

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА АВТОМОБИЛЬНОГО ДВС В ЦЕЛЯХ ПОЛУЧЕНИЯ ДИАГНОСТИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ

А.А. Обозов, д.т.н., В.И. Таричко, асп.  
Брянский государственный технический университет

Представлены результаты математического имитационного моделирования рабочего процесса бензинового двигателя ГАЗ-52 (6Ч8,2/11) для получения информации о симптоматике его неисправностей. Приведена оценка адекватности разработанной модели сопоставлением с экспериментальными данными. Моделированием работы двигателя с имитацией нарушения герметичности камеры сгорания заданы классы исправного и неисправного состояний.



Современное автомобилестроение развивается по пути обеспечения безопасности и увеличения эксплуатационной надежности основных узлов и систем автомобиля. При этом одно из важных мест занимает высокий уровень технического состояния двигателя для поддержания необходимых технико-экономических, эффективных и экологических параметров. В то же время в процессе эксплуатации ДВС происходит изнашивание его конструктивных элементов, что приводит к ухудшению показателей его работы. В связи с этим для обеспечения исправного состояния и своевременного выявления отклонения параметров работы двигателя ведущее место принадлежит техническому диагностированию.

Анализ неисправностей автомобильных двигателей внутреннего сгорания показывает, что наиболее частые отказы связаны с элементами цилиндропоршневой группы (ЦПГ), механизмом газораспределения, системой топливоподачи и отклонения в их работе отражаются на протекании индикаторного процесса. Поэтому для выявления его основных закономерностей и установления взаимосвязи между параметрами технического состояния конструктивных элементов двигателя и его диагностическими признаками рекомендуется использовать метод имитационного математического моделирования рабочего процесса ДВС [1, 2]. Следует отметить, что в настоящее время широко используется метод математического моделирования при исследовании рабочих процессов двигателей. При этом существенным

отличием разработанной математической модели является «гибкость» ее настройки (моделирование работы двигателя на различных режимах, имитация неисправностей, учет внешних влияющих факторов) в целях алгоритмизации системы технического диагностирования. Это позволяет установить информативные диагностические признаки и распознать неисправность двигателя на ранней стадии ее возникновения.

В основе разработанной численной модели лежит закон сохранения энергии с учетом процессов теплопередачи и массообмена [3]:

$$\frac{dU}{d\varphi} = \frac{dQ_{\text{сг. топл}}}{d\varphi} + \frac{dQ_w}{d\varphi} + \frac{dL}{d\varphi} + i_{\text{р.т}} \frac{dG_{\text{выпуск}}}{d\varphi} + \frac{dG_{\text{выпуск}}}{d\varphi} + i_{\text{р.т}} \frac{dG_{\text{ут}}}{d\varphi} \quad (1)$$

и уравнения состояния рабочего тела Клапейрона–Менделеева:

$$pV_{\text{цил}} = G_{\text{цил}} R_{\text{р.т}} T,$$

где  $U$  — внутренняя энергия рабочего тела, находящегося в цилиндре;  $\varphi$  — угол поворота коленчатого вала;  $p$ ,  $T$ ,  $i_{\text{р.т}}$  — соответственно текущие значения давления, абсолютной температуры и энтальпии рабочего тела, находящегося в цилиндре;  $Q_{\text{сг. топл}}$ ,  $Q_w$  — соответственно текущие значения тепла, выделяемого в результате сгорания топлива, тепла, отводимого через стенки камеры сгорания (КС) от рабочего тела;  $G_{\text{выпуск}}$ ,  $G_{\text{выпуск}}$ ,  $G_{\text{ут}}$  — массы рабочего тела в цилиндре при прямом и обратном течениях, массы утечек рабочего тела

из цилиндра;  $V_{\text{цил}}$  — объем цилиндра;  $R_{\text{р.т}}$  — газовая постоянная для рабочего тела.

