

- метрологической базы. // Хранение и переработка сельхозсырья, 2011, № 1, с. 60-66.
6. ГОСТ 23789-79. Вяжущие гипсовые. Методы испытаний. Определение содержания металлопримесей в вяжущем.
 7. ГОСТ 25216-82. Тальк и талькомагнезит. Метод определения железа.
 8. Сандуляк А.А., Полисмакова М.Н., Ершов Д.В. и др. Функциональная экстраполяция массово-операционной характеристики магнитофореза как основа прецизионного метода контроля феррочастиц. // Измерительная техника, 2010, № 8, с. 57-60.
 9. Сандуляк А.А., Полисмакова М.Н., Свистунов Д.И. и др. Контроль ферропримесей пробными, «экстраполируемыми» операциями магнитофореза. // Известия МГТУ «МАМИ», 2010, № 1(9), с. 148-158.
 10. Сандуляк А.В., Пугачева М.Н., Сандуляк А.А. и др. Способ определения концентрации магнитовосприимчивых примесей в текучей среде. Патент РФ 2409425, 2009.
 11. ГОСТ 23409.2-78. Пески формовочные. Смеси формовочные и стержневые. Метод определения окиси железа.
 12. ГОСТ 29234.7-91. Пески формовочные. Метод определения оксида железа (III). Издательство стандартов, 1992.
 13. ГОСТ 3594.14-93. Глины формовочные огнеупорные. Метод определения оксида железа (III). Издательство стандартов, 1994.
 14. Сандуляк А.А., Сандуляк Д.А., Полисмакова М.Н. и др. Контроль феррофракции сред: особенности массово-операционной характеристики ее магнитофореза, двухэкспоненциальная модель. // Известия МГТУ «МАМИ», 2010, № 2 (10), с. 140-146.

Некоторые аспекты обеспечения надёжности подшипников коленчатого вала

к.т.н. Белоконь К.Г., д.т.н. Никишин В.Н., Сибиряков С.В.

*Камская государственная инженерно-экономическая академия, г. Наб. Челны,
НПО «Турботехника», Моск. обл., г. Протвино
sibiryakov57@mail.ru, 985-770-02-40*

Аннотация. Дана краткая история проблемы нарушения плотности посадки вкладышей подшипников коленчатого вала, приведены результаты анализа отказов подшипников двигателей КамАЗ-740 в эксплуатации, приведены результаты стендовых испытаний, сделан анализ публикаций по проблеме, предложен механизм нарушения плотности посадки шатунных вкладышей и уточнена методика расчёта их посадки.

Ключевые слова: *вкладыши подшипников коленчатого вала, нарушение плотности посадки, методика расчёта*

Вопрос об обеспечении работоспособности подшипников коленчатого вала сегодня приобретает важное значение, т. к. в современном двигателестроении наблюдается тенденция к росту уровня форсировки по среднему эффективному давлению цикла, что ведёт к возрастанию механических и тепловых нагрузок на подшипники. При этом существуют достаточно жёсткие требования к весовым и габаритным характеристикам двигателей, особенно транспортного и сельскохозяйственного назначения [1].

При оценке работоспособности подшипников рассматриваются, как правило, две причины отказов: повышенный износ и усталостное разрушение антифрикционного покрытия вкладышей. При этом предполагается, что посадка вкладышей в постели подшипников обеспечивает отсутствие взаимных перемещений, т. е. деформирование их как одного целого. Хотя, как показано в работе [2], недостаточная жёсткость кривошипной головки шатуна приводит к фреттинг-коррозии стальной основы вкладыша (рисунок 1).

Микрометраж вкладышей выявил изменение геометрических размеров, определяющих посадку вкладышей в постели: высоты линии разъёма (h) и диаметра в свободном состоянии

– распрямления ($D_{св}$) (рисунок 2). Также зафиксировано наличие прогиба шатунных вкладышей по образующей или корсетности (рисунок 3). Было сделано предположение, что отказы подшипников связаны с нарушением плотности посадки шатунных вкладышей в постели, вызванной корсетностью и пластической деформацией стальной основы вкладыша. Форма дефектов на рабочей поверхности вкладышей также указывала на контакт цилиндрической поверхности шейки с выпуклой поверхностью вкладыша.

