

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ В СИСТЕМЕ КОЛЕНВАЛА ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ (материалы конгресса CIMAC-2016)

Предлагаемый обзор включает материалы последнего конгресса СИМАК, посвященные совершенствованию подшипников скольжения в системе коленвала поршневого двигателя.

В докладе специалистов японской фирмы «Daidometal Co. Ltd.» рассматриваются вопросы оптимизации химических и физических свойств триметаллического сплава Al-Sn-Si с целью повышения усталостной прочности и ресурса подшипников.

В докладе австрийской фирмы «Miba Bearing Group» анализируются факторы, влияющие на на-

дежность и ресурс подшипников в двигателях транспортных машин, работающих в режим частых пусков и остановов. Отмечается, что современная тенденция к снижению вязкости масла позволяет снизить трение в большинстве типов подшипников, однако при переменных нагрузках повышается вероятность отказов из-за возникновения граничного трения. Это может быть предотвращено за счет применения специальных полимерных покрытий и твердой смазки.

*Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником*

### НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ ПОДШИПНИКОВ ИЗ АЛЮМИНИЕВЫХ СПЛАВОВ ДЛЯ СРЕДНЕ- И ВЫСОКОБОРОТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

*Akihiro Kose, Eisaku Inoue,  
Yuichi Tomita, Takashi Ando,  
Daidometal Co. Ltd.*

#### Введение

Постоянно растущий интерес мировой общественности к проблемам защиты окружающей среды и ужесточение экологического законодательства неизбежно сказывается на технической политике производителей двигателей. В области средне- и высокооборотных дизелей важнейшими направлениями работы считаются снижение расхода топлива и вредных выбросов, в частности, NO<sub>x</sub>. Одним из основных способов достижения указанной цели является повышение среднего эффективного давления.

Это, в свою очередь, означает необходимость усиления подшипников коленвала, работающих в условиях высоких механических и тепловых нагрузок.

С другой стороны, сплав для подшипников должен обладать хорошей прилегаемостью (прирабатываемостью) и коррозионной устойчивостью. Следовательно, при создании новых сплавов с повышенной прочностью нужно заботиться о том, чтобы они при этом не теряли указанных выше свойств.

В подшипниках двигателей, о которых идет речь, обычно используется сплав Al-Sn-Si.

Этот сплав обладает достаточно высокими значениями прочности и прилегаемости, хотя эти требования являются до известной степени взаимоисключающими.

Кроме того, сплав Al-Sn0Si является коррозионно-устойчивым.

Фаза Sn рассредоточена по объему основы из алюминиевого сплава, что обеспечивает не только хорошую прирабатываемость, но и достаточно низкий коэффициент трения. Аналогично рассредоточены по объему алюминиевой основы частицы Si, назначение которых — предотвращать схватывание между алюминием и валом и налипание алюминия на вал.

Что касается алюминиевой основы, то именно она обеспечивает прочность подшипника, а мощный поверхностный слой окисла предотвращает коррозию.

При этом наличие в сплаве большого количества олова и кремния снижает прочность алюминиевой основы, поскольку Sn является мягким материалом, а частицам Si свойственна ломкость.

Таким образом, прочность алюминиевой основы обеспечивает прочность всего подшипника, но в то же время она снижает прирабатываемость, а наличие в алюминиевом сплаве большого количества таких материалов, как Cu, Zn и Mg, придающих ему прочность, снижает его коррозионную стойкость.

Поэтому важно создать такой сплав для подшипников средне- и высокооборотных двигателей, который сохранял бы необходимую прочность в условиях высоких температур при минимальном использовании упрочняющих элементов, таких как Cu, Zn и Mg.

Данная работа посвящена созданию алюминиевого сплава Al-Sn-Si для подшипников, содержащего минимум олова и кремния.

## Направление работы

### Концепция

Типичная микроструктура среза сплава Al–Sn–Si показана на рис. 1. Обычно Sn и Si в сплавах Al–Sn–Si не образуют твердых растворов, а существуют в форме изолированных фаз в алюминиевой матрице. Фаза Sn дает хорошее скольжение и, следовательно, обеспечивает удовлетворительную деформируемость. Однако при высоком содержании олова его частицы могут играть роль концентраторов напряжения, снижая тем самым усталостную прочность материала [1].

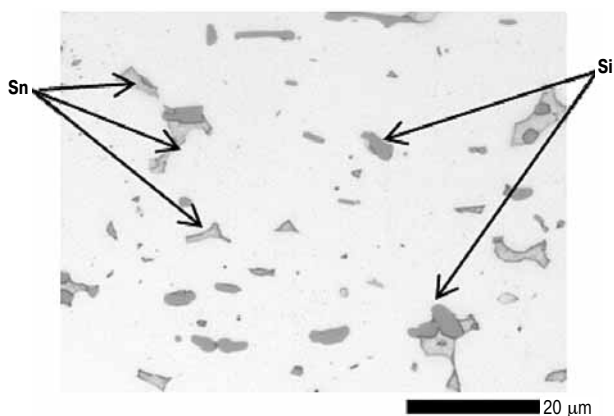


Рис. 1. Типичная микроструктура среза сплава Al–Sn–Si

Поэтому для повышения прочности и деформируемости необходимо обеспечить максимальную дисперсность и равномерность распределения Sn в массе алюминия.

К тому же, чем мягче материал, тем лучше его прилегаемость, поэтому сплав должен быть достаточно мягким. Правда, при этом его усталостная прочность снижается. Чтобы этого не произошло, сплав необходимо упрочнить за счет добавления Si или увеличения твердости алюминиевой основы. Добавление Si увеличивает твердость алюминиевой основы, поскольку частицы Si обладают большой твердостью.

Однако они довольно хрупкие и к тому же могут становиться концентраторами напряжений.

Поэтому необходимо найти разумный компромисс между прочностью и деформируемостью. Настоящая работа посвящена в первую очередь оптимизации количества и дисперсности Sn.

### Метод измерения дисперсности

Для определения дисперсности Sn в сплаве использовалась специальная программа распознавания образов.

На рис. 2 показана картина типичного среза сплава (электронное отображение среза в отраженном свете), полученная с помощью сканирующего электронного микроскопа. Относительная яркость отдельных фаз зависит от

атомного числа элемента. Тяжелые элементы, такие как Sn, на экране выглядят белыми. В состав сплава входят, главным образом, Al, Sn и Si, поэтому белые области на фото, очевидно, соответствуют частицам Sn. Анализ микроструктуры материала с помощью распознавания образов обычно сводится к оценке числа и формы изучаемых объектов. Существуют различные методы статистической оценки среднего размера и площади частиц по результатам такого анализа.



Рис. 2. Типичный вид частиц Sn на срезе

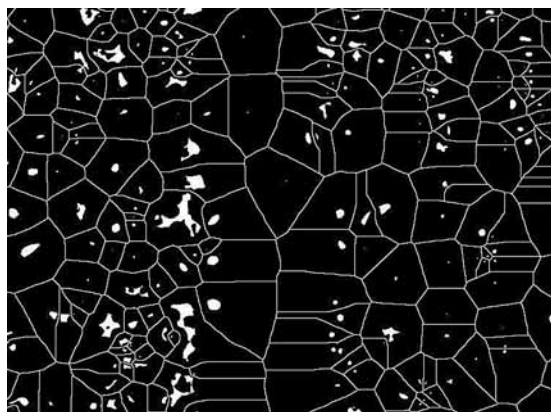


Рис. 3. Наложение диаграммы Вороного на исходное изображение

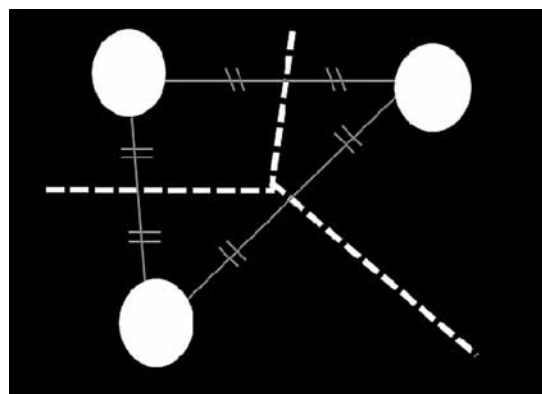


Рис. 4. Разделение ячейки Вороного на области

Таблица 1

Химический состав образцов для испытаний

Материал	Содержание Sn (% массы)
Материал А	6
Материал В	12
Материал С	10

В данном случае дисперсность оценивалась с помощью диаграммы Вороного. Диаграмма Вороного, наложенная на изображение среза, показана на рис. 3.

Диаграмма Вороного — это метод разделения пространства на некоторое число областей. задается ряд точек, расположенных на фазе Sn, и для каждой точки рассчитывается соответствующая область (ячейка Вороного), включающая в себя все участки, расположенные к этой точке ближе, чем к любой другой. В нашем случае каждая ячейка Вороного содержит зерно Sn. Принцип разделение ячейки Вороного на области изображен на рис. 4. В настоящей работе в качестве параметра использовалось соотношение сторон (aspect ratio) ячейки Вороного. Метод определения соотношения сторон показан на рис. 5.

Результаты оценки содержания Sn в алюминии данным методом приведены в табл. 1. На рис. 6

