

## ИССЛЕДОВАНИЕ И ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ УПЛОТНИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ ВАЛОВ ГИДРОМАШИН

Голуб В.М.

Брестский государственный технический университет,  
Брест, Республика Беларусь

В системе трубопроводного транспорта одним из ответственных звеньев технологической цепи является насос. От его работоспособности зависит технологический процесс по перекачке жидких сред. Так, на магистральных нефтепроводах насосные агрегаты имеют единичную подачу до 12,5 тыс. м<sup>3</sup>/ч при давлении перекачки 6,5 Мпа. Современные перекачивающие станции – сложные энергетические сооружения с установленной мощностью до 32 тыс. кВт. В связи с этим предъявляются жесткие требования к герметичности валов насосов, их пожаро- и взрывобезопасности.

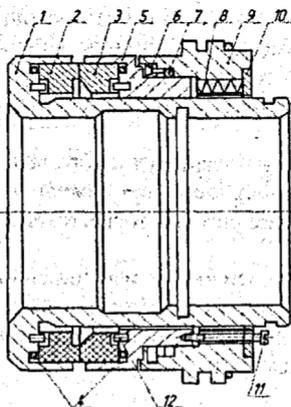
В гидравлических системах используются различные уплотняющие элементы, от работоспособности которых зависит надежность всей системы в целом.

Современный период эксплуатации нефтяных центробежных насосов магистральных нефтепроводов характеризуется значительным повышением срока службы уплотнений. Однако доля отказов насосного оборудования, по причине выхода из строя уплотнений валов, остается преобладающей в общем числе отказов. Если учесть, что при каждом отказе уплотнений насосный агрегат автоматически отключается, то актуальность проблемы повышения надежности и долговечности уплотнений становится очевидной.

На сегодняшний день в центробежных насосах герметизация выхода вала из корпуса осуществляется уплотнениями торцового типа (рисунок 1), как наиболее эффективными. Основными герметизирующими элементами таких уплотнений являются кольца контактные торцевой пары трения.

Принцип герметизации в таком уплотнении основан на создании гидравлического сопротивления в торцовом щелевом зазоре контактного пояса пары трения, практически исключающего протечки жидкости. Гидравлическое сопротивление создается весьма малым щелевым зазором, который достигается прецизионной обработкой контактных поверхностей колец ( $Ra = 0,08 - 0,16$  мкм и отклонением от плоскостности  $0,6 - 0,9$  мкм).

Предъявляемые к уплотнениям вала гидромашин требования все время повышаются.



- 1 – гильза вала; 2, 3 – кольца контактные;
- 4, 7 – уплотнительные резиновые кольца;
- 5 – аксиально-подвижная втулка; 6 – манжета;
- 8 – пружины; 9 – корпус уплотнения; 10 – пластина упорная; 11 – стопорный виигт; 12 – штифты стопорные

Рисунок 1 – Моноблочный вариант торцового уплотнения с резервным узлом защиты

Необходимо обеспечить надежную и длительную работу уплотнений при больших величинах давления уплотняемой среды (до 10,0 МПа и более), иногда с плохой смазочной способностью, и даже при наличии в ней механических примесей, а также высоких скоростях вращения вала, иногда при наличии вибрации.

Герметичность уплотнения оценивается величиной утечки уплотняемой среды через щель контактных колец пары трения. Поэтому важным является характер течения жидкости в узких микронных щелях.

Выбор конструктивных параметров торцовых уплотнений валов гидромашины, работающих с высоким давлением уплотняемой среды, определяется из условия минимального износа колец пары трения и практически нулевой утечки. Последнее может иметь место при оптимальном режиме трения контактирующих поверхностей колец, разделенных тонкой пленкой жидкости.

Величина утечки зависит от толщины разделительной пленки и перепада давления на контактной щели [1]. Для сравнительно большого размера щели утечка определяется по уравнению ламинарного течения:

$$q = \frac{2 \cdot \pi \cdot D \cdot h^3 \cdot \Delta p}{3 \cdot \eta \cdot L} \quad (1)$$

где  $D$  – средний диаметр контактного кольца;  $\eta$  – коэффициент динамической вязкости;  $L$  – ширина пояска (длина щели);  $h$  – половина высоты щелевого зазора (рисунок 2);  $\Delta p = (p_0 - p)$  – перепад давления на контактом пояске. Утечка прямо пропорционально зависит от перепада давления  $\Delta p$ .

Для снижения утечки следует добиваться предельного уменьшения толщины пленки за счет приложения нагрузки на контактные кольца. Шероховатость и отклонение от плоскости рабочих поверхностей должны составлять на порядок меньше толщины разделительной пленки.

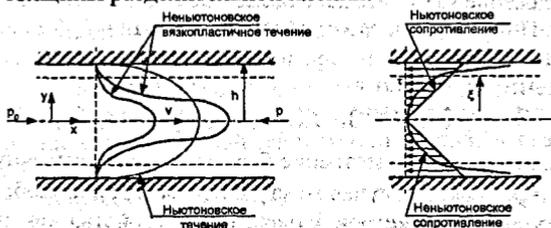


Рисунок 2 – Распределение скоростей и касательных напряжений по сечению потока в щели

Режим трения при таких условиях оценивается как граничный. Характерным для него является то, что смазочное действие жидкости и ее течение становятся зависимым не только от вязкости, но и от ее физико-химических свойств и поверхностно-активного взаимодействия молекул с твердым телом, ее способности адсорбироваться на трущихся поверхностях, образуя граничную пленку [2].

