

Восстановление заключается, в основном, только в доводке контактных поверхностей колец пар трения до шероховатости  $Ra \leq 0,16$  мкм и отклонения от плоскостности  $\delta = 0,0006$  мм. Резиновые кольца и дефектные пружины заменяют новыми.

После сборки уплотнение испытывают в соответствии с методикой испытания и обкатки на специальных стендах на режимах близких к эксплуатационным. Результаты испытаний заносят в паспорт.

УДК 621.891.67-762

Голуб В.М., Холодарь Б.Г.

## ШИРИНА КОНТАКТНОГО ПОЯСКА ТОРЦОВОГО УПЛОТНЕНИЯ И ЕЁ ВЛИЯНИЕ НА ВЕЛИЧИНУ УТЕЧКИ

Описание протечки жидкости через тонкие щели является достаточно сложной проблемой, для решения которой используются различные математические модели. Сложность вопроса связана не только с необходимостью введения целого ряда параметров (констант), описывающих реологические свойства жидкости в щели, но еще в большей степени с трудностями получения решения даже простейших задач, что определяется нелинейным характером поведения среды. В это же время инженерный подход требует наличия более простых решений, позволяющих производить назначение конструктивных параметров уплотнения на предварительной стадии проектирования.

С этой целью рассмотрим вопрос о протечке жидкости через канал прямоугольного поперечного сечения в одномерном приближении, когда давление жидкости по сечению канала однородно ( $p = const$ ). Роль усилия предварительного поджатия колец уплотнения при этом подлежит дополнительному рассмотрению и во многом определяется непосредственным конструктивным исполнением устройства и параметрами теплового режима его работы. Так как наружный и внутренний радиусы колец уплотнения много больше, чем их ширина в плоскости протечки, то фактически вязкость жидкости может быть представлена зависимостью  $\eta = \eta(p, y)$ , где  $p = p(x)$  – давление жидкости по оси  $x$ ,  $y$  – координата по высоте щели,  $x$  – координата вдоль радиального направления кольца уплотнения.

Из уравнений течения жидкости получим:

$$\tau = -y \frac{\partial p}{\partial x},$$

$$V = \frac{\tau}{\eta} = \frac{\tau}{\eta_0 \exp(\alpha p + f(y))} =$$

$$= -y \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{1}{\eta_0 \exp(\alpha p + f(y))},$$

где  $\tau$  – касательные напряжения в слоях жидкости,  $V$  – скорость течения,  $\eta_0$  – начальная вязкость, зависящая от уровня температуры жидкости и соответствующая течению жидкости в достаточно больших объемах (не в микронных щелях),  $\alpha$  – коэффициент, определяющий зависимость вязкости от уровня

Восстановление торцовых уплотнений позволяет значительно сократить расходы на изготовление и эксплуатацию торцовых уплотнений на насосных станциях.

### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Голуб М.В. Износостойкие композиционные материалы на основе карбида вольфрама меди и никеля. – Эффект безызносности и триботехнологии №1, Москва, 1994, с. 24-39.
2. Харламенко В.И., Голуб М.В. Эксплуатация насосов магистральных нефтепродуктопроводов. М.: "Недра", 1978, 231 с.

давления [1],  $f(y)$  – функция, учитывающая влияние адгезионных поверхностных свойств жидкости и канала.

Секундный массовый расход жидкости через щель равен

$$Q = \int dm = \int_{-h}^h \rho b V dy =$$

$$= -2\rho b \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{1}{\eta_0 \exp(\alpha p)} \int_0^h y \exp(-f(y)) dy, \quad (1)$$

где принято, что канал имеет прямоугольное сечение  $b \times 2h$ ;  $\rho$  – плотность жидкости.

Если  $f(y)$  – известная функция, то интеграл

$$H = \int_0^h y \exp(-f(y)) dy \quad (2)$$

всегда может быть определен численно. Если, например,

$f(y) = const$ , то  $H = C \cdot \frac{h^2}{2}$ . Здесь константу можем

принять равной  $C = 1$  и тогда получим:

$$Q = -\frac{\rho b \partial p}{\eta_0 \partial x} \exp(-\alpha p) h^2. \quad (3)$$

Так как расход во всех сечениях щели одинаков, то

$$\frac{\partial p}{\partial x} \exp(-\alpha p) = -\frac{Q \eta_0}{\rho b h^2} = -A. \quad (4)$$

Отсюда находим распределение давления вдоль оси канала

$$p(x) = -\frac{1}{2} \ln(\alpha A x + \exp(-\alpha p_0)), \quad (5)$$

где учтено, что в сечении щели  $x = 0$  давление равно избыточному давлению жидкости  $p = p_0$ .

