

УДК 621.43

# ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕМ ИНЖЕНЕРНЫХ РЕШЕНИЙ

Л. А. Захаров, д. т. н., проф. / А. Н. Тарасов, асп. / И. А. Захаров, к. т. н., докторант / А. В. Дегтярёв, асп. Нижегородский государственный технический университет им. Р. Е. Алексеева

Выбор основных параметров инженерных решений и рабочих процессов бензиновых аксиально-поршневых двигателей внутреннего сгорания (АПДВС) в составе энергетических установок для водного, воздушного и наземного транспортного средства определяет их наивыгоднейшие технико-экономические показатели и рациональные технические характеристики.

К технико-экономическим параметрам АПДВС относятся термодинамические, индикаторные и эффективные показатели.

- **Термодинамические показатели**, полученные в рабочей камере полного объёма цилиндра, определялись по расчётной теоретической термодинамической диаграмме с 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, 2, 3, 4, 5].

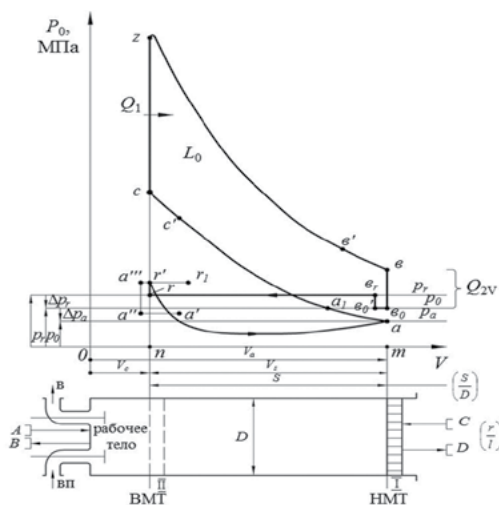


Рисунок 1. Схема индикаторной диаграммы работы атмосферного поршневого ДВС с принудительным воспламенением

Термодинамическая мощность определяется по формуле

$$N_t = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \eta_u \cdot \rho_u \cdot \frac{1}{\alpha \cdot l_0} \cdot Q_u \cdot \eta_e \cdot i \cdot \frac{1}{m} \cdot n \cdot \frac{1}{60}, \text{ Вт}, \quad (1)$$

Термодинамический коэффициент полезного действия определяется по формуле

$$\eta_t = \frac{N_t \cdot 1000 \cdot 3600}{g \cdot N_f \cdot Q_u} \quad \text{или} \quad \eta_t = \frac{L_t}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_{2v}}{Q_1} = 1 - \frac{Q_{2v}}{Q_1} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n-1}} = 1 - \frac{1}{\delta^{n-1}} = 1 - \frac{T_d}{T_c} \quad (\text{рис. 2}). \quad (2)$$

Откуда принципиально неустранимые потери теплоты определяются по формуле  $Q_{2v} = (1 - \eta_t) \cdot Q_1$ , Дж (рис. 2).

- **Индикаторные показатели**, полученные в рабочей камере полного объёма цилиндра, определялись по расчётной индикаторной диаграмме с цикловым расходом окислителя и энергоносителя (рис. 1).

Индикаторный КПД определяется по известной формуле  $\eta_i = \eta_e \cdot \eta_t$ , (рис. 2), (3)

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

$$\text{или } \eta_e = \frac{L_i}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_{2v} - Q_m}{Q_1} = 1 - \frac{Q_{2v} + Q_m}{Q_1}, \quad (4)$$

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

Индикаторная мощность определяется по развёрнутому уравнению

$$N_e = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \eta_u \cdot \rho_u \cdot \frac{1}{\alpha \cdot l_0} \cdot Q_u \cdot \eta_e \cdot i \cdot \frac{1}{m} \cdot n \cdot \frac{1}{60}, \text{ Вт}. \quad (5)$$

