

ФОРМИРОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ МОЩНОСТНЫХ ДИАПАЗОНОВ ПРИМЕНЕНИЯ НЕОХЛАЖДАЕМОГО И ОХЛАЖДАЕМОГО ПОРШНЕЙ НА ДИЗЕЛЯХ ПЕРСПЕКТИВНОГО ТИПОРАЗМЕРА ЧН15/15

С.В. Лебедев, Д.Д. Матиевский, Г.В. Лебедева

Материал публикации является итоговым этапом разработки, опирающимся и обобщающим выполненные исследования путей форсирования дизелей перспективного типоразмера ЧН15/15 [1]; теплового и напряженного состояния неохлаждаемого и спроектированного охлаждаемого поршневых комплектов; совмещенного параметрического анализа индикаторного процесса и тепловой нагрузки на детали ЦПГ [2]. Разработан конструктивно унифицированный ряд поршней для перспективного типажа форсированных высокооборотных дизелей ЧН15/15 и обоснованы рациональные мощностные диапазоны их применения, учитывающие особенности конструкции, охлаждения и параметры организации индикаторного процесса.

В методическом плане разработка основывается на общих подходах и апробированных на практике методах анализа индикаторного процесса и теплового нагружения деталей ЦПГ, не ограниченных рамками конкретной модификации высокооборотного дизеля. Ее реализация основывается на проведении взаимосвязанного комплекса расчетно-экспериментальных исследований, включивших:

1. Вариантное моделирование характеристик индикаторного процесса дизелей типоразмерного ряда при исследуемых способах ведения индикаторного процесса.

2. Систематизацию и обобщение результатов вариационных расчетных исследований параметров ведения индикаторного процесса дизелей типоразмера в виде графических зависимостей $\Pi, \eta_i = f(P_{\max}/P_a, \alpha)$ [3].

3. Определение комбинаций параметров индикаторного процесса $\varepsilon, \alpha, \lambda, P_k, T_k$ на исследуемых уровнях форсирования по среднему индикаторному давлению¹.

4. Расчет средних за цикл параметров теплового нагружения поршневого комплекта для исследуемых уровней форсирования и отражение их в форме локальных полей на координатной плоскости $\alpha_{Г.ср} - T_{Г.ср}(\alpha_{Г.ср, T}^{ДЕТ}, T_{Г.ср, T}^{ДЕТ})$ (в рамках выполненного исследования применены методики [4,5]).

5. Моделирование теплового и напряженного состояния исследуемых конструкций поршней с целью выявления критериев, лимитирующих форсирование дизелей типоразмера по среднему индикаторному давлению.

6. Обоснование рациональных направлений совершенствования поршневого комплекта и их практическая реализация на расчетной модели.

7. Формирование массива данных для номограмм совмещенного параметрического анализа индикаторного процесса и теплового нагружения поршневого комплекта [$t_{дет}, \sigma_{дет}$]: определение комбинаций параметров теплового нагружения поршневого комплекта ($\alpha_{Г.ср, T}^{ДЕТ}, T_{Г.ср, T}^{ДЕТ}$), при которых достигается предельно допустимое значение лимитирующего критерия тепловой напряженности поршня.

8. Совмещение в поле номограммы $\alpha_{Г.ср, T}^{ДЕТ} - T_{Г.ср, T}^{ДЕТ}$ локальных полей форсирования в соответствии с п. 4 и изолиний лимитирующих критериев теплонапряженного состояния исследуемых комплектов поршневого комплекта по п. 7.

На завершающем этапе для реализуемого способа ведения индикаторного процесса и комплектации дизелей выполняется обоснование рациональных мощностных диапазонов применения исследуемого конструктивного ряда поршней.

давление наддува, π_k – степень повышения давления наддува, T_t – температура выпускных газов перед турбиной, λ – степень повышения давления в цилиндре, P_{\max} – максимальное давление сгорания, α – коэффициент избытка воздуха.

¹ Здесь и далее по тексту: n – частота вращения коленчатого вала, $P_{ми}$ – среднее индикаторное давление, b_1 – удельный индикаторный расход топлива, P_k –

**ФОРМИРОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ МОЩНОСТНЫХ ДИАПАЗОНОВ ПРИМЕНЕНИЯ
НЕОХЛАЖДАЕМОГО И ОХЛАЖДАЕМОГО ПОРШНЕЙ НА ДИЗЕЛЯХ ПЕРСПЕКТИВНОГО
ТИПОРАЗМЕРА ЧН15/15**

I. Определение тепловой нагрузки на поршень дизеля от параметров ведения индикаторного процесса

В виду значительного объема экспериментальных данных по характеристикам внутрицилиндровых процессов, необходимого для настройки современных многозонных моделей на объект исследования [6,7], их применение является технически рациональным и более рентабельным на завершающих стадиях проектных работ. Это характерно и в отношении углубленных методов исследования индикаторного процесса, построенных на анализе экспериментальных индикаторных диаграмм [8]. И использованные в работе расчетные методы как в отношении параметров индикаторного процесса, так и тепловой нагрузки поршневого комплекта со стороны КС, основаны на однозонных моделях.

Взаимосвязь среднецикловых и средних за процесс теплоотдачи величин $\alpha_{Г.ср.}$, $T_{Г.ср.}$ и $\alpha_{Г.ср.Т}^{ДЕТ}$, $T_{Г.ср.Т}^{ДЕТ}$ с параметрами индикаторного процесса установлена и исследована, базируясь на разработке [5]. В ее основе математическая модель цикла высокооборотного дизеля, позволяющая осуществлять расчет текущих значений параметров рабочего тела и характеристик тепловыделения по времени цикла $T_{Г.ср.}, P_{Г.ср.}, X = f(\alpha, \varepsilon, \lambda, P_a, T_a)$ в функции коэффициента избытка воздуха (α); степени повышения давления в цилиндре (λ); давления и температуры воздушного заряда в начале сжатия (P_a, T_a); степени сжатия (ε). Коэффициент теплоотдачи от рабочего тела в днище поршня в соответствии с использованной зависимостью ЦНИДИ [4] определяется уравнением вида:

$$\alpha_{Г.ср.} = \left(2,75 + 58,6 \frac{D}{C_m} \right) \frac{\lambda_{Г.ср.}}{\mu_{Г.ср.}^{0,5}} \left(\frac{C_m}{D} \right)^{0,5} \left(\frac{P_{Г.ср.}}{R_{Г.ср.} T_{Г.ср.}} \right)^{0,5}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где $\lambda_{Г.ср.}$ - коэффициент теплопроводности газа, Вт/(м·К); $\mu_{Г.ср.}$ - коэффициент вязкости газа, кг/(м·с); $P_{Г.ср.}$ и $T_{Г.ср.}$ - соответственно давление и температура газа, Н/м² и К; C_m - средняя скорость поршня, м/с; D - диаметр цилиндра, м; $R_{Г.ср.}$ - газовая постоянная, Дж/(кг·К).

