

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Новиков П.А., Любин Л.Я. Гидромеханика шелевых систем.—Минск: Наука и техника, 1988.—344с.
2. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям./ Под ред. М.О. Штейнберга.—М.: Машиностроение, 1992.—672с.
3. Вегман А.С.// J. Appl. Phys. 1953, v.24, p 1232-1235.

УДК 621.5.041; 621.51

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В КАМЕРЕ ГИДРОПРИВОДА СИЛЬФОННОГО МИКРОКОМПРЕССОРА

Докторов О.Ю., Довгялло А.И.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

Среди мембранных и поршневых компрессоров сухого трения с чистыми, герметичными рабочими полостями сильфонный компрессор имеет свои преимущества. Однако его особенностью по сравнению с мембранным является значительный объем прокачиваемой в гидроприводе жидкости.

Энергетические затраты в гидроприводе сильфона будут определяться потерями давления в гидравлической камере, потерями на трение в плунжере, клапанах, фильтрах и других элементах.

Внешняя полость сильфона образована условной боковой поверхностью внешнего диаметра и коническими межмембранными круговыми щелями. Для удобства расчета можно принять плоско-коническую форму мембран, тогда расчетная схема сильфона будет соответствовать представленной на рис. 1.

Решение задачи определения параметров потока снаружи сильфона для несжимаемой жидкости будет следующим.

Объем части секции, ограниченный текущим диаметром D , определится как разность объема цилиндра

$$V_D = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \delta^n$$

и части внутреннего объема секции сильфона

$$V'_D = \frac{\pi}{12} \cdot (D^2 + D \cdot D_B + D_B^2) \cdot \delta^n, \quad (1)$$

$$V_D = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \delta''$$

и части внутреннего объема сѣкции сиффона

$$V'_D = \frac{\pi}{12} \cdot (D^2 + D \cdot D_B + D_B^2) \cdot \delta'' \quad (1)$$

Вытесняемый из внешних сѣкций объем жидкости будет:

$$V_D'' = V_D - V'_D = \frac{\pi}{12} \cdot (2D^2 + D \cdot D_B - D_B^2) \cdot \delta'' \quad (2)$$

Учитывая, что текущая высота щели

$$\delta'' = h \cdot \frac{D - D_B}{D_H - D_B}, \text{ где } h = \frac{H + H_M}{N_C} \quad (3)$$

определяется ходом сиффона H , величиной недоскладывания H_M и числом сѣкций N_C , получаем следующие соотношения:

$$V_D'' = \frac{\pi \cdot \delta''}{12} \cdot (D - D_B) \cdot (2D + D_B)$$

или

$$V_D'' = \frac{\pi}{12} \cdot \frac{(D - D_B)^2 \cdot (2D + D_B)}{(D_H - D_B)} \cdot \frac{H + H_M}{N_C} \quad (4)$$

Площадь сечения круговой щели, через которую происходит истечение на текущем диаметре D , будет:

$$F = \pi \cdot D \cdot \delta'' = \pi \cdot D \cdot \frac{(D - D_B)}{(D_H - D_B)} \cdot h$$

Учитывая временную зависимость, выражение для секундного объемного расхода примет вид:

$$\dot{V}_D'' = \frac{\pi}{12} \cdot \frac{(D - D_B)^2 \cdot (2D + D_B)}{(D_H - D_B) \cdot N_C} \cdot \frac{dH}{d\tau} \quad (5)$$

а радиальная скорость потока на диаметре D выразится:

$$W'' = \frac{\dot{V}_D''}{F''} = \frac{(D - D_B) \cdot (2D + D_B)}{12 \cdot D_H (H + H_M)} \cdot \frac{dH}{d\tau} \quad (6)$$

Так как габаритным конструктивным параметром будет являться наружный диаметр D_H , то, если ввести понятие относительного диаметра $\alpha = D_B/D_M$,

$$W^* = \frac{(D - \alpha \cdot D_H) \cdot (2D + \alpha \cdot D_H)}{12 \cdot D \cdot (H + H_M)} \cdot \frac{dH}{d\tau} \quad (7)$$

Текущий объемный расход из всей секции будет

$$\dot{V}_C = \frac{\pi}{12} \cdot \frac{(D_H - D_B) \cdot (2D_H - D_B)}{N_C} \cdot \frac{dH}{d\tau}, \quad (8)$$

а скорость на выходе из секции:

$$W_C = \frac{\dot{V}_C}{F_C} = \frac{(D_H - D_B) \cdot (2D_H + D_B)}{12 \cdot D_H \cdot (H + H_M)} \cdot \frac{dH}{d\tau} \quad (9)$$

Если обозначить через

$$F_{\text{экв}} = \frac{\pi}{12} \cdot (D_H - D_B) \cdot (2D_H + D_B), \quad (10)$$

то эта величина будет иметь смысл площади сечения эквивалентного цилиндра, из которого вытесняется объем V_C при ходе dH за время $d\tau$

При размещении сиффона в гидравлической камере между боковой гофрированной поверхностью и стенками камеры образуется кольцевой канал, в котором жидкость после выхода из секции делает поворот на 90° и движется в осевом направлении против движения сиффона (рис. 2).

