

НЕСВОЕВРЕМЕННОСТЬ ВЫДЕЛЕНИЯ ТЕПЛОТЫ В ЦИКЛАХ ДВС

Д.Д. Матиевский, А.Е. Свистула

В статье приводятся результаты исследования факторов, определяющих величину коэффициента несвоевременности ввода теплоты $\delta_{нс}$ и его формирование в развитии цикла по материалам накопленного опыта использования метода анализа индикаторного КПД поршневого двигателя внутреннего сгорания (ДВС) по характеристикам выделения и отвода теплоты.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Несвоевременность выделения теплоты в циклах ДВС обычно связывают с продолжительностью развития процесса сгорания по углу поворота кривошипа, справедливо полагая, что чем позже по отношению к положению поршня в ВМТ осуществляется ввод теплоты, тем меньше эффективность ее использования и ниже КПД.

Метод анализа индикаторного КПД и численная оценка коэффициента несвоевременности выделения теплоты $\delta_{нс}$ предложены в работах [1-5]. В них коэффициент $\delta_{нс}$ рассматривается, как разность долей неиспользуемой теплоты (или КПД $\eta_t - \eta_{tv}$) в теоретическом цикле, в котором ввод теплоты осуществляется также как в анализируемом действительном цикле, и в эталонном цикле. За эталонный цикл принимается идеальный цикл с изохорным (мгновенным) подводом теплоты в ВМТ, как имеющий наибольший КПД. В такой постановке коэффициент $\delta_{нс}$ характеризует увеличение неиспользования теплоты, связанное с конечной скоростью ввода теплоты на некотором участке цикла, называемом продолжительностью ввода, в сравнении с бесконечной скоростью ввода (мгновенно) в ВМТ.

Численное значение коэффициента $\delta_{нс}$ подсчитывается по известной характеристике выделения теплоты $x = f(\varphi)$ по выражению

$$\delta_{нс} = \sum_{n=1}^m \frac{\Delta x_n}{\varepsilon_n^{k-1}} - \frac{1}{\varepsilon_0^{k-1}} \sum_{n=1}^m \Delta x_n = \eta_t - \eta_{tv}. \quad (1)$$

Здесь Δx_n - доля теплоты, мгновенно подведенная к рабочему телу на « n »-ом из « m » элементарных участков цикла при значении степени сжатия $\varepsilon_n = V_a/V_n$; ε_0 - степень сжатия в ВМТ, $\varepsilon_0 = V_a/V_{ВМТ}$; k - показатель адиабаты, $k=1,4$; $V_{ВМТ}, V_a, V_n$ - объемы рабочего тела при положениях поршня в ВМТ, НМТ и произвольной точке n .

В выражении (1), перейдя от суммы к интегралу, получим:

$$\delta_{нс} = \int_{\varphi_n}^{\varphi_z} \frac{dx}{d\varphi} \frac{1}{\varepsilon_n^{k-1}} d\varphi - \frac{1}{\varepsilon_0^{k-1}} \int_{\varphi_n}^{\varphi_z} \frac{dx}{d\varphi} d\varphi. \quad (2)$$

Здесь независимая переменная величина - угол поворота кривошипа φ - изменяется в диапазоне $\varphi_n - \varphi_z$. Угол φ_n соответствует моменту начала, а φ_z - окончанию ввода теплоты с началом отсчета в ВМТ, где $\varphi = 0$. До ВМТ $\varphi < 0$, после ВМТ $\varphi > 0$.

Обычно скорость ввода теплоты принято задавать не в функции угла φ , а в функции угла α , имеющего нулевое значение в начале ввода теплоты и не меняющего своего знака в интервале продолжительности ввода теплоты от нуля до α_m .

В этом случае

$$\delta_{нс} = \frac{1}{\varepsilon_0^{k-1}} \frac{\varepsilon_0 - 1}{4} (k-1)(\lambda+1) \int_0^{\alpha_m} \frac{dx}{d\alpha} (\alpha - \theta)^2 d\alpha, \quad (3)$$

где λ - отношение радиуса кривошипа к длине шатена; θ - угол опережения начала ввода теплоты, $\theta = |\varphi_n|$.

Изменяя в выражении (1) верхний предел суммирования от единицы до « m » и фиксируя подсчитанные значения коэффициента $\delta_{нс}$, можно проследить его ($\delta_{нс}$) накопление в развитии цикла, то есть по мере увеличения количества относительной теплоты в цикле от нуля в начале до единицы в конце подвода теплоты. Естественно, что такая возможность имеется и при использовании выражений (2) и (3).

Из выражений (1), (2), (3) следует, что изменение коэффициента $\delta_{нс}$ по углу поворота кривошипа φ и конечная его величина за цикл (при условии ввода всей теплоты $x = 1$) зависят от двух функций: характеристики выделения теплоты $x = f(\varphi)$ и текущей степени сжатия $\varepsilon_n = f(\varphi)$. Именно они в совокупности с моментом начала ввода теплоты относительно ВМТ определяют количество теплоты Δx_n и степень сжатия ε_n , при которой теплота Δx_n вводится в цикл на заданном элементар-

ном интервале изменения угла φ . В случае $\Delta x_{нп} > 0$ и с увеличением $\Delta x_{нп}$ уменьшается количество теплоты $\Sigma \Delta x$, участвующей в цикле преобразования в работу, и соответственно коэффициент $\delta_{нс}$ уменьшается. Главным образом, по причине больших физических (прямые потери топлива) и химических (недожог топлива) потерь теплоты двухтактные бензиновые двигатели малого литража с несовершенной системой кривошипно-камерной продувки имеют очень низкие значения коэффициента $\delta_{нс} = 0,015$ [1].

Вид зависимости $\varepsilon_{п} = f(\varphi)$ и численные значения $\varepsilon_{п}$ в интервале продолжительности ввода теплоты φ_z устанавливаются конструктивными параметрами двигателя: это отношение радиуса кривошипа к длине шатуна λ и степень сжатия в ВМТ ε_0 , а также углом начала ввода теплоты φ_n . Вид зависимости $x = f(\varphi)$ определяется ее характерными параметрами, принятыми при математической аппроксимации $x = f(\varphi)$.