Для конструктивно подобных дизелей множитель $\left(2,75 + 58,6 \frac{D}{C_m} \right) \left(\frac{C_m}{D} \right)^{0,5}$ вводится

в разряд констант (N), после чего

$$\alpha_{Г.ср.} = N \frac{\lambda_{Г.ср.}}{\mu_{Г.ср.}^{0,5}} \left(\frac{P_{Г.ср.}}{R_{Г.ср.} T_{Г.ср.}} \right)^{0,5}.$$

В результате

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{Г.ср.}, P_{Г.ср.}, X = f(\alpha, \varepsilon, \lambda, P_a, T_a) \\ \lambda_{Г.ср.}, \mu_{Г.ср.} = f(\alpha, X, T_{Г.ср.}) \\ \alpha_{Г.ср.} = N \frac{\lambda_{Г.ср.}}{\mu_{Г.ср.}^{0,5}} \left(\frac{P_{Г.ср.}}{R_{Г.ср.} T_{Г.ср.}} \right)^{0,5} \end{array} \right.$$

совместное решение системы уравнений позволяет условие подобия параметров теплоотдачи от рабочего тела в днище поршня выразить зависимостью $\alpha_{Г.ср.}, T_{Г.ср.} = f(\varepsilon, \alpha, \lambda, P_k, T_k)$ (без заметной погрешности расчета принято $P_k \approx P_a, T_k \approx T_a$). Переход к средне цикловым $\alpha_{Г.ср.}, T_{Г.ср.}$ ($\alpha_{Г.ср.Т}^{ДЕТ}, T_{Г.ср.Т}^{ДЕТ}$) основан на статистическом анализе результатов многовариантных расчетов. Определено, что значимыми факторами, ранжированными по степени влияния на $\alpha_{Г.ср.}, T_{Г.ср.}$, являются: для $\alpha_{Г.ср.}$ ($\alpha_{Г.ср.Т}^{ДЕТ}$) - $\alpha, \varepsilon, \lambda, P_k$; для $T_{Г.ср.}$ ($T_{Г.ср.Т}^{ДЕТ}$) - $\alpha, T_k, \lambda, \varepsilon$. С целью удобства практического использования зависимости $\alpha_{Г.ср.}$ ($\alpha_{Г.ср.Т}^{ДЕТ}$) и $T_{Г.ср.}$ ($T_{Г.ср.Т}^{ДЕТ}$) представлены в функции взаимосвязанных параметров дизеля $P_{max}/P_k, \alpha, \varepsilon, \lambda, T_k$ и сохранен методический подход к выбору их наиболее выгодного сочетания по аналогии с поиском оптимума η_i [3]. Влияние параметров наддувочного воздуха на входе в цилиндр отражено в форме дополнительных множителей - соответственно $\alpha_{Г.ср.Т}^П/P_k^{0,5} = f(P_{max}/P_k, \alpha)$ и $T_{Г.ср.Т}^П(T_k/350)^{0,5} = f(P_{max}/P_k, \alpha, \varepsilon)$ [9].

Таким образом, реализуется единый методический подход к выполнению совместного анализа параметров индикаторного процесса и тепловой нагрузки на детали ЦПГ дизеля в функции величин $P_{max}/P_k, \alpha$ и ε или $\varepsilon, \alpha, \lambda, P_k$ и T_k , учитывая $P_{max}/P_k = \varepsilon^{\lambda}$. Его использование и послужило основанием для решения поставленных в работе задач.

II. Повышения работоспособности поршневого комплекта для перспективного форсирования типоразмера дизелей ЧН15/15

Исследование теплонапряженного состояния неохлаждаемой конструкции поршневого комплекта дизелей ЧН15/15 показало, что критичным для их

перспективного форсирования по P_{mi} являются:

1. Температурный уровень уплотнительного пояса в зоне канавки под первое компрессионное кольцо ($t_{п.1ПК}$). Величина $t_{п.1ПК}$ на уровне форсирования стоящих на производстве моделей дизелей достигает $220\text{ }^{\circ}\text{C}$, что с учетом реальных условий эксплуатации практически соответствует предельному уровню $[t_{п.1ПК}] = 220\div 230\text{ }^{\circ}\text{C}$. При форсировании до $P_{mi} = 1,18$ МПа величина $t_{п.1ПК}$ практически достигает $240\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рис.1).

Улучшение характеристик протекания индикаторного процесса путем повышения давления впрыска топлива и использования ОНВ в системе наддува, а также выбор рационального сочетания параметров ведения индикаторного процесса (α , ε , λ , P_k , T_k) позволили снизить $t_{п.1ПК}$ и соответственно расширить диапазон форсирования дизелей по величине P_{mi} до 1,4 МПа. Для достижения верхней границы намеченного диапазона форсирования $P_{mi} = 1,5\div 1,6$ МПа необходимо проведение комплекса мероприятий по дальнейшему снижению $t_{п.1ПК}$.

2. Уровень механических напряжений в элементах бобышки поршня: на внутренней кромке и в расточке под поршневой палец. Реакция поршневого пальца от воздействия на днище поршня P_{max} вызывают знакопеременные механические напряжения сжатия $\sigma_{мех.сж}$ и растяжения $\sigma_{мех.р}$ высокой

интенсивности. На базовом уровне форсирования дизелей, находящихся на производстве ($P_{mi} = 0,95$ МПа), величина амплитуды $\sigma_{мех.сж}$ и $\sigma_{мех.р}$ на кромке расточки достигает соответственно -180 МПа и 60 МПа, что превышает предел статической прочности материала АК21М2,5Н2,5, при его рабочей температуре $[\sigma_{вр}] \approx 170$ МПа. В расточке бобышки в характерной для возникновения усталостных трещин зоне расположенной на расстоянии $1/5\div 1,4$ длины расточки от внутренней кромки их величины достигают -115 МПа и 50 МПа.

С учетом реальных возможностей технологического процесса производства определены направления совершенствования поршневого комплекта для перспективного форсирования дизелей:

- снижение температуры уплотнительного пояса в зоне первого компрессионного кольца путем разработки и внедрения охлаждаемой маслом конструкции поршня, изготовленной с использованием электронно-лучевой технологии сварки в вакууме;

- конструктивное совершенствование внутренней поверхности поршня, обеспечивающее релаксацию пиковых значений механических напряжений в локальных зонах внутренней кромки и расточки бобышки под поршневой палец.

ФОРМИРОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ МОЩНОСТНЫХ ДИАПАЗОНОВ ПРИМЕНЕНИЯ
НЕОХЛАЖДАЕМОГО И ОХЛАЖДАЕМОГО ПОРШНЕЙ НА ДИЗЕЛЯХ ПЕРСПЕКТИВНОГО
ТИПОРАЗМЕРА ЧН15/15

□□(3-St2tt :: Thermal Time Step : 1
Units : Celsius

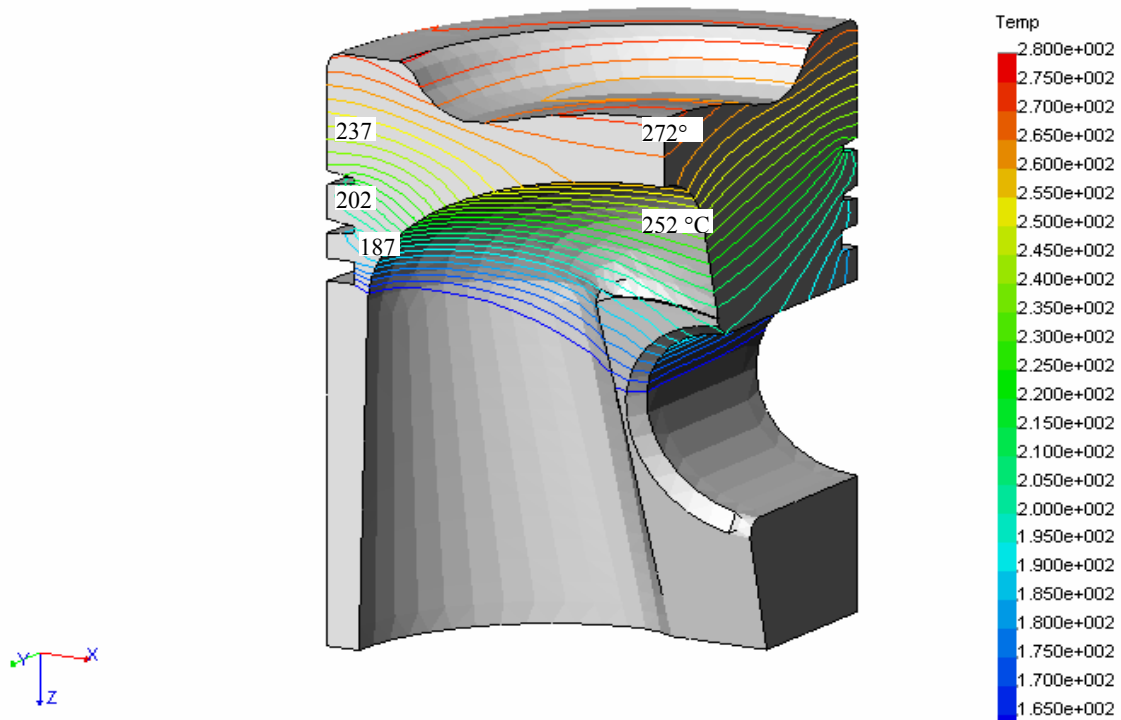


Рис. 1. Температурное поле неохлаждаемого поршня дизелей ЧН15/15 (штатная комплектация системы наддува и топливоподачи); $P_{mi} = 1,18$ МПа, $n = 2600$ мин⁻¹, $\varepsilon = 14$ ед.

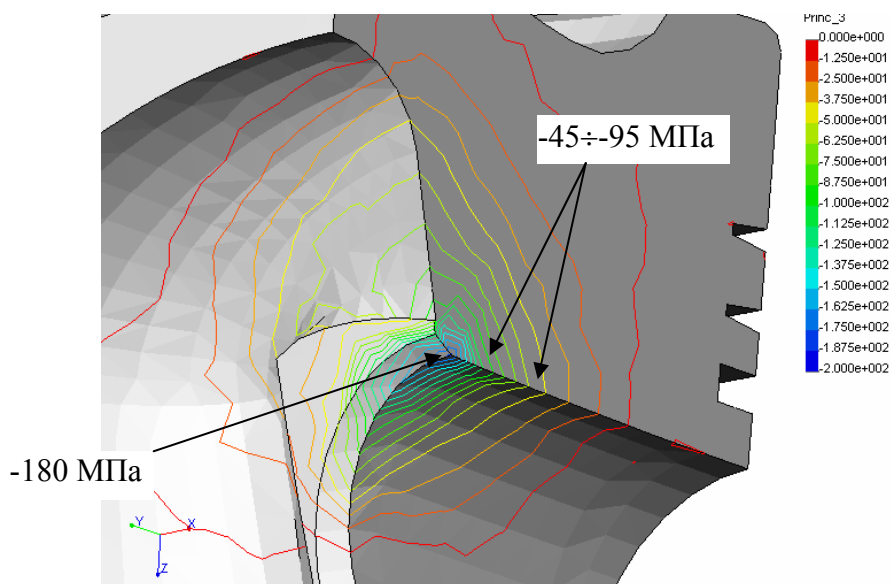


Рис. 2. Механические напряжения сжатия в расточке бобышки поршня дизелей ЧН15/15 (штатная комплектация систем наддува и топливоподачи); $P_{mi} = 0,96$ МПа, $n = 2600$ мин⁻¹, $\varepsilon = 15,3$ ед.

Суть использованного мероприятия, направленного на снижение механических напряжений, заключается в увеличении податливости конструкции поршня в районе внутренней кромки расточки бобышки с целью согласования ее деформации с прогибом пальца. В результате релаксации напряжений в ставшей более податливой верхней части бобышки локальные пиковые значения напряжений сжатия $\sigma_{\text{мех.сж}}$ от воздействия P_{max} снизились до допустимого уровня. На перспективном уровне форсирования дизелей типоразмера $P_{\text{ти}} = 1,6$ МПа с учетом прямо пропорциональной зависимости $\sigma_{\text{мех}}$ от величины P_{max} значения напряжений, возникающих в наиболее опасной зоне расточки бобышки находятся на допустимом уровне: $\sigma_{\text{инт}} \approx 165$ МПа, $\sigma_{\text{мех.сж}} \approx -100$ МПа, $\sigma_{\text{мех.раст}} \approx 65$ МПа.

В рамках публикации фрагментарно освещены результаты разработки охлаждаемой маслом конструкции поршневого комплекта для дизелей ЧН15/15.

Разработка сварной охлаждаемой маслом конструкции поршня

Предварительный расчетный анализ ряда возможных конструктивных вариантов оформления полости охлаждения (каплевидной, торообразной и др.) [10] показал, что наиболее существенное снижение температуры поршня в зоне первого компрессионного кольца достигается при использовании «грибовидной» конфигурации полости. Ее особенностью является развитая поверхность верхней полусферы, обращенная в сторону тепловоспринимающих поверхностей КС. Тем самым достигается увеличение площади поверхностей, осуществляющих основной отвод в масло воспринимаемой поршнем теплоты, снижение градиентов температуры и соответственно термических напряжений в стенках полости по сравнению с другими исследованными конструктивными вариантами.

