

ми позволяет предположить, что уровни виброскорости и виброускорений для данной передачи в точке измерения могут быть спрогнозированы с точностью 2–3 дБ по данным кинематического контроля.

Аналогичный анализ, проводимый для каждого конкретного зубчатого механизма, к которому предъявляются определенные требования по вибрации, может служить основой для выработки требований к уровню качества зубчатых колес по предлагаемому параметру, что позволит обеспечить уровень виброускорений и виброскорости ниже допустимых величин.

Заключение. Ударная модель в большом количестве случаев достаточно достоверно описывает возникновение динамических нагрузок в зубчатых передачах. При принятии ее за основу количественная оценка ударного взаимодействия зубьев может производиться на основе данных о кинематической погрешности, которая определяется геометрическими параметрами зубчатых колес, характеризует скорость удара зубьев в зубчатом зацеплении и уровень виброактивности передачи. Это дает возможность при разработке методов оценки и мониторинга технического состояния и улучшения виброакустических характеристик и повышения надежности зубчатых приводов повысить достоверность и объективность принятия решения.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Phong Dien Nguyen Beitrag zur Diagnostik der Verzahnungen in Getrieben mittels Zeit-Frequenz-Analyse / Dissertation TU Chemnitz, 2002.
2. Wittke, W. Eintrittsstoß und Kopfrücknahme an Stirnradverzahnungen Getriebeeigenschaften verbessern // Industrie-Anz. – 1991, В.113 – № 94. – С. 16–18.
3. Dragan, Alexander V. Kinematic Criteria of Smoothness of Work of Cylindrical Gear Wheels / Alexander V. Dragan, S. Andrew, Scorodov, Vera S. Alexandrova // Proceedings of the 11th World Congress in Mechanism and Machine Science, Tianjin university, 1–4 April 2004 / Edited by Tian Huang. – Tianjin (China), 2004. – Vol. 2. – P. 773–776.
4. Абрамов, Б.М. Колебания прямозубых зубчатых колес. – Харьков: Издательство Харьковского университета, 1968. – 175 с.
5. Петрусевич, А.И. Динамические нагрузки в зубчатых передачах с прямозубыми колесами / А.И. Петрусевич, М.Д. Генкин, В.К. Гринкевич – М.: Издательство Академии наук СССР, 1956. – 134 с.
6. Берестнев, О.В. Аналитические методы механики в динамике приводов / О.В. Берестнев, А.М. Гоман, Н.Н. Ишин – Мн.: Наука и техника, 1992. – 238 с.
7. Влияние основных погрешностей изготовления зубчатых колес на величину ударного импульса / Б.Г. Заверняев, А.Н. Чукарин, А.В. Тишина – Ростов-на-Дону: Ростовский институт с.х. машиностроения, 1992. – Деп. в ВИНТИ 19.11.92. – № 3288-В92 // РЖ: Машиностр. матер., констр. и расчет дет. маш. гидроприв. – 1993. – № 3. – 3.48.336ДЕП. – С. 41.
8. Гушин, В.Г. Прямозубая цилиндрическая передача с разнонаправленными отклонениями шага зацепления у зубчатых колес / В.Г. Гушин, Г.Н. Островский // Известия вузов. – Машиностроение, 1980. – № 11. – С. 54–58.
9. Гавриленко, В.А. Основы расчета точности эвольвентной зубчатой передачи. – М.: Машиностроение, 1969. – 431 с.
10. Драган, А.В. Новые аппаратно-программные средства для исследования и диагностики механических систем / А.В. Драган, И.П. Стецко, Д.А. Ромашко, Н.В. Левкович // Вестник Брестского государственного технического университета. – Машиностроение – 2006. – № 4. – С. 13–18.

Материал поступил в редакцию 02.11.11

DRAGAN A.V. Research of interrelation of geometrical and kinematic parameters of tooth gearings with dynamic processes at their work

In work the interrelation of shock processes in tooth gearings is investigated, defined according to angular fluctuations and a consequence of elementary errors, with the vibrations which are reflection of dynamic loadings in tooth gearings. Results have shown high enough reliability of the shock concept of occurrence of dynamic loadings in tooth gearings.

УДК 622.692.4.62-762

Голуб М.В., Голуб В.М.

МЕХАНИЧЕСКАЯ ПРОЧНОСТЬ КОНТАКТНЫХ КОЛЕЦ ТОРЦОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ ИЗ СИЛИЦИРОВАННОГО ГРАФИТА

Введение. С развитием современного машиностроения требования, предъявляемые к уплотнительным устройствам гидромашин, все время повышаются. Особое значение имеет узел уплотнения выхода вала гидромашин из корпуса.

