

According to an accepted technical and economical strategy a subject chooses fuel atomization quality by the shape of fuel atomization characteristics as a kind of alternatives portrayed by curves fig. 1-3 based on the constructed distributions and histograms with the aid of the formulas (1-5) and tested by the procedure (6-9) in accordance with a certain criterion.

Conclusions

The experimental data for fuel oil or coal-water slurry atomization characteristics, assumed accordingly to [1, 5] can be in the view of the sense of the formulated problem smoothed by a logarithm normal distribution.

The ordinate axis measurement units for differential curves of the droplets sizes distributions should be expressed in $\frac{\%}{\mu\text{m}}$ in [1, 5]. Apparently there is a misprinting in the books.

Testing the hypothesis of the logarithm normal distribution with the parameters of $\mu = \ln 12,661$ and $\sigma = 0,5765$ by the Pearson criterion χ^2 allows to accept the hypothesis. Chi-square goodness-of-fit test gives values of $\chi^2 = 10,24$, and at $r = 15$ we get probabilities: $p = 0,8$ at the $\chi^2 = 10,31$ and $p = 0,9$ at the $\chi^2 = 8,55$.

Concerning following researches the quality of the fuel spray, which depends upon fuel oil or coal-water slurry characteristics, injectors tips, injectors apertures, pressures, temperatures, viscosities, and other reologic characteristics, as well as the technical

state versus economical factors, will exert an influence upon a decision making person subjective preferences. There is a tool for such researches in the view of (10-15), that is a kind of a variation problem which includes the subjective entropy of the subjective preferences.

The literature list:

1. Самсонов В.И. Двигатели внутреннего сгорания морских судов. Учебник для высш. учеб. заведений. / В.И. Самсонов, Н.И. Худов. – М.: Транспорт, 1990. – 368 с.
2. Белоусов Е.В. Создание и совершенствование твердотопливных поршневых двигателей внутреннего сгорания: монография / Е.В. Белоусов. – Херсон: ОАО «ХГТ» - 2006. – 452 с.
3. Касьянов В.А. Субъективный анализ: монография / В.А. Касьянов. – К.: НАУ; 2007. – 512 с.
4. Касьянов В.А. Элементы субъективного анализа: монография / В.А. Касьянов. – К.: НАУ; 2003. – 224 с.
5. Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник / Ю.Я. Фомин, А.И. Горбань, В.В. Добро-вольский, А.И. Лукин [и др.]. – Л.: Судостроение, 1989. – 344 с.
6. Kuiken K. Diesel engines for ship propulsion and power plants from 0 to 100,000 kW: in 2 parts / K. Kuiken. – Target Global Energy Training, Ommen, The Netherlands, 2008. – 1 part.
7. Гончаренко А.В. Аналіз параметричних досліджень реологічних властивостей водовугільних суспензій для застосування у судових двигунах внутрішнього згорання / А.В. Гончаренко // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2009. – №8(65). – С. 90-95.
8. Венцель Е.С. Теория вероятностей: учебник / Е.С. Венцель. – М.: Наука, 1969. – 576 с.
9. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. – М.: Наука, 1984. – 831 с.

УДК 621.436

А.И. Марченко, д-р техн. наук, И.Н. Карягин, инж., И.И. Сукачев, канд. техн. наук

ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ СТЕНОК КАМЕРЫ СГОРАНИЯ НА ИСПАРЕНИЕ И ВЫГОРАНИЕ ТОПЛИВА В ФОРСИРОВАННЫХ ДИЗЕЛЯХ

Анализ развития форсированных дизелей показывает, что значительное повышение температур поршня приводит к необходимости использования их тепловой защиты из условий обеспечения надежности и долговечности. Для тепловой защиты огневой поверхности камеры сгорания (КС) обычно применяются вставки из термостойких сталей, составные поршни с накладками и др. Например, в конструкции высокофорсированного дизеля [1] температура монометаллического поршня ограничена 620К. Применение жаростойких накладок на поршнях позволяет повысить допускаяемую температуру стенок КС

четырёхтактного дизеля до 820 К, двухтактного до 1220 К [1]. В разрабатываемых двигателях для применения альтернативных дизельных топлив, в частности растительных масел, биотоплив высокие температуры стенок КС оказываются необходимыми для организации качественного рабочего процесса [2].

