

Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. - [4-е изд., перераб. и доп.]. - М.: Машиностроение, 1983. - 372с. 9. Крайнюк, А.И. Моделирование движения жидкости в топливных трубопроводах высокого давления дизелей с учетом следа прошедших волн/ А.И. Крайнюк, С.И. Тырловой, В.В. Гладков. Вестник СУДУ.-2000. - №5(27). - С. 133-136.

#### **Bibliography (transliterated):**

1. Marchenko, A.P. Dviguni vnutrishn'ogo zgorjannja: Serija pidruchnikiv u 6 tomah. T.3. Komp'juterni sistemi keruvannja DVZ / A.P. Marchenko, M.K. Rjazancev, A.F. Shehovcov; Min-vo osviti i nauki Ukraïni; za red. A.P. Marchenka ta A.F. Shehovcova.— H.: Prapor, 2004 - 344 s. 2. Riesenber, K.-O. Dieselmotor-Management /Bosch. Hrsrg.: Robert Bosch GmbH, Unternehmensbereich Kraftfahrzeug-Ausrüstung, Abteilung Technische. Information (KH/VDT). Die Deutsche Bibliothek-CIP-Einheitsaufnahme. / K.-O. Riesenber und andere; Chef-Red. Horst Bauer; aktualisierte und erw. Aufl.-Braunschweig; Wiesbaden: Vieweg, 1998. - 304s. 3. Grehov, L.V. Toplivnaja apparatura i sistemy upravlenija dizelej: Uchebnik dlja vu-zov /L.V. Grehov, N.A. Ivawenko, V.A. Markov. - M.: Legi-on Avtodata, 2005. - 344 s. 4. Zenin E.Ju. Rozrobka metodu priskorenogo diagnostuvannja avtomobil'nih dizeziv z akumul-

jatornimi sistemami palivopodachi: av-toref. diss. ... kand. tehn. nauk: 05.22.20 / E.Ju. Zenkin. - H.: HNADU, 2009. - 20 s. 5. Vrublevs'kij, O.M. Naukovi osnovi voboru parametriv akumuljatornoj palivnoj aparaturi z elektronnim keruvannjam dlja visokoobertovogo dizelja: av-toref. diss. ... dokt. tehn. nauk: 05.05.03 / O.M. Vrublevs'kij. - H.: HNADU, 2010. - 36 s. 6. Emel'ja-nov, I.A. Razvitie kompleksa matematicheskikh modelej dizelja, osnovnennogo akumuljatornoj toplivnoj siste-moj s jelektronnym upravleniem: av-toref. dis. ... kand. tehn. nauk.: 05.02.08./ I.A. Emel'janov - M.: MADI (GTU), 2007. - 18 s. 7. Pojda, A.N. Analiz tehničeskogo sostoja-nija toplivnoj apparatury na osnove kolebanij davle-nija topliva v gidroakumuljatore / A.N. Pojda, E.Ju. Zenkin. Dvigateli vnutrennego sgoranija: 2009. -Vyp. 1. -S. 114-118. 8. Dvigateli vnutrennego sgoranija: Teorija porshnevnyh i kombinirovannyh dvigatelej. Ucheb-nik dlja studentov vtuzov, obuchajuvihsja po special'no-sti «Dvigateli vnutrennego sgoranija»/ D. N Vyruhov, N.A Ivawenko, V.I. Ivin i dr.; pod red. A.S. Orlina, M.G. Kruglova. - [4-е изд., перераб. и доп.]. - М.: Машиностроение, 1983. - 372с. 9. Крайнюк, А.И. Моделирование движения жидкости в топливных трубопроводах высокого давления дизелей с учетом следа прошедших волн/ А.И. Крайнюк, С.И. Тырловой, В.В. Гладков. Вестник СУДУ.-2000. - №5(27). - С. 133-136.

УДК 621.4-2

**А.Е. Свистула, д-р техн. наук, А.А. Балашов, д-р техн. наук, В.С. Яров, асп.**

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЯ С ДОПОЛНИТЕЛЬНЫМ ВЫПУСКОМ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ЧЕРЕЗ ОКНО В ЦИЛИНДРЕ**

### **Постановка задачи исследования**

Повышение мощности двигателей ограничивается тепловой напряженностью деталей, форсировкой по частоте вращения, наполнением цилиндра свежим зарядом, одной из причин которых является рост сопротивления движению газов через органы газообмена. Газообмен 4-тактных поршневых двигателей полностью контролируется и регулируется работой клапанов механизма газораспределения. Использование в дополнение к клапанному гильзового газораспределения, например в работах [1, 2] и др., позволяет снизить сопротивление движению газов через органы газообмена и улучшить наполнение цилиндра. В указанных технических решениях используется подвижный золотник или клапан, закрывающий окна на тактах впуска-сжатия, усложняющий конструкцию, т.е. в известных 4-тактных двигателях окна практически не используются для продувки или дозарядки (рециркуляции) [1, 2].