Так, технологические условия перекачки нефти по магистральным нефтепроводам требуют обеспечить надежную и длительную работу уплотнений при высоких значениях давления и температуры перекачиваемой среды, частоте вращения ротора и вибрации насоса.

Естественно, справедливо мнение, что уровень достижений в области уплотнительной техники определяет качественный уровень развития гидромашиностроения.

Совершенствование современных насосов большой гидравлической мощности находится в первую очередь в зависимости от разработки конструкций и состояния уплотнений валов.

Узел уплотнения вала нефтяного насоса магистрального трубопровода является одним из ответственных элементов в системе надежности силового оборудования и в целом трубопроводного транспорта нефти.

В настоящее время герметизация выхода вала из корпуса нефтяного насоса осуществляется торцовыми уплотнениями типа "ТМ" и "УНИ".

Работа торцового уплотнения характеризуется режимом трения

его основного элемента – пары трения, смазка которой осуществляется перекачиваемой средой.

На работу торцового уплотнения оказывает существенное влияние режим перекачки нефти по магистральному трубопроводу. Причинами изменения режима перекачки нефти являются: увеличение числа перекачивающих станций на трубопроводе, подключение подкачки или сброс нефти на каком-либо участке трубопровода, аварийное или плановое отключение одной из промежуточных станций, остановка насосного агрегата с выводом его в ремонт и пуск резервного насоса, пуск новой станции, изменение положения рабочих органов задвижек и т.д.

Все это вызывает возмущение давления на насосных станциях, его пульсацию в камерах уплотнений.

Резкое повышение давления в камере уплотнения может вызвать заклинивание аксиально-подвижной втулки, полное раскрытие контактной пары или даже ее разрушение.

Исходя из допустимых рабочих давлений трубопроводов предусматривается работа одного, двух, трех последовательно соединенных насосов, при четвертом резервном.

В зависимости от количества подключенных насосов изменяется и давление в камерах торцовых уплотнений. В наиболее тяжелых услови-

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.

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

ях работают торцовые уплотнения третьего (четвертого) насосов. Давление в камерах уплотнений последнего насоса достигает 4,5 МПа [1].

Для снижения давления в камерах торцовых уплотнений ранее использовалась система разгрузки, состоящая из промежуточных, обычно щелевых, уплотнений, отделяющих камеры уплотнений от всасывающей полости насоса, и трубопроводов системы разгрузки [2].

Циркулируемая по системе разгрузки нефть способствовала отводу тепла, генерируемого в парах трения, обеспечивая нормальный температурный режим уплотнения.

Устройство системы разгрузки снижало объемный к.п.д. насоса и в целом к.п.д. насосного агрегата на 1% и более.

С созданием торцовых уплотнений типа "УНИ" и "ТМ", выдерживающих высокие давления (в рабочем режиме до 5,0 МПа), появилась возможность отказаться от системы разгрузки, заменив их системами охлаждения и импеллерной.

В то же время наличие импеллера с широкими винтовыми канавками привело к опасности выброса нефти в насосное помещение в случае отказа торцового уплотнения.

О прочности контактных колец торцовых уплотнений из силицированного графита. В качестве материалов колец пар трения торцовых уплотнений широкое распространение нашли графитокарбидокремниевые композиции СГ-М, СГ-Т, СГ-П, получаемые путем пропитки графита жидким кремнием. Некоторые свойства силицированных графитов приведены в таблице 1 [3].

Таблица 1

Показатели	Материалы		
	СГ-М	СГ-Т	СГ-П
Плотность, г/см ³	2,2	2,5	2,5
Предел прочности, МПа: при растяжении при сжатии при изгибе	30 – 40	40 – 50	50 – 60
	180	300 – 320	420 – 450
	60	90 – 110	100 – 120
Модуль упругости при сжатии, МПа	95	97	127

Силицированные графиты применяются для изготовления контактных колец торцовых уплотнений типа "ТМ", устанавливаемых на нефтяных магистральных насосах. Согласно требованиям технических условий на торцовые уплотнения ТМ-120 допустимое рабочее давление составляет до 5,0 МПа и при опрессовке в статическом состоянии до 8,0 МПа.

Следует отметить, что при высоких давлениях уплотняемой среды в кольцах пар трения из силицированного графита напряжения могут достигнуть предельно допустимых значений, что приведет к разрушению колец и разгерметизации насоса.

