

водственно-технический сборники по техническим и естественным наукам. Вып.5. 2001  
5. Гапонов В.С., Калинин П.Н. К вопросу настройки упругой характеристики амортизатора с управляемой квазиулево́й жесткостью. Вестник НТУ «ХПИ» 30 2004 стр.200-205  
6. Гапонов В.С., Гайдамака А.В., Задачі забезпечення ресурсу підшипників кочення резонансних роторних систем. Вісник НТУ «ХПІ». -2009.-Вип.2,с.91-96

*Поступила в редколлегию 14.07.2010*

УДК 62.762

**Ю.Д. МУЗЫКИН**, канд. техн. наук, проф. ;  
**А.С. СТОЛБОВОЙ**, канд. техн. наук., проф., НТУ «ХПИ», г. Харьков

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТОРЦОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ В ПЛАСТИНЧАТЫХ НАСОСАХ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ**

Показана возможность использования торцовых уплотнений в подшипниковом узле выходного конца вала пластинчатых насосов объемных гидроприводов.

Показана можливість використання торцевих ущільнень у підшипниковому вузлі вихідного кінця вала пластинчастих насосів об'ємних гідроприводів.

The opportunity of use of face condensation in подшипниковом unit of the target end of a shaft of lamellar pumps of volumetric hydrodrives is shown.

Надежность работы пластинчатых насосов, используемых в объемных гидроприводах металлообрабатывающего оборудования, в значительной степени зависит от качества работы подшипникового узла, расположенного со стороны выходного конца вала. Обычно, для комплектации этого узла используется радиальный однорядный шариковый подшипник тип «О» средней серии «3» с внутренним диаметром 20...60 мм, нормального класса точности по ГОСТ 18855-73 и манжета резиновая армированная для валов, рассчитанная для герметизации давления 0,05 МПа при линейной скорости 20 м/с, температуре рабочей жидкости  $-60...+170^{\circ}\text{C}$ , шероховатости вала 0,63...0,32 мкм и твердости поверхности *HRC30* по ГОСТ 8752-79.

Как показывает статистика, в 90% случаев отказы в работе пластинчатых насосов вызваны выходом из строя подшипникового узла, связанного с неудовлетворительной работой уплотнительной манжеты [1, 2].

Так как перспективы дальнейшего совершенствования резиновой манжеты весьма ограничены, ведущие производители пластинчатых насосов для герметизации подшипникового узла используют торцевые уплотнения, которые обеспечивают практически полную герметичность при давлении до 30 МПа и вакууме, имея долговечность работы 20000 часов и более. Имея широкий спектр конструктивных решений, в большинстве из них в качестве

пары трения используют высококачественные хромистые стали сопрягающиеся с различными модифицированными бронзами и графитами.

Анализ наиболее удачных конструктивных решений подшипникового узла выходного конца вала пластинчатых насосов по странам США, Англии и ФРГ показал, что ведущие фирмы, специализирующиеся на выпуске нагнетательного оборудования используют торцевые уплотнения, в которых вращающееся кольцо пары трения представлено в виде внутреннего кольца подшипника. Наибольший интерес представляют патенты: США – 3291433, 3322431, 3515393, 3524654, 3584886; Англии – 996057, 998478, 1066754; ФРГ – 1253977, 1292974. Для реализации данного условия, торцовая поверхность внутреннего кольца подшипника, изготовленного из стали ШХ9 либо ШХ15, должна отвечать следующим требованиям: неплоскостность 0,9...1,5 мкм, шероховатость поверхности 0,16...0,32 мкм, торцовое биение относительно оси 0,01...0,015 мкм, твердость *HRC*55...60. При использовании в качестве материала ответного кольца бронзы БР.ОСН 10-2-3 можно получить пару трения торцового уплотнения, обладающего высокой прирабатываемостью и стойкостью работы в широком диапазоне условий эксплуатации [1, 2]. Так как значение данных параметров в существующих стандартах на подшипники отсутствуют, возникает необходимость в их определении.