Однако, обеспечение высоких показателей рабочего процесса при теплоизоляционной защите поршня связано с решением целого ряда проблем. На кафедре ДВС НТУ «ХПИ» были проведены комплексные испытания дизеля 4ЧН12/14 с серийными и с теплоизолированными элементами рабо-

чей полости цилиндров. Для расчетного исследования использованы экспериментальные материалы сравнительных испытаний дизеля со штатным поршнем из алюминиевого сплава и с поршнем со стальной накладкой с серийной цилиндрической КС.

В данной работе ставится задача конкретизировать условия испарения и выгорания топлива в различных зонах струи, что позволит учесть влияние на процесс сгорания температуры стенок КС и распределения топлива. При этом рассчитывались характеристики распределения топлива в объеме

КС и у пристеночных зон, скорости его испарения и выгорания.

На основании экспериментальных индикаторных диаграмм были определены характеристики тепловыделения в базовом и опытном дизеле. Идентификация полученных характеристик проведена на основе метода моделирования рабочего процесса, разработанного на кафедре ДВС НТУ "ХПИ" [3], в котором уточнен расчет характеристик испарения и выгорания топлива в пристеночных зонах КС. Результаты идентификации математической модели рабочего процесса дизеля приведены на рис. 1.

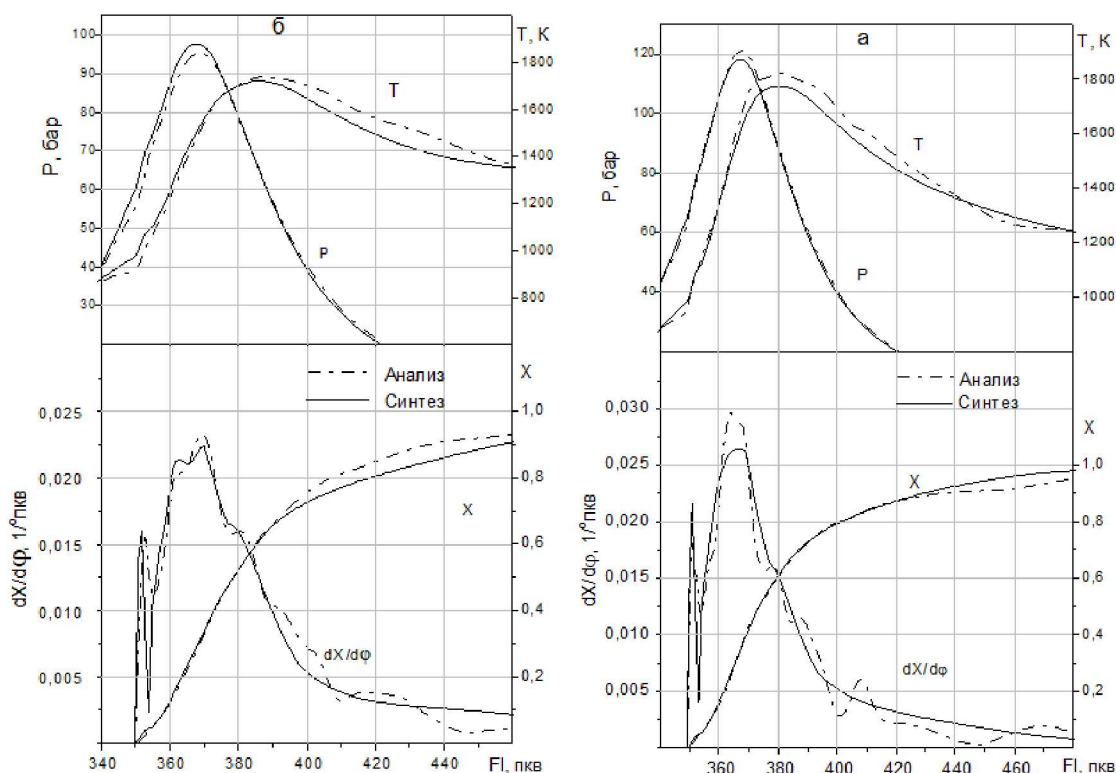


Рис.1. Результаты идентификации математической модели рабочего процесса двигателя 4ЧН12/14 с штатной (а) и опытной КС (б) на режиме работы: $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$, $N_e = 88,3 \text{ кВт}$

Ниже рассмотрены особенности математической модели расчета смесеобразования и сгорания.

