

УДК 621.436:621. 822

НАПРЯЖЁННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ И РЕСУРС ВКЛАДЫША ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ДИЗЕЛЯ

И.Г. Леванов, В.В. Герцев

В статье представлены результаты расчётной оценки гидромеханических характеристик, интенсивности изнашивания и времени работы шатунного подшипника коленчатого вала двигателя 12ЧН18,5/21,5 на режиме номинальной мощности. Предпринята попытка оценки напряжённно-деформированного состояния вкладыша шатунного подшипника от гидродинамических давлений, возникающих в смазочном слое.

Ключевые слова: вкладыш шатунного подшипника, ресурс, методика.

Введение. Подшипники скольжения коленчатого вала дизеля являются одними из узлов трения, определяющих надёжность двигателя. Сегодня мировые лидеры в производстве вкладышей подшипников скольжения, такие как Miba, Federal Mogul, Glyco большое внимание уделяют материалам и технологии изготовления вкладышей. В результате на рынке присутствуют вкладыши, имеющие улучшенные эксплуатационные свойства и повышенный ресурс.

Один из примеров это вкладыши марки Glyco Sputter из запатентованного сплава G-488, представляющего из себя композитный материал с многослойной структурой, в основе которой находятся медь, олово и никель. Слой оловянно-медного сплава плавно переходит в оловянно-никелевую структуру, что обеспечивает хорошую приработку и практически идеальное сопряжение поверхностей после её окончания, а также высокую прочность вкладыша и срок службы. Другая мировая тенденция это применение полимерного покрытия на вкладышах коленчатого вала как, например, Glyco IROX [1]. Применение полимера на поверхности вкладыша позволяет обеспечивать кратковременную работу без смазочного масла.

Применение новых материалов и технологий для изготовления вкладышей подшипников скольжения коленчатого вала позволяет значительно повысить нагрузочную способность подшипников и работать конструкторам над дальнейшим увеличением мощности двигателей. При этом необходимо заметить, что новые материалы не содержат свинца, который запрещён к использованию в Европе Директивой Европейского Союза 2000/53/ЕС.

В отечественном двигателестроении для изготовления вкладышей продолжают применять сплавы на основе свинцовистой бронзы. В частности, крупнейшее в СНГ предприятие ОАО «Завод подшипников скольжения» (ОАО «ЗПС») по производству подшипников и биметаллической ленты использует биметалл, состоящий из стальной основы (сталь 08ПС) и одного из следующих антифрикционных сплавов:

- АО-20 (олово 20 %, медь 1 %, алюминий остальное);
- Бр.ОФ 6,5-0,15 (олово 6,5 %, остальное медь);
- Бр.ОЦС 4-4-2,5 (олово 4 %, цинк 4 %, свинец 2,5 %, остальное медь) и др.

Подшипники скольжения ОАО «ЗПС» поставляются на конвейер многих ведущих производителей, таких как Минский моторный завод, ОАО «Автодизель» (г. Ярославль), Волгоградский моторный завод, ОАО «Алтайдизель» (г. Барнаул), Владимирский и Челябинский тракторные заводы, Ульяновский моторный завод и др.

Указанные подшипниковые сплавы не могут обеспечить дальнейшее повышение технического уровня отечественных двигателей. ОАО «ЗПС» понимая это сегодня, ведёт разработку новых подшипниковых сплавов.

Современные методики расчёта подшипников скольжения коленчатых валов учитывают свойства конструкционных материалов досаточно условно и позволяют оценивать ресурс трибосопряжения «вкладыш-смазочный слой-шейка коленчатого вала» на стадии проектирования в первом приближении, а испытания новых материалов на трение и износ требует большого объёма экспериментальной работы. Моделирование процесса изнашивания трибосопряжений в большинстве случаев сводится заданию линейной интегральной интенсивности изнашивания используемых материалов и далее к расчёту по элементарным формулам.

