9 Общие сведения о пневматических системах

9.1 Законы движения газа

В современных машинах при автоматизации и механизации производственных процессов, наряду с гидравлическими системами, нашли широкое применение и пневмосистемы, использующие в качестве рабочей среды сжатый газ. В пневмосистемах, которые применяются в машиностроении, практически всегда в качестве рабочей среды используют воздух.

К преимуществам пневмосистем относятся: надежность и долговечность, быстрота срабатывания, простота, экономичность, пожаробезопасность и нейтральность рабочей среды, обеспечивающие возможность работы пневмосистем в шахтах, химических производствах, в условиях радиации.

Рабочей средой пневмосистем является сжатый воздух, поэтому расчет процессов, происходящих в этих системах, проводят на основе законов термодинамики. При движении газа, кроме параметров состояния p, V, T, необходимо учитывать еще и скорость течения газа υ.

Рассмотрим особенности установившегося течения газа в пневмосистемах при истечении газа через отверстие, при заполнении или опорожнении емкостей, при течении по трубам и через местные сопротивления.

Примем, что при установившемся течении массовый расход газа одинаков во всех сечениях вдоль потока:

$$Q_m = \rho \upsilon S = const,$$

где υ - скорость течения газа; S - площадь сечения потока.

В отличие от течения несжимаемой жидкости для газа не сохраняется постоянство объемного расхода Q, расход увеличивается вследствие расширения, вызванного понижением давления вдоль потока, а расширение в свою очередь приводит к изменению температуры. Поэтому уравнение Бернулли для газа отличается от уравнения для жидкости. Если не учитывать разность нивелирных высот z_1 и z_2, поскольку плотность газа мала, то уравнение Бернулли для политропического процесса можно записать в таком виде:

$$\alpha_1 \frac{\upsilon_1^2}{2g} + \frac{n}{n-1}\frac{p_1}{\rho g} = \alpha_2 \frac{\upsilon_2^2}{2g} + \frac{n}{n-1}\frac{p_2}{\rho g} + \Sigma h_{\text{пот}}, \tag{9.1}$$

где a - коэффициент Кориолиса; n - показатель политропы газа.

Воспользуемся уравнением Бернулли (9.1) для определения скорости истечения газа через отверстие площадью S (рисунок 9.1).

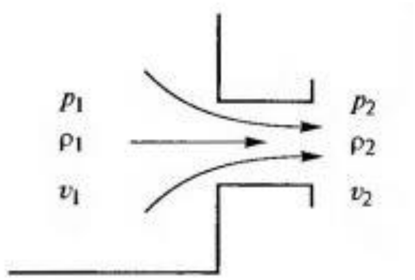

Рисунок 9.1 - Расчетная схема истечения газа

Считая скорость υ_1 равной нулю, течение турбулентным (α_2=1) и пренебрегая потерями при истечении ($\Sigma h_{пот}=0$), получим

$$\upsilon_2 = \sqrt{\frac{2n}{n-1}\left(\frac{p_1}{\rho_1} - \frac{p_2}{\rho_2}\right)},$$

где p_1 и p_2 - давление газа соответственно в резервуаре и среде, в которую происходит истечение, т. е. в начале и конце газового потока.

Если учесть, что

$$p_1\omega_1^n = p_2\omega_2^n$$

и $\omega=1/\rho$ следует

$$\rho_2 = \rho_1\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}},$$

то, проведя алгебраические преобразования, можно привести формулу для определения массового расхода газа, протекающего со скоростью υ через сечение площадью S, к такому виду:

$$Q_m = \rho_2\upsilon_2 S = S\sqrt{\frac{2n}{n-1}p_1\rho_1\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n+1}{n}}\right]}. \quad (9.2)$$

В большинстве промышленных пневмосистем происходит или адиабатный процесс изменения параметров воздуха, или политропический процесс, когда показатель политропы n близок по своему значению к показателю адиабаты k=1,4. Поэтому в формулу (9.2) для практических расчетов целесообразно вместо n подставить показатель адиабаты k. Кроме того, в реальных потоках воздуха через отверстия существуют потери, которые, как и при истечении несжимаемой жидкости, учитываются коэффициентом расхода μ, представляющим собой отношение реального расхода к теоретическому.