В соответствии с физической моделью процессов смесеобразования и сгорания, изложенной в [3], на участке топливоподачи и завершения развития топливных струй (ТС) скорость сгорания лимитируется, главным образом, скоростью испарения топлива.

При расчете испарения топлива широкое распространение получили методы, в которых использованы закономерности испарения отдельных капель. При этом, скорость испарения ТС является суммой скоростей испарения отдельных капель.

Если принять, что каждая элементарная порция капле топлива, поступившая в расчетную зону испарения, распыляется на dN капле, то текущую относительную скорость испарения топлива в j -той зоне усредненного теплообмена определяем как:

$$d\sigma_{uj} / d\tau = [1 - (1 - B_{uj})^{3/2}] \cdot \sigma_{zj} / \tau_{uj} \quad (1)$$

Полная текущая скорость испарения топлива равна сумме скоростей испарения в зонах интенсивного теплообмена: оболочке струи, ее фронте и в пристеночных зонах.

Для расчетов по формуле (1) необходимо

предварительно определить константы испарения топлива в различных зонах струи. Оценку теоретической константы испарения произведем по известной зависимости:

$$K_{uj} = 4 \cdot 10^6 \cdot NU_D \cdot D_p \cdot p_s / \rho_f = 4 \cdot 10^6 \cdot NU_D \cdot D_p \cdot p_s / \rho_f, \text{ м}^2/\text{с}, \quad (2)$$

где NU_D - критерий Нуссельта для процессов диффузии; D_p - коэффициент диффузии паров топлива, отнесенный к градиенту парциальных давлений, с; p_s - давление насыщенных паров, МПа; ρ_f - плотность жидкого топлива, кг/м³. Давление насыщенных паров топлива при температуре равновесия испарения равно: $p_s = A \cdot \exp[-B/T_K]$. Для дизельного топлива среднего состава $A = 2520$ МПа, $B = 5220$ К. Зависимость коэффициента диффузии паров топлива от температуры и давления среды: $D_p = D_{p0} \cdot (T_K/T_0) \cdot (p_0/p)$, где D_{p0} - коэффициент диффузии при атмосферных условиях, $T_0 = 273$ К, $p_0 = 0,031 \cdot 10^{-8}$ с.

Условия испарения капель в различных зонах струи и КС учитываем путем соответствующего задания T_K и NU_D .

После того, как ТС достигает стенки КС, топливно-газовая смесь начнет растекаться за пределы конуса струи. Формируется уплотненный пристеночный слой, над которым образуется более разреженное облако из заторможенных капель, отраженных от стенки и оторвавшихся от ядра пристеночного потока. Различные условия испарения топлива в прилегающем к стенке слое и рассеянного над стенкой затрудняет выбор среднего значения константы испарения топлива для пристеночной зоны в целом.

Для описания состояния топливного слоя и определения влияния на него температуры поверхности КС в процессе сгорания необходимы экспериментальные данные, которые можно получить только на модельных установках. В литературе имеются сведения о результатах исследований на физических моделях - установках постоянного объема, например [4]. Заметим, что при этом обеспечивается частичное подобие процессов вследствие их сложности. При попадании топлива на высокотемпературную стенку КС подвод тепла к топливу происходит как от газового заряда, так и от поверхности при этом коэффициент теплоотдачи от поверхности значительно выше.

Скорость испарения топлив при докритическом давлении среды принимает максимальные

значения при температуре стенки, близкой к среднемoleкулярной температуре кипения топлива. При дальнейшем повышении температуры стенки капля отделяется от стенки паровой прослойкой, что снижает скорость её испарения. В отличие от докритической области давлений, при давлении среды, выше критического, скорость испарения топлива достигает максимального значения при более высоких температурах поверхности, т.е. кривая продолжительности испарения смещается вправо (рис. 2). Дальнейшее повышение температуры не приводит к увеличению времени испарения капли. Исследования показали, что для монофракционного аналога дизельного топлива - н-гексадекана ($\mu = 226$, $p_{кр} = 1,34$ МПа) максимальное значение скорости испарения соответствует $T_W \approx 573$ К при $p = 0,1$ МПа и $T_W = 723$ К при $p \geq 1,75$ МПа [5].

