

КОСВЕННЫЕ КРИТЕРИИ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ДЕТАЛЕЙ ЦПГ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Синицын В.А., Нечаев Л.В.

В статье выполнен анализ существующих критериев, описывающих тем или иным образом теплонапряженное состояние деталей цилиндрической поршневой группы дизелей. Приводятся наиболее распространенные методики анализа теплонапряженного состояния деталей ЦПГ, доказываются их применимость к определенному типу дизеля.

В связи с техническими сложностями определения теплового состояния деталей при большинстве доводочных работ и тем более в условиях эксплуатации двигателей конструкторами и исследователями были предложены различные способы и критерии, которые отражают либо тепловой поток в стенки головки, гильзы, либо температуры некоторых деталей ЦПГ, представляя собой таким образом косвенные критерии тепловой напряженности этих деталей или двигателя в целом.

Принципиальная возможность появления таких критериев основана на подобном характере изменения температур сходственных деталей двигателей самого различного типа и быстроходности в зависимости от нагрузки, частоты вращения, давления наддува и т.д.

В основе практически всех предложений по критериям лежит идея однозначной связи с температурами деталей или тепловым потоком в них - если не однозначности, то достаточно "жесткой" связи, описываемой простейшими зависимостями. Все критерии можно разбить на две группы: простейшие, чаще всего однопараметровые, в большинстве своем имеющие определенную размерность и сложные, образующие некоторые безразмерные комплексы.

К числу простых, однопараметровых критериев теплонапряженности могут быть отнесены те, которые обычно регистрируются при доводочных стендовых и ходовых испытаниях двигателей. Часто в качестве таких параметров принимают:

- * Часовой расход топлива G_T при $n = \text{const}$;
- * Среднее эффективное давление P_e , определяемое по крутящему (тормозному) моменту;
- * Коэффициент избытка воздуха α или величина, обратная α ;
- * Температуру выпускных газов за каждым из цилиндров и в конечном сечении выхлопного коллектора.

Первый параметр достаточно широко использовался в практике исследования и эксплуатации дизелей без наддува в 50-60-е годы. При сохранении $n = \text{const}$, неизменных регулировок, нормального воздухообеспечения изменения температуры головки, гильзы цилиндров, поршня во многих случаях хорошо коррелируются с изменением G_T или, что то же самое, с цикловой топливоподачей g_c . Так, при испытаниях дизеля А-41 при $n = 1750 \text{ мин}^{-1}$ температура среднего выступа КС типа ЯМЗ аппроксимируется уравнением $t_{п2} = 115 + 12 \cdot G_T$; температура боковой поверхности поршня непосредственно над первым поршневым кольцом $t_{п5} = 103 + 7,1 \cdot G_T$; температура головки в зоне перемычки клапанов на $R = 25 \text{ мм}$ $t_{r2} = 105 + 7,3 \cdot G_T$.

Применение наддува не изменяет характера зависимости $t_{ст} = f(G_T)$. Так, для температуры центрального выступа КС в поршне $t_{п2н} = 140 + 9,5 \cdot G_T$; $t_{п6н} = 123 + 6,25 \cdot G_T$; $t_{r2н} = 121,5 + 7 \cdot G_T$.

Применение параметров G_T или g_c оказывается практически неприемлемым при сопоставлении сходственных двигателей, отличающихся размерностью цилиндра, для одного и того же двигателя - при разрегулировке топливной аппаратуры, нарушении воздухообеспечения, изменении параметров окружающей среды. Можно утверждать о весьма ограниченных возможностях использования этого параметра в качестве косвенного показателя теплового состояния деталей ЦПГ.

Более универсальным и физически более обоснованным является такой широко известный и используемый в практике испытаний параметр, как среднее эффективное давление P_e . В отдельных случаях в качестве критерия может быть принято среднее индикаторное давление P_i . Исследования теплового состояния бензиновых и дизельных двигателей однозначно свидетельствует о росте температур любых деталей ЦПГ с увеличением нагрузки.