Цель статьи – на основе существующих методик оценить ресурс подшипника скольжения коленчатого вала с учётом напряжённо-деформированного состояния вкладыша от гидродинамических давлений, возникающих в смазочном слое.

Краткий обзор методик расчёта подшипников скольжения коленчатого вала. В настоящее время для расчета подшипников скольжения можно выделить две группы методик [2–8]. Первая основана на определении средних и максимальных удельных нагрузок, приходящихся на единицу площади проекции вкладыша и сравнении с допустимыми значениями. Хотя данный метод давно устарел, но в настоящее время очень широко распространен по двум причинам: во-первых, метод очень прост и, во-вторых, колоссальное количество расчетов выполненных этим методом дает хорошую статистику для оценки работы вновь создаваемых подшипников.

Второй большой комплекс методик расчета подшипников скольжения основан на гидродинамической теории смазки с использованием различных модификаций уравнения О. Рейнольдса [9].

Подшипники скольжения коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания работают в различных режимах трения. В момент пуска преобладает граничное трение, в момент разгона происходит переход от граничного к полужидкостному и далее к жидкостному трению. Несмотря на существование отдельных методик, позволяющих оценить ресурс подшипников скольжения, ответа на вопрос о количестве моточасов подшипника скольжения коленчатого вала до сих пор нет. Это обусловлено сложным характером нагружения шатунных и коренных подшипников коленчатых валов, многообразием свойств конструкционных и смазочных материалов и рядом других факторов.

Расчет подшипников скольжения дизеля на основе гидродинамической теории смазки.

Известными критериями работоспособности подшипников скольжения при жидкостной смазке являются [2]: наименьшая допустимая или критическая минимальная толщина смазочного слоя h_{lim} и температура в рабочей зоне подшипника.

Величина h_{lim} выбирается из условия обеспечения гидродинамического режима трения в подшипнике скольжения. Минимальная допустимая толщина масляного слоя должна быть больше средней суммы микронеровностей вала и вкладыша:

$$h_{don} > R_{z1} + R_{z2},$$

где R_{z1}, R_{z2} – высота микронеровностей шипа и подшипника.

Оценка работоспособности подшипников скольжения коленчатого вала также проводится по расчетной величине относительной суммарной за цикл нагружения протяженности области $\alpha_{h_{don}}$ где значения h_{min} меньше критической величины. В случае $h_{min} < h_{lim}$ имеет место нарушение режима жидкостной смазки, и подшипник эту часть угла поворота коленчатого вала работает в условиях смешанной смазки. Опыт свидетельствует, что предельная продолжительность зоны смешанной смазки не должна превышать 15–20 % [10]. В случае превышения этого значения резко повышается вероятность возникновения задира в подшипнике.

Наряду с минимальной толщиной смазочного слоя необходимо принимать во внимание величину максимальных гидродинамических давлений, которые определяют не только несущую способность подшипников, но и усталостную долговечность вкладышей трибосопряжения.

В работе [11] предложена расчетно-экспериментальная методика оценки скорости изнашивания радиальных подшипников скольжения коленчатых валов ДВС. Эта методика разработана в соответствии с молекулярно-механической теорией трения и усталостной теорией износа (по И.В. Крагельскому) и объединяет их с гидродинамической теорией смазки.

Методика [11] была интегрирована в пакет прикладных программ [12], который ориентирован на расчёт динамики шатунных и коренных подшипников коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания с учётом конструктивных и режимных факторов. Этапы расчёта следующие:

1. На каждом шаге расчёта подшипника [12] по углу поворота коленчатого вала, где $h_{min} < h_{lim}$ используются основные соотношения и формулы, изложенные в [11].

