

А.В. Дегтярев^{1,2}, Л.А. Захаров¹, А.Н. Тарасов^{1,3}, И.Л. Захаров¹

Повышение динамических характеристик и уменьшение расхода топлива за счет совершенствования рабочих процессов бензинового двигателя

1 – Нижегородский государственный технический университет им Р.Е. Алексеева,

2 – АО ЦКБ по СПК им. Р. Е. Алексеева,

3 – ООО ОИЦ

Рассматривается концепция инженерных решений в комплектации брутто рядных четырехцилиндровых «атмосферных поршневых двигателей внутреннего сгорания» (АПДВС) первого, второго, третьего и четвертого поколений выпускаемых Горьковским автомобильным заводом, Заволжским и Ульяновским моторными заводами. Приводится краткая модернизация инженерных решений для каждого поколения. Особое место модернизации по наивыгоднейшим инженерным решениям было уделено АПДВС четвертого поколения в комплектации транспортного средства (нетто). Совершенствование инженерных решений органов выпуска и впуска подсистемы газообмена и получения высоких термодинамических, индукторных и эффективных показателей ПДВС за счет совершенствования рабочих процессов, обеспечили новые результаты динамических характеристик и удельных расходов топлива, которые выполнили новые требования.

Ключевые слова: атмосферный поршневой двигатель внутреннего сгорания (АПДВС), кривошипно-шатунный механизм (КШМ), газораспределительный механизм (ГРМ), органы впуска и выпуска, инженерные решения, подсистема газообмена.

The concept of engineering solutions in a complete set of gross inline four-cylinder "atmospheric piston engine" (APDVS) first, second, third and quadruple generations produced by the Gorky Automobile Plant, Zavolzhskii and Ulyanovsk Motor Plant. Summarizes the modernization of engineering solutions for every generation. A special place of modernization on the optimal engineering solutions was paid APDVS fourth generation in the configuration of the vehicle (net). Improving the engineering decisions of the exhaust and intake subsystem gas exchange and obtain high thermodynamic, inductor and efficient HDR performance by improving work processes, provided new results of performance and specific fuel consumption, which fulfill the new requirements.

Keywords: atmospheric piston internal combustion engine, a crank mechanism, gas distribution mechanism, intake and exhaust authorities, engineering solutions, gas exchange subsystem.

Оценка и совершенствование основных наивыгоднейших параметров инженерных решений и рабочих процессов бензиновых АПДВС в составе энергетических установок для водного, воздушного, и наземного транспортного средства определяет их наивыгоднейшие динамические характеристики и расход топлива.

Динамические характеристики АПДВС зависят от рациональных термодинамических, индикаторных и эффективных показателей:

- термодинамические показатели, полученные в рабочей камере полного объема цилиндра, определялись по расчетной теоретической термодинамической диаграмме и условной цикловой подачей топлива, рис.1. Основными термодинамическими показателями являются термодинамическая работа рабочего тела за цикл, термодинамическая мощность, термодинамический коэффициент полезного действия, удельный термодинамический расход топлива, литровая (удельная) мощность, цилиндровая (удельная) мощность одного цилиндра за цикл [1-16].

Термодинамическая мощность определяется по формуле:

$$N_t = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \eta_n \cdot \rho_b \cdot \frac{1}{\alpha \cdot l_0} \cdot Q_n \cdot \eta_t \cdot i \cdot \frac{1}{m} \cdot n \cdot \frac{1}{60}, \text{ Вт}$$

Термодинамический коэффициент полезного действия определяется по формуле:

$$\eta_t = \frac{N_t \cdot 1000 \cdot 3600}{g_t \cdot N_t \cdot Q_n},$$
$$\eta_t = \frac{L_t}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_{2v}}{Q_1} = 1 - \frac{Q_{2v}}{Q_1} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n-1}} = 1 - \frac{1}{\delta^{n-1}} = 1 - \frac{T_a}{T_c},$$

Откуда принципиально неустраняемые потери теплоты определяться по формуле:

$$Q_{2v} = (1 - \eta_t) \cdot Q_1, \text{ Дж}$$

- индикаторные показатели, полученные в рабочей камере полного объема цилиндра, определялись по расчетной индикаторной диаграмме с цикловым расходом окислителя и энергоносителя, рис.1.

Индикаторный КПД определяется по известной формуле:

$$\eta_i = \eta_g \cdot \eta_t,$$

где $\eta_g = \frac{\eta_i}{\eta_t} = (0,7 \dots 0,92),$

$$\text{или } \eta_i = \frac{L_i}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_{2v} - Q_m}{Q_1} = 1 - \frac{Q_{2v} + Q_m}{Q_1},$$

где $Q_m = (1 - \eta_i) \cdot Q_1 - Q_{2v}, \text{ Дж},$ принципиально устранимые потери теплоты.

Индикаторная мощность определяется по развёрнутому уравнению:

$$N_i = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot \eta_n \cdot \rho_v \cdot \frac{1}{\alpha \cdot l_0} \cdot Q_n \cdot \eta_i \cdot i \cdot \frac{1}{m} \cdot n \cdot \frac{1}{60}, \text{ Вт}$$

Индикаторный КПД определяется по известной формуле:

$$\eta_i = \frac{N_i \cdot 1000 \cdot 3600}{g_i \cdot N_i \cdot Q_n}.$$

- эффективные показатели, полученные с фланца коленчатого вала, экспериментальным и расчетным методами.

Эффективная мощность определяется по известной формуле:

$$N_e = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot \eta_n \cdot \rho_v \cdot \frac{1}{\alpha \cdot l_0} \cdot Q_n \cdot \eta_e \cdot i \cdot \frac{1}{m} \cdot n \cdot \frac{1}{60}, \text{ Вт}$$

Крутящий момент определяется по известной формуле:

$$M_{к0} = 9,55 \cdot \frac{N_e}{n}, \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Механический КПД определяется по известной формуле:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{\eta_e}{\eta_i} = (0,72 \dots 0,78),$$

Эффективный КПД определяется по известной формуле:

$$\eta_e = \frac{N_e \cdot 1000 \cdot 3600}{g_e \cdot N_e \cdot Q_H},$$

$$\text{или } \eta_e = \eta_m \cdot \eta_i,$$

$$\text{или } \eta_e = \frac{L_e}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_{2v} - Q_m - Q_M}{Q_1} = 1 - \frac{Q_{2v} + Q_m + Q_M}{Q_1},$$

Литровая мощность:

$$N_{\text{л}} = \frac{N_{eH}}{i \cdot V_a} = \frac{p_e \cdot n}{60 \cdot m}, \text{ кВт/л}$$

Мощность одного цилиндра за цикл:

$$N_{\text{ц}} = \frac{N_{eH}}{i \cdot V_a \cdot \frac{n}{2}}, \text{ кВт/1ц,ц}$$

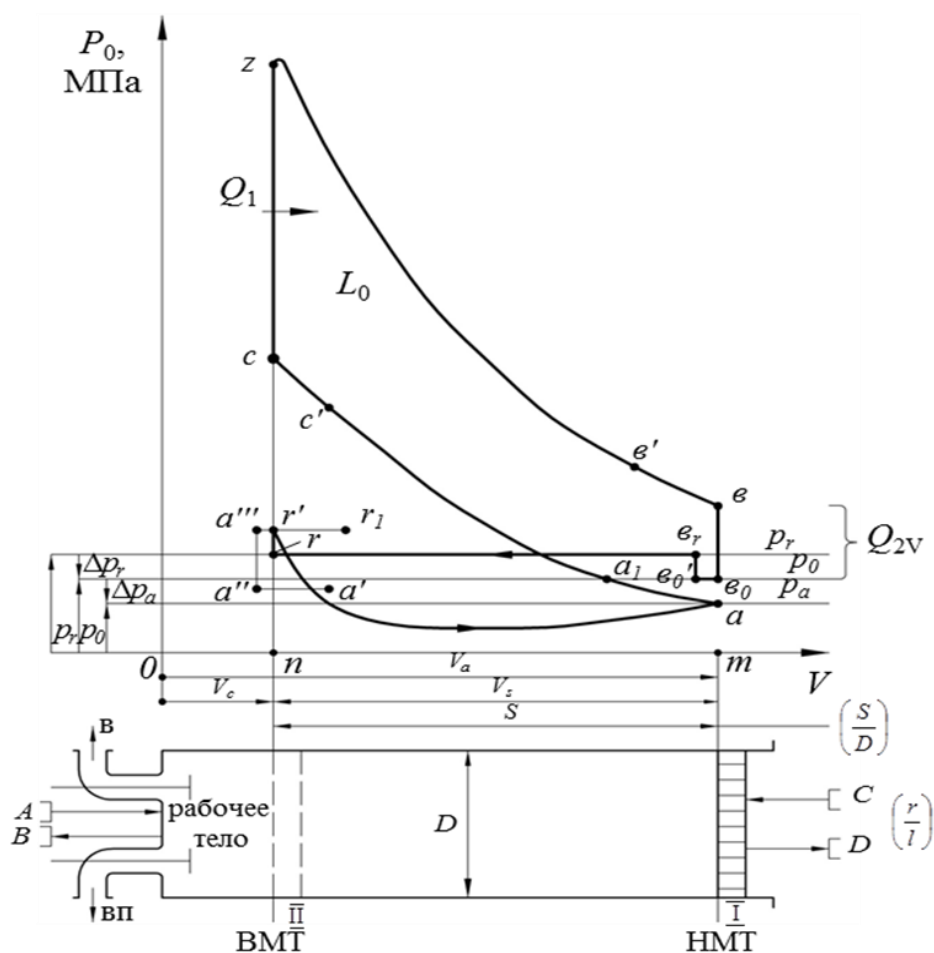


Рис.1. Схема индикаторной диаграммы работы атмосферного поршневого ДВС с принудительным воспламенением
(обозначения известны из технической термодинамики и теории ПДВС)

Среднее эффективное давление – степень использования рабочего объема цилиндра АПДВС за цикл:

$$p_e = \frac{L_e}{V_a} = \eta_H \cdot p_B \cdot \frac{1}{\alpha \cdot l_0} \cdot Q_H \cdot \eta_e, \text{ МПа}$$

Удельный эффективный расход топлива:

$$g_e = \frac{G_T}{N_{eH}}, \text{ кг/(кВт·ч)}$$

Формулы 1...13 раскрывают возможные пути получения максимальной **энергоотдачи** АПДВС. Отсюда представляется важным проанализировать закономерности энергопреобразования в рабочей камере АПДВС и определить перспективные направления повышения его эффективности, индикаторный КПД (η_i):

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_1} = \frac{(Q_1 - Q_2) - Q_m}{Q_1} = \eta_t - \frac{Q_m}{Q_1},$$

где L_i – индикаторная работа;

Q_m – технические потери (неполнота сгорания, теплоотдача от рабочего тела в стенки рабочей камеры цилиндра, рост теплоемкости рабочего тела, отличие реальной динамики сгорания от закона теплоподвода в термодинамическом цикле, предварение выпуска) – принципиально устранимые потери теплоты.

ГОСТ 14846-91 «Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний» устанавливает понятия «мощность нетто» и «мощность брутто».

Под мощностью нетто понимается мощность, снятая с фланца коленчатого вала АПДВС, изготовленного, отрегулированного и обкатанного в соответствии с техническими условиями на двигатель, при укомплектованности двигателя с серийным оборудованием – вентилятором, кожухом вентилятора, радиатором системы охлаждения, воздухоочистителем, глушителем шума выпуска (комплектующие

транспортного средства). Полученные по результатам испытаний значения мощности нетто близко к показателю мощности, измеренному по стандарту DIN.

Мощность брутто – является мощность, снятой с фланца коленчатого вала АПДВС, изготовленного, отрегулированного и обкатанного в соответствии с техническими условиями на двигатель (комплектация испытательного моторного стенда). Значение мощности брутто больше мощности нетто из-за разных комплектаций АПДВС: в составе энергетической установки транспортного средства и в составе испытательного моторного стенда.

Принято, в рекламной и популярной литературе, оценочные показатели АПДВС приводить в комплектации брутто.

Анализ инженерных решений АПДВС первого, второго, третьего и четвёртого поколений, разработанных и выпускаемых Горьковским автомобильным и Заволжским моторным заводами, табл. 1,2 и рис. 2...5 показывают: инженерное решение АПДВС второго поколения модели ЗМЗ-21А, Р-4, $V_h = 2,445 \text{ дм}^3$, диаметр цилиндра 92 мм и ход поршня 92 мм была разработана в КЭО ГАЗ. Перспективное **инженерное решение** имело верхнее расположение клапанов в головке цилиндров и камеру сгорания с минимальными тепловыми потерями, кинематическую схему КШМ и ГРМ, позволившие обеспечить повышение массового наполнения рабочей камеры цилиндра окислителем и энергоносителем и повысить энергетические и динамические показатели АПДВС второго поколения в 1,47 раза по сравнению с АПДВС первого поколения.

