

(см. рис. 3.).

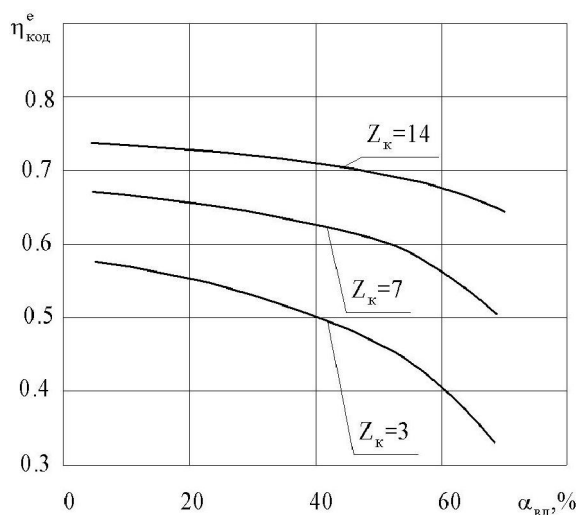


Рис. 5. Влияние неполноты вытеснения $\alpha_{вд}$ на КПД КОД $\eta_{КОД}^e$, при различных количествах каналов статора

Отмеченная особенность является определяющей в расширении области эффективной работы на нерасчетных режимах.

Непревзойденная эффективность работы КОД в широком диапазоне режимов эксплуатации и простота конструкции обменника обуславливает перспективность его применения в различных отраслях

народного хозяйства.

Список литературы:

1. А.И.Крайнюк, Ю.В.Сторчеус, А.А.Данилейченко. Применение эффекта теплового сжатия для улучшения энергоиспользования в теплосиловых установках // Вісн. Східноукр. нац. ун-ту. – 2000. – №9. – С.182-189.
2. Крайнюк А.И., Данилейченко А.А., Брянецев М.А. Рабочий процесс и перспективы создания компрессора теплового сжатия // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. научн. трудов. Вып.19. Тепловые двигатели и энергоустановки. – Харьков: Гос. аэрокосмический ун-т «ХАИ». – 2000. – С.141-145.
3. Крайнюк А. И., Данилейченко А. А., Крайнюк А. А. Критерии эффективности агрегата каскадно-теплового сжатия // Вісн. Східноукр. нац. ун-ту імені Володимира Даля. – 2005. – № 8 (90). – С. 176-179.
4. Крайнюк А.И., Сторчеус Ю.В. Системы газодинамического наддува. – Луганск.: Изд-во ВУГУ, 2000. – 224 с.
5. Крайнюк А. И., Сторчеус Ю. В., Левчук В. П. Пути совершенствования систем воздухопоснабжения дизельных двигателей // Вісник Східноукраїнського державного університету. – Луганськ: Вид. СУДУ. – 1996. – № 1. – С. 143-147.

УДК 621.43

А.Е. Свистула, канд. техн. наук, Д.Д. Матиевский, д-р техн. наук

УТОЧНЕННЫЙ МЕТОД АНАЛИЗА ИНДИКАТОРНОГО КПД РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВС

1. Постановка проблемы

В работе [2] анализ индикаторного КПД η_i осуществляется по уравнению, представляющему собой разность относительного количества располагаемой теплоты, введенной в цикл, и долей потерянной $\Delta X_{нп}$ и неиспользуемой δ_i теплоты в цикле (1).

$$\eta_i = 1 - \Delta X_{нп} - \sum \delta_i. \quad (1)$$

Неиспользование теплоты определяется по уравнению непосредственной связи индикаторного КПД с характеристиками выделения и отвода теплоты от рабочего тела (РТ), которые описывают одну из сторон проявления развития разнообразных внут-

рицилиндровых процессов: выгорания топлива, теплообмена, диссоциации и пр.

Однако, анализ индикаторного КПД, выполненный в работе [2], не отражает максимальный КПД преобразования теплоты в работу, т.к. за эталон взят цикл с мгновенным подводом теплоты в ВМТ и мгновенным отводом в НМТ. Этот цикл имеет наибольший КПД по условию подвода теплоты в ВМТ, но при замыкании цикла по изохоре не позволяет получить максимальный КПД по условию отвода теплоты.

