

ISHIN N.N., GOMAN A.M., SKOROKHODOV A.S. Methodology of an assessment of vibration loading of bearing knot of the gear mechanism

In developed computational method that allows for shock pulse amplitude values for each pair of conjugate profiles gearing determine the amplitude values of vibration acceleration (vibrating pulses) measured vibration pickup for bearing unit gearing. The method can be used in the design of the drive gear mechanisms for evaluating the overall vibration level and the spectral components of the vibration signal generated by the gears.

УДК 620.197.5

Голуб В.М., Голуб М.В., Добрияник Ю.А., Кардаш Н.Н.

## ОПТИМИЗАЦИЯ ГЕОМЕТРИИ КОНТАКТНЫХ КОЛЕЦ ТОРЦОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ

**Введение.** Бесперебойный транспорт нефти и нефтепродуктов и других рабочих сред по магистральным трубопроводам во многом зависит от надежной работы насосного агрегата и, в частности, наиболее ответственного узла насосов – торцового уплотнения.

Анализ работы насосного оборудования показывает, что число отказов его, вследствие выхода из строя торцовых уплотнений, в последние годы заметно уменьшилось. Однако достигнутые результаты не должны снижать научные исследования, направленные на дальнейшее повышение надежности и долговечности торцовых уплотнений.

**1. Пути повышения надежности и долговечности торцовых уплотнений валов гидромашин.** Износ деталей уплотнения – фактор закономерный, однако величина его во времени может быть различной. Существенное влияние на износ пар трения торцовых уплотнений оказывают типы и системы охлаждения торцовых уплотнений, уплотняемая среда, наличие в ней механических примесей, солей, газов, а также режимы перекачки; пуски и остановки насосов, количество одновременно работающих насосных агрегатов, величина давления на приеме и выкиде насосной станции и пиковые колебания давления при гидравлических ударах. Увеличение износа торцового уплотнения под воздействием перечисленных факторов и внезапного повышения давления, предотвращается рациональным выбором материалов контактных колец торцового уплотнения и его геометрий. Хорошо зарекомендовал себя композиционный материал на основе карбида вольфрама, обеспечивающий высокую износостойкость и теплопроводность при низком коэффициенте трения.

Герметичность, а, следовательно, и надежность торцового уплотнения при резком повышении давления в камере уплотнения, может быть обеспечена только при определенном соотношении конструктивных размеров элементов торцового уплотнения, ибо высокое давление уплотняемой среды вызывает деформацию контактных колец, т.е. нарушает параллельность рабочих поверхностей. Величина деформации зависит от формы радиального сечения кольца и положения уплотнительного резинового элемента на нем.

Угол поворота сечения кольца и отклонение контактной поверхности от рабочей плоскости можно определить как

$$\varphi = (M_c + M_t) \frac{R_c}{E \cdot I}, \quad (1)$$

где  $M_c$  – момент от внешних сил;

$M_t$  – изгибающий температурный момент;

$R_c$  – радиус центра тяжести кольца;

$E$  – модуль упругости материала кольца;

$I$  – момент инерции сечения кольца.

Чтобы свести к нулю угловую деформацию контактных колец, необходимо форму сечения кольца выбрать такой, при которой момент от внешних сил будет мало отличаться от нуля:

$$M_c = \sum Q_j \cdot l_j \cong 0, \quad (2)$$

где  $Q_j$  – сила, действующая на кольцо;

$l_j$  – расстояние от центра тяжести сечения до места приложения силы  $Q_j$ .

Форма сечения кольца определяется ее геометрическими характеристиками (рис. 1) –  $d_1, d_2, d, d_0, b_1, b_2$ .

