

СИЛЫ ЖИДКОСТНОГО ТРЕНИЯ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА КЛАПАННО-СЕДЕЛЬНЫЕ ПАРЫ ПНЕВМОГИДРОСИСТЕМ

Чегодаев А.Д., Ржевский В.В., Коленко Н.Н.,

Луканенко В.Г., Мулюкин О.П.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

Как известно [2,5,8], силы жидкостного трения характеризуются касательными напряжениями, возникающими в рабочей среде на поверхностях запорных и регулирующих органов пневмогидросистем. Касательные напряжения могут быть вызваны как относительным движением этих поверхностей, так и движением рабочей среды в зазоре между поверхностями под действием перепада давления. Вследствие малой величины зазоров течение среды в них происходит при небольших числах Рейнольдса. Для расчетов могут быть использованы такие же уравнения гидродинамики, как и для описания неустановившихся потоков в трубах, но с учетом особенностей граничных условий, зависящих от формы зазора [1,4]. Расчеты могут быть упрощены, если в уравнениях члены, учитывающие инерцию рабочей среды, можно считать пренебрежительно малыми по сравнению с членами, учитывающими трение. При этом принимаются допущения:

- рабочая среда несжимаема, т.к. длина зазоров в реальных конструкциях клапанно-седельных пар (КСП) значительно меньше длин волн колебаний, распространяющихся в сжимаемых средах;

длина начального участка существенно меньше общей длины щели;

при малых зазорах характер течения в кольцевых щелях пар типа золотник-втулка, шток-втулка и т.д. близок к характеру течения в плоских щелях.

При указанных допущениях произведем оценку членов уравнения Навье-Стокса, записанного в прямоугольных координатах

$$\frac{\partial U_x}{\partial t} - \nu \frac{\partial^2 U_x}{\partial y^2} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x}, \quad (1)$$

где U_x - местная скорость потока среды в сечении x в момент времени t ;
 ν - коэффициент кинематической вязкости среды; p и ρ - давление и плотность рабочей среды в зазоре; x и y - координаты (рис.1), причём направление оси Ox совпадает с направлением потока среды.

При оценке членов уравнения (1) за масштаб времени примем характерное время срабатывания КСП τ , а за масштаб координаты -

еличину зазора δ (рис. 1). Тогда для членов, стоящих в левой части уравнения (1) получим:

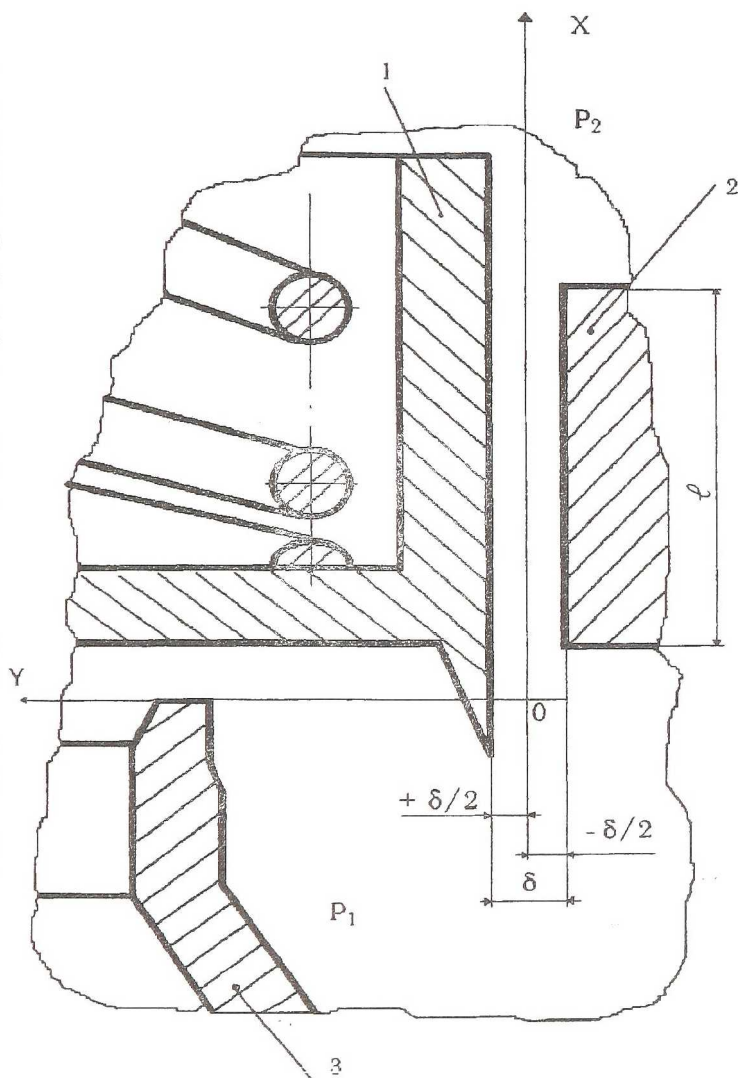


Рис.1: Расчетная схема для оценки силы жидкостного трения.
 1 - золотник клапана; 2 - втулка центрирующая; 3 - седло.