Важным является определить допустимые напряжения в контактных кольцах торцового уплотнения ТМ-120М. Толщина стенки контактного кольца данного уплотнения (рисунок 1) более 10% внутреннего диаметра, поэтому расчет ведем как для толстостенного цилиндрического сосуда, работающего под давлением.

Под действием приложенного внешнего давления p контактное кольцо испытывает [5]:

- радиальные напряжения

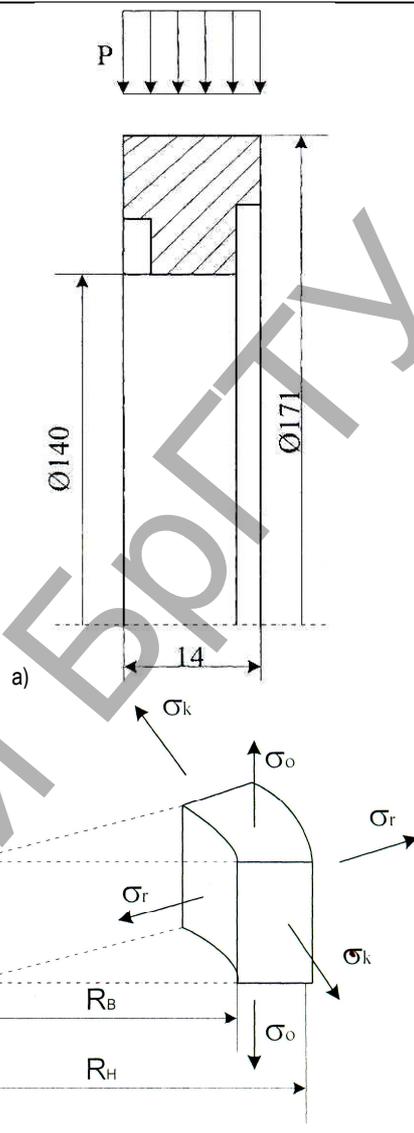
$$\sigma_r = -p, \quad (1)$$

- кольцевые растягивающие напряжения

$$\sigma_K = p \cdot \frac{R_B^2}{R_H^2 - R_B^2} \cdot \left(1 + \frac{R_H^2}{R^2} \right), \quad (2)$$

- осевые сжимающие напряжения от расклинивающего давления на контакте

$$\sigma_o \cong \frac{1}{2} \cdot p. \quad (3)$$



а – контактное кольцо; б – напряжения в материале кольца
Рис. 1. Напряжения в контактном кольце из силицированного графита

На внутренней поверхности контактного кольца при $R = R_B$ кольцевые напряжения достигают максимума:

$$\sigma_K = p \cdot \frac{R_H^2 + R_B^2}{R_H^2 - R_B^2}. \quad (4)$$

Согласно теории наибольших нормальных напряжений расчет ведем по максимальному растягивающему напряжению по формуле (4). Условие прочности по этой теории выражается неравенством

$$\sigma_K \leq |\sigma_P|.$$

Расчеты сведены в таблицу 2.

Таблица 2

p , МПа	σ_K , МПа	[σ_P], МПа		
		СГ-М	СГ-Т	СГ-П
5,0	25,3	30 – 40	40 – 50	50 – 60
6,0	30,4			
7,0	35,5			
8,0	40,5			
9,0	45,6			
10,0	50,7			

По аналогии, исходя из уравнения прочности трубы, работающей под давлением, определим допустимое рабочее давление p среды для марок силицированного графита.

Уравнение прочности имеет вид:

$$n \cdot p \cdot D_B \leq 2 \cdot \delta \cdot \sigma_1, \quad (5)$$

где δ – толщина стенки кольца;

σ_1 – расчетное сопротивление материала кольца, определяется по формуле:

$$\sigma_1 = \sigma_1^H \cdot k_1 \cdot m_1 \cdot m_2, \quad (6)$$

σ_1^H – нормативное сопротивление растяжения, равное пределу прочности;

$k_1 = 0,85$ – коэффициент однородности материала;

$m_1 = 0,8$ – коэффициент условий работы материала при разрыве;

$m_2 = 0,75$ – коэффициент условий эксплуатации;

$n = 1,5$ – расчетный коэффициент запаса прочности, значение которого принято с учетом пульсаций давления и динамической нагрузки контактного кольца;

p – рабочее давление в камере уплотнения.

Требуемый коэффициент запаса прочности $[n] = 1,5$ принят из условия [4] по формуле:

$$n = \frac{n_\tau \cdot n_k}{\sqrt{n_\tau^2 + n_k^2}} \geq [n], \quad (7)$$

где n_τ – коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям;

n_k – коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям.