Рациональное размещение полости охлаждения предполагает ее примерную равно удаленность от поверхностей днища и канавок колец уплотнительного пояса. При этом достигнут близкий к максимальному эффект снижения температуры зоны канавки первого компрессионного кольца $t_{\text{п.пк}}$ при минимальной величине возникающих в стенках полости термических напряжений $\sigma_{\text{тер}}$.

В работе исследованы два основных варианта реализации охлаждения в полости: циркуляционное и охлаждение взбалтыванием. Расчетные по методике [11] значения коэффициента теплоотдачи в полости составили:

- циркуляционное охлаждение $\alpha_{\text{м.ц}} = 1260$ Вт/(м²·К) (для исследованных вариаций геометрических параметров полости $\alpha_{\text{м.ц}} = 1220 \div 1300$ Вт/(м²·К);
- охлаждение взбалтыванием $\alpha_{\text{м.вз}} = 2500$ Вт/(м²·К) для поверхностей, перпендикулярных оси цилиндра, и воспринимающих удар масла (для исследованных вариантов геометрических размеров полости $\alpha_{\text{м.вз}} = 2430 \div 2560$ Вт/(м²·К) и $\alpha'_{\text{м.вз}} = 1000$ Вт/(м²·К) для поверхностей, параллельных движению масла.

Одним из главных критериев принимаемых конструктивных решений по полости охлаждения явилась технологичность ее изготовления. Для организации полости охлаждения в днище поршня со стороны КС предусмотрено выполнение кольцевой расточки, ширина и глубина которой соответствуют габаритам полости. Из материала, аналогичного основному материалу поршня АК21М2, 5Н2,5, изготавливается кольцо, по размерам соответствующее выполненной расточке. На его внутренней торцевой поверхности выполняется сфера, в последующем образующая верхнюю поверхность полости охлаждения. Кольцо вставляется в расточку поршня и методом ЭЛУ двумя концентрически расположенными швами приваривается к основному материалу поршня. Днище КС поршня профилируется, и сверлятся отверстия подвода и отвода масла в полость охлаждения. Оптимизацией режимов сканирования и мощностных параметров луча лазера обеспечивается наличие переходной зоны от переплава к основному материалу поршня. В результате в швах исключается возникновения усталостных трещин [12].

Показатели теплонапряженного состояния сварного поршня на режимах перспективного форсирования

Результаты сравнительного анализа эффективности масляного охлаждения поршней ЧН15/15 в части характерных температур в элементах конструкции отражены в табл. 1 и на рис. 3.

Таблица 1
Снижение температуры поршня дизелей ЧН15/15 при введении охлаждения циркуляцией ($P_{mi} = 0,95$ МПа) (штатная комплектация систем наддува и топливоподачи)

Комплектация поршневого комплекта	Характерные температуры поршня, °С				
	$t_{п.ц}$	t_{max}	$t_{п.кр}$	$t_{п.1ПК}$	$t_{п.пер}$
Неохлаждаемый поршень	245	249	241	218	182
Охлаждаемый поршень (циркуляция)	217	218	206	178	152

Лимитирующая форсирование дизелей температура в зоне первого компрессионного кольца при реализации охлаждения циркуляции в полости охлаждения снизилась на 40 °С (с 218 °С до 178 °С). Полагаясь на опыт ведущих специализированных фирм по производству поршней, достигнут близкий к оптимальному температурный уровень пояса уплотнения поршня [13,14]. Температура поверхности днища и жарового пояса снизилась на 20÷35 °С.

Картина распределения и уровень механических напряжений в теле поршня не претерпел существенных изменений по сравнению с его неохлаждаемой конструкцией поршня. В стенках полости охлаждения интенсивность напряжений не превысила 12÷15 МПа, а механические напряжения сжатия от действия газовых сил -5÷-10 МПа. Снижение общего температурного уровня во всех исследованных зонах поршневого комплекта с введением масляного охлаждения благоприятно отразилось на снижении термических напряжений. Исключение составил наиболее удаленный от полости охлаждения центр внутренней поверхности

днища, где $\sigma_{терм.инт}$ сохранилась на уровне ~ 52 МПа. Что касается стенок полости охлаждения, то наблюдаемый уровень $\sigma_{терм.инт} = 20\div 25$ МПа почти на порядок ниже предельно допустимых значений (в локальных зонах со стороны поршневых колец $\sigma_{терм.инт}$ достигают 30÷35 МПа). Главная составляющая $\sigma_{терм.инт}$ напряжения растяжения $\sigma_{терм.раст}$ также имеют тенденцию к некоторому снижению. К примеру, в центре днища величина $\sigma_{терм.раст}$ снижается с 18 МПа до 14 МПа. В стенках полости охлаждения $\sigma_{терм.раст}$ изменяются в диапазоне 15÷40 МПа. Их наибольший уровень характерен со стороны поверхностей пояса уплотнения 35÷40 МПа; на противоположной поверхности 15÷20 МПа.

Важным положительным результатом введения масляного охлаждения явилось существенное снижение температуры поршня и интенсивности роста температуры характерных элементов поршня при повышении уровня форсирования дизеля, а для уплотнительного пояса – стабилизация температуры. Если для неохлаждаемого поршня повышение температуры с ростом P_{mi} на каждые 0,1 МПа составляет ~ 6 °С, то для охлаждаемого поршня его интенсивность снижается до 4 °С. В результате, для перспективного уровня форсирования $P_{mi} = 1,6$ МПа максимальная температура днища не превышает 239 °С, а зоны первого поршневого кольца 190 °С (см. табл. 2). Термические напряжения при форсировании с $P_{mi} = 0,95$ МПа до $P_{mi} = 1,6$ МПа увеличиваются незначительно.

