

# АНАЛИЗ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ ПРИСАДКИ ДОПОЛНИТЕЛЬНОГО РАБОЧЕГО ТЕЛА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОТЫ В ЦИКЛЕ ДИЗЕЛЯ

А.Е. Свистула

*Выполнена оценка значимости термодинамического воздействия дополнительного рабочего тела на показатели рабочего процесса и формирование индикаторного КПД в цикле дизеля.*

Использование жидких или газообразных присадок к рабочему телу (РТ) в цикле ДВС позволяет решать задачи улучшения смесеобразования, снижения расхода топлива и тепловой напряженности, уменьшения нагарообразования, дымности и токсичности отработавших газов, обеспечения работы дизеля на тяжелых сортах топлива и др. Например, ввод воды в цикл используется для снижения теплонапряженности, а наличие воды в топливе в виде водо-топливной эмульсии (ВТЭ) является мощным средством интенсификации процесса сгорания. Ввод порции газа в цикл позволяет увеличить турбулизацию заряда и повысить эффективность выгорания топлива и подвода теплоты. Одновременно с этим в экспериментах зафиксировано как увеличение, так и снижение индикаторных показателей (КПД и среднего давления) [1, 4]. Такое неоднозначное изменение индикаторных показателей при использовании присадок к РТ свидетельствует о наличии как положительного, так и отрицательного воздействия на рабочий процесс. Положительное влияние на цикл двигателя заключается в возрастании удельного объема и количества смеси газов в индикаторном процессе, увеличении турбулизации заряда и повышении эффективности выгорания топлива и подвода теплоты. Отрицательное – поглощение части теплоты, выделившейся от сгорания топлива, на испарение жидкой фазы присадки и прогрев ее до температуры РТ, а также неблагоприятное изменение состава РТ. Представляет несомненный интерес оценка термодинамического воздействия вводимого РТ в виде присадки на рабочий процесс и эффективность использования теплоты в цикле.

## Особенности расчета индикаторного процесса с учетом присадки дополнительного рабочего тела

В основу численного исследования положена модель рабочего цикла с учетом пе-

ременной массы, состава и термодинамических свойств рабочего тела.

Для цикла дизеля с изменяющейся массой рабочего тела теоретический коэффициент молекулярного изменения выразится зависимостью:

$$\mu_0 = 1 + \gamma_T + \gamma_{П}, \quad (1)$$

где  $\gamma_T = \frac{\Delta M}{\alpha \cdot L_0}$  - коэффициент содержания продуктов сгорания;

$\gamma_{П} = \frac{\Delta M_{П}}{\alpha \cdot L_0}$  - коэффициент содержания присадки;

$\Delta M$ ,  $\Delta M_{П}$  – изменение количества РТ от сгорания топлива и ввода присадки;

$\alpha$  - коэффициент избытка воздуха;

$L_0$  – теоретически необходимое количество воздуха.

Действительный коэффициент молекулярного изменения в произвольный момент поворота коленчатого вала составит:

$$\begin{aligned} \mu &= \frac{\alpha \cdot L_0 + x \cdot \Delta M + y \cdot \Delta M_{П} + M_r}{\alpha \cdot L_0 + M_r} = \\ &= 1 + \frac{x \cdot \gamma_T + y \cdot \gamma_{П}}{1 + \gamma_r}, \end{aligned} \quad (2)$$

где  $x$ ,  $y$  – доли выгоревшего топлива и поступившей присадки, соответственно.

Продифференцируем  $\mu$  по углу поворота коленчатого вала как следующую функцию:

$$\frac{d\mu}{d\varphi} = \frac{1}{1 + \gamma_r} \left( \gamma_T \frac{dx}{d\varphi} + \gamma_{П} \frac{dy}{d\varphi} \right). \quad (3)$$

Из выражения (3) следует, что для расчета рабочего процесса двигателя с переменной массой рабочего тела необходимо задавать закон выгорания топлива  $x = f(\varphi)$  и изменения массы рабочего тела  $y = f'(\varphi)$ .

Далее в качестве допущений принимаем, что присадка является инертной добавкой, требует определенное количество теп-

## АНАЛИЗ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ ПРИСАДКИ ДОПОЛНИТЕЛЬНОГО РАБОЧЕГО ТЕЛА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОТЫ В ЦИКЛЕ ДИЗЕЛЯ

лоты на нагрев, изменяет состав и количество рабочего тела, тем самым, влияя на теплоемкость. Поправка на изменение теплопроводной способности топлива в процессе выгорания его для упрощения выкладок не введена; теплотой испарения топлива, массой неиспарившейся части топлива пренебрегаем.

