стрелкой на корпусе фильтра);
- Не допускать превышения в стакане максимально-допустимого уровня конденсата;
- Регулярно производить замену фильтроэлементов;
- При использовании фильтра высокой тонкости очистки перед ним необходимо устанавливать фильтр меньшей тонкости очистки. При установке угольного фильтра перед ним необходимо установить коалесцентный фильтр с тонкостью фильтрации 0,01 мкм, затем - коалесцентный фильтр с тонкостью фильтрации 1 мкм, перед ними - циклонный

фильтр с тонкостью фильтрации 5 мкм и, наконец, в самом начале - циклонный фильтр с тонкостью фильтрации 25 мкм.



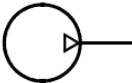

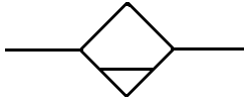
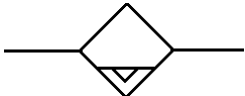
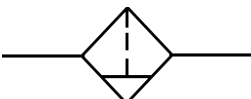
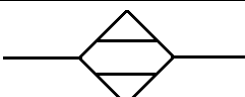
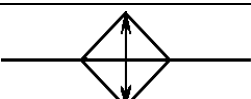
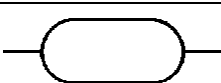
* - Угольные фильтры могут быть без конденсатоотводчика

Рис. 7.14 - Фильтр компании Camozzi

В табл. 7.5 приведены условные графические обозначения рассмотренных устройств подготовки воздуха в соответствии с ГОСТ 2.780-96, ГОСТ 2.782-96 и ГОСТ 2.704-76.

Различные комбинации фильтров в локальном блоке подготовки воздуха могут дать классы чистоты, приведённые в табл. 7.6

Табл. 7.5 Условные графические обозначения устройств подготовки воздуха.

Условное графическое обозначение	Буквенное обозначение	Наименование
	КМ	Компрессор
	Ф	Фильтр
	ВД	Влагоотделитель с ручным отводом конденсата
	ВД	Влагоотделитель с автоматическим отводом конденсата
	ФВД*	Фильтр-влагоотделитель (с ручным отводом конденсата)
	ВОС* (С)	Воздухоосушитель (сепаратор)
	АТ	Охладитель (аппарат теплообменный)
	РС	Ресивер

* - Согласно п.2.6. ГОСТ 2.704-76 буквенное обозначение должно представлять собой сокращенное наименование элемента, составленное из его начальных или характерных букв. Исключением являются наиболее распространенные элементы, приведённые в обязательном приложении.

Табл. 7.6 Классы чистоты, получаемые при различном сочетании фильтров.

Схема локального блока подготовки	Класс чистоты
<p>ФВД1*</p>	7/-**/-
<p>ФВД1* ФВД2*</p>	6/-**/-
<p>ФВД1* ФВД2* ФВД3*</p>	2/-**/2
<p>ФВД1* ФВД2* ФВД3* ФВД4*</p>	1/7**/1
<p>ФВД1* ФВД2* ФВД3* ФВД4* Ф1*</p>	<1/7**/<1

*ФВД1 – центробежный фильтр с $\mu = 25$ мкм;

ФВД2 – центробежный фильтр с $\mu = 5$ мкм;

ФВД3 – коалесцентный фильтр с $\mu = 1$ мкм;

ФВД4 – коалесцентный фильтр с $\mu = 0,01$ мкм;

Ф1 – фильтр с активированным углём.

** - Класс чистоты по влажности (классы 1-6 табл. 7.3) можно обеспечить только с помощью осушителя.

При выборе фильтров следует обращать внимание на расходно-перепадные характеристики (рис. 7.15), приводимые в каталогах производителей и показывающие зависимость перепада давления на фильтре от расхода воздуха через фильтр при определённом давлении на входе.

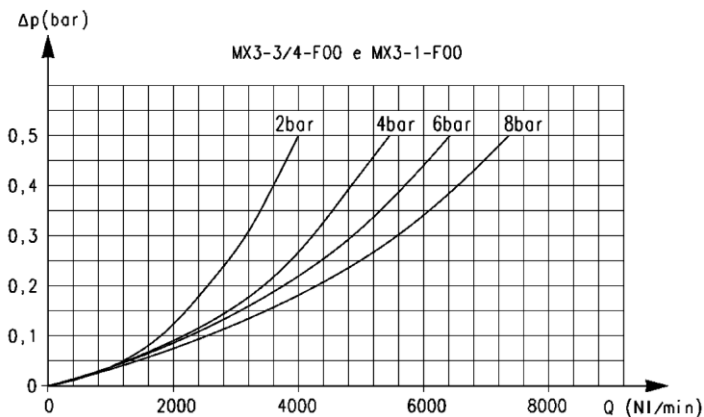


Рис. 7.15 - Расходно-перепадная характеристика центробежного фильтра серии MX с $\mu = 25$ мкм компании Camozzi [14].

Необходимо подбирать фильтр таким образом, чтобы при заданном расходе перепад давления на циклонном фильтре составлял 0,2...0,5 бар (оптимально – 0,2...0,3), на коалесцентном фильтре – 0,1...0,3 бара.

Например, циклонный фильтр, расходно-перепадная характеристика которого изображена на рис. 7.15, рекомендует-ся использовать в следующем диапазоне расходов:

2600...4000 л/мин при давлении на входе 2 бара;

3400...5400 л/мин при давлении на входе 4 бара;

3800...6400 л/мин при давлении на входе 6 бар;

4200...7400 л/мин при давлении на входе 8 бар.

Для удаления конденсата фильтры снабжаются конденсатоотводчиками различных конструкций. Чаще всего применяются следующие виды:

- Полуавтоматический слив конденсата. Сброс происходит при отключенном питании или при нажатии на механизм сброса при избыточном давлении в системе.

- Автоматический слив конденсата при достижении им заданного уровня. Применяется при непрерывном режиме работы.

– Автоматический слив конденсата при заданном перепаде давления. При срабатывании исполнительного двигателя сбрасывается небольшая порция конденсата

– Внешнее подключение. Позволяет подключить внешнее устройство для слива конденсата.

К устройствам подготовки воздуха относят ещё ряд пневмоаппаратов, которые могут быть установлены в блоке локальной подготовки воздуха – регуляторы давления (редукционные клапаны), маслораспылители, клапаны «мягкого» пуска, клапаны безопасности.

Основная задача регулятора давления (рис. 7.16а) – снизить давление, создаваемое компрессором до необходимого давления питания пневмопривода сельхозмашины и поддерживать давление постоянным при изменении расхода сжатого воздуха, потребляемого пневмоприводом.

Поскольку регулятор давления и циклонный фильтр – самые распространённые элементы локальных блоков подготовки воздуха, производители пневматики выпускают фильтры-регуляторы (рис. 7.16б), представляющие собой фильтр и регулятор, расположенные в одном корпусе.

При выборе регуляторов и фильтров-регуляторов также необходимо обращать внимание на расходно-перепадную характеристику (рис. 7.17).

Необходимо выбирать регулятор таким образом, чтобы при максимальном расходе сжатого воздуха, отклонение перепада давления на регуляторе относительно значения при нулевом расходе не превышало 1 бар.

Например, регулятор давления, расходно-перепадная характеристика которого представлена на рис. сплошной линией, можно использовать в диапазоне расходов 0...10800 нл/мин.

Давление на входе в регулятор должно быть как минимум на 1 бар больше, чем необходимое максимальное давление питания пневмопривода (на выходе из регулятора).



а) – регулятор давления; б) – фильтр-регулятор
Рис. 7.16 - Устройства подготовки воздуха серии МС компании Camozzi

Выбор маслораспылителя также осуществляется по расходно-перепадным характеристикам. Падение давления на маслораспылителе при планируемом расходе должно составлять 0,2...0,5 бар.

При использовании маслораспылителя необходимо выполнять следующие правила:

- Маслораспылитель должен устанавливаться строго вертикально.

- Если масло в маслораспылитель было заправлено хотя бы один раз, прекращать подачу масла нельзя (необходимо следить, чтобы уровень масла в маслораспылителе не превышал минимально допустимого значения). Это связано с тем, что масло, вносимое в сжатый воздух маслораспылителем, приводит к очень быстрому удалению консистентной смазки.

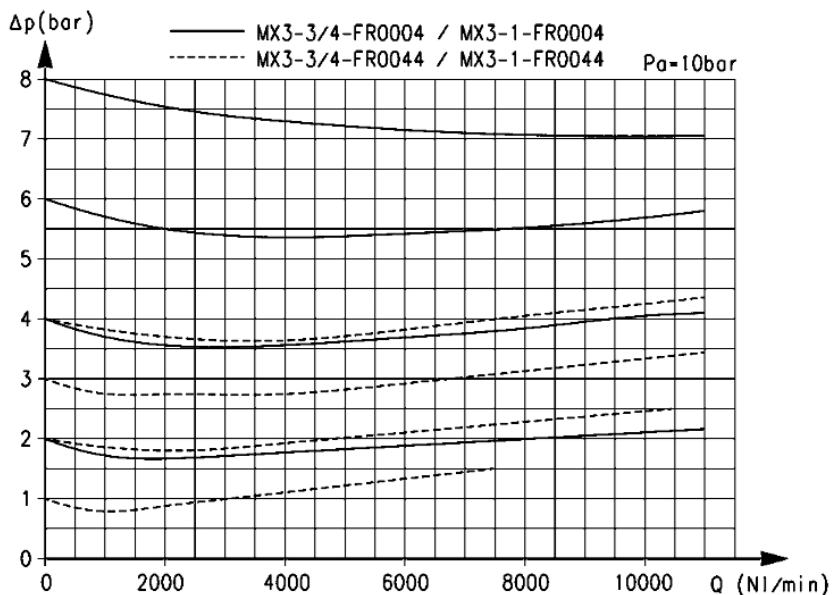


Рис. 7.17 - Расходно-перепадные характеристики регуляторов давления серии MX компании Samozzi при различных настройках выходного давления [14]

- Разрешается использовать только масла, рекомендованные производителями пневмоаппаратов.

- Расход масла - от 0,5 до 5 капель на 1000 литров воздуха определяется экспериментально в каждом конкретном случае.

- Длина трубопровода от маслораспылителя до пневмоаппарата, требующего смазки, не должна превышать 2 м.

Клапан «мягкого» пуска позволяет избежать поломок оборудования и травмирования персонала при включении пневматического привода.

Клапан «мягкого» пуска делает возможным постепенно увеличивать давление в пневматической системе до 50% от входного значения, после чего величина давления скачком

увеличивается до магистрального (100%). Время нарастания давления можно регулировать с помощью регулировочного винта.

Обычно клапан «мягкого» пуска устанавливается после блока подготовки воздуха.

Клапан безопасности (клапан аварийного останова) позволяет отключить пневмосистему оборудования от источника сжатого воздуха, а воздух из пневмосистемы сбросить в атмосферу при аварийной ситуации или техническом обслуживании. В отключённом состоянии клапан может быть заблокирован. Клапан безопасности обычно устанавливается перед блоком подготовки воздуха.

Как правило, устройства подготовки воздуха имеют конструкцию, позволяющую собрать их в единый блок подготовки воздуха (рис. 7.18).

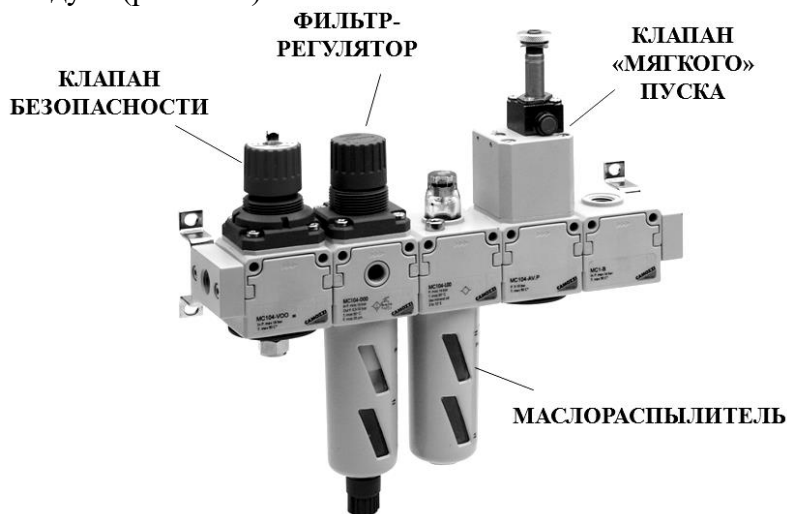


Рис. 7.18 - Блок подготовки воздуха, собранный из устройств подготовки серии MC компании Camozzi

4 Особенности конструкции пневматических аппаратов.

Пневмораспределители

Пневматические распределители предназначены для управления (изменение направления, пуска и останова) потоками сжатого газа. В сельскохозяйственном оборудовании пневматические распределители зачастую входят в состав силового пневматического привода. В этом случае на пневмораспределитель ложатся функции управления направлением движения и останова в крайних положениях выходного звена пневмодвигателя рабочего органа машины. Не редко пневматические распределители входят в состав информационного контура привода, где выполняют роль датчиков положения рабочего органа машины. Так как потоки сжатого газа силовых и информационных контуров пневмоприводов имеют большую разницу в мощности (произведение расхода и давления сжатого газа), в сельскохозяйственном оборудовании применяются пневмораспределители различных конструкций. Конструкции пневмораспределителей оптимизированны по мощности и другим технико-экономическим показателям (быстродействие, габариты, условия монтажа, себестоимость и т.п.) для силового и информационного контура.

Структура и основные характеристики пневмораспределителей

Пневмораспределители могут иметь различное число отверстий (линий) для подвода или отвода воздуха и число рабочих позиций, а также разные схемы управления.

Линейность пневмораспределителя определяется количеством подводов к нему и отводов от него (исключая каналы управления) сжатого газа. Применяют в основном двух-, трех-, четырех- и пятилинейные пневмораспределители.

Количество фиксированных положений распределительного элемента (например, золотника), обеспечивающих различные схемы направлений потока сжатого газа определяет *позиционность* пневмораспределителя.

Для обозначения линейности и позиционности пневмораспределителей применяются цифровые обозначения в виде дроби, например, пневмораспределитель 2/2, пневмораспределитель 3/2, пневмораспределитель 5/2. Первая цифра определяет линейность пневмораспределителя, а вторая цифра относится к количеству позиций (рис. 7.19).