В уравнении (1) скорость приращения энергии системы определяется как сумма нескольких слагаемых от процессов: тепловыделения (в результате сгорания топлива); теплообмена рабочего тела с деталями, окружающими КС; совершения системой механической работы; изменения энергии системы за счет массообмена.

Слагаемые дифференциального уравнения (1) могут принимать как положительные, так и отрицательные значения и определялись следующим образом.

Тепловыделение в результате сгорания топлива определяется по формуле

$$\frac{dQ_{\text{ст.топл}}}{d\varphi} = Q_{\text{т}}^{\text{н}} q_{\text{ц}} \frac{dx}{d\varphi},$$

где  $Q_{\text{т}}^{\text{н}}$  — низшая теплотворная способность топлива;  $q_{\text{ц}}$  — цикловая подача топлива;  $x$  — текущая относительная доля тепла, выделившегося при сгорании топлива.

Относительная скорость тепловыделения задается в виде полуэмпирической функции И.И. Вибе [4]:

$$\frac{dx}{d\varphi} = -\frac{c(m+1)}{\varphi_z} \left( \frac{\varphi - \theta}{\varphi_z} \right)^m \exp \left[ c \left( \frac{\varphi - \theta}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right],$$

где  $c$  — постоянная, численно равная  $-6,908$  при сгорании доли топлива  $x = 0,999$  к моменту  $\varphi = \varphi_z$ ;  $m$  — показатель сгорания Вибе;  $\theta$  — угол начала тепловыделения.

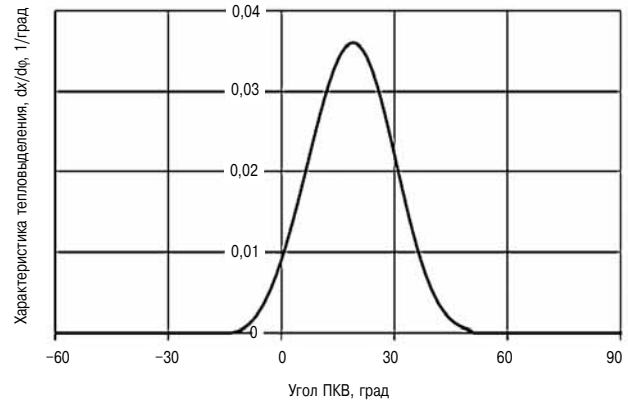
График относительной скорости тепловыделения в результате сгорания топливно-воздушной смеси представлен на рис. 1 (с коэффициентами:  $c = -6,908$ ,  $\varphi_z = 65$  град ПВ,  $m = 2,5$  и  $\theta = -15$  град ПВ).

В основе описания процесса теплообмена со стенками камеры сгорания лежит уравнение Ньютона–Рихмана:

$$\frac{dQ_w}{d\varphi} = \frac{1}{6n_{\text{дв}}} \alpha_w (T - T_w) F_w,$$

где  $\alpha_w$  — коэффициент теплоотдачи (принят в соответствии с формулой Г. Вошни) равный  $\alpha_w = 0,12793 \cdot D^{-0,2} T^{0,53} p^{0,8} W^{0,8}$ ;  $T$  — температура рабочего тела,  $T_w$  — средняя температура поверхности деталей камеры сгорания;  $F_w$  — суммарная площадь поверхности камеры сгорания (является функцией угла поворота коленчатого вала);  $W$  — скорость рабочего тела в цилиндре [5].