В рассматриваемых ниже материалах исследований описание процесса выделения теплоты $x = f(\varphi)$ принято по уравнениям И.И. Вибе [6] и Б.П. Пугачева [7]. В уравнении И.И. Вибе необходимо задавать два параметра: продолжительность φ_z и показатель m характера сгорания. Показатель m однозначно определяет максимум скорости выделения теплоты и момент ее достижения в интервале продолжительности сгорания φ_z , а, следовательно, и вид функции $x = f(\varphi)$.

В двухфазной модели Б.П.Пугачева, более корректно описывающей процесс выделения теплоты в дизеле, первая фаза – взрывное сгорание топливовоздушной смеси, в той или иной мере подготовленной в одном или нескольких очагах самовоспламенения за период задержки воспламенения, развивающееся со скоростями, определяемыми кинетикой окислительных процессов; вторая фаза – диффузионное сгорание, скорость которого, как сложного процесса, устанавливается наиболее медленно развивающейся стадией – подготовкой топливовоздушной смеси. Здесь необходимо задать четыре параметра: доли теплоты X_1 и X_2 , выделившейся в первой и второй фазах сгорания, и, соответственно, углы φ_1 и φ_2 достижения максимального значения скорости $dx/d\varphi$ в этих фазах.

Таким образом, исследование коэффициента $\delta_{нс}$ сводится к установлению влияния

на него степени сжатия ε_0 , отношения

$\lambda = R/L$, угла начала ввода теплоты φ_n и параметров, характеризующих процесс ввода теплоты.

Выделить индивидуальное влияние названных характерных параметров функций $x = f(\varphi)$ и $\varepsilon_{п} = f(\varphi)$ на формирование коэффициента несвоевременности $\delta_{нс}$ и его конечное значение можно только проведением расчета теоретического цикла, а не обработкой экспериментально снятой индикаторной диаграммы по известной причине: в эксперименте, как правило, нельзя изменив один из анализируемых параметров, другие сохранить неизменными. Например, с изменением момента начала ввода теплоты одновременно изменяются и продолжительность, и характер ввода теплоты.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

На первоначальном этапе исследование выполнялось с использованием модели на основе тепловыделения по уравнению И.И. Вибе.

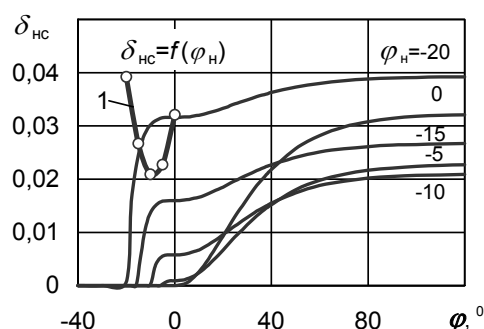


Рис. 1. Влияние момента начала ввода теплоты φ_n на $\delta_{нс}$ при $m = -0,2$; $\varphi_z = 100^\circ$

Графики на рисунке 1 отражают значительное влияние угла начала ввода теплоты φ_n как на вид зависимости коэффициента $\delta_{нс}$ от угла поворота кривошипа φ так и на его конечное (максимальное) значение за цикл (кривая 1). Функция $\delta_{нс} = f(\varphi_n)$ имеет минимум при оптимальном значении угла начала ввода теплоты $\varphi_n = -10^\circ$. Напомним, что выбор угла φ_n , которому соответствует минимум коэффициента $\delta_{нс}$, производится при выполнении условия: центр тяжести фигуры, образованной скоростью ввода теплоты $dx/d\varphi$ и осью абсцисс φ , должен лежать на отметке ВМТ [8]. Текущее значение коэффициента $\delta_{нс}$ по углу поворота кривошипа при оптимальном угле φ_n меньше во всем диапазоне ввода

НЕСВОЕВРЕМЕННОСТЬ ВЫДЕЛЕНИЯ ТЕПЛОТЫ В ЦИКЛАХ ДВС

теплоты φ_z в сравнении с ранними углами ($\varphi_n = -15^\circ$ и -20° на рисунке 1). В сравнении с поздними углами ($\varphi_n = -5^\circ$ и 0°) – выше в начале сгорания, затем сравнивается и по завершении сгорания принимает меньшее значение.

Графики на рисунке 2 наглядно иллюстрируют тот факт, что во всем диапазоне выделения теплоты по характеристике $x = f(\varphi)$, одинаковой для трех значений степени сжатия в ВМТ $\varepsilon_0 = 16; 12; 8$, величина коэффициента несвоевременности $\delta_{нс}$ тем выше, чем выше степень сжатия в ВМТ ε_0 . Это объясняется более интенсивным падением текущей степени сжатия ε_n при отклонении угла φ от ВМТ для вариантов с более высокими значениями степени сжатия в ВМТ ε_0 . Сравним интенсивность падения ε_n для $\varepsilon_0 = 16$ и $\varepsilon_0 = 8$, например, в интервале $\varphi = 0-40^\circ$ и увидим, что падение ε_n при $\varepsilon_0 = 16$ наблюдается в 8 раз, а при $\varepsilon_0 = 8$ – только в 4 раза. И если в эксперименте с увеличением ε_0 двигателя фиксируется снижение коэффициента $\delta_{нс}$, то это происходит не благодаря увеличению ε_0 , а, вероятнее всего, по причине сокращения продолжительности сгорания (рассматривается ниже).