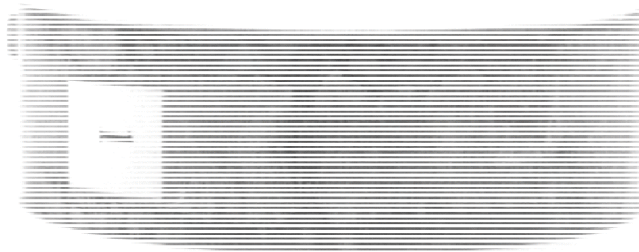


Рисунок 1 – Износ нерабочей поверхности вкладыша в результате фреттинг-коррозии

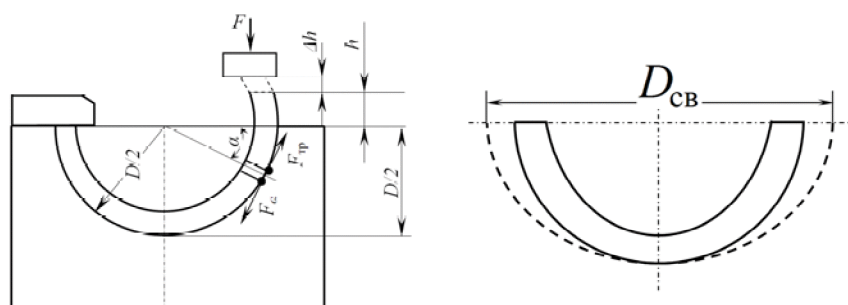


Рисунок 2 – Высота линии разъёма и диаметр в свободном состоянии вкладыша

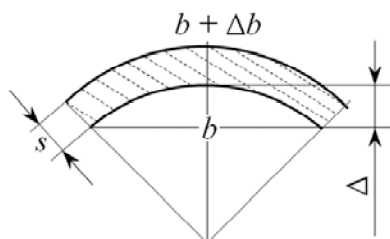


Рисунок 3 – Схема поперечной деформации вкладыша (корсетность)

Были проведены стендовые моторные испытания автомобильного дизеля V8 12/12 на режиме безотказности в объёме 1050 м·часов. В ходе испытаний при промежуточных переборках проводился микрометраж вкладышей. Результаты микрометража шатунных вкладышей по высоте линии разъёма и диаметру в свободном состоянии представлены на рисунке 4.

Анализ результатов испытаний выявил, что уменьшение высоты линии разъёма и распрямления вкладышей наблюдается уже при монтаже в шатун и обкатке двигателя. При наработке до 150 м·час значения h и $D_{св}$ выходят за пределы поля допуска. В интервале наработки двигателя на режиме безотказности до 450...600 м·час h и $D_{св}$ стабилизируются на уровне около 50% от исходных значений. При наработке более 600 м·час наблюдается дальнейший рост деформаций.

Корсетность вкладышей возрастает в среднем до 13...16 мкм при наработке 450 м·час, затем уменьшается до 6...7 мкм при 1050 м·час (рисунок 5). Большие значения соответствуют верхним вкладышам. Интересно, что начало уменьшения корсетности совпадает с окончанием периода стабилизации деформаций по высоте линии разъёма и распрямлению вкладышей.

В ходе испытаний при наработке 600 м·час отмечен задир 6-го шатунного подшипника. При этом произошла полная потеря натяга по распрямлению нижнего шатунного вкладыша (рисунок 4). При дальнейшей работе с этими вкладышами следовало ожидать выплавления

антифрикционного покрытия, схватывания сопрягаемых поверхностей вала и вкладышей и проворота вкладышей, т. е. состояние 6-го шатунного подшипника следует характеризовать, как предпроворотное.