Механическая работа (с учетом знака, зависящего от знака  $dV$ ), совершаемая над рабочим телом в цилиндре, определяется из следующего соотношения:



**Рис. 1. Относительная скорость тепловыделения в функции от угла поворота вала (для номинального режима  $n_{\text{дв}} = 2800$  об/мин)**

$$\frac{dL}{d\varphi} = p \frac{dV}{d\varphi}.$$

Изменение массы рабочего тела, содержащегося в цилиндре, вследствие газообмена через клапаны (и утечки):

$$\frac{dG_{\text{цил}}}{d\varphi} = \frac{1}{6n} \cdot \mu F_{\text{кл(вт)}} \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{v_1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

при докритическом истечении ( $p_2/p_1 > 0,528$ );

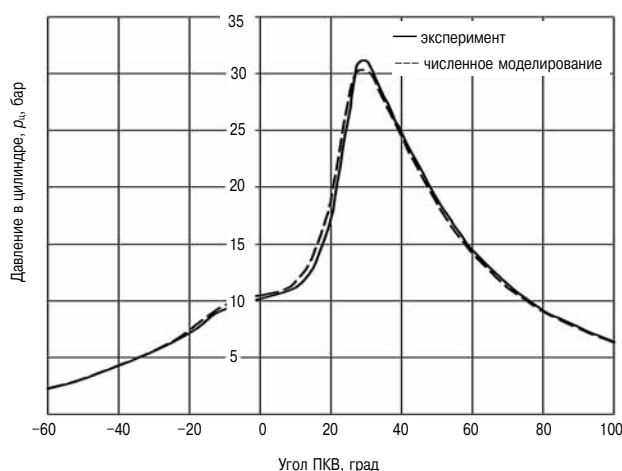
$$\frac{dG_{\text{цил}}}{d\varphi} = \frac{1}{6n} \cdot \mu F_{\text{кл(вт)}} \sqrt{2 \frac{k}{k+1} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}} \frac{p_1}{v_1}}$$

при закритическом истечении ( $p_2/p_1 > 0,528$ ), где  $F_{\text{кл}}$  — проходное сечение щели клапана;  $F_{\text{вт}}$  — площадь сечения неплотностей камеры сгорания ( $F_{\text{вт}} = \pi D_{\text{ц}} \Delta / 1000$ ); параметр  $\Delta$  (мм) характеризует степень неплотности цилиндра и представляет собой зазор между поршневым кольцом и цилиндрической втулкой;  $k$  — показатель адиабаты;  $p_1$  — давление среды, из которой происходит течение рабочего тела;  $p_2$  — давление среды, в которую происходит течение рабочего тела.

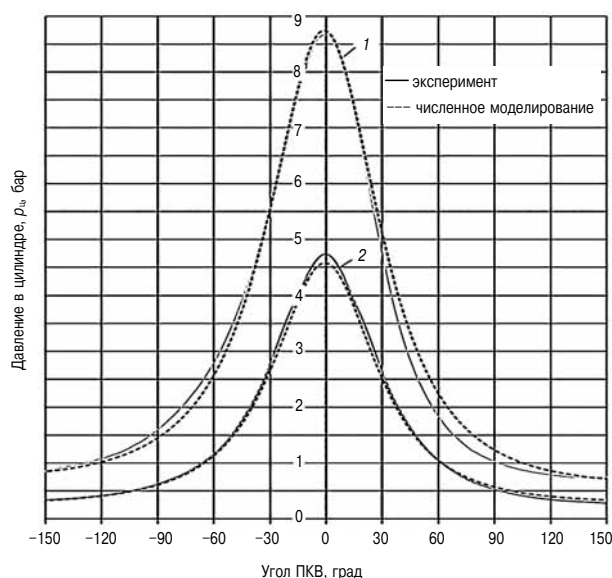
Интегрирование дифференциального уравнения (1) осуществлялось в программном комплексе MS Excel с использованием метода Эйлера с интервалом дискретизации аргумента  $0,2^\circ$  ПКВ.

Результаты численного моделирования рабочего процесса двигателя удовлетворительно согласуются с известными экспериментальными данными [6], представленными на рис. 2.