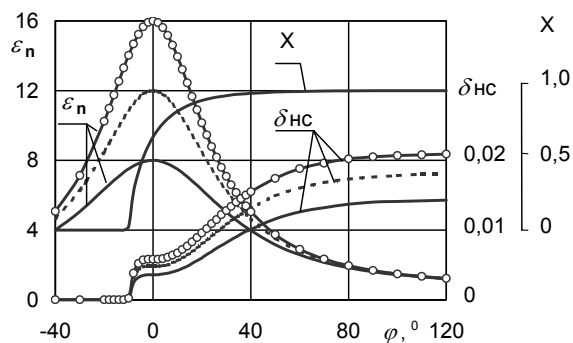


Рис. 2. Влияние степени сжатия на $\delta_{нс}$ при $m=0,2$; $\varphi_z=100^\circ$ и $\varphi_n=-10^\circ$; — $\varepsilon_0=8$; - - - $\varepsilon_0=12$; -o- $\varepsilon_0=16$

На рисунке 3 приведены результаты влияния на коэффициент $\delta_{нс}$ геометрической степени сжатия ε_0 и конструктивного параметра $\lambda = R/L$, для которого выбраны крайние значения 0,23 и 0,3.

Из рисунка видно, что с увеличением параметра кривошипно-шатунного механизма $\lambda = R/L$ характер изменения текущей степени сжатия ε_n наблюдается более крутым в районе ВМТ, что увеличивает количество теплоты подводимое при меньших степенях сжатия ε_n , отсюда коэффициент неиспользования теплоты $\delta_{нс}$ вследствие несвоевременности

увеличивается. Это увеличение составляет не более 4% от величины $\delta_{нс}$ во всем принятом диапазоне изменения λ . Отсюда, КШМ с меньшими значениями конструктивного параметра λ имеют незначительное преимущество в виде снижения коэффициента $\delta_{нс}$.

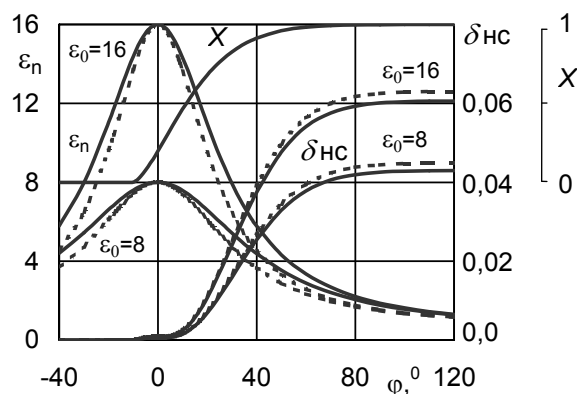


Рис. 3. Зависимость $\delta_{нс}$ и ε_n по углу поворота от λ и ε_0 (при $m=0,5$): - - - $\lambda=0,23$; - - - $\lambda=0,3$

Графики на рисунке 4 отображают влияние на формирование коэффициента $\delta_{нс}$ и его конечную величину продолжительности выделения теплоты φ_z , а на рисунке 5 – показателя процесса сгорания m . Как видим, при одинаковом значении показателя сгорания m с увеличением продолжительности φ_z возрастают текущие и конечные значения коэффициента $\delta_{нс}$.

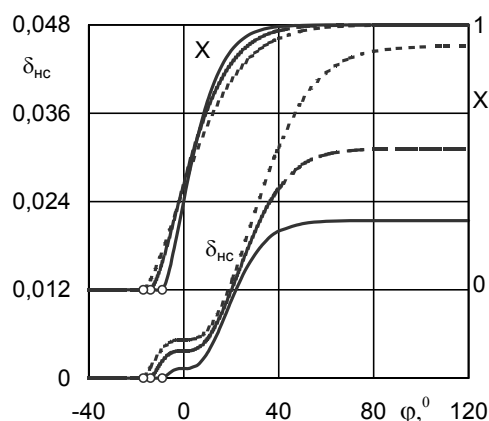


Рис. 4. Влияние φ_n и φ_z на $\delta_{нс}$: — $\varphi_z=60^\circ$, $\varphi_n=-9^\circ$; - - - $\varphi_z=80^\circ$, $\varphi_n=-14^\circ$; - - - $\varphi_z=120^\circ$, $\varphi_n=-17^\circ$; $m=0,5$; $\varepsilon_0=16$

Интенсивность прироста коэффициента $\delta_{нс}$ (соответственно снижения КПД η_i) возрастает с увеличением φ_z . Так прирост коэффи-

циента $\delta_{нс}$ с изменением φ_z на 20° (с 80° до 100°) в 1,5 раза больше, чем на те же 20° (с 60° до 80°). Оптимальное значение угла φ_n начала ввода теплоты (по минимуму $\delta_{нс}$) возрастает: чем продолжительнее ввод теплоты, тем раньше по отношению к ВМТ следует его начинать.

Анализ влияния показателя m на формирование коэффициента $\delta_{нс}$ по углу φ , представленного графиками на рисунке 5, показывает необходимость увеличения угла φ_n с ростом показателя m . Наличие же максимума коэффициента $\delta_{нс}$ при $m=1,5$ в диапазоне $m=0,5 \div 3,8$ позволяет предполагать экстремум функции $\delta_{нс} = f(m)$.

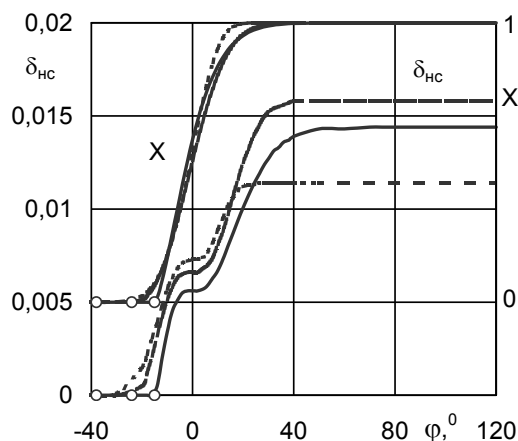


Рис. 5. Влияние m на $\delta_{нс}$ при оптимальных значениях φ_n : — $m = 0,5$, $\varphi_n = -15^\circ$; — — $m = 1,5$, $\varphi_n = -24^\circ$; — · — $m = 3,8$, $\varphi_n = -38^\circ$

Для подтверждения этого предположения и получения представления о комплексном воздействии степени сжатия, показателя характера m , продолжительности φ_z и начала сгорания φ_n на конечную величину коэффициента $\delta_{нс}$ обратимся к графикам на рисунке 6. Графики построены для значений степени сжатия ε_0 , показателя характера m и продолжительности сгорания φ_z , характерных для бензиновых двигателей и дизелей, и оптимальных значений угла начала ввода теплоты φ_n (по минимуму $\delta_{нс}$). Для дизеля $m=0,3-0,7$; $\varphi_z=60-100^\circ$ (и более), $\varepsilon_0 = 12-20$, соответственно для бензиновых двигателей $m = 3-4$, $\varphi_z = 40-60^\circ$, $\varepsilon_0 = 7-12$.