Таблица 1

Оценочные показатели АПДВС в комплектации «брутто»

Оценочные показатели		Поколение ПДВС			
		Первое	Второе	Третье	Четвертое
Номинальная мощность кВт, при $n = \text{мин}^{-1}$ и % улучш.	кВт	35,14	51,5	62,5	66,2
	мин^{-1}	3800	4000	4500	4500
	%	100	146,5	176	188
Максимальный крутящий момент, при $n = \text{мин}^{-1}$ и % улучш.	Н·м	120	166,7	169	171
	мин^{-1}	2000	2000	2000	2500
	%	100	138,9	140,8	142,5
Удельный расход топлива на номинальной мощности, при $n = \text{мин}^{-1}$ и % улучш.	$\frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$	400	377	356	340,8
	мин^{-1}	3800	4000	4500	4500
	%	100	94,3	89,0	85,2
Эффективный КПД при номинальной мощности и % улучш.	КПД	0,204	0,217	0,224	0,240
	мин^{-1}	3800	4000	4500	4500
	%	100	106,4	109,8	117,6
Коэффициент наполнения на номинальной мощности и % улучш.	η_n	0,414	0,8	0,846	0,88
	мин^{-1}	3800	4000	4500	4500
	%	100	181,6	184,3	212,6
Литровая мощность при номинальной мощности и % улучш.	$\frac{\text{кВт}}{\text{л}}$	14,36	21,05	25,55	27,06
	мин^{-1}	3800	4000	4500	4500
	%	100	146,6	177,9	188,4
Цикловая мощность при номинальной мощности и % улучш.	$\frac{\text{кВт}}{\text{л.ц}}$	7,18	10,53	12,77	13,53
	мин^{-1}	3800	4000	4500	4500
	%	100	146,7	177,9	188,4

Таблица 2

Сравнение АПДВС четвертого поколения в комплектации
«брутто» и «нетто»

Параметры АПДВС	комплектация АПДВС 3МЗ-4021.10	
	Брутто	Нетто
Номинальная мощность, кВт, при n мин ⁻¹	<u>66,18</u>	<u>55,15</u>
	4250	4250
	100 %	83,33 %
Максимальный крутящий момент, Н·м, при n мин ⁻¹	<u>166,8</u>	<u>155,98</u>
	3000	3000
	100 %	93,53 %
Удельный расход топлива на режиме номинальной мощности, г/(кВт·ч), при $n=4250$ мин ⁻¹ ,	378	403
	100 %	115,63 %
Эффективный КПД на режиме номинальной мощности, при $n=4250$ мин ⁻¹	0,235	0,203
	100 %	86,36 %
Литровая мощность двигателя на режиме номинальной мощности, , кВт/дм ³ , при $n=4250$ мин ⁻¹	27,07	22,56
	100 %	83,33 %
Коэффициент наполнения на режиме номинальной мощности, при $n=4250$ мин ⁻¹	0,793	0,768
	100 %	96,522 %
Степень сжатия	6,7	6,7
Применяемое топливо	А-76	А-76
Диаметр цилиндра и ход поршня, мм	92x92	92x92

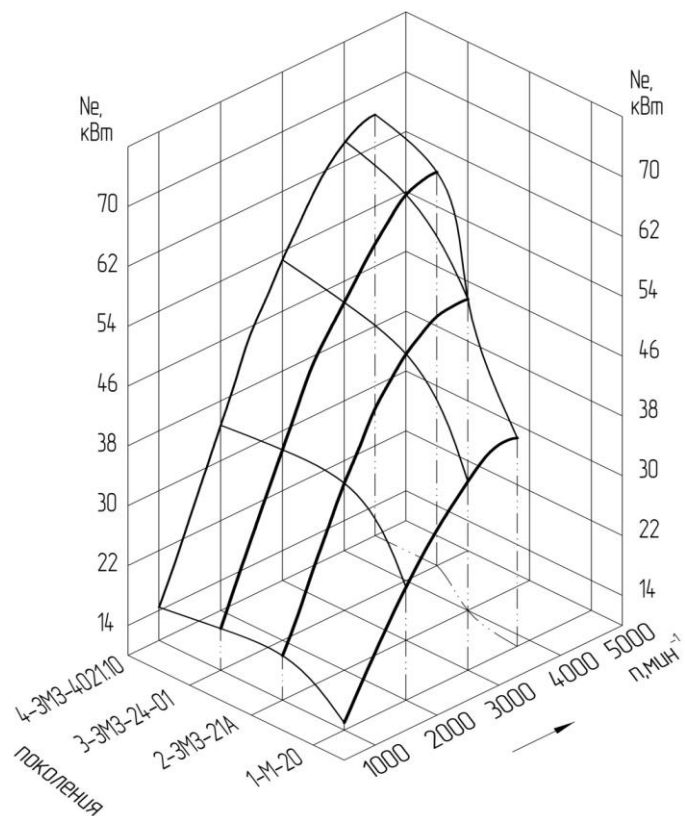


Рис.2. Графики изменения мощности по внешней скоростной характеристике в комплектации ПДВС «брутто» для четырех поколений двигателей

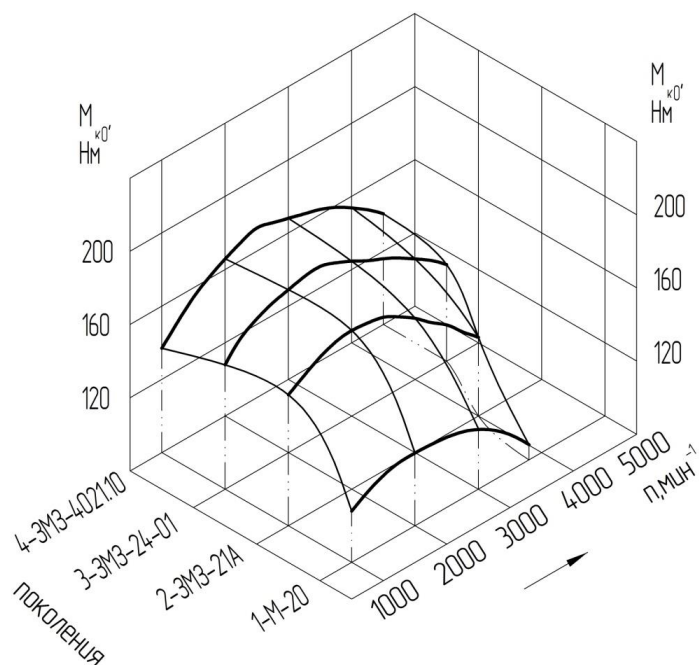


Рис.3. Графики изменения крутящего момента по внешней скоростной характеристике в комплектации ПДВС «брутто» для четырех поколений двигателей