2. После завершения расчёта цикла нагружения вычисляется путь трения расчётной зоны вкладыша для заданного режима работы двигателя и времени работы двигателя на этом режиме. Поскольку 1 цикл нагружения подшипника равен 2 оборотам коленчатого вала, то для определения количества циклов необходимо частоту вращения двигателя поделить на 2. Таким образом, мы получим путь трения за некоторое количество циклов нагружения подшипника, соответствующее времени работы двигателя по формуле:

$$L_{TP} = 2 \cdot \pi \cdot d \cdot \frac{\alpha_{h_{don}}}{100} \cdot \frac{n_{\partial}}{2} \cdot 60 \cdot \tau_{\partial}, \text{м} \quad (1)$$

где d – диаметр шейки вала, м; n_{∂} – частота вращения двигателя, мин^{-1} ; τ_{∂} – первое приближение по времени работы двигателя, в часах.

3. С учётом пути трения рассчитываются условные толщины износа материала вкладыша и шейки вала в зоне контакта, а также скорости изнашивания по формулам, представленным в [11].

4. Полученные значения толщин износа и скоростей, интенсивностей изнашивания поверхностей трения усредняются и затем вычисляется радиальный зазор в зоне граничного трения в подшипнике Δ_p^r на соответствующем режиме через заданное время работы двигателя с учётом средних толщин износа по формуле:

$$\Delta_p^r = \Delta_p + \Delta \bar{H}_n + \Delta \bar{H}_e. \quad (2)$$

5. Полученное значение Δ_p^r сравнивается с предельно допустимым значением зазора $\Delta_{p_{don}}^r$. Если Δ_p^r больше $\Delta_{p_{don}}^r$, то начальное значение времени работы двигателя τ_{∂} корректируется в сторону уменьшения на 10 % и расчёт пути трения, толщин изношенного материала и скоростей изнашивания повторяется.

Результаты расчёта шатунного подшипника коленчатого вала двигателя 12ЧН18,5/21,5). Необходимо отметить, что величину ресурса шатунного подшипника в значительной мере определяет предельно допустимое увеличение радиального зазора. В связи с этим под предельно допустимым износом подшипника будем понимать увеличение радиального зазора между поверхностями трения, при котором не обеспечивается преимущественно гидродинамический режим трения. Для рассматриваемого подшипника за предельную величину принято значение радиального зазора в зоне износа в 115 мкм.

Результаты расчётной оценки гидромеханических характеристик, интенсивности изнашивания и времени работы шатунного подшипника коленчатого вала двигателя 12ЧН18,5/21,5 до предельного износа в режиме номинальной мощности двигателя представлены в табл. 1 и на рис. 1.

Таблица 1

Результаты расчётной оценки гидромеханических характеристик, интенсивности изнашивания и времени работы шатунного подшипника коленчатого вала двигателя 12ЧН18,5/21,5 на режиме номинальной мощности

Материал вкладыша	Характеристика							
	$\inf h_{\min}$, мкм	$\sup p_{\max}$, МПа	N^* , Вт	h_{\min}^* , мкм	p_{\max}^* , МПа	Q_B^* , 10^{-1} л/с	$T_{\text{Э}}$, °С	$\alpha_{h_{\text{дон}}}$, %
1	1,623	266,1	2641	5,159	120,1	0,5511	119,3	9,9
–	$\Delta \bar{H}_n$, мкм	$\Delta \bar{H}_e$, мкм	$\bar{I}_{hn} \cdot 10^{-11}$	$\bar{I}_{he} \cdot 10^{-13}$	Δ_p^r , мкм	$\tau_{\text{д}}$, ч	–	
1*	52,9	0,39	3,2	2,4	114,7	324,7	–	
БрОС1-22	52,1	0,19	5,35	2,0	113,8	191,7	–	

Примечание. * Экспериментальный материал (Чувашский государственный университет им. И.Н. Ульянова)

При оценке ресурса подшипника были учтены экспериментальные данные об интенсивности изнашивания материала 1 (см. табл.1) вкладыша в условиях граничного трения при удельной нагрузке в 50 МПа, скорости скольжения 5 м/с, смазываемого маслом класса вязкости SAE 10W-40.