В литературе также имеются результаты экспериментальных исследований физики пленочного смесеобразования в КС. Так, в работе [5] приведены экспериментальные данные по динамике испарения топливной пленки в зависимости от температуры стенки, температуры, давления и скорости воздушного заряда. Скорость испарения топливного слоя зависит от интенсивности теплоподвода к нему от воздушного заряда и стенки КС.

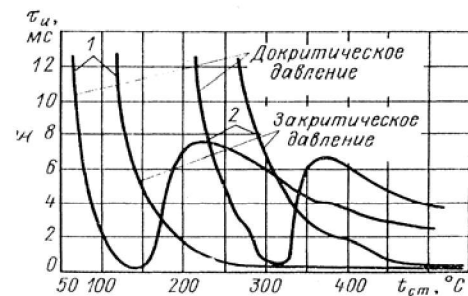


Рис.2. Влияние температуры стенки на продолжительность испарения капель топлива с ее поверхности

1- *н-гептан*; 2- *н-гексадекан* [5]

Температура топливного слоя определяет коэффициент диффузии D_p и давление насыщенных паров топлива p_s . Расчет относительного времени испарения пристеночного топлива проводим аналогично определению скорости испарения в объеме с использованием опытных данных [6].

Коэффициент диффузии и давление насыщенных паров топлива определяем при температуре равновесного испарения равной температуре стенок КС. При этом постоянные коэффициенты A ,

В для стандартного летнего топлива определяем по двум точкам: при атмосферном давлении $p_S = p_0 = 0,1$ МПа; $T_K = T_M = 527$ К и при критических параметрах $p_S = p_{кр} = 1,5$ МПа; $T_K = T_{кр} = 718$ К; плотность топлива $\rho_f = 845$ кг/м³. С учетом среднего диаметра капле $d_{32} = 25 \cdot 10^{-6}$ м находим относительное время испарения топлива.

Принимаем, что относительная скорость испарения топлива пристеночного топлива в зависимости от температуры стенки КС изменяется по параболической зависимости, достигая максимума при критической температуре испарения топлива. Поэтому скорость испарения частиц топлива в пристеночном двухфазном слое определяем, используя выражение (1).

Для расчета константы испарения топлива вблизи стенки воспользуемся следующим упрощенным представлением о развитии струи в пристеночной зоне. Долю топлива, достигшего стенки σ_W , распределяем по потокам σ_{Wj} и по зонам испарения: $\sigma_{ЯWj}$, $\sigma_{ФWj}$, σ_{OWj} . На данном этапе исследования доли топлива σ_{OWj} суммируем с σ_O и считаем, что константы испарения этих масс топлива K_O одинаковы. Аналогично поступаем с долями топлива $\sigma_{ФWj}$ и $\sigma_{Ф}$, константу испарения $K_{Ф}$ которых также считаем одинаковой. Для топлива в пристеночном слое $\sigma_{ЯWj}$, развивающимся по стенкам КС в поршне $\sigma_{ПWj}$, осевшего на поверхность крышки σ_{KWj} и на гильзу цилиндра $\sigma_{ГWj}$, принимаем $NU_D = 3,5$.

Для расчета действительной константы испарения используем выражение $B_{uj} = Y \cdot K_{uj} / d_{32}^2$. Здесь Y – эмпирическая поправка теоретической константы испарения K_{uj} , введена для уменьшения погрешностей, связанных с принятыми допущениями. Опыт идентификации характеристик тепловыделения на различных режимах работы двигателей типа СМД, показал, что Y можно принять зависящей, прежде всего, от мелкости распыливания d_{32} , вихревого движения заряда вблизи ВМТ H и частоты вращения коленчатого вала n : $Y \approx (1 \dots 1,2) \cdot d_{32} \cdot (H \cdot n)^{0,5}$.

Процесс сгорания условно разделим на четыре характерных периода: задержка воспламенения, сгорание в процессе топливоподачи (стадия кинетического выгорания паров топлива, испарившихся

за период задержки воспламенения и стадия сгорания топлива, испаряющегося после начала сгорания), развитое диффузионное горение после окончания впрыскивания и развития ТС и догорание паров топлива и продуктов неполного сгорания. В процессе горения топливный факел охвачен пламенем, максимальная температура которого достигает 2500 ... 2700 К. При этом даже значительное повышение температуры стенок КС не приводит к существенным изменениям условий сгорания в её объеме. Поэтому, в данной работе основное внимание уделено учету влияния пристеночного смесеобразования на скорость развития цепных реакций для периода сгорания на участке топливоподачи и до окончания развития топливных струй.

