

ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ ПРИ РЕМОНТЕ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК НПЗ

Бжитских А.П.,

научный руководитель проф. Петровский Э.А.

Сибирский федеральный университет, институт нефти и газа

В качестве основных перекачивающих установок на современных нефтеперерабатывающих заводах применяются центробежные секционные насосы типа НПС. Принцип работы таких насосов основан на многоступенчатом центробежном ускорении перекачиваемой жидкости ротором. Вал насоса вращается в двух шарикоподшипниковых выносных опорах, с подшипниками №46416Л (ГОСТ 831-75).

Из практики использования оборудования нефтеперерабатывающих заводов, в том числе насосных установок, в условиях технологического производства видно, что подшипники качения не обеспечивают достаточного уровня надежности. Что приводит к незапланированным ремонтам, остановкам оборудования и снижает общую эффективность производства.

Для обеспечения требуемого уровня надежности нефтеперекачивающих установок НПЗ, предлагается в качестве опорных элементов использовать подшипники скольжения с нанесенным на рабочих поверхностях микрорельефом, способствующим возникновению гидродинамического режима трения. Снижение числа элементов в опорном узле приведет к увеличению общего уровня надежности, а гидродинамический режим трения позволит повысить показатели бесшумности и плавности работы узла.

Для возникновения гидродинамического режима трения подшипник скольжения должен быть рассчитан на соответствующий зазор между корпусом и вкладышем, а параметры рабочих поверхностей должны способствовать поддержанию устойчивого режима трения при динамических скоростных нагрузках.

В общем случае расчет подшипника скольжения заключается в определении оптимального значения зазора s_0 между цапфой и втулкой. На рисунке 1 представлена схема к расчету s_0 :

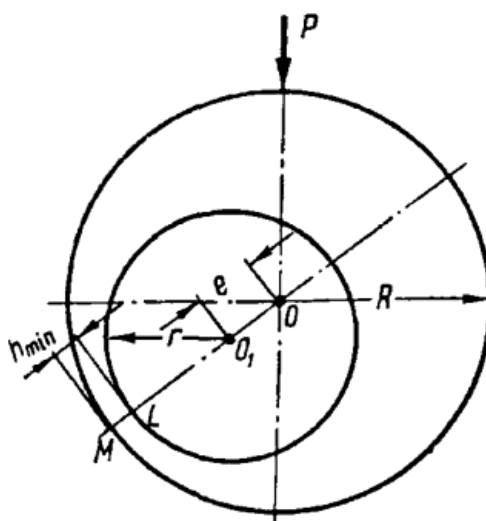


Рисунок 1 – Схема работы подшипника скольжения

$D=2R$ – диаметр расточки вкладыша; $d=2r$ диаметр цапфы; $\delta=R-r$ – абсолютный радиальный зазор; $s=2\delta$ – абсолютный диаметральный зазор; $\psi=s/d$ – относительный зазор; e – абсолютный эксцентриситет цапфы в подшипнике; h_{min} – наименьшая толщина масляного слоя. Исходя из геометрии соединения (рисунок 1):

$$h_{min} = OM - O_1L - O_1O = R - r - e = \delta - e; \quad (1)$$

Положение цапфы в расточке характеризуется относительным эксцентриситетом χ , который может изменяться в пределах от 0 (когда центры цапфы и подшипника совпадают) до 1 (цапфа касается подшипника).

$$h_{min} = \delta \cdot (1 - \chi) = \frac{s}{2} \cdot (1 - \chi); \quad (2)$$

Средняя удельная нагрузка p , возникающая в подшипнике определяется из выражения 3:

$$p = \frac{\eta \cdot \omega}{c \cdot \psi^2} \cdot \frac{1,04}{1 - \chi}; \quad (3)$$

где η – абсолютная вязкость смазочного материала при температуре работы подшипника; $\omega = \pi n/30$ – частота вращения вала; $c = 1 + d/l$.

Наименьшие потери на трение имеют место при относительном эксцентриситете $\chi = 0,5$. Зазор, соответствующий этому эксцентриситету является оптимальным [1]:

$$s_0 = 0,467d \cdot \sqrt{\frac{\eta \cdot n}{p \cdot c}}; \quad (4)$$

Таким образом, задача возникновения гидродинамического режима трения в подшипнике скольжения сводится к обеспечению постоянства относительного эксцентриситета $\chi = 0,5$. Для решения поставленной задачи предлагается образование элементов регулярного микрорельефа на трущихся поверхностях. Наиболее подходящей формой микрорельефа, в этом случае, является система регулярно расположенных ячеистых углублений на внутренней втулке подшипника [2].

