

У ДК 620.178

М.П. Карпов, доцент, канд. техн. наук,

И.А. Иванов, студент

Севастопольский национальный технический университет

Студгородок, г. Севастополь, Украина, 99053

root@sevgtu.sebastopol.ua

ВЫБОР НАЧАЛЬНЫХ УСЛОВИЙ В ИМИТАЦИОННОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДИНАМИКИ ЛИНЕЙНОГО ПНЕВМОПРИВОДА

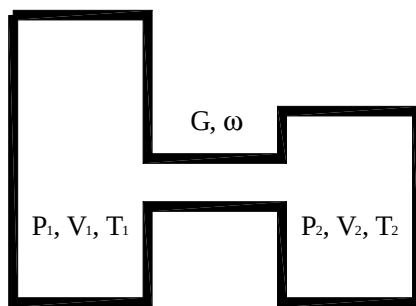
Рассмотрены вопросы повышения точности описания процессов динамики исполнительных звеньев пневматических приводов.

Проблема выбора оптимальных параметров технологических процессов при их автоматизации, где в качестве исполнительных звеньев технологических машин используются пневмоприводы, во многом определяется точностью движений их исполнительных звеньев. В настоящее время при конструировании высокоточных механизмов машин и элементов робототехники работающих на пневматике, достаточно удовлетворительную точность описания динамики исполнительных звеньев, в том числе и переходных процессов, дают расчеты при помощи имитационных математических моделей, где движение основных исполнительных звеньев описываются дифференциальными уравнениями наполнения рабочих полостей совместно с уравнениями термодинамики истечения газа, а их интегрирование производится численными методами.

В пневматических приводах всегда присутствуют элементы, позволяющие регулировать режимы течения газа в пневматическом тракте, в частности, дроссели, редукционные клапаны, а значит, и режимы движения исполнительных звеньев пневмопривода. Задаваясь необходимыми параметрами наполнения и опорожнения полостей пневмодвигателей, например, линейных двигателей, используя математические модели, можно выбирать оптимальные параметры движения исполнительных звеньев привода при решении различных технологических задач. Здесь главная цель – добиться высокой точности соответствия математической и реальных моделей. И вот тут возникают, как минимум, две проблемы.

Первая проблема - это определение начальных условий.

Для описания исходных состояний работы пневмопривода, состоящего из компрессора-источника сжатого воздуха, напорной и выпускной



пневмомагистралей и Рисунок 1 – Термодинамическая схема непосредственно исполнительного пневматического механизма-пневмоцилиндра линейного или поворотного типа или ротационного пневмодвигателя в литературе обычно используется термодинамическая схема (рисунок 1), где источник сжатого воздуха рассматривают как сосуд неограниченного объема с постоянными параметрами p_1 – давлением, v_1 –объемом, T_1 – температурой, исполнительный механизм – сосуд с переменными параметрами p_2 , v_2 , T_2 , а напорная магистраль рассматривается как короткий трубопровод по которому протекает сжатый воздух с массовым расходом G со скоростью ω [1, 2].

Неограниченный объем источника объясняется тем, что компрессор имеет ресивер периодически пополняемый сжатым воздухом, в котором при помощи контрольно-измерительной и стабилизирующей аппаратуры контролируется изменение давления P_1 .

Данная схема позволяет определить подкритические скорости истечения воздуха во второй сосуд по уравнениям [2]

$$\omega = \varphi \sqrt{2 \frac{k}{k-1} P_1 V_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (1)$$

или

$$\omega = \varphi \sqrt{2 \frac{k}{k-1} R T_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (2)$$

где k –показатель степени адиабатического процесса; R –универсальная газовая постоянная; φ – коэффициент скорости, учитывающий потери при изменении сечения истекающей из жиклера струи.