С учетом сказанного, а также используя уравнение Клапейрона

$$\frac{p\omega}{T} = R = const,$$

преобразуем формулу (9.2) в общую формулу для расчета массового расхода воздуха через отверстие площадью S:

$$Q_m = \mu S p_1 = \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_1}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}. \quad (9.3)$$

Проведя анализ формулы (9.3), легко убедиться, что при $p_2/p_1=0$ и $p_2/p_1=1$ массовый расход Q_m равен 0. Следовательно, значение p_2/p_1, при котором массовый расход Q_m будет максимальный, можно получить, приравняв производную функции $Q_m = f(p_2/p_1)$ к нулю.

В результате максимальный массовый расход Q_m будет при

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (9.4)$$

Это отношение для воздуха при k=1,4 составляет примерно 0,528.

На рисунке 9.2 штриховая линия соответствует графику функции (9.3), а сплошной линией показана реальная, экспериментально подтвержденная зависимость. Очевидно, что в диапазоне $0{,}528<p_2/p_1<1$ теоретическая и реальная зависимости совпадают, а в диапазоне $0< p_2/p_1< 0{,}528$ существенно расходятся, поскольку расход Q_m в этой области не зависит от перепада давлений и остается постоянным, равным максимальному.

Рисунок 9.2 - Характеристика истечения газа

Отношение $p_2/p_1=0{,}528$ получило название «критическое» $(p_2/p_1)_{кр}$, а скорость течения воздуха υ_2 при таком отношении давлений равна скорости звука, которая для идеального газа определяется формулой

$$a = \sqrt{kRT}.$$

Для воздуха при k=1,4 и T=293 K, получим a=347 м/с.

Поэтому при течении газа всегда рассматриваются две области:

а) докритическая (дозвуковая), для которой массовый расход определяется формулой (9.3);

б) надкритическая (сверхзвуковая), для которой массовый расход определяется по формуле, полученной путем подстановки в формулу (9.3) значения p_2/p_1 - из формулы (9.4):

$$Q_{m\,max} = \mu S \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} p_1 \sqrt{\frac{2k}{(k+1)RT_1}}. \tag{9.5}$$

9.2 Приближенные расчеты течения газа в трубопроводах

Как и в гидравлике, расчет течения газа в трубопроводах сводится к определению потерь по длине трубы. По сравнению с течением несжимаемой жидкости течение газа - более сложное явление, связанное прежде всего с изменением параметров газа вдоль трубопровода и, следовательно, с изменениями скорости и режима течения газа. На практике используют приближенные методы расчета, основанные на допущениях, правомерность которых подтверждена опытным путем.

При достаточно длинном трубопроводе, даже в случае его теплоизоляции, течение газа происходит при постоянной температуре. Если принять, что T=const, то постоянной также будет и вязкость, а следовательно, и число Re. С учетом этого потери по длине трубопровода могут быть определены по известной формуле гидравлики:

$$\Delta p_{\text{тр}} = p_1 - p_2 = \lambda \frac{l}{d} \frac{\upsilon_{\text{ср}}^2}{2} \rho_{\text{ср}}.$$

В эту формулу, в отличие от применяемой в гидравлике, подставляется среднее значение плотности $\rho_{ср}=(\rho_1+\rho_2)/2$, где ρ_1 и ρ_2 - плотность газа соответственно в начале и конце трубы.

Для трубы круглого проходного сечения

$$\upsilon_{\text{ср}} = \frac{4Q_m}{\pi d^2 \rho_{\text{ср}}},$$

где Q_m - массовый расход газа, постоянный вдоль потока.

Расчеты и опыты показывают, что течение воздуха в трубопроводах носит обычно турбулентный характер и число Re лежит в пределах от 2300 до 10^8. Поэтому значение коэффициента λ, как и в гидравлике, определяют по формуле

$$\lambda = 0{,}11\sqrt[4]{\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re}},$$

в которой

$$Re = \frac{4Q_m}{\upsilon\rho_{\text{ср}}\pi d}.$$

Если течение газа по трубопроводу происходит под действием малого перепада давлений, когда $0{,}9 \leq p_2/p_1 < 1$, то массовый расход Q_m для приближенного расчета можно определять по формуле

$$Q_m = \mu S\sqrt{\frac{2p_1}{RT_1}(p_1 - p_2)}.$$

9.3 Течение газа через местные сопротивления

Специальные местные сопротивления в пневматических системах, как и в гидросистемах, играют важную роль, особенно при построении систем управления и контроля. Наиболее распространенными специальными местными сопротивлениями являются дроссели, которые и в пневмосистемах, и гидросистемах выполняют одну и ту же задачу и строятся по одному и тому же принципу. Считая процесс течения воздуха через пневмодроссель адиабатическим, массовый расход Q_m при $(p_2/p_1)_{\text{кр}} < p_2/p_1 < 1$ можно определить по формуле (9.3), а при $p_2/p_1 < (p_2/p_1)_{\text{кр}}$ - по формуле (9.5). Однако из-за сложности формулы (9.3) на практике с допустимой погрешностью пользуются формулой