Из второго граничного условия (избыточное давление  $p=0$  при  $x = L$ ) находим связь между длиной щели, давлением  $p_0$  и расходным параметром  $A$

Холодарь Борис Григорьевич, к.т.н., доцент каф. сопротивления материалов и теоретической механики Брестского государственного технического университета.

Беларусь, БГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.

$$\alpha AL + \exp(-\alpha p_0) = 1. \quad (6)$$

При выполнении (6) расход жидкости через заданное сечение не будет зависеть от длины щели. Соответственно, такой же вывод можно сделать и относительно скорости истечения. Следовательно, для уменьшения расхода жидкости через щель варьирование длиной щели нецелесообразно и поэтому ее можно ограничить некоторым минимальным значением.

Обозначим  $z_0 = \alpha p_0$ .

Тогда

$$\frac{Q\eta_0}{pbh^2} \alpha L = 1 - \exp(-z_0). \quad (7)$$

Если провести два опыта, в которых заданы свои значения  $L$  и  $p_0$  (соответственно  $L_1, L_2, p_{01}, p_{02}$ ), а расходы  $Q_1$  и  $Q_2$  определить экспериментально, то можно найти необходимые числовые значения параметров модели. Обозначив дополни-

тельно  $k = \frac{z_{02}}{z_{01}} = \frac{p_{02}}{p_{01}}$ ,  $\gamma = \frac{Q_1 L_1}{Q_2 L_2}$  из опыта найдем отно-

шение

$$\gamma = \frac{1 - \exp(-z_{01})}{1 - \exp(-kz_{01})}, \quad (8)$$

а через него и значение  $\alpha = \frac{z_{01}}{p_{01}} = \frac{z_{02}}{p_{02}}$ . Зная коэффициент

$\alpha$ , находим величину начальной вязкости  $\eta_0$ :

$$\eta_0 = \frac{pbh^2}{Q_1 \alpha L_1} (1 - \exp(-z_{01})) = \frac{pbh^2}{Q_2 \alpha L_2} (1 - \exp(-z_{02})). \quad (9)$$

Таким образом, параметры рассматриваемой модели могут быть определены по данным двух опытов.

Аналогичные результаты можно получить и для сечения непрямоугольной формы, приняв  $bh^2 = S \cdot r$ , где  $S$  – площадь сечения щели,  $r$  – характерный размер. При этом отличие в форме сечения будет учтено значением параметра вязкости  $\eta_0$ .

Непосредственное определение параметров жидкости  $\alpha$  и  $\eta_0$  по данным двух опытов во многом является более приемлемым, чем использование известных справочных данных, так как усредненно учитывает как форму канала, так и его адгезионные свойства (материал, чистота обработки и др.)

Рассмотрим некоторые особенности течения жидкости, связанные с использованной моделью.

Из (5) – (6) получаем

$$\begin{aligned} \frac{p(x)}{p_0} &= -\frac{1}{2} \ln \left( \frac{x}{L} (1 - \exp(-\alpha p_0)) + \exp(\alpha p_0) \right) = \\ &= -\frac{1}{2} \ln \left( \frac{x}{L} + \exp(-\alpha p_0) \left( 1 - \frac{x}{L} \right) \right). \end{aligned} \quad (10)$$

Соответствующие графики распределения давления вдоль щели показаны на рисунке 1 при следующих, достаточно произвольных числовых данных:  $\rho = 1$ ;  $b = 1$ ;  $L = 1 \cdot 10^{-3}$ ;  $h = 1 \cdot 10^{-6}$ ;  $\eta_0 = 1$ ;  $\alpha = 0.002$ ;  $p_0 = 100$ ;  $Q = 1 \cdot 10^{-9}$ .