$$\left. \begin{aligned} v \frac{\partial^2 U_x}{\partial y^2} &\approx v \frac{U_x}{\delta^2} \\ \frac{\partial U_x}{\partial t} &\approx \frac{U_x}{\tau} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Из соотношений (2) следует, что в уравнении (1) можно пренебречь первым членом по сравнению со вторым, если будет выполняться условие:

$$\frac{v}{\delta^2} \gg \frac{1}{\tau} \quad (3)$$

В этом случае неустановившийся поток в щели допустимо заменить сменяющейся во времени последовательностью установившихся потоков и не учитывать при этом инерцию среды в тех случаях, когда частота колебаний $1/\tau$ будет как минимум на порядок меньше величины v/δ^2 . В табл. 1 приведены значения параметров некоторых рабочих сред, а также расчетные значения величины v/δ^2 при характерных величинах зазора $\delta=(0,1\dots0,15)\cdot 10^{-3}$ м и $1/\tau$ [5,8,9].

Таблица 1

Расчетные значения членов уравнения Навье-Стокса.

Рабочая среда	$v \cdot 10^7, *$ м/с	$\delta \cdot 10^{-3},$ м	$v/\delta^2,$ с ⁻¹	$1/\tau,$ с ⁻¹
N ₂	133,6		1336	10...200
Ar	117,98		1179,8	
Воздух	132,6		1326	
He ⁴	1053,45	0,1...0,15	10534,5	25...125
O ₂	133,57		1335,7	
Водород нормальный /9/	934,57		9345,7	25...29

*Значения соответствуют давлению $1,01 \cdot 10^5$ Па и температуре 273 К

Из табл. 1 следует, что условие (3) выполняется для криогенных сред. Этим подтверждается условие квазистационарности течения среды в зазоре. При изменении температуры рабочей среды величины ν и δ могут изменяться так, что условие (3) следует рассматривать с учетом инерции [3,7].

Если условие (3) соблюдено, то уравнение (1) примет вид:

$$\mu \frac{\partial^2 U_x}{\partial y^2} = \frac{\partial p}{\partial x}, \quad (4)$$

где $\mu = \nu \cdot \rho$ - коэффициент динамической вязкости среды.

Принимаем $\frac{\partial p}{\partial x} = -\frac{p_1 - p_2}{l}$, (5)

где p_1 и p_2 - давление до и после зазора, l - длина зазора.

Уравнение (4) примет вид

$$\mu \frac{\partial^2 U_x}{\partial y^2} = \frac{p_1 - p_2}{l} \quad (6)$$

Интегрируя выражение (6) получим

$$U_x = -\frac{p_1 - p_2}{l \cdot \mu} \cdot \frac{y^2}{2} + C_1 \cdot y + C_2, \quad (7)$$

где C_1 и C_2 - константы интегрирования.

Если золотник клапана перемещается относительно втулки

(рис.1) со скоростью $\frac{dx}{dt} = \dot{x}$, то граничные условия имеют вид

$$\left. \begin{aligned} U_x = 0, y = -\frac{\delta}{2} \\ U_x = \pm \dot{x}, y = \frac{\delta}{2} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Условие $U_x = \dot{x} > 0$ в (8) соответствует перемещению золотника в направлении движения рабочей среды в зазоре ($p_1 > p_2$).

С учетом (8) выражение (7) имеет вид

$$U_x = \frac{p_1 - p_2}{2l \cdot \mu} \left(\frac{\delta^2}{4} - y^2 \right) \pm \frac{\dot{x}}{\delta} \cdot y \pm \frac{\dot{x}}{2} \quad (9)$$

Касательные напряжения σ в потоке среды определим по закону вязкостного трения Ньютона

$$\sigma = -\mu \frac{dU_x}{dy} \quad (10)$$

или с учетом выражения (9)

$$\sigma = \frac{p_1 - p_2}{l} y \pm \frac{\mu}{\delta} \dot{x} \quad (11)$$

Выражение (11) позволяет вычислить касательное напряжение σ_3 на поверхности движущегося золотника при $y = \frac{\delta}{2}$

$$\sigma_3 = \frac{p_1 - p_2}{2l} \delta \pm \frac{\mu}{\delta} \dot{x} \quad (12)$$

Сила жидкостного трения P_{TP} , приложенная к золотнику диаметра d_3 равна

$$P_{TP} = \pi d_3 l \sigma_3 = \frac{(p_1 - p_2) \pi d_3 \delta}{2} \pm \frac{\pi d_3 l \mu}{\delta} \dot{x} \quad (13)$$

В случае покоящегося относительно втулки золотника $\dot{x} = 0$. Из выражения (13) сила трения, приложенная к золотнику, равна

$$P_{TP} = -\frac{(p_1 - p_2) \pi d_3 \delta}{2} \quad (14)$$

Как видно из выражения (14) при $\dot{x} = 0$ направление силы трения определяется направлением действия перепада давлений $p_1 - p_2$.

