

ПОВЫШЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ИГОЛЬЧАТЫХ ПОДШИПНИКОВ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ ЭКСЦЕНТРИКОВОГО ТИПА

Ф.М. Назаров, Д.Р. Нигматулин, В.И. Барышев

По результатам производственной практики проведено исследование причин выхода из строя ряда объемных насосов, а также характера разрушения некоторых их узлов. Проведен сравнительный анализ условий работы игольчатых подшипников в шестеренных и поршневых гидромашинах, рассмотрены методики расчета количества смазки, необходимого для повышения работоспособности узла. На основе полученных расчетных данных предложена конструкция системы принудительной прокачки подшипника маслом.

Ключевые слова: износ; объёмный насос; гидропривод; охлаждение; работоспособность; подшипник.

Практика показала, что игольчатые подшипники, в виду таких своих качеств, как малые радиальные габариты, высокая несущая способность и способность работать в широком диапазоне температур и скоростей, применяются в объёмных гидромашинах различных типов, но более всего в опорах шестеренных и клапанных поршневых эксцентриковых. Для максимальной реализации этих свойств создатели и изготовители гидромашин обычно проек-

тируют и производят игольчатые подшипники самостоятельно, используя в качестве наружных и/или внутренних колец или обойм поверхности других деталей машин с беговыми дорожками [4]. Характерные конструкции этих опор приведены на рис. 1–2.

Практика эксплуатации машин показывает, что снижение работоспособности игольчатых подшипников в эксцентриковых гидромашинах приводит к скольжению и, как следствие, износу в соединениях поршней (клапанов) с эксцентриками (кольцами). Типичный характер адгезионного износа клапанов плунжеров в этом случае показан на рис. 3.

По нашему мнению одной из причин снижения работоспособности игольчатых подшипников в этих гидромашинах является недостаточное охлаждение, что связано с малой прокачкой подшипников маслом.

В шестеренных машинах такой проблемы практически нет, так как их подшипники принудительно под высоким давлением прокачиваются маслом торцевых утечек, на долю которых приходится значительная (до 70 %) часть. Для обоснования этой причины целесообразно провести анализ реализации качеств игольчатых подшипников в объёмных гидромашинах. Дело в том, что работоспособность подшипников существенно зависит от качества выбора их типа и размеров.

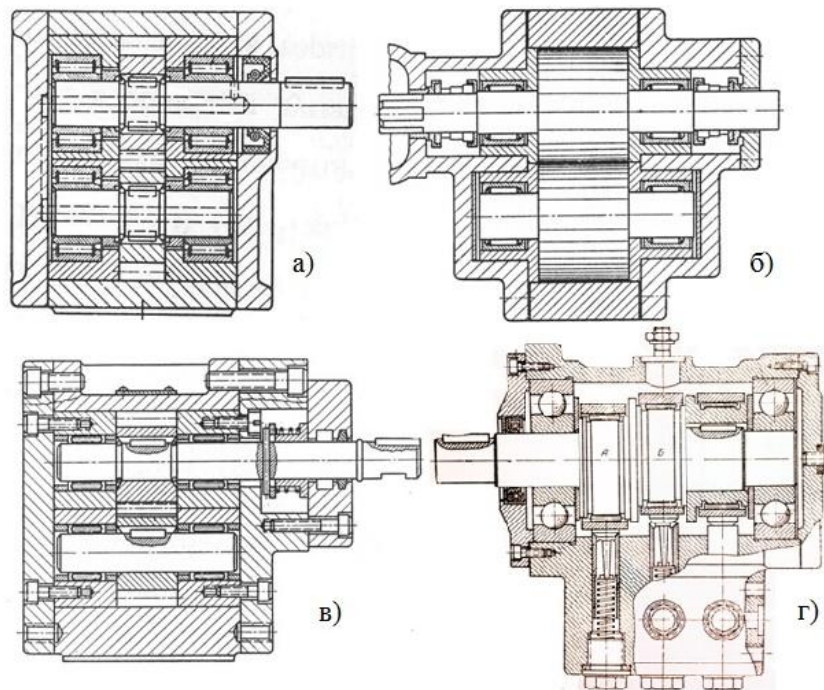


Рис. 1. Конструкции насосов с игольчатыми подшипниками опор: а) шестеренного насоса Г11-2 с двумя кольцами (обоймами) подшипника; б) подшипник с одним наружным кольцом и внутренней дорожкой качения на валу (шипе) шестерни; в) подшипник без колец с дорожками качения на валу и втулках (торцевых замыкателях); г) конструкция радиально-плунжерного эксцентрикового насоса типа Н400