Оценка адекватности разработанной математической модели также проводилась по результатам проведения натурного эксперимента на испытательном стенде в лаборатории ДВС кафедры «Тепловые двигатели» Брянского государственного



**Рис. 2.** Иллюстрация результатов численного моделирования и экспериментальных данных рабочего процесса двигателя 6Ч8,2/11 ( $n = 2100$  об/мин, коэффициент избытка воздуха  $\alpha = 0,92$ )



**Рис. 3.** Индикаторные диаграммы, полученные с помощью численного моделирования и при проведении натурного эксперимента:

1 — режим стартерной прокрутки ( $n = 180$  об/мин, абсолютное давление во впускном патрубке  $p_{вп} = 0,7$  бар); 2 — режим холостого хода ( $n = 500$  об/мин, абсолютное давление во впускном патрубке  $p_{вп} = 0,3$  бар)

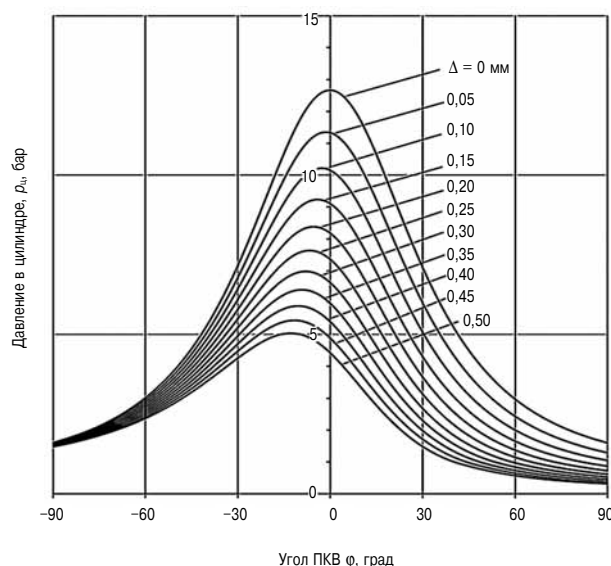
технического университета. С использованием датчиков давления, разрежения и отметчика верхней мертвой точки (ВМТ) были получены индикаторные диаграммы на режимах стартерной прокрутки и холостого хода, свидетельствующие об адекватности разработанной математической модели (рис. 3).

Разработанная математическая модель рабочего процесса ДВС используется для имитации его характерных неисправностей с целью алгоритмизации системы технического диагностирования двигателей. В частности, можно оценить техни-

ческое состояние камеры сгорания цилиндропоршневой группы, которая является одним из основных конструктивных элементов, определяющих надежность двигателя.

Для моделирования и последующего определения нарушения герметичности КС цилиндра воспользуемся методом параметрического диагностирования, основанным на контроле давления газов в цилиндре в конце процесса сжатия  $p_c$  при отключенной подаче топлива в цилиндр. Параметр  $p_c$  и другие показатели рабочего процесса, относящиеся к линии сжатия и расширения, содержат диагностическую информацию о степени герметичности камеры сгорания ЦПГ. Следует отметить, что в таком случае при условии идеального состояния цилиндра индикаторный процесс двигателя является симметричным относительно ВМТ.

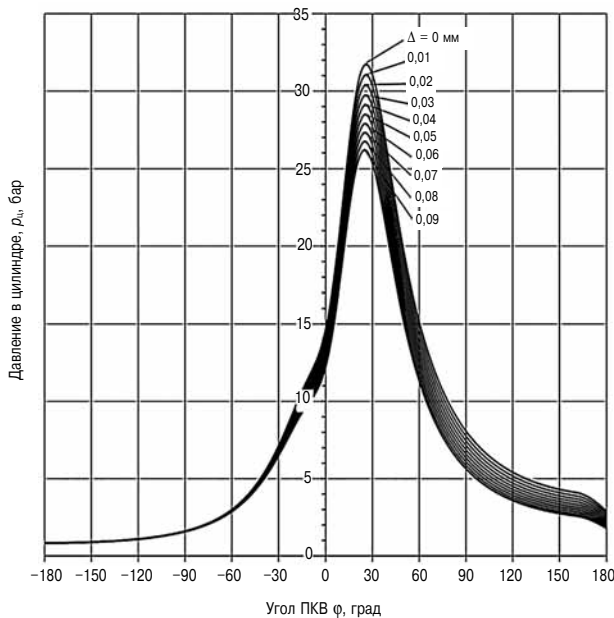
На первом этапе задача численного моделирования выполнялась имитацией работы автомобильного двигателя 6Ч8,2/11 с различной степенью нарушения герметичности камеры сгорания на номинальных оборотах без подачи топлива в цилиндр. Степень нарушения герметичности КС задана значениями зазора между поршневыми кольцами и втулкой цилиндра в диапазоне его изменения  $\Delta = 0 \dots 0,5$  мм, что соответствует изменению площади проходного сечения неплотностей камеры сгорания  $F_{гт} = 0 \dots 128,8$  мм<sup>2</sup>. На рис. 4 проиллюстрировано изменения индикаторного процесса ДВС в зависимости от величины зазора  $\Delta$  между поршневыми кольцами и втулкой цилиндра.