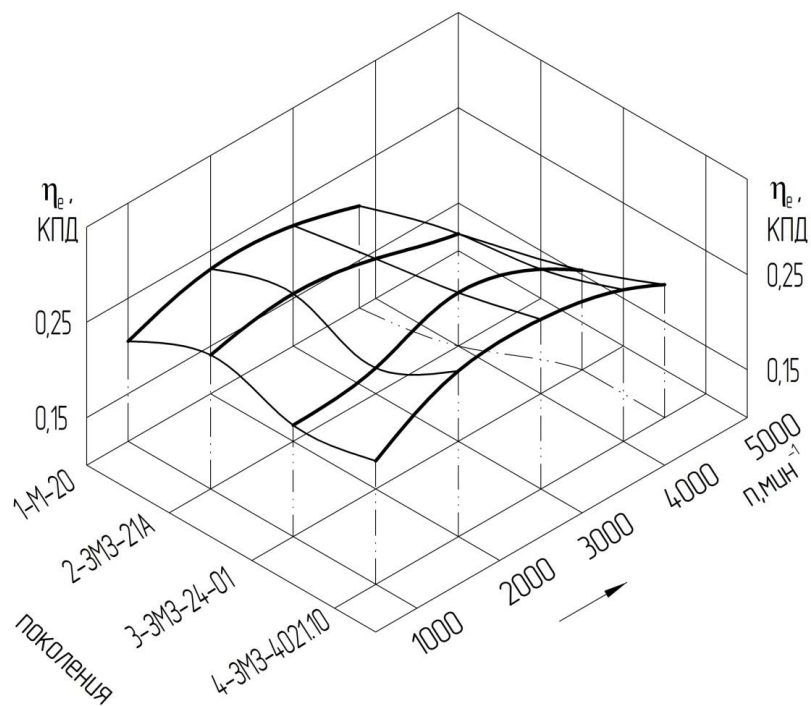


Рис.4. Графики изменения коэффициента полезного действия по внешней скоростной характеристике в комплектации ПДВС «брутто» для четырех поколений двигателей

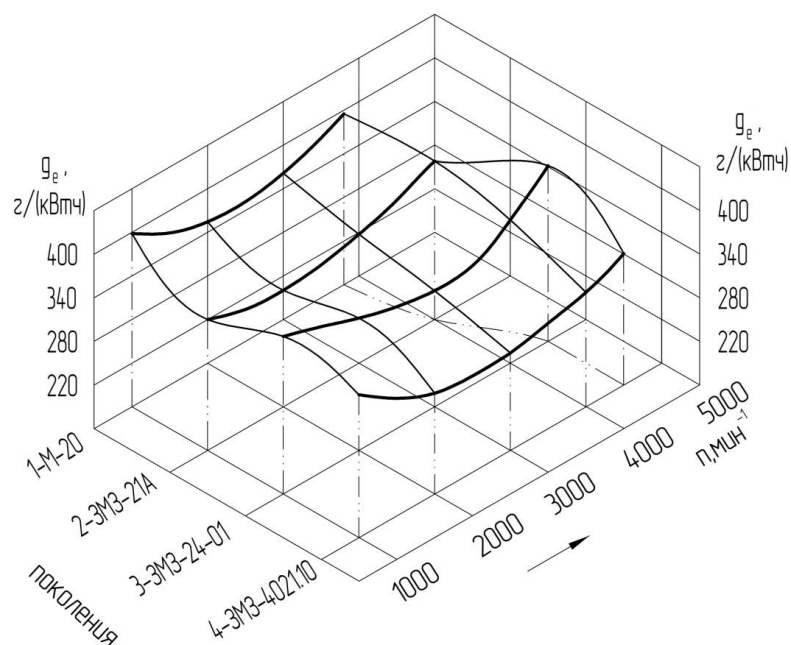


Рис.5. Графики изменения удельного расхода топлива по внешней скоростной характеристике в комплектации ПДВС «брутто» для четырех поколений двигателей

Создание АПДВС третьего поколения задача «заводская – межзаводская – отраслевая – межотраслевая и государственная». Поэтому без остановки производства взамен двигателя второго поколения модели ЗМЗ – 21А был поставлен **новый перспективный** ПДВС третьего поколения модель ЗМЗ – 24. На анализе отечественного и зарубежного опыта эксплуатации, ремонта и производства АПДВС первого и второго поколений специалистами КЭО ГАЗ было разработано инженерное решение АПДВС модели ЗМЗ-24, на ЗМЗ была проведена техническая подготовка производства, и в 1967 году родился первый АПДВС модели ЗМЗ-24. Массовое производство началось с 1970 года. АПДВС модели ЗМЗ-24 сохранил основные геометрические характеристики двигателя второго поколения ЗМЗ-21А (Р-4, $V_h=2,445 \text{ дм}^3$, диаметр цилиндра 92 мм и ход поршня 92 мм, степень сжатия 6,7), технико-экономические показатели его были повышены за счет совершенствования рабочих процессов и снижения механических потерь.