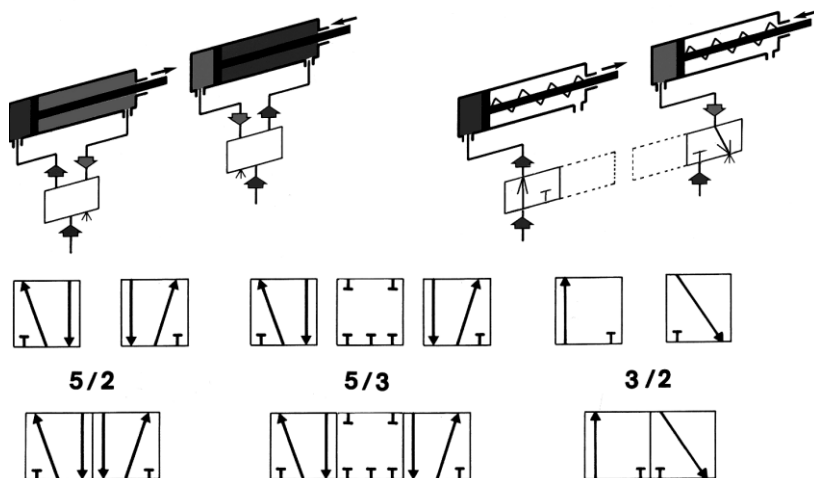


Рис. 7.19 - Структура пневмораспределителей.

К примеру, для управления направлением движения поршня двустороннего пневмоцилиндра достаточно использовать распределитель 5/2, а односторонним – распределитель 3/2 (рис. 7.19).

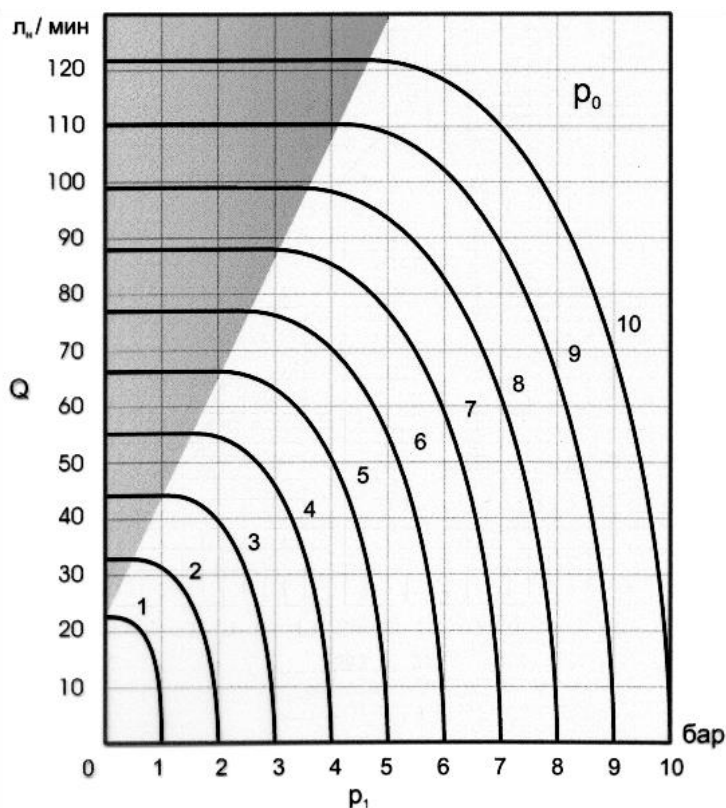
На практике используются две системы обозначений присоединительных отверстий пневмораспределителей - буквенное и цифровое, но встречаются и прочие обозначения (табл.7.7).

Табл. 7.7 Обозначения линий пневмораспределителей

Наименование отверстия	Варианты обозначений		
	Буквенные	Цифровые (по ISO 5599)	Прочие
Подвод воздуха	P	1	SUP
Рабочий выход	A, B	2, 4	OUT, OUT1, OUT2
Выхлоп	R, R1, R2	3, 5	EA, EB, EXH
Линии управления	PA, PB	12, 14	
Подвод внеш- него пилотного воздуха	X	10	PIL

Для определения характеристик пневмораспределителей часто используются диаграммы (рис. 7.20), связывающие объемный расход воздуха с давлением на входе p_0 и выходе p_1 конкретного типоразмера пневмораспределителя и именуемые как «Q/P-диаграммы». Их как правило предоставляют изготовители пневмораспределителей или получают экспериментально (рис 7.20).

По вертикальной оси диаграммы (рис. 7.20) отложен объемный расход воздуха, выраженный в нормальных литрах в минуту. По горизонтальной оси отложено давление, выраженное в барах. От осей исходят кривые, каждая из которых соответствует определенному давлению на входе пневмораспределителя. Кривая показывает связь между расходом воздуха и давлением на выходе пневмораспределителя. Так, расход равен нулю, если разница между давлением на входе и выходе тоже равна нулю. Увеличение расхода связано с понижением выходного давления (при неизменном входном).



Q – объемный расход воздуха; p_1 – давление на выходе пневмораспределителя; p_0 – давление на входе пневмораспределителя.

Рис. 7.20 - Пример Q/P диаграммы пневмораспределителя

Таким образом, каждая точка кривой связывает три величины: давление на входе (одно и то же для всей кривой), выходе (координата точки по вертикальной оси) и расход (координата по горизонтальной оси). Чаще всего на практике встречаются три задачи которые помогает решить Q/P диаграмма: определить давление которое будет на выходе пневмораспределителя при указанных значениях давления на входе и объемного расхода сжатого воздуха через него;

определить объемный расход сжатого газа, который может обеспечить пневмораспределитель при указанных значениях давления на входе и выходе; определить до какого уровня давления должен быть отрегулирован редукционный клапан перед соответствующим распределителем при указанном расходе и рабочем давлении.

Интересно заметить, что на каждой кривой есть участок прямой линии (темная зона на рис. 7.20), где расход не изменяется при изменении давления на выходе. В этой области скорость потока газа в пневмораспределителе достигает уровня скорости звука и больше не растет, как бы ни увеличивался перепад давлений. Это явление наступает при критическом отношении входного и выходного давлений, который для воздуха равен $\beta_k = 0,528$ (см. пункт 7.2). Это значит, что если давление на выходе пневмораспределителя ниже, чем примерно половина входного давления, то расход воздуха не зависит от выходного давления и определяется только давлением на входе (критический режим истечения). В случае, когда давление на выходе выше, чем примерно половина входного, имеет место докритический режим истечения. При критическом режиме истечения, если давление на входе постоянно, расход имеет максимальное значение.

При выборе типоразмера пневмораспределителей обычно избегают критических режимов истечения газа, так как работа в таком режиме сопровождается высокими гидравлическими потерями из-за высокой скорости течения газа близкой к скорости звука, непреодолимыми ограничениями по расходу и низким уровнем давления в исполнительных устройствах.

Пневматические распределители по типу распределительного элемента воздействующего на поток сжатого газа подразделяются на распределители клапанного и золотникового типа (рис. 7.22) [15].

Пневмораспределители клапанного типа (рис. 7.22а) из-за особенностей конструкции в основном применяют в ин-

формационном контуре пневмопривода. Особенности такой конструкции заключаются в следующем. Из-за короткого хода клапана (малое перемещение клапана приводит к существенному изменению площади проходного сечения) такие распределители имеют высокое быстродействие, что очень важно для информационного контура привода. Ось канала подходящего потока сжатого воздуха совпадает с осью клапана, что требует создания усилия на клапан превышающего силу потока газа. Эта особенность и ограничивает использование распределителей такого типа в силовом пневмоприводе из-за больших затрат энергии.

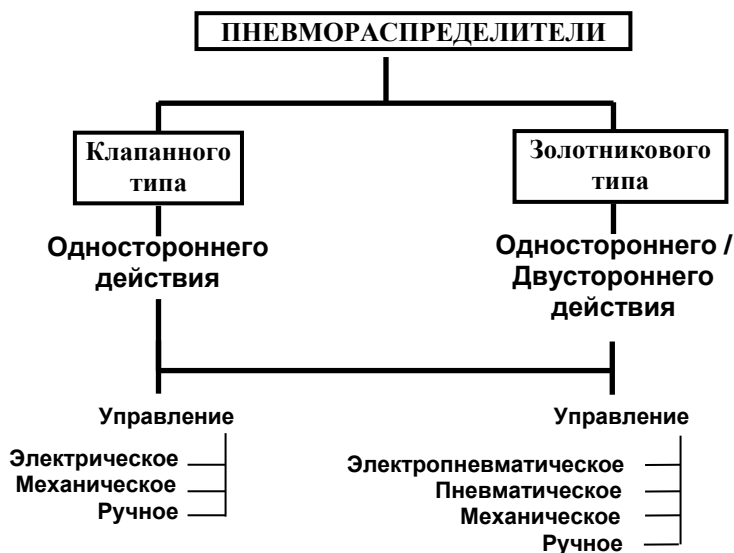
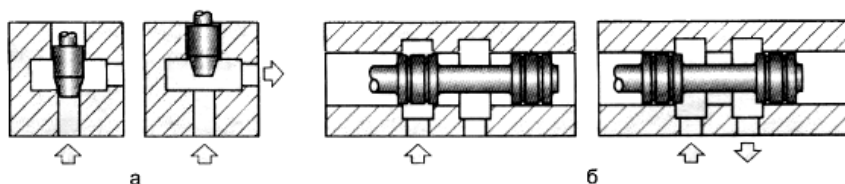


Рис. 7.21 - Классификация пневматических распределителей

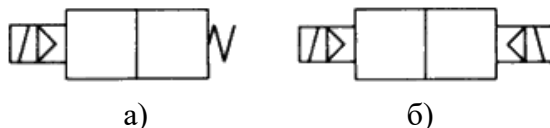


- а) – конструкция пневмораспределителя клапанного типа;
 б) – конструкция пневмораспределителя золотникового типа.

Рис. 7.22 - Конструкции пневмораспределителей.

Пневмораспределители золотникового типа (рис. 7.22б) имеют перпендикулярное расположение оси канала потока сжатого газа и оси «золотника». Эта особенность конструкции позволяет управлять потоками газа большой мощности, затрачивая при этом намного меньшую мощность. Так как под воздействием потока сжатого воздуха «золотник» находится в равновесии. Поэтому такие распределители применяют в пневмоприводах большой мощности (диаметр поршня пневмоцилиндра больше 40 мм). Недостатками такой конструкции является и необходимость изготовления прецизионных деталей, и высокое качество очистки сжатого газа и необходимость смазки трущихся поверхностей.

По количеству управляющих каналов пневмораспределители бывают одностороннего (моностабильные) и двустороннего (бистабильные) действия (рис. 7.23). Пневмораспределители клапанного типа (рис. 7.22а) имея соосное расположение канала потока газа и канала управления могут быть только одностороннего действия.



- а) – условное графическое обозначение распределителя одностороннего действия; б) – условное графическое обозначение распределителя двустороннего действия.

Рис. 7.23 - Условные обозначения пневмораспределителей.

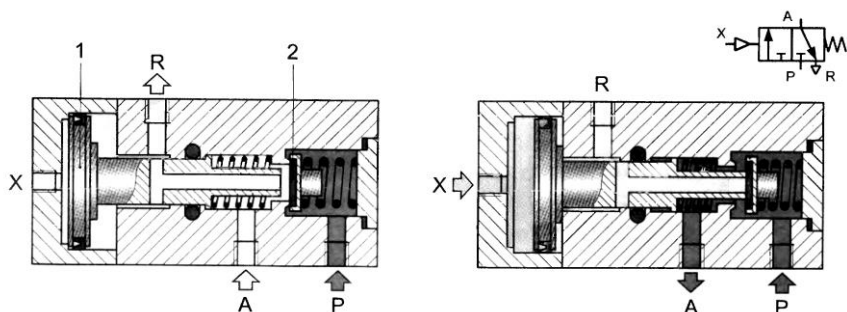
По виду управляющего сигнала пневматические распределители бывают с пневматическим (переключение происходит под воздействием потока воздуха) (рис. 7.24), электрическим (переключение происходит под воздействием электрического тока) (рис. 7.27), механическим (переключение происходит под воздействием механического объекта (например, рабочий орган машины)) (рис. 7.25, 7.26) и ручным (переключение происходит под воздействием «мышечной» силы человека) (табл. 7.8) [15].

Пневматическое управление распределителями используют в тех случаях, когда необходимо осуществлять дистанционное управление их работой посредством пневматического сигнала. Чтобы распределитель был с пневматическим управлением, в конструкцию вводят поршень 1, перемещение которого и приводит в движение распределительный элемент 2 (рис. 7.24) [15].

В некоторых конструкциях возврат распределительного элемента в исходную позицию осуществляется под действием одновременно механической, и пневматической пружин. Такое сочетание обеспечивает более высокую стабильность и надежность переключения пневмораспределителя.

В случае когда управляющее механическое воздействие ограничено по величине, то применяют распределители с пневматическим усилением механического сигнала (рис. 7.25) [15].

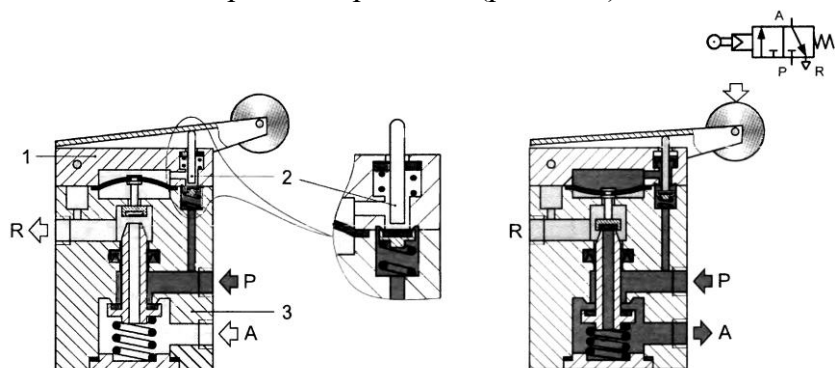
В этом случае для переключения распределителя достаточно небольшого усилия для преодоления усилия пружины «пилота» 2 для открытия управляющего канала.



1 – поршень; 2 - распределительный элемент; X – линия управления; R – выхлоп; А – рабочий выход; Р – подвод.

