

екты располагаются в следующей последовательности:

ТГР-4 < ТГР-3 < ДТ-75 < КСП-01 < КСП-80.

Установка РАГ (Вар. № 3, ТГР-3) приводит к существенному (30 %) снижению уплотняющего воздействия его на почву.

Применение торсионно-балансирной подвески С РАГ ТГР-4 приводит к снижению воздействия на почву в 2,5 раза.

Воздействие на почву ТГР-4 ($U = 73,1$ кН/м) находится ниже безопасного для почвы предела ($U = 75$ кН/м).

При этом под РАГ напряжения в почве на глубине 0,2 м самые низкие, а уплотнение почвы в следах и глубина следа меньше, чем в следах трактора ДТ-75, имеющего в 2,5 раза меньшую массу и одного из наиболее «легких» по воздействию на почву среди с.-х. тракторов.

Установка резиноармированной гусеницы на серийную ходовую систему приводит к снижению максимального давления и уплотняющего воздействия на почву. Несмотря на некоторое увеличение массы, коэффициент неравномерности распределения давления движителя с резиноармированной гусеницей в 1,72...2,02 раза ниже, чем серийного. При этом улучшается эргономика машин, обеспечивается асфальтоходность и снижается техногенное воздействие на почву до экологически безопасного уровня.

Сотрудниками ПО ЗАО «Дальсельмаш» разработана конструкция гусеничного движителя нового поколения, которая обеспечит надежную работу уборочно-транспортных машин, серийно выпускаемых для дальневосточного региона и вновь разрабатываемых на основе резиноармированных гусениц.

Ходовые системы с резиноармированными гусеницами на базе УЭС-РГ могут быть использованы для навески технологического оборудования,

дорожно-строительной техники, машин для геологоразведки, работающих в труднопроходимых болотистых местах, машин для укладки нефтетрубопроводов и бытовых передвижных модулей.

По результатам испытаний, кроме отмеченных преимуществ, гусеничные ходовые системы с РАГ позволяют обеспечить:

1) повышение физической и экологической проходимости на почвах с низкой несущей способностью;

2) сохранение дорог и обеспечение асфальтоходности;

3) уменьшение вибронгруженности и шума, что обеспечивает увеличение срока службы узлов ходовой системы и агрегатов машины, улучшает условия труда механизатора;

4) снижение трудоемкости технического обслуживания ходовой системы и обеспечение ресурса ходовых систем для мобильных машин не менее 12 лет.

Применение ходовых систем с резиноармированными гусеницами в различных мобильных машинах позволяет реализовать принципы ресурсосбережения и экологически допустимого воздействия на почву и повысить их экономический эффект.

Список литературы

1. Ксенович И.П. Внедорожные тягово-транспортные системы: проблемы защиты окружающей среды // Тракторы и сельхозмашины. — 1996. — № 6. — С. 18–22.
2. Ксенович И.П., Скотников В.А., Ляско М.Н. Ходовые системы — почва — урожай. — М.: Агропромиздат, 1985. — 304 с.
3. Канделя М.В. Исследование и обоснование технического уровня различных типов гусеничных ходовых систем уборочно-транспортных машин: дис. ... канд. техн. наук. — Биробиджан, 1997. — 162 с.
4. Разработка движителя с резиноармированными гусеницами / А.М. Емельянов, М.В. Канделя, А.В. Липкань [и др.] // Техника в сельском хозяйстве. — 2001. — № 2. — С. 14–16.

УДК 621.43

*В.А. Коченов, канд. техн. наук
И.И. Черемохина*

Нижегородская государственная сельскохозяйственная академия

ОЦЕНКА РАВНОСТОЙКОСТИ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ СКОЛЬЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Обеспечение равностойкости узлов скольжения является актуальной задачей проектирования, производства и эксплуатации двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Сложность пробле-

мы обусловлена многофакторностью прочности и износостойкости, а также изменением свойств деталей в процессе эксплуатации. Эмпирические методы и в настоящее время занимают важное ме-

сто в исследованиях равностойкости узлов скольжения двигателей. Выявить ошибки конструирования, производства, эксплуатации можно только в результате испытания опытных образцов в условиях, для которых они предназначены. При этом возникают следующие трудности: для получения количественных данных нужны длительные испытания; для обеспечения достоверности (качества) данных требуется большое количество опытных образцов; для оценки эффективности решений цикл испытаний должен повториться.