Богатейший экспериментальный материал в этом плане, накопленный в практике, представляет для анализа теплового режима работы двигателя и теплонапряженности отдельную проблему, выходящую за границы данной статьи. Однако один общий вывод сделать можно: в большом диапазоне изменения P_e (P_i) температуры таких деталей, как поршень, головка (крышка) цилиндров, клапаны, гильза цилиндров изменяются по закономерностям, близким к линейным. Так, для дизеля БМД (АО "Барнаултрансмаш") при работе с $n_{ном} = 1800 \text{ мин}^{-1}$, $P_{i \text{ ном}} = 1,15 \text{ МПа}$ и $P_k = 0,23 \text{ МПа}$ изменение температуры в центре днища поршня можно представить в виде линейной зависимости $t_{пц} = 194 + 82 \cdot P_i$.

Исследования теплового состояния дизелей ЯМЗ-238, 238Н и 240Н, проведенные на Ярославском моторном заводе, показали, что температуры поршня в характерных точках (центральный выступ КС, стенка поршня над первым и вторым уплотнительными кольцами) меняются в зависимости от P_e по линейному или почти линейному закону $t = a + b \cdot P_e$, где P_e - в МПа [5].

Таблица 1
Результаты термометрирования

Двигатель	а	в	Точка замера
ЯМЗ-238 (без наддува)	135	230	Центральный выступ КС
ЯМЗ-240Н (с ГТН)	183	161	Центральный выступ КС
ЯМЗ-238	76,5	217	Точка над 1 кольцом
ЯМЗ-240Н	100	175	Точка над 1 кольцом
А-41	160	210	Центральный выступ КС
А-41Т (с ГТН)	170	200	Центральный выступ КС
А-41	142	124	Точка над 1 кольцом
А-41Т	140	133	Точка над 1 кольцом

Как видно из таблицы 1, для рассматриваемых двигателей с практически одинаковой цилиндро-поршневой группой температурные уровни на $P_e = idem$ неодинаковы, как неодинакова и интенсивность прироста температуры по нагрузке (коэффициент "в"). Объясняется это прежде всего различными скоростными режимами, различными регулировками, а для двигателей с наддувом - различной эффективностью систем наддува в сравниваемых двигателях. Естественно, что для двигателей с различным конструктивным испол-

нением ЦПГ, с различной быстроходностью и т.д. использование параметра P_e в качестве показателя (критерия) теплового состояния неправомерно.

Приведенные в литературе данные о температурном состоянии деталей ЦПГ дизелей при форсировании их газотурбинным наддувом показывают, что на малых и средних нагрузках, составляющих 0,6-0,9 от $P_{e \text{ ном}}$ наддувного варианта, температуры поршня, головки, гильзы имеют более высокие значения, нежели соответствующие температуры в безнаддувном двигателе. Так, используя данные таблицы 1, можно определить, что до $P_e = 0,68 \text{ МПа}$ температура центра доньшка поршня дизеля с наддувом выше, чем у безнаддувного дизеля. На более высоких нагрузках картина меняется, что и дает возможность форсировать дизель по P_e с помощью наддува при сохранении приемлемых температур деталей ЦПГ.

Как уже отмечалось ранее, общая оценка уровня тепловой напряженности может быть проведена по количеству (абсолютному и относительному) тепла, отводимого в систему охлаждения и его распределению между отдельными охлаждаемыми деталями (головкой, гильзой цилиндра и т.д.). Сами по себе эти данные могут быть полезны при анализе результатов испытаний какой-то конкретной конструкции, но их трудно использовать для сопоставления данной конструкции двигателя с другими этого же класса или в качестве исходных материалов для выполнения проектных расчетов.

В этом случае за косвенный критерий тепловой напряженности принимают удельный тепловой поток через тепловоспринимающую и охлаждаемую стенку (стенки) двигателя в целом или отдельно для гильзы цилиндра и крышки цилиндра:

$$q_{охл\Sigma} = \frac{Q_{w \text{ дв}}}{F_{охл \text{ дв}}}; \quad q_{охл \text{ вт}} = \frac{Q_{вт}}{F_{вт}};$$

Тепловоспринимающая (и охлаждаемая) поверхность одного цилиндра складывается из внутренней поверхности гильзы $F_{вт}$, переменной по времени, и поверхности огневого днища крышки $F_{кр}$. Одни исследователи предлагают расчетную тепловоспринимающую поверхность F_{Σ} определять по выражению:

$$F_{\Sigma} = F_{em} + F_{кр} = \frac{1}{2} \pi D S + \frac{\pi D^2}{4}$$

КОСВЕННЫЕ КРИТЕРИИ ТЕПЛОвого СОСТОЯНИЯ ДЕТАЛЕЙ ЦПГ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Другие (например, профессор А.К. Костин) полагают, что можно пренебречь переменностью тепловоспринимающей поверхности гильзы и считать

$$F_{\Sigma} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \pi D S + \frac{\pi D^2}{4}$$

С учетом того, что в ряде конструкций не вся гильза охлаждается с помощью охлаждающей жидкости, можно ввести в первый член выражения для F_{Σ} некоторый коэффициент "b" ≤ 1 , учитывающий особенности охлаждения втулки.