Рис. 7.24 - Пневмораспределитель 3/2 с пневматическим управлением (x), пружинным возвратом одностороннего действия (моностабильный)

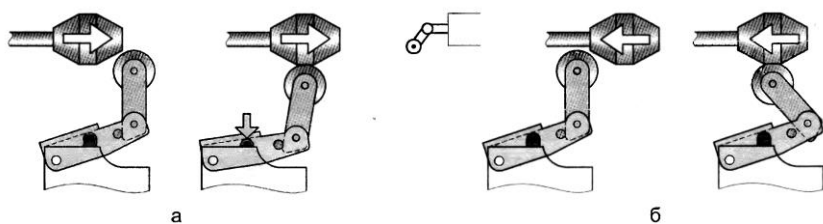
В тех случаях, когда требуется контролировать какой-либо объект при его движении только в определенном направлении, применяют распределители с управлением от «ломающегося» рычага с роликом (рис. 7.26) [15].



1 – крышка; 2 – управляющий клапан («пилот»); 3 – корпус;

R – выхлоп; А – рабочий выход; Р – подвод.

Рис. 7.25 - Пневмораспределитель 3/2 с механическим (роликовым) управлением, пружинным возвратом одностороннего действия (моностабильный)



а) – движение вперёд; б) – движение назад

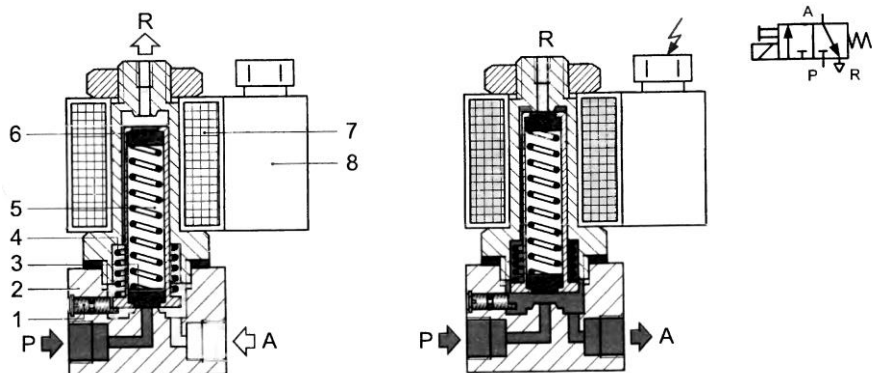
Рис. 7.26 - Принцип действия «ломающегося» рычага

В таком случае переключение распределителя происходит только при выдвижении толкателя (рис. 7.26 а), а при втягивании рычаг с роликом проворачивается на оси («ломается») и не передает управляющее воздействие на толкатель (рис. 7.26, б).

Современная сельскохозяйственная техника и оборудование не мыслима без применения микропроцессорной техники для задач глубокой автоматизации. Это требует обязательного присутствия электрического управления и в системах пневмоавтоматики.

Регулирующий элемент в таких аппаратах располагают непосредственно на торцах якоря, который помещается в гильзу, ввинченную в корпус. Снаружи гильза охватывается приводной электромагнитной катушкой (рис. 7.27) [15].

Если электромагнитная катушка 7 обесточена, якорь 5 прижат пружиной 4 к седлу клапана 3, перекрывая канал Р, по которому подводится сжатый воздух; выходной канал А соединен с атмосферой через пазы наружной поверхности якоря. Напряжение на катушку 7 подается через присоединительный элемент - коннектор 8, при этом якорь 5, преодолевая усилие пружины 4, поднимается до седла клапана 6, закрывая канал R выхода воздуха в атмосферу и открывая канал, соединенный с отверстием для подведения сжатого воздуха. Сжатый воздух подается в линию потребителя (канал А).



1 – винт для ручного управления клапаном; 2 – корпус;
 3, 6 – седло клапана; 4 – пружина; 5 – якорь;
 7 – электромагнитная катушка; 8 – коннектор;
 R – выхлоп; A – рабочий выход; P – подвод.

Рис. 7.27 - Пневмораспределитель 3/2 с электрическим управлением, пружинным возвратом одностороннего действия (моностабильный)

Пневмораспределители с электромагнитным приводом имеют, как правило, ручное дублирование, используемое обычно при пусконаладочных работах или при поиске причин неисправности (если распределитель срабатывает от элемента ручного управления, это свидетельствует о том, что не работает катушка). Включаем пневмораспределитель нажатием или поворотом специального устройства (рис. 7.27, поз.1) механически поднимающего якорь с седла клапана. После проверки работоспособности распределителя элемент ручного управления необходимо выставить в положение не препятствующее свободному перемещению якоря.

Ручное управление пневматическими распределителями бывает от кнопки, рычага, тумблера, педали. Условные обозначения практически всех видов управления пневматическими распределителями представлены в табл. 7.8.

Табл. 7.8 Виды управления пневмораспределителями и их условные обозначения.

Обозначение	Управление
	Пневматическое
	
	Электрическое
	Ручное
	
	
	Механическое
	
	

Пневмоцилиндры

Пневмоцилиндры составляют большую долю всех видов пневматических двигателей из-за простоты своей конструкции. Они предназначены для преобразования энергии сжатого газа в энергию движения (чаще линейного движения) рабочего органа. Современные пневмоцилиндры имеют различные конструктивные исполнения удовлетворяющие требованиям большинства задач в сельхозмашиностроении. Их классификация представлена на рисунке 7.28.

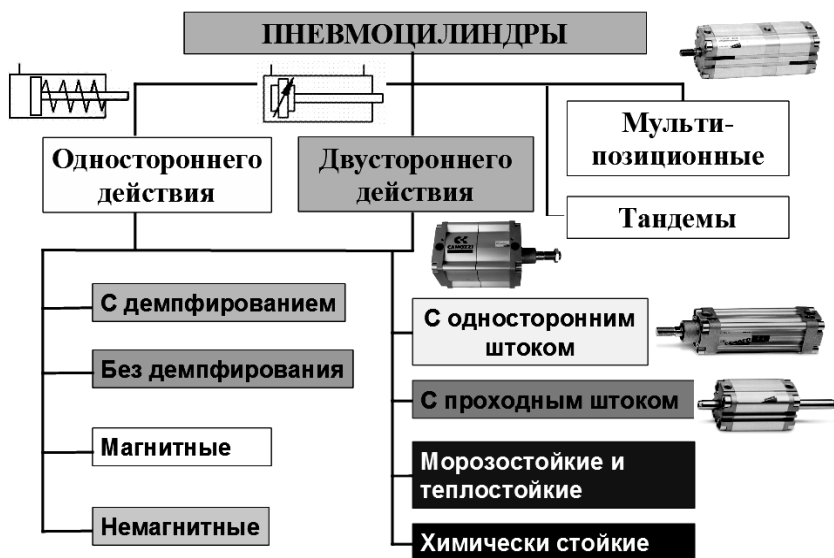
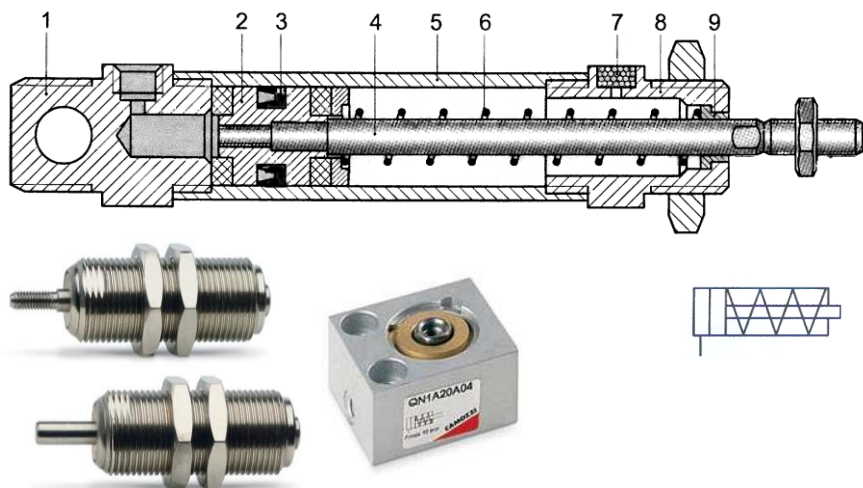


Рис. 7.28 - Классификация пневмоцилиндров.

Пневмоцилиндры одностороннего действия имеют одну рабочую камеру и предназначены для преодоления полезной нагрузки только в одну сторону. Рабочий ход осуществляется под действием сжатого воздуха подаваемого в нее, а в исходную позицию поршень 2 возвращается встроенной пружиной 6 либо от внешней нагрузки (рис. 7.29) [15].

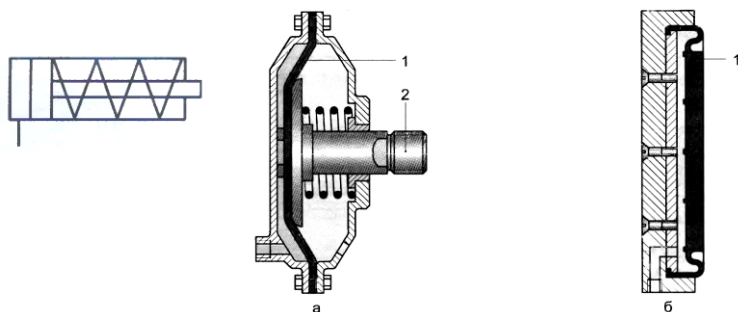
Тот факт, что для возврата не нужно затрачивать сжатый воздух, обуславливает меньшие энергозатраты по сравнению с пневмоцилиндрами двустороннего действия аналогичных размеров. Кроме того, пневмоцилиндры одностороннего действия имеют упрощенную конструкцию исключая дополнительные уплотнения, т. к. в них не требуется полная герметизация штоковой полости. Однако, усилие развиваемое таким цилиндром на величину преодолеваемого сопротивления пружины.



1 – задняя крышка; 2 – поршень; 3 – уплотнение; 4 – шток; 5 – гильза; 6 – пружина; 7 – фильтроэлемент; 8 – передняя крышка; 9 – направляющая втулка.

Рис. 7.29 - Пневмоцилиндры одностороннего действия

На практике существует большое количество конструктивных исполнений пневмоцилиндров одностороннего действия, например мембранные пневмоцилиндры (рис. 7.30) [15].



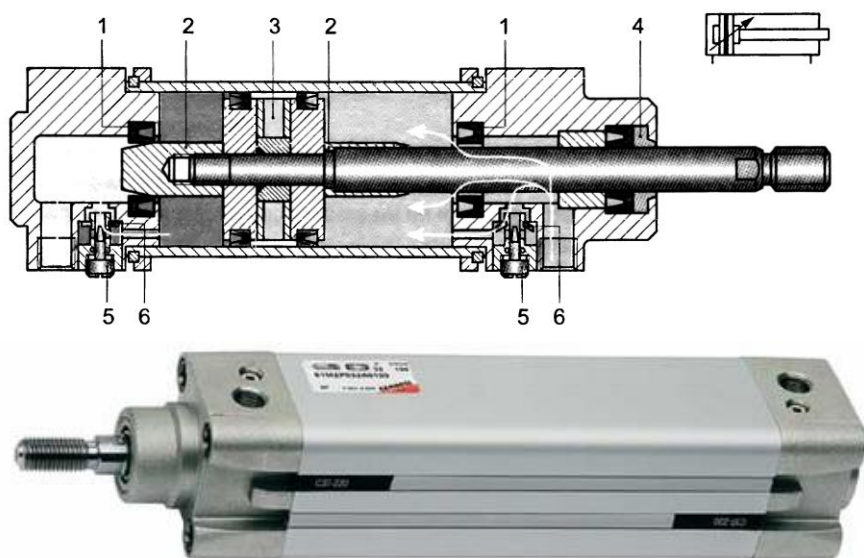
1 – шток; 2 – мембрана.

а) – цилиндр со штоком; б) – цилиндр без штока.

Рис.7.30 - Мембранные пневмоцилиндры.

Такие цилиндры применяются как правило для получения коротких ходов рабочего органа при значительных усилиях.

Пневмоцилиндры двустороннего действия применяют для развития усилия в двух направлениях, поэтому они имеют две рабочих камеры, попеременно соединяемые с источником питания и атмосферой (рис. 7.31) [15].



- 1 – уплотнительная манжета; 2 – втулка демпфера; 3 – постоянный магнит; 4 – грязесъемное кольцо;
5 – дроссель; 6 – обратный клапан.

Рис. 7.31 - Пневмоцилиндр двустороннего действия с демпфированием в конце хода

Также как и в гидравлических цилиндрах в конструкциях пневмоцилиндров часто используют «воздушные» демпферы (встроенные дроссели). Их применение в пневмосистемах особо актуально при высоких скоростях движения рабочих органов (до 1,5 м/с в промышленности и до 10 м/с в ударных

цилиндрах). При таких скоростях перемещения рабочий орган или объект жестко связанный с поршнем обладает огромной кинетической энергией, которая может деформировать крышки, шпильки и другие элементы цилиндров.

Пневмоцилиндры с проходным, или двусторонним, штоком (рис. 7.32) имеют ряд преимуществ перед традиционным исполнением [15]. В такой конструкции шток опирается на две опоры в крышках, что позволяет увеличить срок службы пневмоцилиндра при негативных радиальных усилиях. К тому же к проходному штоку можно подсоединить и получить синхронное движение двух рабочих органов машины.

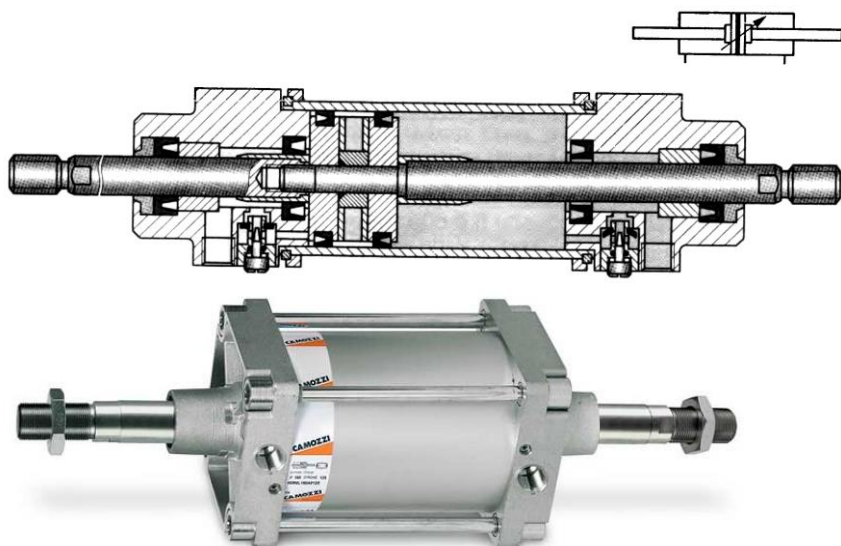


Рис. 7.32 - Пневмоцилиндр с проходным штоком

Недостатком же такого цилиндра являются его линейные размеры.