Ресурс работы рассматриваемого шатунного подшипника $\tau_{\text{д}}$ в часах необходимо интерпретировать следующим образом. При работе двигателя на режиме номинальной мощности радиальный зазор в зоне износа шатунных подшипников увеличится до значения близкого к предельному 115 мкм за 324,7 часа работы. Однако, это значение не следует рассматривать как моторесурс шатунного подшипника, поскольку двигатель работает на режиме но-

минальной мощности со 100%-ной нагрузкой лишь часть времени. Однако, по имеющимся данным о результатах оценки износа деталей аналогичного двигателя при наработке 12000 моточасов средний темп износа шатунных вкладышей составляет около 0,0067 мкм/ч. В нашем случае средний темп износа шатунного вкладыша составил 0,163 мкм/ч.

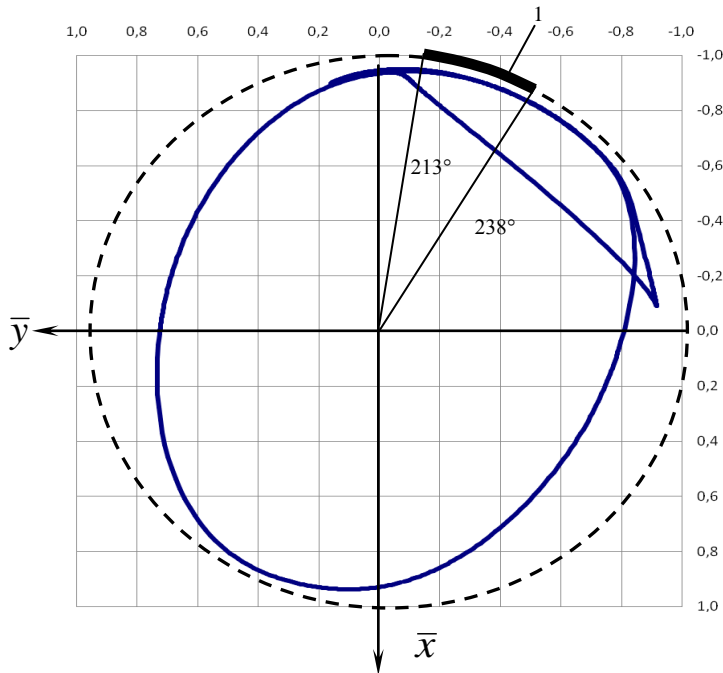


Рис. 1. Траектория движения центра шатунной шейки коленчатого вала двигателя 12ЧН18,5/21,5 относительно подшипника (режим N_{max})

свидетельствуют о том, что следует ожидать износа верхнего вкладыша подшипника от 213° до 238° по угловой координате подшипника. Продолжительность зоны граничного трения не превышает 10 %.

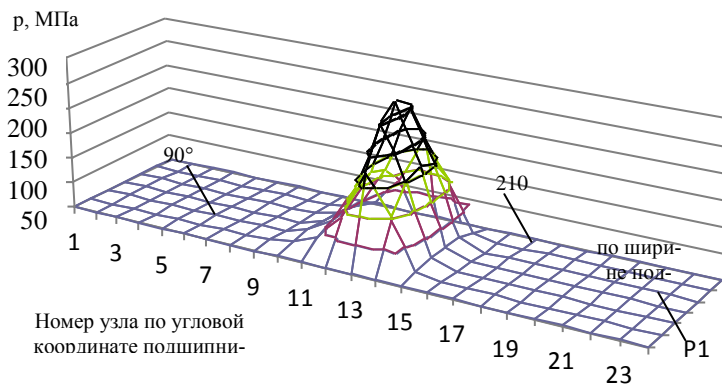


Рис. 2. Эпюра гидродинамических давлений в смазочном слое при 370,3 градусах угла поворота

Таким образом, применение экспериментального материала (с защитными и приработочным слоями) в качестве антифрикционного материала вкладышей шатунных подшипников коленчатого вала двигателей типа 12ЧН18,5/21,5, позволяет прогнозировать увеличение расчётного ресурса вкладышей на 41 % по сравнению с ресурсом вкладышей с антифрикционным слоем из свинцовистой бронзы БрОС1-22.