С учетом этих данных на рисунке 6 определены области (заштрихованные) коэффициентов $\delta_{нс}$ дизеля и бензинового двигателя. Проводя анализ коэффициента $\delta_{нс}$, необходимо помнить, что его численное значение,

полученное расчетом теоретического обратного цикла с рабочим телом – идеализированным воздухом, по абсолютной величине ниже чем для действительного цикла. Причина в том, что значение углов φ_n по минимуму коэффициента $\delta_{нс}$ (максимуму КПД теоретического цикла) и максимуму индикаторного КПД не совпадают в связи с влиянием на выбор оптимального значения угла φ_n процессов отвода теплоты, учитываемых в действительных и не учитываемых в теоретических циклах [3].

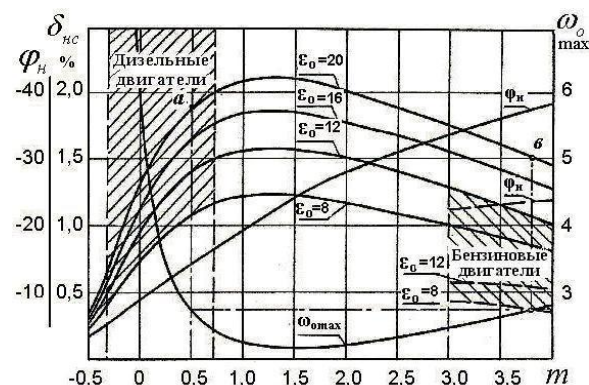


Рис. 6. К анализу коэффициента несвоевременности сгорания $\delta_{нс}$: — $\varphi_z=60^\circ$; — — $\varphi_z=40^\circ$

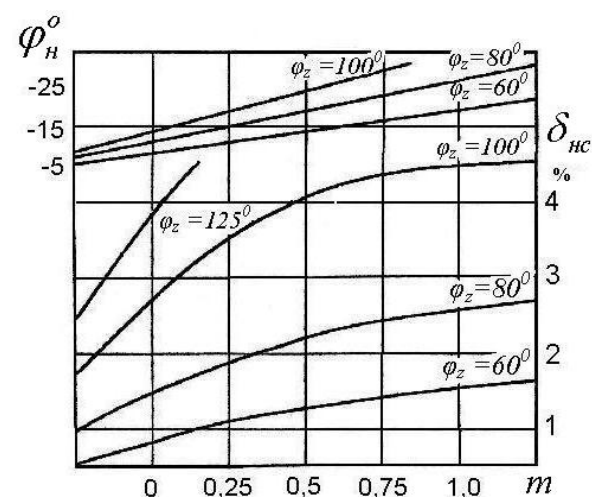


Рис. 7. К анализу коэффициента несвоевременности сгорания дизеля

Из графиков на рисунках 6 и 7 следует, что оптимальное значение угла начала ввода теплоты возрастает с увеличением продолжительности φ_z и показателя сгорания m , что отмечалось ранее, и не зависит от степени сжатия ε_0 . Влияние продолжительности φ_z и степени сжатия ε_0 на оптимальные значения

НЕСВОЕВРЕМЕННОСТЬ ВЫДЕЛЕНИЯ ТЕПЛОТЫ В ЦИКЛАХ ДВС

угла φ_n пояснений не требует. Что касается влияния показателя m , то с его увеличением максимум отвлеченной скорости выделения теплоты (рисунок 8) все больше удаляется от начала сгорания. В этом же направлении перемещается и центр тяжести (ЦТ) фигуры, образованной скоростью выделения теплоты и осью абсцисс. Соответственно растет и абсолютная величина оптимального угла φ_n .

В исследуемом диапазоне изменения показателя сгорания m коэффициент δ_{nc} принимает максимальное значение. Сравнение характеристик изменения функций $\delta_{nc} = f(m)$ и максимального значения отвлеченной скорости сгорания $\omega_0 \max$ на рисунке 6 показывает, что максимум коэффициента δ_{nc} соответствует минимуму скорости $\omega_0 \max$, которая получается при $m=1,5$ и отвлеченном угле (времени) $\varphi/\varphi_z \approx 0,375$ от начала сгорания. В области величин показателя m дизельного процесса рост m приводит к увеличению коэффициента δ_{nc} , а в области значений бензинового двигателя – к снижению δ_{nc} . При этом скорость изменения коэффициента δ_{nc} в функции показателя m более высокая для дизеля, чем для бензинового двигателя.

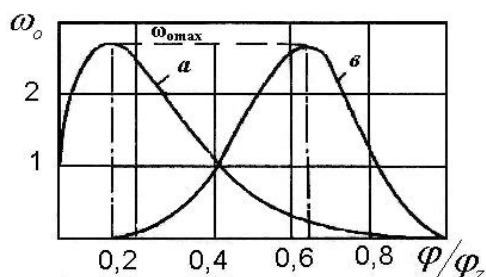


Рис. 8. Отвлеченные скорости выделения теплоты для вариантов: а) $m=0,5$; в) $m=3,8$

При равных величинах отвлеченной скорости $\omega_0 \max$, располагаемых слева и справа от минимума $\omega_0 \max$ (рисунок 6), значения коэффициентов δ_{nc} оказываются не одинаковыми. Меньшее значение коэффициента δ_{nc} соответствует скорости $\omega_0 \max$, расположенной справа от минимума $\omega_0 \max$. В этом можно легко убедиться, сравнив величины коэффициентов δ_{nc} для точек а и в на рисунке 6. Для точки в коэффициент δ_{nc} меньше, чем для точки а, а поэтому характер выделения теплоты, соответствующий точке в и отличающийся небольшими плавно увеличивающимися значениями скоростей в начале подвода теплоты, а также достижением максимума скорости $\omega_0 \max$ на значительном удалении от начала сгорания (рисунок 8), следует считать

предпочтительным перед подводом теплоты с высокими значениями скоростей в начале сгорания.