Это было достигнуто рациональными **инженерными решениями** путем теоретических и экспериментальных исследований и анализа отечественного опыта эксплуатации, ремонта и производства АПДВС первого и второго поколений. Были внедрены следующие рациональные инженерные решения:

- алюминиевый блок, отлитый методом высокого давления, разъем блока цилиндров с масляным картером, расположенным на 75 мм ниже оси коленчатого вала с целью повышения жесткости блока цилиндров;

- КШМ → **чугунные** крышки коренных подшипников с стале-алюминиевыми подшипниками скольжения (вместо баббитовых); чугунный коленчатый вал с демпфером крутильных колебаний и маховиком с зубчатым венцом; шатун с большой разъемной головкой, стале-алюминиевыми подшипниками скольжения (вместо баббитовых) и деталей крепления; малая головка шатуна с подшипником скольжения и

каналом смазки; поршневой палец с деталями крепления; поршень с вертикальным бочкообразным (вместо конусообразного) профилем и горизонтальным овальным профилем юбки поршня без Т-образного разреза; компрессионных поршневых колец высотой 2 мм (вместо 2,5 мм); съемная чугунная с износостойкой вставкой гильза с нижним креплением; головка цилиндров с камерой сгорания, с увеличенными впускными и выпускными отверстиями, с медно-асбестовой прокладкой толщиной 2,35 мм между цилиндром и головкой цилиндра с деталями крепления;

- ГРМ → с **нижним** расположением распределительного вала из стали Ст45 (вместо стали Ст40), с увеличенными тарелками впускного и выпускного клапанов и увеличен их ход, две пружины на клапане, позволившими увеличить частоту вращения распределительного вала с **2000 до 2250** мин⁻¹;

- улучшены органы впуска – двухкамерный карбюратор К-126Г (вместо однокамерного К-105), индивидуальные впускные трубопроводы для каждого цилиндра с увеличенным проходным сечением и уменьшенными гидравлическими потерями;

- улучшены органы выпуска – увеличенным проходным сечением трубопроводов и уменьшенными гидравлическими потерями подсистемы газообмена;

- улучшены рабочие органы подсистем смазки, охлаждения, топливоподачи с увеличением их расходных характеристик;

- освоена и внедрена замкнутая подсистема вентиляции картера, а также введен контроль токсичности отработавших газов в эксплуатации.

Были внедрены и другие усовершенствованные инженерные решения, позволившие улучшить оценочные показатели АПДВС третьего поколения модели ЗМЗ-24-01 в 1,78 раза по сравнению с АПДВС первого поколения модели ГАЗ-20.

Результаты проведенного анализа опыта эксплуатации, ремонта и производства АПДВС первого и второго и третьего поколений позволили провести модернизацию АПДВС третьего поколения. В результате внедренных инженерных решений в 1992 году родился ПДВС четвертого поколения модели ЗМЗ-4021. Модернизация АПДВС модели ЗМЗ-24-01 выполнена специалистами инженерных служб ОАО «ЗМЗ». К основным инженерным решениям АПДВС четвертого поколения модели ЗМЗ-4021 следует отнести:

- алюминиевый блок, отлитый методом кокильного литья, позволил улучшить его жесткость;

- КШМ → **был модернизирован** вставной гильзой из легированного чугуна с верхним креплением и нижним уплотнением двумя резиновыми сальниками; введены шпильки М12 (вместо М11) для улучшения уплотнения медно-асбестовой прокладкой, расположенной между цилиндром двигателя и головкой цилиндров с повышенным моментом затяжки;

- настроенные органы впуска и выпуска отработавших газов из цилиндра с уменьшенными гидравлическими потерями обеспечили повышение номинальной мощности в комплектации брутто;

- улучшены органы впуска, карбюратор К-151 (вместо К-126Г) с увеличенными проходными сечениями и антитоксичные органы уменьшили токсичность отработавших газов.

Динамические характеристики АПДВС четвертого поколения модели

ЗМЗ-4021 улучшены по сравнению с показателями АПДВС первого поколения модели ГАЗ-20.

Анализ отечественного опыта эксплуатации, ремонта и производства показал, что АПДВС в комплектации нетто имеет оценочные показатели на 10...17% ниже по сравнению с комплектацией брутто, табл.6, а именно:

- большой прорыв картерных газов;
 - низкий коэффициент наполнения;
 - изменение степени сжатия в процессе эксплуатации АПДВС;
 - неполнота сгорания энергоносителя в рабочей камере цилиндра;
 - отсутствие настройки органов впуска и выпуска подсистемы газообмена;
- выход из строя деталей КШМ (задиры юбки и головки поршня из-за недостаточного диаметрального зазора, неуравновешенности поршня и его перегрев).

В качестве примера используем материалы, приведенные в литературе при эксплуатации ПДВС в составе транспортного средства.

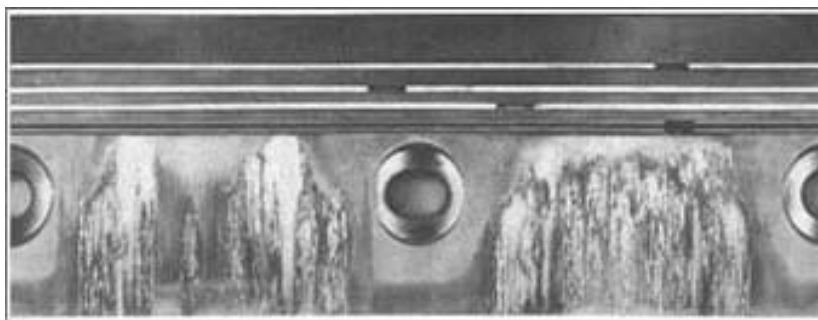


Рис. 6. Фрикционный износ юбки поршня

На рис.6 изображена юбка поршня с сильным фрикционным износом со следами заедания со стороны как высокого, так и низкого давления. Эти места выглядят глянцевыми, как будто отполированными, и концентрируются, главным образом, по направлению к нижнему краю юбки. Пояс колец и кольца поршня – в хорошем состоянии.

При механической обработке поршня придан такой профиль, что при рабочей температуре юбка опирается на стенку цилиндра по всей длине. Если, например, заедание начинается от края юбки и происходит по обеим несущим сторонам (высокого и низкого давления), то из этого можно сделать вывод, что зазоры при сборке были слишком малыми. Такие повреждения случаются после непродолжительной эксплуатации,

поскольку тепловому расширению препятствуют недостаточные зазоры. Причиной недостаточных зазоров может быть перегрев двигателя из-за дефекта системы охлаждения (недостаток воды, неисправный клапан радиатора). Если охлаждение холодной водой происходит слишком быстро, это так же может быть причиной недостаточных зазоров, поскольку цилиндр быстро сжимается из-за чрезмерной скорости охлаждения, в то время как поршень остается горячим. Если следы заедания распределены неравномерно по периферии поршня причиной заедания поршня может быть деформация цилиндра. Так же показателями этого являются локальные полированные зоны («блестящие пятна»). В этом случае диаметр отверстия цилиндра после переборки двигателя оставлен слишком малым.