При определении истинных значений требуемых параметров применительно к торцовой поверхности внутреннего кольца подшипника были выполнены натурные измерения, которые обрабатывались методами теории вероятности и математической статистики. Количество исследованных подшипников или объем выборки  $n$  был принят из условия, чтобы все члены выборки правильно отражали величину искомого параметра применительно к генеральной совокупности, то есть выборка должна быть репрезентативной (представительной). Кроме того, в качестве дополнительного условия накладывалось требование, чтобы границы доверительного интервала, при доверительной вероятности принятой в общем машиностроении  $\alpha = 0,95$  лежали в пределах  $\varepsilon = \pm 2\sigma_x$ , где  $\sigma_x$  - среднеквадратическое отклонение среднеарифметического. В этом случае выборка должна быть больше 20 и лежать в пределах 30...60 [3, 4]. При исследовании, с целью уменьшения трудоемкости, но без потери достоверности результата, была взята выборка, включающая 35 радиальных шариковых однорядных подшипников качения средней серии с внутренним диаметром 25 мм, номер 305 по ГОСТ 18855-73, которые комплектуют пластинчатый насос Г12-3 (г. Елец, Россия). Так как число исследуемых подшипников было достаточно велико, с целью удобства обработки статистических данных, 35 измерений по каждому исследуемому параметру группируются в разряды. Величина разряда должна быть больше разрешающей способности измерительного инструмента, которым производится обмер, чтобы можно было компенсировать погрешность измерения. После определения величины и числа разрядов, производится подсчет частот  $f_i$  по каждому разряду, составляется таблица распределений, вычерчивается экс-

периментальная кривая распределения и определяются статистические характеристики распределения.

Среднее арифметическое значение случайной величины  $x$

$$\bar{X} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^m X_i m_i, \quad (1)$$

где  $X_i$  - середина разряда;  $f_i$  - число значений  $X_i$ ;  $n = \sum_{i=1}^m f_i$  - общее число наблюдений  $X_i$ ;  $m$  - число отдельных значений  $X_i$ .

Среднее квадратичное отклонение

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^m (X_i - \bar{X})^2 f_i}{n}}. \quad (2)$$

Вероятность того, что среднее генеральной совокупности  $\bar{X}_0$  будет находиться в пределах  $\bar{X} \pm \varepsilon$ , где  $\varepsilon > 0$  равно доверительной вероятности  $\alpha$

$$P(\bar{X} - \varepsilon < \bar{X}_0 < \bar{X} + \varepsilon) = \alpha. \quad (3)$$

По Стьюденту границу доверительного интервала для доверительной вероятности  $\alpha$  можно определить

$$\varepsilon = t \frac{S}{\sqrt{n}}, \quad (4)$$

где  $t$  - коэффициент Стьюдента, определяемый по таблицам в зависимости от доверительной вероятности  $\alpha$  и числа измерений  $n$  [4];  $\sigma_x = \frac{S}{\sqrt{n}}$  - оценка среднего квадратичного отклонения среднеарифметического.

Если значение инструментальной погрешности соизмеримо со значением случайной погрешности, то при вычислении границы доверительного интервала  $\varepsilon$ , необходимо учитывать инструментальную погрешность

$$\varepsilon = \sqrt{\left(t \frac{S}{\sqrt{n}}\right)^2 + \left(t_\infty \frac{\delta}{3}\right)^2}, \quad (5)$$

где  $t_\infty = 2$  - коэффициент Стьюдента для  $\alpha = 0,95$  и  $n = \infty$ ;  $\delta$  - предел допустимой погрешности измерительного прибора.

Окончательный результат представляем в виде

$$\bar{X}_0 = \bar{X} \pm \varepsilon, \text{ при } \alpha = 0,95. \quad (6)$$

По найденным значениям  $\bar{X}$  и  $\varepsilon$  определяется граница относительной погрешности

$$E = \frac{\varepsilon}{\bar{X}} \cdot 100\% \leq [E], \quad (7)$$

где  $[E]$  - разрешенная относительная погрешность используемого метода измерений.

Согласно предложенной методике были обработаны результаты измерений неплоскостности, шероховатости и биения торцевой поверхности внутреннего кольца подшипника 305. Результаты измерений твердости поверхностного слоя внутреннего кольца подшипника не потребовали обработки, так как показали, что все измерения укладываются в верхнюю границу требуемого интервала, а, учитывая, что ограничения верхней границы отсутствуют, можно признать все подшипники годными.

Измерение неплоскостности торцевой поверхности производилось на кругломере "Talugond-73", настройка которого соответствовала погрешности измерения 0,1 мкм. Максимальное отклонение от неплоскостности составило 1,5 мкм, а минимальное – 0,1 мкм. Размах варьирования составляет 1,4 мкм. Задаваясь величиной разряда 0,3 мкм, что соответствует разрешающей способности интерференционного метода, получим число разрядов равное 5. Группируя результаты измерений в пределах разрядов получено распределение частот по разрядам (табл. 1)

Таблица 1

Частота $f_i$	Разряды $X$ мкм				
	0,0...0,3	0,3...0,6	0,6...0,9	0,9...1,2	1,2...1,5
	2	6	16	8	3

Из графического изображения этих частот в виде полигона (рис. 1) видно, что исследуемая функция подчиняется нормальному закону распределения.