В выполненных конструкциях в зависимости от указанных факторов отмечаются значительные колебания $q_{охл}$, величина которого составляет $(314-630) \cdot 10^3$ Вт/м². Для дизелей с наддувом удельные тепловые потоки снижаются и тем более, чем выше давление наддува (в 1,5-2 раза).

Относительная теплоотдача $\delta_{охл}$ (как и $\delta_{охл\ кр}$ и $\delta_{охл\ вт}$) зависит от многих конструктивных и режимных факторов, поэтому при выполнении проектных расчетов оказывается порой затруднительным достоверный выбор указанной величины.

В учебной и специальной литературе можно встретить следующие осредненные данные:

$\delta_{охл} = 0,2-0,35$ - для карбюраторных двигателей и дизелей без наддува;

$\delta_{охл} = 0,1-0,25$ - для дизелей со средним наддувом;

$\delta_{охл} = 0,1-0,18$ - для дизелей с высоким наддувом.

Отмечается, что с увеличением быстротходности и степени наддува у одной и той же модели дизеля $\delta_{охл}$ имеет тенденцию к снижению.

Так, заводские испытания карбюраторных двигателей ЗИЛ-130 и ГАЗ-21 на номинальных режимах показали, что для них $\delta_{охл} = 0,22-0,24$. Практически такой же уровень относительных потерь в систему охлаждения отмечен при испытаниях дизеля ЯМЗ-238. Имеются отдельные сведения, что в высокооборотных дизелях с $n_{ном} = 2600-4000$ мин⁻¹ $\delta_{охл}$ составляет 0,2-0,16. Для тепловозного дизеля 6ЧН 26/26 с $P_{е\ ном} = 1,41$ МПа величина $\delta_{охл} = 0,13$.

К сожалению, поэлементное определение средних тепловых потоков в головку и цилиндр осложняется весьма скромными сведениями о перераспределении всего тепла, отводимого в систему охлаждения на отдельные составляющие и прежде всего на $\delta_{охл\ кр}$ и $\delta_{охл\ вт}$.

ПОЛЗУНОВСКИЙ АЛЬМАНАХ №4 2009

Проф. И.М. Ленин полагает, что в стенке цилиндра карбюраторного двигателя отводится около 40% тепла, отдаваемого рубашку охлаждения, проф. Н.Х.Дьяченко дает более широкие границы - 40-60%. Профессор Б.С. Стефановский полагает на основании опытных данных, что $\delta_{охл\ гол} = (2-3) \delta_{охл\ ц}$.

Следует заметить, что оценка теплонапряженности головки по $q_{охл\ кр}$, когда используется параметр $\delta_{охл\ кр}$, носит в определенной мере условный характер ввиду того, что значительная доля тепла в охлаждающую головку среду передается через стенки выпускных каналов (что, естественно, к теплонапряженности огневой стенки крышки имеет весьма косвенное отношение).

Ряд фирм (например, Ricardo) предлагают наносить на внутреннюю поверхность выпускных каналов головки термоизолирующее покрытие из керамики или устанавливать металлические или металлокерамические экраны. По данным фирмы тепловой поток в систему охлаждения головки в этом случае снижается приблизительно на 10%.