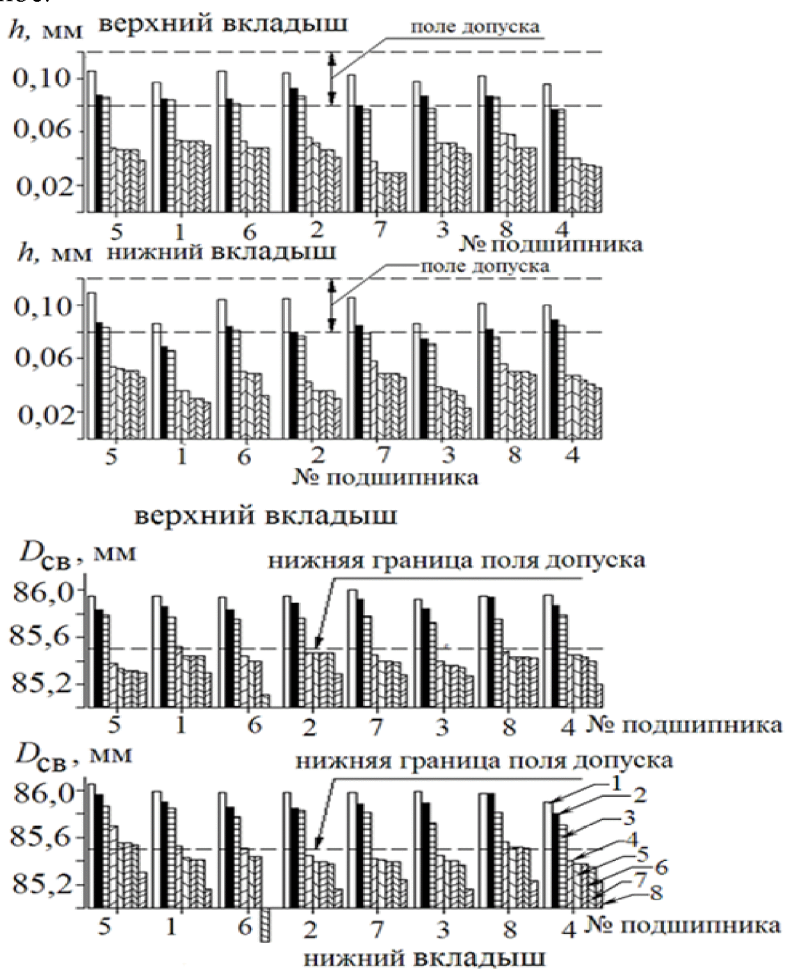


Рисунок 4 – Изменение высоты линии разъёма h и распрямления $D_{св}$ шатунных вкладышей в ходе стендовых испытаний автомобильного дизеля: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8 – соответственно новые вкладыши, после монтажа, после обкатки двигателя, после наработки 150, 450, 600 и 1050 м·часов

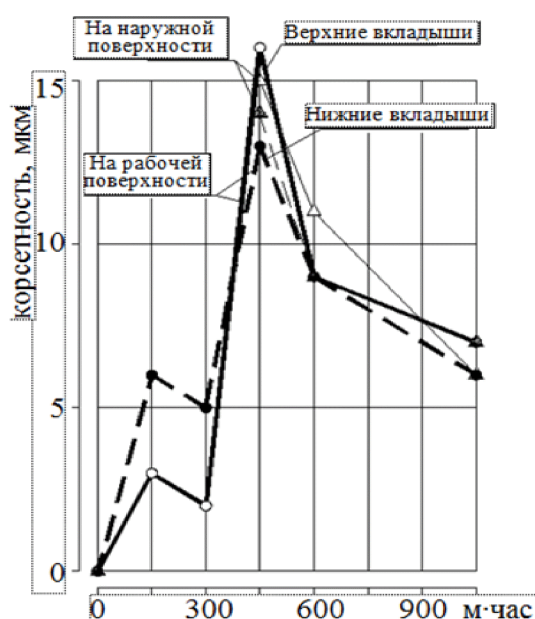


Рисунок 5 – Средние значения корсетности шатунных вкладышей по данным стендовых испытаний

Состояние остальных шатунных подшипников по окончании испытаний – без видимых износов и дефектов рабочей поверхности, т. е. удовлетворительное. Однако на постелях шатунов в средней части зафиксирован наклёп, что свидетельствует о смещении вкладышей относительно постели, то есть наличия фреттинг-коррозии.

Таким образом, стендовыми моторными испытаниями выявлено нарушение плотности посадки шатунных вкладышей, зафиксирована взаимосвязь деформаций вкладышей и развития корсетности и подтверждены причины эксплуатационных отказов.

Для решения проблемы необходимо понять механизм возникновения корсетности.