Если необходимо увеличить усилие развиваемое цилиндром усилие без увеличения диаметра, то применяют tandemные пневмоцилиндры (рис. 7.33) [15].

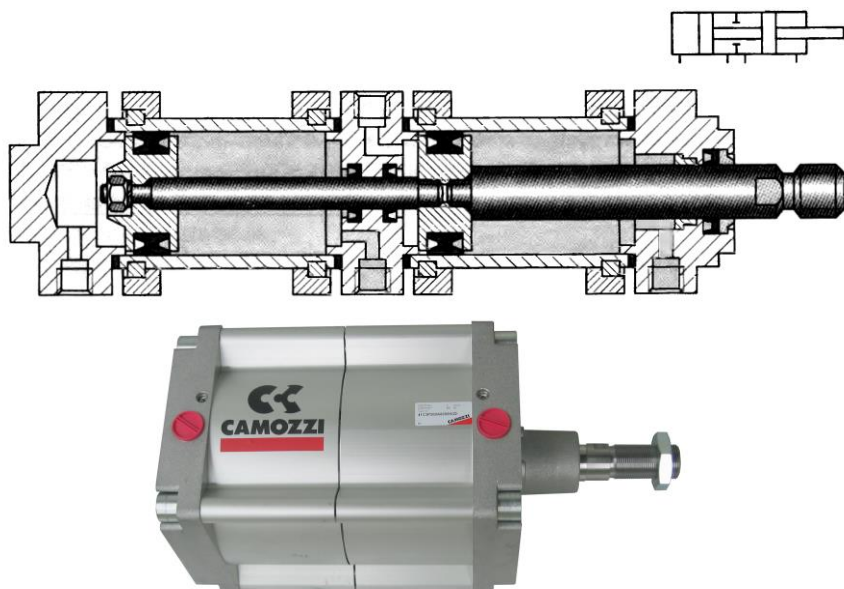


Рис. 7.33 - Тандемный пневмоцилиндр

Тандемный пневмоцилиндр это два соединенных последовательно цилиндра двустороннего действия в одном корпусе, позволяющие получить усилие примерно в два раза выше чем традиционное исполнение. Существуют также и модификации таких цилиндров объединяющих в себе три (трайдемы) и четыре (тетрадемы) цилиндра двустороннего действия.

Схожие конструкции пневмоцилиндров применяются и для получения нескольких позиций его штока (рис.7.34).



Рис. 7.34 - Мультипозиционный пневмоцилиндр

Например, для получения трехпозиционного цилиндра достаточно использовать за основу тандемный цилиндр с развязанным кинематически штоком. Для получения промежуточной позиции сжатый воздух подается в бесштоковую полость первого цилиндра и штоковую полость второго цилиндра. Для полного выдвижения штока сжатый воздух подается в обе бесштоковые полости.

В пневмоавтоматике существует еще очень много конструкций пневматических цилиндров для специфических задач большая их часть рассмотрена в [15]. Основные же параметры пневмоцилиндров определяются по зависимостям, описанным в разделе «Гидроцилиндры» (см. п. 6.4.1).

5 Управление пневматическими приводами.

При управлении пневматическими приводами необходимо решать следующие задачи:

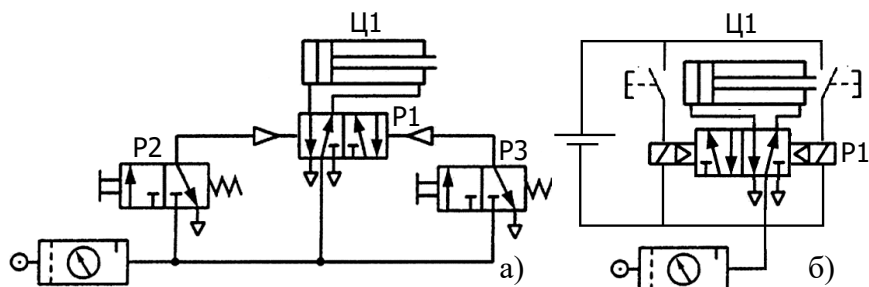
- Управление направлением движения штока пневматического цилиндра;
- Регулирование усилия, создаваемого штоком цилиндра;
- Регулирование скорости движения штока пневматического цилиндра;
- Управление положением (точкой останова) цилиндра;
- Регулирование выдержек времени;
- Управление последовательностью выполняемых операций (для автоматических приводов).

Задача управления направлением движения штока цилиндра легко решается с помощью распределителя. Единственная особенность заключается в том, что при диаметре поршня более 40 мм и распределителе с присоединительным размером канала более 1/4" рекомендуется применять не прямое управление распределителем (рис. 7.35) или распределители с электропневматическим управлением (рис. 7.36).

При не прямом управлении используется т.н. «главный» распределитель, рассчитанный на расход, потребляемый цилиндром и, имеющие небольшой расход, управляющие распределители, посредством которых подаются управляющие сигналы на входы управления главного распределителя.

Распределитель с электропневматическим управлением тоже может содержать пилотный клапан, конструктивно входящий в состав распределителя (рис. 7.37).

Для регулировки усилия, создаваемого штоком цилиндра, необходимо регулировать давление. Соответственно, используется регулятор давления. Если в пневмоприводе необходимо иметь несколько различных давлений, то в составе блока подготовки применяют регуляторы батарейной сборки.



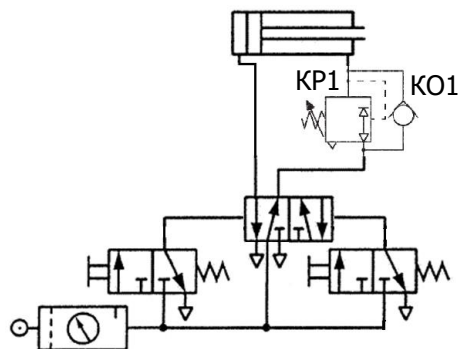
- а) Непрямое управление (P1 – главный распределитель, P2, P3 – управляющие (пилотные) распределители);
 б) Использование распределителя с электропневматическим управлением.

Рис. 7.36 - Рекомендуемые схемы управления направлением движения штока пневматического цилиндра с диаметром поршня более 40 мм.



Рис. 7.37 - Распределитель серии 9 с электропневматическим управлением компании Samozzi

В некоторых случаях необходимо иметь различные давления при прямом и обратном ходе штока цилиндра. Например, при движении поршня на холостом ходу, для экономии воздуха можно снизить давление по сравнению с давлением рабочего хода. В этом случае устанавливают регулятор давления и параллельно ему обратный клапан между распределителем и цилиндром (рис. 7.38).



КР1 – клапан редукционный (регулятор давления); КО1 - клапан обратный

Рис. 7.38 - Схема организации возврата штока цилиндра на холостом ходу при пониженном давлении для экономии воздуха.

Регулирование скорости движения штока цилиндра осуществляется за счёт регулирования расхода воздуха с помощью дросселя (вентили, крана).

Как уже указывалось ранее, скорости движения штока цилиндра сильно зависит от внешней нагрузки (рис. 7.39). Однако, если обеспечить критический режим истечения воздуха из полости цилиндра (см. рис. 7.8), то можно получить довольно стабильную скорость. Этого можно добиться только при подключении дросселя к выхлопной полости цилиндра и, имея двойной запас по усилию.

Если дроссель устанавливается между цилиндром и «главным» распределителем, то также как и в предыдущем случае необходимо использовать параллельный обратный клапан (рис. 7.40).

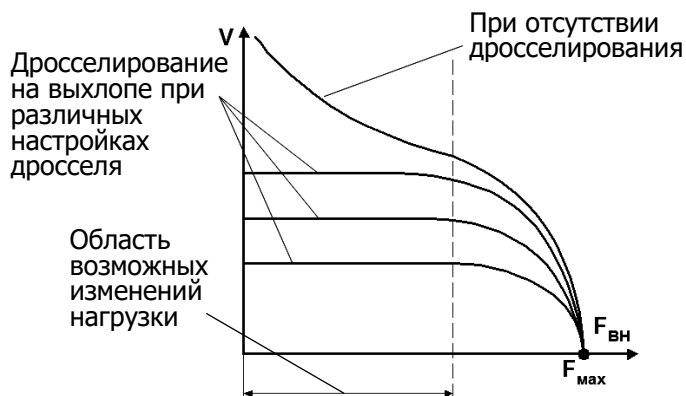


Рис. 7.39 - Зависимость скорости движения штока пневмоцилиндра (V) от внешней нагрузки ($F_{вн}$) при отсутствии дросселирования и при дросселировании на выхлопе.

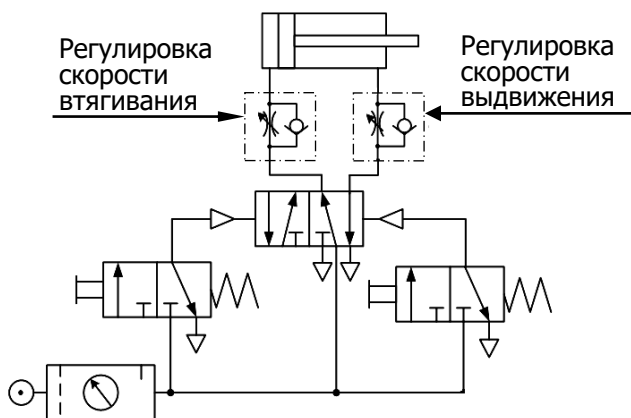


Рис. 7.40 - Регулировка скорости движения пневмоцилиндра с помощью дросселя

Для получения максимальной скорости при небольших нагрузках или на холостом ходу используют клапан быстрого выхлопа, который позволяет сбросить воздух из полости цилиндра непосредственно в атмосферу, уменьшая тем самым, давление подпора (рис. 7.41).

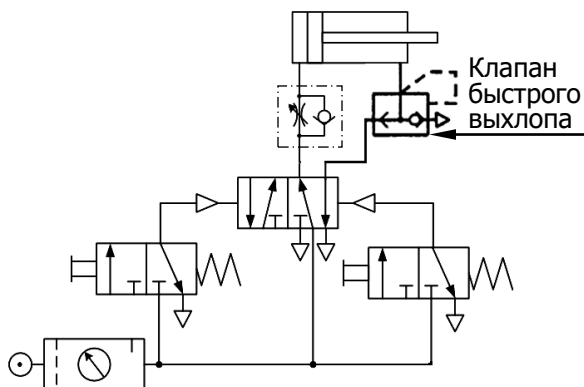


Рис. 7.41 - Применение клапана быстрого выхлопа.

Как уже было сказано выше, пневматический привод в основном – цикловой. Точность останова в большинстве случаев определяется механическими упорами.

Для регулировки выдержек времени используют пневматические таймеры (реле времени).

Пожалуй, наиболее сложной при управлении является задача организации заданного автоматического цикла работы для многодвигательных приводов.

Автоматизированный привод включает совокупность устройств, обеспечивающих управление последовательностью выполнения движений, которые объединены в устройство управления.

Устройство управления может быть построено как на основе пневматических элементов (логические клапаны «НЕ», «ИЛИ», «И», «ПАМЯТЬ»; струйные логические элементы серии «ВОЛГА», элементы УСЭППА и др.), так и на основе электронных компонентов (электромагнитные реле, цифровые электронные микросхемы, программируемые логические контроллеры). В первом случае используются пневматические датчики и распределители с пневматическим управлением, во втором - электрические датчики и распределители с электрическим управлением.

В качестве пневматических датчиков положения (конечных выключателей) используются распределители с механическим управлением (рис. 7.42)

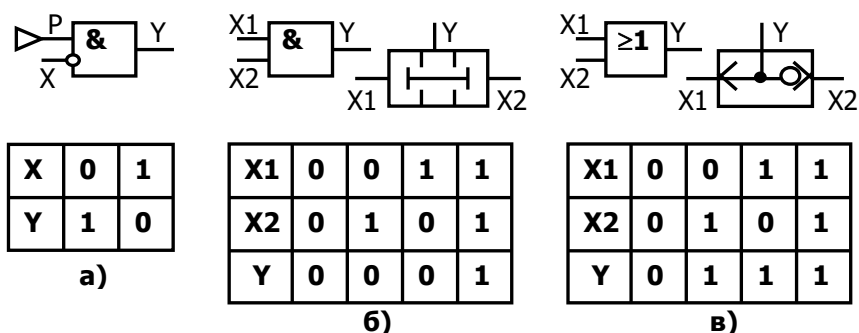


Рис. 7.42 - Пневматические конечные выключатели

Для построения системы управления цикловым приводом часто используют пневмоклапаны, которые выполняют логические функции. Иногда такие клапаны называют логическими элементами.

Логической функцией называют функцию, которая зависит от логических переменных. Логической переменной называют переменную, которая может принимать только два значения, например «0» или «1». Применительно к пневматическому приводу за «0» считают низкий уровень давления, недостаточный для срабатывания клапана или переключения распределителя. Соответственно под «1» понимают высокий уровень давления, достаточный для срабатывания клапана или переключения распределителя. Логическая функция, как правило, задаётся при помощи таблицы, называемой таблицей истинности.

Логические элементы выполняют простейшие логические функции: НЕ, И, ИЛИ. Условные графические обозначения логических клапанов и выполняемые ими логические функции приведены на рис. 7.43.



а) логический клапан «НЕ»; б) логический клапан «И»;
в) логический клапан «ИЛИ».

Рис. 7.43 - Условные графические обозначения и таблицы истинности логических клапанов

Принципы работы логических пневмоклапанов легко запомнить при помощи следующих фраз:

- для клапана «НЕ»: Y **НЕ** X;
- для клапана «И»: Y равен 1 если X1=1 **И** X2=1;
- для клапана «ИЛИ»: Y равен 1 если X1=1 **ИЛИ** X2=1.

Для того чтобы клапан «НЕ» выполнял логическую функцию НЕ по отношению ко входу X, на вход P (рис. 7.43а) должен подаваться сжатый воздух.

Устройство управления, которое принимает логические (дискретные) сигналы, обрабатывает их и выдает управляющие логические (дискретные) воздействия называется логическим автоматом. Все логические автоматы делятся на комбинационные и последовательностные. У комбинационных автоматов значение выходных сигналов («0» или «1») в данный момент времени зависит только от значения входных сигналов в этот же момент времени. Описанные выше логические пневмоклапаны «НЕ», «И», «ИЛИ» являются простейшими комбинационными логическими автоматами.

У последовательностных автоматов значение выходных сигналов в данный момент времени зависит не только от

значения входных сигналов в этот же момент времени, но и от предыдущего состояния автомата. Простейшим последовательностным логическим автоматом является клапан «ПАМЯТЬ» (рис. 7.44).