Из формулы (5) находим допустимое рабочее давление:

$$p_{доп} \leq \frac{2 \cdot \delta \cdot \sigma_1}{n \cdot D_B}. \quad (8)$$

Для колец из силицированного графита СГ-М, СГ-Т и СГ-П $p_{доп}$ согласно расчету равно соответственно 2,12; 2,83 и 3,54 МПа.

Контактные кольца под внешним давлением находятся в менее благоприятных условиях по сравнению с контактными кольцами, нагруженными внутренним давлением. Внешнее давление вызывает нарушение формы контактного кольца, при этом возникают дополнительные напряжения изгиба и смятия кольца.

Критическую величину давления из условия устойчивости цилиндрической формы определим по формуле [5]:

$$p_{доп} = 0,649 \cdot E \cdot \frac{D_B}{l} \cdot \left(\frac{\delta}{D_B} \right)^2 \cdot \sqrt{\frac{\delta}{D_B}}, \quad (9)$$

где E – модуль упругости материала;

l – высота кольца.

Для силицированного графита СГ-П, как наиболее прочного из исследуемых, критическая величина давления $p_{доп} = 3,54$ МПа, что совпадает с результатами полученными выше.

Заключение. Приведенные результаты показывают, что следует с определенной осторожностью применять силицированные графиты в качестве материалов колец пар трения торцовых уплотнений работающих под высоким давлением (3,5 МПа и более).

В случае их применения контактные кольца следует выполнять гидравлически разгруженными, с моментов внешних сил, относительно центра тяжести сечения кольца, равным нулю.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Голуб, В.М. Конструирование, изготовление и испытания торцовых уплотнений / В.М. Голуб, М.В. Голуб // Вестник БрГТУ. Машиностроение. – 2009, №4 (58). – С. 91–93.
2. Опыт эксплуатации торцовых уплотнений насосов магистральных нефтепроводов // Вестник БрГТУ. Машиностроение. – 2003, №4 (22). – С. 27–30.
3. Кондаков, Л.А. Уплотнения и уплотнительная техника: справочник / А.И. Голубев, В.Б. Овандер [и др.]. Под общ. ред. А.И. Голубева. – М.: Машиностроение, 1986. – С. 464.
4. Чернин, И.М. Расчеты деталей машин: справочное пособие / И.М. Чернин, А.В. Кузьмин, Г.М. Ицкович. – Мн.: Вышш. школа, 1978. – С. 472.
5. Вихман, Г.Л. Основы конструирования аппаратов и машин нефтеперерабатывающих заводов / Г.Л. Вихман, С.А. Круглов. – М.: Машиностроение, 1978. – С. 328.

Материал поступил в редакцию 21.10.11

GOLUB M.V., GOLUB V.M. Mechanical strength of silicate graphite contact rings for face seals

The paper describes methods of updating face seals for hydraulic machines shafts it is pointed out that the level of achievements in this field determines development of hydraulic machine building. At present graphite carbide-silicon composites obtained through treatment of graphite with fluid silicon have found use as contact rings materials for face seals friction pairs. Among the disadvantages of these materials are their brittleness and low impact resistance. Calculations revealed that silicate graphite's should be used with caution in face seals high pressures (over 3.5 MPas) of environment being sealed.

УДК 519.64

Веремейчик А.И., Сазонов М.И., Хвисевич В.М.

ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОБМЕНА ДУГИ С ПОВЕРХНОСТЬЮ ПЛАЗМЕННОГО РЕЗА

Введение. Плазменная резка широко применяется в различных областях производства, что обусловлено возможностью ее использования для резки с высокой производительностью и точностью как специальных сталей, так и цветных металлов. В настоящее время накоплен определенный опыт применения плазменной резки. Вме-

сте с тем в имеющейся литературе ограничены работы по изучению физических и тепловых процессов, происходящих при резке металлов, т.е. при резке плазменной дугой возникает три источника тепла: подвижное пятно дуги, столб дуги и струя плазмы. Каждый из них вносит свою долю тепла по всей высоте реза.

Веремейчик Андрей Иванович, доцент кафедры сопротивления материалов и теоретической механики Брестского государственного технического университета.

Сазонов Михаил Иванович, д.т.н., профессор кафедры сопротивления материалов и теоретической механики Брестского государственного технического университета.

Хвисевич Виталий Михайлович, к.т.н., доцент, зав. кафедрой сопротивления материалов и теоретической механики Брестского государственного технического университета.

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