Из уравнения равновесия осевых сил, приложенных к аксиально-подвижному кольцу,

$$P_{пп} + G - R \pm T = 0.$$

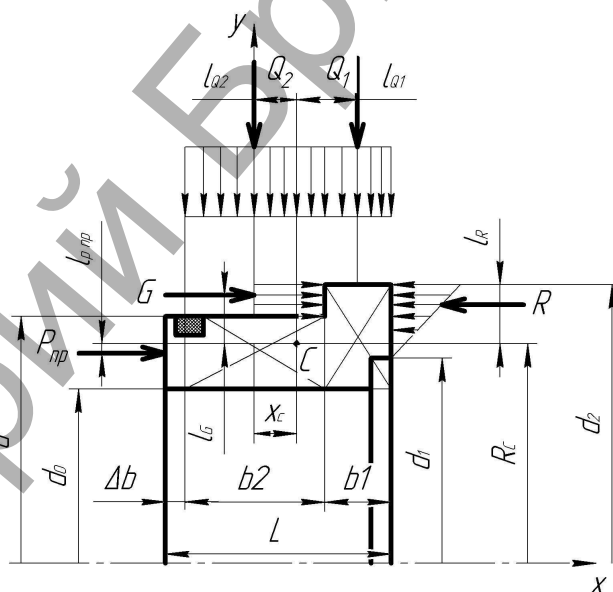


Рис. 1. Геометрические характеристики контактных колец

Однозначно определяется соотношение между диаметрами аксиально-подвижного кольца с учетом действующего давления  $p$  посредством выбора коэффициента гидравлического уравновешивания.

$$K = \frac{d_2^2 - d^2}{d_2^2 - d_1^2}. \quad (3)$$

Причем, величины  $d_0, d_1$  и  $d_2$  всегда определяются конструктивно, а  $d$  – из соотношения (3) при условии, что для давления среды  $p > 1$  МПа  $0,55 < K \leq 0,6$ . Здесь

$P_{пп} = [P_{уд} - (K - 0,5)p] \frac{\pi}{4} \cdot (d_2^2 - d_1^2)$  – усилие сжатия пружины;

$R = 0,5 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_2^2 - d_1^2)$  – расклинивающее усилие, действующее на контакте пары трения;

$G = K \cdot p \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_2^2 - d^2)$  – усилие от давления уплотняемой среды, действующее на гидравли-

чески подвижном кольце.

Голуб Михаил Владимирович, д.т.н., профессор кафедры машиноведения Брестского государственного технического университета.

Голуб Владимир Михайлович, к.т.н., доцент кафедры машиноведения Брестского государственного технического университета.

Добрияник Юрий Алексеевич, ст. преподаватель кафедры машиноведения Брестского государственного технического университета.

Кардаш Николай Николаевич, студент пятого курса Брестского государственного технического университета.

Беларусь, БрГТУ, 224023, г. Брест, ул. Московская, 267.

чески неуравновешенную площадь аксиально-подвижного кольца;  $T$  – сила трения кольца, подвижного в осевом направлении, о корпус уплотнения (в расчете не учитывается);  $P_{y\delta}$  – удельное нагружение контакта, выбираемое для пар трения экспериментально  $P_{y\delta} = 0,4 \div 0,6$  МПа.

Составим уравнение моментов внешних сил относительно центра тяжести сечения, с учетом условия (2):

$$P_{\text{ПР}} \cdot l_{P_{\text{ПР}}} + R \cdot l_R + Q_2 \cdot l_{Q_2} - G \cdot l_G - Q_1 \cdot l_{Q_1} = 0, \quad (4)$$

где  $Q_1 = \pi d_2 b_1$  – усилие от давления уплотняемой среды, действующее на участке  $b_1$ ;

$Q_2 = \pi d b_2$  – усилие от давления уплотняемой среды, действующее на участке  $b_2$ ;

$l_{P_{\text{ПР}}}, l_R, l_{Q_2}, l_G, l_{Q_1}$  – расстояние от центра тяжести до точки приложения соответствующих сил (см. рис. 1)

$$l_{P_{\text{ПР}}} = R_C - \frac{d_0 + d}{4}; \quad l_R = \frac{d_1 + 2d_2}{6} - R_C;$$

$$l_{Q_1} = \frac{b_1 + b_2}{2} - x_C; \quad l_G = \frac{d + d_2}{4} - R_C; \quad l_{Q_2} = x_C.$$

Координаты центра тяжести сечения:

$$R_C = \frac{S_x}{F} = \frac{b_1 \left( \frac{d_2^2 - d_0^2}{8} \right) + b_2 \left( \frac{d^2 - d_0^2}{8} \right)}{b_1 \left( \frac{d_2 - d_0}{2} \right) + b_2 \left( \frac{d - d_0}{2} \right)};$$

$$x_C = \frac{S_y}{F} = \frac{b_1 \left( \frac{d_2 - d_0}{2} \right) \left( \frac{b_1 + b_2}{2} \right)}{b_1 \left( \frac{d_2 - d_0}{2} \right) + b_2 \left( \frac{d - d_0}{2} \right)}. \quad (5)$$

Из рисунка 2:  $b_1 + b_2 + \Delta b = L$ .