Результаты расчёта траектории движения шатунной шейки коленчатого вала двигателя ДМ-185 (см. рис. 1)

Гидродинамические давления, возникающие в смазочном слое подшипника, являются следствием воздействия механической нагрузки, прикладываемой к подшипнику. В связи с этим, отдельно была выполнена оценка напряжённо-деформированного состояния (НДС) вкладыша

от действия гидродинамических давлений при угле поворота коленчатого вала, соответствующего наибольшей внешней нагрузке на подшипник. Эпюра гидродинамических давлений в смазочном слое представлена на рис. 2.

Условия закрепления вкладыша во всех расчётах НДС от гидродинамических давлений смазочного слоя заключались в полном ограничении свободы наружной поверхности вкладыша. Эта поверхность условно считалась неподвижной. Температурные деформации вкладышей не учитывались.

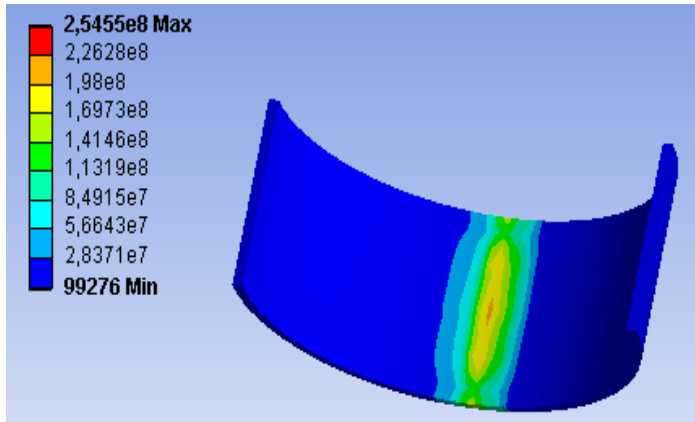


Рис. 3. Эквивалентные напряжения от гидродинамических давлений (Па) при температуре вкладыша 20 °С

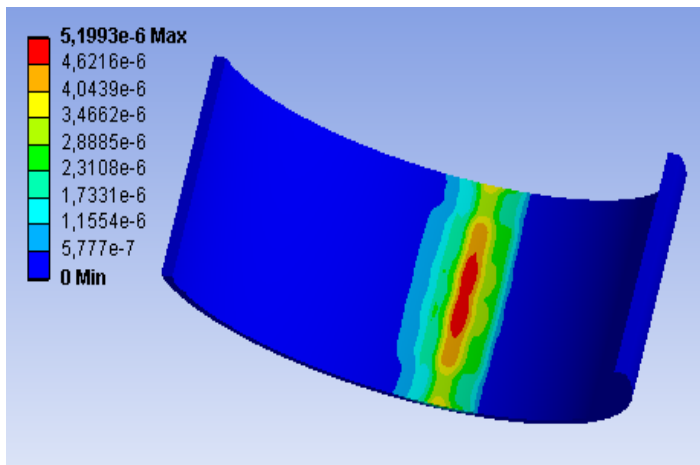


Рис. 4. Общие деформации от гидродинамических давлений (м) при температуре вкладыша 20 °С

Результаты расчёта НДС вкладыша коленчатого вала двигателя 12ЧН18,5/21,5 представлены на рис.3 и рис.4.

Расчётные модели вкладышей представлены как двухслойные, состоящие из соответствующей основы и антифрикционного материала.