2. Метод анализа индикаторного КПД и результаты исследования

В работе [6] рассматриваются циклы с отводом теплоты по изобаре и (или) изотерме. С точки зрения получения максимального КПД предпочтителен цикл с замыканием по изотерме (рис. 1). Назовем такой цикл идеализированным и дифференцируем неиспользование теплоты δ , в эталонном цикле, введенном в работе [2], при анализе КПД действительного цикла по методике [2].

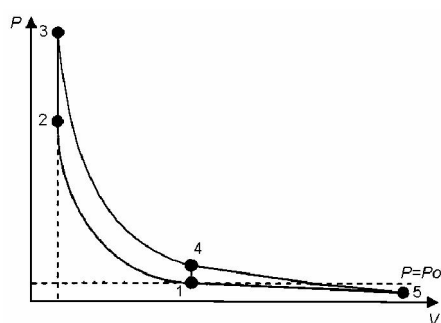


Рис. 1. Идеализированный цикл.

Идеализированный цикл по аналогии с работой [6] (рис. 1) состоит из двух адиабат 1-2 и 3-5, изохоры 2-3 и изотермы 5-1, в котором мгновенно в ВМТ (процесс 1-2) осуществляется ввод такого же количества теплоты $1 - \Delta X_{\text{нп}}$, что и в реальном цикле. Рабочим телом в цикле является воздух в идеальном состоянии с показателем адиабаты $\kappa = 1,4$. Отвод теплоты для получения максимально возможного значения работы осуществляется в изотермическом процессе 5-1 при минимально возможной температуре

окружающей среды T_0 . Этот цикл имеет наибольший КПД, так как вся теплота вводится мгновенно в наиболее выгодном месте цикла, где степень сжатия имеет максимальное значение ε_0 , и максимально возможную работу.

Можно показать, что для такого цикла с мгновенным подводом теплоты, изотермическим замыканием, сжатием и расширением по адиабате термический КПД имеет вид

$$\eta_{tu} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_0^{k-1}} \cdot \frac{\ln \lambda_z}{\lambda_z - 1}, \quad (2)$$

где ε_0 – степень сжатия, k – показатель адиабаты,

$\lambda_z = \frac{H_u}{\alpha C_v T_a \varepsilon_0^{k-1} L_0}$ – степень повышения давления;

H_u – низшая теплота сгорания; α – коэффициент избытка воздуха; C_v – изохорная теплоемкость; T_a – температура в точке «а»; L_0 – теоретически необходимое количество воздуха.

Тогда неиспользование теплоты в названном цикле составит

$$\delta_{tu} = \frac{1}{\varepsilon_0^{k-1}} \cdot \frac{\ln \lambda_z}{\lambda_z - 1}. \quad (3)$$

Выражение (2) отличается от выражения термического КПД цикла Отто с мгновенным подводом и отводом теплоты в мертвых точках наличием второго сомножителя во втором члене. Цикл (рис. 1) имеет больший КПД, чем цикл Отто, т.к. сомножитель

$\frac{\ln \lambda_z}{\lambda_z - 1}$ меньше единицы и зависит от λ_z (рис. 2).

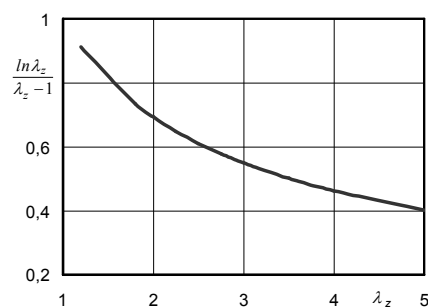


Рис. 2. Зависимость $\frac{\ln \lambda_z}{\lambda_z - 1}$ от λ_z .