Индикаторный КПД определяется по известной формуле

$$\eta_i = \frac{N_e \cdot 1000 \cdot 3600}{g \cdot N_f \cdot Q_u}$$

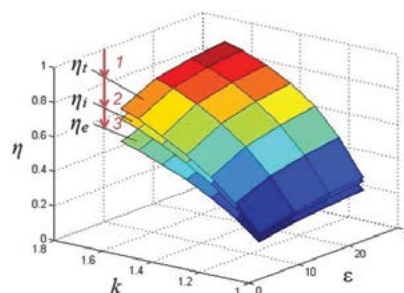


Рисунок 2. Графики энергопреобразования: 1 —  $Q_{2v}$ ; 2 —  $Q_m$ ; 3 —  $Q_m$

Таблица 1. Техничко-экономические показатели АДВС

Оценочные показатели		Поколение АДВС			
		Первое	Второе	Третье	Четвёртое
Номинальная мощность, кВт, при $n$ , мин <sup>-1</sup> , и % улучш.	кВт	35,14	51,5	62,5	66,2
	мин <sup>-1</sup>	3 800	4 000	4 500	4 500
	%	100	146,5	176	188
Максимальный крутящий момент при $n$ , мин <sup>-1</sup> , и % улучш.	Н·м	120	166,7	169	171
	мин <sup>-1</sup>	2 000	2 000	2 000	2 500
	%	100	138,9	140,8	142,5
Удельный расход топлива при номинальной мощности при $n$ , мин <sup>-1</sup> , и % улучш.	г/кВт·ч	400	377	356	340,8
	мин <sup>-1</sup>	3 800	4 000	4 500	4 500
	%	100	94,3	89,0	85,2
Эффективный КПД при номинальной мощности и % улучш.	КПД	0,204	0,217	0,224	0,240
	мин <sup>-1</sup>	3 800	4 000	4 500	4 500
	%	100	106,4	109,8	117,6
Коэффициент наполнения при номинальной мощности и % улучш.	$\eta_H$	0,414	0,8	0,846	0,88
	мин <sup>-1</sup>	3 800	4 000	4 500	4 500
	%	100	181,6	184,3	212,6
Литровая мощность при номинальной мощности и % улучш.	кВт·ч/л. ц	14,36	21,05	25,55	27,06
	мин <sup>-1</sup>	3 800	4 000	4 500	4 500
	%	100	146,6	177,9	188,4
Цикловая мощность при номинальной мощности и % улучш.	кВт·ч/л. ц	7,18	10,53	12,77	13,53
	мин <sup>-1</sup>	3 800	4 000	4 500	4 500
	%	100	146,7	177,9	188,4

Эффективные показатели, полученные с фланца коленчатого вала, экспериментальным и расчётным методами.

Эффективная мощность определяется по известной формуле

$$N_e = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \cdot \eta_h \cdot \rho_a \cdot \frac{1}{\alpha \cdot l_0} \cdot Q_m \cdot \eta_e \cdot i \cdot \frac{1}{m} \cdot n \cdot \frac{1}{60}, \text{ Вт.} \quad (6)$$

Крутящий момент определяется по известной формуле

$$M_{к0} = 9,55 \cdot \frac{N_e}{n}, \text{ Н} \cdot \text{м.} \quad (7)$$

Механический КПД определяется по известной формуле

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{\eta_e}{\eta_i} = (0,72 \dots 0,78). \quad (8)$$

Эффективный КПД определяется по известной формуле

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

или  $\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i$ , или

$$\eta_e = \frac{L_i}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_{2v} - Q_m - Q_m}{Q_1} = 1 - \frac{Q_{2v} + Q_m + Q_m}{Q_1} \quad (\text{рис. 2}). \quad (9)$$

Откуда  $Q_m = (1 - \eta_e) \cdot Q_1 - (Q_{2v} + Q_m)$  (рис. 2).