Очевидно, что выходная радиальная скорость из секций W_C будет одинаковой для каждой из них.

Осевая же скорость W_j в каждом перемещающемся по вертикали j -том сечении будет меняться как по осевой координате, так и

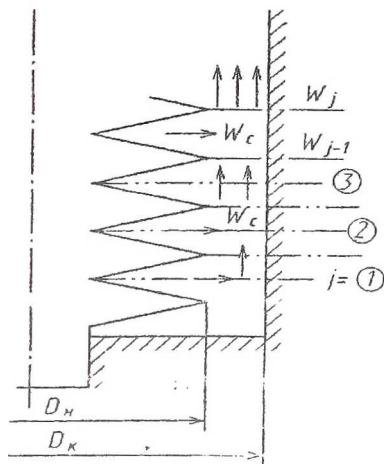


Рис. 2. Течение жидкости в гидравлической полости. W_C – скорость на выходе из секции, W_j – скорость в радиальном зазоре между сиффоном и стенкой камеры

по времени. Кроме того, W_j будет менять направление в зависимости от фазы деформации сальфона.

Текущий расход через j -тое сечение будет:

$$G_j = G_c \cdot (j - 1),$$

здесь G_c текущий расход из секции. Среднерасходная скорость W_j в рассматриваемый момент времени определится как.

$$W_j = \frac{G_j}{\rho \cdot F_K} = \frac{G_c \cdot (j - 1)}{\rho \cdot F_K}, \quad \text{где } F_K = \frac{\pi \cdot (D_K^2 - D_H^2)}{4}$$

С учетом () W_j можно представить в записи:

$$W_j = \frac{\dot{V}_c \cdot (j - 1)}{F_K} = \frac{\pi \cdot (2D_H + D_B) \cdot (D_H - D_B)}{12 \cdot F_K \cdot N_c} \cdot \frac{dH}{d\tau}. \quad (11)$$

Так как $\frac{dH}{d\tau} = f(\omega, R, \varphi)$, то текущая скорость течения в радиальном зазоре будет зависеть от геометрии сальфона, его хода, частоты привода и номера секции, у которой рассматривается течение.

Таким образом, можно заключить, что скорости W_c и W_j течения жидкости у сальфона зависят от величины перемещения крышки сальфона (хода сальфона) H , частоты привода f , вида функции $H = H(\tau)$, размеров сальфона, а для радиальной кольцевой щели между сальфоном и стенкой камеры - от ее диаметра D_K и текущей координаты щели в осевом направлении.

Изучаемый микрокомпрессор с гидроприводом является относительно низкооборотным механизмом и предназначен для работы в диапазоне частот от 1 до 10 Гц.

Исследуемый сальфон имеет следующие параметры: $D_H=70$ мм, $D_B=40$ мм, ход - 80 мм, число секций - 47.

Скорость течения жидкости для указанных значений эксплуатационных параметров не превышает 5 м/с. Однако знание абсолютных значений скоростей не достаточно для определения характера течения жидкости. Необходимо оценить значения чисел Re в секциях сальфона и радиальной щели. Например, для такой жидкости, как масло ВМ-4, уровень значений чисел Re в секциях не превышает 2 для 10 Гц, а в зазоре он на порядок больше и достигает $Re = 100$ (при $D_K - D_H = 4$ мм).

Очевидно, что если в секциях в условиях сомкнутого пограничного слоя

будет иметь место ламинарное слоистое течение жидкости, то в кольцевом зазоре в результате смешения струй, поворота потока и воздействия подвижных кромок сальфона картина течения будет намного сложнее. Течение будет с интенсивным перемешиванием, но по уровню чисел $Re \ll 2000$ такое течение нельзя рассматривать как турбулентное в классическом виде. Неадекватность характера течения жидкости общепринятым моделям накладывает особые требования к методологии решения задачи об определении гидропотерь на сальфоне.

При рассмотрении картины течения жидкости в гидравлической камере при осевой деформации сальфона можно представить это течение как слияние и разделение потоков в приточных или вытяжных патрубках-тройниках коллектора.

Коллектором будет являться наружный кольцевой канал, образованный внешней условной боковой поверхностью сальфона и стенками камеры, а роль патрубков выполняют полости секций сальфона. При сжатии сальфона патрубки работают как вытяжные, а при растяжении - как приточные.