Для предотвращения данного износа должны быть выдержаны точные размеры цилиндропоршневой группы. Пользуясь размерами диаметра юбки и зазоров, приведенными на головке поршня, можно вычислить точный диаметр цилиндра, который необходимо проверить перед установкой поршня.

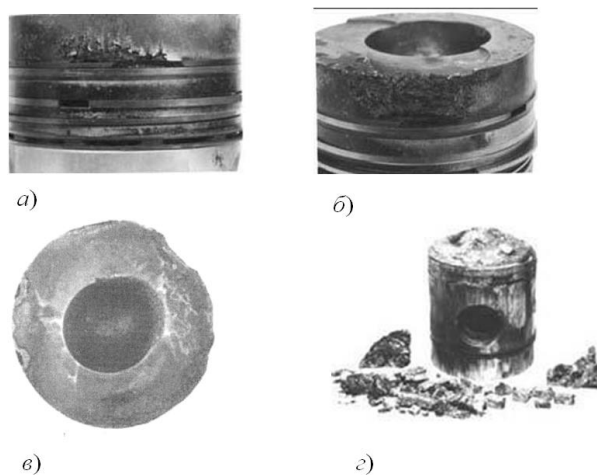


Рис. 7.Оплавление головки поршня и его поверхностей

На рис.7 изображены: а) верхняя поверхность частично оплавлена над вставкой колец; б) продолжение процесса оплавления по всей головки

поршня (в обоих случаях вставка колец разрушена); в) головка поршня имеет оплавление, начинающееся от края камеры сгорания и кромки головки; г) головка и верхняя поверхность полностью разрушены.

Несгоревшее топливо из-за запаздывания зажигания и нарушений искры осаждаются в зазоре между поршнем и цилиндром. С одной стороны, это приводит к повышенному износу колец, с другой стороны, накопленное топливо возгорается без контроля. Местами создается температура, превышающая температуру плавления материала поршня. Впоследствии оплавления головки поршня показанные на рис.7, а,б могут привести к полному разрушению поршня рис.7, г. Причинами неправильного сгорания являются слишком низкая компрессия (вследствие износа, большого зазора или неправильного выбора угла опережения зажигания), нарушения устройств подачи топлива (форсунки, забитые углеродистыми отложениями, или излишнее количество впрыскиваемого топлива в цилиндр). Оплавление краев камеры сгорания и кромки головки поршня (рис.7, в) можно объяснить излишним количеством впрыскиваемого топлива. Поврежденные форсунки или несвоевременное срабатывание насоса инжектора (для повышения эффективности) приводят к превышению температуры.

Для предотвращения данных повреждений необходимо точно рассчитать необходимое количество топлива подаваемого в цилиндр двигателя, правильно определить и выставить угол момента опережения подачи топлива. Обеспечить рекомендуемый зазор между поршнем и цилиндром.

Особое место в работе занимает выбор инженерных решений по повышению динамических характеристик АПДВС в комплектации нетто, до уровня и выше, в комплектации брутто, приведенным выше:

1. Инженерное решение по уменьшению прорыва картерных газов.

Таблица 7

Расход картерных газов по внешней скоростной
характеристике серийного АПДВС

$n, \text{мин}^{-1}$	1000	2000	3000	4000	4250
$V_{\text{кг}}, \text{л/мин} \pm$	40,5	41,2	42,4	44,3	45,1
$V_{\text{кг}}, \text{м}^3/\text{лц,цикл} \pm$	0,0000405	0,0000206	0,0000141	0,0000111	0,0000106

Причиной большого прорыва горючей смеси и отработавших газов в картер и обратно в цилиндр из-за недостаточного уплотнения рабочей камеры цилиндра (нарушение геометрии гильзы цилиндра, поршня и поршневых колец от механических и тепловых нагрузок). Для устранения недостатков выполнили инженерное решение (ввели буртик в нижней части гильзы цилиндра, который обеспечил **жесткость** по всей длине гильзы, которая позволила выполнить рациональную геометрию цилиндра и оптимальный микрорельеф рабочей поверхности. Одновременно серийный литой поршень с бочкообразным профилем в вертикальной плоскости и овальным профилем в горизонтальной плоскости **юбки** поршня, заменили на модернизированный штампованный поршень с рациональным бочкообразным профилем по всей высоте поршня и рациональным овалом по юбке поршня с оптимальным микрорельефом и в два раза уменьшенным жаровым поясом).

Эти мероприятия позволили уменьшить в четыре раза прорыв горючей смеси и отработавших газов из рабочей камеры цилиндра в картер двигателя и обратно, прорыв картерной смеси из картера двигателя в рабочую камеру цилиндра, а также обеспечить рациональное уплотнение рабочей камеры цилиндра и жидкостное трение движущейся пары «поршень с поршневыми кольцами» - поверхность цилиндра.

2. Инженерное решение по настройке органов впуска и выпуска подсистемы газообмена для повышения коэффициента наполнения и обеспечения вращательного движения горючей смеси вокруг и вдоль

продольной оси цилиндра для качественного смесеобразования и быстрого сгорания паров топлива. При этом, на режиме номинальной мощности для АПДВС четвертого поколения продолжительность газообмена составило $50+180+180+64=474^0$ п.к.в. По результатам расчета: предварение выпуска было увеличено и составило 72^0 п.к.в. до прихода поршня в НМТ. При свободном выпуске 60% массы отработавших газов с давлением 0,4...0,5 МПа и со скоростью 500...720 м/с вытекает из рабочей камеры цилиндра в органы выпуска и резко снижает свое давление до атмосферного, потери работы выпуска уменьшаются и при принудительном выпуске 40% массы оставшихся в рабочей камере цилиндра отработавших газов со скоростью 90 м/с вытесняется в органы выпуска с минимальными гидравлическими сопротивлениями. Расчетно-экспериментальным методом была определена продолжительность дозарядки цилиндра в процессе наполнения, которая составила 68^0 п.к.в. после прохода поршнем НМТ при закрытии впускного отверстия. Продолжительность газообмена увеличилась $72+180+180+68=500^0$ п.к.в. на 5,2%.