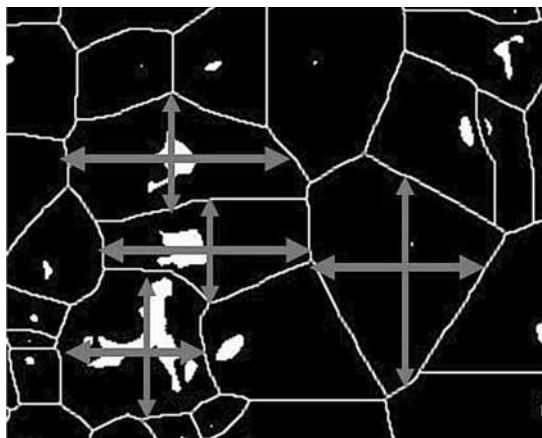


Рис. 5. Определение соотношения сторон ячеек Вороного

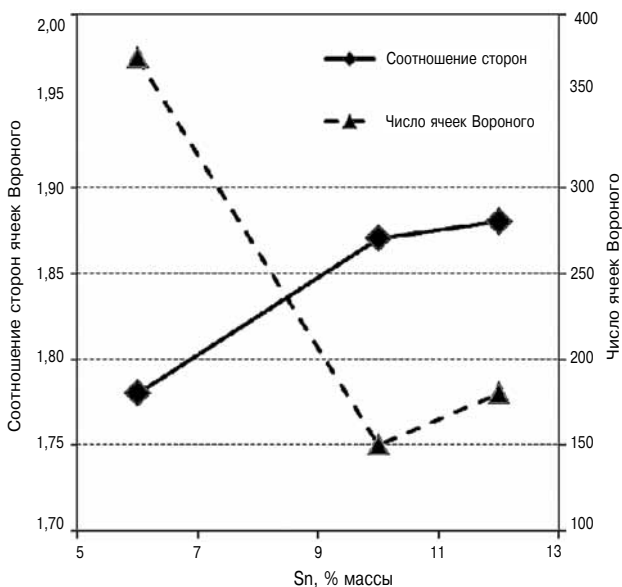


Рис. 6. Соотношение сторон, число ячеек Вороного и содержание Sn — взаимосвязь

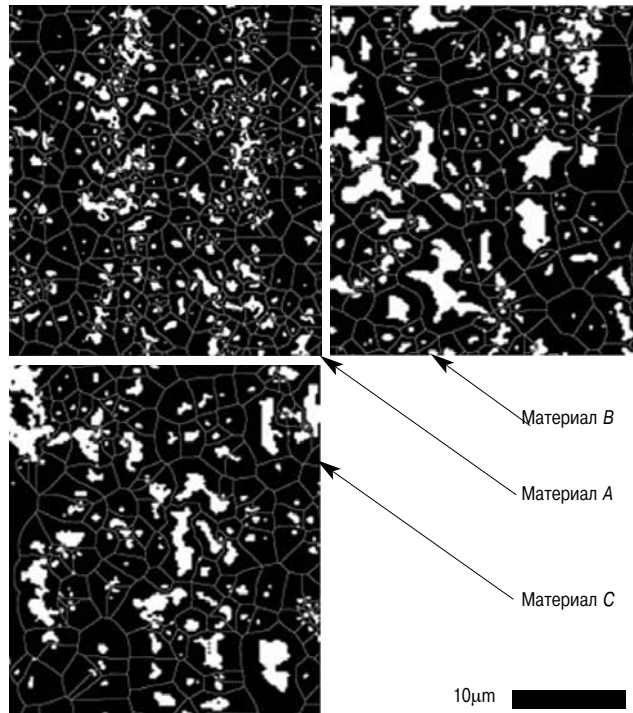


Рис. 7. Вид срезов различных материалов с наложением диаграмм Вороного

показано соответствие соотношения сторон числу ячеек Вороного и содержанию Sn. Число ячеек Вороного в данном случае равно числу частиц Sn.

На рис. 7 показаны примеры наложения диаграмм Вороного для нескольких различных материалов. В материале А частицы Sn мелкодисперсные и распределены равномерно. Но при этом их количество меньше, чем в остальных материалах. В материале В количество частиц Sn больше, чем в материале С.

Сравнение материалов В и С показывает, что по числу частиц Sn материал В превосходит материал С, но соотношение сторон в обоих случаях одинаково. Таким образом, высокая дисперсность и равномерное распределение Sn достигнуто благодаря увеличению числа частиц Sn, несмотря на снижение массового содержания Sn в материале.

Для оценки сравнительной эффективности каждого из материалов они были подвергнуты стендовым испытаниям.

**Стендовые испытания**

Целью проведения стендовых испытаний упомянутых выше Al–Sn–Si сплавов была оценка

## Химический состав сплавов для подшипников

Материал	Химический состав, % массы			
	Al	Sn	Si	Cu
Материал А	ост.	6	2,5	1,5
Материал В	ост.	12	2,5	1
Материал С	ост.	10	4	1

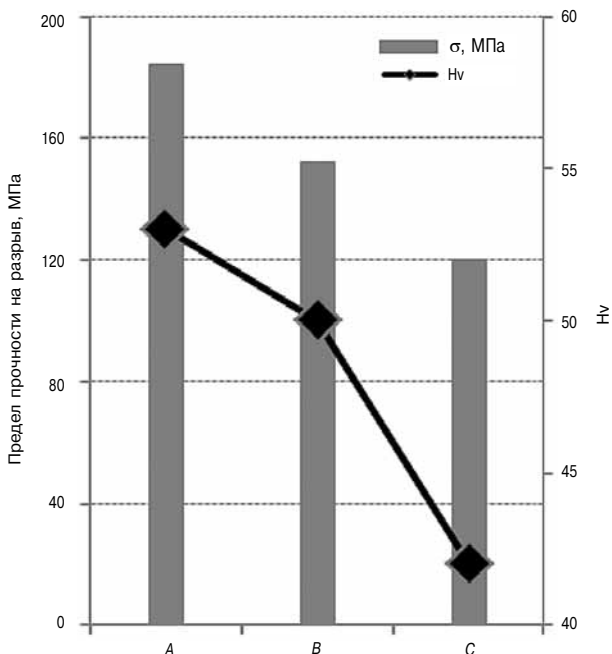


Рис. 8. Механические свойства материалов

их несущей способности, прилегаемости и усталостной прочности.

Химический состав сплавов, отобранных для испытаний, приведен в табл. 2. На рис. 8 приведены характеристики механических свойств указанных сплавов.

При создании материала А ставилась цель повышения усталостной прочности за счет снижения количества Sn и увеличения его дисперсности и равномерности распределения зерен. Усталостная прочность была повышена за счет снижения количества Sn с одновременным увеличением твердости алюминиевой основы. В материале В компромисс между усталостной прочностью и прилегаемостью достигнут за счет увеличения твердости алюминиевой основы с одновременным увеличением количества Sn. Материал С имеет хорошую прилегаемость, однако его усталостная прочность мала. Это — обычный материал.

## Испытания на схватывание

Для оценки сопротивляемости исследуемых материалов схватыванию проводились специальные испытания. Схема испытательной машины, режимы и результаты испытаний приведены соответственно на рис. 9, 10, и в табл. 3.

## Условия испытаний на схватывание

Величина	Значение
Размер подшипника, мм	Ф56×W15×T1,5
Скорость скольжения, м/сек	20
Начальная нагрузка, МПа	0
Шаг нагрузки, МПа	5
Длительность шага, мин	10
Смазка	SAE10
Температура масла на входе	100–110
Расход масла, мл/мин	200
Материал вала	JIS S55C
Шероховатость поверхности вала, мкм	Rz<1,0



Рис. 9. Схема машины для испытаний на схватывание

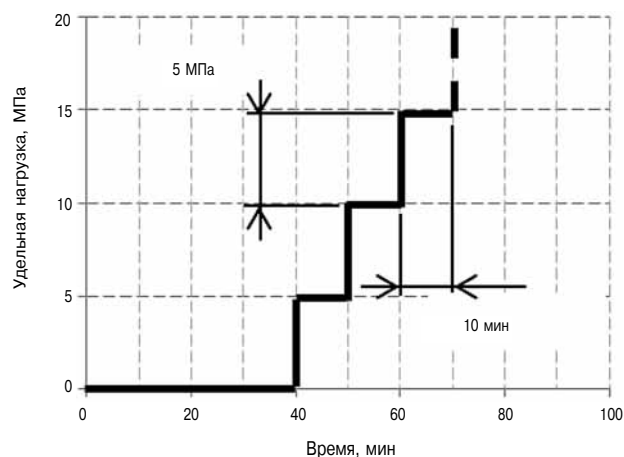


Рис. 10. Нагрузочная диаграмма при испытаниях на схватывание

В ходе испытаний проводилось пошаговое увеличение нагрузки на опорный подшипник, в котором вращается вал с постоянной скоростью. Сопротивляемость схватыванию определялась как максимальная удельная статическая нагрузка, при которой схватывание еще не наступило.

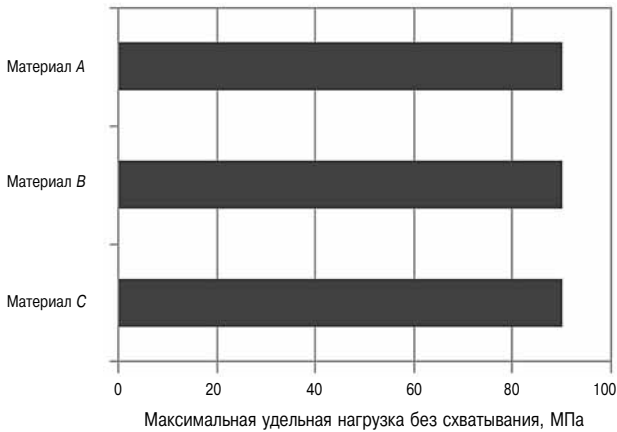


Рис. 11. Результаты испытаний на схватывание

При этом измерялась температура посадочной поверхности подшипника, а начало схватывания определялось как момент времени, когда температура достигала 200 °С, или когда крутящий момент электродвигателя достигал определенного значения. Результаты испытаний показаны на рис. 11.

**Испытания на прилегаемость**

Испытания проводились с целью определения прилегаемости каждого из материалов, с использованием прокладок, контактирующих с опорной поверхностью. Схема установки подшипника приведена на рис. 12. Условия проведения испытаний соответствуют табл. 3, диаграмма нагружения — рис. 10.

Для этих испытаний использовалась та же испытательная машина, что и для испытаний на схватывание. Между корпусом и подшипником с обеих сторон устанавливались прокладки



Рис. 12. Схема установки подшипника в корпус на прокладках для испытаний на прилегаемость

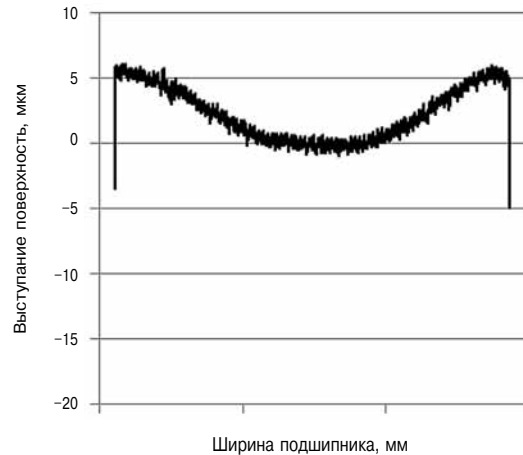


Рис. 13. Профиль внутренней поверхности подшипника, установленного в машину для испытания на схватывание на прокладках, прилегающих к опорной поверхности

шириной 2 мм и толщиной 5 мкм. Типичный профиль поверхности подшипника, установленного в корпусе с прокладками, показан на рис. 13. Контакт с валом наиболее вероятен в областях с приподнятыми торцами, что имитирует наличие твердых отложений на основе вкладыша подшипника или жесткого контакта по краям. Высокая устойчивость к схватыванию, выявленная в ходе этих испытаний, является признаком хорошей прилегаемости.

Материал А по устойчивости к схватыванию показал те же результаты, что и материалы В и С, несмотря на меньшее количество содержащегося в нем Sn. Из этого следует, что высокая дисперсность и равномерное распределение частиц Sn играют решающую роль в обеспечении сопротивляемости материала схватыванию. Очевидно, что наличие Sn предотвращает схватывание вала с подшипником достаточно эффективно.