Чтобы минимизировать потери времени и средств на проведение испытаний, адекватность проектирования должна осуществляться на базе известных данных долговечности и износостойкости серийно выпускавшихся и выпускаемых двигателей. При многообразии и разбросе факторов, определяющих долговечность и износостойкость, изменение износа и интенсивности износа в процессе эксплуатации имеет выраженный, закономерный характер. Эксплуатация двигателей характеризуется (рис. 1):

1) периодом приработки ($0 - \tau_1$) с высокой интенсивностью изнашивания из-за несоответствия геометрических параметров вновь изготовленных сопряжений своим оптимальным, приработанным значениям;

2) периодом нормальной эксплуатации ($\tau_1 - \tau_2$) с минимальной и постоянной интенсивностью изнашивания, определяемой конструктивными особенностями сопряжений — размерами, условиями смазывания, триботехническими свойствами пары трения и смазочного материала; особенностями двигателей — рядные, V-образные и т. д.; особенностями машин — например, грузовой автомобиль и т. д.; режимами работы — городской, междугородний и т. д.; условиями эксплуатации, включающими качество дорог, климатические условия и т. д.;

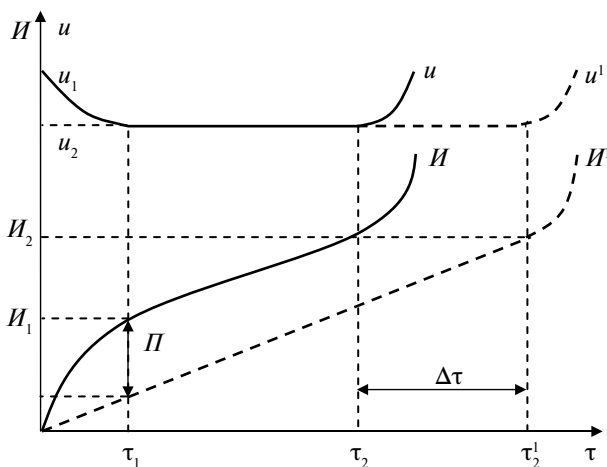


Рис. 1. Изменение износа I и интенсивности износа u от наработки t

3) аварийным периодом ($> \tau_2$) с повышенной интенсивностью изнашивания вследствие наступления предельных износов (зазоров), приводящих к возникновению ударных нагрузок.

Методология оценки равностойкости подшипниковых узлов скольжения основывается на сравнении показателей долговечности и износостойкости действительного (I, u) и теоретического (I_1, u^1) сопряжений. Теоретическое сопряжение не имеет периода приработки и по минимальной интенсивности износа является оптимальным. Введение в исследование единого теоретического сопряжения позволяет сравнивать показатели долговечности и износостойкости подшипниковых узлов скольжения разной конструкции, разного года выпуска и технических возможностей изготовления, а также различающихся назначением и условиями эксплуатации. Анализ долговечности и износостойкости проводится по следующим показателям:

- наработка периодов приработки и нормальной эксплуатации τ_1, τ_2, τ_2^1 ;
- износ приработки и аварийный износ I_1, I_2 ;
- средняя интенсивность изнашивания периодов приработки и нормальная эксплуатация

$$\bar{u}_1 = \frac{I_1}{\tau_1}, \bar{u}_2 = \frac{I_2 - I_1}{\tau_2 - \tau_1};$$

- резерв повышения наработки $\Delta\tau = \tau_2^1 - \tau_2$;
- погрешность конструирования и изготовления $P = I_1 - u_2\tau_1$;
- допуски изготовления и коэффициент качества конструирования геометрических параметров трущейся поверхности детали $D, \eta = P/D$.

Допуски изготовления отражают потенциал технических возможностей производства. Коэффициент качества конструирования с учетом возможностей изготовления показывает соответствие изготовленной поверхности трения своим оптимальным, приработанным параметрам.

Среди подшипниковых узлов скольжения ДВС наименее долговечными, как правило, являются коренные и шатунные сопряжения коленчатого вала. Экспериментальные данные заимствованы из результатов дорожных и ускоренных испытаний двигателей, проведенных в ОАО «ГАЗ» и ОАО «ЗМЗ» [1]. Расчеты выполнены автором [2]. Динамика показателей долговечности и износостойкости коренных и шатунных шеек представлена на рис. 2–4.

По мере совершенствования двигателей стабильно и пропорционально уменьшаются аварийный износ I_2 , износ приработки I_1 , погрешности конструирования и изготовления P . Уменьшение аварийного износа связано с форсированием двигателей и ростом нагрузок — с повышением зазоров быстрее возникают ударные нагрузки, определяющие начало аварийной эксплуатации. Снижение