Решая систему уравнений, включающую уравнения сохранения массы, энергии и уравнение состояния, можно получить развернутое уравнение первого закона термодинамики для рабочего процесса двигателя с подачей дополнительного рабочего тела:

$$\frac{dQ_T}{d\varphi} + \frac{dQ_W}{d\varphi} + \frac{dQ_{WП}}{d\varphi} = C_v \frac{dT}{d\varphi} + \left( \frac{\partial U}{\partial x} \frac{dx}{d\varphi} + \frac{\partial U}{\partial y} \frac{dy}{d\varphi} \right) + RT \frac{1}{V} \frac{dV}{d\varphi}, \quad (4)$$

где  $\frac{dQ_T}{d\varphi}$  - интенсивность выделения теплоты при сгорании топлива;

$\frac{dQ_W}{d\varphi}$  - интенсивность теплообмена со стенками рабочего цилиндра, подсчитывается в соответствии с известными выражениями (например, зависимость Эйхельберга для определения коэффициента теплоотдачи);

$\frac{dQ_{WП}}{d\varphi}$  - интенсивность подвода (отвода) теплоты с дополнительным рабочим телом:

$$\frac{dQ_{WП}}{d\varphi} = \frac{\bar{C}_{vП}(T_{П} - T)\gamma_{П}}{(1 + \gamma_r)\mu^2} \cdot \left( \mu \cdot \frac{dy}{d\varphi} - y \cdot \frac{d\mu}{d\varphi} \right); \quad (5)$$

$C_v$  - истинная мольная изохорная теплоемкость смеси газов;

$\bar{C}_{vП}$  - средняя мольная изохорная теплоемкость присадки при текущем значении температуры;

$T_{П}$  - температура присадки при поступлении в объеме цилиндра;

$\frac{dx}{d\varphi}$  - интенсивность тепловыделения и ввода продуктов сгорания;

$\frac{dy}{d\varphi}$  - интенсивность ввода присадки.

Количество теплоты, отведенной от рабочего тела дополнительной массой жидкой присадки, определяем из предположения, что введенная порция ее мгновенно прогревает-

ся до текущей температуры смеси, т.е. теплота расходуется на фазовый переход (испарение) и нагрев присадки (в жидком и парообразном состоянии):

$$\frac{dQ_{WП}}{d\varphi} = \frac{dQ_{W ИСП}}{d\varphi} + \frac{dQ_{W НАГР}}{d\varphi}; \quad (6)$$

$$\frac{dQ_{W НАГР}}{d\varphi} = \frac{dQ_{W НАГР}^{\text{ж}}}{d\varphi} + \frac{dQ_{W НАГР}^{\text{п}}}{d\varphi}.$$

Если температура введенного РТ ниже температуры фазового перехода, то учитывается затрата теплоты на ее нагрев до температуры фазового перехода (парообразования).

Интенсивность теплообмена с паровой фазой присадки:

$$\frac{dQ_{W НАГР}^{\text{п}}}{d\varphi} = \frac{\bar{C}_{vП}(T_{ПАР} - T)\gamma_{П}}{(1 + \gamma_r)\mu^2} \cdot \left( \mu \cdot \frac{dy}{d\varphi} - y \cdot \frac{d\mu}{d\varphi} \right). \quad (7)$$

Интенсивность потока теплоты, пошедшей на испарение жидкой присадки:

$$\frac{dQ_{W ИСП}}{d\varphi} = \gamma_{П} \frac{\mu_{П} l}{(1 + \gamma_r)\mu^2} \cdot \left( \mu \cdot \frac{dy}{d\varphi} - y \cdot \frac{d\mu}{d\varphi} \right). \quad (8)$$

Интенсивность теплообмена с жидкой фазой присадки:

$$\frac{dQ_{W НАГР}^{\text{ж}}}{d\varphi} = \gamma_{П} C_p \frac{\Delta T_{\epsilon}}{(1 + \gamma_r)\mu^2} \cdot \left( \mu \cdot \frac{dy}{d\varphi} - y \cdot \frac{d\mu}{d\varphi} \right), \quad (9)$$

где  $C_p$  - теплоемкость вещества капли;

$\Delta T_{\epsilon}$  - изменение температуры капли;

$T_{ПАР}=f(P)$  - температура парообразования;

$l$  - теплота парообразования (задаются аппроксимацией табличных значений).