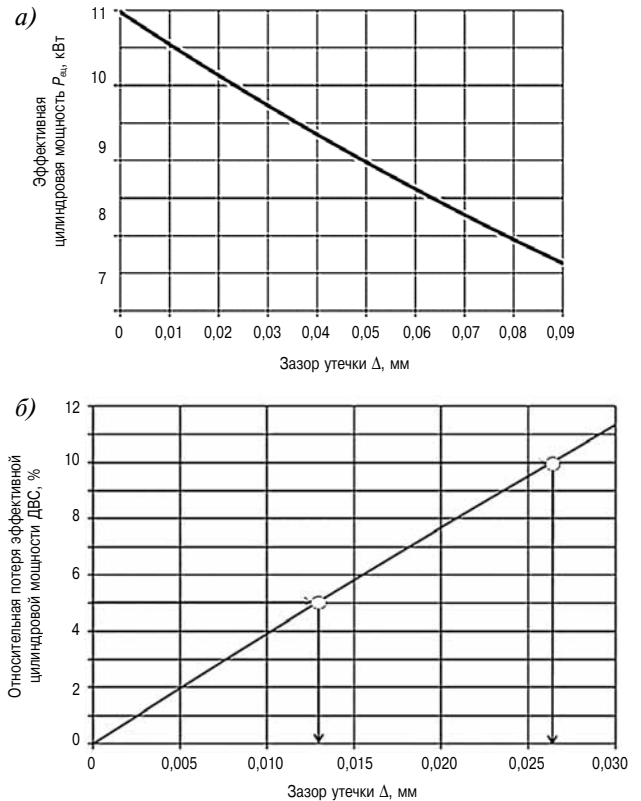
**Рис. 4.** Иллюстрация характера изменения индикаторной диаграммы ДВС на номинальных оборотах двигателя ( $n_{дв} = 2800$  об/мин) в зависимости от зазора  $\Delta$  между поршневыми кольцами и втулкой цилиндра (топливоподача в цилиндр отключена)

Из рисунка 4 видно, что при увеличении зазора  $\Delta$  между поршневыми кольцами и втулкой цилиндра происходит значительное снижение максимального давления цикла  $p_{\max}$  и давления сжатия  $p_c$  в ВМТ. Также нарушается свойство симметрии индикаторной диаграммы (происходит смещение кривых влево от ВМТ). Это отражает процесс истечения рабочего тела через образовавшийся зазор вследствие нарастания давления при подходе поршня к ВМТ. Результаты численного моделирования показали, что при зазоре  $\Delta = 0,5$  мм (имитация серьезной неисправности двигателя, в частности, разрушения поршневых колец) давление сжатия  $p_c$  уменьшается по сравнению с давлением при полной герметичности камеры сгорания на 7,5 бар (давление уменьшается с 12,5 до 5 бар). Таким образом, на основе полученных имитационным моделированием данных, проводя экспериментальные исследования (измеряя параметры  $p_{\max}$  и  $p_c$ ), можно оценить величину неплотности  $\Delta$  камеры сгорания.