Для оценки влияния продолжительности сгорания на рисунке 6 в области значений показателя m бензинового двигателя нанесены зависимости $\delta_{nc}=f(m)$ для продолжительности сгорания $\varphi_z=40^\circ$ и степеней сжатия $\varepsilon_0=12$ и 8, а на рисунке 7 – зависимости $\delta_{nc}=f(m)$ дизеля с продолжительностью сгорания $\varphi_z>60^\circ$ и степенью сжатия $\varepsilon_0=16$. Анализ этих зависимостей показывает решающее влияние на величину коэффициента δ_{nc} продолжительности сгорания. Так, увеличение продолжительности φ_z с 60° до 100° (рисунок 7) приводит к росту коэффициента δ_{nc} примерно в три раза во всем диапазоне изменения показателя m для дизеля. К такому же порядку увеличения коэффициента δ_{nc} приводит изменение параметра m от $-0,3$ до $0,7$. Влияние показателя m на коэффициент δ_{nc} усиливается с увеличением продолжительности сгорания φ_z . Наиболее существенный рост коэффициента δ_{nc} для дизеля начинается с увеличением продолжительности сгорания $\varphi_z>80^\circ$. При $\varphi_z>100^\circ$ и $m>0,5$ значение коэффициента δ_{nc} начинает превосходить 0,04 ед. Для бензинового двигателя уменьшение продолжительности сгорания φ_z до 40° и степени сжатия до 8 приводит к уменьшению коэффициента δ_{nc} до значения менее 0,005 ед.

Таким образом, можно заключить, что и для дизеля, и для бензинового двигателя наибольшее влияние на величину коэффициента δ_{nc} оказывает продолжительность сгорания, затем показатель характера сгорания и степень сжатия.

Сравнивая области значений коэффициентов δ_{nc} для дизеля и бензинового двигателя на рисунке 6, замечаем, что в бензиновом двигателе граничные значения степени сжатия $\varepsilon_0=12$ и продолжительности сгорания $\varphi_z=60^\circ$ являются наибольшими, а в дизеле – наименьшими в реальных диапазонах их изменения. Отсюда, с учетом установленного влияния φ_z и ε_0 на δ_{nc} , следует, что значения коэффициентов δ_{nc} , соответствующие граничным (по величинам ε_0 и φ_z) для дизеля, являются минимальными, а для бензинового двигателя – максимальными теоретическими значениями, которые, как это следует из графиков на рисунке 6, примерно равны. В остальном интервале характерного диапазона величин степени сжатия ε_0 , продолжительности и показателя сгорания дизельного и бен-

зинового двигателя значение коэффициента δ_{nc} первого существенно выше, чем второго. Это, главным образом, предопределяется большей продолжительностью процесса сгорания, а затем большей степенью сжатия и меньшим показателем m дизеля в сравнении с бензиновым двигателем.

Результаты исследований влияния параметров двухфазной модели [7] процесса сгорания в дизеле на несвоевременность сгорания представлены графиком на рисунке 9.

Параметры процесса сгорания взяты по крайним значениям диапазона их изменения, установленного экспериментом [2]. Из этих графиков, построенных при оптимальных значениях угла начала ввода теплоты φ_n , которые увеличиваются по абсолютной величине с ростом угла φ_2 и доли теплоты X_2 (уменьшением доли X_1), видно:

- незначительное влияние на коэффициент δ_{nc} параметров взрывной фазы сгорания – угла φ_1 и количества теплоты X_1 ;
- решающее влияние на коэффициент δ_{nc} положения максимума скорости подвода теплоты в фазе диффузионного сгорания (угла φ_2);
- наибольший рост коэффициента δ_{nc} происходит при увеличении угла φ_2 более 15°.

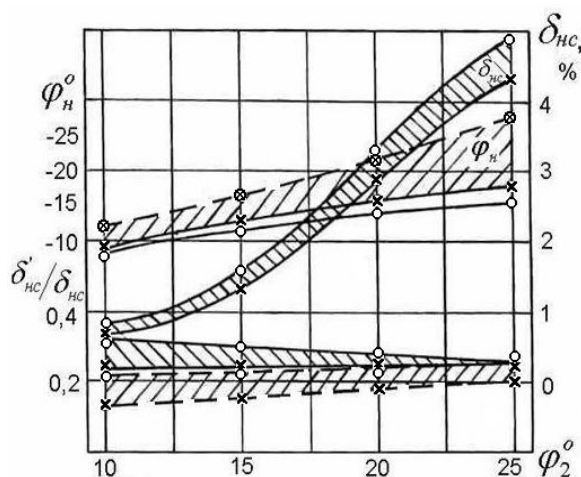


Рис. 9. Влияние параметров сгорания уравнения Б.П. Пугачева на коэффициент δ_{nc} : о-о-о - $x_1=0,15$ и $\varphi_1=2$; о—о - $x_1=0,5$ и $\varphi_1=2$; х-х-х - $x_1=0,15$ и $\varphi_1=5$; х—х - $x_1=0,5$ и $\varphi_1=5$

Долевое участие взрывной фазы в формировании коэффициента δ_{nc} , оцениваемое отношением частного коэффициента несвоевременности выделения теплоты δ'_{nc} в этой

фазе к общему коэффициенту δ_{nc} всего процесса сгорания, уменьшается с увеличением угла φ_1 и уменьшением коэффициента X_1 во всем диапазоне изменения угла φ_2 .