Интегрирование выражения (4) с учетом (6-9) относительно переменных  $T$ ,  $\varphi$  позволяет получить функцию изменения температуры рабочего тела по углу поворота коленчатого вала  $T = f(\varphi)$  и синтезировать индикаторную диаграмму  $P = f(\varphi)$ . Для задания характеристики тепловыделения  $\frac{dx}{d\varphi}$  используются зависимости, предложенные И.И.Вибе [3], а характеристика ввода присадки  $\frac{dy}{d\varphi}$

описывается трапециидальной зависимостью.

Для анализа процессов формирования индикаторного КПД  $\eta_i$  и составляющих неиспользования теплоты принимается метод [2], в котором

$$\eta_i = 1 - \Delta X_{нп} - \delta_3 - \delta_{нс} - \delta_k - \delta_w. \quad (10)$$

Здесь коэффициент  $\Delta X_{нп}$  характеризует неполноту выделения теплоты, связанную с недогоранием или прямыми потерями топлива. Все остальные коэффициенты, обозначенные через  $\delta$ , есть коэффициенты неиспользования теплоты в цикле:  $\delta_3$  – в эталонном цикле;  $\delta_{нс}$  – от несвоевременности ввода теплоты;  $\delta_k$  – от изменения состояния (температуры и состава) РТ и показателя адиабаты  $k$ ;  $\delta_w$  – по всевозможным причинам отвода теплоты по ходу развития цикла.

Все коэффициенты в формуле (10) можно подсчитать по известным функциям тепловыделения, теплоотвода, показателя адиабаты, текущей степени сжатия, по изменению угла поворота кривошипа  $\varphi$ .

В рассматриваемом случае анализа термодинамического воздействия присадки к РТ, связанного с изменением состояния РТ и с процессами отвода теплоты на нагрев, испарение присадки и др. (диссоциацию), наибольший интерес представляет анализ коэффициентов  $\delta_k$  и  $\delta_w$ .

Коэффициент неиспользования теплоты  $\delta_k$  от изменения состояния РТ подсчитывается по формуле:

$$\delta_k = \varphi_n \sum_1^m \frac{\Delta X_n}{\varepsilon_n^{k_n-1}} - \sum_1^m \frac{\Delta X_n}{\varepsilon_n^{k_{1,4}-1}}. \quad (11)$$

Здесь  $k_n$  есть функция температуры и состава РТ, а  $k_{1,4}$  – показатель адиабаты для воздуха в идеализированном состоянии,  $\varepsilon_n$  – текущая степень сжатия,  $\varphi_n$  – уточняющий коэффициент, учитывающий непостоянство показателя адиабаты на элементарном участке цикла [2].

Коэффициент  $\delta_k$  можно рассматривать в виде суммы двух коэффициентов  $\delta_T + \delta_c$ . Первый,  $\delta_T$  определяется изменением температуры, второй,  $\delta_c$  – изменением состава РТ.

$$\begin{aligned} \delta_T &= \varphi_n \sum_1^m \frac{\Delta X_n}{\varepsilon_n^{k_n-1}} - \sum_1^m \frac{\Delta X_n \varphi''_n}{\varepsilon_n^{k_n-1}}; \\ \delta_c &= \sum_1^m \frac{\Delta X_n \varphi''_n}{\varepsilon_n^{k_n-1}} - \sum_1^m \frac{\Delta X_n}{\varepsilon_n^{k_{1,4}-1}}. \end{aligned} \quad (12)$$

Коэффициент  $\varphi''_n$  учитывает переменность показателя адиабаты  $k'_n$  в элементарном цикле.

Коэффициент неиспользования теплоты по причинам ее отвода от РТ в развитии цикла представляет разность:

$$\delta_w = \sum_1^m \Delta X_{wn} - \varphi_n \sum_1^m \frac{\Delta X_{wn}}{\varepsilon_n^{k_n-1}}. \quad (13)$$

Формула отражает в комплексе зависимость коэффициента  $\delta_w$  от количества  $\sum_1^m \Delta X_{wn}$ , характера и места отвода теплоты в цикле и изменяющегося значения показателя адиабаты.

Коэффициенты  $\delta_w$  подсчитываются отдельно для каждого из видов отвода теплоты, определяющихся теплообменом, нагревом, испарением, диссоциацией присадки и пр.:

$$\delta_w = \delta_{wm} + \delta_{wnaep} + \delta_{wucn} + \delta_{wduc}. \quad (14)$$

### Результаты численного исследования

Расчеты сравнительного характера проведены применительно к рабочему процессу быстроходного дизеля Ч13/14 на примере использования в качестве жидкой присадки – воды, а в качестве газообразной – воздуха. За базовый принят режим с  $\alpha = 1,4$ , соответствующий режиму максимального крутящего момента.