Особенностью рассматриваемого здесь случая, в отличие от известных и хорошо изученных [1], является нестационарность течения жидкости, изменение во времени проходных сечений секций (патрубков) и длины коллектора, а также малые значения чисел Re . В связи с отмеченным выше решение этой задачи для сальфона требует особого подхода и своей постановки.

Очевидно, что выходная скорость W_c для всех секций одинакова и зависит только от времени. Скорость в кольцевом канале-коллекторе меняется как по времени так и по тракту вдоль него. Причем в пределах участка выходного сечения секции от j до $j+1$ скорость меняется по времени, а при переходе к следующему участку W_j скачкообразно изменяет свою величину, которая уменьшается или увеличивается в число раз, соответствующее номеру секции.

Выходное сечение секции изменяется по времени и зависит от текущего значения высоты h :

$$F_c = \pi \cdot D_H \cdot h = \pi \cdot D_H \cdot \frac{H + H_M}{N_c} \quad (12)$$

Проходное сечение кольцевого канала (коллектора) является постоянной величиной

$$F_k = \pi \cdot \frac{D_k^2 - D_H^2}{4}.$$

Угол тройника (слияния потоков) $\alpha = 90^\circ$.

Коэффициенты сопротивления тройников зависят от соотношения сечений каналов F_c / F_k и, соответственно, расходов G_c / G_k или скоростей, W_c / W_j , а также угла ответвления α и в значительной мере от характера работы тройника, т.е. течения со слиянием (вытяжной тройник) или с разделением потока (приточный тройник).

Обозначим через j номер секции сильфона $j=1 \dots N_c$. Текущий объем секции

$$V_c = F_{\text{сек}} \cdot h$$

При проведении расчетов за скорость в патрубке (секции) будем принимать не среднерасходную скорость для всей секции (в известной методике [1] для стационарных течений она постоянна и не меняется по длине патрубка), а выходную скорость W_c из секции, что также будет являться отличием от общепринятых изученных случаев:

$$W_c = \frac{dV_c}{F_c \cdot d\tau}$$

Скорость на входе в j -й участок кольцевого канала (коллектора)

$$W_j = \frac{(j-1)}{F_k} \cdot \frac{dV_c}{d\tau}$$

тогда скорость W_{j+1} на выходе из j -го участка канала будет:

$$W_{j+1} = \frac{j}{F_k} \cdot \frac{dV_c}{d\tau}.$$

Входящие в расчет соотношения скоростей будут:

$$\frac{W_j}{W_{j+1}} = 1 - \frac{1}{j}; \quad \frac{W_c}{W_{j+1}} = \frac{F_k}{F_c \cdot j} = \frac{D_H^2 - D_B^2}{D_H \cdot h \cdot j}.$$

Значения чисел Re для выхода из секции

$$Re_c = \frac{W_c \cdot 2h}{\nu};$$

для кольцевого канала

$$Re_j = \frac{W_j \cdot (D_K - D_H)}{\nu}$$

Для рассматриваемого нами сиффона и режимов его работы число Re для частот $f < 10$ не превышает 100, что соответствует ламинарной области течений. Однако сама форма канала и специфика взаимодействий потоков предполагает интенсивную турбулизацию особенно в фазе сжатия сиффона.

Учитывая общепринятую для тройников методологию был составлен алгоритм и программа расчета. В них определялись коэффициенты сопротивлений и гидрпотери для каждого тройника (секции) с вычислением коэффициентов сопротивления бокового канала ξ_c и основного кольцевого канала ξ_k с учетом соотношения скоростей (расходов) и фазы деформации сиффона (приток, отток)

Определив таким образом в каждый момент времени для каждой из фаз деформации сиффона коэффициенты ξ_c и ξ_k , был вычислен коэффициент сопротивления каждого j -го тройника:

$$\xi_{0-180^\circ} = \frac{G_c}{G_j} \cdot \xi_{Cj} + \frac{G_{j+1}}{G_j} \cdot \xi_{Kj}; \quad \xi_{180-360^\circ} = \frac{G_c}{G_{j+1}} \cdot \xi_{Cj} + \frac{G_j}{G_{j+1}} \cdot \xi_{Kj}. \quad (13)$$

Найденные таким образом численные значения коэффициентов сопротивления дают возможность определить текущие гидравлические сопротивления в секциях на j -м участке кольцевого канала:

$$\Delta P_{Cj} = \xi_{Cj} \cdot \frac{\rho \cdot W_c^2}{2}; \quad \Delta P_{Kj} = \xi_{Kj} \cdot \frac{\rho \cdot W_j^2}{2},$$

и общее гидравлическое сопротивление j -го тройника (секция-канал)

$$\Delta P_j = \xi_{\varphi_H - \varphi_K} \cdot \frac{\rho \cdot W_j^2}{2}. \quad (14)$$

На рис. 3 в качестве примера представлены экспериментальные данные и наложенные на них расчетные гидрпотери. Экспериментальные точки были получены путем обработки осциллограммы гидравлической полости по специально разработанной методике [2].

