

## УПРАВЛЕНИЕ ЖЕСТКОСТЬЮ ТОНКОСТЕННОГО СЕДЛА КЛАПАНА

В статье приведены результаты экспериментальных исследований, подтверждающих эффективность высокочастотного воздействия дискового заглаживающего рабочего органа на обрабатываемую бетонную поверхность с целью повышения её прочностных характеристик. При этом прирост прочности по высоте слоя обрабатываемого изделия составляет в среднем 14–15 %.

**Ключевые слова:** бетонные изделия, обработка, прочность, пористость, шероховатость, рабочий орган, бетоноотделочная машина.

В современном арматуростроении, особенно для широкого температурного диапазона работы (от криогенных температур до сотен градусов Цельсия) используются уплотнения, в которых запирающий элемент выполнен коническим (иногда сферическим), а седло – в виде тонкостенной цилиндрической оболочки [1, 2]. По сравнению с другими уплотнениями «металл–металл» такое уплотнение имеет ряд преимуществ, а именно: усилие герметизации в 5...15 раз меньше (без учета противодействия); контактное давление равномерно распределяется по периметру; не требуется притирка и доводка уплотнения; снижаются требования к точности монтажа и сборки и др.

Широкому распространению таких уплотнений в значительной мере мешает сложность определения рациональных размеров оболочечного седла, особенно такого, которое работает в условиях ударного нагружения.

Область рациональных размеров оболочечного седла достаточно узкая. Выход из нее в одну сторону ведет к пластическому деформированию седла или его разрушению, а в другую сторону – ведет к потере упругим седлам его положительных свойств, перечисленных выше. Задача выбора рациональных размеров тонкостенного седла усложняется также силовой нестационарностью условий эксплуатации уплотнения, связанной с пульсацией давления герметизируемой среды, изменением скорости посадки запирающего элемента на седло из-за изменения параметров герметизируемой среды или параметров в цепи управления приводом и др. Поэтому специалисты часто пытаются конструктивно ограничить деформацию оболочечного седла. Так, на рис. 1 [2] показано уплотнение, где осевой упор ограничивает перегрузку седла со стороны привода, а внутренняя втулка ограничивает деформацию оболочечного седла при большом давлении герметизируемой среды. Путь уплотнительного соединения путем конструктивного ограничения деформации оболочечного седла имеет недостаток, заключающийся в том, что уже в ходе приработки седло изнашивается, образуя уплотнительный пояс, износ требует дополнительного хода запирающего органа, а он ограничен упором. Поэтому такие уплотнения имеют низкий ресурс.

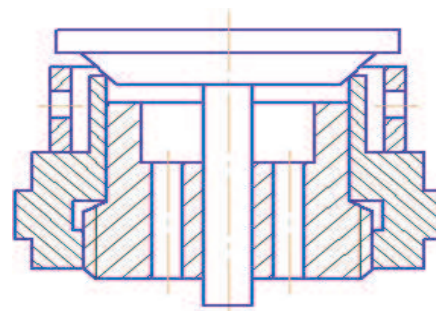


Рис. 1. Конструкция уплотнения с упорами

Можно считать, что седло в уплотнении (рис. 1) деформируется только в радиальном направлении, так как жесткость в осевом направлении выше на несколько порядков. Используя, например, сильфонную конструкцию седла (рис. 2) или другие очевидные конструкторские решения, можно заставить работать седло как в радиальном, так и в осевом направлениях.

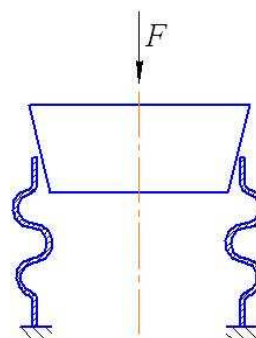


Рис. 2. Конструкция уплотнения с сильфонным седлом

В этом случае расчетная жесткостная схема уплотнения имеет вид, показанный на рис. 3, где  $c_2$  – радиальная жесткость оболочечного седла;  $c_3$  – осевая жесткость оболочечного седла. Конструктивно жесткости  $c_2$  и  $c_3$  независимы друг от друга. Отметим также, что жесткости  $c_2$  и  $c_3$  деформируются независимо друг от друга, т.е. смещение запирающего элемента  $x_1$  определяется выражением

$$x_1 = x_2 / \operatorname{tg}(\alpha) + x_3. \quad (1)$$

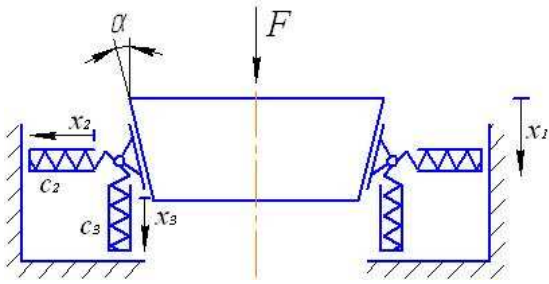


Рис. 3. Жесткостная схема уплотнения

Силовое равновесие (тут трение в контакте не учитывается для простоты изложения и может быть учтено путем соответствующего поворота реакции в контакте на угол трения) запирающего органа можно записать в виде:

$$F = c_2 \cdot x_2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha) + c_3 \cdot x_3. \quad (2)$$

Уравнения (1) и (2) образуют систему с тремя неизвестными. Для составления третьего уравнения используем теорему о минимуме потенциальной энергии: признаком устойчивого равновесия системы служит минимум полной потенциальной энергии.