Литровая мощность:

$$N_n = \frac{N_{em}}{i \cdot V_a} = \frac{p_e \cdot \eta}{60 \cdot m}, \text{ кВт/л.} \quad (10)$$

Мощность одного цилиндра за цикл:

$$N_{II} = \frac{N_{em}}{i \cdot V_a \cdot \frac{n}{2}}, \text{ кВт/1ц, цикл.} \quad (11)$$

Среднее эффективное давление — степень использования рабочего объёма цилиндра АДВС за цикл:

$$p_e = \frac{L_e}{V_a} = \eta_h \cdot p_b \cdot \frac{1}{\alpha \cdot l_0} \cdot Q_m \cdot \eta_e, \text{ МПа.} \quad (12)$$

Удельный эффективный расход топлива:

$$g_e = \frac{G_t}{N_{em}}, \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч).} \quad (13)$$

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

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_1} = \frac{(Q_1 - Q_2) - Q_m}{Q_1} = \eta_e - \frac{Q_m}{Q_1}, \quad (14)$$

где  $L_i$  — индикаторная работа;  $Q_m$  — технические потери (неполнота сгорания, теплоотдача от рабочего тела в стенки рабочей камеры цилиндра, рост теплоёмкости 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 АДВС, изготовленного, отрегулированного и обкатанного в соответствии с техническими условиями на двигатель, при укомплектованности двигателя серийным обо-

Таблица 2. Сравнение АПДВС четвёртого поколения в комплектации брутто и нетто

Параметры АПДВС	Комплектация АПДВС ЗМЗ-4021.10	
	Брутто	Нетто
Номинальная мощность, кВт, при $n$ , мин <sup>-1</sup>	66,18/4 250	55,15/4 250
	100 %	83,33 %
Максимальный крутящий момент, Н·м, при $n$ , мин <sup>-1</sup>	166,8/3 000	155,98/3 000
	100 %	93,53 %
Удельный расход топлива в режиме номинальной мощности, г/(кВт·ч), при $n = 4 250$ мин <sup>-1</sup>	378	403
	100 %	115,63 %
Эффективный КПД в режиме номинальной мощности при $n = 4 250$ мин <sup>-1</sup>	0,235	0,203
	100 %	86,36 %
Литровая мощность двигателя в режиме номинальной мощности, кВт/дм <sup>3</sup> , при $n = 4 250$ мин <sup>-1</sup>	27,07	22,56
	100 %	83,33 %
Коэффициент наполнения в режиме номинальной мощности при $n = 4 250$ мин <sup>-1</sup>	0,793	0,768
	100 %	96,522 %
Степень сжатия	6,7	6,7
Применяемое топливо	A-76	A-76
Диаметр цилиндра и ход поршня, мм	92 × 92	92 × 92