На втором этапе для задания классов исправного и неисправного состояний цилиндропоршневой группы ДВС воспользуемся критерием, представляющим собой относительную потерю эффективной цилиндровой мощности  $\delta P_{\text{еи}}$ , вызванную утечками рабочего тела из цилиндра [7]. В данном случае численная математическая имитация работы двигателя выполняется на номинальных оборотах с включенной топливоподачей (рис. 5). Зададим степень нарушения герметичности камеры сгорания ЦПГ соответ-



**Рис. 5.** Имитационное моделирование индикаторного процесса ДВС на номинальных оборотах в зависимости от величины зазора  $\Delta$  между поршневыми кольцами и цилиндровой втулкой (топливоподача включена)



**Рис. 6.** Зависимость эффективной цилиндровой мощности  $\delta P_{\text{еи}}$  от зазора между поршневыми кольцами и втулкой цилиндра

ствующие значениям зазора между поршневыми кольцами и втулкой цилиндра в диапазоне его изменения  $\Delta = 0 \dots 0,09$  мм (при этом площадь проходного сечения неплотностей камеры сгорания изменяется в диапазоне  $F_{\text{ут}} = 0 \dots 23,2$  мм<sup>2</sup>).

На основе полученных численным моделированием данных для исследуемого режима работы двигателя определим абсолютную и относительную потерю эффективной цилиндровой мощности  $\delta P_{\text{еи}}$  вследствие утечки рабочего тела из цилиндра (рис. 6).

На рис. 6, а показано, что при заданном максимальном зазоре  $\Delta = 0,09$  мм происходит существенная потеря эффективной цилиндровой мощности  $\delta P_{\text{еи}}$  (абсолютное снижение мощности достигает 3,5 кВт, т. е. около 30 %). Отметим, что в реальных условиях эксплуатации двигателя постепенно происходит естественное изнашивание его узлов и систем и, в частности, возможен несущественный прорыв газов через зазор между поршневыми кольцами и стенкой цилиндра (потеря мощности двигателя при этом будет незначительна). Примем, что для класса исправного состояния ЦПГ относительная потеря эффективной цилиндровой мощности находится в пределах  $\delta P_{\text{еи}} = 0 \dots +5$  % (рис. 6, б). Это соответствует диапазону изменения зазора между

поршневым кольцом и втулкой цилиндра  $\Delta = 0...0,0127$  мм. В таком случае для класса неисправного состояния (нарушение герметичности камеры сгорания на ранней стадии возникновения неисправности) примем предел изменения параметра  $\delta P_{\text{ци}} = +5...+10$  %, что соответствует диапазону изменения зазора  $\Delta = 0,0127...0,026$  мм. Величину зазора  $\Delta = 0,0127$  мм будем рассматривать как граничное состояние между классами исправного и неисправного состояний.

На третьем этапе ставится задача распознавания заданных классов технического состояния на основе использования диагностических признаков ( $p_{\text{max}}$  и  $p_c$ ). Методология алгоритмизации систем диагностики при этом может быть различной (применение таблиц функций неисправностей, применение методов теории распознавания образов, применение технологий искусственных нейронных сетей и пр.). От качества разрабатываемых алгоритмов диагностики в значительной степени зависит эффективность использования диагностической системы.

**Заключение.** Разработана математическая имитационная модель рабочего процесса двигателя внутреннего сгорания, отличительной особенностью которой является «гибкость» ее настройки, что является определяющим фактором при создании системы технического диагностирования двигателей. Данная модель, адекватность которой подтверждена экспериментальными исследованиями, предназначена для поиска информативных диагностических признаков с имитацией работы

двигателя на различных режимах работы с учетом классов технического состояния. Использование модели позволит решить проблему распознавания неисправностей ДВС на ранней стадии их возникновения.