Изменение динамики работы подшипника представлено на рисунке 2:

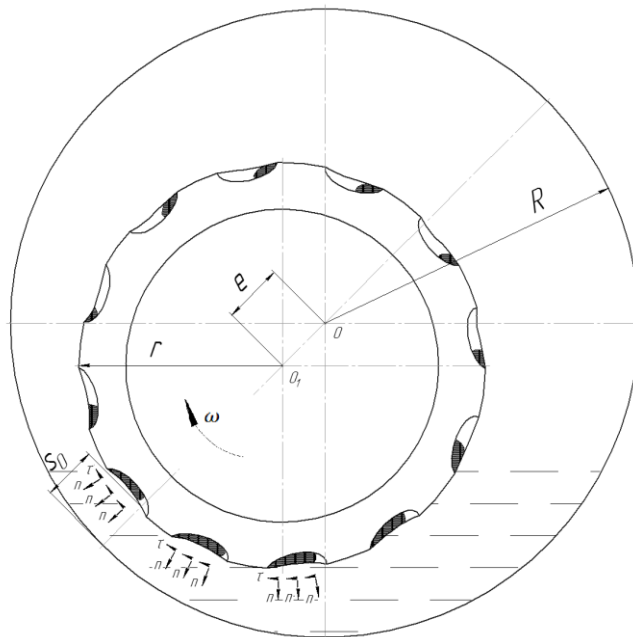


Рисунок 2 – Схема работы подшипника с регулярным микрорельефом ячеистого типа

Как видно из представленного рисунка, элементы образованного микрорельефа выполняют роль смазочных карманов, захватывая в процессе работы дополнительный объем смазки. Благодаря специальной форме эллиптических ячеек смазка под действием центростремительного ускорения, сообщаемого ей вращением вала выбрасывается из углублений. Центростремительное ускорение выбрасываемой смазки раскладывается на две составляющие – тангенциальную и нормальную. Нормальная составляющая центростремительного ускорения уравнивает силу тяжести вала, поддерживая минимальный зазор h_{min} . Тангенциальная составляющая врезается в масляный клин и способствует увеличению выталкивающей силы и гидродинамического зазора.

Общий вид поверхности внутренней втулки подшипника представлен на рисунке 3:

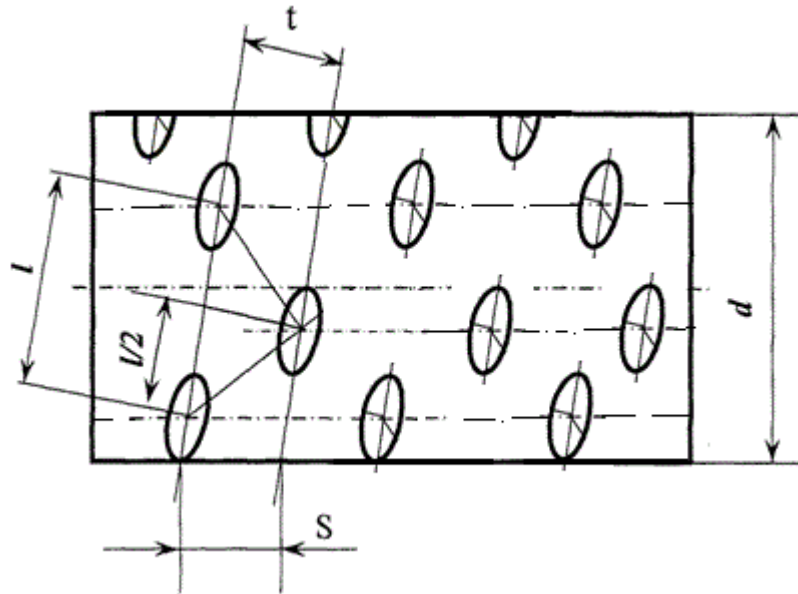


Рисунок 3 – Общий вид и геометрические характеристики регулярного ячеистого микрорельефа

На основании вышеизложенного материала можно сделать заключение о том, что эффективного увеличения надежности подшипниковых узлов насосных установок НПЗ можно добиться на стадии очередного текущего ремонта, применением подшипников скольжения нового типа. В данной работе рассмотрена методика решения проблемы обеспечения постоянного значения относительного эксцентриситета между осями цапфы и наружной втулки подшипника. Предложенный метод позволяет существенно увеличить срок эксплуатации подшипниковых узлов, уменьшить шум при работе установки, снизить вибрационные биения при работе и повысить плавность вращения вала.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гаркунов Д.Н. Триботехника. Конструирование, изготовление и эксплуатация машин: Учебник / Д.Н. Гаркунов. – 5-е изд. перераб и допол. – М.: Изд-во МСХА, 2002. – 632 с.;
2. Петровский Э.А., Петровский Д.Э. Расчет геометрических характеристик поверхности с регулярным ячеистым рельефом эллиптического типа/ Э.А. Петровский, Д.Э. Петровский// Проблемы механической обработки машиностроительных материалов: тезисы докладов I краевой научно-технической конференции/Красноярский краевой дом техники. – Красноярск, 1989. – С. 39 – 46;
3. Шнейдер Ю.Г. Эксплуатационные свойства деталей с регулярным микрорельефом / Ю.Г. Шнейдер. – 2-е изд. –Л.: Машиностроение,1982.