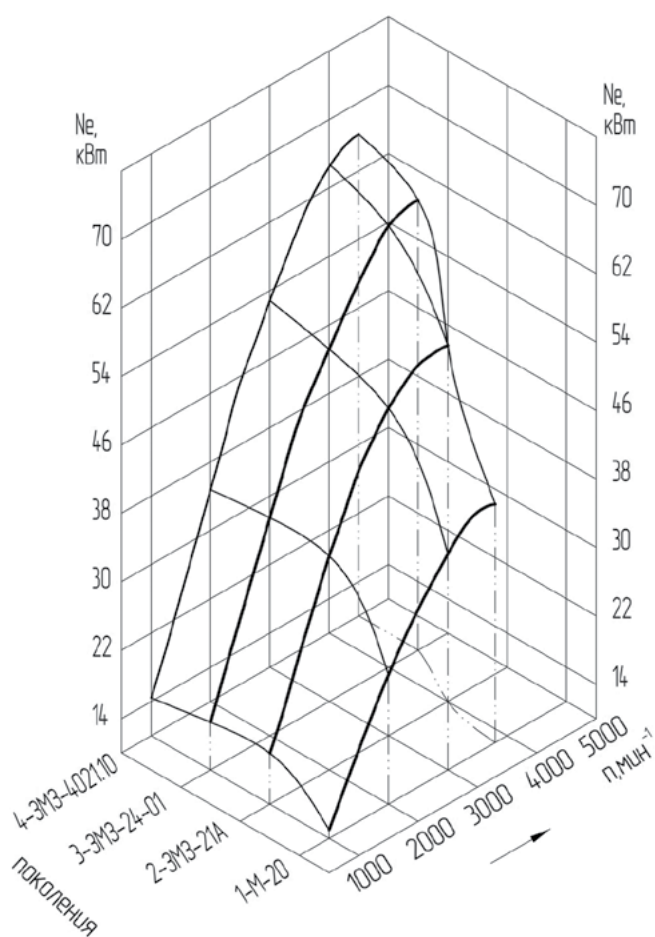


Рисунок 3. Графики изменения мощности по внешней скоростной характеристике в комплектации ПДВС брутто для четырех поколений двигателей

рудованием — вентилятором, кожухом вентилятора, радиатором системы охлаждения, воздухоочистителем, глушителем шума выпуска (комплектующие транспортного средства). Полученные по результатам испытаний значения мощности нетто близки к показателю мощности, измеренному по стандарту DIN.

Мощность брутто является мощностью, 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 значения мощности нетто из-за разных комплектаций АПДВС: в составе энергетической установки транспортного средства и в составе испытательного моторного стенда.

В рекламной и популярной литературе принято технико-экономические показатели АПДВС приводить в комплектации брутто.

Анализ технико-экономических показателей АПДВС первого, второго, третьего и четвертого поколений, разработанных и выпускаемых Горьковским автомобильным и Заволжским моторным заводами (табл. 1, 2 и рис. 3... 6), показывает: инженерное решение АПДВС второго поколения модели ЗМЗ-21А, Р-4,  $V_h = 2,445$  дм<sup>3</sup>, диаметр цилиндра — 92 мм и ход поршня — 92 мм, было разработано 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, что позволило 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.

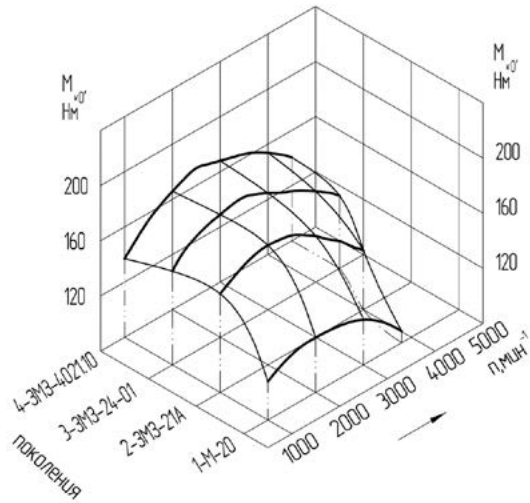


Рисунок 4. Графики изменения крутящего момента по внешней скоростной характеристике в комплектации ПДВС брутто для четырёх поколений двигателей

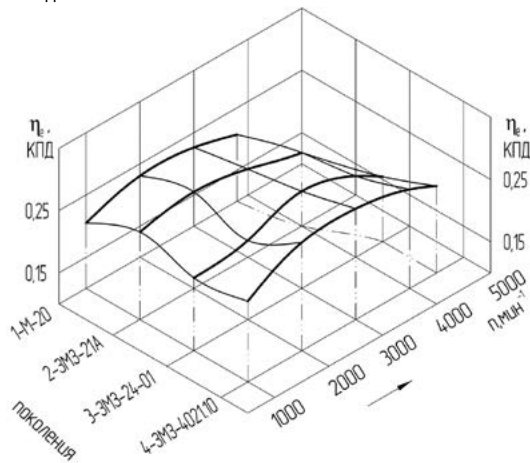


Рисунок 5. Графики изменения коэффициента полезного действия по внешней скоростной характеристике в комплектации ПДВС брутто для четырёх поколений двигателей