**Присадка воды.** Присадка воды по отношению к расходу топлива задавалась в диапазоне  $\zeta = G_{H_2O}/G_T = 0 \dots 1$ , что перекрывает возможную концентрацию воды во ВТЭ. Следует отметить, что при использовании  $\zeta$  от 0 до 1 количество РТ в мольном измерении линейно возрастает примерно на 7,7 % (рис. 1).

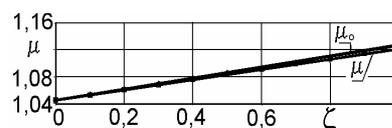


Рис. 1. Влияние присадки воды на коэффициент молекулярного изменения

На рисунке 2 показано относительное изменение  $Pz$ ,  $Tz$ ,  $Pi$  и  $\eta_i$ . Присадка воды в цикле вызывает отвод теплоты на ее испарение и нагрев пара до температуры среды в цилиндре, а также повышает теплоемкость рабочего тела. По этой причине с увеличением доли воды  $\zeta$  отмечается снижение максимальных давления  $Pz$  и температуры  $Tz$  цикла, уменьшение среднего индикаторного давления  $Pi$  и индикаторного КПД  $\eta_i$ . Увеличение количества рабочего тела на величину дополнительно введенной порции воды (на

## АНАЛИЗ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ ПРИСАДКИ ДОПОЛНИТЕЛЬНОГО РАБОЧЕГО ТЕЛА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОТЫ В ЦИКЛЕ ДИЗЕЛЯ

7,7 % при  $\zeta = 1$ ), что должно привести к росту  $Pi$ , сказывается незначительно ввиду малости изменения коэффициента молекулярного изменения  $\mu$ .

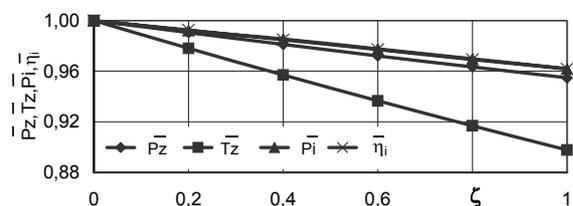


Рис. 2. Влияние присадки воды на относительное изменение  $Pz, Tz, Pi, \eta_i$

Из рисунка видно, что при добавке воды  $\zeta = 1$  дополнительный отвод теплоты приводит к снижению  $Tz$  более чем на 10 %, а падение  $Pz$  составляет около 4,5 % (здесь вероятно сказывается ввод дополнительного рабочего тела); снижение  $Pi$  и  $\eta_i$  достигает 4,8 %.

Полученные результаты хорошо согласуются с исследованиями в работе [1] воздействия присадки водяного пара к свежему заряду. Кроме того, автором в названной работе указано на слабую зависимость относительных параметров цикла (по отношению к величине без присадки пара) от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ . Последнее свидетельствует о том, что полученный характер изменения показателей цикла от  $\zeta$  сохраняется на различных нагрузочных режимах.

Относительное количество отведенной теплоты (относительно располагаемой  $q_c \cdot Hu$ ) на испарение присадки воды  $X_{w \text{ исп}}$  и нагрев  $X_{w \text{ нагр}}$  образовавшегося пара до температуры  $T$  в цилиндре показано на рис. 3.

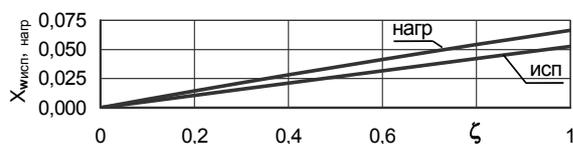


Рис. 3. Влияние доли присадки воды на отвод теплоты на ее испарение и нагрев

С увеличением  $\zeta$  отмечается уменьшение скорости нарастания величины  $X_{w \text{ нагр}}$  по причине снижения температуры рабочего тела в цилиндре.

Суммарно отвод теплоты на испарение присадки воды и ее нагрев до температуры РТ  $T$  достигает 12 % при  $\zeta = 1$ , что близко к потерям теплоты на теплообмен в процессе сжатия и расширения.

Для оценки влияния процессов дополнительного отвода теплоты на индикаторный КПД воспользуемся описанным выше дифференциальным методом анализа индикаторного КПД [2] (рис. 4).