Результаты испытаний приведены на рис. 14, из которого следует, что материал В с увеличенной

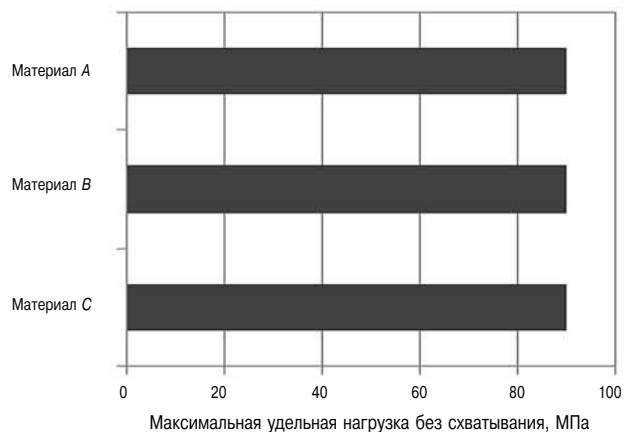


Рис. 14. Результаты испытаний на схватывание для оценки прилегаемости

твердостью алюминиевой основы, по прилегаемости не отличается от материала *C*. Это объясняется более высоким содержанием Sn. Аналогично, материал *A* имеет хорошую прилегаемость, несмотря на увеличение твердости алюминиевой основы. По-видимому, хорошая прилегаемость обеспечивается высокой дисперсностью и равномерным распределением частиц Sn.

#### Испытания на усталостную прочность

В ходе испытаний оценивалась усталостная прочность исследуемых материалов. Схема машины для испытаний и условия испытаний приведены соответственно на рис. 15 и в табл. 4. На подшипник воздействует динамическая нагрузка высокой интенсивности. Результаты испытаний показаны на рис. 16, из которых следует, что предел прочности на разрыв для каждого материала (усталостная прочность) может быть увеличена за счет повышения твердости алюминиевой основы.

#### Общий итог стендовых испытаний

Как показали результаты испытаний, существует возможность увеличить усталостную прочность Al–Sn–Si сплава без ухудшения ос-

Таблица 4

#### Условия испытаний на усталостную прочность

Величина	Значение
Размер подшипника, мм	Ф56×W15×T1,5
Частота вращения, об/мин	20
Линейная скорость, м/сек	0
Смазка	SAE10
Температура масла на входе	100–110
Давление масла на входе, МПа	5
Материал вала	JIS S55C
Шероховатость поверхности вала, мкм	$R_{max}=1,0$

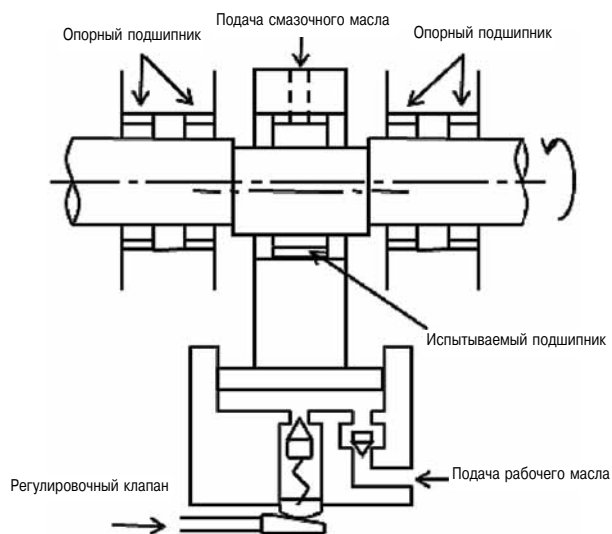


Рис. 15. Схема машины для испытаний на усталостную прочность

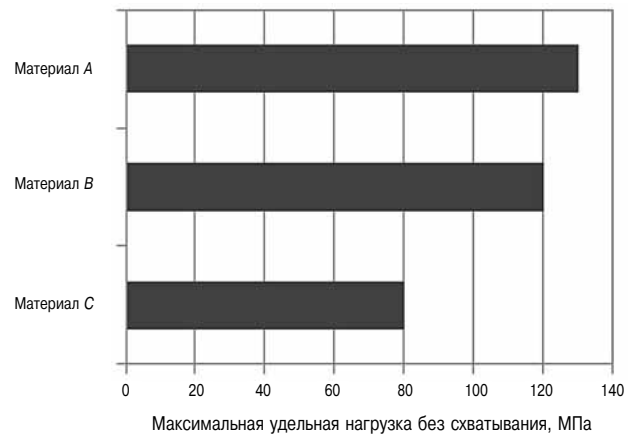


Рис. 16. Результаты испытаний на усталостную прочность

тальных показателей материала — сопротивляемости схватыванию и прилегаемости. Показатели сопротивляемости схватыванию и прилегаемости могут быть улучшены за счет высокой дисперсности и равномерного распределения зерен Sn. Доказано, что тем самым можно повысить усталостную прочность материала, сохранив сопротивляемость схватыванию и прилегаемость на том же уровне, что и у традиционных материалов.

#### Заключение

1. Дисперсность Sn оценена с помощью диаграммы Вороного. Результаты этой оценки коррелируют с результатами измерений сопротивляемости схватыванию и прилегаемости.

2. Подтверждено, что повышение дисперсности Sn является эффективным средством увеличения усталостной прочности материала при сохранении прилегаемости.

#### Сокращения:

JIS — Промышленные Стандарты Японии (Japanese Industrial Standards)

#### Литература

1. Kagohara Y. et al., «Development of Multi-layer Aluminum-Tin-Silicon Alloy Bearing for Automotive Diesel Engine», SAE Technical Paper 2003-01-0050, 2003.

**СИСТЕМА КОЛЕНВАЛА С Пониженным Трением:  
АНАЛИЗ И СПОСОБЫ ПОДДЕРЖАНИЯ ВЫСОКОГО  
РЕСУРСА ПОДШИПНИКОВ**

*Martin Offenbecher, Georg Leonardelli, Gunther Hager,  
Miba Bearing Group*

**Реферат**

В настоящем исследовании с помощью моделирования оцениваются возможности снижения трения на различных рабочих режимах.

Используя широко известный метод триботехнических испытаний с нажимным кольцом, было проведено сравнительное исследование режимов смешанного трения для различных фрикционных поверхностей, в том числе в подшипниках с вакуумным напылением AlSn, в подшипниках с полимерным покрытием и в биметаллических подшипниках AlSn, включая их физико-химическое взаимодействие с маловязкими и LowSAPS маслами. Кроме того, была применена новая методика испытаний для исследования трибологического взаимодействия между подшипником и смазкой также и в гидродинамическом режиме. Эта методика позволила глубже понять механизмы трибологического взаимодействия в системе коленвала, а также оценить возможности снижения трения в подшипниках и их ожидаемый ресурс.

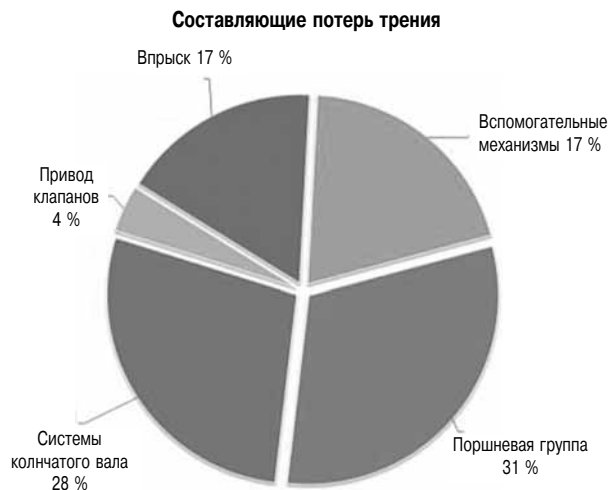
И наконец, предложен новый прочный материал с низким коэффициентом трения, способный обеспечить чрезвычайно высокий ресурс подшипника даже в условиях недостаточной смазки.

**Введение**

Одним из основных движущих факторов при создании новых и совершенствовании существующих двигателей на протяжении последних десятилетий является необходимость снижения вредных выбросов. После ввода в действие Euro 6, IMO Tier III и многочисленных локальных нормативов главной целью разработчиков становится повышение топливной экономичности двигателей и снижение выбросов CO<sub>2</sub>.

В последние годы особое внимание уделяется работе двигателя в условиях переменных нагрузок и скорости. Это относится, главным образом, к автомобильным двигателям. Однако постепенно двигатели большей размерности также становятся предметом исследований с точки зрения топливной экономичности при работе с переменными нагрузками.

При этом следует помнить, что выбросы CO<sub>2</sub> как и КПД двигателя внутреннего сгорания, в значительной степени зависят от механических потерь. Одной из главных составляющих механических потерь является трение в элементах кривошипно-шатунного механизма, т. е. в под-



**Рис. 1. Доля отдельных фрикционных пар в общем балансе механических потерь типичного рядного двигателя [1]**

шипниках коленвала и деталях шатунно-поршневой группы.

Внутреннее трение в трибосистеме зависит от рабочего режима (полная нагрузка, холостой ход, пуск или останов двигателя), а также от целого ряда конструктивных факторов [2, 3]. К их числу относятся, например, количество и ширина подшипников коленвала. Среди других факторов влияния можно отметить вязкость масла и характер его взаимодействия с поверхностями вкладышей подшипников.

Современная тенденция снижения вязкости масла, с одной стороны — способствует значительному уменьшению гидродинамического трения, с другой — вызывает заметное возрастание относительной доли режимов полужидкостного (смешанного) трения. Резкие смены рабочих режимов могут приводить к тому, что трение в подшипниковых узлах не снижается, а, напротив, возрастает. что, наряду с увеличением относительной доли режимов пуска/останова, может приводить к сокращению ресурса подшипника.

Необходимость соблюдать требования последних экологических нормативов приводит ко все более интенсивному использованию так называемых LowSAPS масел, т. е масел с пониженным содержанием сульфатной золы, фосфора и серы. Сочетание обоих качеств масла — низкого значения SAPS и низкой вязкости — является дополнительным фактором, способным уменьшать трибологическую надежность коренных подшипников коленвала.

Всесторонний подход к проблеме снижения трения в подшипниках коленвала означает, что разработчикам не следует ограничиваться только лишь конструктивным совершенствованием коленвала, проблемами рабочих режимов и вязкости масла. Помимо перечисленного выше,

необходимо уделять большее внимание влиянию трибологических факторов на интенсивность трения в подшипниковых парах, существенно влияющих на ресурс.

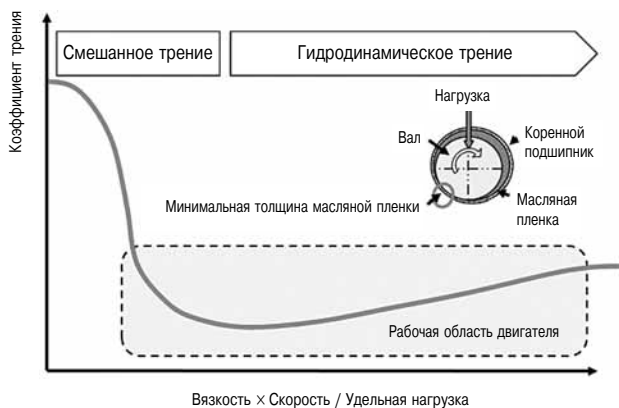
**Некоторые базовые положения теории трения и виды подшипников**

В общем случае закон изменения коэффициента трения в коренном подшипнике определяется уравнением Штрибека [4] и имеет вид, показанный на рис. 2.