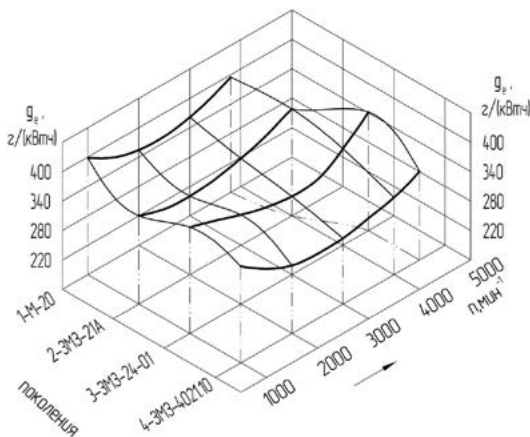


Рисунок 6. Графики изменения удельного расхода топлива по внешней скоростной характеристике в комплектации ПДВС брутто для четырёх поколений двигателей

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 модели ЗМЗ-24. На базе анализа 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 ( $P-4$ ,  $V_h = 2,445 \text{ дм}^3$ , диаметр цилиндра — 92 мм и ход поршня — 92 мм, степень сжатия — 6,7), технико-экономические показатели его были повышены за счёт совершенствования рабочих процессов и снижения механических потерь.

Это было достигнуто рациональными инженерными решениями путём 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 жёсткости блока цилиндров;

- КШМ → чугунные крышки коренных подшипников со сталеалюминиевыми подшипниками скольжения (вместо баббитовых); чугунный коленчатый вал с демпфером крутильных колебаний и маховиком с зубчатым венцом; шатун с большой разъемной головкой, сталеалюминиевыми подшипниками скольжения (вместо баббитовых) и деталями 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; компрессионные поршневые кольца высотой 2 мм (вместо 2,5 мм); съёмная чугунная с износостойкой вставкой гильза с нижним креплением; головка цилиндров с камерой сгорания, увеличенными впускными и выпускными отверстиями, 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, ход которых увеличен, с двумя пружинами на клапане, позволившими увеличить частоту вращения распределительного вала с 2 000 до 2 250 мин<sup>-1</sup>;

- 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 — увеличено проходное сечение трубопроводов и уменьшены гидравлические потери подсистемы газообмена;

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

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

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

Результаты проведённого анализа опыта эксплуатации, ремонта и производства АПДВС первого, второго и третьего поколений позволили провести модернизацию АПДВС третьего поколения с новыми технико-экономическими показателями. В результате внедрённых инженерных решений в 1992 году родился ПДВС четвёртого поколения модели ЗМЗ-4021. Модернизация АПДВС модели ЗМЗ-24-01 выполнена специалистами инженерных служб ОАО «ЗМЗ». К основным инженерным решениям АПДВС четвёртого поколения модели ЗМЗ-4021 следует отнести следующие:

- алюминиевый блок, отлитый методом кокильно-го литья, позволил улучшить его жёсткость;

- 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; антитоксичные органы уменьшили токсичность отработавших газов.

Технико-экономические показатели АПДВС четвёртого поколения модели ЗМЗ-4021 значительно улучшены и превосходят в 1,88 раза технико-экономические показатели АПДВС первого поколения модели ГАЗ-20.

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

- большой прорыв картерных газов;
- низкий коэффициент наполнения;
- изменение степени сжатия в процессе эксплуатации АПДВС;
- неполноту 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 диаметра зазора, неуравновешенности поршня и его перегрева).

В качестве примера используем материалы, приведённые в литературе по эксплуатации ПДВС в составе транспортного средства.