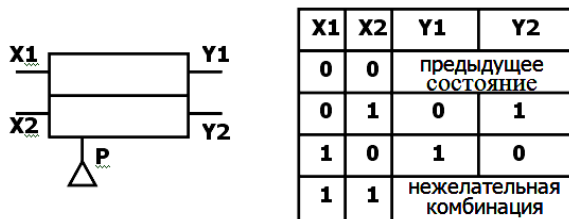


Рис. 7.44 - Условное графическое обозначение и таблица переключений пневмоклапана «ПАМЯТЬ»

Пневмоклапан «ПАМЯТЬ» работает следующим образом. Если на вход X1 подать «1», а на X2 – «0», то на выходе Y1 будет «1», а на выходе Y2 – «0». Если после этого убрать сигнал со входа X1, на обоих входах будут «0», то на выходе Y1 останется «1», а на выходе Y2 – «0», т.е. клапан как бы сохраняет своё предыдущее состояние. Если теперь на вход X2 подать «1» а на входе X1 останется «0», то на выходе Y1 будет «0», а на выходе Y2 – «1». Если теперь со входа X2 убрать «1», и на обоих входах будет 0, то клапан снова сохраняет предыдущее состояние: на выходе Y1 – «0», на выходе Y2 – «1».

Таким образом, при одной и той же комбинации входных сигналов (X1=0, X2=0) на выходе могут быть разные комбинации (либо Y1=1, Y2=0; либо Y1=0, Y2=1) в зависимости от предыдущего состояния. Иногда такое устройство называют триггером.

Если на оба входа подать единицы, то клапан либо останется в предыдущем состоянии (если давления на обоих входах равны), либо 1 установится на том выходе, на входе которого больше давление. Чтобы в работе схемы не возникло

неоднозначности, такое состояние допускать не рекомендуется.

Следует заметить, что бистабильный 5/2 распределитель также выполняет функцию «ПАМЯТЬ» если управляющие входы рассматривать как входы Х1 и Х2.

В качестве примера, иллюстрирующего применение логических элементов, рассмотрим следующую задачу:

Разработать схему пневмопривода, осуществляющего управление пневмоцилиндром по следующему алгоритму:

- при кратковременном нажатии одной из двух кнопок «Пуск» шток цилиндра начинает совершать возвратно-поступательные движения.

- при кратковременном нажатии кнопки «Стоп» шток цилиндра втягивается и останавливается.

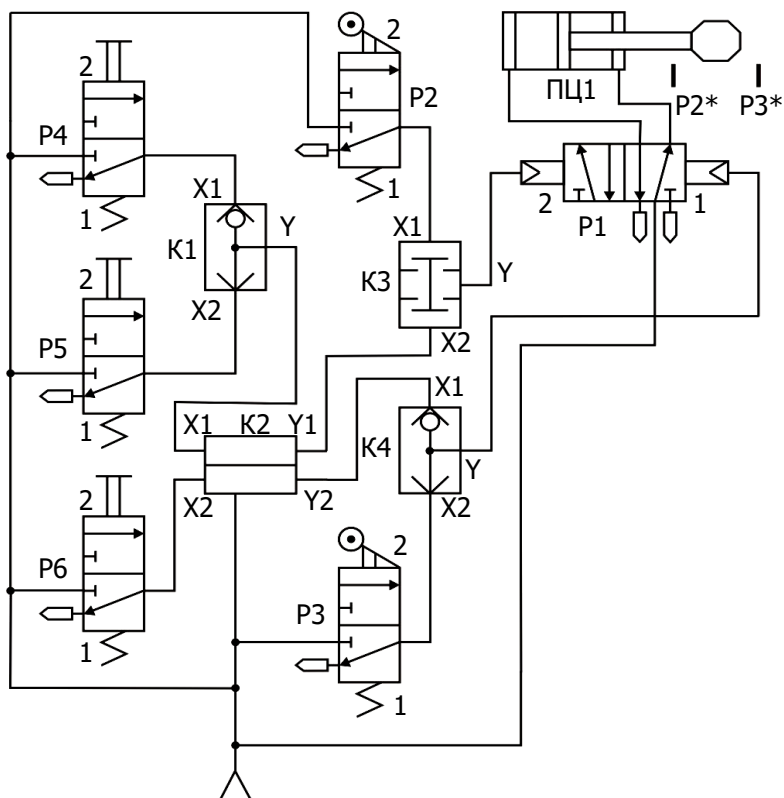
- для управления направлением движения штока использовать бистабильный 5/2 распределитель. В качестве кнопок и датчиков - моностабильные 3/2 распределители с механическим и ручным управлением.

Силовая часть привода будет включать цилиндр и «главный» распределитель Р1 (см. рис. 7.45).

Для разработки управляющей части схемы необходимо определить условия, при которых распределитель Р1 должен переключаться из одной позиции в другую (т.е. в каких случаях должны поступать сигналы на соответствующие управляющие входы).

Шток цилиндра должен выдвигаться в том случае, если он находится в исходной позиции (т.е. нажат ролик распределителя Р2) **И**, если была нажата кнопка «Пуск1» **ИЛИ** «Пуск2». Если же была нажата кнопка «Стоп», шток цилиндра должен оставаться втянутым. Таким образом, необходим клапан «ПАМЯТЬ», который бы «запоминал», какая из кнопок была нажата последней.

На вход Х1 клапана «ПАМЯТЬ» сигнал должен поступить в том случае, если нажата кнопка «Пуск1» **ИЛИ** «Пуск2», а на вход Х2 – если нажата кнопка «Стоп».



ПЦ1 – пневмоцилиндр; P1-P6 – пневмораспределители;
K1-K4 – логические пневмоклапаны.

Рис. 7.45 - Пневматический привод (решение задачи)

В исходном состоянии все кнопки отжаты, соответственно на обоих входах X1 и X2 клапана K2 «ПАМЯТЬ» будет «0». Если нажата кнопка «Пуск1» **ИЛИ** «Пуск2», то на выходе Y клапана K1 «ИЛИ» появляется «1», которая поступает на вход X1 клапана K2. Соответственно на выходе Y1 будет «1», а на выходе Y2 – «0».

Если нажать кнопку «Стоп», то на входе X2 клапана K2 появится «1», и тогда на выходе Y2 также будет «1», а на выходе Y1 – «0».

Таким образом, на выходе Y1 появляется сигнал, если была нажата кнопка «Пуск1» **ИЛИ** «Пуск2», а на выходе Y2 – если была нажата кнопка «Стоп».

Согласно алгоритму работы привода на управляющий вход 2 распределителя P1 должен прийти сигнал, если нажат ролик распределителя P2 **И** была нажата кнопка «Пуск1» **ИЛИ** «Пуск2».

На управляющий вход 1 должен прийти сигнал, если была нажата кнопка «Стоп» **ИЛИ** нажат ролик распределителя P3.

Объединив выходы Y1 и Y2 клапана K2 «ПАМЯТЬ» с выходами распределителей P2 и P3 через соответствующие логические клапаны K3 («И») и K4 («ИЛИ»), получим схему привода.

Следует заметить, что наиболее широко логические элементы и алгебра логики используются в цифровой электронике. В соответствующей литературе приводятся формальные методы разработки схем управления на логических элементах по заданной последовательности выполнения операций.

В последнее время для управления автоматизированными пневмоприводами широко используются программируемые логические контроллеры (ПЛК). ПЛК представляет собой сложное микропроцессорное устройство, имеющее несколько логических входов и выходов. На входы контроллера поступают логические электрические сигналы от датчиков или кнопок. К выходам контроллера подключают электромагниты распределителей, рабочие обмотки реле, сигнальные лампы и другие исполнительные устройства. Контроллер обрабатывает входные сигналы по заданному алгоритму и, в соответствии с задачей управления, включает или выключает необходимые выходы.

Алгоритм работы ПЛК определяется программой, записанной в его память. Программа составляется при помощи персонального компьютера и записывается в память контрол-

лера через специальный коммуникационный интерфейс. Для составления программ используются несколько языков программирования. Наиболее распространённым является язык релейно-контактных схем (РКС) или лестничных диаграмм (LAD).

Программа на языке РКС представляет собой набор вычислительных цепочек (Network). Каждая цепочка начинается от виртуальной шины питания (ВШП), состоит из набора нормально-разомкнутых и нормально-замкнутых контактов и заканчивается выходной обмоткой.

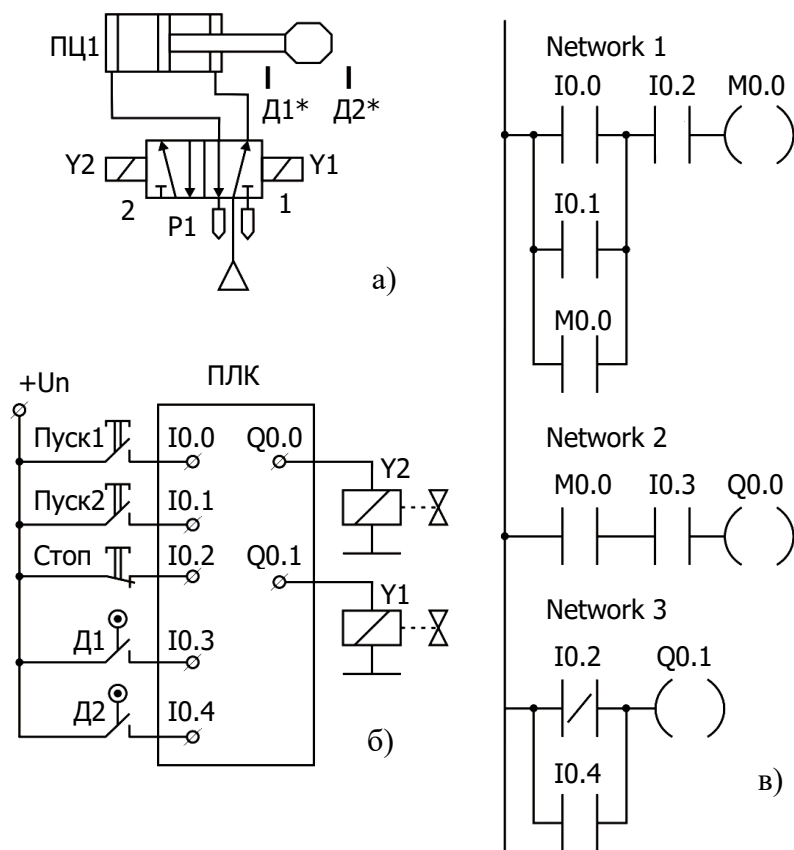
Если от виртуальной шины питания проходит сигнал (виртуальный ток) до выходной обмотки, то на соответствующий выход контроллера подаётся напряжение (он устанавливается в «1»). Нормально-разомкнутый контакт «замыкается» в том случае, если на соответствующий вход ПЛК подаётся напряжение («1»). Нормально-замкнутый контакт – «размыкается», если на соответствующий вход ПЛК подаётся напряжение («1»).

Рассмотрим пример применения ПЛК для реализации предыдущей задачи. В данном случае привод будет состоять из электрической и пневматической частей и управляющей программы на языке РКС (рис. 7.46).

В исходном состоянии шток цилиндра втянут, кнопки «Пуск» и «Стоп» отжаты. Напряжение на входы I0.0 и I0.1 не поступает, соответственно в вычислительной цепочке Network1 контакты I0.0 и I0.1 разомкнуты, следовательно, сигнал на обмотку M0.0 не поступает. В то же время при отжатой кнопке «Стоп» поступает «1» на вход I0.2, соответственно контакт I0.2 в цепочке Network1 замкнут (а в цепочке Network3 - разомкнут). Кроме того, при втянутом штоке нажат ролик датчика D1, соответственно замкнут контакт I0.3 в цепочке Network 2.

При нажатии одной из кнопок «Пуск» «1» поступает на вход I0.0 или I0.1, замыкается один из соответствующих

контактов в цепочке Network1, и на обмотку M0.0 поступает сигнал по цепи: ВШП - I0.0 или I0.1 - I0.2 – M0.0.



а) схема пневматическая принципиальная; б) схема электрическая функциональная; в) программа на языке РКС.

ПЦ1 – пневмоцилиндр; Д1, Д2 – датчики (конечные выключатели); Y1, Y2 – электромагниты распределителя.

Рис. 7.46 - Пневмопривод с управлением от ПЛК (решение задачи)

При этом замыкается контакт M0.0 в цепочке Network1 и ставит обмотку M0.0 на самоблокировку. В Network2 M0.0 также замыкается, поэтому поступает сигнал на обмотку Q0.0 (I0.3 замкнут, так как нажат ролик Д1). На выходе Q0.0 контроллера появляется напряжение, включается электромагнит Y2, распределитель P1 переключается в позицию 2, шток цилиндра выдвигается.

При достижении штоком крайнего вытянутого положения замыкается контакт датчика Д2, поступает напряжение на вход I0.4, и в Network3 контакт I0.4 замыкается. При этом сигнал проходит на обмотку Q0.1, на соответствующем выходе контроллера появляется напряжение и включается электромагнит Y1. Распределитель P1 переключается в позицию 1 (Y2 выключен, так как при выдвигении штока размыкается контакт Д1), шток цилиндра втягивается.

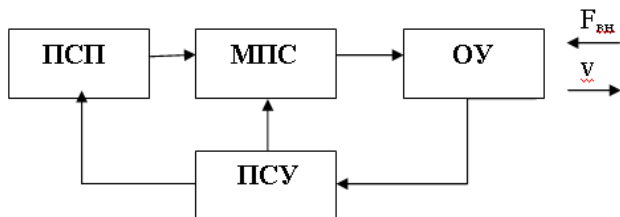
Когда шток втянут, контакт Д1 замкнут, Д2 разомкнут. Соответственно I0.3 в Network2 замкнут, I0.4 в Network3 разомкнут. Снова включается Y2, а Y1 - выключается. Шток цилиндра выдвигается. Таким образом, шток цилиндра будет совершать возвратно-поступательные движения.

При нажатии кнопки «Стоп» её контакт размыкается, напряжение на вход I0.2 не поступает, контакт I0.2 в Network1 размыкается, а в Network3 – замыкается. При этом обмотка M0.0 отключается, распределитель P1 переключается в позицию 1, схема возвращается в исходное состояние.

Следует отметить, что помимо контактов и обмоток, язык LAD содержит ещё целый ряд блоков, позволяющих реализовывать выдержку времени, подсчёт количества событий и множество других функций. Важным преимуществом ПЛК является также возможность изменения алгоритма работы только за счёт изменения программы, без изменения электрических и пневматических соединений. Более подробно вопросы использования контроллеров освещены в специальной литературе [20-22].