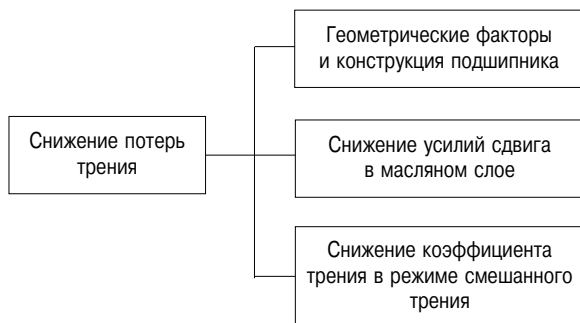
Основную часть времени подшипник двигателя работает в режиме гидродинамического трения, лишь ненадолго переходя в режим смешанного трения.

В большинстве случаев нормальной эксплуатации трение в подшипниках имеет гидродинамический характер, когда преобладающей силой трения является усилие среза в слое смазки, тогда как сила трения металла о металл определяется, в основном, трибологическими свойствами поверхностей вкладыша и шейки коленвала. Сила трения становится заметной, когда к гидродинамическому трению добавляется сила трения металла о металл, т. е. возникает смешанное трение.

Поскольку мы имеем дело с динамическими нагрузками, режим смешанного трения длится



**Рис. 2. Коэффициент трения в системе коренного гидродинамического подшипника по Штрибеку**



**Рис. 3. Возможные способы снижения потерь на трение в подшипниках коленвала**

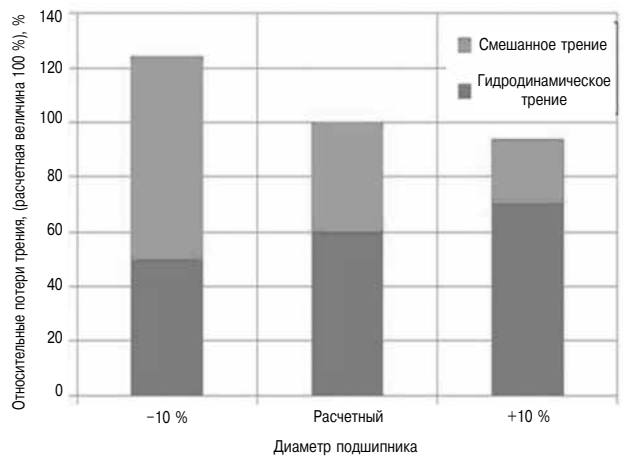
относительно недолго, и его воздействие на подшипниковую систему носит кратковременный характер. В течение какого-то, достаточно короткого, времени трибосистема может работать в условиях смешанного трения без какого-либо ущерба для подшипников. Это время зависит от типа подшипников, вида смазки и системы ее подвода.

Возможные способы минимизации потерь на трение показаны на рис. 3.

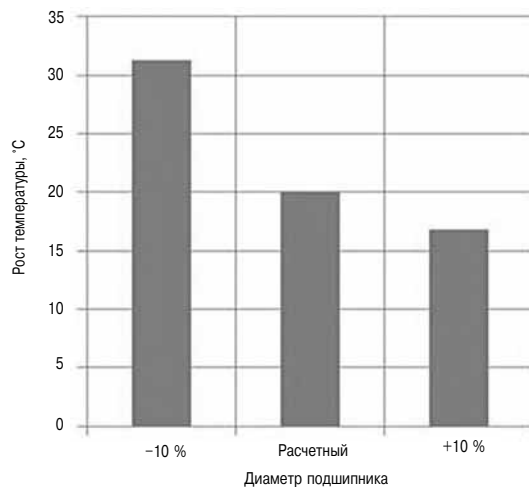
Ниже приводится краткий обзор факторов, влияющих на величину потерь в подшипниках, а именно, конструкции подшипника, его геометрии и дополнительных потерь в подшипнике. Этот вопрос подробно освещался в [1], поэтому здесь речь пойдет о влиянии вязкости масла, трибохимическом взаимодействии материалов подшипника и составе масла.

**Конструкция подшипника и его геометрия**

Типоразмер подшипника характеризуется двумя параметрами — диаметром и шириной. Согласно ЕНД, в рядном 6-цилиндровом двигателе тяжелого грузовика относительные потери



**Рис. 4. Потери на трение в шатунном подшипнике**



**Рис. 5. Рост температуры шатунного подшипника в зависимости от его диаметра**



на трение в подшипнике уменьшаются с ростом его диаметра. Расчеты показали, что в режиме гидродинамического и смешанного трения диаметр подшипника влияет на величину относительных потерь по-разному (рис. 4 и 5).

Уменьшение диаметра шатунного подшипника вызывает рост нагрузки на подшипник и потерь трения, а следовательно, и рост температуры. Эффект уменьшения ширины подшипника аналогичен.

Что касается коренных подшипников, то тут дело обстоит иначе. Это хорошо иллюстрируется данными рис. 6 и 7, где показано, насколько различаются потери трения для разных подшипников одного коленвала — № 4 (центральный) и № 6 (наиболее нагруженный).

В коренных подшипниках, в отличие от шатунных, преобладает гидродинамическое трение, а их номинальная нагрузка составляет не более половины от нагрузки шатунных подшипников. В данном случае уменьшение размеров коренного подшипника приближает режим тре-

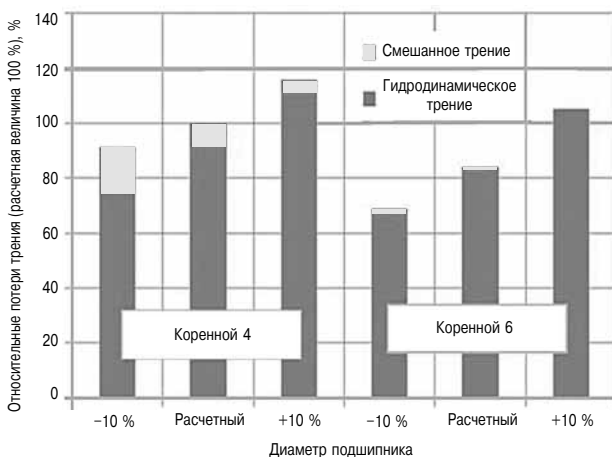


Рис. 6. Потери трения в 4-м и 6-м коренных подшипниках в зависимости от диаметра подшипника

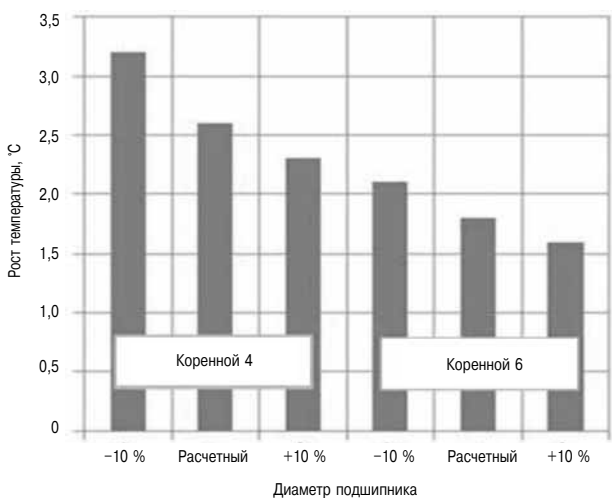


Рис. 7. Потери трения в 4-м и 6-м коренных подшипниках в зависимости от температуры подшипника

ния в нем к области граничного трения, однако все еще остается возможность компенсировать потери трения за счет снижения гидродинамической составляющей.

Температура подшипника при этом остается в приемлемых пределах и не влияет на условия его работы.

Следовательно, существует резерв снижения трения в подшипниках коленвала за счет изменения их геометрии. В первую очередь это относится к коренным подшипникам. Что касается шатунных подшипников, то их конструкция в большинстве случаев накладывает слишком много ограничений, не оставляющих места для оптимизации трения за счет улучшения геометрии.

**Вязкость масла**

**и снижение напряжений сдвига в масляном слое**

*Вязкость масла*

При условии сохранения гидродинамического режима трения всегда остается возможность снижения напряжений сдвига в масляном слое за счет снижения вязкости используемого масла.

На рис. 8 показаны кривые Штрибека для коренного подшипника, соответствующие маслам различной вязкости. Они построены на основании результатов измерений по методике, описанной в [5]. На рисунке отчетливо видно, что в гидродинамическом режиме снижение вязкости масла ведет к уменьшению коэффициента трения. Однако в условиях граничного трения снижение вязкости масла дает обратный эффект. В некоторых случаях это может привести к разрушению подшипника.

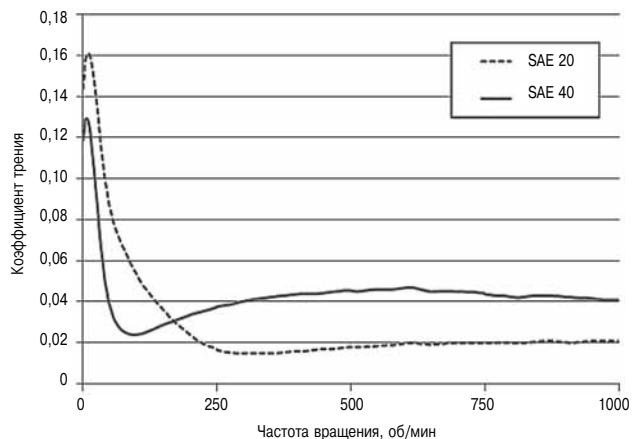


Рис. 8. Коэффициенты трения для масел различной вязкости

*Присадки*

Как правило, в состав масла для высокофорсированных дизелей входит, в числе прочего, комплект противоизносных присадок для сверхвысоких давлений (EP/AW), которые образуют слой пленки для защиты поверхностей, несущих большую трибологическую нагрузку (рис. 9).



**Рис. 9. Типичный состав полнофункционального масла для высокофорсированных дизелей**

Такие пленки, формируемые в присутствии дитиофосфата цинка (ZDDP), обычно представляют собой фосфатное стекло с примесью цинка. Вопросы формирования, работы и анализа такого рода трибопленок подробно рассмотрены в [8].

Помимо снижения вязкости масел, используется также снижение содержания в масле серы, фосфора и сульфатной золы (LowSAPS масла), а следовательно, и содержания ZDDP. Однако последнее замедляет образование трибопленок на критических поверхностях трущихся деталей — коленвалов и подшипников, что снижает надежность трибосистемы. Данный эффект может быть компенсирован правильным выбором материал подшипника.

**Уменьшение коэффициента трения при работе в режиме смешанного трения  
Выбор материала для подшипников**

Можно назвать основные свойства материала подшипника, которые необходимы для надежной и эффективной его работы. С одной стороны, для обеспечения высокого ресурса подшипника нуж-

но, чтобы его материал обладал высокой усталостной прочностью и износоустойчивостью. С другой стороны, надежная работа подшипника обеспечивается хорошей прилегаемостью его поверхности и способностью воспринимать вдавливание посторонних частиц. Поэтому в подшипниках широко используются композитные материалы, например свинцовистые бронзы и сплавы алюминия с оловом, иногда — с дополнительными мягкими покрытиями, как, например, сплавы свинца и олова. В последние годы ассортимент предлагаемых покрытий был дополнен специальными полимерными материалами, обеспечивающими эффективную «сухую смазку» и отлично зарекомендовавшими себя в переходных режимах [6, 7]. По мере постепенного перехода к более легким маслам относительная доля режимов граничного трения будет возрастать. Соответственно будут расти нагрузка на подшипники, их износ и рабочая температура. Усиление подшипников возможно за счет увеличения несущей способности с использованием напыляемых или полимерных покрытий, либо их сочетаний, взамен биметаллических AlSn подшипников или триметаллических подшипников с гальванопокрытием. Основные характеристики различных типов подшипников приведены в табл. 1.