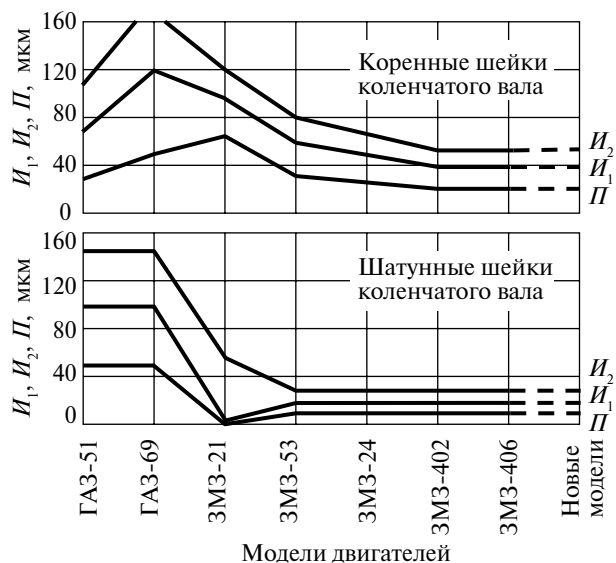


Рис. 2. Динамика аварийного износа I_2 , износа приработки I_1 , погрешностей конструирования и изготовления P шатунных и коренных шеек поршневых ДВС

износа приработки, погрешностей конструирования и изготовления объясняется совершенствованием проектирования, снижением допусков изготовления (рис. 2).

Уменьшение интенсивности изнашивания u_1 , u_2 и увеличение наработки деталей τ_2 связано с совершенствованием триботехнических свойств материалов трущихся поверхностей и смазочного материала, улучшением эксплуатационных факторов (рис. 3, 4).

Невыраженное изменение коэффициента качества конструирования η (рис. 5) свидетельствует об отсутствии тенденции по проектированию и изготовлению оптимальных приработанных сопряжений. Ухудшение (увеличение) коэффициента η у двигателя ЗМЗ-406 объясняется повышением износа приработки и увеличением времени обкатки в связи с резким, скачкообразным по сравнению с предшественниками повышением износостойкости подшипниковых узлов скольжения. Коленчатый вал, изготавливаемый из высокопрочного чугуна, стал закаливаться, что улучшило его триботехнические свойства. Нижний коренной вкладыш изготавливается без канавки, что увеличило несущую способность подшипника. Произошла замена материала блок-картера с алюминиевого сплава на чугун, что увеличило механическую прочность опор вала. В конструкцию двигателя ввели демпфер крутильных колебаний. Улучшились триботехнические свойства смазочных материалов. Такое увеличение износостойкости не достаточно полно подкреплено совершенствованием механической обработки и внедрением технологий, ускоряющих приработку. Это способствовало

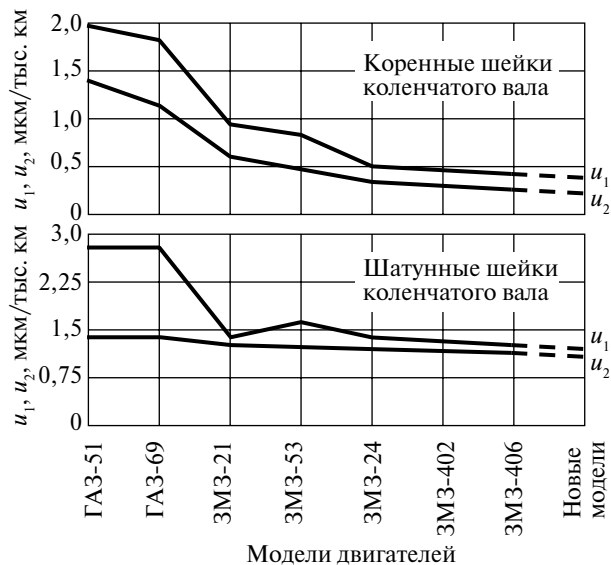


Рис. 3. Интенсивность износа периода приработки u_1 , нормального периода эксплуатации u_2 деталей и сопряжений поршневых ДВС

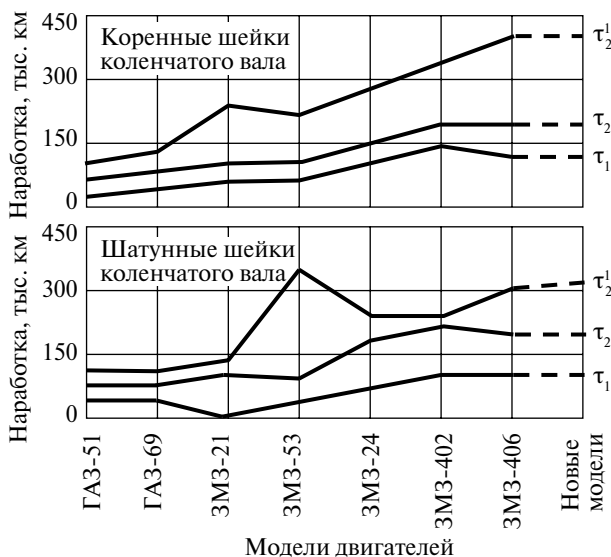


Рис. 4. Наробotka деталей и сопряжений поршневых ДВС

ло повышению износа приработки и отразилось на ухудшении коэффициента качества конструирования.