Особое место в работе занимает выбор диаметра и длины впускного трубопровода. Теоретический расчет был выполнен программным обеспечением «Альбея» в САПР ДВС. Методика расчета диаметра и длины впускного трубопровода включает: 1) на режиме номинальной мощности выбирается определяющий (гидравлический) диаметр горловины впускного отверстия; 2) на режиме максимального крутящего момента была выбрана длина впускного канала в относительных единицах $L_{\text{вп}} = \frac{l}{d_r} = 26$, допускается $\frac{l}{d_r} = 18...28$, где l – длина впускного трубопровода по осевой линии, d_r – гидравлический диаметр с учетом стержня клапана.

Методика расчета диаметра и длины впускного трубопровода выполнялась аналогично расчету диаметра и длины впускного трубопровода: 1) на режиме номинальной мощности выбирается

определяющий (гидравлический) диаметр горловины выпускного отверстия с учетом диаметра стержня клапана; 2) на режиме максимального крутящего момента была выбрана длина впускного трубопровода по осевой линии в относительных единицах $L_B = \frac{l_B}{d_{Г,В}} = (19...20)$

для каждого цилиндра, допускается $\frac{l_B}{d_{Г,В}} = 18...28$. При этом диаметр впускного трубопровода уменьшен на 17,5%, а выпускного на 19,85%, без увеличения гидравлического сопротивления органов впуска и выпуска подсистемы газообмена.

3. Инженерное решение по изменению степени сжатия (см. рис. 8 и рис. 9) в процессе эксплуатации АПДВС относятся к уплотнению рабочей камеры цилиндра между цилиндром и головкой цилиндров медно-асбестовой прокладки толщиной 2,35 мм. В процессе эксплуатации толщина ее постепенно уменьшалась до 1,5 мм. Изменение толщины прокладки уменьшила полный объем цилиндра, объем камеры сжатия и тепловой зазор ГРМ, что привело к нарушению герметичности рабочей камеры цилиндра, а степень сжатия увеличилась с 6,7 до 7,0, т.е. на 4,5%, нарушился рабочий цикл АПДВС. Анализ и синтез потребовал нового инженерного решения, а именно медно-асбестовая прокладка была заменена металлической из мягкого алюминия толщиной 2 мм, позволившая улучшить тепловое состояние головки цилиндров и стенок цилиндра, жаровой пояс цилиндра уменьшился в 2,5 раза, т.е. количество затекаемого топлива в зазор между стенкой цилиндра и стенкой поршня так же уменьшился в 2,5 раза. Одновременно с этим головка поршня на один миллиметр выступает над верхней поверхностью блока цилиндров, который был уменьшен для этого на один миллиметр по высоте. Температура поршня на поверхности выросла на 10...15⁰С, что позволило

улучшить процессы смесеобразования и сгорания (при $\alpha=1$) и повысить топливную экономичность.

Введение выше инженерные решения повлияли на внешний тепловой баланс АПДВС. Под внешним тепловым балансом представляем рациональное распределение внутренней энергии рабочего тела: по остову, трем механизмам, подсистемам, узлам и деталям АПДВС и поддержание ее постоянной для получения максимальных энергетических, экономических и экологических показателей. Одно из инженерных решений по КШМ и подсистеме охлаждения потребовало проведения анализа и синтеза их работ в эксплуатации АПДВС. Инженерное решение по гильзе цилиндра (см. рис. 8 и рис. 10) и поршня уменьшили высоту рубашки охлаждения цилиндра на 32% и объем охлаждающей жидкости на 11,5%. Из литературы известно, что 66% хода поршня от ВМТ и ниже горизонтальной плоскости поршневых колец занимает рубашка охлаждения цилиндра АПДВС. Были проведены теоретические расчеты и проверены экспериментом. В результате расчета получили, что при $n=4250$ мин⁻¹ внешней скоростной характеристики средняя температура днища поршня серийного составила 227...220⁰С, а модернизированного с уменьшенной рубашкой охлаждения и объемом охлаждающей жидкости составила 239...234⁰С, а время прогрева охлаждающей жидкости уменьшилось на 25...28%. При этом температура охлаждающей жидкости на выходе составила 84⁰С, а показатели технических характеристик улучшились.