Даже выбор более мощного подшипника, не избавляет от потерь трения. Поэтому были проведены исследования в направлении снижения коэффициента трения между подшипником и валом, одним из первых результатов которых стал частичный пересмотр номенклатуры подшипников и поверхностных слоев. Появились подшипники с полимерным покрытием, отличающимся повышенной износоустойчивостью при низкой вязкости масла и способностью противостоять нагрузкам при частых пусках/остановах. Как уже говорилось, при частых пусках/остановах

Таблица 1

**Основные характеристики подшипников в условиях смешанного трения**

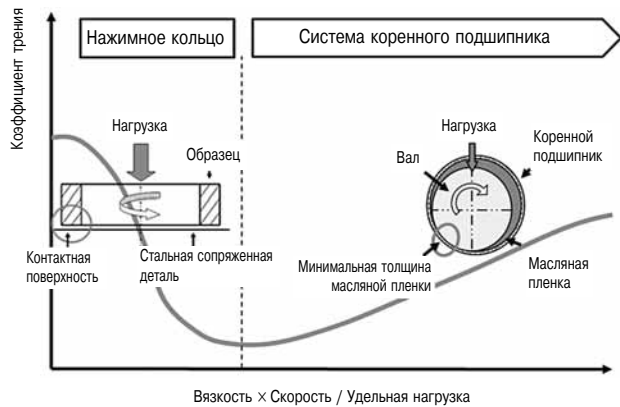
Тип подшипника, покрытие	Типичный уровень нагрузки в эксплуатации	Вероятность схватывания	Характерные дефекты вследствие смешанного трения	Вид отказа и его внешние признаки
Биметаллическое AlSn	Умеренный	Низкая	Истончение слоя олова	Задир и последующее схватывание
Триметаллическое	Средний	Средняя	Износ выпирающей части верхнего слоя покрытия	Истирание верхнего слоя покрытия, работа по нижнему или промежуточному слою, затем схватывание
Полимерное (Synthec®)	От среднего до высокого	Низкая	Износ, отверждение смазки	Истирание верхнего слоя покрытия, работа по нижнему или промежуточному слою, затем схватывание
Напыление AlSn20	Высокий	Средняя	Истирание слоя олова, износ выпирающей части антифрикционного слоя покрытия	Истирание олова, сильный износ, затем схватывание вкладыша
Напыление Synthec®	Максимальный	Средняя	Износ, затем истирание слоя олова	Износ антифрикционного слоя, истирание олова, сильный износ, затем схватывание вкладыша

двигателя вероятность возникновения и длительность смешанного трения значительно выше, чем при работе в установившемся режиме.

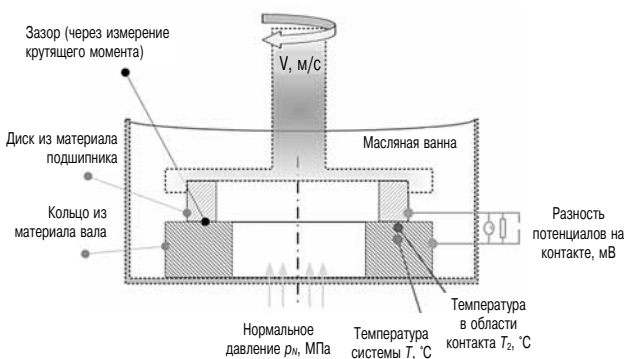
**Методика испытаний**

В режиме смешанного трения коэффициент трения определяется, главным образом, свойствами обоих контактирующих материалов, тогда как в гидродинамическом режиме трение в основном зависит от вида масла и его вязкости. Поэтому для изучения коэффициентов трения были использованы две разные модели трибосистем. Подробное описание методов трибологических испытаний и аппаратуры для тестирования различных сочетаний материалов вкладышей можно найти в [6].

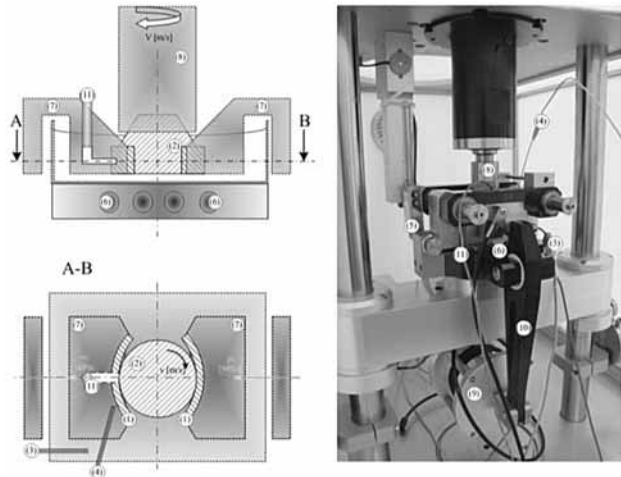
Для визуализации процесса трения в подшипнике и формирования трибопленки в условиях смешанного трения использовалась система с нажимным кольцом, включающая измерение разности потенциалов между контактирующими поверхностями (рис. 10). Контактная разность потенциалов позволяет визуализировать образование в процессе испытаний трибослоев с изолирующими свойствами в местах контакта. Схема и общий вид стенда для трибометрических испытаний (рис. 11) подробно описаны в [8].



**Рис. 10. Схема измерений для режимов смешанного (слева) и гидродинамического (справа) трения**



**Рис. 11. Стенд для трибометрических испытаний с нажимным кольцом**



**Рис. 12. Стенд для трибометрических испытаний: схема (слева) и внешний вид (справа)**

Таблица 2

**Вязкость масел для испытаний**

HTHS150 °C [cP]	Вязкость	Группа вязкости по SAE
3,7		5W30
2,7		5W20
1,8		0W

Для замера гидродинамической составляющей кривой Штрибека был разработан новый метод испытаний на трибометре с использованием двух вкладышей коренного подшипника (рис. 12), работающих под нагрузкой 1,6 МПа при линейной скорости 0,7 м/с и температуре 100 °С. Более подробно данный метод описан в [9].

Были испытаны три типа масел для двигателя тяжелого грузовика, отличающиеся вязкостью (табл. 2). Наименее вязкое из них масло (с HTHS150 = 1,8 cP) — экспериментальное и серийно не выпускается. Остальные масла — 3,7 и 2,7 cP — выпускаются серийно.

**Результаты**

**Надежность подшипников**

Литой биметаллический сплав AlSn20Cu является наиболее распространенным материалом для подшипниковых вкладышей, широко применяемым в бензиновых и дизельных двигателях из-за его трибологической надежности. Он используется главным образом в установках с обычными условиями нагружения.

Подшипники с вакуумным напылением AlSn20Cu используются в наиболее тяжелых условиях, где от подшипника требуется очень высокая несущая способность и износостойкость. Однако и для этих подшипников существуют определенные ограничения по устойчивости к схватыванию и работоспособности при частых пусках и остановах.

Уже более десяти лет в наших подшипниках с большим успехом используется полимерный

антифрикционный материал «Synthec®». Слои этого материала оказались особенно эффективными в механизмах, которым свойственны частые пуски и остановки, когда значительную часть рабочего времени занимают режимы граничного трения.

Для оценки надежности трех упомянутых выше материалов были проведены испытания с использованием типичного масла EURO 5 HDD при снижении вязкости масла HTHS150 с 3,7 сР до 1,8 сР и поддержании содержания ZDDP в масле на постоянном уровне.

В другом варианте испытания тех же материалов проводились с использованием типичного масла EURO 6 HDD, содержание ZDDP, в котором было уменьшено примерно на 35 % при сопоставимом уровне вязкости.

При испытаниях на стенде с нажимным кольцом для всех испытываемых материалов при использовании масел с пониженной вязкостью наблюдалось значительное снижение нагрузки схватывания в режиме граничного трения (рис. 13).

Однако уменьшение содержания ZDDP для масел в диапазоне от EURO 5 до самых современных сортов EURO 6 при сравнимой вязкости приводит к резкому снижению нагрузки схватывания металлических вкладышей AlSn20Cu, тогда как в подшипниках с покрытием Synthec® этого не наблюдается, независимо от содержания ZDDP в масле.

Нагрузка схватывания металлических слоев покрытия существенно зависит от химического состава трибослоев, особенно на металлических деталях [9]. Трибослои защищают поверхность металла и повышают порог схватывания, играя таким образом весьма важную роль в повышении надежности трибосистемы. В случае применения масел LowSAPS класса EURO 6 трибослоев образуется меньше, что ослабляет защиту от схватывания.

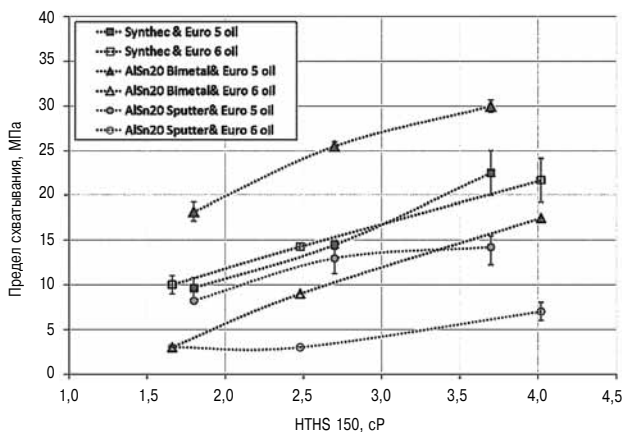


Рис. 13. Пределы нагрузки схватывания для различных масел и материалов

Напротив, полимерные защитные слои, содержащие твердую смазку, как, например, MoS<sub>2</sub> или графит, не уменьшают надежность трибосистемы при снижении содержания ZDDP. Значения нагрузки схватывания с маслами SAPS и LowSAPS примерно одинаковы.

#### Износ подшипника

Режим частых пусков/остановов двигателя приводит к усилению износа подшипников из-за относительного учащения режимов смешанного трения.

На рис. 14 показано влияние снижения вязкости масла EURO 5 со стандартным содержанием ZDDP при испытаниях коренных подшипников в тех же условиях.

Поверхности металлического сплава AlSn20 в подобных условиях подвергаются усиленному износу. Ресурс материала AlSn и других триметаллических подшипниковых систем определяется толщиной трибослоя, которая в большинстве случаев (по крайней мере, для двигателей тяжелых грузовиков) не превышает 15–17 мкм. В нашем случае был достигнут ресурс (по износу) около 4000 циклов. В то же время износостойкость поверхностей с полимерным покрытием Synthec® оказалась намного выше.