Среднее арифметическое значение неплоскостности согласно уравнения (1)  $\bar{X}^H = 0,784$  мкм, а среднее квадратичное отклонение по уравнению (2)  $S^H = 0,294$  мкм. Так как погрешность метода измерений неплоскостности соизмерима со случайной погрешностью, граница доверительного интервала определяется по уравнению (5). Если принять, что коэффициент Стьюдента  $t = 2,03$  при  $\alpha = 0,95$  и  $n = 35$  [3], то  $\varepsilon^H = 0,121$  мкм. Таким образом, окончательный результат измерения неплоскостности  $\bar{X}_0^H = 0,8 \pm 0,1$  при  $\alpha = 0,95$ . Граница относительной погрешности по уравнению (7) составит  $E^H = 12,5\%$ , что для данного вида измерений является удовлетворительным результатом.

Шероховатость торцевой поверхности измерялась на приборе профилограф-профилометр «Калибр» модели 283 с диапазоном измерений 10...0,02 мкм. Предельные значения шероховатости лежали в интервале от 0,1 до 0,35 мкм. Задаваясь величиной разряда 0,05 мкм, получено 5 разрядов. Группируя результаты измерений по разрядам, найдены частоты их распределения (табл. 2), по которым настроен полигон распределения (рис. 1).

Так как функция распределения подчиняется нормальному закону, обработав результаты измерений по предложенной методике, получено:

$$\bar{X}^m = 0,224 \text{ мкм}; S^m = 0,0507 \text{ мкм}; \varepsilon^m = 0,0186 \text{ мкм};$$

$$\bar{X}_0^m = 0,22 \pm 0,02 \text{ мкм} \text{ при } \alpha = 0,95; E^m = 9,1\% .$$

Торцовое биение боковой поверхности внутреннего кольца подшипника измерялось на специальной оправке с использованием индикаторной головки с ценой деления 0,001 мм. Результаты измерения биений детали в интервале от 0,008 до 0,018 мм. Разбив интервал на 5 разрядов с величиной разряда 0,002 мм, группируем результаты измерений по разрядам (табл. 3).

Таблица 2

Частота $f_i$	Разряд, мкм				
	0,10...0,15	0,15...0,20	0,20...0,25	0,25...0,30	0,30...0,35
	3	7	14	9	2

Таблица 3

Частота $f_i$	Разряд, мкм				
	0,008... 0,010	0,010... 0,012	0,012... 0,014	0,014... 0,016	0,016... 0,018
	2	10	17	5	1

Из графика видно, что результаты измерений подчиняются нормальному закону распределения, а основные статистические характеристики распределения и истинное значение генеральной средней соответственно равны:

$$\bar{X}^B = 0,0126 \text{ мм}; S^B = 0,00171 \text{ мм}; \varepsilon^B = 0,00089 \text{ мм};$$

$$\bar{X}_0^B = 0,013 \pm 0,001 \text{ мм} \text{ при } \alpha = 0,95; E^B = 7,7\% .$$

Таким образом, статистический анализ результатов измерений по параметрам неплоскостности, шероховатости, торцового биения и твердости поверхностного слоя для внутреннего кольца подшипников показал, что все указанные параметры с вероятностью  $\alpha = 0,95$  укладываются в требуемые границы их измерения. Поэтому, торцовая поверхность внутреннего кольца подшипника 305 может быть использована в качестве вращающегося элемента пары трения торцового уплотнения, особенно в конструкциях, используемых для герметизации подшипниковых узлов выходных валов пластинчатых насосов, эксплуатируемых в гидравлических приводах металлообрабатывающего оборудования. Полученные результаты носят не частный, а общий характер и могут быть расширены на другие типоразмеры подшипников, так как технология их изготовления идентична.

**Список литературы:** 1. Голубев Г.А., Кукин Г.М. Уплотнения вращающихся валов.- М.: Наука, 1966. – 99 с. 2. Голубев А.И., Кондаков Л.А. и др. Уплотнения и уплотнительная техника. Справочник.- М.: Машиностроение, 1986.- 463 с. 3. Солонин И.С. Математическая статистика в технологии машиностроения.- М.: Машиностроение, 1972.- 215 с. 4. Дисонсон Н., Лион Ф. Статистика и планирование эксперимента в технике. – М.: изд-во «Мир», 1981. – 427 с.

Поступила в редколлегию 14.09.2010