6 Расчёт пневматических приводов

Автоматизированный пневмопривод (рис.7.47) образует три подсистемы: пневматическая (ППС), механическая (МПС) и управляющая (ПСУ).



ППС - пневматическая подсистема; МПС - механическая подсистема; ПСУ - управляющая подсистема; ОУ – объект управления; $F_{вн}$ – внешняя нагрузка; v – скорость перемещения.

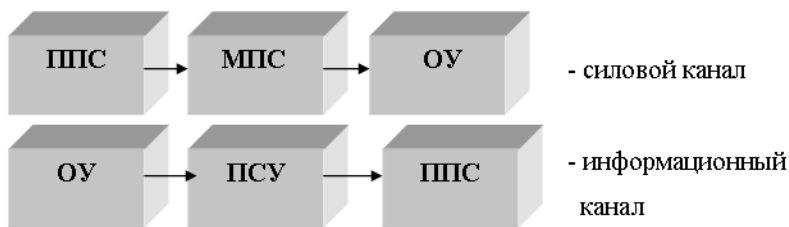
Рис. 7.47 - Обобщенная структура АПП

ППС представляет силовой контур, обеспечивающий подготовку и формирование свойств и параметров потока сжатого воздуха, а затем преобразование его энергии в механическую энергию выходного звена пневмодвигателя.

МПС обеспечивает согласование кинематических, силовых и энергетических характеристик пневмодвигателя с объектом управления (ОУ).

ПСУ обеспечивает сбор и обработку информации о движении объекта управления и формирование управляющих воздействий на элемент ППС и МПС для воспроизведения заданной траектории движения ОУ.

Таким образом, функциональная структура реализуется следующими каналами:



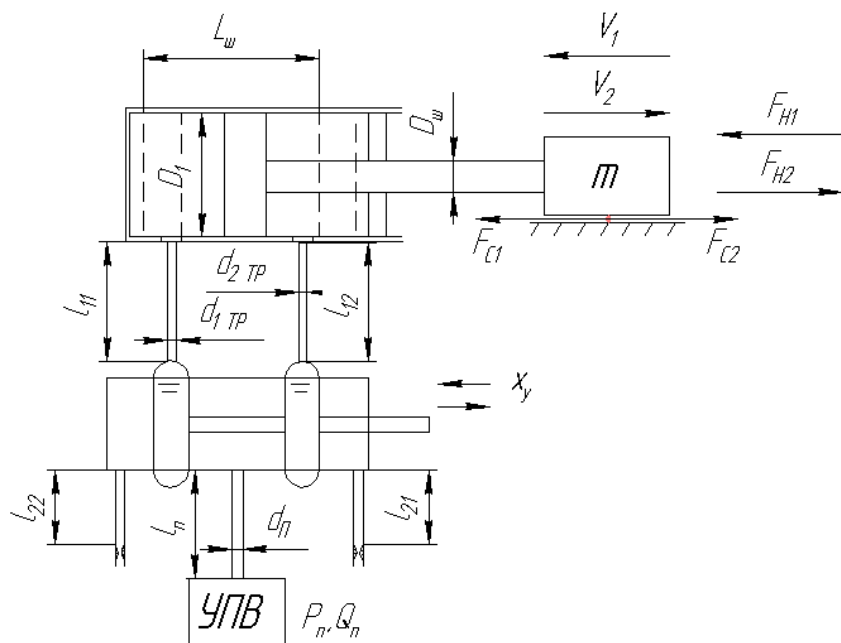
ППС - пневматическая подсистема; МПС - механическая подсистема; ПСУ - управляющая подсистема; ОУ – объект управления

Рис. 7.48 – Функциональная структура пневмопривода

Как правило, в задачу расчета пневмопривода входит определение параметров силового канала. Исполнение информационного канала определяет глубину автоматизации АПП.

Расчетная схема пневматического привода

Для построения расчетной схемы привода используем принципиальную схему пневмопривода разработанную ранее. Поскольку основным блоком привода являются распределитель и пневмоцилиндр, соединяемые трубопроводами, их представляем в полуконструктивном изображении с указанием основных расчетных параметров. Остальные элементы - узел подготовки воздуха УПВ, дроссели, глушители, перемещаемый объект - представляем упрощенно (рис. 7.49).



D_1 , D_2 , $L_{ш}$ – соответственно диаметр поршня, диаметр и длина штока; d_1 , d_2 – диаметры присоединительных отверстий цилиндра; $d_{1р}$, $d_{2р}$ – диаметры присоединительных отверстий распределителя; $d_{п\ тр}$, $l_{п}$, $d_{1\ тр}$, l_1 , $d_{2\ тр}$, l_2 – диаметры и длины пневмолиний питающего, нагнетательного и сливного трубопроводов; V_1 , V_2 – скорости прямого и обратного хода ПЦ; F_{H1} , F_{H2} – максимальные нагрузки при прямом и обратном ходах ПЦ; F_{C1} , F_{C2} – силы вредных сопротивлений движению ПЦ; m – перемещаемые массы объекта автоматизации; $\pm x_y$ – управляющие воздействия (перемещения), подаваемые на распределитель.

Рис. 7.49 - Расчетная полуконструктивная схема АПП

Диаграммы рабочего цикла

Поскольку разработка привода ведется в реальном пространстве и времени, кроме геометрических параметров, представленных на рис. 7.49, необходимо определить время прохождения отдельных участков траектории движения объекта управления и рабочего цикла в целом. Для этого строим основные диаграммы: перемещений, скоростей, сил и управлений во времени (рис. 7.50) для заданного эскиза рабочего цикла. Например, «Стоп» $t_0 \rightarrow V_1$, $t_1 \rightarrow$ «выдержка на упоре» $t_2 \rightarrow V_2$, $t_3 \rightarrow$ «Стоп».

Время цикла $T_{\text{ц}} = t_0 + t_1 + t_2 + t_3$,

где t_0 – по техническому заданию; $t_1 = L_1/V_1$; t_2 – по техническому заданию; $t_3 = L_2/V_2$.

Время $T_{\text{ц}}$ определяет длительность рабочего цикла. Особое значение $T_{\text{ц}}$ приобретает для сложных траекторий и циклов многодвигательных пневмомеханических систем.

Уточнение исходных данных для расчета пневматического привода

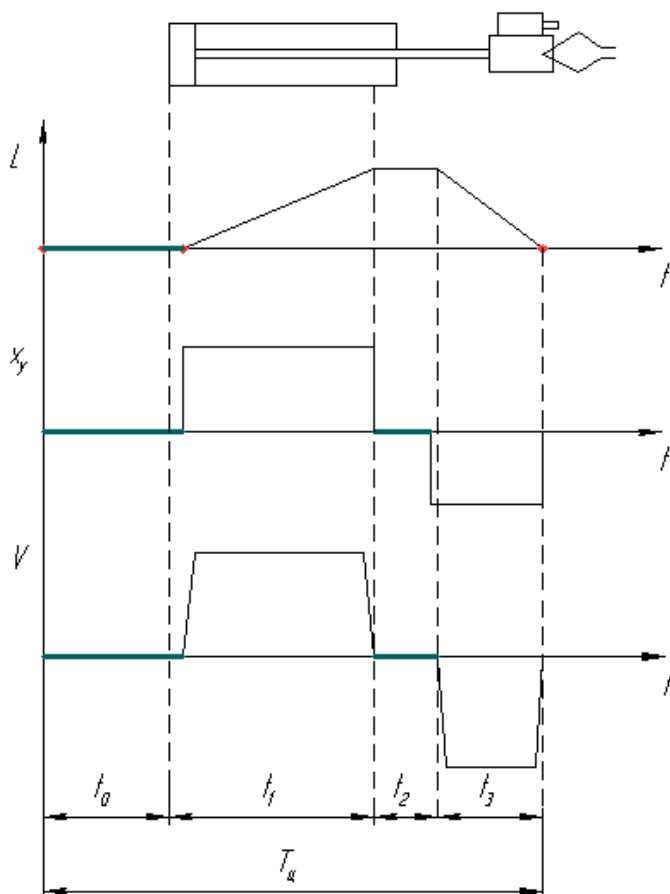
Исходные данные необходимые для расчета основных параметров привода, включают кинематические, нагрузочные, энергетические характеристики, время рабочего цикла. Последовательность их уточнения определяется принятой разработчиком стратегией расчета:

- Если конструкция пневмоцилиндра реальна, известны основные его геометрические параметры. Тогда, определив максимальную нагрузочную характеристику $F_{\text{н max}}$, находят рабочие давления P и расходы сжатого воздуха.

$$P = F_{\text{н max}}/S_{\text{п}},$$

$$Q_1 = V_1 S_1,$$

$$Q_2 = V_2 S_2.$$



L – перемещение поршня; x_y – управляющее воздействие;
 V – скорость перемещения поршня; t_0 – время остановки;
 t_1 – время выдвижения поршня; t_2 – время «выдержки на упоре»;
 t_3 – время возврата поршня; $T_{\text{ц}}$ – время цикла.

Рис. 7.50 - Диаграммы рабочего цикла привода.

• Чаще работает вторая стратегия, когда, используя опыт эксплуатации пневмопривода, принимают рабочее давление P , а определив $F_{H \max}$ находят площадь и диаметр поршня

$$S_{\Pi} = \pi D^2 / 4 = F_{H \max} / P,$$

а затем и остальные геометрические и пневматические параметры D_{Π} , L_{Π} , d_1 , d_2 и др. Полученные расчетные значения позволяют выбрать в дальнейшем серию и типоразмер пневмоцилиндра из стандартного ряда. Эту стратегию рассмотрим подробнее на типовом примере.

Как правило, предпочтение отдают второй стратегии, ибо выбором конструкции ПЦ реализуются наиболее полно требования к приводу. Об этом наглядно свидетельствует раздел каталога фирмы «Camozzi Pneumatic» - «Пневмоцилиндры» [14]. Многообразие их серий и типоразмеров, широкие диапазоны их характеристик позволяют выполнить практически все требования технического задания как для общих, так и специальных задач автоматизации процессов и машин в разных отраслях техники. В табл. 7.9 приведены характеристики пневмоцилиндров фирмы «Camozzi Pneumatic».

Таблица 7.9 Характеристики пневмоцилиндров Camozzi.

№ п/п	Характеристика	Диапазон
1.	Диаметр поршня D , мм	6...320
2.	Рабочий ход L , мм	5...6000
3.	Рабочие температуры T , К	≤ 423
4.	Смазка	Не нуждаются в дополнительных устройствах (консистентная)
5.	Качество очистки воздуха	Класс 6 ($\delta < 25$ мкм) ГОСТ 17433-80
6.	Соответствие международным стандартам	ISO, DIN, CETO
7.	Работа в тяжелых условиях окружающей среды	Серии 90, 92, 94, 95 $D = 16 \dots 125$ мм

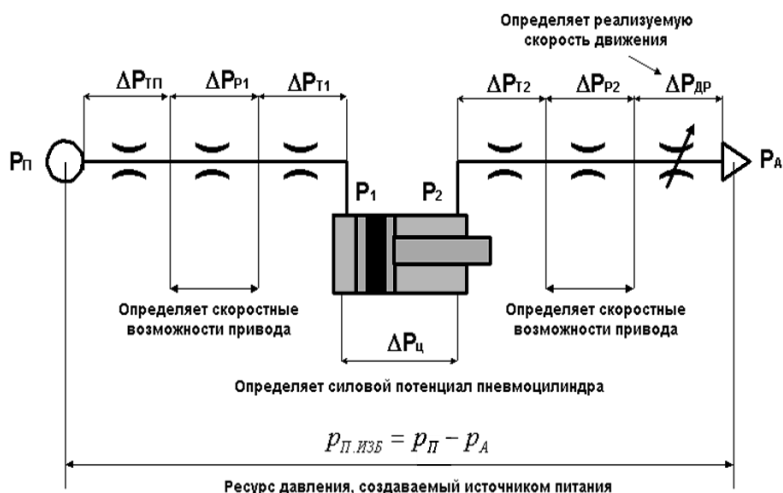
Резервирование энергии на участках и элементах пневмомагистралей

В соответствии с принятой стратегией по $F_{H \max}$ принимают рабочее давление P_{Π} , исходя из сложившейся практики эксплуатации ПП, чаще всего $P_{\Pi}=0,6$ Мпа (6 бар). Но такое давление будет в напорной магистральной лишь вначале, когда скорость поршня $V_1=0$. В этом случае по закону Б. Паскаля, давление распространяется по всем направлениям с одинаковой величиной. При разгоне поршня давление в рабочей полости уменьшается из-за потерь напора в напорной магистральной, вызванных сопротивлением трубопроводов и проходных сечений пневмоаппаратов. Если они известны, потери напора определяют по уравнению Дарси-Вейсбаха:

$$\text{для трубопровода } \Delta p_{TP} = \lambda \cdot \gamma \cdot \frac{l_{TP}}{d_{TP}} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}; \quad (7.15)$$

$$\text{для пневмоаппаратов } \Delta p_{ПА} = \zeta_{ПА} \cdot \gamma \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}. \quad (7.16)$$

В этих условиях, не имея возможности количественной оценки потерь давлений в напорной и сливной магистральных, решаем обратную задачу – резервирование их, а потом под них рассчитывать конструктивные параметры пневмолиний и устанавливаемых на них аппаратов. Для этого полуконструктивную схему на рис.7.49 упростим для построения диаграммы давлений (напоров) (рис.7.51).



Цель

$$\Delta p_{Ц} = p_{П.ИЗБ} - (\Delta p_{P1} + \Delta p_{P2}) - (\Delta p_{TP} + \Delta p_{T2}) - \Delta p_{ДР}$$

Ограничения

$$\Delta p_{Ц} \rightarrow \max$$

$$\Delta p_{P1} \approx 1 \text{ бар}$$

$$\Delta p_{TP} \leq 0,25 \text{ бар}$$

$$\Delta p_{ДР} \geq 1 \text{ бар}$$

$$\Delta p_{P2} \approx 1 \text{ бар}$$

$$\Delta p_{T2} \leq 0,25 \text{ бар}$$

P_n – давление питания; ΔP_{TP} – потери давления на узле подготовки воздуха; ΔP_{P1} , ΔP_{P2} – потери давления на распределителе; ΔP_{T1} , ΔP_{T2} – потери давления в трубопроводах; $\Delta P_{ДР}$ – потери давления на дросселе; $\Delta P_{Ц}$ – перепад давлений в цилиндре.