Диапазон изменения (заштрихованные площади на рисунке 9) отношения δ'_{nc}/δ_{nc} , определяемый значением параметров φ_1 и X_1 , по мере увеличения угла φ_2 с 10 до 25° сокращается примерно в четыре раза. При $\varphi_2=25^\circ$ отношение δ'_{nc}/δ_{nc} равно $0,2 \div 0,25$, и его можно считать постоянным и независимым от количества теплоты, подведенной в первой фазе, и угла φ_1 . Этим и отражается главенствующее влияние диффузионной фазы сгорания на формирование коэффициента несвоевременности сгорания.

В сравнении с моделью процесса по И.И. Вибе при использовании уравнения сгорания Б.П. Пугачева значение коэффициента δ_{nc} получается большим на 0,005 ед. Диапазон изменения коэффициента δ_{nc} одинаков в обеих моделях, несмотря на разницу их математического описания, и не зависит от количества теплоты X_1 .

Зависимости коэффициента несвоевременности выделения теплоты δ_{nc} , коэффициента выделения теплоты x и текущей степени сжатия ε_n от угла поворота кривошипа φ показаны на рисунке 10 для дизельного и бензинового двигателей.

Отличительной особенностью построенных здесь функций $\delta_{nc}=f(\varphi)$ является то, что они рассчитаны по зависимостям $x=f(\varphi)$, не аппроксимируемым какими-то математическими выражениями, а полученным обработкой экспериментально снятых индикаторных диаграмм на анализ тепловыделения.

Общим для зависимостей $\delta_{nc}=f(\varphi)$ дизельного и бензинового двигателей является малая скорость нарастания коэффициента δ_{nc} и наличие как бы площади постоянного значения δ_{nc} в начальный период сгорания.

Для дизеля при интенсивном выделении теплоты в начальной фазе взрывного сгорания, развивающегося в районе ВМТ, это предопределяется достаточно высокими значениями степени сжатия ε_n и пологой зависимостью коэффициента неиспользования теплоты в эталонном цикле $\delta_{nc}=f(\varepsilon_0)$ в области высоких значений степени сжатия (рисунок 10а). Для бензинового двигателя – низкими скоростями выделения теплоты, обуславливаемыми точечным характером воспламенения, и небольшим диапазоном изменения степени сжатия по сравнению с ее мгновенным значением в ВМТ (рисунок 10б).

НЕСВОЕВРЕМЕННОСТЬ ВЫДЕЛЕНИЯ ТЕПЛОТЫ В ЦИКЛАХ ДВС

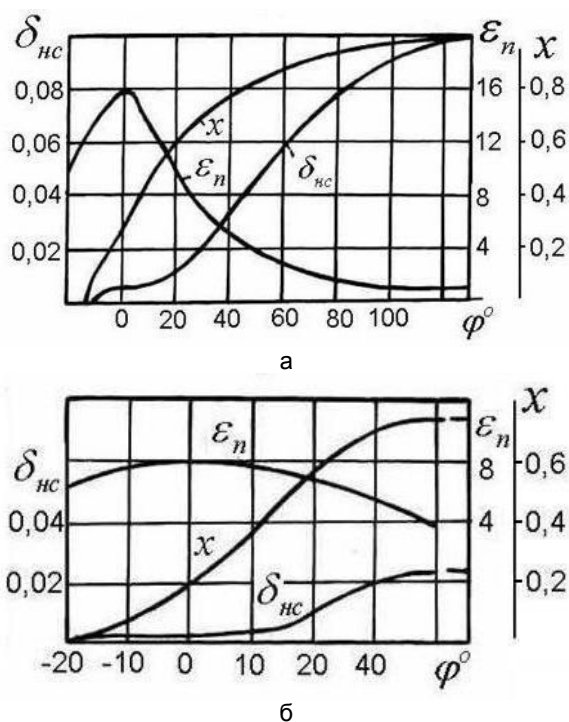


Рис. 10. Изменение коэффициента несвоевременности сгорания топлива: а) ЯМЗ-240H; $n=2100 \text{ мин}^{-1}$; $P_i=1,2 \text{ МПа}$; б) ЗМЗ-24; $n=4200 \text{ мин}^{-1}$; $\alpha=0,8$; 100% нагрузка

Дальнейшее развитие сгорания приводит к интенсивному накоплению коэффициента δ_{nc} , особенно характерному для дизеля, чему в сравнении с бензиновым двигателем способствует более сильное падение текущей степени сжатия ϵ_n по причинам более высоких значений максимальной степени сжатия ϵ_0 и особенно продолжительности ввода теплоты. Именно эти факторы, как было показано выше, в сочетании с большей полнотой сгорания (меньше ΔX_{np}) и определяют в дизеле и более высокое конечное (за цикл) значение коэффициента несвоевременности ввода теплоты δ_{nc} , который может достигать 0,1 ед. (рисунок 10), что существенно больше.

Интерес представляет дифференциация коэффициента δ_{nc} по процессам, формирующим развитие характеристики выделения теплоты по углу φ . В бензиновом двигателе характеристика $x=f(\varphi)$ формируется в основном процессом турбулентного сгорания однородной топливовоздушной смеси, подготовленной до начала процесса сгорания. В связи с чем коэффициент δ_{nc} не дифференцируется. В дизеле при определяющем диффузионном характере процесса сгорания характеристика

$x=f(\varphi)$ формируется последовательным и параллельным развитием во времени таких основных процессов, как подача и испарение топлива, распределение топлива по окислителю и его сгорание. Полная схема аналитического описания всей цепи процессов преобразования топлива и «технология расшифровки» этих процессов рассмотрена в работах Ю.Б.Свиридова [9]. Можно выделить и оценить значимость влияния отдельных процессов или определенной их совокупности на величину коэффициента δ_{nc} . Для чего общий коэффициент δ_{nc} представляется как сумма частных коэффициентов:

$$\delta_{nc} = \left(\sum \frac{\Delta \sigma_m}{\epsilon_n^{0.4}} - \sum \frac{\Delta \sigma_m}{\epsilon_0^{0.4}} \right) + \left(\sum \frac{\Delta \sigma_{исп}}{\epsilon_n^{0.4}} - \sum \frac{\Delta \sigma_m}{\epsilon_n^{0.4}} \right) + \left(\sum \frac{\Delta x}{\epsilon_n^{0.4}} - \sum \frac{\Delta \sigma_{исп}}{\epsilon_n^{0.4}} \right) = \delta_{ncm} + \delta_{ncисп} + \delta_{ncсм.с.} \quad (4)$$

где $\Delta \sigma_m$ и $\Delta \sigma_{исп}$ – соответственно коэффициенты подачи и испарения топлива на элементарном участке изменения угла φ .