$$Q_m = \mu S_{\text{др}}\sqrt{2\rho_1(p_1 - p_2)}. \tag{9.7}$$

В формуле (9.7) индексы 1 и 2 соответственно относятся к сечению перед дросселем и за дросселем, $S_{\text{др}}$ - площадь проходного сечения дросселя, а μ - коэффициент расхода, который определяется так же, как и для несжимаемой жидкости.

В некоторых элементах пневмоавтоматики для решения конкретных задач дроссели устанавливают последовательно. На рисунке 9.3 приведена принципиальная схема такого элемента.

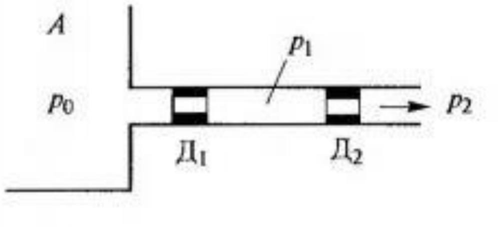

Рисунок 9.3 - Схема последовательного соединения пневмодросселей

Воздух из резервуара А, в котором поддерживается постоянное давление p_0=const, вытекает в атмосферу (p_2=$p_{атм}$) через два последовательно установленных пневмодросселя $Д_1$ и $Д_2$, имеющих площади проходного сечения соответственно $S_{др1}$ и $S_{др2}$. Так как при таком соединении массовые расходы через дроссели одинаковы, то, воспользовавшись упрощенной формулой (9.7), можно записать:

$$\mu_1 S_{др1}\sqrt{2\rho_0(p_0 - p_1)} = \mu_2 S_{др2}\sqrt{2\rho_1(p_1 - p_2)}. \quad (9.8)$$

Для того чтобы получить удобную и очень важную для систем пневмоавтоматики зависимость $p_1 = f(S_{др2}^2/S_{др1}^2)$, будем считать, что сжимаемостью воздуха можно пренебречь (вполне допустимо при скоростях течения воздуха менее 70 м/с), а коэффициенты расхода μ для однотипных дросселей $Д_1$ и $Д_2$ одинаковы. Тогда, возведя в квадрат правую и левую части уравнения (9.8) и перейдя к избыточной системе измерения давлений, при которой p_2= $p_{атм}$ принимается равным нулю, получим

$$\frac{p_1}{p_0} = \frac{S_{др1}^2}{S_{др1}^2 + S_{др2}^2}. \quad (9.9)$$

На рисунке 9.4 представлен график зависимости отношения p_1/p_0 от величины $S_{др2}^2/S_{др1}^2$, соответствующий формуле (9.9). При p_0=const этот график выражает функцию $p_1 = f(S_{др2}^2/S_{др1}^2)$.

Участок ab на графике соответствует его зоне, близкой к линейной, в которой обычно и работают элементы пневмоавтоматики. Эта зона лежит приблизительно в пределах отношения $S_{др2}^2/S_{др1}^2$ от 0,3 до 1,2.

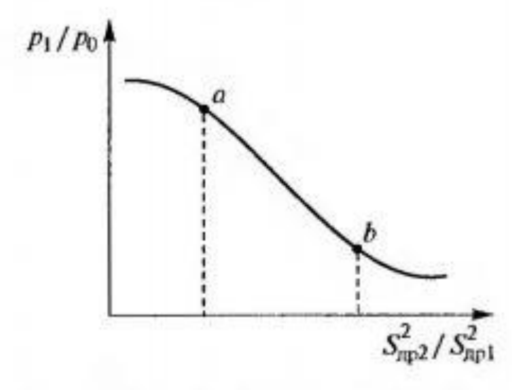

Рисунок 9.4 - График зависимости давления от соотношения квадратов площадей проходных сечений пневмодросселей.

Законы статики и законы движения газов и жидкостей для промышленных пневмосистем практически одинаковы. Поэтому назначение, принцип действия, классификация, терминология и условные обозначения основных элементов пневматических и гидравлических систем аналогичны.

Конструктивные отличия и применение особых пневмоэлементов (кондиционеров и некоторых пневмоаппаратов) обусловлены особенностями газа как рабочей среды.