Основываясь на размерах, условиях смазывания и учитывая высокую зависимость износа подшипниковых узлов скольжения от нагрузок, в ДВС менее нагруженными являются сопряжения поршневого пальца, затем шатунные и коренные сопряжения коленчатого вала. Если считать все сопряжения соединенными последовательно, то сила от давления газов действует на них примерно одинаково. Отмеченный порядок определяют инерционные нагрузки (рис. 6).

Предположим, что сила, действующая по кривошипу K , деформировала коленчатый вал. Это на-

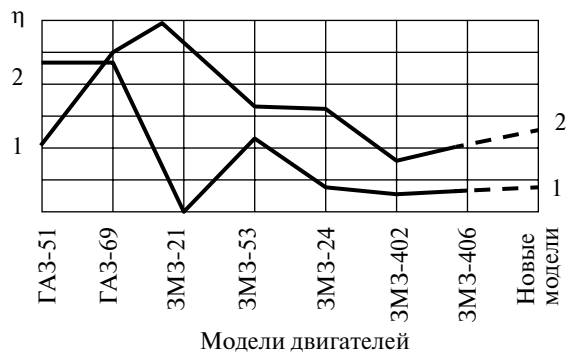


Рис. 5. Коэффициент качества конструирования: 1 — шатунные шейки; 2 — коренные шейки

рушило сбалансированность вала, появилась сила инерции P_j . Сила инерции действует в одном направлении с силой, действующей по кривошипу — с ростом деформации растет инерционная сила. Учитывая взаимовлияние деформирования вала и изменение инерционной силы, процесс идет лавинообразно. Лавинообразный характер нагрузок приводит к механическим повреждениям и заклиниванию трущихся поверхностей деталей. В коренных подшипниках практически не бывает «маленького» задира и «маленьких» заклиниваний. Это объясняется тем, что схватывание и подклинивание сопровождается резким увеличением ускорений и соответственно еще большим увеличением инерционных нагрузок.

Зависимость массы деталей от форсирования двигателя является отражением технических возможностей производства. Форсирование осуществляется на базе ужесточения требований и расширения технических возможностей изготовления,

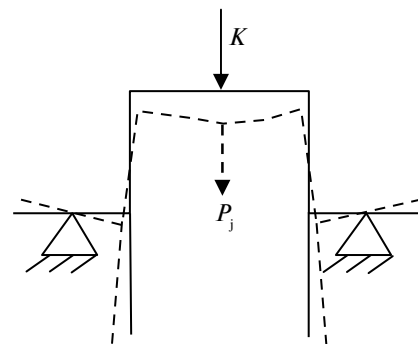


Рис. 6. Деформирование вала и изменение инерционной силы

т. е. на модернизированных производствах. Форсирование двигателей сопровождается улучшением свойств материалов и снижением массы деталей. Во многом это связано с потребностью уменьшения инерционных нагрузок.

Выводы

Разный характер загруженности, прочности и износа подшипниковых узлов скольжения поршневого двигателя определяют инерционные нагрузки. Уменьшение инерционных нагрузок и увеличение равностойкости сопряжений достигается уменьшением массы деталей за счет совершенствования свойств материала и ужесточения технологии изготовления двигателя.

Список литературы

1. Гурвич И.Б. Износ и долговечность двигателей. — Горький: Волго-Вят. кн. изд-во, 1970. — 328 с.
2. Коченов В.А. Конструирование и эксплуатация автомобильных двигателей: монография. — Княгинино: НГИЭИ, 2009. — 164 с.

УДК 633.63: 631.171

О.Н. Кухарев, доктор техн. наук

И.Н. Сёмов, канд. техн. наук

А.М. Чирков, канд. техн. наук

Пензенская государственная сельскохозяйственная академия

НОВАЯ МАШИНА ДЛЯ ДРАЖИРОВАНИЯ СЕМЯН САХАРНОЙ СВЕКЛЫ

Сахарная свекла является одной из важнейших технических культур. В настоящее время около 30 % мирового производства сахара получают из корнеплодов. В Российской Федерации сахарная свекла — практически единственный источник его получения.

Почти 80 % посевов сахарной свеклы производится дражированными семенами, но большая

часть этих семян завозится по импорту. В последнее время большое значение имеет дражирование семян для овощных, цветочных, кормовых и газонных культур, но практически монополистами остаются зарубежные фирмы. Надо отметить, что средняя стоимость цеха по производству дражированных семян зарубежного производства оценивается примерно в 5 млн долл., что является непомерно