В выражении для $q_{охл}$ произведем некоторые преобразования, используя известную из теории ДВС взаимосвязь среднего индикаторного давления и параметров воздухообеспечения в виде

$$\eta_i = \frac{P_i \cdot l_o \cdot \alpha}{H_u \cdot \rho_k \cdot \eta_v} \quad \text{т.е.}$$

$$\frac{P_i}{\eta_i} = \frac{H_u}{\alpha \cdot l_o} \cdot \rho_k \cdot \eta_v$$

где H_u - теплота сгорания топлива, МДж/кг;

L_0 - теоретически необходимое количество воздуха в кг для сгорания 1 кг топлива.

$$q_{охл} = A_2 \cdot \delta_{охл} \cdot \frac{D^2}{F_{охл}} \cdot C_m \cdot \frac{\rho_k \cdot \eta_v}{\alpha}$$

Приняв для жидких топлив нефтяного происхождения (бензин, дизтопливо) в среднем $H_u = 44$ МДж/кг и $L_0 = 14,4$ кг/кг и подставив это в выражение для $q_{охл}$, получим для двигателей на жидком "нефтяном" топливе,

где $A_2 = 2,16 \cdot 10^6$ - для четырехтактных и $A_2 = 4,32 \cdot 10^6$ - для двухтактных двигателей,

C_m - средняя скорость поршня, м/с,

ρ_k - плотность воздуха на входе в двигатель, кг/м³.

В последнем уравнении фигурирует параметр α , являющийся одним из важнейших

параметров, формирующих многие показатели цикла (η_i , λ , ρ , T_{\max} и др.) и двигателя в целом.

Это обстоятельство позволило многим исследователям принимать α в качестве самостоятельного критерия тепловой напряженности. Чаще всего зависимости $t_{\text{дет}} = f(\alpha)$ выражаются графически или аналитически в виде $t_{\text{дет}} = f(1/\alpha = \beta)$, которые легче аппроксимируются. Испытания дизелей А-41 и А-41Т (с газотурбинным наддувом) при $n_{\text{ном}} = 1750$ мин⁻¹ и термометрирование поршня, головки и гильзы показали, что с достаточной для практики точностью можно принимать зависимости $t_{\text{дет}} = f(\beta)$ линейными:

$$t_i = a_i + b_i \cdot \beta$$

Результаты обработки опытных данных сведены в таблицу 2.

Таблица 2

Место измерения температуры	Дизель А-41		Дизель А-41Т	
	a _i	b _i	a _i	b _i
<u>Поршень</u> Центр. выступ КС (т.2)	132/117,5	264/262	133,5/30	317/296
Над первым компрес. кольцом	117,7/107,7	167,5/206	128/115	170/198
<u>Головка</u> Перемычка между клапанами на R=25 мм	100/104	202/173	132/130	195/162
Примечание. В числителе - для штатного исполнения деталей ЦПГ, в знаменателе - с ТЗП на днище поршня.				

Использование критерия β в качестве косвенного показателя теплового состояния удобно, в частности, тогда, когда проводится анализ других показателей двигателя от состава рабочего тела (традиционный анализ $\eta_i = f(\beta)$, продолжительность сгорания, температура выхлопных газов t_r и т.д.).

В таком представлении четко проявляются многие физические закономерности - например, увеличение максимальной темпе-

ратуры цикла T_{\max} и t_r по мере снижения α (роста β). Анализ подобных зависимостей выявляет достаточно жесткую корреляцию между T_{\max} , $T_{r \text{ рез}}$, $t_{\text{дет}}$, t_r (в дизелях с турбонаддувом - температурой t_r перед турбиной) с одной стороны, и с другой - параметром β . Частный интерес, практически важный для оценки теплонапряженности турбины турбонаддувочного агрегата, представляют зависимости $t_r = f(\beta)$.

Исследования дизелей 4Ч, 4ЧН 13/14, 6Ч, 6ЧН 13/14, 6Ч, 6ЧН 15/18, выполненные на заводах Алтайдизель, Барнаултрансмаш, на стендах кафедры ДВС АлтГТУ, а также многочисленные публикации показывают, что характер этих зависимостей для дизелей различного типа имеет вид, когда указанные закономерности могут быть аппроксимированы уравнением:

$$t_T = \frac{A}{\alpha^m},$$

где А и m - коэффициенты, зависящие главным образом от типа двигателя, быстроходности и - в значительно меньшей степени - других факторов. Математическое выражение для $t_r = f(\beta)$ для дизелей Д-440 для рассмотренных режимов имеет вид:

$$t_T = \frac{33,144 \cdot \sqrt{n}}{\alpha^{1/383-3,56 \cdot 10^{-4} \cdot n}}$$

Высокая степень корреляции между $t_{\text{дет}}$, t_r и β с одной стороны и обнаруженный с давних пор одинаковый характер изменения $t_{\text{дет}}$ и t_r (t_r) по P_e объясняет интерес исследователей и эксплуатационников к параметру t_r (или t_r). По нему оказалось возможным судить не только о температурном состоянии деталей ЦПГ, но и о качестве протекания рабочего процесса (нарушение качества воздухообмена, работы топливной аппаратуры и т.д.).