При снижении вязкости масла с 3,5 до 1,8 сР наблюдается резкое увеличение износа для всех тестируемых материалов, причем лучшие результаты при чередовании режимов пуска и останова по-прежнему показывает покрытие Synthec®.

Как видно из рис. 15, при низком содержании ZDDP переход с масла EURO 5 на масло EURO 6 на износ биметаллических подшипников AlSn20Cu почти не повлиял.

В случае преобладания гидродинамического трения образование трибослоев идет менее интенсивно, чем при использовании нажимного кольца. Следовательно, вязкость смазки влияет на поведение системы подшипника сильнее, нежели концентрация ZDDP.

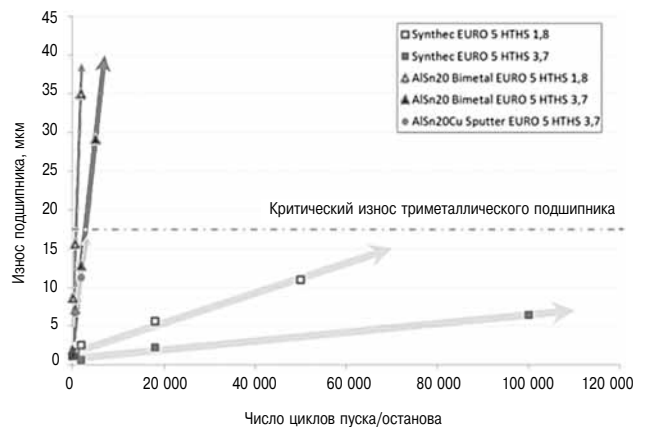
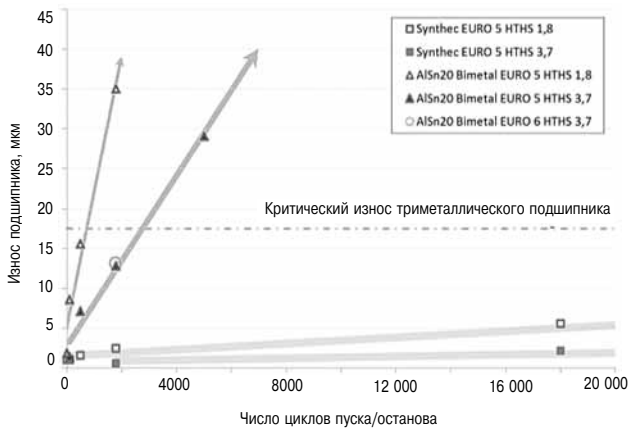


Рис. 14. Износ подшипника после испытаний в режиме частых пусков/остановов зависимости от вязкости масла

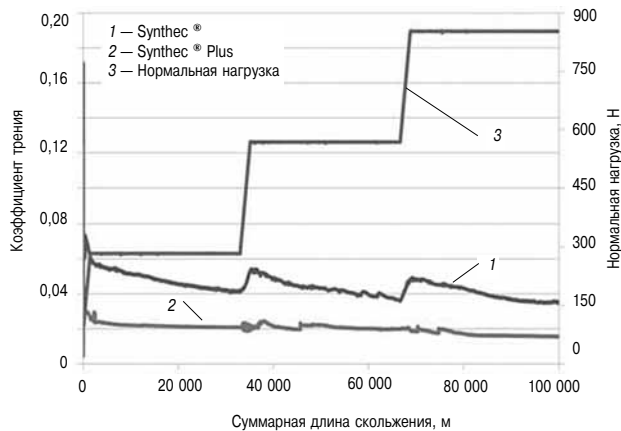


**Рис. 15. Сравнительный износ подшипников после теста чередовании режимов пуска и останова при работе на маслах EURO 5 и EURO 6**

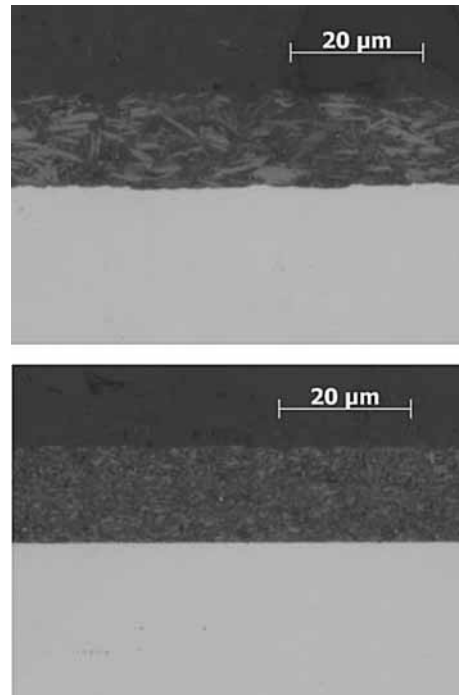
**Трение в подшипнике**

Любое улучшение условий трения в материале подшипника непосредственно влияет на потери трения в двигателе. Данный фактор становится особенно весомым, если подшипник рассчитан на работу в том числе в условиях граничного трения, возникающих в результате снижения вязкости масла и изменения геометрии подшипника.

Существуют различные полимерные покрытия, механизмы действия которых между собой отличаются. Качественные полимерные покрытия состоят в основном из сухой смазки типа MoS<sub>2</sub> или графита, обладающими хорошей износостойчивостью и в то же время низким коэффициентом трения. Твердые наполнители повышают износостойчивость покрытия, но не обладают смазывающими свойствами, что компенсируется наличием сухой смазки. Как показано выше, именно полимерные покрытия, содержащие сухую смазки типа MoS<sub>2</sub> или графита в наибольшей



**Рис. 16. Коэффициент трения подшипника с полимерным покрытием (Synthec®) и подшипника нового поколения (Synthec®PLUS) в испытаниях с нажимным кольцом**



**Рис. 17. Поперечное сечение бессвинцового материала подшипника с покрытиями Synthec® (вверху) и Synthec®PLUS (внизу)**

степени сочетают в себе такие свойства, как низкое трение, высокая несущая способность и высокая надежность подшипниковой системы. На рис. 16 показаны фрикционные характеристики покрытия Synthec® при испытаниях с нажимным кольцом.

Новое усовершенствованное полимерное покрытие (Synthec®PLUS) отличается меньшим размером частиц и более равномерным их распределением, что позволило снизить коэффициент трения и сократить срок приработки подшипника по сравнению с классическими полимерами (рис. 17).

Как уже говорилось выше, данная технология позволяет уменьшить трение в той части рабочего цикла, где возникает режим граничного трения. Это особенно важно при работе в режиме частых пусков и остановов.

**Заключение и ближайшие перспективы**

В настоящей работе показано, что снижение трения может быть достигнуто не только за счет изменений в конструкции и геометрии подшипника. Оптимизация трения без потери надежности системы возможна за счет правильного выбора сорта и вязкости масла, а также материала подшипника.

➤ Современная тенденция к снижению вязкости масла с 3,7 до 2,7 сР позволяет снизить трение в большинстве типов подшипников, однако при уменьшении содержания ZDDP такой подход чреват большей вероятностью отказов.

➤ При использовании покрытий из синтетического полимера концентрация ZDDP меньше влияет на общую надежность трибосистемы, нежели при использовании металлических антифрикционных материалов. В зависимости от общего характера нагрузки на подшипник такие покрытия могут способствовать сохранению надежности системы.

➤ Показано, что покрытие типа Synthec®PLUS является наиболее перспективным средством снижения трения в подшипниках.

➤ Для нахождения разумного компромисса между требованиями снижения трения и сохранения надежности (робастности) системы необходимо провести всестороннее изучение взаимодействия между подшипником и смазкой для всех возможных сочетаний величин нагрузки и скорости.

Первоочередные темы предстоящих исследований:

➤ поиск антифрикционных материалов для подшипников, способных работать в условиях значительного граничного трения;

➤ исследования смазок, включая взаимодействие присадок с поверхностью подшипника.

Создание перечисленных материалов позволит снизить трение в подшипниках, не снижая характеристик прочности и надежности.

#### Литература

1. *Aufischer R. et al.* «Friction reduction opportunities in combustion engine crank train bearings», Proceedings of the ASME 2015 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, ICEF2015, Nov 8–11, 2015 Houston, TX, USA.

2. *Schwaderlapp M., Koch F., Dohmen J.* Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress, F2000A165: «Friction Reduction — the Engine's Mechanical Contribution to Saving Fuel».

3. *James, Christopher Joseph.* Massachusetts Institut of Technology, Dept. of Mechanical Engineering; 2012: «Analysis of parasitic losses in heavy duty diesel engines».

#### Термины и использованные сокращения

Гидродинамическое трение	Трение внутри масляного слоя, вызванное вращением вала в подшипнике
EHD	Упругогидродинамический расчет (Elasto-Hydrodynamic calculation)
CoF	Коэффициент трения (Coefficient of friction)
AlSn Bi-Metal	Биметаллический подшипник из алюминиевооловянного сплава
AlSn20	Покрытие из алюминиевооловянного сплава, содержащего 20 % олова
HTHS 150	Высотемпературная вязкость при высоких скоростях сдвига, измеряемая при 150 °C
LowSAPS	Lubricants containing low levels of sulphated ash, phosphorus and sulphur
EP/AW Additive	Антифрикционная присадка для высоких давлений (Extreme pressure / AntiWear Additive), преимущественно это ZDDP
ZDDP	Диалкилдитиофосфат цинка (Zinc-dialkyle-dithio-phosphate)
cP	Сантипугаз

Synthec® и Synthec®PLUS являются зарегистрированными товарными знаками MIBA

4. *R. van Basshuysen, Fred Schafer.* «Handbuch Verbrennungsmotor»; 7. Ausgabe; Springer Vieweg.

5. *Grun F., Krampf H. et al.* Tribometric Development Tools for Journal Bearings — a novel test adapter. in: 5th World Tribology Congress. 2013. Turin, Italy.

6. *Gruen F., Godor I., Eichelseder E.* Tribo Test, Test Methods to characterize differently designed tribo materials; John Wiley & Sons; July 2008.

7. *Mergen R. et al.* «Aluminium-base bearings — performance, limitations, new developments», Paper number 254, CIMAC Congress 2007, Vienna.

8. *Offenbecher M. et al.* «Investigation of tribological damage mechanisms of various slide bearing materials», Paper 276, CIMAC Congress 2010, Bergen.

9. *Pondicherry K., Grun F., Summer F., Godor I., Laine E., Offenbecher M.* «Comprehensive Study of ZDDP tribofilms Formed under Soft Contact Conditions», in Proceedings of 5th World Tribology Congress, Paper number 256, pp 1117–1120, Turin, Italy 8–12 September 2013.