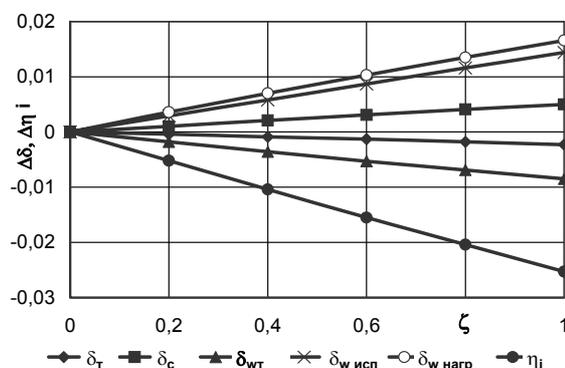


Рис. 4. Влияние доли присадки воды на изменение коэффициентов неиспользования теплоты

Будем рассматривать абсолютное изменение коэффициентов неиспользования теплоты относительно их значений при  $\zeta = 0$ .

С увеличением доли воды наблюдается рост коэффициента  $\delta_c$  по причине увеличения содержания трехатомных газов в РТ, а понижение температуры РТ вызывает снижение величины  $\delta_t$ . Причем уменьшение  $\delta_t$  меньше роста  $\delta_c$  почти в 2 раза, что в итоге приводит к увеличению  $\delta_k$ .

По причине уменьшения температуры РТ отмечается снижение потерь, связанных с теплообменом  $\delta_{wt}$ . Потери теплоты  $\delta_{w \text{ исп}}$  на испарение присадки воды и нагрева пара  $\delta_{w \text{ нагр}}$  растут с увеличением последней. Причем суммарное изменение  $\delta_{w \text{ исп}}$  и  $\delta_{w \text{ нагр}}$  значительно превышает изменение каждого из других рассматриваемых коэффициентов и определяет характер изменения индикаторного КПД  $\eta_i$ .

Отсюда, падение индикаторного КПД с ростом присадки воды к РТ в основном объясняется расходом теплоты на ее испарение и нагрев. Следует отметить, что по завершению цикла дополнительно поданное рабочее тело возвращает в цикл часть своей энергии в форме работы на поршне.

На рис. 5 приведены результаты абсолютного изменения среднего индикаторного давления цикла  $\Delta Pi$  и максимальной температуры  $\Delta Tz$  при варьировании моментом ввода присадки воды и ее относительной доли. Ввод присадки воды снижает максимальную температуру. Однако если присадка вводится

позже момента достижения максимальной температуры  $\varphi_{Tz}$ , то  $\Delta Tz=0$ , что и отражено на графике.

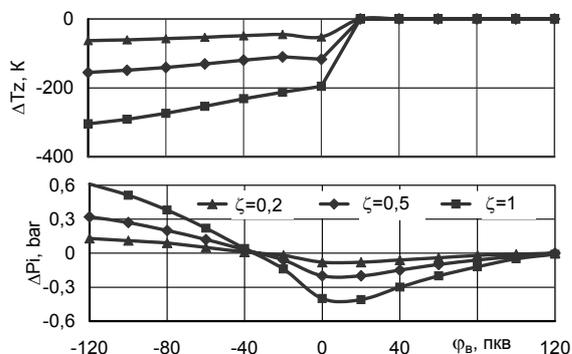


Рис. 5. Влияние момента ввода присадки воды на  $\Delta Tz$  и  $\Delta Pi$

Можно заметить, что ввод присадки позже  $-40^0$  п.к.в. приводит к снижению величины  $\Delta Pi$  ввиду наличия расхода теплоты на испарение присадки и нагрев пара, несмотря на дополнительно введенное количество рабочего тела в цикл. Минимальное значение величина  $\Delta Pi$  имеет при вводе присадки в районе ВМТ.

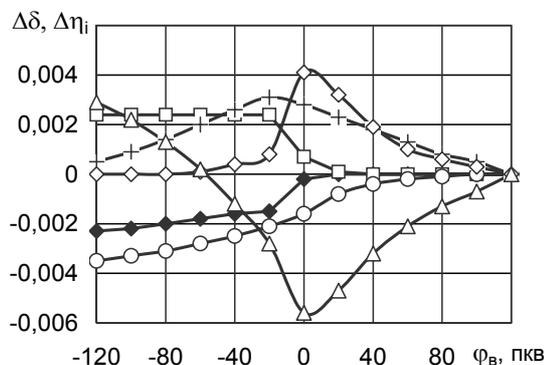
Положительный прирост  $\Delta Pi$  можно получить при вводе присадки до ВМТ. Полученные результаты хорошо согласуются с исследованиями [1]. Следует отметить, что качественное изменение  $\Delta Tz$  и  $\Delta Pi$  практически не зависит от величины присадки.