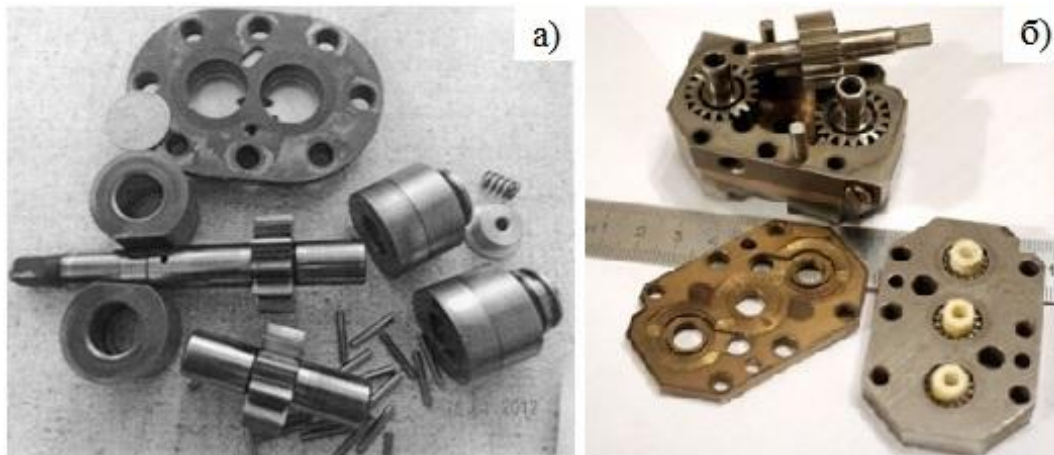


Рис. 2. Детали шестеренных насосов с игольчатыми подшипниками опор

Выбор зависит от большого числа факторов, а поэтому может и не иметь строгого обоснования, так как базируется на общих положениях и основах конструирования опор, выработанных инженерной практикой.



Рис. 3. Типичный характер износа клапанов и плунжеров

В основы конструирования игольчатых подшипников положены, например, следующие рекомендации [2]:

1. При проектировании подшипника обычно задан внутренний диаметр d обоймы или вала (шипа). Диаметр иголок δ рекомендуется определять по формуле:

$$\delta = (0,05 \dots 0,1)d,$$

где нижний предел относится к подшипникам большего диаметра, а верхний – малого.

2. Число иголок предварительно определяется по формуле:

$$z' = \pi \left(\frac{d}{\delta} + 1 \right),$$

и округляется до ближайшего меньшего целого числа z . Разность $z' - z = q$ – коэффициент бокового зазора, ($q = 0,4 \dots 0,8$). Боковой зазор между иглками определяют из условия, чтобы при плотной укладке на валу между первой и последней иглкой оставался зазор $t = q\delta$. При $q < 0,4$ в подшипнике возникает повышенное трение, а для $q > 0,8$ становится возможным перекосяк и заклинивание игловок (вследствие увеличения бокового зазора из-за износа шипа и обоймы).

3. Длину игловок рекомендуется принимать $l = (5 \dots 10) \delta$. Нижний предел относится к подшипникам малых, а верхний – к подшипникам больших диаметров.

4. В зависимости от диаметра внутренней беговой дорожки d длину игловок l рекомендуется принимать в пределах:

$$l = (0,25 \dots 0,5) d.$$

Нижний предел относится к подшипникам большого диаметра, верхний – малого. Размеры игловок стандартизованы согласно ГОСТ 6870-81.