Вкладыш испытывает сложное напряжённое состояние. Определяющими, с точки зрения стабильности геометрических размеров вкладыша, являются окружные напряжения сжатия. Они слагаются из монтажных, рабочих и остаточных напряжений (технологических).

Оценка деформаций вкладышей, связанных с остаточными напряжениями, выполнена по результатам искусственного старения в печи при температуре 180°C с выдержкой 5 часов. Результаты испытаний представлены на рисунке 6. Высота линии разъёма уменьшилась в среднем на 0,012 мм или 11% от исходных значений, распрямление уменьшилось на 0,39 мм или на 36 %.

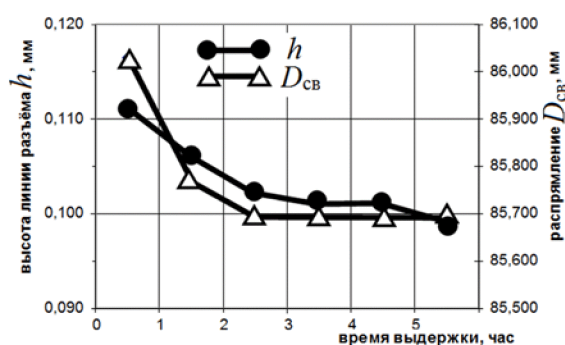


Рисунок 6 – Изменение геометрических размеров шатунных вкладышей при искусственном старении (180°C)

Монтажные напряжения пропорциональны высоте линии разъёма и разности диаметра в свободном состоянии и диаметра постели. Напряжения сжатия от изменения высоты линии разъёма определяют плотность посадки вкладыша в постели. Напряжения изгиба от распрямления необходимы для обеспечения начальной плотности посадки вкладыша у стыков.

Методика расчёта окружных напряжений сжатия основана на решении задачи Ляме для двух колец, вставленных с натягом одно в другое. Применение этого решения к расчёту посадки вкладышей подшипников представлено в различных отечественных и зарубежных источниках. И только в работе [3] Е. Roemer учёл условия монтажа, т. е. стягивание двух половин корпуса подшипника со вставленными вкладышами, и влияние трения между вкладышем и постелью на распределение напряжений по окружности вкладыша. Напряжениями изгиба пренебрегают большинство авторов.

Влияние условий работы подшипника на окружные напряжения сжатия рассматривается в [3]. Е. Roemer говорит о наличии возможных температурных градиентов по толщине вкладыша и между вкладышем и постелью, обусловленные трением на рабочей поверхности вкладыша и теплопередачей от вкладыша в постель. Он же указывает, что изменение окружных напряжений сжатия может быть связано с разными коэффициентами линейного температурного расширения материалов корпуса подшипника и основы вкладыша.

На рисунке 7 показаны эпюры составляющих суммарных окружных напряжений сжатия исходя из описанных выше представлений. Если величина суммарных напряжений превышает предел пропорциональности материала вкладыша, то возникают пластические деформации.

Следует заметить, что если более или менее понятно, каким образом формируются монтажные напряжения, то представление о рабочих напряжениях недостаточно обосновано. Утверждение о значительных температурных градиентах по толщине вкладыша и при пере-

даче тепла от вкладыша в корпус подшипника не имеет подтверждения.

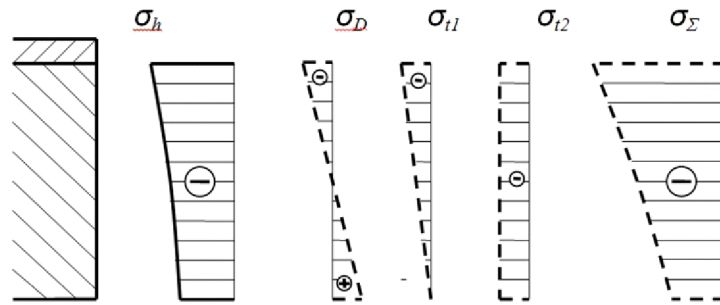


Рисунок 7 – Составляющие суммарных окружных напряжений сжатия:
 σ_h – напряжения сжатия от изменения высоты линии разъёма, σ_D – напряжения изгиба от изменения распрямления, σ_{t1} – напряжения от перепада температур по толщине вкладыша, σ_{t2} – напряжения от разницы температур между вкладышем и корпусом подшипника, σ_Σ – суммарные окружные напряжения