На рис. 6 представлены результаты численного исследования влияния момента начала ввода присадки воды на изменение коэффициентов неиспользования теплоты (по причине изменения температуры  $\delta_t$  и состава  $\delta_c$ , отвода теплоты, связанного с теплообменом  $\delta_{w\tau}$ , испарением  $\delta_{w\text{исп}}$ , нагревом  $\delta_{w\text{нагр}}$ ) и эффективности использования теплоты  $\eta_i$  для  $\zeta = 0...1$ , что соответствует составу используемых ВТЭ (абсолютное изменение относительно  $\zeta = 0$ ).

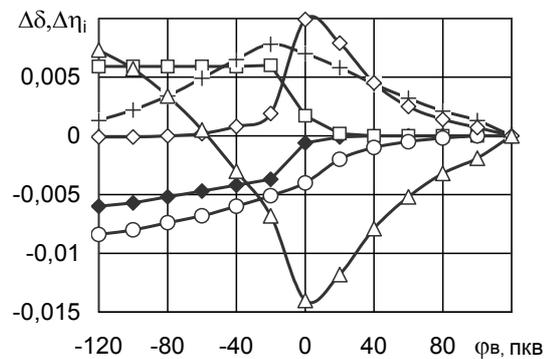
При раннем вводе присадки (более  $20^0$  п.к.в. до ВМТ) наблюдается максимальное значение величины  $\Delta \delta_c$  и минимальное  $\Delta \delta_t$  по причине ввода дополнительного РТ с большей теплоемкостью и снижения температуры РТ соответственно. Изменение величины  $\delta_x = \delta_c + \delta_t$  при малых расходах присадки имеет положительное, а при больших – отрицательное значение.

Потери на теплообмен уменьшаются как при увеличении доли присадки, так и при более раннем угле ее ввода.

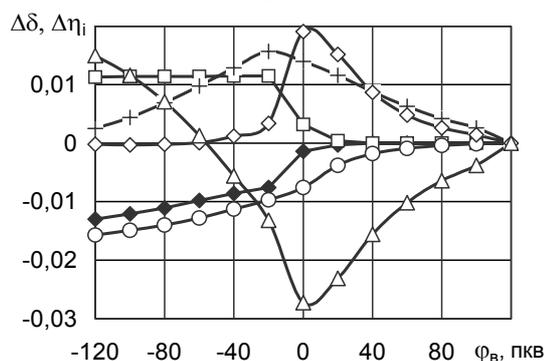
Коэффициенты  $\delta_{w\text{исп}}$  и  $\delta_{w\text{нагр}}$  имеют максимальное значение при вводе присадки в районе ВМТ (неблагоприятное место отвода теплоты) и растут с увеличением доли присадки.



а)  $\zeta=0,2$



б)  $\zeta=0,5$



в)  $\zeta=1,0$

Рис. 6. Влияние момента ввода присадки на абсолютное изменение составляющих индикаторного КПД:  $-\diamond-$   $\delta_t$ ;  $-\square-$   $\delta_c$ ;  $-o-$   $\delta_{w\tau}$ ;  $+-$   $\delta_{w\text{исп}}$ ;  $-\diamond-$   $\delta_{w\text{нагр}}$ ;  $-\Delta-$   $\eta_i$

Коэффициент  $\eta_i$  показывает место эффективного ввода присадки. Из рисунка видно, что изменение  $\eta_i$  имеет положительное значение на линии сжатия, минимальную величину приобретает в районе ВМТ, затем несколько увеличивается на линии расширения.

## АНАЛИЗ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ ПРИСАДКИ ДОПОЛНИТЕЛЬНОГО РАБОЧЕГО ТЕЛА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОТЫ В ЦИКЛЕ ДИЗЕЛЯ

Протяженность зоны положительных  $\eta_i$  также зависит от доли присадки.

С термодинамической точки зрения влияния на  $\eta_i$  наиболее эффективно вводить присадку воды на линии сжатия ранее  $-60^\circ$  п.к.в., а наименее эффективно – в районе ВМТ.

При использовании ВТЭ впрыск ее производится за  $10-20^\circ$  до ВМТ, следовательно, ввод РТ в виде воды в цикл при ее испарении осуществится в районе ВМТ, т.е. в самом неблагоприятном месте. Итак, присадка воды, содержащаяся во ВТЭ как дополнительное рабочее тело, имеет с термодинамической точки зрения негативное воздействие на КПД цикла и приводит к его снижению.

Сохранить или увеличить индикаторный КПД при впрыске ВТЭ можно за счет снижения других составляющих неиспользования теплоты на величину  $\Sigma\delta \geq 0,01-0,015$ , и, в первую очередь, это касается снижения потерь, связанных с несвоевременностью  $\delta_{нс}$ , определяемой интенсификацией процессов смесеобразования и сгорания. Так же уменьшить неиспользование теплоты можно вводом присадки в виде пара, исключив коэффициент  $\delta_{w\text{ исп}}$ , имеющий значительную величину.