Известно, что сгорание в период топливоподачи отличается динамичной вспышкой (резким нарастанием скорости тепловыделения в начале горения и, столь же быстрым, снижением сгорания в конце вспышки), затем новым повышением скорости тепловыделения с максимумом в момент окончания развития ТС. Такой характер изменения скорости тепловыделения хорошо описывают простые кинетические уравнения, выведенные Н.Ф. Разлейцевым [7] и получившие развитие в работе [3].

Рассмотрим уравнение для относительной скорости сгорания топлива в период после начальной вспышки и до окончания развития ТС:

$$(dx/dt)_1 = P_1 \cdot \Psi_1 + P_2 \cdot \Psi_2 = d\sigma_u/dt \cdot \Psi_1 + A_2(B_C/V_C)(\sigma_u - x)(\alpha - x) \cdot \Psi_2, \quad (3)$$

где P_1 , P_2 – функции для относительной скорости выгорания паров топлива, образовавшихся после периода задержки воспламенения и относительной скорости догорания продуктов неполного сгорания в объеме цилиндра; Ψ_1 , Ψ_2 – коэффициенты полноты сгорания для паров топлива, образовавшихся после периода задержки воспламенения и догорания продуктов неполного сгорания, A_2 – коэффициент пропорциональности; V_C – объем цилиндра в ВМТ, м³; α – коэффициент избытка воздуха при сгорании; σ_u – доля цикловой порции топлива, испарившегося к данному моменту времени; x – текущее значение суммарного относительного тепловыделения.

Скорость сгорания паров топлива, образовавшихся после воспламенения, пропорциональна $d\sigma_u/dt$. Скорость догорания продуктов неполного сгорания, поступивших из зон горения в окружаю-

щий объем цилиндра, пропорциональна $(\sigma_u - x)$ и зависит от средней концентрации неиспользованного кислорода в цилиндре. Поэтому, при подсчете P_2 концентрация активных центров принята пропорциональной $(\alpha - x)$.

В уравнении (3) введены функции Ψ_1, Ψ_2 , соответственно, характеризующие полноту выгорания паров топлива, образовавшихся после воспламенения и выгорания продуктов неполного сгорания, проникающих за пределы зоны светящегося высокотемпературного пламени. Заметим, что в базовой методике расчета [3] для всех стадий сгорания принимали одинаковое значение Ψ . Величину Ψ определяли для стадии выгорания топлива, испаряющегося после воспламенения, предполагая неполное сгорание паров топлива во фронте пламени. Обозначив через $d\xi/d\tau$ относительную скорость выхода продуктов неполного сгорания из зоны горения, а через q - долю располагаемой теплоты, не выделившуюся вследствие неполного сгорания, Н.Ф. Разлейцевым было получено выражение для относительной скорости тепловыделения, аналогичное выражению для P_1 :

$$\frac{dx}{d\tau} = d\sigma_u / d\tau - q(d\xi / d\tau) / (d\sigma_u / d\tau) \cdot d\sigma_u / d\tau = \Psi \cdot d\sigma_u / d\tau \quad (4)$$

Для пояснения учета условий в выделенных нами зонах испарения и стадиях процесса сгорания в формуле расчета Ψ приведем следующие обоснования.

Скорость образования продуктов неполного сгорания пропорциональна скорости обрыва цепей $[A]_0 \cdot d\xi / d\tau = C \cdot g \cdot n_C$, а скорость выхода продуктов неполного сгорания связана с дефицитом кислорода в зонах горения. Фактор автоускорения обрыва цепей пропорционален отношению требуемого притока кислорода J_1 для полного сгорания топлива к фактическому притоку кислорода в зону горения из окружающей среды J (вследствие молекулярной D_M и турбулентной D_T диффузий). Поэтому: $g = 2k[A] \cdot [M] / [M_B] \approx 2k[A] \cdot J_1 / J$.

Требуемый приток кислорода зависит от скорости развития химических предпламенных реакций в стехиометрической смеси: $J_1 = 0,209M_0 \cdot k_0 \cdot [A]_0 \cdot \exp[-E/(RT)] \cdot d\sigma_u / d\tau$. Фактический приток кислорода в зону горения пропорционален общему коэффициенту диффузии $D = D_M + D_T$ и разности концентрации кислорода в окружающей среде и зоне горения:

$J = C_1 \cdot D \cdot 0,209M_0(\alpha - x) \cdot [A]_0$. Здесь: C_1 - коэффициент пропорциональности.