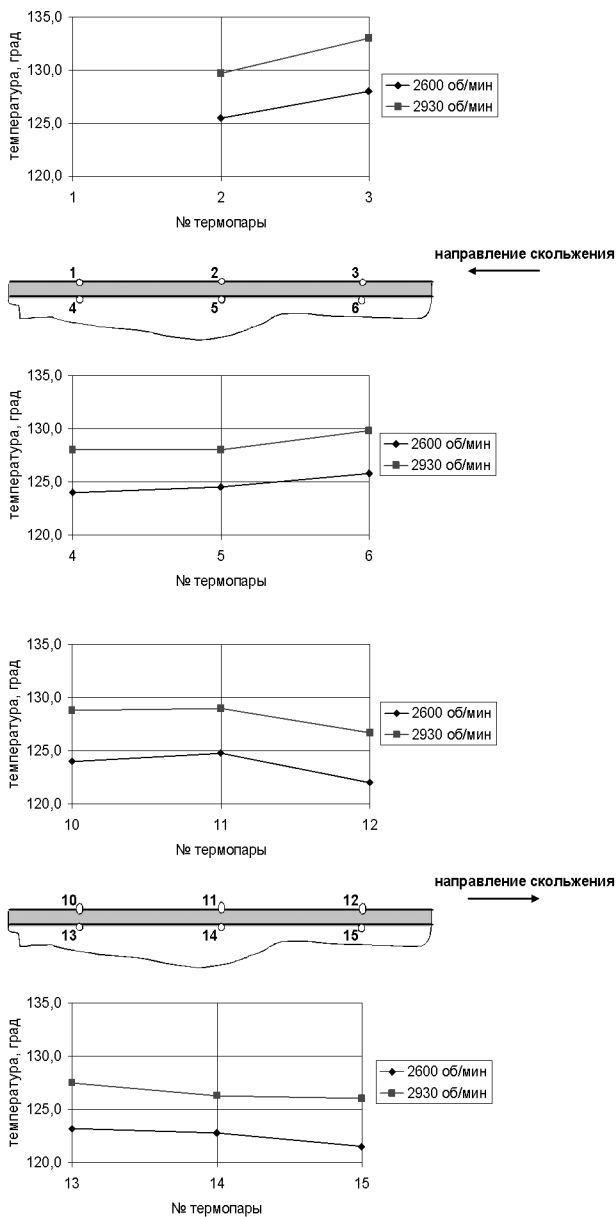


Рисунок 8 – Распределение температур по рабочей поверхности и поверхности постели шатунного подшипника