**Присадка воздуха.** Воздух в качестве газообразной присадки выбран с точки зрения минимизации воздействия на состав РТ и коэффициент  $\delta_c$ , а также исключения отвода теплоты на фазовый переход (испарение). Проанализируем ввод порции воздуха в количестве  $\xi = G_{\text{воз}}/G_T = 0,5 \dots 5$ , что в мольном измерении по отношению к количеству РТ составит  $\mu_{\text{воз}}/\mu_{\text{РТ}} = 0,021 \dots 0,213$ .

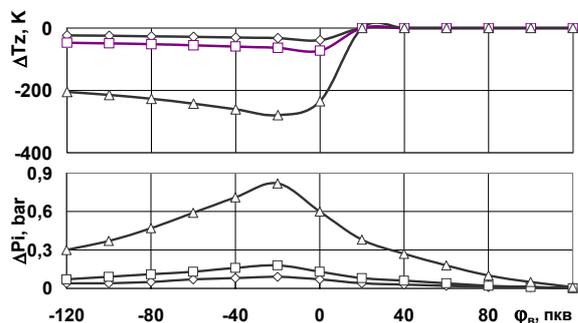
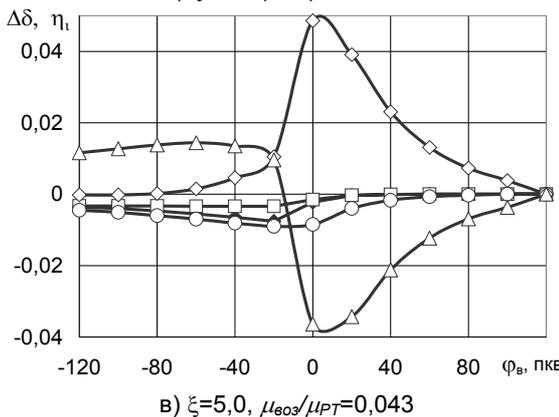
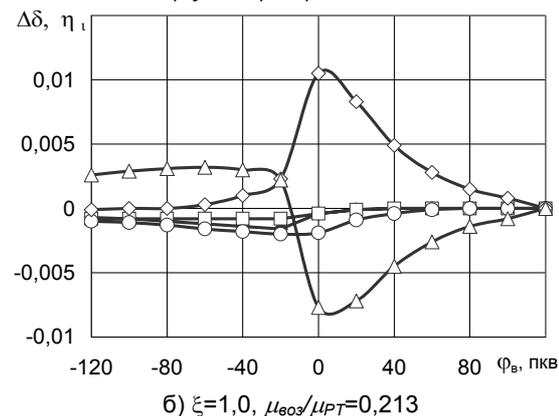
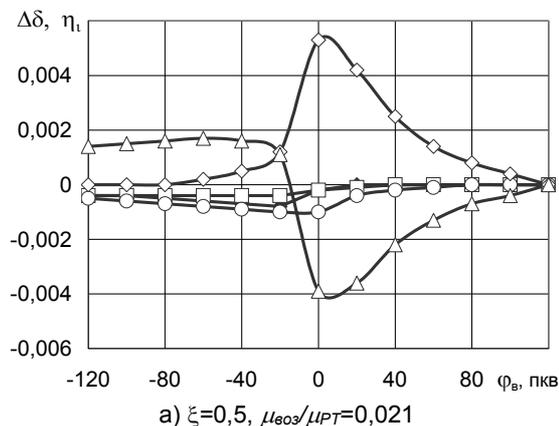


Рис. 7. Влияние момента ввода присадки воздуха к РТ на абсолютное изменение  $Tz$  и  $Pi$ :  $\diamond$ -  $\xi=0,5$ ;  $\square$ -  $\xi=1,0$ ;  $\Delta$ -  $\xi=5,0$

Ввод воздуха в цикл (рис. 7) снижает максимальную температуру, если присадка вводится позже момента  $\varphi_{Tz}$  достижения мак-

симальной температуры, то  $\Delta Tz=0$ . Ввод воздуха увеличивает  $Pi$  при любом угле подачи. Наибольшее значение  $Pi$  достигается при вводе присадки воздуха за  $20^\circ$  п.к.в. до ВМТ, т.е. можно вводить добавку РТ вместе с впрыском топлива. Качественное изменение  $\Delta Tz$  и  $\Delta Pi$  не зависит от величины присадки.