В результате концентрационной неоднородности заряда в КС, а также интенсивного поглощения кислорода в зонах горения, коэффициент избытка воздуха вблизи этих зон и самих зонах существенно меньше среднего по цилиндру. Для учета этого явления фактический избыток кислорода в зонах горения представлен как $M_0(\xi_B \cdot \alpha - x)$, где ξ_B - степень эффективного использования воздушного заряда при сгорании паров топлива. В пристеночную зону кислород подводится только со стороны воздушного заряда. Поэтому принимаем, что диффузия кислорода в пристеночные зоны горения вдвое меньше, чем в объеме.

Учитывая вышеизложенное, была уточнена зависимость для относительной скорости выхода продуктов неполного сгорания из j -той зоны накопления и испарения топлива:

$$\frac{d\xi}{d\tau} = \frac{C_2}{D(\xi_B \cdot \alpha - x)} \cdot [r_V \exp(-5) + 2r_{Wj} \times \exp(-16000/(2500 + T_{Wj}))] \cdot \frac{d\sigma_u}{d\tau} \cdot \frac{dx}{d\tau} \quad (5)$$

Здесь $r_V = (d\sigma_{uO} / d\tau + d\sigma_{u\Phi} / d\tau) / d\sigma_u / d\tau$, $r_{Wj} = (d\sigma_{uWj} / d\tau) / (d\sigma_u / d\tau)$ - соответственно, отношение скорости испарения топлива в объеме КС и в j -той пристеночной зоне к суммарной скорости испарения.

На основании уравнений (4) и (5) получено выражение для коэффициента полноты выгорания топлива в j -той зоне накопления и испарения топлива:

$$\Psi = f(j, \tau) = 1 - \frac{A_1}{\xi_B \cdot \alpha - x} [r_V + 300r_{Wj} \times \exp(-16000/(2500 + T_{Wj}))] \frac{dx}{d\tau} \quad (6)$$

где $A_1 = a \cdot 0,21 / (O_2(1 + O)) \cdot (H \cdot n)^{0,5}$ - коэффициент пропорциональности, включающий физико-химические константы и газодинамические характеристики рабочей смеси. Здесь a - поправка, учитывающая отличие Ψ_1 и Ψ_2 от среднего значения Ψ , принятого в [3]. Идентификация показала, что для штатной и опытной КС исследуемого двигателя для Ψ_2 $a = 0,075$. Значение a для Ψ_1 оказалось различным: для штатной КС $a = 0,3$, для теплоизолированной - $a = 1$.

Концентрационные условия сгорания топлива в цилиндре дизеля с неоднородным составом смеси

охарактеризуем текущим значением коэффициента избытка воздуха α_t в условной определяющей зоне горения, в единице объема которой, скорость сгорания равна средней скорости в зоне пламени. Для оценки степени приближения α_t к среднему значению по цилиндру использовано понятие о степени эффективного использования воздушного заряда в определяющей зоне сгорания $\xi_{\theta} = \alpha_t / \alpha$, введенное ранее Н.Ф.Разлейцевым.

На рис.3 приведены расчетные характеристики динамики испарения ($d\sigma_i, \sigma_i$) и сгорания топлива ($\Psi, dx/d\phi, x$) со штатной КС (2) и КС со стальной накладкой (5), отличающиеся температурой огневой поверхности. Температура кромки цилиндрической штатной КС составляла 553К, а теплоизолированной - 973К. Для сравнимости результатов одинаковыми выдерживались значения плотности воздушного заряда, мелкости распыливания топлива, коэффициента избытка воздуха и закон топливоподачи (σ) др.