Рис. 7.51 - Расчетная схема пневмопривода

Кинематические нагрузочные характеристики пневмопривода

Данные характеристики часто называют внешними механическими, так как они характеризуют движение объекта автоматизации по перемещению L_i , скорости V_i , положению $\pm \Delta L$, допустимой нестабильности скорости ΔV_i и преодолеваемой нагрузке F .

В зависимости от служебного назначения пневмопривода нагрузочные характеристики могут быть заданы техническим заданием или уточняются дополнительно:

- для рабочих (технологических) приводов: L_i , V_i , $\pm \Delta L$, ΔV_i и нагрузка F_N задаются технологическим процессом.
- для транспортных приводов: L_i – конструктивно, V_i – из условия $T_{ц} \rightarrow \min$. Нагрузка определяется силами вредных сопротивлений движению (трения, позиционными, инерции).
- для зажимных приводов: L_i – конструктивно, V_i – из условия $T_{ц} \rightarrow \min$. Нагрузка определяется усилием зажима, достаточным для удержания объекта при обработке.

После исполнения расчетной схемы привода определяются значения максимальных нагрузок F_{N1} , F_{N2} , давление питания $P_{п}$; принимаются некоторые допущения: о стационарности процессов, правомерности статического расчета, предварительной оценкой динамических нагрузок.

Так, для рассматриваемого для прямого хода V_1

$$F_{ц} = F_N + F_C + F_i, \quad (7.17)$$

где F_N – рабочая нагрузка на пневмоцилиндр; F_i – максимальная сила инерции объекта управления; F_C – суммарная сила сопротивления движению.

Сила сопротивления в общем случае определяется по формуле:

$$F_C = F_{To} + F_{Tv} + F_{Пз}, \quad (7.18)$$

где F_{To} , F_{Tv} – силы сухого и вязкого трения, $F_{Пз}$ – позиционная нагрузка.

Определив максимальные нагрузки $F_{N \max}$, необходимо принять максимальное усилие, которое должен развивать

пневмоцилиндр. В случае рабочего и транспортного привода $F_{ц\text{ макс}} = (1,5 \dots 2) F_{н\text{ макс}}$.

Расчета и выбор элементов пневмопривода

Расчет и выбор пневмоцилиндра

Определение максимальных нагрузок $F_{\Pi i}$, развиваемых пневмоцилиндром. Как было сказано выше, на первом этапе выбора пневмоцилиндра необходимо определить, к какому типу относится пневмопривод. Если пневмопривод зажимной и предназначен для развития только статического усилия («работа на упор»), то нагрузка развиваемая пневмоцилиндром определяется по формуле:

$$F_{\Pi i} \geq F_{ВН i}, \quad (7.19)$$

где $F_{ВН i}$ – внешняя нагрузка на штоке пневмоцилиндра, Н.

Если пневмопривод рабочий или транспортный и предназначен для развития усилия при движении, то нагрузка, развиваемая пневмоцилиндром, определяется по формуле:

$$F_{\Pi i} \geq k_{зап} \cdot F_{ВН i}, \quad (7.20)$$

где $k_{зап} = 1,5 \dots 2$ – коэффициент запаса по усилию.

Уточнение диаметра поршня пневмоцилиндра с учетом динамической нагрузки. При высоких перемещаемых массах и скоростях движения возникает инерционная (динамическая) нагрузка, которая действует на крышку пневмоцилиндра в конце хода, что может вывести пневмоцилиндр из строя. Поэтому в таких случаях необходимо прибегать к дополнительным средствам торможения в конце хода (демпферы).

Расчет и выбор пневмораспределителей и дросселей

Пневмораспределители выбирают, исходя из требуемых схемы исполнения, вида управления, пропускной способности, диапазона изменения давления, скорости переключения. Важен и выбор конструкции, так как от нее в большой степени зависят не только вышеперечисленные характеристики, но и надежность, долговечность, чувствительность к воздействию температуры, загрязнений и других факторов в процессе эксплуатации.

Выбор типа распределительного элемента. При выборе пневмораспределителя необходимо проанализировать приведенные выше преимущества и недостатки каждого типа распределительного элемента применительно к особенностям и условиям работы данного пневматического привода.

Выбор вида управления. Вид управления определяется при разработке принципиальной схемы привода. При этом учитываются требования к надежности привода и машины в целом, взрыво- и пожаробезопасность, быстродействие и др.

Пневматическое управление подачей давления является наиболее надежным видом управления для тяжелых условий работы (взрывоопасность, повышенная влажность и загрязненность атмосферы, высокая температура и т. д.). Однако передача управляющего сигнала более чем на 20 м для пневматического управления не рекомендуется вследствие снижения быстродействия и увеличения расхода воздуха на управление. Пневматическое управление сбросом давления не рекомендуется применять при расстояниях более 0,6 - 2,4 м (в зависимости от конструкции распределителя и диаметра трубопровода). К тому же надежность системы при управлении сбросом давления ниже, чем при управлении подачей давления.

Пневмораспределители с электромагнитным и электропневматическим управлением применяются в случаях, когда необходимо передать управляющий сигнал на большие

расстояния или при совместной работе электрической и пневматической систем машины.

Ориентировочные значения времени переключения для различных видов управления следующие:

- ручное управление - 0,2 - 0,3 с;
- электромагнитное управление — 0,03 - 0,1 с;
- электропневматическое управление — 0,03 - 0,15 с;
- пневматическое управление — 0,05 - 0,1 с.

Время срабатывания увеличивается с увеличением размеров пневмораспределителя, величины хода и усилия переключения.

При выборе оптимальной величины давления в системе управления следует учитывать, что его увеличение уменьшает время заполнения управляющей полости, но увеличивает время опорожнения ее.

Время переключения распределителей с механическим управлением зависит от профиля управляющего кулачка и скорости его перемещения;

Для увеличения быстродействия системы пилоты должны располагаться возможно ближе к главному пневмораспределителю. При большой длине трубопроводов, питающих пилоты, время передачи управляющего сигнала можно уменьшить путем установки небольшой емкости в линии питания пилота. Размеры емкости выбираются в зависимости от размеров распределителя, величины хода и управляющего давления.

Выбор условного прохода пневмораспределителя. В пневматических приводах общего применения (например, для зажима, транспортирования, загрузки и др.), когда время срабатывания воздухораспределителя не регламентируется или когда оно существенно меньше времени перемещения исполнительного органа, условный проход распределителя можно выбирать, исходя лишь из статической пропускной способности распределителя, указанной в технической характеристике.

Часто изготовители пневмораспределителей (Camozzi Pneumatic) в технических характеристиках используют понятие нормального объемного расхода – объемный расход воздуха через пневмоаппарат при условии, что давление на его входе равно 6 бар, а на выходе – 5 бар и расход определяется при нормальных условиях, т.е. при атмосферном давлении и температуре воздуха 20°C. В этом случае объемный расход воздуха через пневмораспределитель необходимо привести к нормальным условиям.

Если пневмораспределитель используется для быстрого заполнения небольшого объема, то при выборе условного прохода необходимо учитывать и время срабатывания распределителя. Распределитель с меньшим проходным сечением и с большей скоростью срабатывания может быть более эффективным, чем распределитель с большим проходным сечением, но невысокой скоростью срабатывания.

Расчет пневмораспределителей и дросселей заключается в определении их пропускной способности, а именно нормального объемного расхода. Для упрощения этой задачи можно воспользоваться таблицей потребления воздуха пневмоцилиндрами по каталогу «Camozzi Pneumatic» [14].

В таблице указан нормальный объем воздуха, потребляемый пневмоцилиндром за 10 мм его хода. Поэтому для определения нормального объема воздуха за весь ход поршня пневмоцилиндра найдем коэффициент, учитывающий длину хода поршня k_v :

$$k_v = \frac{L_m}{10}, \quad (7.21)$$

где L_m – длина хода поршня пневмоцилиндра, мм.

Умножая полученный коэффициент на табличное значение нормального объема воздуха, потребляемого за 10 мм хода W_{i0} , получим нормальный объем воздуха за весь ход поршня W_i :

$$W_i = W_{i0} \cdot k_v. \quad (7.22)$$

Нормальный объемный расход определяем по формуле

$$Q_i = W_i \cdot \frac{V_i}{L_m}, \quad (7.23)$$

где V_i – скорость перемещения поршня пневмоцилиндра при прямом и обратном ходе, мм/с.

Из полученных нормальных объемных расходов выбираем максимальный и по нему выбираем типоразмер пневмораспределителя и дросселя при условии, что расход через пневмораспределитель равен:

$$Q_p = (1,2...2) \cdot Q_{dp}. \quad (7.24)$$

Расчет и выбор параметров пневмолиний

Пневмолинии предназначены для передачи энергии сжатого воздуха от компрессора к месту потребления и между различными элементами пневматического привода.

Важной характеристикой пневмолинии является величина потерь энергии при транспортировании сжатого воздуха и в первую очередь потерь на пневматическое сопротивление. Трубопровод должен обеспечивать прохождение необходимого количества сжатого воздуха при возможно малой потере давления. Общая потеря давления от компрессора до потребителя не должна превышать 5—30% величины рабочего давления. Эта общая потеря $\sum \Delta p_i$ равна сумме гидравлических сопротивлений прямых участков трубопровода и местных сопротивлений (изгибов, поворотов, клапанов, регулирующих устройств и т. п.).

$$\Delta p = \sum \Delta p_{mp} + \sum \Delta p_m \quad (7.25)$$

Расчет трубопровода сводится к определению диаметра его участков.

Внутренний диаметр пневмомагистрали определяем по формуле

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot V_{\text{сж}} \cdot \rho}}, \quad (7.26)$$

где G – массовый расход воздуха, кг/с; $V_{\text{сж}}$ – скорость сжатого воздуха, м/с; ρ – плотность воздуха при давлении в воздухопроводе, кг/м³.

При расчете диаметра пневмомагистрали необходимо исходить из максимальной величины расхода.

Реальная скорость воздуха в трубопроводах зависит от многих факторов, в том числе от размеров и назначения. В магистральных трубопроводах в зависимости от их протяженности, рабочего давления и расхода воздуха, затрат на укладку и эксплуатацию скорость воздуха принимается от 6 до 12 м/с. Для предприятий с относительно малой протяженностью магистралей (до 300 м) при давлении воздуха до 6 - 7 бар скорость принимается 10 - 12 м/с.

Для напорных, выхлопных и других трубопроводов, соединяющих элементы пневматического привода, рекомендуемые максимальные скорости движения воздуха составляют 16 - 40 м/с при давлениях 1 - 10 бар. Меньшие значения скорости принимают при высоких рабочих давлениях.

Уменьшение скорости воздуха при тех же величинах расходов может привести к увеличению проходных сечений трубопроводов и пневматической аппаратуры и неоправданному увеличению размеров и массы всего пневматического привода.

Материал воздухопроводов и соединений. В зависимости от назначения и размеров трубопроводы могут быть жесткими или гибкими.

Гибкие трубопроводы применяют в тех случаях, когда нужно подвести сжатый воздух к пневматическим устройствам, закрепленным на узлах и механизмах, имеющих относительное перемещение, или когда один конец может подсоединяться к разным потребителям. Гибкие трубопроводы удобнее для монтажа, особенно в труднодоступных местах.

В качестве жестких трубопроводов применяются трубы из черных и цветных металлов, а также из пластмасс. Для трубопроводов небольших диаметров обычно используют медные и латунные (до Ø25 мм), а также нейлоновые (до Ø15 мм) трубы. Применяются также трубы из алюминиевых сплавов и стали.

Для трубопроводов больших диаметров используют стальные трубы, реже (при диаметрах свыше 150 мм) - чугунные. Стальные и чугунные трубы должны быть снабжены покрытием, стойким к воздействию коррозии (омеднение, смолы, лакокрасочные покрытия и т. д.).

Трубы из цветных металлов не требуют специальных покрытий против коррозии и легко гнутся. Это облегчает их монтаж, однако, стоимость их повышается.

В качестве гибких трубопроводов применяют маслостойкие резинотканевые шланги (рукава), нейлоновые, полиэтиленовые, полиуретановые и полихлорвиниловые трубки. Достоинством гибких трубопроводов из синтетических материалов является их высокая стойкость против коррозии, воздействия масел и других веществ, присутствующих в сжатом воздухе; они режутся ножом, что позволяет избегать попадания в трубопровод мелкой металлической стружки.

При соединении трубопроводов с пневмоаппаратурой необходимо обеспечивать их полную герметичность. Утечки сжатого воздуха увеличивают энергопотребление пневмосистемы, могут нарушать цикл работы элементов пневмообору-

дования, а также приводят к перегрузкам фильтров и осушителей. Опыт эксплуатации пневмосистем показывает, что 30% энергопотерь приходится именно на плохие соединения.

Выбор трубопровода заключается в определении его внутреннего диаметра при условии допустимой потери давления на данном участке. Рекомендуемое значения перепада давления на участке трубопровода находится в пределах от 0,25 до 0,5 бар.

Перепад давлений Δp (бар) на участке гибкого трубопровода, имеющем длину L (м) и внутренний диаметр d (мм), определяется по эмпирической формуле:

$$\Delta p = 0,23 \cdot \frac{Q^{1,85} \cdot L^{0,8}}{p \cdot d^5}, \quad (7.27)$$

где p - абсолютное давление воздуха (бар) на рассматриваемом участке трубопровода; Q - объёмный расход воздуха через трубопровод (Нл/мин).

Данная формула рекомендуется для оценки потерь давления в пластиковых трубках с внутренним диаметром от 2 до 12,5 мм при условии $\Delta p \ll p$.

Определить диаметр трубопровода можно также по расходно-перепадной характеристике гибкого трубопровода, полученной эмпирически фирмой «Camozzi Pneumatic» (рис. 7.52).