$\diamond$ -  $\delta_T$ ;  $\square$ -  $\delta_c$ ;  $\circ$ -  $\delta_{wT}$ ;  $\diamond$ -  $\delta_{w\text{ пар}}$ ;  $\Delta$ -  $\eta_i$

Рис. 8. Влияние момента ввода присадки на абсолютное изменение составляющих индикаторного КПД

При анализе составляющих индикаторного КПД (рис. 8) в отличие от графиков на

рисунке 6 можно отметить существенные отличия: коэффициенты неиспользования теплоты  $\delta_c$ ,  $\delta_T$ ,  $\delta_{WT}$  снижаются, кроме коэффициента  $\delta_{W \text{ нагр}}$ , который увеличивается по причине отвода теплоты на нагрев присадки. Коэффициенты  $\delta_T$  и  $\delta_{WT}$  снижаются по причине уменьшения температуры РТ, а коэффициент  $\delta_c$  – по причине изменения состава РТ (снижается содержание трехатомных газов). Изменение коэффициента  $\delta_{W \text{ нагр}}$  в основном и определяет характер изменения  $\eta_i$ . Характер протекания  $\eta_i$  схож с графиком на рисунке 6, т.е. ранний ввод присадки воздуха (за 15...20° п.к.в. до ВМТ) приводит к положительному изменению  $\eta_i$ , а более поздний – к отрицательному. Наиболее неблагоприятное место ввода присадки воздуха также находится вблизи ВМТ.

Оценим термодинамическое влияние на индикаторный КПД  $\eta_i$  присадки воздуха к топливу согласно условиям работы [4]. Учитывая, что присадка воздуха составляла  $\xi=2...3\%$ , следовательно, снижение  $\eta_i$  можно оценить величиной менее  $\Delta\eta_i < 0,003$ , что составляет менее 1% по отношению к величине  $\eta_i$ . Таким образом, термодинамическое воздействие газообразной присадки воздуха к топливу  $\xi=2...3\%$  на изменение индикаторного КПД и коэффициентов неиспользования теплоты можно не учитывать.

### Выводы

Составлена модель рабочего цикла с учетом переменной массы, состава и термодинамических свойств рабочего тела, позволяющая учесть влияние на рабочий процесс присадки дополнительного РТ, дополненная блоком анализа индикаторного КПД, которая реализована в виде программы на алгоритмическом языке PASCAL.

Ввод РТ в районе ВМТ вызывает снижение индикаторного КПД, по причине отвода теплоты на испарение присадки и нагрев, оцениваемые соответственно коэффициен-

тами  $\delta_{W \text{ исп}}$  и  $\delta_{W \text{ нагр}}$ , ввод дополнительного РТ с присадкой может способствовать росту  $P_i$ , влияние на  $\eta_i$  оценивается величиной  $\delta_i \text{ РТ}$  значительно меньшей, чем отвод теплоты  $\delta_{W \text{ исп}} + \delta_{W \text{ нагр}}$ . Ввод присадки РТ на линии сжатия приводит к росту индикаторного КПД по причине снижения коэффициентов  $\delta_T$  и  $\delta_{WT}$  и незначительной величины  $\delta_{W \text{ исп}} + \delta_{W \text{ нагр}}$ . Суммарно отвод тепла на испарение присадки воды и ее нагрев до температуры РТ  $T$  достигает 12 % при  $\zeta = 1$ , что близко к потерям теплоты на теплообмен в процессе сжатия и расширения. При снижении температурного режима использованием присадок к РТ необходимо исключить дополнительный отвод теплоты в нежелательном месте (район ВМТ) и неблагоприятное изменение состава РТ (увеличение теплоемкости).

Присадка воды, содержащаяся во ВТЭ как дополнительное рабочее тело, имеет с термодинамической точки зрения негативное воздействие на индикаторный КПД цикла.

Термодинамическое воздействие газообразных присадок в малых количествах ( $\xi = 2...3\%$ ) на изменение индикаторного КПД и коэффициентов неиспользования теплоты можно не учитывать.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Покровский Е.А. Исследование особенностей рабочего процесса дизеля при впрыске воды в цилиндры: дисс... канд. техн. наук/ Е.А.Покровский. – Калининград, 1978. – 217 с.
2. Матиевский Д.Д. Метод анализа индикаторного КПД рабочего цикла двигателя // Двигателестроение. – 1984. - № 6. - С.7-11.
3. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателя. - М.: Машгиз, 1962. - 271 с.
4. Свистула А.Е., Матиевский Д.Д. Повышение экономичности и снижение вредных выбросов дизеля воздействием на рабочий процесс присадки газа к топливу // Вестник АлтГТУ. – 2000. - №2. - С.122-128.