**25 мая 2018 г. после продолжительной болезни на 94-м году ушел из жизни ведущий научный сотрудник Центрального научно-исследовательского дизельного института, кандидат технических наук**

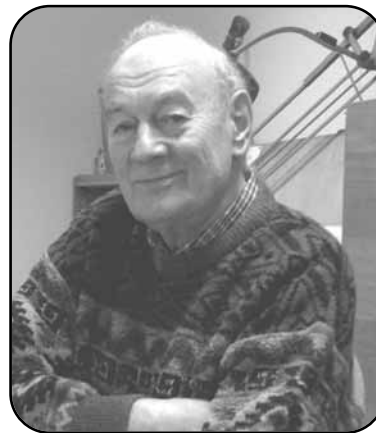
### **Рафаил Самуилович Дейч**

После окончания Ленинградского политехнического института им. М.И. Калинина в 1949 г. Дейч Р.С. поступил на работу в конструкторское бюро завода «Русский дизель». В 1957 г. он поступил в аспирантуру ЦНИДИ, после чего его профессиональная деятельность была связана с институтом. Начало научной работы совпало с развитием систем турбонаддува в отечественном дизелестроении. Глубокие теоретические знания и незаурядные способности экспериментатора позволили ему стать крупным специалистом в этом направлении и решить многие актуальные научные и практические задачи для становления и развития специализированного производства турбокомпрессоров. Им внесен большой вклад в улучшение эффективных и динамических показателей агрегатов наддува, исследование прочности рабочих колес, разработку систем регулирования давления наддува, создание экспериментальной базы института.

Его усилиями в ЦНИДИ были созданы современные стенды для исследования систем наддува и турбокомпрессоров. Рафаил Самуилович, как профессионал высокой квалификации, был востребован на заводах отрасли тяжелого машиностроения, а также на предприятиях и в научно-исследовательских организациях автомобильной, тракторной и других отраслей промышленности.

Его вклад в качестве официального оппонента и консультанта ряда диссертационных работ помнят и ценят его ученики.

Последние годы Рафаил Самуилович Дейч был главным специалистом ООО «Турбоком», занимающимся ремонтом турбокомпрессоров различного типа.



*Коллектив ООО «Турбоком», редакция журнала «Двигателестроение», его коллеги на долгие годы сохраняют светлую память о Рафаиле Самуиловиче Дейче*

**19 июня 2018 г. на 71-м году скоропостижно скончался советник технического директора ПАО «Звезда», д.т.н., с.н.с., академик Санкт-Петербургской Инженерной Академии**

### **Евгений Юрьевич Лерман**

Евгений Юрьевич Лерман — потомственный дизелист, один из когорты известных специалистов отрасли двигателестроения, признанный эксперт в области создания дизельных двигателей и их применения в составе пропульсивных судовых установок и энергетических комплексов.

В 1971 г. после окончания Ленинградского Политехнического института им. М.И. Калинина, он был направлен на завод «Звезда», где прошел путь от рядового инженера до заместителя генерального директора по внешнеэкономическим вопросам и сбыту.

За долгие годы работы на предприятии Е.Ю. Лерман заслужил глубокое уважение не только сотрудников ПАО «Звезда», но и в научном и профессиональном сообществе судостроителей и машиностроителей.

Его авторству принадлежит более 50 научных трудов, в том числе монографий и патентов на изобретения. Успехи в производственной деятельности были отмечены правительственной медалью «300 лет Российскому флоту» и многими ведомственными знаками отличия.

С 2013 г. Е.Ю. Лерман занимал должность советника технического директора и выступал в качестве ведущего технического эксперта ПАО «Звезда», успешно решая самые сложные вопросы, связанные с эксплуатацией продукции предприятия. Как опытный наставник активно делился своими знаниями и опытом с молодым поколением инженеров.

Его уход из жизни стал большой и невозполнимой потерей для коллектива предприятия. Коллеги и друзья на долгие годы сохраняют память о Евгении Юрьевиче Лермане как о прекрасном, жизнелюбивом и отзывчивом человеке, светлой личности, специалисте высочайшей квалификации, большого трудолюбия и исключительной эрудиции.



*Коллектив ПАО «Звезда», редакция журнала «Двигателестроение», выражают глубокие соболезнования родным и близким Евгения Юрьевича Лермана*

УДК 621.436

Мягков Л.Л., Сивачев С.М., Стрижов Е.Е., Чирский С.П. Топологическая оптимизация поршня высокофорсированного дизеля // Двигателестроение. — 2018. — № 2. — С. 3–10.

**Ключевые слова:** поршневые двигатели, поршни, аддитивные технологии, топологическая оптимизация, многоцикловая усталость, рациональное распределение материала.

Рассмотрены технологические процессы производства поршней для дизельных двигателей с различной степенью форсировки. Показано, что поршень оптимальной конструкции может быть изготовлен с применением аддитивных технологий, трехмерная модель которого получена методом топологической оптимизации (ТО). Приведены примеры непрерывной ТО деталей применительно к поршням двигателей внутреннего сгорания. Предложен альтернативный метод ТО, основанный на расчете коэффициента запаса усталостной прочности материала поршня для рационального его распределения с точки зрения восприятия механической нагрузки.

Табл. 1. Ил. 11. Библ. 21.

УДК 629.5.03-8; 629.33

Плескачевский Ю.Г., Дружинин П.В., Шерстнёв А.В. Бинарный рабочий цикл — новое техническое решение в ДВС // Двигателестроение. — 2018. — № 2. — С. 11–14.

**Ключевые слова:** поршневой ДВС; бинарный рабочий цикл; камера нагнетания; камера сгорания; автономный поршень; демпфирующий воздушный заряд.

Приведена конструктивная схема поршневого ДВС для реализации бинарного рабочего цикла, осуществляемого в двух изолированных камерах (камере сгорания и камере нагнетания), разделенных свободным поршнем. Разделение рабочего объема двигателя на две изолированные камеры повышает качество смесеобразования и снижает пиковые нагрузки на детали КШМ за счет сжатия части воздушного заряда между основным и свободным поршнем. Полный цикловой заряд воздуха осуществляет функции окислителя (в камере сгорания) и упругого звена (в камере нагнетания) при передаче давления газов на детали коленчатого вала двигателя. Ил. 5. Библ. 5.

УДК 621.433; 621.515; 629.351 (470.56)

Галиев Р.К., Гаффаров Г.Г., Гаффаров А.Г., Коваленко С.Ю. Обеспечение надежности газовых двигателей ПАО КамАЗ применением модернизированных турбокомпрессоров ТКР 7С-6 // Двигателестроение. — 2018. — № 2. — С. 15–19.

**Ключевые слова:** газовый двигатель, турбокомпрессор S200G, анализ причин отказов, модульный подшипник, импортозамещение, стендовые испытания.

Представлены результаты экспериментальных исследований, направленных на обеспечение надежности автомобильных газовых двигателей ПАО КамАЗ. На основе анализа эксплуатационной надежности выявлены причины отказов импортных турбокомпрессоров S200G фирмы «Schwitzer». По программе импортозамещения на двигатели установлены отечественные ТКР 7С-6 с выполнением необходимых конструктивных доработок для адаптации к работе на газовых двигателях. Стендовые и ходовые испытания показали эффективность и надежность применения отечественных турбокомпрессоров с модульными подшипниками и дополнительной очисткой смазочного масла.

Табл. 1. Ил. 6. Библ. 5.

УДК 621.43.052

Циплёнкин Г.Е., Иовлев В.И. Повышение эффективности работы двигателя на низких нагрузках за счет оптимизации системы наддува // Двигателестроение. — 2018. — № 2. — С. 20–28.

**Ключевые слова:** поршневой ДВС, системы наддува, долевые нагрузки, регулируемый турбокомпрессор, регистровый наддув, перепуск газов, утилизация тепла.

Рассмотрены основные направления улучшения топливной экономичности дизелей на долевых режимах работы за счет оптимизации систем наддува. Приведены примеры оптимизации систем наддува, реализованные в современных конструкциях лидеров мирового двигателестроения. К основным методам

оптимизации относятся применение регулируемых (в том числе гибридных) турбокомпрессоров, перепуск отработавших газов и воздуха, системы двухступенчатого регистрового наддува и утилизации тепла отработавших газов.

Табл. 2. Ил. 29. Библ. 14.

УДК 621.436

Пунда А.С., Гурьев Ю.Г. Исследование рабочего процесса двухтактных двухтопливных судовых дизелей для крупнотоннажных морских судов // Двигателестроение. — 2018. — № 2. — С. 29–34.

**Ключевые слова:** судовые двухтопливные двухтактные дизели, цикл Отто, топливная система, рабочие параметры, винтовая характеристика, энергоэкономические показатели.

Рассмотрен принцип действия двухтактных двухтопливных двигателей, обеспечивающих при работе по циклу Отто на природном газе низкого давления требования стандарта ИМО Tier III по выбросам NO<sub>x</sub>. Выполнен сравнительный анализ показателей рабочего процесса двигателя при работе на жидком углеводородном и газовом топливе. С использованием методов моделирования показано изменение энергоэкономических показателей двухтопливного двигателя 6X72DF фирмы «Wintertur Gas and Diesel Ltd.» при работе по винтовой характеристике. Табл. 2. Ил. 11. Библ. 7.

УДК 621.437

Федянов Е.А., Левин Ю.В., Шумский С.Н., Захаров Е.А. Влияние добавок свободного водорода на экологические показатели роторно-поршневого двигателя // Двигателестроение. — 2018. — № 2. — С. 35–38.

**Ключевые слова:** двигатель Ванкеля, выброс углеводородов, оксид углерода, водород, бензин, холостой ход, частичная нагрузка.

Представлены результаты экспериментальных исследований влияния добавок водорода к углеводородному топливу на экологические характеристики роторного двигателя Ванкеля ВА3-311. В связи со сложностью хранения на борту транспортных средств достаточного количества водорода как основного топлива представляет интерес применение небольших добавок водорода к углеводородным топливам для повышения скорости и полноты сгорания. Роторно-поршневой двигатель, выполненный по схеме Ванкеля, более приспособлен для использования водорода, чем традиционные поршневые двигатели, из-за меньшей вероятности преждевременного воспламенения и обратной вспышки. Показано, что для двигателя этого типа повышение скорости распространения пламени за счет добавок свободного водорода способствует уменьшению выбросов продуктов неполного сгорания. Ил. 5. Библ. 15.

УДК 621.43

Совершенствование подшипников скольжения в системе коленвала поршневого двигателя (материалы конгресса СИМАС-2016) // Двигателестроение. — 2018. — № 2. — С. 39–52.

**Ключевые слова:** двигатель, подшипник скольжения, триметаллические сплавы, полимерные покрытия, вязкость масла, надежность и ресурс подшипников

Обзор включает материалы последнего конгресса СИМАС, посвященные совершенствованию подшипников скольжения в системе коленвала поршневого двигателя. Специалисты японской фирмы «Daidometal Co. Ltd.» рассматривают возможность оптимизации химических и физических свойств триметаллического сплава Al–Sn–Si для повышения усталостной прочности и ресурса подшипников. Австрийская фирма «Miba Bearing Group» выполнила анализ факторов, влияющих на надежность и ресурс подшипников в двигателях транспортных машин, работающих в режимах частых пусков и остановов. Отмечается, что современная тенденция к снижению вязкости масла позволяет снизить трение, однако при переменных нагрузках повышается вероятность отказов из-за возникновения граничного трения. Это может быть предотвращено за счет применения специальных полимерных покрытий и твердой смазки. Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником. Табл. 6. Ил. 34. Библ. 10.