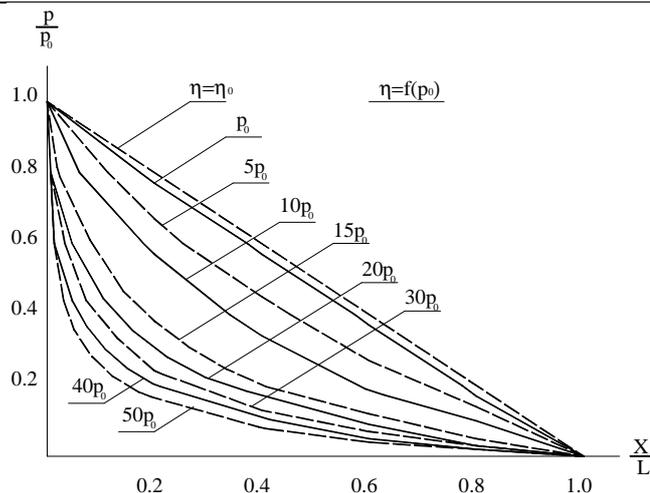


Рис. 1. Изменение давления по ширине контактного пояска колец торцового уплотнения.

Из семейства кривых, построенных для различных значений  $p_0$  видно, как резко может меняться продольное сопротивление вдоль канала, откуда вытекает вывод о том, что основной перепад давления между входным и выходным сечением щели может быть погашен весьма узкой зоной пояска уплотнения.

Если при фиксированных  $L_0$  и  $p_0$  обозначим соответствующий расход через  $Q_0$ , то зависимость расхода  $Q$  от давления в начальном сечении щели  $p = p(0)$  определится по (7) – (8) выражением:

$$\frac{Q}{Q_0} = \frac{L_0}{L} \cdot \frac{1 - \exp(-\alpha p)}{1 - \exp(-\alpha p_0)}. \quad (11)$$

Соответствующий график для случая  $L = L_0$  приведен на рисунке 2 и показывает, что расход вязкой жидкости через щель заданной длины не может превысить некоторого предельного значения независимо от уровня избыточного давления перед щелью.

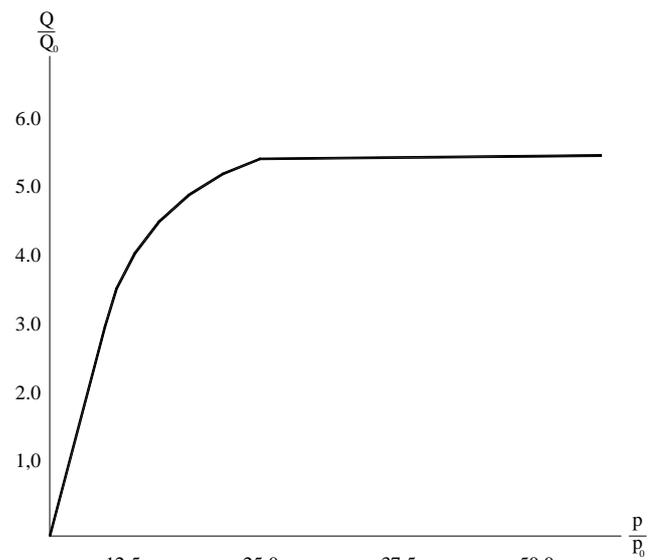


Рис. 2. Зависимость утечки уплотняемой среды через контакт колец пары трения от перепада давления.

Основываясь на графиках (рисунки 1 и 2) можно осуществить выбор допустимой ширины уплотнительного пояска в торцовом уплотнении для имеющихся конкретных условий.

При наличии вращения жидкости перед уплотнением (например, внутри насоса) в давлении  $p_0$  может быть выделе-

на часть  $p_n = \rho \cdot \left( \frac{\pi n}{30} R \right)^2$ , соответствующая действию центробежных сил инерции частиц жидкости ( $n$  – скорость вращения кольца уплотнения, об/мин;  $R$  – радиус кольца уплотнения на границе с жидкостью), которая в зависимости от направления их действия относительно радиальной оси  $x$  канала может как уменьшать, так и увеличивать расход жидкости через щель. Рассмотренная выше модель может быть применена и к данному случаю.

Выбор ширины пояска уплотнения с учетом зависимости вязкости жидкости от положения частицы в поперечном сечении канала (т.е. с учетом влияния функции адгезии  $f(y)$ ) можно выполнить по работам [2 – 4].