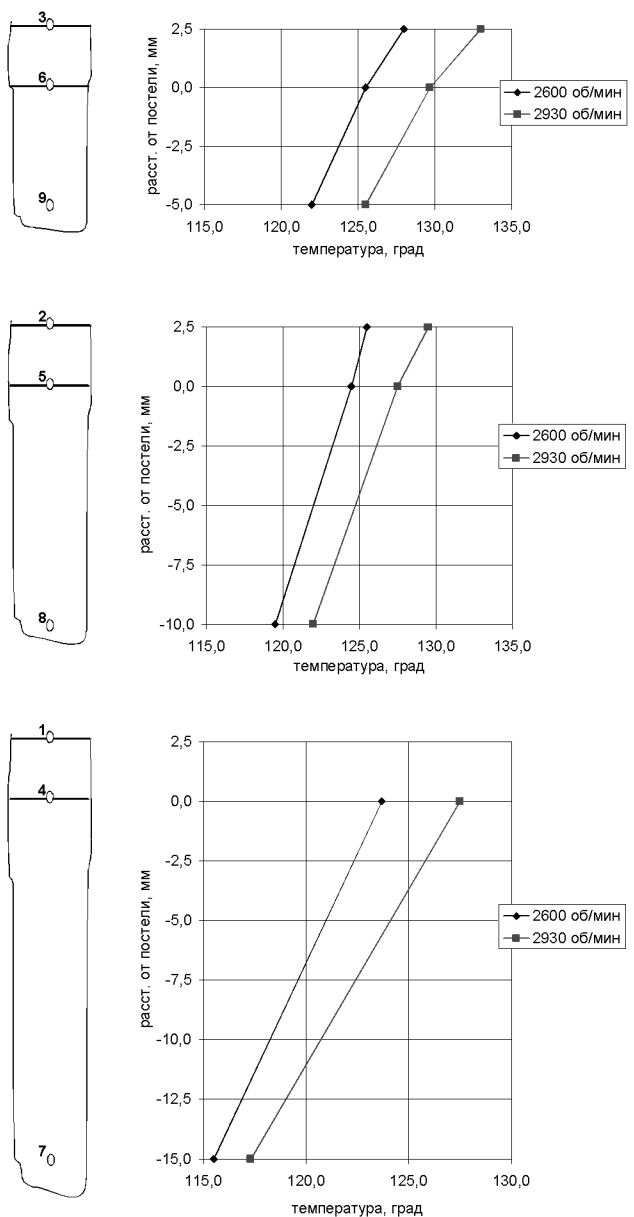


Рисунок 9 – Распределение температур от рабочей поверхности в корпус шатунного подшипника

Были проведены исследования температурного состояния подшипников коленчатого вала двигателей КамАЗ-740 и 7405. Анализом результатов испытаний установлено отсутствие значимых температурных градиентов в подшипниках указанных двигателей даже при критических режимах работы по условиям смазки. В качестве примера на рисунке 8 показано распределение температур по рабочей поверхности и поверхности постели шатунного подшипника КамАЗ-740 при работе на режимах номинальной мощности и максимальной частоты вращения холостого хода при удовлетворительных условиях смазки. На рисунке 9 показано распределение температур этого же подшипника в радиальном направлении от рабочей поверхности в корпус подшипника.

На рисунке 10 показано распределение температур в радиальном направлении шатунного подшипника этого двигателя на номинальном режиме при нарушении подачи смазки (масляное голодание).

В результате проведенных исследований отмечено:

- максимальный перепад температур по толщине вкладыша (2,5 мм) составил $4,8^{\circ}\text{C}$ в условиях масляного голодания, то есть практически в условиях начала задира.
- максимальный перепад температур на поверхности постели и на расстоянии 15 мм в корпусе подшипника составил $17,7^{\circ}\text{C}$.

Для достижения деформаций по высоте линии разъёма, полученных при стендовых моторных испытаниях, необходим перепад температур между вкладышем и корпусом подшипника порядка 35°C . Т.е. температурные градиенты не могут оказывать существенного влияния на деформации вкладышей, тем более при нормальных условиях работы подшипника.

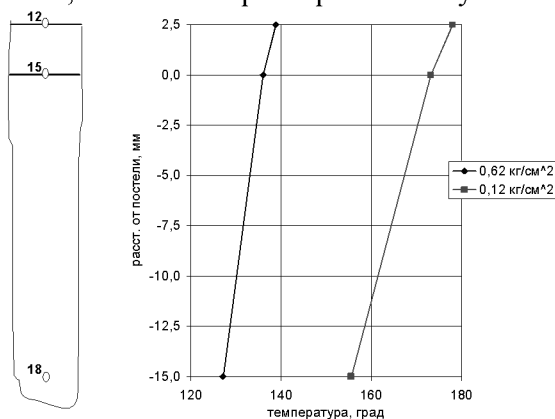


Рисунок 10 – Распределение температур от рабочей поверхности в корпус шатунного подшипника дизеля V8N 12/12 при масляном голодании

Представляется более логичным следующий механизм возникновения деформаций вкладышей подшипников двигателей КамАЗ:

Во-первых, монтажные деформации, конечно, обусловлены высоким уровнем окружающих напряжений сжатия. В свою очередь, эти напряжения определяются заданными конструктором величинами высоты линии разъёма и распрямления вкладышей (см. рисунок 7), эпюры σ_h и σ_D . Следует отметить, что напряжения в волокнах поперечного сечения вкладыша выше на внутренней (рабочей) поверхности. Поэтому пластические деформации неравномерно будут распределяться по сечению, и вкладыш будет иметь остаточные деформации и по высоте линии разъёма и по диаметру в свободном состоянии. По этой же причине величину диаметра в свободном состоянии следует по возможности задавать наименьшей.