□□(3-St2tt :: Thermal Time Step : 1
Units : Celsius

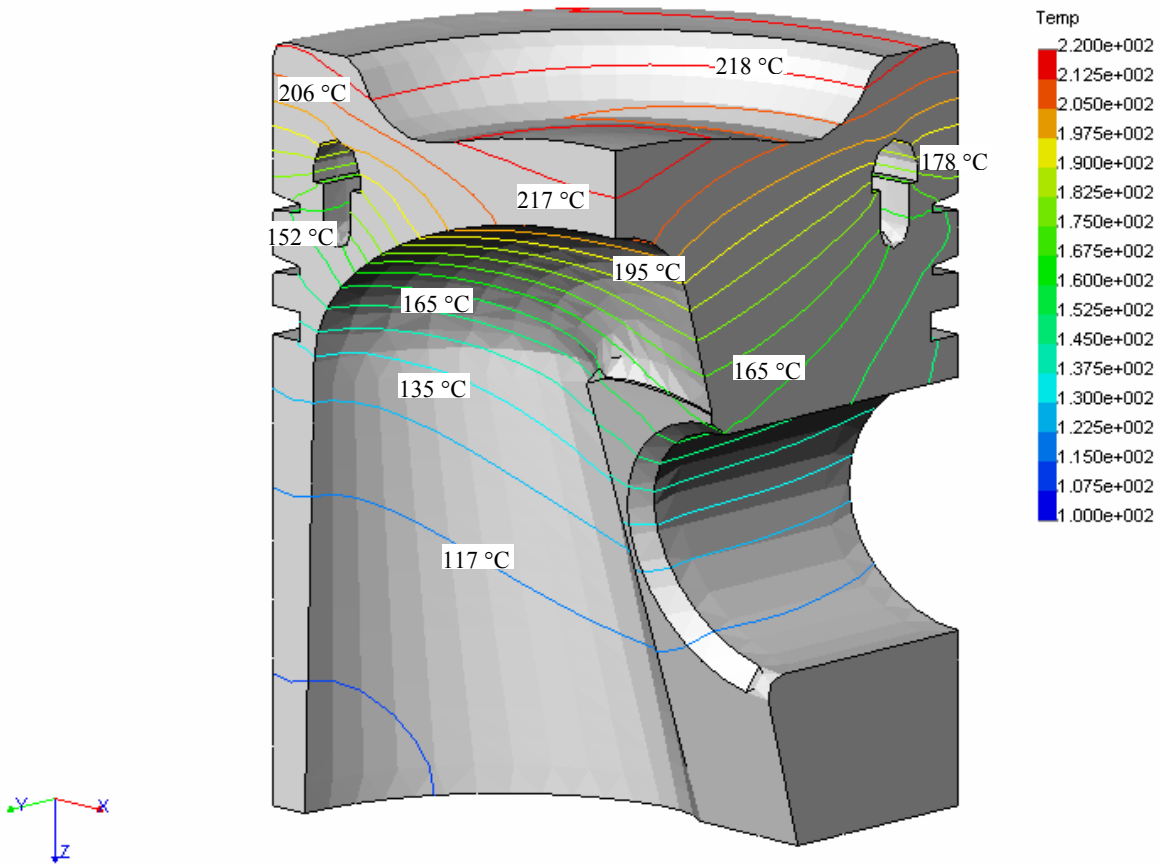


Рис. 3. Температурное поле сварного охлаждаемого поршня дизелей ЧН15/15 (штатная комплектация системы топливоподачи и наддува; охлаждение циркуляцией); $P_{mi} = 0,96$ МПа, $n = 2600$ мин⁻¹, $\varepsilon = 15,3$ ед.

Картина распределения и уровень механических напряжений в теле поршня не претерпел существенных изменений по сравнению с его неохлаждаемой конструкцией поршня. В стенках полости охлаждения интенсивность напряжений не превысила 12÷15 МПа, а механические напряжения сжатия от действия газовых сил - 5÷10 МПа. Снижение общего температурного уровня во всех исследованных зонах поршневого комплекта с введением масляного охлаждения благоприятно отразилось на снижении термических напряжений. Исключение составил наиболее удаленный от полости охлаждения центр внутренней поверхности днища, где $\sigma_{терм.инт}$ сохранилась на уровне ~ 52 МПа. Что

касается стенок полости охлаждения, то наблюдаемый уровень $\sigma_{терм.инт} = 20\div 25$ МПа почти на порядок ниже предельно допустимых значений (в локальных зонах со стороны поршневых колец $\sigma_{терм.инт}$ достигают 30÷35 МПа). Главная составляющая $\sigma_{терм.инт}$ напряжения растяжения $\sigma_{терм.раст}$ также имеют тенденцию к некоторому снижению. К примеру, в центре днища величина $\sigma_{терм.раст}$ снижается с 18 МПа до 14 МПа. В стенках полости охлаждения $\sigma_{терм.раст}$ изменяются в диапазоне 15÷40 МПа. Их наибольший уровень характерен со стороны поверхностей пояса уплотнения 35÷40 МПа; на противоположной поверхности 15÷20 МПа.

Важным положительным результатом введения масляного охлаждения явилось существенное снижение температуры поршня и интенсивности роста температуры характерных элементов поршня при повышении уровня форсирования дизеля, а для уплотнительного пояса – стабилизация температуры. Если для неохлаждаемого поршня повышение температуры с ростом P_{mi} на каждые 0,1 МПа составляет ~ 6 °С, то для охлаждаемого поршня его интенсивность снижается до 4 °С. В результате, для перспективного уровня форсирования $P_{mi} = 1,6$ МПа максимальная температура днища не превышает 239 °С, а зоны первого поршневого кольца 190 °С (см. табл. 2). Термические напряжения при форсировании с $P_{mi} = 0,95$ МПа до $P_{mi} = 1,6$ МПа увеличиваются незначительно.

Таблица 2

Снижение температуры поршня дизелей ЧН15/15 при введении охлаждения циркуляцией и взбалтываем ($P_{mi} = 1,6$ МПа) (система наддува с ОНВ ($t_w = 100$ °С), повышенное давление впрыска топлива)

Комплектация поршневого комплекта	Характерные температуры поршня, °С				
	$t_{п.ц}$	t_{max}	$t_{п.кр}$	$t_{п.пк}$	$t_{п.пер}$
Неохлаждаемый поршень	280	285	272	240	202
Охлаждаемый поршень (циркуляция)	250	255	243	205	162
Охлаждаемый поршень (взбалтывание)	238	239	227	190	157

Таким образом, реализация циркуляционного масляного охлаждения поршня надежно обеспечивает допустимый уровень температуры в зоне первого поршневого кольца, лимитирующий возможность форсирования дизелей типоразмера ЧН15/15 до $P_{mi} = 1,6$ МПа в комплектации с неохлаждаемой конструкцией поршневого комплекта. Эффект от применения технологически более сложного охлаждения взбалтыванием еще более ощутим и перспективен для дальнейшего повышения P_{mi} (табл. 2).

III. Обоснование мощностных диапазонов применения поршней на типоразмере ЧН15/15

В качестве перспективного варианта ведения индикаторного процесса для типоразмера дизелей ЧН15/15 использована интенсификация процесса впрыска топлива путем ~ 50 % повышения давления впрыска топлива и использование в системе наддува охладителя наддувочного воздуха ОНВ в вариантах конструктивного исполнения: с глубиной охлаждения наддувочного воздуха до $t_k \approx 110$ °С ($t_w = 100$ °С) и $t_k \approx 70$ °С ($t_w = 65$ °С).

На рис. 4 отражены данные совмещенного параметрического анализа для варианта ОНВ с $t_w = 100$ °С.