Выражение для полной потенциальной энергии имеет вид

$$\Pi = 1/2 \cdot c_2 \cdot x_2^2 + 1/2 \cdot c_3 \cdot x_3^2 - F \cdot x_1. \quad (3)$$

Тогда нахождение смещений  $x_1$ ,  $x_2$ ,  $x_3$  сводится к задаче минимизации:

$$x_1 = x_2 / \operatorname{tg}(\alpha) + x_3;$$

$$F = c_2 \cdot x_2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha) + c_3 \cdot x_3;$$

$$\Pi = 1/2 \cdot c_2 \cdot x_2^2 + 1/2 \cdot c_3 \cdot x_3^2 - F \cdot x_1 \rightarrow \min; \quad (4)$$

$$x_1, x_2, x_3 > 0.$$

Решение системы уравнений (4) проводилось методом множителей Лагранжа. В результате получены выражения для смещений  $x_2$ ,  $x_3$  и приведенной жесткости  $c = F / x_1$ :

$$x_2 = F \cdot c_3 / [c_2^2 \cdot \operatorname{tg}^3(\alpha) + c_2 \cdot c_3 \cdot \tan(\alpha)];$$

$$x_3 = F \cdot c_2 \cdot \operatorname{tg}^2(\alpha) / [c_3^2 + c_2 \cdot c_3 \cdot \tan^2(\alpha)];$$

$$c = c_2 \cdot c_3 \cdot [c_3 \cdot \operatorname{ctg}^2(\alpha) + c_2] / [c_2^2 + c_3^2 \cdot \operatorname{ctg}^4(\alpha)].$$

Отметим что приведенная жесткость  $c$  отвечает предельным переходам, т.е.

$$\lim_{c_2 \rightarrow \infty} c_2 \cdot c_3 \cdot [c_3 \cdot \operatorname{ctg}^2(\alpha) + c_2] / [c_2^2 + c_3^2 \cdot \operatorname{ctg}^4(\alpha)] = c_3;$$

$$\lim_{c_3 \rightarrow \infty} c_2 \cdot c_3 \cdot [c_3 \cdot \operatorname{ctg}^2(\alpha) + c_2] / [c_2^2 + c_3^2 \cdot \operatorname{ctg}^4(\alpha)] = c_2 / \operatorname{ctg}^2(\alpha).$$

Для определения эффективности введения (использования) осевой жесткости  $c_3$  представим приведенную жесткость  $c$  в виде

$$c = c_2 \cdot [\operatorname{ctg}^2(\alpha) + k] / [\operatorname{ctg}^4(\alpha) + k^2] = c_2 \cdot f(k, \alpha),$$

где  $k = c_3 / c_2$ .

График зависимости  $f(k, \alpha)$  от  $k$  представлен на рис. 4. Тут принято  $\alpha = \pi/12$ .

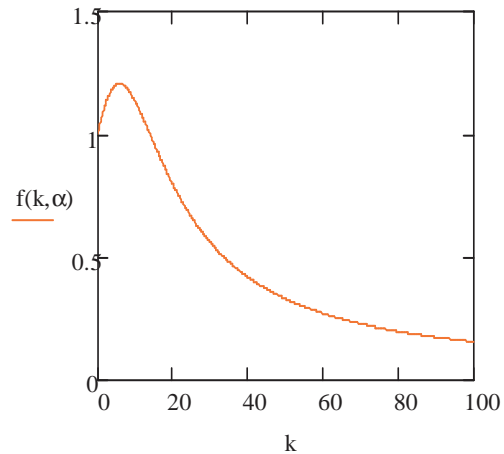


Рис. 4. График зависимости  $f(k, \alpha)$  от параметра  $k$

Из графика видно, что по сравнению с обычной конструкцией уплотнения, когда оболочечный элемент работает только в радиальном направлении, введение дополнительной осевой жесткости может вызвать как увеличение, так и уменьшение приведенной жесткости уплотнения. Даже увеличение приведенной жесткости не вызовет значимое изменение динамической нагрузки, возникающей при срабатывании клапана. Однако осевая жесткость седла может быть использована для компенсации износа в стыке уплотнения, что позволит увеличить ресурс уплотнения. При подборе геометрических параметров упругих элементов необходимо учитывать их прочностные свойства, в том числе с учетом давления среды.

#### Литература

1. Долотов, А.М. Основы расчета и проектирование уплотнений пневмогидроарматуры летательных аппаратов / А.М. Долотов, П.М. Огар, Д.Е. Чегодаев. – М.: Изд-во МАИ, 2000. – 296 с.

2. 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. – М.: Машиностроение, 1994. – 448 с.