При неблагоприятных условиях, с повышением нагрузки и температуры на контакте, возможно разрушение разделительной пленки с переходом к сухому режиму трения, тогда важную роль начинает играть материал колец пар трения и их способность работать без разрушения некоторое время при дефиците смазки.

В случае, когда контактирующие поверхности разделены жидкостной пленкой, решение задачи об утечке сводится к определению ее величины при ламинарном течении. Однако количественное описание протечки вязкой жидкости через узкие щели представляет определенные трудности. Анализ показывает, что модели, основанные на использовании ньютоновской жидкости и дающие для плоской щели кубическую зависимость расхода  $Q$  от величины зазора щели  $h$ , т.е.  $Q \sim h^3$ , не вполне соответствуют эксперименту. Уточнения, достигаются при использовании моделей неньютоновских жидкостей (рисунок 2) [3].

В связи с этим в модели первого приближения пренебрегаем необходимостью учета зависимости сопротивления от скорости в виде  $\tau = \eta \cdot \frac{dv}{dy}$  и вводим в рассмотрение нелинейную вязкость среды по формуле (изотермический случай):

$$\eta = \eta_0 \cdot \exp(\alpha \cdot p + f(y)), \quad -h < y < h \quad (2)$$

где  $\eta_0$  – вязкость течения макроскопического потока жидкости при нормальных условиях;  $\exp(\alpha p)$  – отражает учет зависимости вязкости от уровня давления в среде;  $\exp f(y)$  – учет зависимости вязкости от поперечной координаты частицы внутри щели (рисунок 2) [4].

Значения функции  $f(y)$  при  $y = \pm h$  должны определять вязкость течения граничных слоев жидкости, которая намного превосходит вязкость течения средних слоев потока. При возрастании зазора щели  $h$  (большие зазоры), относительная роль пристеночных слоев падает [1].

Для функции  $f(y)$  примем выражение вида:

$$f(y) = \gamma \cdot \left( \exp\left(-\beta \cdot h^m \cdot \left(\frac{h-y}{h}\right)^m\right) + \exp\left(-\beta \cdot h^m \cdot \left(\frac{h+y}{h}\right)^m\right) \right), \quad (3)$$

где  $\gamma$ ,  $\beta$ ,  $m$  – некоторые постоянные, подлежащие определению по данным эксперимента. Выражение (3) учитывает возможное взаимовлияние полей каждой из стенок щели. При больших зазорах влияние функции  $f(y)$  в средней зоне щели становится малозначимым.

Из (3) получаем:

$$f(0) = \gamma \cdot 2 \cdot \exp(-\beta \cdot h^m), \quad f(\pm h) = \gamma \cdot (1 + \exp(-\beta \cdot h^m \cdot 2^m)).$$

Для удобства введем в рассмотрение безразмерную поперечную координату  $\xi$  по формуле  $y = \xi h$ . В этом случае коэффициенты  $\gamma$ ,  $\beta$ ,  $m$  приобретают роль некоторых структурных параметров, отражающих свойства как протекающей в канале жидкости, так и адгезионные свойства пары "стенка – жидкость". В частности, влияние шероховатости поверхности, величина выступов (неровностей) которой сравнима с размером зазора щели, также интегрально учитывается этими параметрами.

Течение в щели считаем плоским, ламинарным. Учитывая также условие неразрывности течения и условие несжимаемости жидкости, приходим к уравнению движения частиц жидкости в виде:

$$\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau}{\partial y} = \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \left( \eta \cdot \frac{\partial v}{\partial y} \right) = 0,$$

где  $p(x)$  – давление в точках с координатой  $x$ ;  $\tau(x, y)$  – касательное напряжение в точке с координатами  $x, y$ ;  $V(y)$  – скорость струйки жидкости с поперечной координатой  $y$ .

Используя далее зависимости (2) – (3), приходим к двум уравнениям относительно  $p(x)$  и  $V(y)$ :

$$\frac{1}{\eta_0 \cdot \exp(\alpha \cdot p)} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} = A \quad \exp(f(y)) \cdot \left( \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial f}{\partial y} \cdot \frac{\partial v}{\partial y} \right) = A,$$

где  $A = const$  – некоторая постоянная.

Решение для  $p(x)$  имеет вид:

$$p = -\frac{1}{\alpha} \cdot \ln(1 + A \cdot \alpha \cdot \eta_0 \cdot (L - x)),$$

где  $L$  – длина щели (по координате  $x$ ). Из условия  $p(0) = p_0$ , где  $p_0$  – давление на входе в щель, находим значение  $A$ :

$$A = \frac{1 - \exp(-\alpha \cdot p_0)}{\eta_0 \cdot \alpha \cdot L} \approx -\frac{p_0}{\eta_0 \cdot L},$$

откуда видно, что влияние параметра  $\alpha$  на распределение давления вдоль щели относительно невелико, поэтому во многих работах перепад давления по щели принимается линейным.