В случае отсутствия перепада давления на зазоре ($p_1 = p_2$) из выражения (13) сила трения определяется как

$$P_{TP} = -\frac{\pi d_3 l \mu}{\delta} \dot{x} \cdot \text{sign}(\dot{x}) \quad (15)$$

или

$$P_{TP} = -k \dot{x} \cdot \text{sign}(\dot{x}),$$

где $k = \frac{\pi d_3 l \mu}{\delta}$ - коэффициент.

Из выражений (15) и (16) следует, что сила трения направлена противоположно вектору скорости перемещения золотника.

Исследуемая конструкция КСП имела следующие параметры:

- диаметр золотника $d_3=36 \cdot 10^{-3}$ м;
- величина зазора $\delta=0,15 \cdot 10^{-3}$ м;
- длина щели $l=30 \cdot 10^{-3}$ м;
- скорость $\dot{x}=0,25$ м/с;
- давление перед и за зазором $p_1=2,02 \cdot 10^5$ Па и $p_2=1,01 \cdot 10^5$ Па;
- коэффициент динамической вязкости $\mu \approx 1,59 \cdot 10^{-5}$ кг/м·с (рабочая среда - воздух при температуре 273 К).

Тогда, используя выражение (14) имеем:

$$P_{TP} = \frac{(2,02 \cdot 10^5 - 10,1 \cdot 10^5) \cdot 3,14 \cdot 36 \cdot 10^{-3} \cdot 0,15 \cdot 10^{-3}}{2} = 0,86 \text{ Н}$$

Используя выражение (15) имеем:

$$P_{TP} = \frac{3,14 \cdot 36 \cdot 10^{-3} \cdot 30 \cdot 10^{-3} \cdot 1,59 \cdot 10^{-5}}{0,15 \cdot 10^{-3}} \cdot 0,25 = 9 \cdot 10^{-5} \text{ Н.}$$

Вычислим с помощью выражения (15) $|P_{TP}|$ для снижения азота, кислорода, аргона, воздуха и метана при геометрических размерах КСП, представленных выше.

При $T=90$ К коэффициенты динамической вязкости равны для:

N_2 : $\mu=120 \cdot 10^{-6}$ кг/м·с;

O_2 : $\mu=190 \cdot 10^{-6}$ кг/м·с;

Ar: $\mu=230 \cdot 10^{-6}$ кг/м·с;

Воздух: $\mu=130 \cdot 10^{-6}$ кг/м·с;

CH_4 : $\mu=200 \cdot 10^{-6}$ кг/м·с.

Тогда с учетом представленных выше значений μ для различных сред имеем:

$$\begin{aligned} |P_{TP}| &= \frac{3,14 \cdot 36 \cdot 10^{-3} \cdot 30 \cdot 10^{-3} \cdot (120..230) \cdot 10^{-6}}{0,15 \cdot 10^{-3}} \cdot 0,25 = \\ &= (0,68..1,3) \cdot 10^{-3} \text{ Н} \end{aligned}$$

Как видно из приведенных расчетов величина вязкостного трения, зависящая от скорости и определяемая выражением (15) для диапазона скоростей срабатывания арматуры ($|\dot{x}| \leq 0,25$ м/с) мала и в расчетах может не учитываться.

Величина вязкостного трения покоя, описываемая выражением (14) определяется геометрическими характеристиками покоящихся сопрягаемых деталей и действующим перепадом давлений [3,10].

Список литературы

1. Бугаенко В.Ф. Пневмоавтоматика ракетно-космических систем. - М.: Машиностроение, 1979 - 168 с.
2. Васильев В.И., Прудников С.Н. Гидравлические потери на сопротивление в пневматических системах. Изв. Вузов. Сер. Машиностроение, 1983, № 2. - с. 42-44.
3. Влияние защищаемой системы на работу предохранительного клапана /Невинский В.В., Розенблюм В.И., Тарасьев Ю.И., Тарасенко А.М. в кн.: Гидравлические и гидродинамические исследования арматуры. - Л.: ЦКБА, 1981. - с. 42-50.
4. Кондратьева Т.Ф. Предохранительные клапаны. Л.: Машиностроение (Ленингр. отделение), 1976. - 232 с.
5. Мамонтов М.А. Некоторые случаи течения газа. - М.: Оборонгиз, 1951. - 594 с.
6. Правила устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением. - М.: Металлургия, 1976. 104 с.
7. Ситников Б.Т., Матвеев И.Б. Расчет и исследование предохранительных и переливных клапанов. - М.: Машиностроение, 1972. - 129 с.
8. Справочник по гидравлическим расчетам /Под. ред. Киселева П.Г. - М.: Энергия, 1972. - 312 с.
9. Справочник по физико-техническим основам глубокого охлаждения /Малков М.П., Данилов И.Б., Зельдович А.Г., Фрадков А.Б. - М. - Л.: Госэнергоиздат, 1963 - 416 с.
10. Чегодаев Д.Е., Мулюкин О.П. Элементы клапанных устройств авиационных агрегатов и их надежность. - М.: Изд-во МАИ, 1994. - 208 с.