Неиспользование теплоты в идеализированном цикле $\delta_{ин}$ будет зависеть от степени сжатия ε_0 и (в отличие от неиспользования теплоты в эталонном цикле $\delta_{э-н}$) от степени повышения давления λ_z . Величина $\delta_{ин}$ имеет тенденцию к уменьшению с ростом соответственно ε_0 и λ_z , характеризующих геометрические параметры и нагрузку (рис. 3).

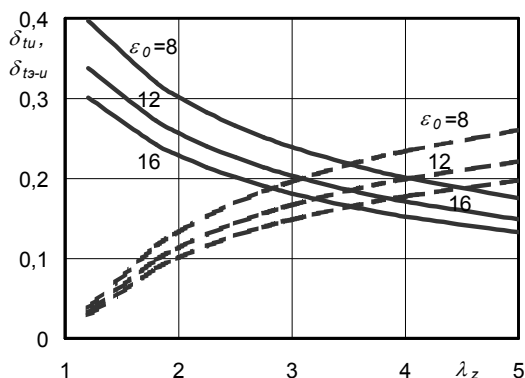


Рис. 3. Зависимость $\delta_{ин}$ (—) и $\delta_{э-н}$ (---) от ε_0 и λ_z

Анализируя КПД во взаимосвязи с характеристиками подвода и отвода теплоты, необходимо ввести долю выгоревшего топлива X_n (по аналогии с работой [2]). Тогда коэффициент использования теплоты в развитии цикла, названного идеализированным, по мере подвода доли теплоты X_n будет иметь вид

$$\eta_{ин} = X_n - \frac{X_n}{\varepsilon_0^{k-1}} \cdot \frac{\ln \lambda_n}{\lambda_n - 1}, \quad (4)$$

где $\lambda_n = X_n(\lambda_z - 1) + 1$ — текущая степень повышения давления.

Коэффициент неиспользования теплоты идеализированного цикла в его развитии в произвольной точке

$$\delta_{ин} = \frac{X_n}{\varepsilon_0^{k-1}} \cdot \frac{\ln \lambda_n}{\lambda_n - 1}. \quad (5)$$

Далее запишем разницу неиспользования теплоты в эталонном (введенном в работе [2]) и предложенном идеализированном цикле и обозначим ее коэффициентом $\delta_{э-н}$. За эталонный цикл в [2] принят

цикл, отличающийся от идеализированного тем, что отвод теплоты осуществляется мгновенно в НМТ по изохоре 4-1 (рис. 1). Разность неиспользования теплоты в эталонном и идеализированном цикле

$$\delta_{э-н} = \frac{\sum \Delta X_n}{\varepsilon_0^{k-1}} \left(1 - \frac{\ln \lambda_n}{\lambda_n - 1} \right). \quad (6)$$

Согласно рис. 3 коэффициент $\delta_{э-н}$ по завершении цикла уменьшается с ростом степени сжатия ε_0 и увеличивает с ростом степени повышения давления λ_z , т.е. нагрузки. Величина коэффициента $\delta_{э-н}$ (по данным работы [2]) уменьшается с увеличением не полноты сгорания (как функции коэффициента избытка воздуха α) и степени сжатия ε_0 .

Таким образом, неиспользование теплоты в эталонном цикле $\delta_{э-н}$ можно представить в виде суммы двух коэффициентов $\delta_{ин} + \delta_{э-н}$.

Далее все рассуждения правомерно вести относительно эталонного цикла 1-2-4-1 (рис. 1), используя положения [2].

Коэффициент несвоевременности ввода теплоты $\delta_{нс-н}$ представляет разность между КПД η_t анализируемого цикла с конечной скоростью ввода теплоты $1 - \Delta X_{нп}$ и КПД η_{iv} эталонного цикла с мгновенным вводом того же количества теплоты в ВМТ

$$\delta_{нс-н} = \sum \frac{\Delta X_n}{\varepsilon_n^{k-1}} - \sum \frac{\Delta X_n}{\varepsilon_0^{k-1}}. \quad (7)$$