Формула (4) получена на основании уравнения коэффициента выделения теплоты $x = \sigma_m - (\sigma_m - \sigma_{исп}) - (\sigma_{исп} - x)$, запись которого поясняется рисунком 11, и выражения (1) – для коэффициента δ_{nc} .

Каждый из коэффициентов формулы (4) характеризует увеличение неиспользования теплоты на определенной стадии ввода и преобразования топлива в конечные продукты сгорания. Первый δ_{ncm} – в процессе подачи топлива, развивающейся с конечной скоростью, по сравнению с условным мгновенным выделением теплоты в ВМТ. Второй $\delta_{ncисп}$ – в процессе испарения топлива, отражает влияние отставания по фазе испарения от подачи топлива. Третий $\delta_{ncсм.с.}$ – в процессах смешивания топлива с окислением и выгорания топливовоздушной смеси и учитывает влияние задержки развития этих процессов по сравнению с испарением топлива. Сумма коэффициентов $\delta_{ncисп} + \delta_{ncсм.с.} = \delta_{ncз.}$ показывает увеличение неиспользования теплоты, связанное с запаздыванием процесса выделения теплоты от процесса подачи топлива (задержка сгорания), вызванное развитием во времени процессов распыливания, прогрева, испарения, распределения топлива по окислителю, сгорания, то есть комплекса всех тех процессов, которые объединены в понятие «смесеобразование и сгорание».

На рисунке 11 представлены типичные характеристики подачи, испарения и выгорания топлива, а также задержка сгорания,

оцениваемая значением угла φ_3 . В таблице 1 приведены численные значения общего и частных значений коэффициента $\delta_{нс}$ для номинального режима работы дизеля 6Ч 13/14. Представленные и располагаемые материалы позволяют утверждать, что развитие процесса подачи топлива во времени оказывает относительно малое влияние на несвоевременность сгорания, так как процесс подачи топлива скоротечен (с продолжительностью менее 30° по коленчатому валу) и осуществляется вблизи ВМТ. Значение коэффициента $\delta_{нст}$ в три-четыре раза меньше коэффициента $\delta_{нс}$, а поэтому определяющим величину коэффициента является не подача топлива, а комплекс последующих процессов преобразования топлива, объединяемых в понятие «смесеобразование и сгорание». Их развитие предопределяет существенную задержку (угол φ_3) выделения теплоты, особенно значительную в стадии догорания, которая по продолжительности может занимать более половины длительности всего сгорания, и в течение которой с малыми скоростями выделяется до 30% и более теплоты.

Из процессов смесеобразования и сгорания процесс испарения топлива оказывает малое влияние на величину коэффициента $\delta_{нс}$, так как значение коэффициента $\delta_{нсисп}$ не превышает $0,000\div 0,005$. Это объясняется высокими скоростями испарения топлива и малым отставанием испарения от подачи, которое равно нулю в начале и возрастает до $10\text{--}15^\circ$ в конце подачи топлива, а также более симметричным расположением характеристики $\sigma_{исп} = f(\varphi)$ относительно отметки ВМТ (расположением в области высоких ε_n).

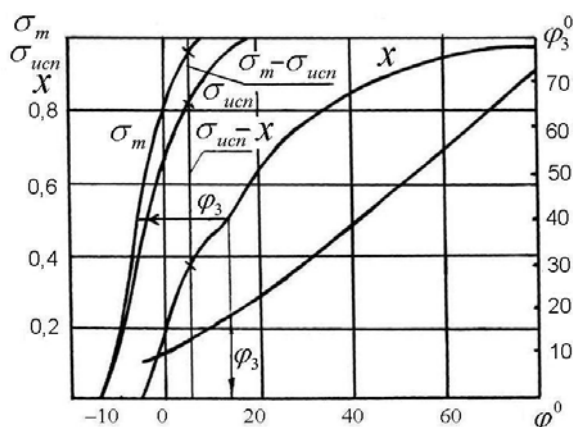


Рис. 11. Характеристики подачи σ_m , испарения $\sigma_{исп}$, выгорания топлива x и задержки сгорания φ_3 (дизель 4Ч 13/14, $P_i=0,85$ МПа, $n=1750$ мин $^{-1}$)

Наибольшее влияние на коэффициент $\delta_{нс}$ оказывает развитие процессов смешивания паров топлива с окислителем и последующего выгорания топливовоздушной смеси. Это влияние оценивается коэффициентом $\delta_{нссм.с.}$. В нашем примере коэффициент $\delta_{нссм.с.} = 0,048$ и значительно превосходит не только каждый из прочих частных коэффициентов несвоевременности выделения теплоты ($\delta_{нст}$, $\delta_{нсисп}$), приведенных в таблице 1, но и их сумму.

Одной из возможных причин высокого значения коэффициента $\delta_{нссм.с.}$ может быть выгорание с невысокими скоростями сажи, образовавшейся в локальных переобогащенных топливом объемах камеры сгорания. Проверке и подтверждению данной гипотезы посвящены работы [7, 9], в которых показано, что от сгорания сажи выделяется до 30% (и более) теплоты X^c от всей теплоты X , вводимой с топливом. Несвоевременность выделения теплоты в цикле $\delta_{нс} \approx 0,06\text{--}0,08$ на 40–70 % формируется несвоевременностью выгорания сажи $\delta_{нс}^c \approx 0,05$ (на номинальных нагрузках). Поэтому, несвоевременность выгорания сажи – главный фактор, формирующий величину коэффициента несвоевременности выделения теплоты топлива.