Для  $V(y)$  имеем уравнение, решение которого с учетом граничных условий:

$\frac{\partial v}{\partial y}(0) = 0, V(h) = 0$  принимает вид:

$$V(\xi) = V_0 \left( 1 - \frac{\Phi(\xi)}{\Phi(1)} \right), \quad (4)$$

где  $\Phi(\xi) = \int_0^\xi \xi \cdot \exp(-f(\xi)) \cdot d\xi$ ;  $V_0$  – скорость течения жидкости на оси щели (в точках с координатой  $\xi = 0$ ), которую можно определить через секундный массовый расход  $Q$  жидкости через щель.

Тогда получим:

$$V(\xi) = \frac{Q \cdot (\Phi(1) - \Phi(\xi))}{2 \cdot \rho \cdot b \cdot h \cdot (\Phi(1) - \int_0^1 \Phi(\xi) \cdot d\xi)}, \quad (5)$$

где  $\rho$  – плотность жидкости,  $b$  – ширина щели (в направлении, ортогональном осям  $x, y$ ).

В связи со сложностью выражения (3), аналитическое решение (4) – (5) не выражается в элементарных функциях и при  $m \neq 0$  или  $m \neq 1$  построить его можно только численно. При  $\alpha = m = 0$ , что соответствует постоянному значению вязкости среды в щели, получаются известные решения для ньютоновской жидкости, приводящие к кубической зависимости расхода через щель  $Q$  от величины зазора  $h$  [1].

В общем случае секундный массовый расход можно найти из выражения:

$$Q = \int_h dm = \frac{2 \cdot \rho \cdot \pi \cdot d \cdot h^2 \cdot (1 - \exp(-\alpha \cdot p_0))}{\eta_0 \cdot \alpha \cdot L} \cdot \left( \Phi(1) - \int_0^1 \Phi(\xi) \cdot d(\xi) \right). \quad (6)$$

Подбор значений параметров  $\eta_0, \gamma, \beta, m$  проведен с использованием имевшихся данных по утечкам через уплотнения жидкостей – бензина, воды, дизельного топлива и нефти. Ориентировочное значение  $\eta_0$  принималось по данным справочной литературы. Значения параметра  $\alpha = 0,03$  МПа<sup>-1</sup> приняты одинаковыми для всех рассмотренных жидкостей, хотя при необходимости его можно варьировать в зависимости от вида жидкости и ее температуры, причем эти данные можно взять из справочной литературы или независимых опытов, не связанных напрямую с прокачкой жидкости через узкие щели. Более точно величину параметра  $\alpha$  можно было бы определить при наличии экспериментальной зависимости распределения давления по потоку  $p = p(x)$ .

На рисунке 3 показан характер падения давления и касательных напряжений на стенках щели вдоль ее продольной оси. Построенная по найденным для нефти числовым данным зависимость расхода от величины зазора  $Q(h^3)$  в более широком диапазоне изменения  $h$  показана на рисунке 4 кривой 1. Там же кривой 2 показана соответствующая зависимость для ньютоновской среды.

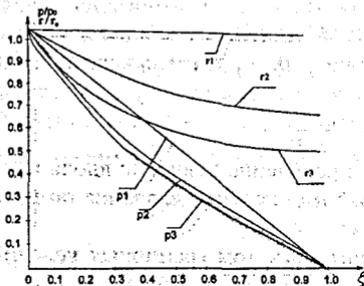


Рисунок 3 – Распределение давления и касательных напряжений вдоль щели  
1)  $p_0=1,0$  МПа; 2)  $p_0=20,0$  МПа;  
3)  $p_0=30,0$  МПа)

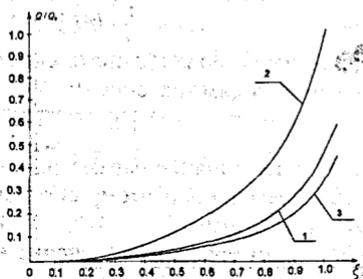


Рисунок 4 – Зависимость расхода от высоты щели

Отметим, что рассматриваемая модель легко может быть приспособлена и к течению жидкости в кольцевых зазорах, образованных двумя цилиндрическими поверхностями.

#### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Уплотнения и уплотнительная техника. Справочник. / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.В. Гордеев [и др.] / под общ. ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова. -2-е изд., перераб. и доп. -М.: Машиностроение, 1994. -448 с.
2. Справочник по триботехнике: в 3-х томах / год общ. ред. М. Хебды и А.В. Чичинадзе. - М.: Машиностроение. 1989. - Т1, Т2.
3. Гидравлика, гидромашин и гидропривод. / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов [и др.]. - 2-е изд. перераб. -М.: Машиностроение, 1982. -423 с.
4. Голуб, В.М. Гидравлическая плотность контактной пары трения торцового уплотнения / В.М. Голуб, Ю.М. Плескачевский // Трение и износ. -2001. - Т. 22, №3. - С. 271-277.