#### Литература

1. Луканин В.Н. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн.1. Теория рабочих процессов / В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян [и др.]; под ред. В.Н. Луканина. — М. : Высш. шк., 2005. — 479 с.
2. Обозов А.А. Применение метода имитационного моделирования рабочего процесса ДВС как средства алгоритмизации систем технической диагностики / Вестник Брянского государственного технического университета. — Брянск: БГТУ, № 2 (22), 2009. — С. 99–104.
3. Гончар Б.М. Численное моделирование рабочего процесса по методу ЦНИДИ. Дизели: справочник / Б.М. Гончар; под ред. В.А. Ваншейдта [и др.]. — Л. : Машиностроение, 1977. — С. 87–96.
4. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателей / И.И. Вибе. — М. : Свердловск: Машгиз, 1962. — 272 с.
5. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях / Р.З. Кавтарадзе. — М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. — 592 с.
6. Орлин А.С. Двигатели внутреннего сгорания. Т.1. Теория рабочих процессов / А.С. Орлин, Д.Н. Вырубов, Г.Г. Калиш [и др.]; под ред. А.С. Орлина. — М. : Машгиз, 1957. — 396 с.
7. Обозов А.А. Тестовый метод диагностирования нарушения герметичности камеры сгорания цилиндра судового малооборотного дизеля. Совершенствование энергетических машин: сб. науч. тр. / А.А. Обозов; под ред. В.В. Рогалева. — Брянск : БГТУ, 2011. — С. 116–123.



#### НОВОСТИ ЗАО «ТРАНСМАШХОЛДИНГ»

##### В ПОДМОСКОВНОЙ КОЛОМНЕ ПОСТРОЯТ НОВЫЙ ДИЗЕЛЬНЫЙ ЗАВОД

В подмосковном городе Коломна, на базе ОАО «Коломенский завод» до декабря 2015 г. будет запущено совместное производство дизельных двигателей. Об этом договорились на Петербургском международном экономическом форуме «Трансмашхолдинг» (ТМХ) и немецкий двигателестроительный концерн «Tognum». Меморандум о соглашении был подписан президентом «Трансмашхолдинга» Андреем Бокаревым и председателем совета директоров «Tognum» Йоахимом Коэрсом.

Обе стороны затратят на этот проект не менее 80 млн евро. На предприятии после проведенной реконструкции и строительства, будет выпускаться в год до 1000 дизелей для железнодорожного транспорта, стационарных энергоустановок и в горнодобывающей промышленности.

Разработка проектной документации будет завершена к 1 ноября 2013 г., а уже в декабре 2015 г. планируется выпуск первых дизелей.

Управление совместным предприятием (СП) будет производиться через новое предприятие — ООО «МТУ Трансмашхолдинг Дизельные Технологии».

«Трансмашхолдинг» (ТМХ), является крупнейшим в России производителем подвижного состава для железной дороги и метро. Заводы ТМХ расположены в Санкт-Петербурге, Брянске, Пензе, Московской, Ростовской и Тверской областях. Структура собственности выглядит таким образом: у РЖД и «Alstom» по 25 % + 1 акций, остальные акции принадлежат Искандеру Махмудову, Андрею Бокареву и структуре «Трансгрупп».

Сообщается, что группа компаний «Tognum» выпускает двигатели и промышленные энергетические установки для судостроительной отрасли, тяжелой и сельскохозяйственной техники, железнодорожного транспорта, военного применения, нефте- и газодобывающей промышленности. Основными составляющими этого оборудования являются дизельные двигатели мощностью до 10 000 кВт, газовые двигатели мощностью до 2150 кВт и газовые турбины мощностью до 45 000 кВт. В 2012 г. денежный оборот «Tognum» превысил 3 млрд евро. Компания состоит из 24 предприятий, на которых работает более 10 000 сотрудников.

21.06.2013

<http://www.osanor.ru/?id=2069&category=63&do=news>