UDC 621.436

**Myagkov V.V., Sivachev S.M., Strizhov E.E. and Chirsky S.P. Topological optimization of high-powered engine piston // Dvigatelistroyeniye. — 2018. — № 2. — P. 3–10.**

**Keywords:** reciprocating engine, piston, additive manufacturing, topological optimization, high-cycle fatigue, efficient distribution of material.

The article is dedicated to piston manufacturing methods taking account of engine boost level. It is shown that geometrically optimal piston may be produced using additive manufacturing technologies. 3-D model of such piston is based on topology optimization (TO) method. The article contains examples of continuous TO applied to reciprocating engine pistons. An alternative TO method is offered based on calculated fatigue safety margin, which enables efficient distribution of piston material in terms of mechanical strength. 1 table, 11 ill., 21 ref.

UDC 629.5.03-8; 629.33

**Pleskachevsky Yu.G., Druzhinin P.V. and Sherstnev A.V. Binary cycle: innovative reciprocating engine concept // Dvigatelistroyeniye. — 2018. — № 2. — P. 11–14.**

**Keywords:** reciprocating engine, binary cycle, discharge chamber, combustion chamber, free piston, damping air charge.

A schematic layout of reciprocating engine featuring binary cycle is presented. Such engine includes two chambers (combustion chamber and discharge chamber) separated by a free piston. Engine displacement volume is thus divided into two separate chambers, which results in better mixing and lower peak loads exerted to powertrain components, because part of the air charge is compressed in the chamber confined by main piston and free one. The air charge in this configuration acts as oxidant (in the combustion chamber) and, at the same time, as elastic linkage between gas and powertrain components (in the discharge chamber). 5 ill., 5 ref.

UDC 621.433; 621.515; 629.351 (470.56)

**Galiev R.K., Gaffarov G.G., Gaffarov A.G. and Kovalenko S.Yu. Modernized turbocharger type TKP 7C-6 to enhance reliability of KAMAZ gas engines // Dvigatelistroyeniye. — 2018. — № 2. — P. 15–19.**

**Keywords:** gas engine, turbocharger type S200G, failure cause analysis, modular bearing, import replacement, stand tests.

A series of experimental investigations targeted at higher reliability of KAMAZ gas engines has been carried out. The reliability analysis revealed sources of Schwitzer S200G turbochargers' failures in the field. Within the framework of import replacement program, S200G turbochargers have been replaced with Russian make turbochargers type TKP 7C-6, modernized and adapted to gas engine applications. Stand and field tests demonstrated high efficiency and reliability of Russian make turbochargers type TKP 7C-6, featuring modular bearings and improved oil cleaning system. 1 table, 6 ill., 5 ref.

UDC 621.43.052

**Tsyplenkin G.E. and Iovlev V.I. Optimization of supercharge system to improve engine low-load efficiency // Dvigatelistroyeniye. — 2018. — № 2. — P. 20–28.**

**Keywords:** reciprocating engine, supercharge system, partial load, controllable turbocharger, two-stage sectional turboboost, wastgate, heat recovery.

Core trends in supercharge system optimization as a means to enhance engine low-load efficiency are discussed. Present-

ed are examples of supercharge system optimization in state-of-art engines from world leading engine builders. System optimization methods include use of controllable (in particular, hybrid) turbochargers, gas and air bypass, two-stage sectional turboboost, wastgates and heat recovery.

2 tables, 29 ill., 14 ref.

UDC 621.436

**Punda A.S. and Guriev Yu.G. Combustion process in large two-stroke dual-fuel marine engines // Dvigatelistroyeniye. — 2018. — № 2. — P. 29–34.**

**Keywords:** two-stroke dual-fuel marine engine, Otto cycle, fuel system, operating values, propeller curve, engineering-and-economical performance.

Two-stroke dual-fuel engines firing low-pressure natural gas in Otto cycle are able to secure compliance with IMO Tier-3 NO<sub>x</sub> emissions requirements. The authors offer the results of comparative analysis of engine operation on liquid and gaseous fuel. Computer simulation shows performance trends when the engine (6X72DF built by Winterthur Gas and Diesel Ltd.) follows propeller curve.

2 tables, 11 ill., 7 ref.

UDC 621.437

**Fedyanov E.A., Levin Yu.V., Shumsky S.N. and Zakharov E.A. Free hydrogen addition to improve rotary engine environmental performance // Dvigatelistroyeniye. — 2018. — № 2. — P. 35–38.**

**Keywords:** Wankel engine, hydrocarbon emissions, carbon oxide, hydrogen, gasoline, idling, partial load.

Hydrogen addition as a means to improve environmental performance of type WAZ-311 Wankel engine was investigated in a series of experiments. However attractive might be the idea of hydrogen as a main fuel, its keeping aboard a ship is impractical. Addition of small amount of hydrogen to conventional fuel in order to boost combustion seems more realistic. Wankel engine is more suitable for firing hydrogen than conventional reciprocating engine, since rotary engine is less prone to preignition and backflash. Higher rate of flame propagation due to the presence of free hydrogen results in decrease in emission of incomplete combustion products. 5 ill., 15 ref.

UDC 621.43

**Perfecting of shell bearings in engine crank train system (based on CIMAC-2016 papers) // Dvigatelistroyeniye. — 2018. — № 2. — P. 39–42.**

**Keywords:** engine, shell bearing, tri-metal alloy, polymer coating, oil viscosity, bearing reliability and lifetime

This review covers the papers of the last CIMAC Congress dedicated to perfecting of shell bearings in engine crank train system. Experts of Daidometal Co. Ltd. (Japan) look for optimization of physical and chemical properties of tri-metal (Al-Sn-Si) shell alloy in order to enhance bearing life and fatigue strength. Engineers of Miba Bearing Group (Austria) studied factors affecting lifetime and reliability of bearings in engines that power vehicles whose application involves frequent start-stop events. It is noted that current trend towards reduced oil viscosity is reducing the hydrodynamic friction significantly, but also leads to an increasing share of mixed friction running conditions, and, consequently, probability of failure. This may be avoided through use of special polymer coatings and dry lubricants.

The CIMAC papers are translated into Russian by G.Melnik, PhD.

6 tables, 34 ill., 10 ref.

## Вниманию авторов

Редакция обращает внимание авторов на тематическую направленность принимаемых к рассмотрению рукописей и необходимость выполнения требований по их оформлению.

Журнал «Двигателестроение» является ежеквартальным научно-техническим изданием, посвященным проблемам развития, проектирования, изготовления и эксплуатации поршневых двигателей.

Тематика публикаций определила следующие основные рубрики журнала:

- расчеты, конструирование, исследования двигателей;
- системы и агрегаты двигателей;
- конструкционные материалы;
- топливо и смазочные материалы, присадки;
- ресурсосбережение;
- эксплуатация и ремонт двигателей;
- автоматизация и диагностирование;
- проблемы экологии;
- гипотезы и дискуссии;
- история развития конструкций (проектов), предприятий и науки о двигателях;
- обзорная и справочная информация.

Текст рукописи должен быть представлен в двух экземплярах на бумаге формата А4, гарнитура Times New Roman 12, через полтора интервала, с обязательным приложением электронной версии на CD (в формате Microsoft Word 2000/2003), полностью соответствующей оригиналу на бумаге. Формулы в электронной версии должны быть набраны с использованием редактора формул Microsoft Equation 3.0. За достоверность набора формул несет ответственность автор. При использовании в наборе специальных шрифтов последние прилагаются в электронном виде. Электронные копии иллюстраций представляются отдельными файлами в форматах: TIF, JPG (не менее 300 dpi, черно-белые полутоновые изображения).

Представляя рукопись статьи в редакцию, автор должен сообщить о ее предыдущих публикациях.

Рукопись статьи должна иметь рекомендацию к публикации в журнале (направление) от организации, где выполнялась работа, а также акт экспертной комиссии с указанием того, что рукопись не содержит сведений, запрещенных к публикации в открытой печати.

Заглавие статьи должно быть кратким (не более 120 знаков), точно отражающим ее содержание.

Для оперативного решения вопросов, связанных с подготовкой рукописи к публикации, а также для размещения электронной версии журнала в НЭБ должны быть представлены сведения об авторах:

- фамилия, имя, отчество (полностью);
- ученая степень и звание;
- полное наименование места работы;
- полный почтовый адрес;
- действующие контактные телефоны, e-mail).

Для представления авторов читателям желательно присылать цветные или черно-белые фотографии авторов размером не менее чем 3×4 см. Допускаются электронные копии в форматах TIF или JPG.

Обязательными приложениями к рукописи являются: реферат, в котором четко и сжато изложены основные цели и результаты работы объемом от 700 до 1200 знаков; код УДК; ключевые слова.

Заглавие статьи, название организаций, ФИО авторов, ключевые слова и реферат необходимо присылать на русском и английском языках.

Объем статьи не должен превышать 25 тыс. знаков, включая таблицы и список литературы. Иллюстрации в виде графиков, диаграмм, схем и фотографий оформляются в виде приложений к тексту рукописи. Все приложения к тексту рукописи представляются на отдельных листах, а в электронной копии — в виде отдельных файлов. Формулы, иллюстрации и таблицы должны быть пронумерованы в порядке упоминания и снабжены поясняющими (подрисовочными) подписями. Все обозначения на иллюстрациях должны быть объяснены (расшифрованы) в тексте или в подрисовочных подписях и соответствовать обозначениям в тексте.

Даже если все иллюстрации заверстаны автором в текст электронной копии рукописи, то их представление в виде отдельных файлов и распечаток на отдельном листе обязательно.

В статьях желательно приводить только те математические формулы, которые необходимы для понимания существа вопроса, исключая их подробные выводы.

Все обозначения, встречающиеся в формулах, должны быть объяснены.

При написании формул необходимо использовать общепринятые обозначения физических величин по Международной системе единиц (ГОСТ 8.417–2002. Государственная система обеспечения единства измерений. Единицы величин). Ссылки на цитируемые источники необходимо оформлять в соответствии с ГОСТ Р 7.0.5 05–2008.

Если представленные в редакцию рукописи не удовлетворяют перечисленным требованиям, то они могут быть доработаны по согласованию с автором сотрудниками редакции. Услуги редакции по доработке рукописей статей платные.

Рукописи статей, поступившие в редакцию, рецензируются специалистами. Если у рецензента имеются обоснованные критические замечания, статья возвращается автору на доработку.

Редакция оставляет за собой право внесения в текст редакторских изменений, не искажающих смысла авторского текста. При поступлении в редакцию обоснованных критических замечаний, касающихся размещенного в журнале материала, редакция оставляет за собой право на их публикацию в порядке дискуссии.

Авторское право на конкретную статью принадлежит авторам. Ответственность за содержание статьи несет также автор. При перепечатке статьи или ее части ссылка на журнал обязательна.

Публикация в журнале учитывается ВАК в качестве печатного научного труда.

Рукописи, направленные в редакцию, авторам не возвращаются.

*Редакция журнала*