Таблица 1

Характеристики горения топлива

Коэффициенты несвоевременности сгорания топлива	Ед.
Общий коэффициент $\delta_{нс}$	6,4
Частные коэффициенты:	
а) определяемый подачей топлива $\delta_{нст}$	1,5
б) определяемый задержкой сгорания $\delta_{нсз}$	4,9
в) определяемый испарением топлива $\delta_{нсисп}$	0,1
г) определяемый смешением паров топлива с окислителем и выгоранием смеси $\delta_{нссм.с.}$	4,8

ВЫВОДЫ

1. Изменение коэффициента $\delta_{нс}$ по углу поворота кривошипа φ и конечная его величина за цикл (при условии ввода всей теплоты $x = 1$) зависят от двух функций: характеристики выделения теплоты $x = f(\varphi)$ и текущей степени сжатия $\varepsilon_n = f(\varphi)$. Последняя является функцией геометрической степени сжатия ε_0 и параметра КШМ λ . Величина коэффициента несвоевременности $\delta_{нс}$ тем выше, чем выше степень сжатия ε_0 в ВМТ. Изменение коэффициента $\delta_{нс}$ составляет не более 4% от его величины во всем диапазоне

НЕСВОЕВРЕМЕННОСТЬ ВЫДЕЛЕНИЯ ТЕПЛОТЫ В ЦИКЛАХ ДВС

$\lambda = 0,23 - 0,3$. КШМ с меньшими значениями конструктивного параметра λ имеют незначительное преимущество в виде снижения коэффициента $\delta_{нс}$.

2. Существует оптимальное значение угла начала ввода теплоты φ_n , при котором функция $\delta_{нс} = f(\varphi_n)$ достигает минимального значения. Оптимальное значение угла φ_n увеличивается с ростом продолжительности сгорания φ_z и увеличением доли теплоты, выделяющейся в завершающей фазе сгорания (с увеличением показателя m или угла φ_2 достижения второго максимума скорости выделения теплоты).

3. С увеличением продолжительности φ_z возрастают текущие и конечные значения коэффициента $\delta_{нс}$. Интенсивность прироста коэффициента $\delta_{нс}$ возрастает с увеличением φ_z .

4. Зависимость коэффициента $\delta_{нс}$ от показателя m имеет сложный характер. Существует экстремум функции $\delta_{нс} = f(m)$, при котором $\delta_{нс}$ достигает максимума. В области величин показателя m , характерных для дизельного процесса, рост m приводит к увеличению коэффициента $\delta_{нс}$, а в области значений, характерных для бензинового двигателя, — к снижению $\delta_{нс}$. Влияние показателя m на коэффициент $\delta_{нс}$ усиливается с увеличением продолжительности сгорания φ_z .

5. Значение коэффициента $\delta_{нс}$ дизеля существенно выше, чем бензинового двигателя по причинам: большей продолжительности сгорания за счет длительной фазы диффузионного сгорания, большей степени сжатия ε_0 и характерных значений показателя m , ближе расположенных к $m \approx 1,5$, при которых $\delta_{нс}$ достигает максимального значения.

6. В сравнении с моделью процесса по И.И. Вибе при использовании уравнения сгорания Б.П. Пугачева значение коэффициента $\delta_{нс}$ получается большим на 0,005 ед. Диапазон изменения коэффициента $\delta_{нс}$ одинаков в обеих моделях, несмотря на разницу их математического описания, и слабо зависит от количества теплоты X_1 , выделившейся в фазе взрывного сгорания.

7. В дизеле решающее влияние на формирование величины коэффициента $\delta_{нс}$ оказывают растянутые во времени процессы смешения паров топлива с окислителем и

выгорания сажи, появляющейся в результате крайне неоднородной топливовоздушной смеси и высоких температур. Несвоевременность выделения теплоты в цикле $\delta_{нс}$ на 40-70 % формируется несвоевременностью выгорания сажи $\delta_{нс}^c$.

8. В бензиновом двигателе процесс сгорания совершенен с точки зрения места (своевременности) и характера его развития в цикле и несовершенен с точки зрения полноты сгорания. В дизеле, наоборот, при достаточно полном сгорании высоко неиспользование от несвоевременности, особенно для высокооборотных форсированных двигателей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кузьмин А.Г., Сеницын В.А. Метод анализа индикаторного КПД в применении к двухтактному карбюраторному двигателю 1Д4,8/5,2 // Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС: Материалы науч.-практ. семинара. - Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 1997. - С. 155-157.
2. Матиевский Д.Д. Метод анализа индикаторного КПД рабочего цикла двигателя // Двигателестроение. - 1984. - N 6. - С. 7-11.
3. Матиевский Д.Д., Сеницын В.А. Расчетно-экспериментальные методы исследования граничных условий теплообмена и его влияние на индикаторный КПД // Вестник Алт. гос. техн. ун-та: прил. к журналу «Ползуновский альманах». - 2000 - № 2. - С. 20-25.
4. Участие сажи в рабочем цикле дизеля и индикаторный КПД/ Д.Д. Матиевский, В.И. Дудкин, С.А. Батурин // Двигателестроение. - 1983. - N 3. - С. 54-56.
5. Свистула А.Е., Матиевский Д.Д. Влияние переменности состава топливно-воздушной смеси в зоне горения на сажевыделение, параметры рабочего цикла и индикаторный КПД цикла дизеля // Ползуновский вестник. - 2002. - №1. - С.10-17.
6. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателя. - М.: Машгиз, 1962. - 271 с.
7. Дьяченко Н.Х. Теория двигателей внутреннего сгорания. - Л.: Машиностроение, 1974. - 552 с.
8. Калачев Л.Д. Анализ идеальных циклов с помощью критерия тепловыделения // Тр. НАМИ. - 1968. - Вып.99. - С.44-52.
9. Свиридов Ю.Б. Смесеобразование и сгорание в дизелях. - Л.: Машиностроение. - 1972. - 224 с.