Расчёт составляющей окружающих напряжений, обусловленных сжатием в постели (высотой линии разъёма), описал E. Roemer [3]. Обязательным представляется учёт трения между вкладышем и постелью, так как это существенно влияет на величины максимальных напряжений, нагрузки на стык и общей окружающей деформации вкладышей при монтаже. Определение величины коэффициента трения в конкретном сопряжении возможно экспериментальным путём.

Расчёт напряжений изгиба, определяемых величиной распрямления вкладышей, прово-

дится по известным формулам сопромата. Однако следует иметь в виду, что форма вкладыша в свободном состоянии определяется специальными зависимостями, обеспечивающими максимальное радиальное давление у стыков вкладыша при монтаже. Например:

$$\Delta\rho = \frac{1}{2} (D_{св} - D_{п}) \left(1 - 2 \frac{\varphi}{\pi}\right) \cos\varphi$$

где: $\Delta\rho$ – приращение радиуса постели при распрямлении вкладыша,
 φ – угол окружности вкладыша.

Также при расчёте монтажных напряжений следует учитывать технологию изготовления вкладышей, поскольку этим определяется наличие, уровень и знак остаточных напряжений.

Во-вторых, при рассмотрении составляющих рабочих напряжений, следует отметить то обстоятельство, что в сравнении с двигателями, близкими по назначению и уровню форсировки, двигатели КамАЗ имеют относительно узкие подшипники коленчатого вала. Жёсткость кривошипной головки шатуна (КГШ) с прямым разъемом также относительно мала.

На рисунке 11 представлено распределение напряжений на контуре КГШ КамАЗ-740 при растяжении и сжатии. Этими напряжениями обусловлен достаточно высокий уровень деформаций контура расточки. Дополнительные деформации сжатия (без учёта изгиба) шатунных вкладышей составляют, по предварительным данным, около 40 мкм для верхнего и 20 мкм для нижнего. Эти величины весьма близки к величинам деформаций вкладышей при работе на двигателе (рисунок 4). Такой подход позволяет объяснить также различный уровень рабочих деформаций верхних и нижних вкладышей – из-за различной жёсткости КГШ со стороны собственно шатуна и крышки.

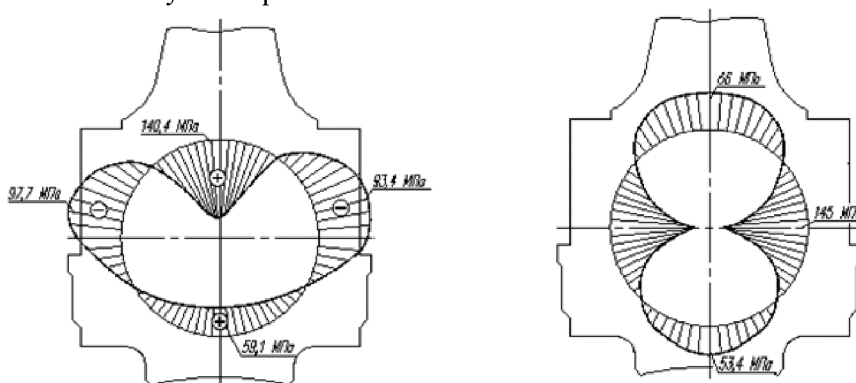


Рисунок 11 – Распределение напряжений на контуре расточки КГШ дизеля V8 12/12 при сжатии и растяжении на номинальном режиме

Также следует отметить более низкий уровень рабочих деформаций коренных вкладышей, который объясняется большей жёсткостью коренных опор двигателя.

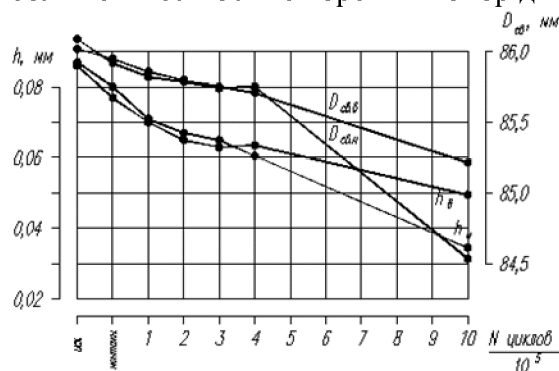


Рисунок 12 – Изменение геометрических размеров шатунных вкладышей при стендовых безмоторных испытаниях

Сказанное подтверждается результатами стендовых безмоторных испытаний шатунного подшипника. Испытания проведены на специальном стенде, обеспечивающем знакоперемен-

ную нагрузку на подшипник [2]. Результаты испытаний представлены на рисунке 12.