Критические скорости истечения определяются из уравнения

$$\omega_k = \Phi \sqrt{2 \frac{k}{k+1} P_1 V_1} = \Phi \sqrt{2 \frac{k}{k+1} R T_1}. \quad (3)$$

Массовые расходы при подкритическом истечении описываются соотношениями

$$G = \mu F \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{P_1}{V_1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (4)$$

или

$$G = \mu F P_1 \sqrt{\frac{k}{k-1} \frac{2}{R T_1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (5)$$

где μ – коэффициент расхода

Уравнения максимального расхода при критическом и надкритическом режимах истечения запишутся в виде

$$G_{max} = \mu F \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{P_1}{V_1} \left[\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1} \frac{2}{k}} - \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1} \frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (6)$$

или

$$G_{max} = \mu F P_1 \sqrt{\frac{k}{k-1} \frac{2}{R T_2} \left[\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1} \frac{2}{k}} - \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1} \frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (7)$$

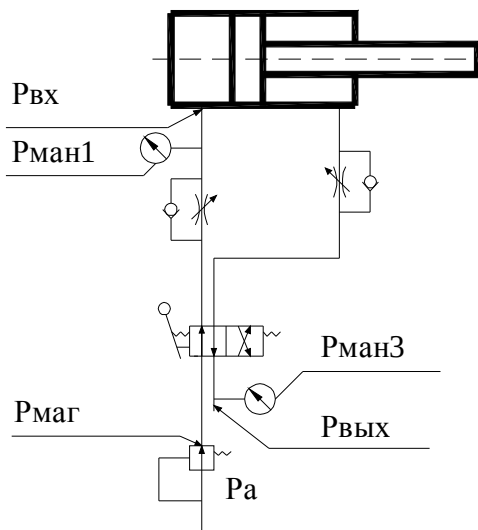
где F – площадь сечения протекания воздуха, принимаемая обычно в реальном пневмоприводе равной площадям условных проходов напорной или выхлопной магистралей, либо площадям сечений входных и выходных штуцеров исполнительного механизма;

T_2 – температура в полости исполнительного механизма, например, пневмоцилиндра, которая, ввиду хорошей теплопроводности материалов, из которых изготавливают пневмоцилиндры, а следовательно и хорошей конвекции, принимают равной температуре при нормальных условиях, т.е. $T_2 = T_1 = 290$ К.

В этих уравнениях, как указано в некоторых литературных источниках, например [3], в качестве давлений p_2 в напорной магистрали принимают давление в полости исполнительного механизма, а p_1 – давление, развиваемое компрессором либо магистральным давлением. В выхлопной магистрали давление p_1 – это давление в выхлопной полости, а давление p_2 – атмосферное давление. Эти утверждения основываются на том, что вследствие того, что реальный пневмопривод всегда включает в себя аппарат – редукционный клапан, стабилизирующий давление, который находится в непосредственной близости от исполнительного механизма, участок магистрали получается коротким, а следовательно явления, сопровождающие распространение волны давления, а также потери давлений на участке незначительны, и ими можно пренебречь.

Однако в реальных пневматических машинах участки напорных и сливных магистралей не такие уж и короткие, достигают длины нескольких метров и бывают насыщены распределительной и регулирующей аппаратурой. Измерение давления, проводимое в непосредственной близости от исполнительного механизма, показывают значительное отличие его от магистрального в меньшую сторону. Аналогичная картина получается и в выхлопной магистрали. Очевидно, что и в уравнения критических и подкритических скоростей будут аналогичные несовпадения.

Таким образом, вышеозначенная схема рассмотрения движения воздуха требует корректировки, учитывающей особенности движения воздушного потока через напорные и выхлопные магистрали. Так, в напорной магистрали, под давлением p_1 следует понимать давление непосредственно перед входом в исполнительный механизм с учетом его потерь, а в выхлопной магистрали под давлением p_1 по уравнения (1), (2), (4), (5) следует понимать давление непосредственно в конце магистрали перед сбросом его в атмосферу. В



качестве площади сечения F следует принимать сечения самого узкого места в напорной и выхлопной магистралях, например, дросселя регулятора скорости перемещения исполнительного органа механизма.

На рисунке 2 показана схема пневмопривода, иллюстрирующая вышеизложенное.