Сумма всех перепадов давления ΔP_{Kj} будет характеризовать измеряемую в эксперименте разность давлений над сиффоном и под сиффоном в данный момент времени.

$$\Delta P = \sum_{j=1}^{N_c} \Delta P_{kj} \quad (15)$$

Этот параметр в эксперименте может служить критерием соответствия теории и теоретической модели. Однако для энергетического анализа, т.е.

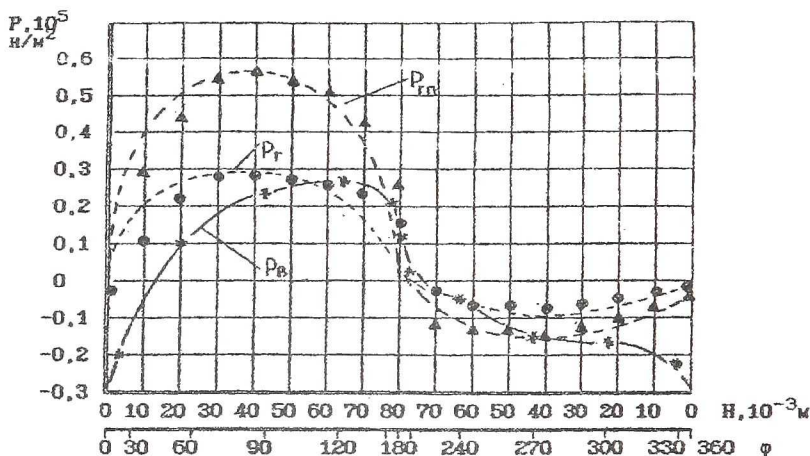


Рис.3. Гидропотери на сиффоне $P_{r\Gamma}$:

$$n = 600 \text{ 1/мин}, \quad \frac{D_K - D_H}{2} = 2 \text{ мм}, \quad t = 20^\circ\text{C}, \text{ масло ВМ-4.}$$

оценки затрат мощности возможно использовать только ΔP_j . Эта величина, помноженная на $dV/d\tau$ (объемный расход из секции), даст значение затрат мощности на преодоление сопротивлений j -того тройника:

$$N_j = \Delta P_j \cdot \frac{dV}{d\tau} \quad (16)$$

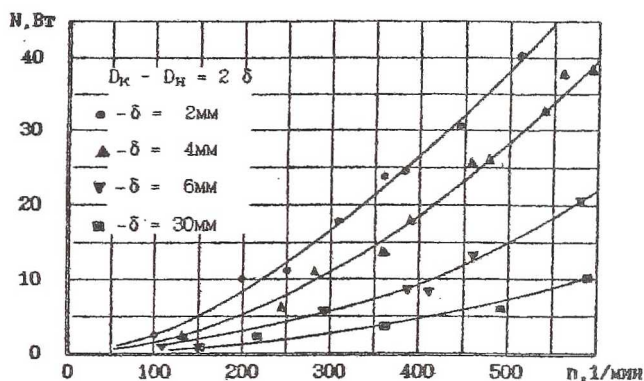
Общее суммарное значение затрат мощности для всего сиффона в данный момент времени определится, как:

$$N_c = \sum_{j=1}^{N_c} N_j. \quad (17)$$

Зависимость $N_c = N_c(\varphi)$ после интегрирования по времени сопоставляется с индикаторной мощностью гидравлической полости, полученной экспериментально, и делаются выводы о применимости данной методики расчета гидрпотерь при наличии влияния кольцевого канала.

Так приведенные на рис.4 расчетные и экспериментальные данные по мощности гидравлических потерь свидетельствуют о возможности использования "метода тройников" при определении гидрпотерь в камере гидропривода сильфона.

Рис.4. Мощность гидравлических потерь в камере гидропривода



СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. / Под ред. М.О. Штейнберга. - М.: Машиностроение, 1992. - 672с.
- Довгялло А.И., Докторов О.Ю. Экспериментальная методика определения гидрпотерь при работе складывающегося мембранного сильфона в гидравлической камере. // Проблемы и перспективы развития двигателестроения. - Самара, СГАУ, - 1998. - Вып.2, 4-2, с. 220-223.

*УДК 621.45.03: 532.533.697.7.3: 534.115: 534.134: 532.527.

О ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВАХ ПОТОКА ГАЗА В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Еланчик Ф.И.

ОАО СНТК им. Н.Д.Кузнецова, г. Самара

Данная работа посвящена анализу определенного вида колебаний потока воздуха в головке камеры сгорания ГТД. Реализация этих колебаний ведет к изменению гидравлического сопротивления (~ 2% давления), изменению отношения расходов воздуха (местных), подаваемого на горение и подмешивание (в среднем, например, на 0,25, максимальное относительное изменение