5. Как показывает практика, в игольчатых подшипниках нет абсолютного качения игловок. Теоретически, в нагруженной зоне подшипника на участке полного соприкосновения с валом иглойки вращаются с частотой n_u :

$$n_u = n \frac{d}{\delta},$$

где n – частота вращения вала. Переходя в ненагруженную зону подшипника, иглойки по инерции продолжают вращаться, но с пониженной вследствие трения частотой, а при возвращении в нагруженную зону частота увеличивается вновь [1]. Проскальзывание игловок в ненагруженной зоне обуславливает повышенную величину коэффициента трения ($f = 0,01 \dots 0,02$), что приводит к высокому нагреву игл, требует особо эффективной их смазки и охлаждения. В данной связи рекомендуется ограничивать быстроходность игольчатых подшипников частотой вращения 2000 мин^{-1} . Максимальная допустимой частотой вращения игловок вокруг своей оси считается частота $20000 \dots 30000 \text{ мин}^{-1}$.

6. Диаметральный зазор в игольчатом подшипнике, т.е. зазор $\Delta = D - (d + 2\delta)$ рекомендуется выбирать по посадкам $H7/e8$, $H7/d8$, $H7/c8$. Средний диаметральный зазор можно определить, мкм:

$$\Delta = (10 \dots 20) \sqrt{d},$$

где величина d – в мм. Чем больше частота вращения, тем больше должен быть зазор, так как при переходе иглонок из узкой нагруженной зоны в широкую ненагруженную зону подшипника, отличающихся на величину зазора, имеет место насосный эффект, т.е. происходит прокачка подшипника маслом, что должно обеспечивать надежное его охлаждение. Применение свободных иглонок требует их тщательной селекции, поскольку различие в диаметрах приводит к перекоосу и интенсивному износу игл и, как следствие, к заеданию подшипника, т.е. потере работоспособности.

Результаты анализа степеней реализации приведенных рекомендаций по основным параметрам указанных гидромашин сведены в таблице.

Таблица

Результаты сравнительного анализа по некоторым параметрам

Параметр подшипника и номер рекомендации	Варианты подшипников					
	Насосы шестеренного типа					Насос Н403
	рис.1а	рис.1б	рис.1в	рис.2а	рис.2б	рис.1г
1. Диаметр иглонок, δ/d	0,148	0,155	0,21	0,176	0,25	0,04
2. Длина иглонок, l/δ	3,75	4	3,67	6	4	8
3. Длина иглонок, l/d	0,555	0,622	0,77	1,06	1	0,324
4. Частота вращения иглонок вокруг собств. оси $n_u = nd/\delta$	10^4	9600	7200	8500	6000	37000

Как показывает анализ, игольчатые подшипники шестеренных насосов имеют более приемлемые показатели, чем поршневые, что гарантирует им более высокую работоспособность. Как уже отмечалось, повысить работоспособность игольчатых подшипников клапанных поршневых эксцентриковых гидромашин считается возможным повышением эффективности их охлаждения путем введения принудительной прокачки через них масла.

С этой целью предлагается ввести в гидромашину специальное насосное колесо, конструкция которого представлена на рисунке 4. Производительность этого насоса-колеса может быть определена с учетом следующих рекомендаций и положений:

1. Насосы типа Н4...У допускают кратковременное перегрузочное давление, составляющее для Н400У – 28 МПа, для Н401У, Н403У – 40 МПа с интервалами между циклами нагружения не менее 30 секунд. Суммарное время работы при этих давлениях 15 % от общего ресурса, не более.

2. Насосы работают на чистых минеральных маслах с кинематической вязкостью от 17 до 213 мм²/с и температурой, соответственно, от плюс 10 до плюс 50 °С, при температуре окружающей среды от 0 до плюс 50 °С. Ре-

комендуемыми рабочими жидкостями являются масла И-20А и ТП-22. Класс чистоты рабочих жидкостей не должен быть грубее 14 по ГОСТ 17216; номинальная тонкость фильтрации жидкости не более 40 мкм.