На рис. 7 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 поршню 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 также может быть причиной недостаточных зазоров, поскольку цилиндр быстро сжимается из-за чрезмерной скорости охлаждения, в то время



Рисунок 7. Фрикционный износ юбки поршня

Таблица 3. Расход картерных газов по внешней скоростной характеристике серийного АПДВС

$n$ , мин <sup>-1</sup>	1 000	2 000	3 000	4 000	4 250
$V_{кз}$ , л/мин ±	40,5	41,2	42,4	44,3	45,1
$V_{кз}$ , м <sup>3</sup> /1ц, цикл ±	0,0000405	0,0000206	0,0000141	0,0000111	0,0000106



Рисунок 8. Оплавление головки поршня и его поверхностей

как поршень остаётся горячим. Если следы заедания распределены неравномерно по периферии поршня, причиной заедания поршня может быть деформация цилиндра. Также показателями этого являются локальные полированные зоны («блестящие пятна»). В этом случае диаметр отверстия цилиндра после переборки двигателя оставлен слишком малым.

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

На рис. 8 изображены: а) верхняя поверхность частично оплавлена над вставкой колец; б) продолжение процесса оплавления по всей головке 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 оседает в зазоре между поршнем и цилиндром. С одной стороны, это приводит к повышенному износу колец, с другой стороны, накопленное топливо возгорается без контроля. Местами создаётся температура, превышающая температуру плавления материала поршня. Впоследствии оплавления головки поршня, показанные на рис. 8а и 8б, могут привести к полному разрушению поршня (рис. 8г). 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 краёв камеры сгорания и кромки головки поршня (рис. 8в) можно объяснить излишним количеством впрыскиваемого топлива. Повреждённые форсунки или несвоевременное срабатывание насоса инжектора (для повышения эффективности) приводят к превышению температуры.

Для предотвращения указанных повреждений необходимо точно рассчитать необходимое количество топлива, впрыскиваемого в цилиндр двигателя, правильно определить и выставить угол опережения впрыскивания топлива, обеспечить рекомендуемый зазор между поршнем и цилиндром.

Особое место в работе занимает выбор инженерных решений по повышению технико-экономических показателей АПДВС в комплектации нетто до уровня параметров в комплектации брутто, приведённых ранее, и выше.

Инженерное решение по уменьшению прорыва картерных газов (табл. 3).

Причиной большого прорыва горючей смеси и отработавших газов в картер и обратно в цилиндр может быть недостаточное уплотнение 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 и резко обеспечили жёсткость 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».

Инженерное решение по настройке органов выпуска и выпуска подсистемы газообмена для повышения коэффициента наполнения и обеспечения вращательного движения горючей смеси вдоль и вокруг продольной оси цилиндра для качественного смесеобразования и быстрого сгорания паров топлива. При этом в режиме номинальной мощности для АПДВС четвёртого поколения продолжительность газообмена составила  $50 + 180 + 180 + 64 = 474$  п. к. в. По результатам расчёта предварение выпуска было увеличено и составило  $72^\circ$  п. к. в. до прихода поршня в НМТ. При свободном выпуске 60 % массы отработавших газов с давлением 0,4... 0,5 МПа и скоростью 500... 720 м/с вытекает из рабочей камеры цилиндра в органы выпуска и резко снижает своё 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 вытесняются в органы выпуска с минимальными гидравлическими сопротивлениями. Расчётно-экспериментальным методом была определена продолжительность дозарядки цилиндра в процессе наполнения, которая составила  $68^\circ$  п. к. в. после прохода поршнем НМТ при закрытии впускного отверстия. Продолжительность газообмена увеличилась на 5,2 %:  $72 + 180 + 180 + 68 = 500^\circ$  п. к. в.

Особое место в работе занимает выбор диаметра и длины впускного трубопровода. Теоретический расчёт был выполнен программным обеспечением «Альбея» в САПР ДВС. Методика расчёта диаметра и длины впускного трубопровода включает: 1) в режиме номинальной мощности выбирается

определяющий (гидравлический) диаметр горловины впускного отверстия; 2) в режиме максимального крутящего момента была выбрана длина впускного канала в относительных единицах  $L_{\text{вн}} = l/d_r = 18$ , допускается  $l/d_r = 18K$ , где  $l$  — длина впускного трубопровода по осевой линии,  $d_r$  — гидравлический диаметр с учётом стержня клапана.

