DOI: 10.65322/j.srd.03172026.03

УДК 621.43

# ИЗНОС ШЕЕК КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ И ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ И ПРЕДЕЛЬНЫЙ ЗАЗОР В СОПРЯЖЕНИИ ДВС

***Ишмуратов Х.К.*** *PhD., профессор,*
*E-mail: x.ishmuratov@mail.ru*
***Тахирова Г.Ш.*** *ассистент,*
*E-mail: gulru753@mail.ru*
*Ташкентский государственный технический университет*

***Аннотация:*** *В статье представлен износостойкости коленчатых валов и шатунов двигателей агрегатных машин. Рассмотрены условия, влияющие на интенсивность износа шеек коленчатых валов и отверстий головок шатуна, выявлены основные неисправности и дефекты коленчатых валов и шатунов, учитывающие их характерные дефекты. Вследствие износа шеек и подшипников коленчатого вала нарушается первоначальный зазор между ними, что ведет к падению давления в системе и появлению стуков в двигателе. Все это может вызвать недопустимый износ шеек и расплавление подшипников коленчатого вала. Основными критериями ресурса коленчатого вала до первого ремонта являются интенсивность износа шеек вала и вкладышей и предельный зазор в сопряжении «шейка вала – вкладыш», при котором сохраняется жидкостное трение.*

***Abstract:*** *This article examines the wear resistance of crankshafts and connecting rods in engines of industrial machinery. It considers the conditions affecting the rate of wear on crankshaft journals and connecting rod head bores, and identifies the main faults and defects in crankshafts and connecting rods, taking into account their characteristic defects. As a result of wear on the crankshaft journals and bearings, the original clearance between them is compromised, leading to a drop in system pressure and the occurrence of knocking in the engine. All of this can cause unacceptable wear on the journals and the melting of the crankshaft bearings. The main criteria for the service life of the crankshaft prior to the first overhaul are the rate of wear of the crankshaft journals and liners, and the maximum clearance in the 'crankshaft journal–liner' interface at which fluid friction is maintained.*

***Ключевые слова:*** *двигатель внутреннего сгорания, шейка, подшипник, вкладыш, коленчатый вал, неисправности, износ, зазор, смазка, агрегат.*

***Keywords:*** *internal combustion engine, journal, bearing, liner, crankshaft, faults, wear, clearance, lubrication, assembly.*

**Введение.** Работа трения в подшипниках сопровождается выделением тепла. В наклонных масляных каналах валов механические частицы в виде продуктов износа и грязи, неизбежно присутствующие в масле, на пути от коренной шейки отбрасываются центробежной силой, отделяются от внешней стенки канала и при выходе из него всегда направлены в одну сторону, в канал, противоположный наклону масляного канала, что приводит к более интенсивному износу этой части шейки. Работа трения в подшипнике сопровождается выделением тепла. Это тепло нагревает масляный слой и металл подшипника и ближайших к нему деталей, поэтому радиальный зазор должен быть определен для обеспечения стабильного состояния зазора. В данной статье рассмотрена конструкция расчета гидродинамических подшипников скольжения.

Это достигается несколькими способами: увеличением количества масла, проходящего через подшипник, направлением на него потока охлаждающего воздуха,

DOI: 10.65322/j.srd.03172026.03

подачей воды из системы охлаждения двигателя, более холодной, чем подшипник, на детали вблизи подшипника.

Основной причиной износа подшипников скольжения коленчатых валов является сопровождается выделением тепла в результате трения, возникающего между подшипников скольжения и коленчатого вала. Конструирование обязательно продумать и обеспечить наилучшую работу подшипника без излишних потерь на трение и с возможно малыми износами, но все же заботы оказывают влияния на трение.

Всегда полезно и выгодно уменьшить трение в подшипниках.

Потери на трение учитываются коэффициентом трения, который равен отношению силы сопротивления движению (силы трения) к приложенной нагрузке рис.1.

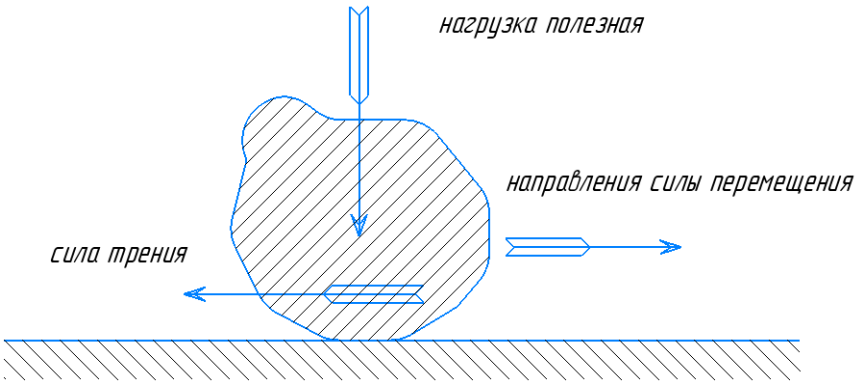



**Рис. 1. Полезная нагрузка и сила трения**

**Материалы и методы.** Чтобы получить наименьшие потери на трение, надо добиться наименьшей величины коэффициента трения. Трущиеся поверхности никогда не бывают совершенно гладкими, всегда каждая из них имеет, хотя бы и весьма малые, выступы и впадины. В сильно увеличенном виде они показаны на рис. 2