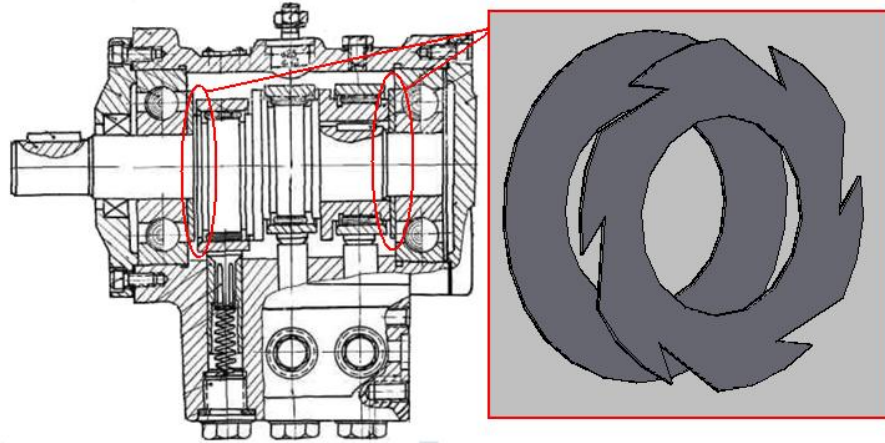


Рис. 4. Плунжерный насос с дополнительной системой охлаждения игольчатых подшипников. Предлагается разделить дистанционное кольцо на два тонких, одно из которых выполнено с клиновидными вырезами, что обеспечивает необходимый принудительный подвод смазки к иголкам подшипника

Общие потери энергии на трение в подшипниках качения складываются из отдельных потерь, которые при заданной скорости вращения зависят в основном от следующих факторов [1]:

- сопротивление от упругого гистерезиса при качении;
- трение на площадках фактического упругого контакта тел качения с кольцами (граничное и жидкостное);
- трение сепаратора о кольцо и тело качения (граничное и жидкостное);
- взбалтывание масла телами качения;
- трение от гироскопического эффекта.

Задача о выборе оптимального количества масла для смазки подшипников качения решается по-разному в зависимости от того, в каких условиях и на каких режимах работает подшипник.

Обычно рассматриваются два случая: подшипник работает в легких условиях, т.е. при умеренных скоростях, нагрузках и температурах, не превышающих 80...100 °С, и подшипник, работающий в тяжелых условиях, т.е. при высоких скоростях, нагрузках, температурах. Подшипники качения, работающие в легких условиях, обычно не нуждаются в принудительном охлаждении и должны смазываться возможно меньшим количеством масла. Это требование диктуется необходимостью предупредить взбалтывание излишнего масла вращающимися телами качения, которое сопровождается потерями энергии, выделением тепла и нагревом подшипника.

В ответственных подшипниках, работающих при средних и высоких нагрузках, количество тепла, которое необходимо отводить в единицу времени, может быть столь велико, что для поддержания температуры подшипника в допустимых пределах через него должна производиться весьма интенсивная прокачка масла. В таких случаях рекомендуется применять струйную смазку, наиболее эффективную с точки зрения охлаждения, причем масло рекомендуется подавать в подшипник в виде нескольких струй.

В предлагаемой нами конструкции насоса-колеса затопленные струи масла формируются клиновидными вырезами или полуконусными выштамповками на плоском тонком диске. Отличительная особенность работы подшипников в гидромашинах рассматриваемого типа заключается в том, что подшипники эксцентрикуются полностью погруженными в масло и в то же время на малом объеме масла с низким его обменом. Поэтому с увеличением количества масла, подаваемого насосом-колесом в единицу времени, момент сопротивления на валу машин будет возрастать, вследствие увеличения сопротивлений от взбалтывания колесом масла. Начиная с некоторого значения, потери энергии на взбалтывание масла в корпусе машины будут становиться настолько высокими, что охлаждающее действие масла не сможет компенсировать нагрев от взбалтывания.

По величине коэффициента трения, по размерам, силовой и скоростной нагруженности игольчатые подшипники близки к подшипникам скольжения. В этой связи предварительный расчет количества масла, прокачиваемого через подшипник для его охлаждения, можно определить по формуле

$$V = (2 \dots 3) \frac{Q}{t_2 - t_1}, \text{ л/мин,}$$

где t_1 – температура входящего в подшипник масла, °С; t_2 – температура выходящего из подшипника масла, °С.

Для предварительных расчетов можно принять $t_2 - t_1 = 10$ и $t_2 = 50 \dots 70$ °С с последующей проверкой.

Количество тепла, выделяющегося подшипником за 1 минуту, можно определить по формуле [5]:

$$Q = Puf, \text{ Дж/мин,}$$

где P – радиальная нагрузка на подшипник, Н; u – окружная скорость, м/с; f – коэффициент трения.