При температуре вкладыша 20 °С минимальные эквивалентные напряжения составляют 0,09 МПа, максимальные – 254 МПа.

Общие деформации от гидродинамических давлений при температуре вкладыша 20 °С представлены на рис.4. и составляют от 1 до 5 мкм. Коэффициенты запаса по прочности (относительно предела прочности при сжатии 720 МПа) вкладыша по результатам расчёта составили до 3,2.

Таким образом, на основе результатов расчёта НДС вкладыша от гидродинамических давлений смазочного слоя можно перейти к определению усталостной долговечности вкладыша.

В перспективе планируется проведение экспериментальных исследований вкладышей на работающем дизеле, и дальнейшее совершенствование методики расчёта ресурса вкладышей подшипников коленчатого вала на основе экспериментальных данных.

Библиографический список

1. Буцкий, Ю. О технологиях компонентов ДВС. Часть 3. Вкладыши / Ю. Буцкий // АБС-Авто. – 2012. – № 10. – С. 60–61.
2. Воскресенский, В.А. Расчёт и проектирование опор скольжения (жидкостная смазка): Справочник / В.А. Воскресенский, В.И. Дьяков. – М.: Машиностроение, 1980. – 224 с.
3. Луканин, В.Н. Двигатели внутреннего сгорания. В 3-х книгах. Кн. 2. Динамика и конструирование: Учебник для вузов / В.Н. Луканин, И.В. Алексеев, М.Г. Шатров и др.; под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова. – 3-е изд. перераб. – М.: Высш. шк., 2007. – 400 с.
4. Колчин, А.И. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2002. – 496 с.
5. Вырубов, Д.Н. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчёт на прочность поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «ДВС» / Д.Н. Вырубов, С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко и др.; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 384 с.
6. Типей, Н.Н. Подшипники скольжения. Расчёт, проектирование, смазка / Н.Н. Типей, В.Н. Константинеску, А. Ника, О. Бицэ. – Бухарест, 1964. – 457 с.
7. Авдеев, Д.Т. Подшипники скольжения с автокомпенсацией износа / Д.Т. Авдеев, Н.В. Бабец, С.С. Мусиенко, Ю.А. Васечко, И.Н. Редько. – Юж. Рос. гос. техн. ун-т (НПИ). Новочеркасск: ЮРГТУ, 2000. – 97 с.
8. Воронков, Б.Д. Подшипники сухого трения / Б.Д. Воронков. – Л.: Машиностроение, 1979. – 224 с.
9. Задорожная, Е.А. Особенности моделирования трибосопряжений поршневых и роторных машин с учётом свойств смазочного материала / Е.А. Задорожная // Известия самарского научного центра российской академии наук. – 2011. – Том 13, № 4–3. – С. 733–738.
10. Суркин, В.И. Расчёт работоспособности трибосопряжения «поршневой палец – верхняя головка шатуна» тракторного дизеля / В.И. Суркин, Е.А. Задорожная, Х.М. Ниязов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроения». – 2012. – № 12 (271). – С. 97–102.
11. Черепанов, Д.А. Расчётно-экспериментальная модель изнашивания опор скольжения коленчатых валов поршневых ДВС: дис. ... канд. техн. наук / Д.А. Черепанов. – СПб: СПбГПУ, 2004. – 168 с.
12. Прокопьев, В.Н. Применение пакетов прикладных программ при обосновании конструктивных параметров подшипников коленчатых валов на ранней стадии проектирования поршневых двигателей / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, К.В. Гаврилов / Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2008. – № 23 (123). – С. 13–19.

Наука ЮУрГУ: материалы 66-й научной конференции
Секции технических наук

13. Кавьяров, И.С. Резервы повышения производительности промышленных тракторных агрегатов / И.С. Кавьяров, В.В. Князькин, Б.Л. Магарилло // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1973. – № 7. – С. 6–8.

[К содержанию](#)