Коэффициент неиспользования теплоты $\delta_{к-н}$ от изменения состояния РТ подсчитывается по формуле

$$\delta_{к-н} = \varphi_n \sum_1^m \frac{\Delta X_n}{\varepsilon_n^{k_n-1}} - \sum_1^m \frac{\Delta X_n}{\varepsilon_n^{\kappa_{1,4}-1}}. \quad (8)$$

Здесь k_n есть функция температуры и состава РТ, а $\kappa_{1,4}$ — показатель адиабаты для воздуха в идеализированном состоянии. Коэффициент $\delta_{к-н}$ может быть представлен в виде суммы коэффициентов $\delta_{с} + \delta_{т}$, дифференцированно определяющих изменение $\delta_{к-н}$ соответственно в функции состава РТ и температуры. Коэффициент неиспользования теплоты по

причинам ее отвода от РТ в развитии цикла представляет разность

$$\delta_{wn} = \sum_1^m \Delta X_{wn} - \varphi_n \sum_1^m \frac{\Delta X_{wn}}{\varepsilon_n^{\kappa_n - 1}}. \quad (9)$$

Формула отражает в комплексе зависимость ко-

эффициента δ_{wn} от количества $\sum_1^m \Delta X_{wn}$, характера

и места отвода теплоты в цикле и изменяющегося значения показателя адиабаты. Коэффициенты δ_{wn} подсчитываются отдельно для каждого из видов отвода теплоты.

С учетом приведенных рассуждений выражение (1) текущего значения КПД использования теплоты в произвольной точке n рабочего цикла имеет вид

$$\eta_{in} = 1 - \Delta X_{nn} - \delta_{un} - \delta_{э-и} - \delta_{нс} - \delta_{кн} - \delta_{wn}. \quad (10)$$

В окончательном виде по завершению цикла

$$\eta_i = 1 - \Delta X_{nn} - \delta_u - \delta_{э-и} - \delta_{нс} - \delta_{кн} - \delta_w. \quad (11)$$

Все коэффициенты в формулах (10) и (11) подсчитываются по известным функциям тепловыделения, теплоотвода, показателя адиабаты, текущей степени сжатия, по изменению угла поворота кривошипа φ или объема цилиндра в зависимости от принятых пределов интегрирования как по мере развития цикла, так и за весь цикл или на любом интересующем интервале.

На рис. 4 представлены графические зависимости, которые позволяют наблюдать формирование коэффициентов уравнения (10) в развитии цикла. Из графиков видно, что частные и суммарные значения коэффициентов δ_i в процессе развития цикла увеличиваются, так как идет постоянное накопление долей неиспользуемой теплоты. Наиболее интенсивный рост коэффициентов δ_i наблюдается в процессе сгорания-расширения, который характеризуется интенсивным выделением и отводом (теплообмен, диссоциация, утечки) теплоты.

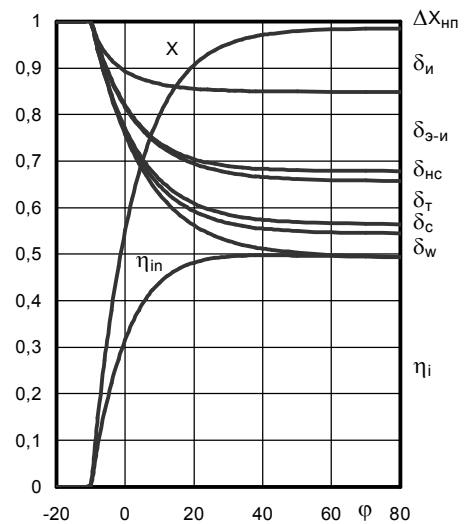


Рис. 4. Изменение коэффициентов выделения X , неиспользования δ и использования η_{in} теплоты в цикле (дизель 1Ч13/14, $n=1750 \text{ мин}^{-1}$, $P_i=0,98 \text{ МПа}$)

Для рассмотренного варианта значения коэффициентов достигают: $\delta_i=0,15$, $\delta_{э-и}=0,17$, $\delta_{нс}=0,09$, $\delta_{кн}=0,02$, $\delta_w=0,03$, $\eta_{in}=0,48$. Ранее известный коэффициент δ_3 [2] удалось дифференцировать на две составляющие $\delta_3=\delta_i+\delta_{э-и}=0,15+0,17=0,32$.