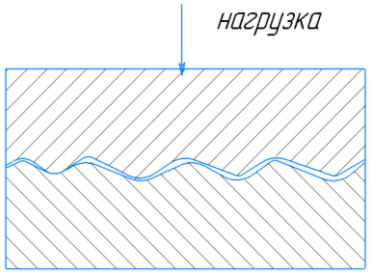



**Рис. 2. Схема передачи нагрузки трущихся сил**

Когда две сопряженные поверхности неподвижны, а одна из них прижата к другой, то выступы одной входят во впадины другой. Получается своеобразное зацепление поверхностей. Чтобы начать движение одной поверхности по другой, нужно или срезать выступы, вошедшие во впадины, или выдавить их из впадин (упруго деформировать). Для этого необходимо приложить известное усилие к одному из сопряженных тел. Вот почему при трогании с места всегда приходится прикладывать силу большую чем при движении.

В проектировании узлов с применением подшипников скольжения важную роль играет расчет оптимального относительного зазора. Преимущество подшипников скольжения полагается на создании минимальной масляной пленки, то есть масляного слоя между контактными поверхностями. За счет него вращение скольжения работает с высоким коэффициентом полезного действия при минимальных габаритах.

DOI: 10.65322/j.srd.03172026.03

Масляные зазоры подшипников скольжения определяет сочетание конструктивных, массогабаритных параметров подшипника, диаметра вала и скорости его вращения, температурного режима, типа и способа подачи масла или смазочно-охлаждающей жидкости.

Радиальный зазор подшипника скольжения измеряется специальными щупами. Также возможно последовательно измерить микрометром втулку и шейку вала, но для этого придется разбирать механический узел. Зазоры в моделях подшипников скольжения с разъемными вкладышами могут быть определены методом оттисков свинцовой проволоки (Таблица 1).

Таблица 1

**Предельно допустимый зазор подшипника скольжения мм, неразъемного**

| Диаметр шейки вала, мм | Зазоры между шейкой вала и подшипником, мм | | | |
|---|---|---|---|---|
| | для машин с частотой вращения до 1000 об/мин | | для машин с частотой вращения выше 1000 об/мин | |
| | Наименьший | наибольший | наименьший | наибольший |
| До 30 | 0,04 | 0,07 | 0,06 | 0,095 |
| 31-50 | 0,05 | 0,085 | 0,075 | 0,115 |
| 51-80 | 0,065 | 0,105 | 0,095 | 0,145 |
| 81-120 | 0,08 | 0,125 | 0,12 | 0,175 |
| 121-180 | 0,10 | 0,155 | 0,15 | 0,21 |
| 181-260 | 0,12 | 0,18 | 0,18 | 0,25 |
| 261-360 | 0,14 | 0,21 | 0,21 | 0,29 |
| 361-500 | 0,17 | 0,245 | 0,25 | 0,34 |

**Зазоры разъемных подшипников скольжения**

| Подшипники | Зазор верхний, % от диаметра шейки вала |
|---|---|
| С кольцевой смазкой | 0,15-0,20 |
| С принудительной смазкой | 0,20-0,30 |
| С отрицательной реакцией у приводов с зубчатой передачей | 0,15 |

Своевременное измерение зазора в подшипниках скольжения является важной составляющей регулярного технического обслуживания механических узлов с их применением. Наряду с измерением зазоров для контроля состояния высокоточного оборудования используют наружные замеры датчиками вибрации.

**Результаты.** В ходе интенсивной работы естественный износ постепенно увеличивает рабочие зазоры, что со временем вызывает вибрацию, которая сказывается на состояние всего агрегата. Зачастую при этом на узел агрегата воздействует разбалансировка или рас центровка, нарушение соосности. Повышение вибрации приводит к обкатыванию ротора по внутреннему кольцу подшипника.

Усилия, действующие на вал, вызывают в нем деформации скручивания, изгиба, сжатия и растяжения. В результате этого коленчатый вал имеет следующие основные неисправности [1–3]: износ шатунных и коренных шеек по длине и окружности; прогиб коленчатого вала; износ резьбы под храповик; износ отверстий во фланце под болты крепления маховика и под установочные пальцы или направляющие шпильки; износ отверстий под шарикоподшипники ведущего вала сцепления.