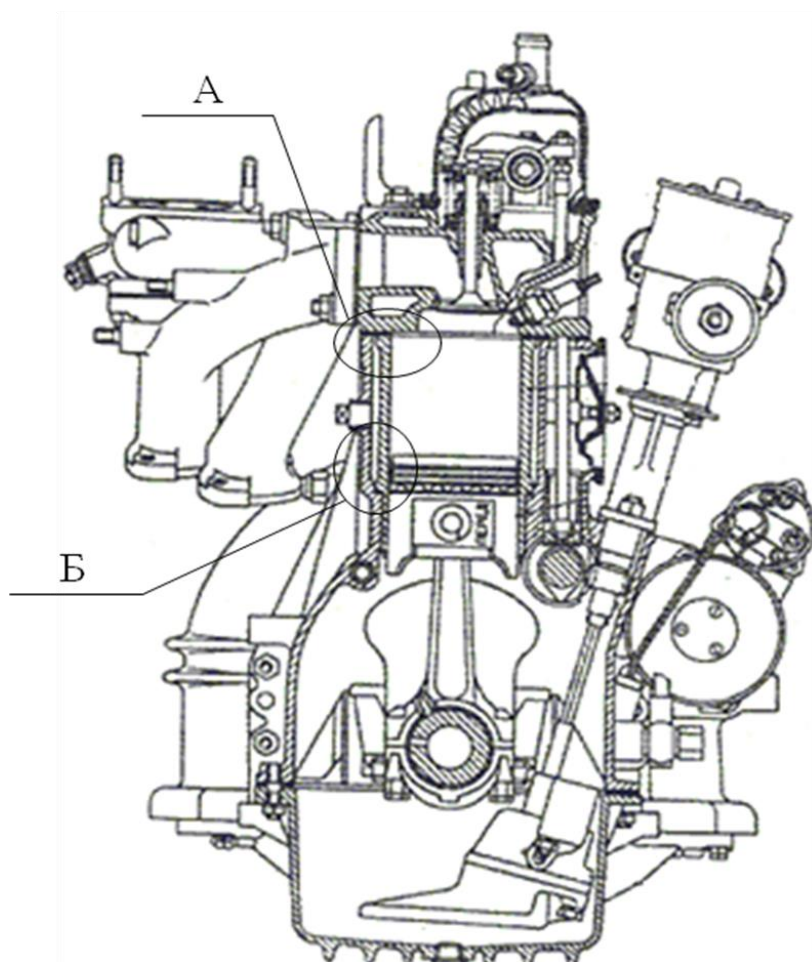


Рис.8. Поперечный разрез АПДВС четвертого поколения

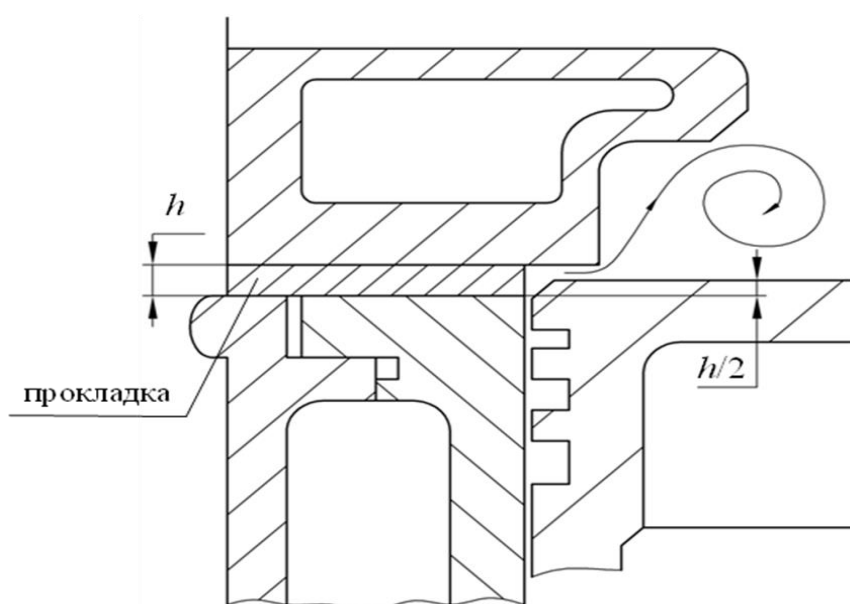


Рис.9. Узел А

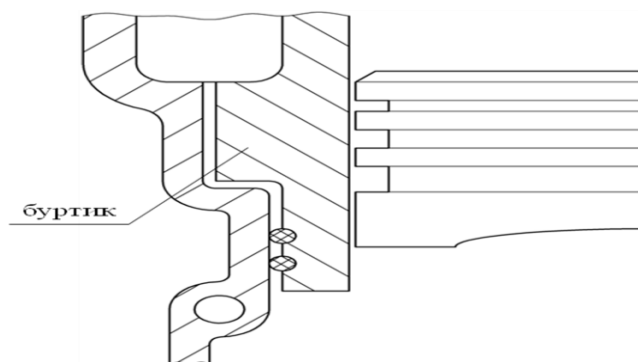


Рис.10. Узел Б

Выполненные инженерные решения позволили модернизировать АПДВС четвертого поколения и улучшить динамические характеристики на 17%, уменьшить расход топлива на 15% и получить АПДВС имеющий одинаковые технические характеристики, как в комплектации брутто, так и в комплектации нетто.

Данная работа проводилась в Нижегородском государственном техническом университете им. Р.Е. Алексеева при финансовой поддержке государства в лице Минобрнауки России (уникальный идентификатор проекта: RFMEFI57714X0105).

Литература:

[1] Минеев А.М. и др. *Двигатели Заволжского моторного завода. Создание и развитие конструкций, технологий и производства 1958-1998 г.г.* Н. Новгород, ОАО Заволжский моторный завод, 1998. 256 с.

[2] Захаров Л.А., Захаров И.Л., Тарасов А.Н. *Метод оценки термодинамических показателей поршневого двигателя работающего по циклу Отто на ранней стадии проектирования.* Журнал ААИ, 2011, №2(67), с. 42-47.

[3] Захаров Л.А., Захаров И.Л., Тарасов А.Н., Химич В.Л., Дегтярев А.В. *Современный поршневой ДВС с перспективными энергетическими, экономическим и экологическими показателями, получаемыми за счет повышения внутренней энергии рабочего тела.* Журнал ААИ, 2013, №2(79), с. 14-20.

[4] Захаров Л.А., Захаров И.Л., Тарасов А.Н., Химич В.Л. *Совершенствование термодинамических показателей поршневого двигателя, работающего по гибриднему циклу*. Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2011, № 1 (86), с. 174-184.

[5] Захаров Л.А., Захаров И.Л., Сеземин А.В. и др. *Исследование и расчет термодинамических показателей поршневого двигателя внутреннего сгорания, работающего по циклу Отто, методом технической термодинамики*. Методические указания. НГТУ им. Р.Е. Алексеева, Н. Новгород, 2014. 33с.

[6] Кавтарадзе Р.З. *Теория поршневых двигателей*. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 720 с.

[7] Фомин Ю.Я. и др. *Судовые двигатели внутреннего сгорания*. Ленинград, Судостроение, 1989. 344 с.

[8] Чайнов Н.Д., Иващенко Н.А., Краснокутский А.Н., Мягков Л.Л. *Конструирование двигателей внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 2008. 496 с.

[9] Вырубов Д.Н. и др. *Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей*. Москва, Машиностроение, 1983. 372 с.

[10] Архаров А.М. и др. *Теплотехника*. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. 712 с.

[11] Дьяченко В.Г. *Теория двигателей внутреннего сгорания*. Харьков, ХНАДУ, 2009. 500 с.

[12] ГОСТ 14846-81. *Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний*. Москва, ГСП, Издательство стандартов, 1984. 55 с.

[13] Конкс Г.А., Лашко В.А. *Мировое судовое дизелестроение. Концепции конструирования, анализ международного опыта*. Москва, Машиностроение, 2005. 512 с.

[14] Шароглазов Б.А., Шишков В.В. *Поршневые двигатели. Теория, моделирование и расчет процессов*. Челябинск, Издательский центр ЮУрГУ, 2011. 525 с.

[15] Райков И.Я., Макаров А.Р., Сергиевский А.В. и др. *Конструкция автомобиля. Двигатель*. Москва, МАМИ, 2001. 568 с.

[16] Луканин В.Н. и др. *Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов*. Москва, Высшая школа, 2005. 479 с.