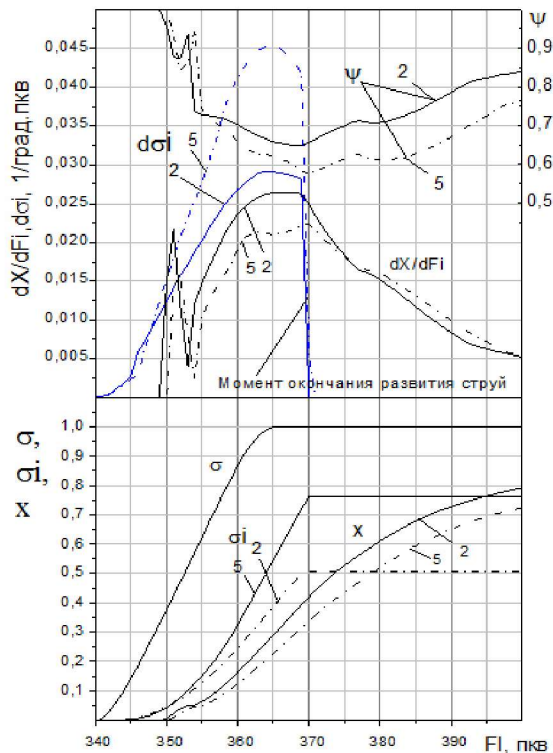


Рис.3. Влияние теплоизоляции КС на характеристики испарения и выгорания топлива двигателя 4ЧН12/14 со штатной комплектацией (2) и опытной комплектацией (5) на режиме работы $n = 1600 \text{ мин}^{-1}, N_e = 88,3 \text{ кВт}$

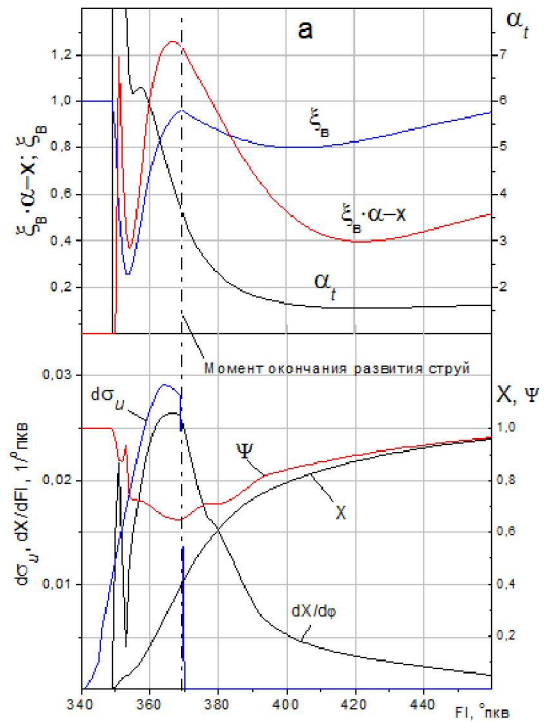
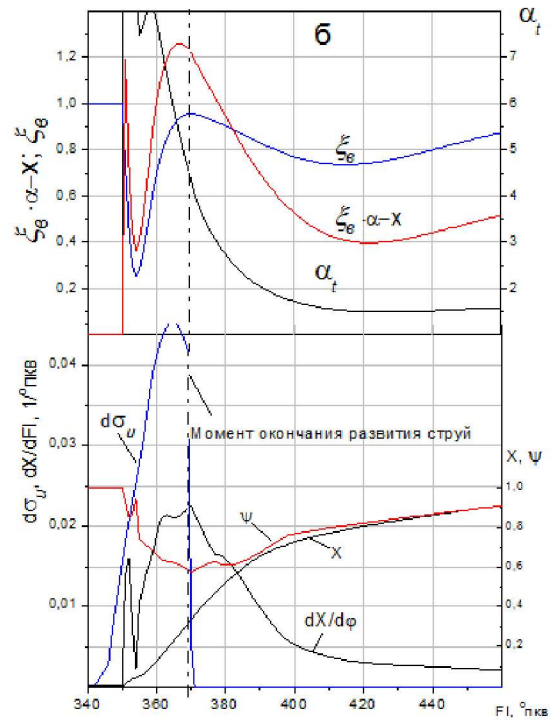


Рис.4. Влияние характеристик смесеобразования на тепловыделение в двигателе 4ЧН12/14 со штатной комплектацией (а) и опытной комплектацией (б) на режиме работы $n = 1600 \text{ мин}^{-1}, N_e = 88,3 \text{ кВт}$

На рис.4 приведены результаты расчетного анализа смесеобразования и сгорания сравниваемых режимов штатной (а) и опытной (б) конструкции двигателя. На момент окончания впрыскивания стенок КС достигает около 50% цикловой пор-

ции топлива, при этом средняя скорость испарения топливного слоя на стенке растет по закону парабола, топливо попадающее в пристеночные зоны быстро испаряется и частично окисляется, но не может выгореть полностью из-за недостаточной концентрации кислорода. Выгорание топлива в пристеночных зонах неполное и происходит по мере диффузии кислорода, наблюдается заметное затягивание процесса сгорания. Максимальная скорость нарастания давления уменьшилась на 25%.