Для предварительных расчетов элементов насоса-колеса можно принять количество масла, необходимое для прокачивания через подшипник для его охлаждения, равным 0,5...1,0 % от минутной производительности насоса. Эти данные следуют из практики эксплуатации шестеренных насосов с игольчатыми подшипниками. С другой стороны, стоит учесть ещё и влияние условий нагружения и характер смазки подшипника [3].

По результатам расчетов по всем трем методикам были получены величины расходов одного порядка. Ввиду влияния на эффективность системы охлаждения подшипников многих факторов, ее оптимизация по производительности и КПД возможна только по результатам экспериментальных натуральных образцов.

Для прокачки подшипников маслом необходимо организовать подвод и отвод жидкости из внутреннего объёма насоса; т.е. создать перепад давления на противоположных торцах игловок (рис. 5, а). По сути для организации прокачки часть рабочей жидкости от периферии необходимо направить к валу (к торцам игловок с одной стороны подшипника – подводящий аппарат) и организовать отток от вала (от торцов игловок с другой стороны подшипника – отводящий аппарат).

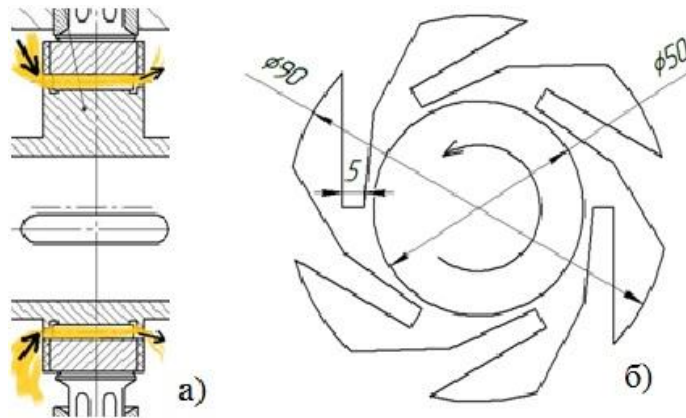


Рис. 5. Схема организации прокачки подшипника смазкой:
а) иллюстрация тока жидкости через иглы; б) эскиз колеса-шайбы

К конструкции аппаратов предъявляются требования, диктуемые малым внутренним объёмом насоса и базовой ценовой категорией агрегата:

- компактность;
- технологичность;
- конструкция не должна ослабить нагруженные элементы агрегата (вал, эксцентрики).

Предлагаемая система прокачки жидкости через подшипник, включает в себя две шайбы-насоса, установленные на валу с разных сторон эксцентрика. Одна из них предназначена для отвода жидкости от игловок и создания там пониженного давления, работает она как обычное центробежное колесо. У второго же колеса более тяжелая задача – преодолеть поле центробежных сил и обеспечить ток жидкости от периферии к иглам, в зону пониженного давления.

Конструкция обоих колес (рис. 5, б) представляет собой шайбу, в которой под углом к нормали вырублены канавки. Такая конструкция наиболее проста и компактна, а за счет возможности установки в противоположных направлениях с разных сторон подшипника позволяет решить как проблему

подвода, так и отвода масла. Также возможны альтернативные варианты реализации прокачки, значительно усложняющие конструкцию насоса:

- черпаковый агрегат (черпательная трубка) + отводящее колесо;
- система сверлений в валу;
- система сверлений в обойме эксцентрика.

Библиографический список

1. Галахов, М.А. Расчет подшипниковых узлов / М.А. Галахов, А.Н. Бурмистров. – М.: Машиностроение, 1988. – 272 с.
2. Орлов, П.И. Основы конструирования: Справочное пособие / П.И. Орлов. – 3-е изд., испр. – М.: Машиностроение, 1988. – 560 с.
3. Перель, Л.Я. Подшипники качения: расчет, проектирование и обслуживание опор: справочник / Л.Я. Перель. – М.: Машиностроение, 1983. – 543 с.
4. Свешников, В.К. Гидрооборудование: насосы и гидродвигатели : Международный справочник / В.К. Свешников. – М.: Издательский центр «Техинформ» МАИ, 2001. – 360 с.
5. Чернавский, С.А. Подшипники скольжения / С.А. Чернавский. – М.: МАШГИЗ, 1963. – 244 с.