Взаимное положение локальных полей исследуемых уровней форсирования $P_{mi} = 1,0; 1,2; 1,4; 1,6$ МПа и изолиний $[t_{п.пк}] = 220$ °С в поле номограммы рис. 4 позволяет констатировать:

- на базовом уровне форсирования серийно выпускаемых моделей дизелей $P_{mi} = 0,95$ МПа при штатной комплектации систем топливоподачи и воздухоснабжения величина $t_{п.пк}$ практически соответствует своему предельному значению для неохлаждаемого поршня; дальнейшее форсирование по P_{mi} сопряжено с вынужденным переходом на охлаждаемую маслом конструкцию поршня;

- повышение давления впрыска топлива и использование ОНВ в перспективной комплектации дизелей типоразмера принципиально расширяет диапазон возможного форсирования: согласованное повышение коэффициента избытка воздуха α с ростом P_{mi} позволяет реализовать верхнюю границу намеченного диапазона форсирования $P_{mi} = 1,6$ МПа с сохранением штатной комплектации неохлаждаемого поршня. Необходимые уровни α составляют: для $P_{mi} = 1,0$ МПа (фактически уровень серийно выпускаемых моделей) 1,75 ед.; для $P_{mi} = 1,2$ МПа - $\alpha = 2,0$ ед.; для $P_{mi} = 1,4$ МПа - $\alpha = 2,15$ ед.; для $P_{mi} = 1,6$ МПа - $\alpha = 2,25$ ед.

ФОРМИРОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ МОЩНОСТНЫХ ДИАПАЗОНОВ ПРИМЕНЕНИЯ НЕОХЛАЖДАЕМОГО И ОХЛАЖДАЕМОГО ПОРШНЕЙ НА ДИЗЕЛЯХ ПЕРСПЕКТИВНОГО ТИПОРАЗМЕРА ЧН15/15

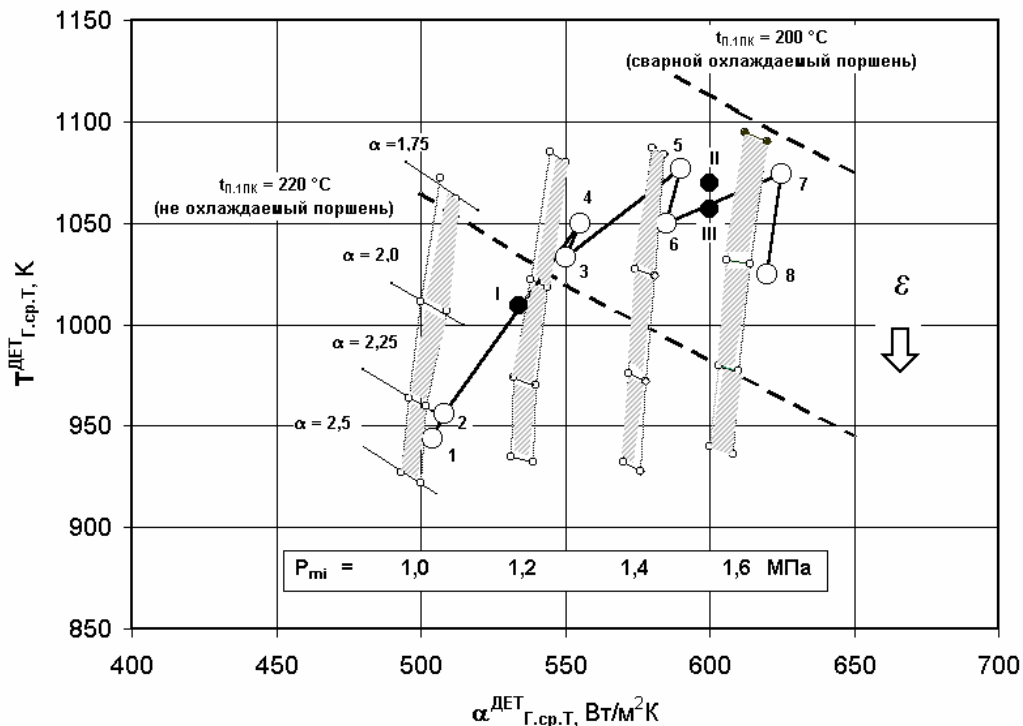


Рис. 4. Результаты совмещенного параметрического анализа индикаторного процесса и тепловой нагрузки на детали ЦПГ при форсировании дизелей типоразмера ЧН15/15 по P_{mi} : ○ - повышение давления впрыска топлива и использование ОНВ ($t_w = 100\text{ }^\circ\text{C}$, номера режимов испытаний 1-8 соответствуют данным табл.), ● - штатная комплектация (I - $\varepsilon = 15,3$; $P_{mi} = 0,96\text{ МПа}$, II - $\varepsilon = 15,3$; $P_{mi} = 1,17\text{ МПа}$, III - $\varepsilon = 14$; $P_{mi} = 1,17\text{ МПа}$).

Для оценки реальных возможностей реализации заданных α в поле номограммы рис. 4 нанесены также и результаты реперных расчетов параметров индикаторного процесса на режимах перспективного форсирования (светлые кружки), а в табл. 3 отражены соответствующие сочетания определяющих параметров ε , α , P_k (π_k), T_k . На уровне базового форсирования практическая реализация требуемого уровня воздухообеспечения ($\alpha = 1,75$ ед.) не вызывает затруднений. При оптимальной по топливной экономичности величине степени сжатия $\varepsilon = 17$ ед. для

обеспечения $\alpha = 2,25$ ед. требуется агрегат наддува со средним уровнем давления наддува $\pi_k \approx 2,25$ ед. Реализация $\alpha = 2,0$ ед. для $P_{mi} = 1,2\text{ МПа}$ связана со снижением величины ε до 15 ед. и увеличением π_k до 2,7 ед. При этом не нарушаются условия обеспечения устойчивого запуска дизелей типоразмера, в том числе и в нестандартных внешних условиях ($\varepsilon = 14\div 15$ ед.), и высокого кпд агрегата наддува при достаточной удаленности рабочего поля от границы помпажа.

Таблица 3

Вариантные сочетания определяющих параметров ведения индикаторного процесса при форсировании дизелей типоразмера ЧН15/15 по P_{mi}

№ вар.	ε	α	T_k , К	π_k	P_{mi} , МПа	η_i	$\alpha^{DET}_{Г.ср.Т}$, Вт/м ² К	$T^{DET}_{Г.ср.Т}$, К
1	15,3	2,3	840	2,45	0,98	0,456	500	945
2	17	2,15	850	2,25	0,97	0,458	505	960
3	17	1,85	955	2,55	1,2	0,439	560	1055
4	16	1,95	930	2,7	1,2	0,439	555	1030
5	16	1,8	980	2,95	1,39	0,432	595	1080
6	15,3	1,9	950	3,2	1,4	0,435	595	1050
7	15,3	1,85	975	3,5	1,6	0,426	630	1075

**ФОРМИРОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ МОЩНОСТНЫХ ДИАПАЗОНОВ ПРИМЕНЕНИЯ
НЕОХЛАЖДАЕМОГО И ОХЛАЖДАЕМОГО ПОРШНЕЙ НА ДИЗЕЛЯХ ПЕРСПЕКТИВНОГО
ТИПОРАЗМЕРА ЧН15/15**

8	14	2,1	925	4	1,6	0,428	625	1015
---	----	-----	-----	---	-----	-------	-----	------

Реализация уровня форсирования $P_{mi} = 1,4$ МПа и $P_{mi} = 1,6$ МПа с позиций обеспечения работоспособности неохлаждаемой конструкции поршня при наложенных ограничениях P_{max} , ε и π_k практически не осуществима для используемой на дизелях типоразмера одноступенчатой системы наддува. Действительно, требуемые уровни α равны $\approx 2,2$ ед. и $2,4$ ед. Соответственно, величину ε необходимо снизить до 13,5 ед. и 12,5 ед., а π_k увеличить до 3,6 ед. и 4,3 ед. при предельном для систем одноступенчатого наддува уровне $\sim 4,0$ ед. Следовательно, неизбежен переход на комплектацию охлаждаемой модификации поршневого комплекта.