Второй проблемой является выбор численных значений коэффициентов φ и μ в формулах скоростей и расходов, необходимых для конкретных расчетов. В литературных источниках по пневматике, в основном, приводятся значения коэффициентов, которые касаются отдельных наиболее распространенных видов жиклеров. В основном же, при незначительных числах Маха, эти коэффициенты рассчитываются по уравнениям и данным гидродинамики установившихся течений [3].

Коэффициенты скорости и расхода обычно получают из соотношений

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi}}, \quad (8)$$

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi_{\text{вх}}}}, \quad (9)$$

где ξ – коэффициент конкретного местного сопротивления из которого происходит истечение; $\xi_{\text{вх}}$ – коэффициент местного сопротивления на входе, зависящий от условий входа потока в жиклер.

В некоторых случаях с рекомендациями авторов [3] можно согласиться. Поскольку в рассматриваемой схеме по рисунку 2 изменение формы сечения воздушной струи будет иметь место, в основном, при входе струи из напорной магистрали в пневмоцилиндр, которое классифицируется как выход из трубы в сосуд больших размеров и при выходе из выхлопной полости в выхлопную магистраль, которое классифицируется как внезапное расширение, для определения численных значений коэффициента φ можно воспользоваться данными гидродинамики напорных течений [4]. Для входа в пневмоцилиндр $\xi=1$. Для выхода воздуха из пневмоцилиндра в выхлопную магистраль коэффициент ξ находится по формуле

$$\xi = 0,5[1 - (F_2/F_{\text{вых.ц}})^2], \quad (10)$$

где F_2 , $F_{\text{вых.ц}}$ – соответственно площади выхлопной полости пневмоцилиндра и выхлопного штуцера.

При определении потерь давлений в напорных и выхлопных магистралях, состоящих из десятков местных сопротивлений, данные, полученные гидродинамическим расчетом и опытные данные, имеют значительные расхождения. Это ставит под сомнение корректность использования численных значений ξ и μ , приводимых в литературе по гидравлике, при расчете динамики пневмоприводов.

Однако значение этих коэффициентов можно получить полуэмпирическим методом, описываемом в этой статье, при помощи двух измерений статических давлений в напорной и выхлопной магистралях, которые могут быть легко получены обычными, а не дифференциальными манометрами, с последующим пересчетом их по уравнениям гидродинамики установившихся течений. Если установить манометр непосредственно на входе в пневмоцилиндр, и на выходе напорной магистрали (рисунок 2), это манометры $p_{\text{ман1}}$ и $p_{\text{ман3}}$ и измерить статические давления непосредственно в момент перекоммутации пневмораспределителя, т.е. в момент подачи сжатого воздуха в напорную полость пневмоцилиндра, где давление до этого было равно атмосферному, можно определить суммарный коэффициент потери в напорной магистрали исходя из следующих рассуждений.

Суммарные потери давления на всем участке напорной магистрали могут быть определены по уравнению Вейсбаха [4]

$$\Delta p = \xi_{\text{о.н.м.}} \frac{\rho v^2}{2}, \quad (11)$$

где $\xi_{\text{о.н.м.}}$ – суммарный коэффициент потерь гидравлического давления на рассматриваемом участке напорной магистрали; ρ – плотность воздуха при нормальных условиях; v – скорость движения воздуха по трубопроводу.

Поскольку в начальный момент времени истечение происходит из магистрали с давлением не менее $p_m = 0,5$ МПа, в полость пневмоцилиндра, где на этот момент времени давление равно атмосферному, т.е. $p_2 = 0,1$ МПа, отношение давлений $p_2/p_m = 0,2$, что меньше $\beta = 0,528$ – критического коэффициента для двухатомных газов [2]. Следовательно, начальный режим заполнения напорной полости пневмоцилиндра будет происходить по надкритическому режиму и скорость движения воздуха в напорной магистрали будет равна

критической скорости истечения напорной магистрали $v_{кр. н.м.}$, которая может быть рассчитана по уравнению (3). Исходя из этого

$$\xi_{о.н.м.} = \frac{2\Delta p}{\rho v_{кр.н.м.}^2}. \quad (12)$$

Полное давление на входе в пневмоцилиндр с учетом потерь давлений в напорной магистрали равно

$$p_{вх} = p_m - \Delta p. \quad (13)$$

Из этого уравнения следует

$$\Delta p = p_m - p_{вх}. \quad (14)$$

С другой стороны, из уравнения Бернулли следует, что $p_{вх}$ складывается из статического и динамических давлений в этом сечении, т.е.