Величина δ_i определяет предельное неиспользование теплоты, соответствующее идеализированному циклу, уменьшить которое не представляется возможным для принятых условий. Значение δ_i будет определяться геометрическими характеристиками двигателя (степенью сжатия) и нагрузочным режимом (через степень повышения давления).

Заключение

1. Получено уточненное выражение для анализа эффективности использования теплоты в эталонном цикле. Предложено при анализе индикаторного КПД ввести в рассмотрение идеализированный цикл с изохорным подводом теплоты и изотермическим отводом. Неиспользование теплоты в ранее известном [2] эталонном цикле дифференцировано, и выделена составляющая неиспользования теплоты в идеализированном цикле. Разность в неиспользовании теплоты между эталонным и идеализированным

циклом связана с изменением закона отвода теплоты, т.е. с заменой продолженного расширения по адиабате с замыканием цикла по изохоре на замыкание по изотерме.

2. Неиспользование теплоты в идеализированном цикле является предельным, уменьшить которое в тепловом двигателе не представляется возможным, что определяет теоретически максимальное значение термического КПД теплового двигателя.

3. Предлагаемый метод анализа индикаторного КПД позволяет дифференцировать влияние на η_i различных процессов с учетом особенностей их развития и может быть успешно использован в комплексе теоретических и экспериментальных методов исследования и реализации мероприятий по повышению топливной экономичности двигателя.

Список литературы:

1. Матиевский Д.Д., Дудкин В.И., Батулин С.А. Участие сажи в рабочем цикле дизеля и инди-

каторный КПД // Двигателестроение. - 1983. - №3. - С.54-56. 2. Матиевский Д.Д. Метод анализа индикаторного КПД рабочего цикла двигателя // Двигателестроение. - 1984. - №6. - С. 7 - 11. 3. Ефремов И.Ф., Матиевский Д.Д. Метод анализа топливной экономичности поршневых ДВС // Двигателестроение. - 1986. - №10. - С. 3 - 6. 4. Матиевский Д.Д., Синицын В.А. Расчетно-экспериментальные методы исследования граничных условий теплообмена и его влияние на индикаторный КПД ДВС // Вестник АлтГТУ. - Барнаул. - 2000. - №2. - С.20-25. 5. Матиевский Д.Д., Свистула А.Е. Повышение экономичности и снижение вредных выбросов дизеля воздействием на рабочий процесс присадки газа к топливу // Вестник АлтГТУ. - Барнаул. - 2000. - №2. - С.122-128. 6. Марченко А.П. Термодинамическая оценка резервов повышения КПД двигателей внутреннего сгорания // Двигатели внутреннего сгорания научно-техн. журнал. - Харьков: НТУ «ХПИ». - 2004. - №2(5). - С.3-5.

УДК 621.434.13

**Н.И. Мищенко, д-р техн. наук, А.В. Химченко, канд. техн. наук,
С.Н. Крамарь, канд. техн. наук**

ВЛИЯНИЕ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ И РАЗДЕЛЕННОЙ ТОПЛИВОПОДАЧИ НА СОДЕРЖАНИЕ СО И NO_x В ОТРАБОТАВШИХ ГАЗАХ ДВУХТАКТНОГО БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Введение

Одной из важнейших проблем современного двигателестроения является снижение токсичности отработавших газов (ОГ) двигателей внутреннего сгорания (ДВС) при одновременном улучшении их экономических и мощностных показателей. Применение в двухтактных бензиновых двигателях регулирования степени сжатия на частичных режимах и

расслоения заряда в камере сгорания позволяет комплексно решить эту проблему.

1. Постановка проблемы

Двухтактный ДВС с кривошипно-камерной продувкой – один из наиболее широко распространенных типов двигателей для минитехники и малогабаритных транспортных средств. В разработке автомобильных двухтактных двигателей уже достигну-