Методика расчёта диаметра и длины выпускного трубопровода выполнялась аналогично расчёту диаметра и длины впускного трубопровода: 1) в режиме номинальной мощности выбирается определяющий (гидравлический) диаметр горловины выпускного отверстия с учётом диаметра стержня клапана; 2) в режиме максимального крутящего момента была выбрана длина впускного трубопровода по осевой линии в относительных единицах  $L_{\text{с}} = l/d_{r, \text{ГВ}} = (19...20)$  для каждого цилиндра, допускается  $l/d_{r, \text{ГВ}} = 18...28$ . При этом диаметр впускного трубопровода уменьшен на 17,5 %, а выпускного — на 19,85 % без увеличения гидравлического сопротивления органов выпуска и выпуска подсистемы газообмена.

Инженерное решение по изменению степени сжатия в процессе эксплуатации АПДВС относится к уплотнению рабочей камеры цилиндра между цилиндром и головкой цилиндров медно-асбестовой прокладки толщиной 2,35 мм. В процессе эксплуатации толщина её постепенно уменьшалась до 1,5 мм. Изменение толщины прокладки уменьшило полный объём цилиндра, объём камеры сжатия и тепловой зазор ГРМ, что привело к нарушению герметичности рабочей камеры цилиндра, а степень сжатия увеличилась с 6,7 до 7,0, то есть на 4,5 %, нарушился рабочий цикл АПДВС. Анализ и синтез потребовали нового инженерного решения, а именно: медно-асбестовая прокладка была заменена металлической (из мягкого алюминия) толщиной 2 мм, что позволило улучшить тепловое состояние головки цилиндров и стенок цилиндра, жаровой пояс цилиндра уменьшился в 2,5 раза, то есть количество затекаемого топлива в зазор между стенкой цилиндра и стенкой поршня также уменьшилось 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... 15 °С, что позволило улучшить процессы смесеобразования и сгорания (при  $\alpha = 1$ ) и повысить топливную экономичность (рис. 9 и 10).

Введённые выше инженерные решения повлияли на внешний тепловой баланс АПДВС. Под внешним тепловым балансом понимаем рациональное распределение внутренней энергии рабочего тела: по остову, трём механизмам, подсистемам, узлам и деталям АПДВС — и поддержание её постоян-

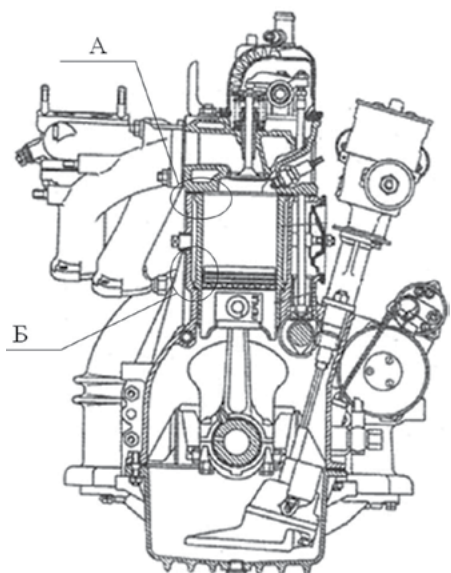


Рисунок 9.