К основным факторам, определяющим интенсивность износа шеек коленчатых валов, относятся [4–6]: качество материала коленчатого вала и сопрягаемого с ним подшипника; термическая обработка и твердость рабочей поверхности шейки;

DOI: 10.65322/j.srd.03172026.03

шероховатость поверхности; исходная микрогеометрия шеек вала; качество и условия смазки; удельное давление на рабочую поверхность; режим работы двигателя; климатические условия эксплуатации.

Износ коренных шеек протекает равномерно, без задирав и нарушений рабочей поверхности шеек. После пробега автомобиля 162 тыс. км получены следующие результаты: средневзвешенная величина износа коренных шеек – 0,089 мм; интенсивность износа – 0,54 мкм 1000 км пробега; максимальный износ шатунных шеек – 0,101 мм; интенсивность износа шатунных шеек – 0,62 мкм 1000 км пробега.

Максимальный износ в трибосопряжении располагается в зоне минимальной толщины масляного слоя, в результате формируется овальность шеек коленчатого вала. Моделирование изменения минимальной толщины смазочного слоя для различных типов дизелей позволило установить, что минимальная толщина масляного слоя зависит от угла поворота коленчатого вала и масляного зазора в подшипнике. С увеличением масляного зазора минимальная толщина масляного слоя снижается и превышает критическую (толщина слоя, при которой поверхности трения сопряженных деталей начинают соприкасаться вершинами микровыступов). Увеличение диаметрального зазора в подшипниках коленчатого вала приводит к переходу режима трения от гидродинамической смазки к граничной, уменьшению толщины смазочного слоя, и как следствие – возрастают скорости изнашивания и температура поверхностей трения и вероятность задира и расплавления антифрикционного слоя вкладыша. Толщина масляного слоя превышает критическую только при величинах, соответствующих установочным зазорам в сопряжении, причем часто только при их минимальных значениях. Например, для двигателя 8ZL 40/48 при зазоре в мотылевом подшипнике 0,2 мм (установочный зазор 0,20 – 0,34 мм) минимальная величина масляного слоя составляет 8 мкм, а критическая величина масляного слоя всего 6,5 мкм, при увеличении зазора до 0,285 мм минимальная величина масляного слоя составляет всего 3 мкм, которая существенно меньше критической, т. е. в сопряжении высокая вероятность изнашивания при заедании [7,8]. Следует иметь в виду, что предельно допустимый зазор в сопряжении составляет 0,55 мм. Таким образом, нормальные условия работы сопряжения «шейка коленчатого вала – вкладыш подшипника» обеспечиваются при зазорах до 0,22 мм.

**Вывод:** Минимальные зазоры, радиальные зазоры своевременное измерение зазора в подшипниках скольжения даст эффективную результат узлов с применением подшипников скольжения важную роль играет расчет оптимального относительного зазора.

Коленчатый вал имеет следующие неисправности: износ шатунных и коренных шеек по длине и окружности; прогиб коленчатого вала; износ резьбы под храповик; износ отверстий во фланце под болты крепления маховика и под установочные пальцы или направляющие шпильки; износ отверстий под шарикоподшипники.

Основной причиной отказов подшипников скольжения коленчатых валов является абразивное изнашивание, в первую очередь – завышенными величинами отклонений формы поверхностей шеек и масляных зазоров в сопряжении, которые, в свою очередь, приводят к контакту поверхностей деталей в режиме работы дизеля даже на номинальной и близкой к номинальным частотам вращения двигателя;

**Список литературы**

1. Гурвич И.Б., Сыркин П.Э., Чумак В.И. Эксплуатационная надежность автомобильных двигателей. – М.: Транспорт, 1994. – 144 с.

2. Белоковыльский А.М. Надежность автомобильного транспорта: монография. – Пенза: ПГУАС, 2018. – 172 с.

DOI: 10.65322/j.srd.03172026.03

3. Гурвич И.Б. Износ и долговечность автомобильных карбюраторных двигателей: дис. … д-ра техн. наук. – Горький, 1973. – 320 с.

4. Шатерников М.В., Корчагин В.А., Шатерников В.С. Повышение надежности и долго- вечности двигателя ЯМЗ-240Н // Автотранспортное предприятие. – 2014. – № 7. – С. 41–45.

5. Суранов Г.И. Триботехника. Повышение долговечности транспортных двигателей: монография. – Ухта: УГТУ, 2011. – 334 с.

6. Gilles T. Automotive engines: Diagnosis, Repair, Rebuilding. Sixth edition. Cengage Learn- ing. – 2010. – 752 p.

7. Nadezhkin, A. V. and M. E. Starchenko. “Modeling the influence between the degree of wear bearings in marine diesel engines and their friction regime and the type of wear.” Nauchnye problemy transporta Sibiri i Dalnego Vostoka 1 (2015): 120–124.

8. Golenishev, A. V., A. V. Nadezhkin, and M. E. Starchenko. “Modeling the influence of operational factors on modes of friction and wear in the bearings of marine diesels.” Marine intellectual technologies 1.3(29) (2015): 108–113.