Существенные ресурсы форсирования дизелей типоразмера раскрывает глубокое охлаждение наддувочного воздуха охлаждающей жидкостью дополнительного низкотемпературного контура дизеля с температурой $t_w \approx 65$ °С (см. рис. 5).

На рис. 5 для наглядности совмещены

данные вариационных расчетов индикаторного процесса и теплового нагружения поршня в комплектации дизелей ЧН15/15 с ОНВ при $t_w = 100$ °С и 65 °С. Фактически лишь для верхней границы диапазона перспективного форсирования $P_{mi} = 1,5 \div 1,6$ МПа, в связи, с необходимостью снижения величины ε до 13 ед., целесообразен переход на охлаждаемую маслом конструкцию. Для $P_{mi} < 1,5$ МПа необходимые требования, как по пусковым характеристикам, так и по параметрам наддува, обеспечиваются.

В результате выполненного анализа применения поршневых комплектов на дизелях типоразмера ЧН15/15 в графической форме обобщены на рис. 6.

Очевидно, что использованный подход является доступным для реализации и в отношении других возможных вариантов перспективной комплектаций дизелей типоразмера в части систем топливоподачи, воздухоснабжения и поршневого комплекта.

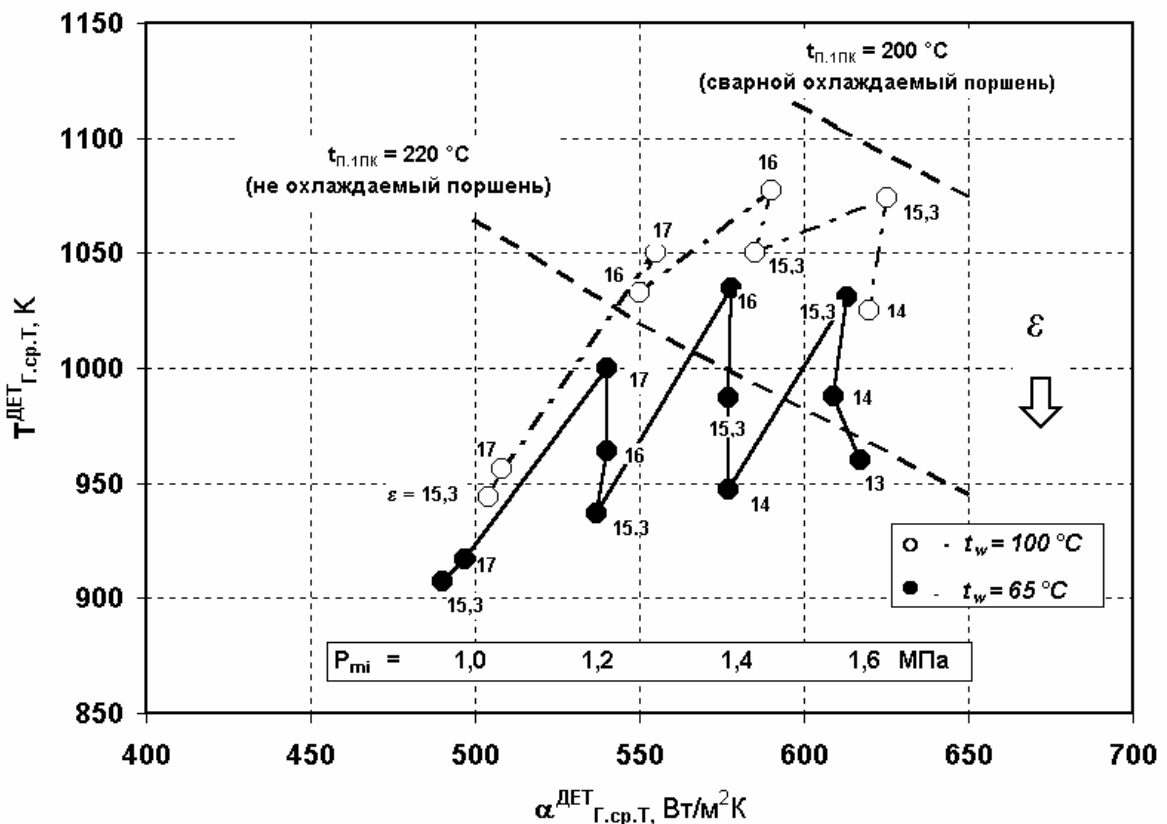


Рис. 5. Результаты совмещенного параметрического анализа индикаторного процесса и тепловой нагрузки на детали ЦПГ при форсировании дизелей типоразмера

ФОРМИРОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ МОЩНОСТНЫХ ДИАПАЗОНОВ ПРИМЕНЕНИЯ НЕОХЛАЖДАЕМОГО И ОХЛАЖДАЕМОГО ПОРШНЕЙ НА ДИЗЕЛЯХ ПЕРСПЕКТИВНОГО ТИПОРАЗМЕРА ЧН15/15

ЧН15/15 по P_{mi} (повышение давления впрыска топлива и использование ОНВ; ○ - $t_w = 100\text{ }^\circ\text{C}$, ● - $t_w = 65\text{ }^\circ\text{C}$).