В ходе испытаний нагрузка на подшипник ступенчато увеличивалась после наработки каждых 100000 циклов нагружения. Коэффициент асимметрии цикла 1/3, что приблизительно соответствует условиям нагружения на двигателе КамАЗ-740. Явно прослеживается зависимость между нагрузкой и уровнем деформаций.

В-третьих, появление корсетности объясняется именно неравномерным распределением остаточных деформаций по сечению вкладыша. В соответствии с законом Пуассона деформация сжатия по одной из осей частично передаётся в перпендикулярном направлении с обратным знаком. Коэффициент Пуассона составляет от 0,3 в области упругих деформаций до 0,5 в области пластичности.

Таким образом, при наличии остаточных деформаций сжатия в окружном направлении вкладыша по его образующей должны наблюдаться остаточные деформации растяжения. Причём меньшие по наружной поверхности и большие по внутренней. Отсюда и прогиб вкладыша по образующей. Наличие максимума на кривой корсетности (рисунок 5) объясняется наклёпом на наружной поверхности стальной основы.

Эпюры составляющих суммарных напряжений, исходя из представленного механизма их возникновения, показаны на рисунке 13.

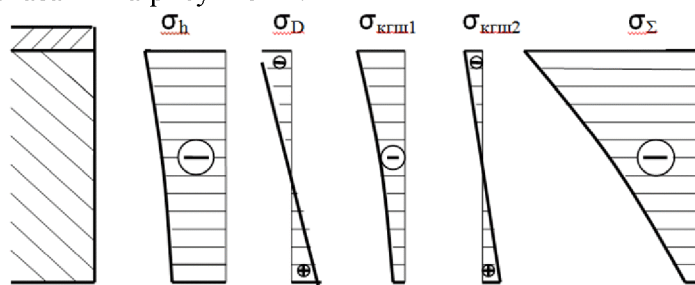


Рисунок 13 – Составляющие суммарных окружных напряжений сжатия:
 σ_h – напряжения сжатия от изменения высоты линии развѐма, σ_D – напряжения изгиба от изменения распрямления, $\sigma_{кгш1}$ – напряжения сжатия от деформаций КГШ, $\sigma_{кгш2}$ – напряжения изгиба от деформаций КГШ, σ_Σ – суммарные окружные напряжения

Для надёжного обеспечения плотности посадки вкладышей в постели подшипника при проектировании опоры необходимо задавать геометрические параметры вкладыша таким образом, чтобы величина суммарных напряжений не превышала предела пропорциональности стальной основы.

Литература

1. Тракторы и автомобили: Учебник для студентов вузов обучающихся по специальности «Автомобиле- и тракторостроение». / В.М. Шарипов, М.К. Бирюков, Ю.В. Дементьев и др.; Под общ. ред. В.М. Шарипова. – М.: Издательский дом «Спектр», 2010. 351 с.
2. Никишин, В.Н. Формирование и обеспечение качества автомобильного дизеля. Часть II / В.Н. Никишин д.т.н.; ГОУ ВПО «Камская госуд. инж.-экон. акад.». Набережные Челны: Изд-во Камской госуд. инж.экон. акад., 2008. 175 с.
3. Dr. rer. nat. Erich Roemer. – GLYCO-METALL-WERKE Daelen@Loos GmbH, Wiesbaden – Schierstein. Die Berechnung des Preßsitzes von Gleitlagerschalen. MTZ № 2, 1961.

Повышение эффективности резания закаленной стали путем применения режущего инструмента из высокопрочной композиционной керамики с покрытием

Сотова Е.С., Лазарева М.Н.
 МГТУ «СТАНКИН»
 (499)972-94-49, masha-000@mail.ru

Аннотация. Исследованы режущие свойства инструмента из высокопрочной композиционной керамики (ВКК) с многофункциональным покрытием при реза-