В судовых и тепловозных дизелях организован постоянный контроль за температурой t_r . Во многих случаях линейная корреляционная связь между t_i деталей ЦПГ и температурой t_r (t_r) позволяют использовать t_r как косвенный показатель теплового состояния и при доводочных испытаниях.

Одним из первых критериев комплексного типа можно считать критерий, предложенный профессором Гинцбургом Б.Я.:

$$N_D = \frac{N_e}{i \cdot D} = \text{const} \cdot P_e \cdot C_m \cdot D, \text{ кВт} / \text{см}$$

Критическое значение оценочного параметра $N_{D \text{ кр}}$, при котором температура поршня достигает предельных значений, зависит от

КОСВЕННЫЕ КРИТЕРИИ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ДЕТАЛЕЙ ЦПГ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

типа дизеля. По статистической обработке НАТИ для автотракторных дизелей без наддува $N_D = 1,4-1,6$ кВт/см, для дизелей с наддувом $N_D = 1,6-2$ кВт/см, при более высоких значениях необходимо применять принудительное охлаждение поршня, как это, например, делают фирмы Катерпиллар, Камминс.

Профессор Камкин С.В. предложил более гибкий критерий, учитывающий наиболее существенные факторы, определяющие тепловое состояние:

$$K_{ц} = K \frac{P_i \cdot n \cdot \delta \cdot T_k}{\eta_v \cdot \rho_k}$$

Здесь K - коэффициент, учитывающий конструктивные факторы, которые определяют условия охлаждения деталей ЦПГ;

δ - толщина стенки.

Еще более сложный критерий теплового состояния поршня, как наиболее ответственной и теплонапряженной детали, был предложен Федоровым М.И.:

$$\theta = 0,171 \cdot \left(\frac{N_{ец} \cdot g_e \cdot H_u}{D \cdot \lambda_n \cdot T_w} \right)^{0,5} \cdot \left(\frac{D}{S} \right)^{0,5} \cdot \left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,15} \cdot K_k$$

$N_{ец}$ - цилиндровая мощность в л.с.,

g_e - удельный расход топлива,

H_u - теплота сгорания,

λ_n - коэффициент теплопроводности материала поршня,

T_w - температура охлаждающей воды на выходе,

K_k - коэффициент, учитывающий форму КС.

Известны и другие косвенные критерии, которые могут быть использованы для оценки теплового состояния деталей ЦПГ (фирмы Рикардо, ЦНИДИ, критерии, предложенные Мерландом, Стефановским Б.С., Лышевским А.С. и др.).

Профессором ЛПИ Костиным А.К. для косвенной оценки тепловой напряженности поршня и определения удельного теплового потока через охлаждаемые поверхности цилиндра предложены следующие выражения:

$$q_n = 5,85 \cdot b_n \cdot C_m^{0,5} \cdot \left(\frac{D}{\eta_v \cdot \rho_k} \right)^{0,38} \cdot \left(P_e \cdot g_e \cdot \frac{T_k}{T_0} \right)^{0,88}$$

$$q_{ц} = B_q \cdot C_m^{0,566} \cdot P_e \cdot g_e \cdot T_k \cdot \frac{1}{\sqrt{D}} \cdot (\eta_v \cdot \rho_k)^{-0,434}$$

Здесь b_n - коэффициент, равный 1 для 4-тактных двигателей с открытыми и полуразделенными КС и 1,1 - для двигателей с разделенными КС;

D - диаметр цилиндра, в м;

P_k и P_e - в МПа;

g_e - удельный расход топлива, кг/кВт·ч;

T_k - температура воздуха на входе в цилиндр, К.

Параметры q_n и $q_{ц}$ Костина А.К. оказались весьма удобными в конструкторской и исследовательской практике. По ним можно оптимизировать выбор ряда показателей (в частности, параметров P_k и T_k наддувочного воздуха). Следует подчеркнуть, что параметр q_n в большой степени характеризует теплонапряженность рабочего цикла, чем тепловой поток в поршень, поскольку в этом критерии исключены данные о конструктивных особенностях поршня, его материале.