Поперечный разрез  
АПДВС четвёртого  
поколения

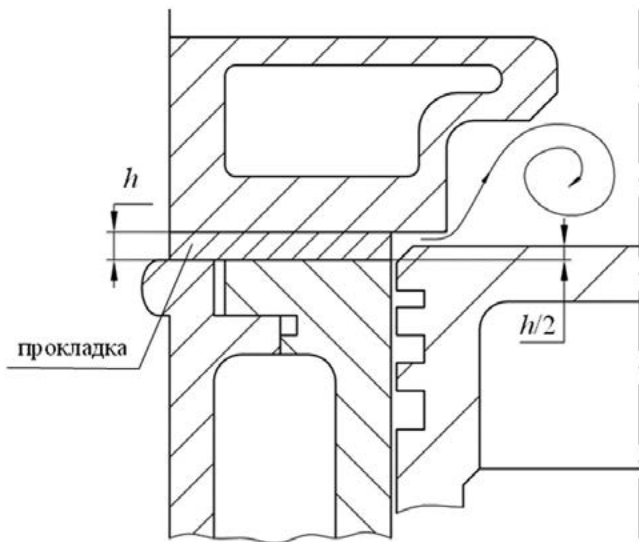


Рисунок 10. Узел А

ной 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 и поршня: уменьшили высоту рубашки охлаждения цилиндра на 32 % и объём 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 расчёты и проверены экспериментально. В результате расчёта получили, что при  $n = 4\ 250\ \text{мин}^{-1}$  внешней скоростной характеристики средняя температура днища поршня серийного составила 227... 220 °С, а модернизированного с уменьшенной рубашкой

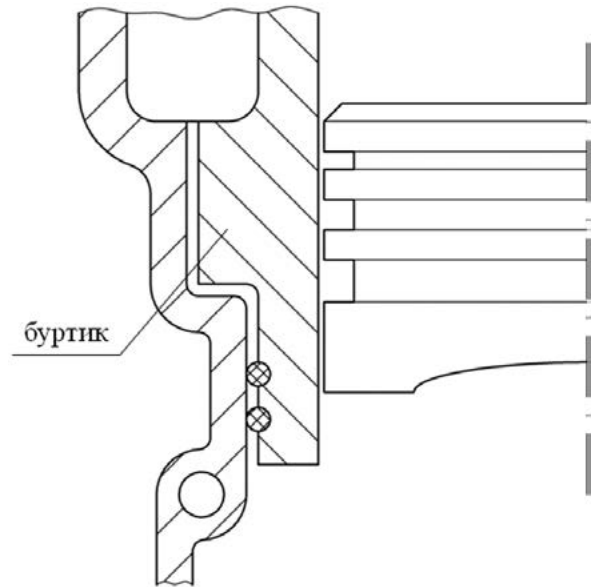


Рисунок 11. Узел Б

охлаждения и объёмом охлаждающей жидкости — 239... 234 °С, а время прогрева охлаждающей жидкости уменьшилось на 25... 28 %. При этом температура охлаждающей жидкости на выходе составила 84 °С, а показатели технических характеристик улучшились (рис. 9 и 11).

Выполненные инженерные решения позволили модернизировать АПДВС четвёртого поколения, улучшить технико-экономические показатели на 10... 17 % и получить АПДВС, имеющий одинаковые технические характеристики в комплектациях брутто и 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).

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Двигатели Заволжского моторного завода. Создание и развитие конструкций, технологий и производства 1958–1998 гг. / А. М. Минеев, П. А. Голубев, Г. С. Завыленков и др. — Н. Новгород: Изд-во Нижегород. гос. ун-та им. Н. И. Лобачевского, 1998. — 253 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 автомобильных инженеров. — 2011. — № 2 (67). — С. 42–47.
3. Современный поршневой ДВС с перспективными энергетическими, экономическими и экологическими показателями, получаемыми за счёт повышения внутренней энергии рабочего тела / Л. А. Захаров, А. Н. Тарасов, И. Л. Захаров и др. // Журнал автомобильных инженеров. — 2013. — № 2 (79). — С. 14–20.
4. Совершенствование термодинамических показателей поршневого двигателя, работающего по гибриднему циклу / Л. А. Захаров, А. Н. Тарасов, В. Л. Химич, И. Л. Захаров // Труды НГТУ им. Р. Е. Алексеева. — 2011. — № 1 (86). — С. 174–184.
5. Исследование и расчёт термодинамических показателей поршневого двигателя внутреннего сгорания, работающего по циклу Отто, методом технической термодинамики: метод. указ. / сост. Л. А. Захаров, И. Л. Захаров, А. В. Сезёмин и др. — Н. Новгород: НГТУ им. Р. Е. Алексеева, 2010. — 33 с.