$$p_{вх} = p_{ст} + p_{дин}. \quad (15)$$

Входящее в это уравнение статическое давление $p_{ст}$, в данном случае, измерялось манометром на входе в пневмоцилиндр и равно $p_{ман.1}$. С учетом этого уравнение (14) преобразуется к виду

$$\Delta p = p_m - (p_{дин.} + p_{ман.1}). \quad (16)$$

Подставляя выражение (16) в (12), получаем выражение для определения коэффициента общей потери давления в напорной магистрали

$$\xi_{о.н.м.} = \frac{2(p_m - p_{дин.} - p_{ман.1})}{\rho v_{кр.н.м.}^2}, \quad (17)$$

где $p_{дин.}$ рассчитывается по выражению

$$p_{дин.} = \frac{\rho v_{кр.н.м.}^2}{2}. \quad (18)$$

Аналогичным образом рассчитывается суммарный коэффициент потерь давлений выхлопной магистрали, т.е.

$$\xi_{о.н.м.} = \frac{2(p_2 - p_{дин.в.} - p_{ман.3})}{\rho v_{кр.в.м.}^2}, \quad (19)$$

где p_2 – давление в выхлопной полости пневмоцилиндра, которое в начальный момент времени известно и, обычно, равно магистральному; $p_{ман.3}$ – давление в начальный момент времени, регистрируемое манометром 3 (рисунок 2), установленном на выходе выхлопной магистрали; $v_{кр.в.м.}$ – критическая скорость в выхлопной магистрали, которая рассчитывается по уравнениям (3).

Динамическое давление в выхлопной магистрали рассчитывается по уравнению

$$p_{дин.в.м.} = \frac{\rho v_{кр.в.м.}^2}{2}. \quad (20)$$

Полученные по уравнениям (17),(18),(19),(20) значения суммарных коэффициентов потерь давлений в напорной и выхлопной магистралях, затем подставляются в уравнения расчета коэффициентов скоростей и расходов (8), (9), которые фигурируют в уравнениях (1)...(7) критических и подкритических скоростей и расходов воздушной среды в напорной и выхлопной магистралях.

Данные рассуждения относятся к определению начальных условий параметров математической модели, описывающей динамику пневмопривода линейного типа. В процессе истечения газа, по мере заполнения полостей пневмоцилиндра его параметры, скорость и режим истечения изменяются. Описание этих процессов выходит за рамки данной статьи.

На рисунке 3 показаны графики зависимости скорости перемещения поршня пневмоцилиндра v от времени перемещения t полученные по математической модели динамики линейного пневмопривода. В качестве начальных условий в расчетах, результаты которых иллюстрированы первой кривой, принимались описанные выше условия в соответствии со схемой по рисунку 1. Значения коэффициентов расхода здесь выбирались по методикам напорных течений капельных жидкостей.

Вторая кривая иллюстрирует расчет, выполненный по изложенной выше методике в соответствии со схемой рисунка 2.

В этой схеме за начальные давления p_1 принимались давления, непосредственно перед входом в пневмоцилиндр в напорной магистрали и на выходе из выхлопной магистрали в атмосферу в