На основании опытной статистики установлены некоторые предельные уровни q_n для поршней из различных материалов. Так, в частности, для поршней из легких сплавов с теплопроводностью $\lambda = 140-175$ Вт/м·К величина $q_{n \text{ пред.}} = 6$.

С введением критериев q_n и $q_{ц}$ температура деталей ЦПГ (прежде всего поршня) может быть определена в виде:

$$t_n = a_i + b_i \cdot q_n,$$

где a_i и b_i - значения, зависящие от места измерения.

Тепловой поток в систему охлаждения определяется следующим образом:

$$Q_w = q_n \cdot F_{охл.}$$

Необходимо подчеркнуть, что в каждом конкретном случае значение q_n реального двигателя при достижении предельно допустимых температур поршня может быть отличным от той величины ($q_n = 6$), которая названа выше. Так, для дизеля А-41Т предельные температур поршня (доньшка и в районе первого компрессионного кольца) достигались при $q_n = 4,5$.

Обработка результатов испытаний дизелей Ч и ЧН 13/14, ЧН 15/18, выполненная автором работы [6], показывает:

1. Критерий q_n практически меняется линейно по P_e при $n = \text{const.}$, т.е.

$$q_n = a_q + b_q \cdot P_e,$$

где a_q и b_q - коэффициенты, зависящие от частоты вращения.

Так, например, для дизеля 6ЧН 15/18, работающего с $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и $P_e = 0,2-0,9$ МПа без ОНВ выражение для q_n приобретает вид:

$$q_n = 0,603 \cdot \frac{n}{1000} - 0,12 + 2,71 \cdot P_e + 1,48 \cdot \frac{n}{1000} \cdot P_e$$

2. Для большинства нагрузочных характеристик корреляционная связь q_n и β имеет линейный характер.

Зависимости температур поршня, головки, гильзы, выхлопных газов от q_n представляются прямыми, не зависящими от частоты вращения коленчатого вала.

Например, для одной из модификаций дизеля 12ЧН 15/18 с наддувом установлены зависимости:

для межклапанной перемычки головки:

$$t_{\text{роп}} = 65 + 19,4 \cdot q_n;$$

для центра донышка поршня:

$$t_n = 144 + 19,5 \cdot q_n.$$

Для дизеля 6ЧН 15/18 температура t_T газов перед турбиной ($P_e = 0,2-0,9$ МПа, $n = 1000-1800$ мин⁻¹) определяется в виде:

$$t_T = 11 + 126 q_n$$

Для дизеля 6ЧН 13/14 ($P_e = 0,2-0,9$ МПа, $n = 1300-1900$ мин⁻¹) без ОНВ:

$$t_T = 127 q_n - 10.$$

В завершении следует сказать, что любые косвенные критерии требуют от конструктора и расчетчика большого внимания и

осторожности, поскольку ни один из них не обладает обобщающими свойствами и отражают они лишь интегральную картину.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Стефановский, Б.С. Теплонапряженность деталей быстроходных поршневых двигателей. - М.: Машиностроение, 1978. - 128 с.
2. Исследование теплопередачи в дизелях /Под ред. В.И.Балакина. -Ленинград: ЦНИДИ, 1975.-175 с.:ил.-(Тр. ЦНИДИ; №69).
3. Костин А.К., Ларионов В.В., Михайлов Л.И. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания.- Л.: Машиностроение, 1979. - 222 с.
4. Кукис В.С., Кривошеина, Л.В. Снижение тепломеханической напряженности поршней тракторных дизелей//Исследование и совершенствование быстроходных двигателей:Сб. науч. тр./Под ред. Л.В.Нечаева.- Барнаул:АлтГТУ,1997.- С.22-34.
5. Лапшин, В.И. Распределение тепловой нагрузки по поверхности камеры сгорания четырехтактного дизеля // Теплонапряженность поршневых двигателей : Сб. науч. тр. - Ярославль, 1978.- С. 24-32.
6. Нечаев Л.В., Любимов А.Н. Исследование теплоотдачи в системе охлаждения 4-тактных быстроходных дизелей типа ЧН 15/18 с газотурбинным наддувом//Респ. сб науч. тр./Харьков:Выща школа.-1978.-№27.- С.67-73.