Обозначив  $\frac{b_1}{L} = B_1$ ;  $\frac{b_2}{L} = B_2$  и пренебрегая ввиду малости

$\frac{\Delta b}{L} = 0$ , где  $L$  – длина кольца, имеем:

$$B_1 + B_2 = 1. \quad (6)$$

Решая совместно (4) и (6), определяем соотношение размеров кольца  $b_1$  и  $b_2$ , удовлетворяющее условию (2).

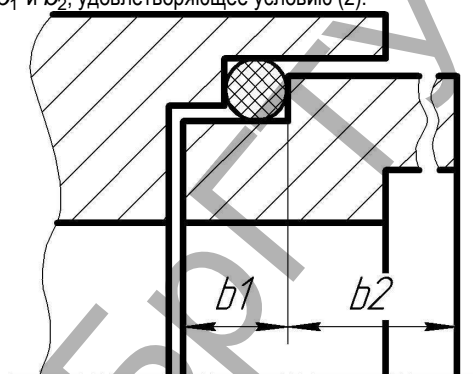


Рис. 2. Оптимальная форма сечения кольца

**Заключение.** Так, для конструкции торцового уплотнения, имеющей при диаметре вала 120 мм размеры  $d_2=150$  мм,  $d_1=136$  мм,  $d_0=130$  мм,  $K=0,575$  и  $d=142$  мм при давлении среды 1 МПа (10 кгс/см<sup>2</sup>), отношение размеров  $b_2/b_1=2,61$ . Для той же конструкции, но при давлении среды 5 МПа (50 кгс/см<sup>2</sup>), это соотношение  $b_2/b_1=0,95$ . То есть с повышением давления среды необходимо изменять форму сечения кольца, уменьшая размер  $b_2$ . Этому условию отвечает форма сечения кольца, показанная на рисунке 2.

Материал поступил в редакцию 30.11.12

**GOLUB V.M., GOLUB M.V., DOBRIYANIK Yu.A. KARDASH N.N. Optimization of geometry of contact rings of face consolidations**

The article describes how to optimize the geometry of the contact rings of end seals. Found that high pressure sealed medium causes deformation of contact rings. The strain is dependent on the shape of the ring in the radial direction and position the sealing the rubber element on it. Calculated the main dimensions of end seals.

УДК 621.179

**Дубень И.В., Гридюшко М.И., Ционенко Д.А.**

**ИНТЕГРАЛЬНЫЙ МЕТОД СВОБОДНЫХ КОЛЕБАНИЙ ДЛЯ КОНТРОЛЯ ЦЕЛОСТНОСТИ И ПРОЧНОСТИ АБРАЗИВНЫХ ЧАШ**

**Введение.** Современное производство развивается в условиях жесткой конкуренции, когда задачи контроля качества продукции выходят на первый план. При этом необходимо осуществлять контроль качества на каждом этапе технологической цепочки. К тому же дополнительные условия на процессы контроля накладывают требования ресурсосбережения. В связи с этим развитие методов неразрушающего контроля является актуальным направлением исследований.

**Целью данной работы** является разработка метода определения целостности и прочности изделий сложной формы, изготовленных из композиционных абразивных материалов. Для внедрения в произ-

водство необходимо выполнение следующих требований:

- 1) метод должен обеспечивать неразрушающий контроль изделий;
- 2) время, затрачиваемое на осуществление контроля, должно быть минимальным (экспресс-анализ);
- 3) необходимая точность измерений и расчетов должна обеспечиваться с достоверной вероятностью результатов не менее 95%;
- 4) метод должен обладать высокой помехоустойчивостью при выполнении измерений, расчетов и хранения результатов;
- 5) должна быть достигнута высокая степень автоматизации и визуализации процесса получения и обработки данных, а также

**Дубень Игорь Викторович**, кандидат технических наук, доцент, декан факультета довузовской подготовки Барановичского государственного университета.

**Гридюшко Милентий Иванович**, заведующий лабораторией кафедры физико-математических дисциплин, инженерного факультета Барановичского государственного университета.

Беларусь, БарГУ, 225404, Брестская обл-ть, г. Барановичи, ул. Войкова, 21.

**Ционенко Дмитрий Александрович**, кандидат физико-математических наук, доцент кафедры физики Учреждения образования «Белорусский государственный аграрно-технический университет».

Беларусь, БГАТУ, 220023, г. Минск, пр. Независимости, 99.