Выводы

Расчетный анализ результатов экспериментальных исследований свидетельствует, что причиной ухудшения показателей дизеля при значительном повышении температуры стенок КС является резкое снижение коэффициента избытка воздуха в пристеночных зонах сгорания. Снижение фактического избытка кислорода в пристеночных зонах горения приводит к существенному увеличению массовой скорости выхода продуктов неполного сгорания. Формула (6) позволяет оценить влияние на полноту сгорания топлива: распределения топ-

лива по зонам равновесного испарения; температуры стенок КС; концентрационной неоднородности заряда и относительной скорости сгорания.

Список литературы:

1. Двигуни внутрішнього згорання. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. За ред. А.П. Марченка, А.Ф. Шеховцова. – Харків, Прапор, 2004. – 384 с.
2. Васильев И.П. Влияние топлив растительного происхождения на экологические и экономические показатели дизеля / И.П.Васильев. – Луганск, 2009. – 240 с.
3. Процессы в перспективных дизелях / Под редакцией А.Ф. Шеховцова. – Х.: Изд-во «Основа» при Харьк. ун-те, 1992.-352 с.
4. Семенов Б.Н. Рабочий процесс высокооборотных дизелей малой мощности / Б.Н. Семенов, Е.П. Павлов, В.П. Концев. – Л.: Машиностроение, 1990. – 240 с.
5. Temple-Pediani R. Fuel drop vaporization under pressure on a hot surface // Proc. Inst. Mech. Eng. - Part 1.- 1969-1970. - №38. – P. 33-41.
6. Гершман И.И. Исследование развития и испарения топливной пленки / И.И. Гершман, О.К. Пик // Труды НАМИ. – 1965, вып. 75.
7. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях / Н.Ф. Разлейцев. – Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1980. – 168 с.

УДК 662.997

Н.А. Крестлинг, канд. техн. наук, В.В. Попов, инж.

ПРИМЕНЕНИЕ ТЕПЛОАСОСНЫХ УСТАНОВОК НА МОРСКИХ СУДАХ

Введение

Более эффективное и полное использование вторичных энергоресурсов (ВЭР) на судах морского флота возможно с помощью теплонасосных установок (ТНУ) повышающих потенциал теплоносителя. В данном случае повышение температуры теплоносителя происходит за счёт охлаждения низкотемпературных энергоносителей или источников теплоты судовых энергетических установок. При этом происходит перенос энергии от тела с более низкой температурой к телу с более высокой температурой в обратных круговых процессах.

В этом плане ТНУ аналогичны холодильным машинам, но отличаются от них целевым назначением, а циклы этих установок отличаются положением интервала температур. В частности, холодильные машины позволяют получить искусственное охлаждение, тепловые насосы - нагрев.

Формулирование проблемы

Выбор оптимальной системы тепло- и хладоснабжения на базе ТНУ должны предусматривать комплексный системный анализ, который включает

рассмотрение рациональных схем энергоснабжения, экономическое использование топливно-энергетических ресурсов, охрану окружающей среды, вовлечение нетрадиционных возобновляемых источников энергии и вторичных энергоресурсов в общий топливно-энергетический комплекс и др.

Решение проблемы

Принципиальная технологическая схема комплексного применения теплонасосной установки (ТНУ) для теплоснабжения и хладоснабжения показана на рис. 1.

Рассол, охлажденный до $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$ в испарителе ТНУ, направляется в воздухоохладители. Вода в конденсаторе, воспринимая тепло от конденсирующего хладагента R12 нагревается до $40\text{--}45\text{ }^{\circ}\text{C}$, циркулирует в воздухонагревателе, повышает до $35\text{--}40\text{ }^{\circ}\text{C}$ температуру воздуха, который используется для обогрева помещений.

Эффективность схемы определена эксергетическим КПД, который для рабочего режима составляет $0,63 \div 0,67$.