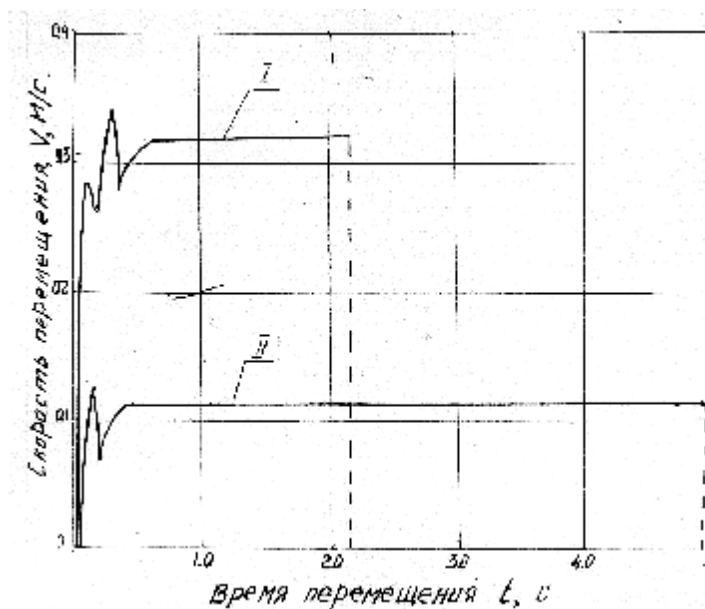


Рисунок 3 – Зависимость $V=f(t)$

выхлопной магистрали, подсчитанных по вышеизложенной методике с учетом потерь давлений в магистралях. Коэффициенты расхода μ коэффициенты суммарных местных сопротивлений $\xi_{0.н.м.}$ и $\xi_{0.в.м.}$ рассчитывались по приведенным выше формулам. За начальное давление p_2 в напорной магистрали принималось давление в безштоковой полости пневмоцилиндра, равное на этот момент времени атмосферному давлению. В выхлопной полости, поскольку выхлоп происходит в атмосферу за давление p_2 также принималось атмосферное давление.

Как видно из сравнения значений скоростей полученных по двум математическим моделям, обе модели, на начальном временном участке, имеют значительные знакопеременные колебания скоростей, характерные для этапа разгона поршня, только во второй модели этот участок короче. Далее скорости стабилизируются и во второй модели скорость остается постоянной при всем дальнейшем ходе поршня. Что касается сравнения

математических моделей по численным значениям, то видно, что скорости имеют значительные несовпадения. При ходе поршня $X_s = 0,6$ м время перемещения его по первой модели составило $t_1 = 2,2$ с, а средняя скорость перемещения $v_1 = 2,73$ м/с. Во второй модели $t_2 = 4,9$ с и $v_2 = 1,22$ м/с. При измерении параметров перемещения поршня в реальной модели, конструктивные параметры которой соответствовали математическим моделям, а схема соединений соответствовала схеме по рисунку 2, время перемещения поршня составило $t_3 = 5,0$ с. Относительная погрешность экспериментального времени перемещения и времени, полученного по второй математической модели, составило $\Delta_{(t)} = 2\%$, что является хорошим совпадением результатов, принятом в пневматике. Значения времени экспериментальной модели и первой математической, показывают расхождения по времени в 2,2 раза, что естественно, недопустимо

Очевидно, что учёт потерь давлений на участках напорной и выхлопной магистралей, где общие коэффициенты расходов магистралей рассчитывались по вышеизложенной методике, во многом улучшается точность описания динамики пневмоприводов, причём достигается это простым измерением двух давлений обычными манометрами, что вполне доступно любой лаборатории. В перспективе, с помощью предложенной методики, можно рассчитать общие коэффициенты расходов целого ряда конструктивных модулей напорных и выхлопных магистралей, с паспортизацией этих данных в документации, допустим, при продаже элементов и систем пневмоприводов, что во много раз облегчит задачу проектантов и изготовителей пневмоприводов, а также расчёт систем их управления и регулирования

Библиографический список

1. Федорец В.А. Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков / В.А. Федорец, В.А. Педченко — К.: Выща шк., Головное изд-во, 1987. — 375 с.
2. Головинцев А.Г. Техническая термодинамика и теплопередача / А.Г. Головинцев, Б.Н. Юдаев, Е.И. Федотов — М.: Машиностроение, 1970. — 295 с.
3. Дмитриев В.Н. Основы пневмоавтоматики / В.Н. Дмитриев, В.Г. Градецкий. — М.: Машиностроение, 1973. — 360 с.
4. Рабинович Е.З. Гидравлика / Е.З. Рабинович — М.: Недра, 1974. — 295 с.

Поступила в редакцию 20.04.2004 г.