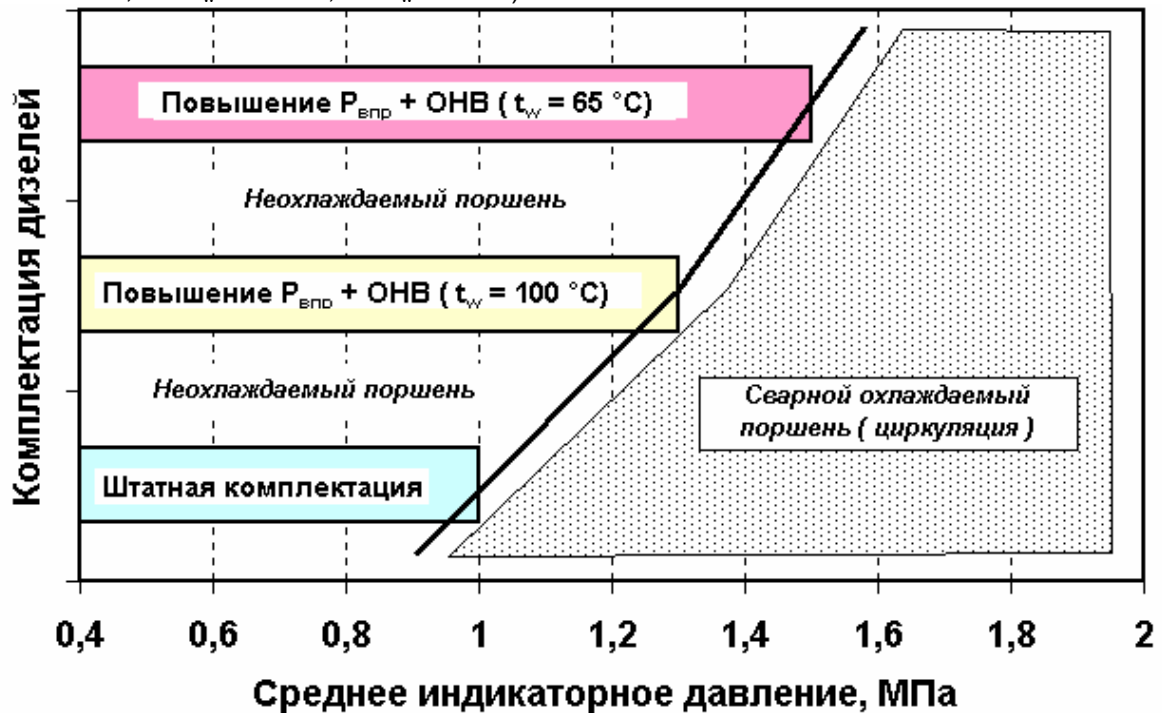


Рис. 6. Рациональные мощностные диапазоны применения конструктивно унифицированного ряда неохлаждаемого и сварного охлаждаемого поршней на дизелях перспективного типоразмера ЧН15/15.

Таким образом, в результате выполненного комплекса теоретических, расчетных, экспериментальных и проектных исследований, разработаны методические аспекты создания конструктивно унифицированного ряда поршней облегченной конструкции и осуществляется их практическая реализация на перспективном типоразмере высокооборотных дизелей ЧН15/15, форсированных по среднему индикаторному давлению на 60÷70 % от уровня серийно выпускаемых моделей до $P_{mi} = 1,6$ МПа.

Разработанный метод, реализуя в своей основе принцип воздействия на величину тепловой нагрузки на детали ЦПГ, позволяет полней использовать потенциал различных конструктивных схем поршневого комплекта путем расширения мощностных диапазонов их применения при форсировании дизеля по P_{me} . Действительно, в соответствии с ориентировочной оценкой по величине литровой мощности P_{meC_m} тепловая нагрузка неохлаждаемого монометаллического поршня из алюминиевого сплава вне зависимости от

характеристик организации индикаторного процесса фактически достигла и превысила предельные значения на базовом уровне форсирования $P_{mi} = 0,95$ МПа дизелей типоразмера ЧН15/15. Модификация поршневого комплекта с полостью масляного охлаждения исчерпывает свои возможности при $P_{mi} = 1,6$ МПа. Данные выполненного параметрического анализа по разработанной методике свидетельствуют, что путем выбора рациональных условий ведения индикаторного процесса надежная работа неохлаждаемой модификации может быть обеспечена до $P_{mi} = 1,2$ МПа; предел же использования охлаждаемой конструкции поршня в исследованном диапазоне P_{mi} не достигается.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Калюнов А.С. и др. Формирование конструктивного ряда поршней для типажа высокооборотных дизелей облегченной конструкции при форсировании по P_{me} / А.С. Калюнов, В.И. Решетов, С.В. Лебедев, Г.В. Лебедева // Ползуновский альманах. – 2002. – № 1-2. – С. 245-249.

2. Лебедева Г.В. Формирование конструктивного ряда поршней для типажа высокооборотных форсированных дизелей облегченной конструкции // Тезисы докладов 60-й юбилейной научно-технической конференции студентов, аспирантов и профессорско-преподавательского состава технического университета, посвященной 60-летию АлтГТУ им. И.И. Ползунова. – Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2002. – С. 62-69.
3. Иванченко Н.Н. и др. Высокий наддув дизелей / Н. Н. Иванченко, О. Г. Красовский, С. С. Соколов - Л.: Машиностроение, Ленингр. отделение, 1983. - 198 с.
4. Молодцов Н. И. и др. Влияние конструктивно-регулируемых показателей и степени форсирования на коэффициент теплоотдачи от газов к поверхности деталей ЦПГ / Н. Н. Молодцов, П. В. Соколов, Я. Я. Власов // Труды ЦНИДИ. - 1975.- вып. 69.- с. 3-17.
5. Лебедев С.В. Инженерная методика комплексной расчетной оптимизации параметров форсированных высокооборотных дизелей // Двигателестроение. - 1998. - № 3.- С. 5-12.
6. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. – М.: Изд-во МГУ им. Н.Э.Баумана, 2001. 592 с.
7. Матиевский Д. Д. Метод анализа индикаторного КПД рабочего цикла дизеля // Двигателестроение. - 1984. - № 6. - С. 7-11.
8. Иващенко Н. А., Горбунова Н. А. Методика и результаты идентификации математической модели рабочего процесса дизеля // Двигателестроение. - 1989. - № 4. - С. 13-15.
9. Лебедев С.В., Нечаев Л.В. Совершенствование показателей высокооборотных дизелей унифицированного типоразмера / Академия транспорта РФ, АлтГТУ им. И. И. Ползунова. - Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 1999. – 112 с.
10. Лебедева Г.В. Некоторые аспекты создания современного форсированного автотракторного дизеля с использованием прогрессивных методов математического моделирования на ЭВМ // Проблемы повышения экономической эффективности сельскохозяйственного производства. Тезисы докл. научно-техн. конф. – Чебоксары, 1989. С. 11-12.
11. Розенблит Г. Б. Теплопередача в дизелях. - М.: Машиностроение, 1977. - 216 с.
12. Радченко М.В. и др. Создание защитных и упрочняющих покрытий методами электроннолучевой обработки в вакууме: Монография / М.В. Радченко, В.Г. Радченко, Ю.О. Шевцов. Барнаул: Алт. гос. техн. ун-т им. И.И. Ползунова, 2001. - 250 с.
13. Piston technology for passenger car / Diesel engines: Maximum power density with KS pistons (по материалам фирмы Kolbenschmidt), 2002.
14. Pistons for Passenger Car Diesel Engines. Pistons for Commercial Vehicle Applications (по материалам фирмы Mahle), 2002.