УДК 621.91-521.62-19

*Мирошниченко И.А.*

## БЕЗРАЗБОРНЫЙ КОНТРОЛЬ ПАРАМЕТРОВ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

В мировой практике создания машинных механизмов (агрегатов) актуальной остаётся проблема обеспечения надёжности их работы и проблема безразборного контроля и прогнозирования их технического состояния. Дальнейшее увеличение ресурса и повышение надёжности машин и механизмов во многих отраслях техники предполагают переход на эксплуатацию технических объектов по фактическому состоянию, а это возможно только при наличии эффективных методов и средств диагностики. Назначение диагностики заключается не только в выявлении, но и в предупреждении отказов и неисправностей, поддержание нормальных регулировок эксплуатационных показателей в установленных пределах, прогнозирование состояния в целях полного использования долговременного и межремонтного ресурса.

Разработка эффективных систем безразборного контроля параметров технического состояния машин и механизмов в рабочих условиях представляет собой задачу исключительной значимости. Рациональная организация технологии производства, особенно автоматизированного, обеспечение процедур эффективного контроля фактического состояния сложных технических объектов и прогнозирование его изменения со временем наработки, значительное снижение материальных и трудовых затрат на техническое обслуживание и ремонт, обеспечение безаварийной эксплуатации дорогостоящего и уникального оборудования немислимы без использования соответствующих средств и методик диагностирования. Требования обеспечения комплексной безразборной оценки технического состояния машин и механизмов в рабочих условиях выдвигают на передний план разработку именно методов диагностики, которые были бы чувствительны к различным отклонениям параметров технического состояния от нормы.

Актуальность проблемы диагностики диктуется так же острой необходимостью организации оперативного безразборного контроля технического состояния машин и механиз-

### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Башта Т.М. и др. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы. Изд. 2-е. Машиностроение, 1982, - 423 с.
2. Голуб В.М., Голуб М.В., Свищев М.А., Холодарь Б.Г. Течение жидкости через узкие щели контактных пар трения торцовых уплотнений. Вестник Брестского государственного технического университета. Машиностроение, автоматизация, ЭВМ.4/2000, №4, с. 38-42
3. Голуб В.М., Голуб М.В., Свищев М.А., Холодарь Б.Г. Модель протечки жидкости в узких щелях с учетом температуры разделительной пленки. Вестник Брестского государственного технического университета. Машиностроение, автоматизация, ЭВМ. – №4. – 2000. – С.42-44.
4. Голуб В.М., Голуб М.В., Плесакачевский Ю.М., Холодарь Б.Г. О назначении проектной ширины контактного пояска торцового уплотнения. Вестник Брестского государственного технического университета. Машиностроение, автоматизация, ЭВМ. – №4 – 2001. – С.7-11.

мов на всех стадиях их жизненного цикла как на этапах проектирования и изготовления, так и на этапах эксплуатации и ремонта. Практика зарубежных фирм показывает, что 75% всех мер по обеспечению качества должно осуществляться на этапах поиска принципиальных и конструктивных решений, проектирования и отработки макетного образца, доводки опытных изделий и отладки технологии; 20% мер приходится на контроль технологических процессов; 5% - непосредственно на технический контроль и испытания готовой продукции.

Как правило, практикуемые в настоящее время способы контроля параметров технического состояния машин и механизмов предполагают полную или частичную разборку оборудования. Эта процедура нарушает приработку узлов и сокращает срок безаварийной работы. Ущерб, причиняемый периодическим профилактическим осмотром механического оборудования во время эксплуатации столь велик, что одной из первостепенных проблем в различных областях техники стала проблема перехода от эксплуатации по заранее назначенному ресурсу к эксплуатации и техническому обслуживанию механизмов по данным систематического безразборного контроля представительных параметров технического состояния и результатам диагностирования.

В связи с постоянным усложнением техники, ростом числа диагностируемых узлов и параметров, естественно предъявляются высокие требования и к информационно-измерительным системам, качеству алгоритмов формирования диагностических признаков и правил их распознавания, быстродействию ЭВМ и т. д. и т. п. Поэтому быстрое получение необходимой и в требуемом количестве информации, сравнение её с «эталонной», прогноз о техническом состоянии объекта под силу лишь автоматизированной системе, которая должна выполнять следующие функции: автоматический сбор информации; экспресс-обработку полученной информации с помощью быстродействующих специальных

*Мирошниченко Игорь Александрович, ст. преподаватель каф. машиноведения Брестского государственного технического университета.*

*Беларусь, БГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.*