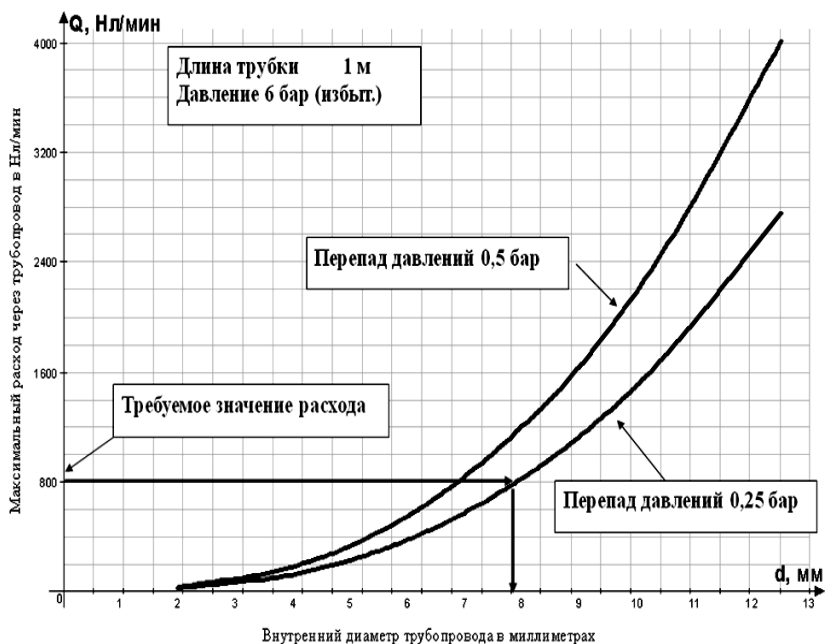


Рис. 7.52 - Расходно-перепадная характеристика гибкого трубопровода

7 Динамика пневматического привода

Часто повышенные требования к операциям выполняемым пневмоприводом обуславливают необходимость проведения оценки их динамического качества уже на этапе проектирования. При этом существенно сокращается время последующих испытаний и улучшается качество рабочих процессов реальных пневмоприводов при меньших затратах времени и средств.

Обобщенно расчетная схема пневмопривода представлена на (рис. 7.53).

На основе принципов и правил математического описания динамических подсистем с механическими связями, обоснованных работами В.А. Кудинова, А.С. Проникова, В.Э. Пуша и др., гидравлических силовых и управляющих подсистем, подтвержденных исследованиями О.Н. Трифонова, Д.Н. Попова и др., Е.В. Герц, можно получить математическую модель, представляющую систему нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих ее поведение в процессе работы пневмопривода. Для упрощения таких моделей часто используют следующие допущения:

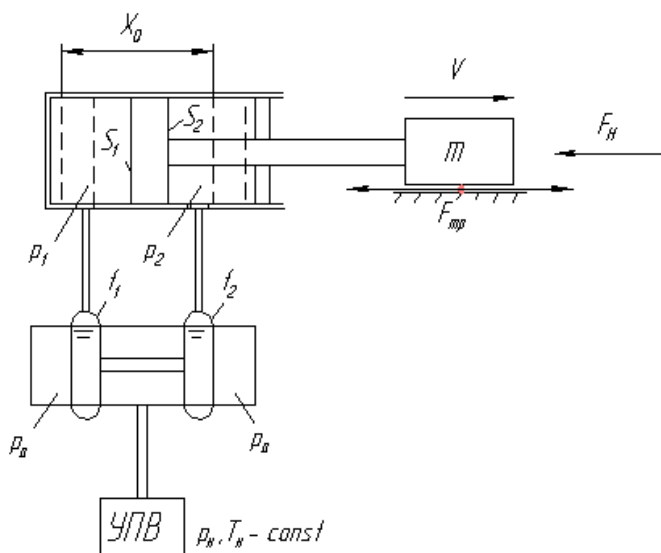
1. Механическую связь объекта с приводом считают абсолютно жесткой, поэтому модель считают одностепенной, что во многом упрощает уравнение его движения.

2. Характеристики источника сжатого газа, т.е. узла подготовки воздуха УПВ считают постоянными $p_n=const$, $T_n=const$, поскольку напорная магистраль пневмопривода соединена с ресивером достаточного объема через регулятор давления.

3. Процесс изменения состояния газа в пневмосистеме считают адиабатическим, поскольку работа пневмопривода происходит за короткий промежуток времени.

4. Рабочее тело пневматического устройства - воздух рассматривается как идеальный газ, процессы в котором описываются

уравнением Клапейрона, поскольку давление в пневмосистеме ниже 10 бар.



X_0 – ход поршня; V – скорость перемещения поршня; F_H – полезная нагрузка преодолеваемая объектом; $F_{тр}$ – суммарная сила трения в подвижных соединениях; m – масса подвижных частей привода; S_1, S_2 – эффективная площадь поршневой и штоковой полостей пневмоцилиндра; p_1, p_2 – давление воздуха соответственно в поршневой и штоковой полости пневмоцилиндра; p_n, p_a – давление воздуха соответственно в нагнетательной и выхлопной магистрали; f_1, f_2 – площади проходного сечения пневмораспределителя; T_n – температура воздуха в нагнетательной магистрали; УПВ – узел подготовки воздуха.

Рис. 7.53 – Расчетная схема динамической системы пневмопривода

5. Утечки в подвижных соединениях малы, они зависят главным образом от конструктивного исполнения и могут быть ограничены коэффициентом утечки.

6. Сила вязкого трения в подвижных сопряжениях пропорциональна скорости. В реальных устройствах зависимость значительно сложнее. На силы трения, кроме скорости, оказывают влияние внешние факторы и состояние трущихся поверхностей.

7. Коэффициенты расхода пневмоаппаратов принимаются постоянными.

Силовую и управляющую механические подсистемы модели описывают следующие уравнения:

1. Уравнение движения объекта массой m

$$m \cdot \frac{dV}{dt} = p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2 - F_{\partial\partial} \cdot \text{sign}(V) - \lambda \cdot V \pm F_y - F_i, \quad (7.28)$$

где S_1, S_2 – эффективная площадь поршневой и штоковой полостей пневмоцилиндра, м^2 ; p_1, p_2 – давление воздуха соответственно в поршневой и штоковой полости пневмоцилиндра, Па; V – скорость перемещения объекта, м/с ; λ – коэффициент вязкого трения, кг/с ; $F_{\partial\partial}$ – суммарная сила трения в подвижных соединениях, Н; F_y – реакция левого и правого упоров, Н; F_n – полезная нагрузка преодолеваемая объектом, Н; m – масса подвижных частей привода, кг.

Пневматическая подсистема привода описывается уравнением неразрывности потока:

$$G_1 = G_2, \quad (7.29)$$

где G_1, G_2 – массовые расходы сжатого газа в двух рассматриваемых участках, кг/с .

Учитывая, что массовый расход через пневмораспределитель равен

$$G = \mu_f p_0 \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_0}} \cdot \varphi(\sigma_i), \quad (7.30)$$

можно воспользоваться уравнениями изменения давления в поршневой и штоковой полостях пневмоцилиндра [17]:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{k \cdot \mu_1 \cdot f_1 \cdot K \cdot p_n \cdot \sqrt{R \cdot T_n} \cdot \varphi(\sigma_1)}{S_1 \cdot (X_{01} + X)} - \frac{k \cdot p_1}{(X_{01} + X)} \cdot V \quad (7.31)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = - \frac{k \cdot \mu_2 \cdot f_2 \cdot K \cdot p_2^{\frac{3k-1}{2k}} \cdot \sqrt{R \cdot T_a} \cdot (\varphi \frac{\sigma_a}{\sigma_2})}{S_2 (X_0 + X_{02} - X) \cdot p_a^{\frac{(k-1)}{2k}}} + \frac{k \cdot p_2}{(X_0 + X_{02} - X)} \cdot V \quad (7.32)$$

где $\varphi(\sigma_i) = \sqrt{\sigma_i^{\frac{2}{k}} - \sigma_i^{\frac{k+1}{k}}}$ при $0,528 < \sigma_i < 1$;

$\varphi(\sigma_i) = 0,2588$ при $0 < \sigma_i \leq 0,528$; $\sigma_i = \frac{p_i}{p_n}$.

$$K = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k - 1}}, \quad (7.33)$$

k - показатель адиабаты; R - газовая постоянная, Дж/кг · К; T_n , T_a - температура воздуха соответственно в нагнетательной и выхлопной магистрали, К; μ_1 , μ_2 - коэффициенты расхода; p_n , p_a - давление воздуха соответственно в нагнетательной и выхлопной магистрали, Па; f_1 , f_2 - площади проходного сечения пневмораспределителя, м²; X_0 - ход поршня, м; X_{01} , X_{02} - отношение начальных («пассивных») объемов V_{01} , V_{02} пневмопривода к полезной площади поршня поршневой и штоковой полости пневмоцилиндра соответственно, м.

Система дифференциальных уравнений (7.28, 7.31, 7.32) может решаться с помощью современных математических программ различными численными методами (Эйлера, Рунге-Кутты и т.п.) при заданных начальных условиях, параметрах привода. В результате можно получить наиболее ин-

интересующие параметры (скорость движения объекта, его перемещение, давления в поршневой и штоковой полостях и т.п.) пневмопривода в конкретный момент времени (рис. 7.54, 7.55).

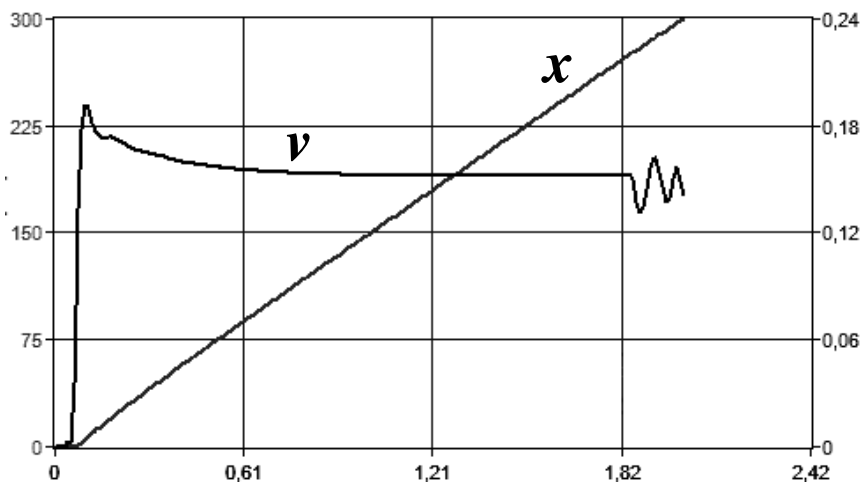


Рис. 7.54 – Зависимость перемещения (x) и скорости перемещения (v) объекта при типовом расчете.

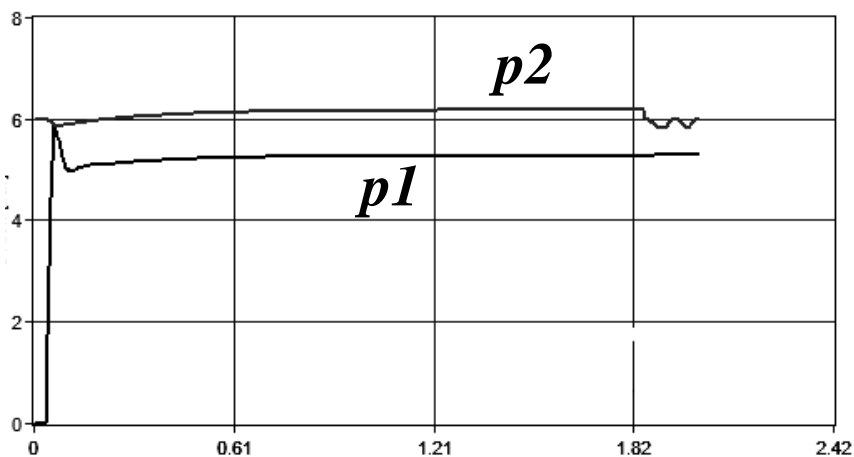


Рис. 7.55 – Зависимость давления в поршневой ($p1$) и штоковой ($p2$) полостях пневмоцилиндра при типовом расчете.

Список используемых информационных источников

1. Филин, В. М. Гидравлика, пневматика и термодинамика : курс лекций / под общ. ред. В.М. Филина. — Москва : ФОРУМ : ИНФРА-М, 2023. — 318 с. — (Среднее профессиональное образование). - ISBN 978-5-8199-0780-1. - Текст : электронный. URL: <https://znanium.com/catalog/product/2015310>
2. Баранов, А. В. Гидро- и пневмопривод в автоматизированном производстве : учебное пособие / А. В. Баранов. - Москва ; Вологда : Инфра-Инженерия, 2024. - 172 с. - ISBN 978-5-9729-1582-8. - Текст : электронный. - URL: <https://znanium.ru/catalog/product/2170325>
3. <http://books.camozzi.com/8.5RU/> (Camozzi. Большой каталог. Пневматическая аппаратура. Версия 8.5)
4. Наземцев А.С. Гидравлические и пневматические системы. Часть 1. Пневматические приводы и средства автоматизации: Учебное пособие. – М., Форум, 2004. – 240 с.
5. Выбор, расчёт и эксплуатация оборудования пневматических приводов и систем управления станков, прессов и других машин. Отраслевой руководящий материал. / Кудрявцев А.И., Пятидверный А.П., Новик А.М. и др. – М.: НИИИМ, 1969. – 94 с.
6. Герц Е.В., Крейнин Г.В. Расчёт пневмоприводов. Справочное пособие. М.: Машиностроение, 1975. – 272 с.
7. <http://www.immertech.ru/support/compendium/index.html> (Компендиум ЗАО «Иммертехник»).
8. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. Учебн. Пособие для неэнергетических специальностей вузов. М. «Высшая школа», 1975. – 496 с.
9. Минаев, И.Г. Программируемые логические контроллеры: практическое руководство для начинающего инженера / И.Г. Минаев, В.В. Самойленко. – Ставрополь : АГРУС, 2009. – 100 с.

10. Петров И.В. Программируемые контроллеры. Стандартные языки и приёмы прикладного проектирования / Под ред. проф. В.П. Дьяконова. – М.: СОЛОН-Пресс, 2004. – 256 с.

11. Парр Э. Программируемые контроллеры: руководство для инженера / Э. Парр; пер. 3-го англ. Изд. – М.: БИНОМ. Лаборатория знаний, 2009. – 516 с.

12. Компоненты пневматических тормозных систем для прицепов в соответствии с 71/320/EWG. Схематическое отображение и описание тормозных систем и пневматических агрегатов. / WABCO, 2007. – 34 с.

13. <http://smc138.valuehost.ru/c5/xt316.pdf> (сайт компании SMS, раздел Каталог продукции / Пневматические цилиндры / Специальные цилиндры / Пневматический встряхиватель).

Оглавление

Введение.....	2
1 Структура пневматического привода.....	4
2 Теоретические особенности функционирования и расчёта пневматического привода.....	8
3 Подготовка воздуха для пневматических приводов.....	15
4 Особенности конструкции пневматических аппаратов...	34
5 Управление пневматическими приводами.....	52
6 Расчёт пневматических приводов.....	66
7 Динамика пневматического привода.....	84
Список используемых информационных источников.....	89