Целью работы является повышение эффективности работы системы газообмена 4-тактного двигателя. Поставлены задачи разработки экспериментальной системы двойного выпуска отработавших газов (ОГ) через клапаны и окна в цилиндре 4-тактного двигателя с возможностью, в процес-

се исследования, оперативного подбора фазы и сечения выпуска через окна, экспериментально-расчетного исследования расходных характеристик газового тракта и показателей рабочего процесса опытного двигателя на безмоторных и моторных стендах.

### **Экспериментальная установка**

Схема газообмена экспериментального двигателя (рис. 1) обеспечивает выпуск через окна в цилиндре и клапаны, а также на полных нагрузках – продувку в конце выпуска – начале сжатия, на малых нагрузках и холостом ходу – дозарядку цилиндра продуктами сгорания в конце впуска – начале сжатия [3]. Выпуск осуществляется через клапан 1 и через окно 2. Раздвоение потока снижает теплонапряженность головки цилиндра и выпускного клапана 1, облегчает выпуск ОГ. Воздух подается в цилиндр через впускной клапан 3 и вытекает через открытое окно 2 в цилиндре, т.к. давление воздуха в цилиндре больше давления продуктов сгорания в выпускном трубопроводе 4, происходит продувка. На режиме пуска, вследствие обратного заброса повышается температура в конце сжатия, что облегчает пуск. На полных нагрузках снижается теплонапряженность головки вследствие уменьшения потока выпускных газов через клапан и продувки.

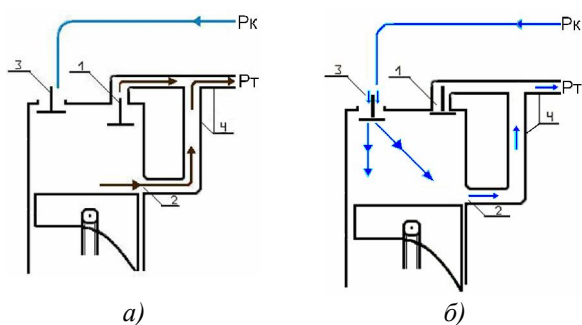


Рис. 1. Принципиальная схема газообмена 4-тактного двигателя с двойным выпуском ОГ:  
а) выпуск б) впуск-продувка

Условием работоспособности двигателя с двойным выпуском ОГ является превышение давления на 5-20 % во впускной системе над давлением в выпускной системе в период одновременного открытия впускного клапана и выпускного окна в момент нижней мертвой точки (НМТ) впуска.

Экспериментальная установка создана на базе дизеля Д-144 (4Ч 10,5/12) с автономным нагнетателем воздуха. Воздушное охлаждение предоставляет ряд преимуществ в организации системы дополнительного выпуска, связанных с отсутствием рубашки охлаждения и свободным доступом к цилиндрам. Это дает возможность снабдить серийный дизель системой дополнительного выпуска от каждого цилиндра в выпускной коллектор. Конструкция системы дополнительного выпуска ОГ через окна в стенке цилиндра при положении поршня вблизи НМТ позволяет сохранить без изменения впускную и выпускную системы дизеля, обеспечить минимальную переделку деталей двигателя с сохранением взаимозаменяемости цилиндров; предусмотреть возможность регулирования количества перепускаемых газов в зависимости от нагрузки [4] (рис.2).

В плоскости качания шатунов в стенке каждого цилиндра со стороны выпускного коллектора экспериментального дизеля выполняются вблизи НМТ два окна (общей площадью 3 см<sup>2</sup>), нижняя кромка окон должна быть на линии НМТ (рис. 3). С внешней стороны цилиндра приваривается нижняя накладка, через жаростойкую прокладку устанавливается верхняя накладка с шатровым отводящим патрубком. Между накладками устанавливаются сменные вставки (рис. 4а), позволяющие оперативно подобрать (заменой или доработкой вставок) во время доводки проходное сечение и фазу открытия выпускного окна по ходу поршня от НМТ до 10 мм или ≈50 град. поворота коленчатого вала. На рис.

4б представлен экспериментальный цилиндр в сборе с накладкой и выпускным шатровым патрубком. Концы выпускных патрубков дополнительной системы выпуска ОГ повернуты под углом 120° и сварены в коллектор со смещением от оси выпускного канала на 60 мм в направлении движения газа через 140 мм друг от друга (рис. 5).

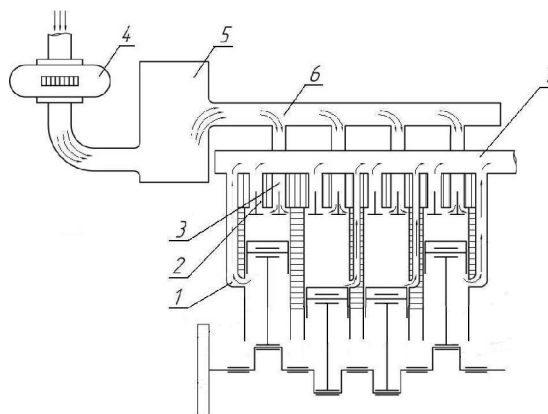


Рис. 2. Принципиальная схема экспериментального дизеля с двойным выпуском ОГ:  
1 – дополнительный выпускной канал; 2 – основной выпускной канал; 3 – впускной канал; 4 – расходомер воздуха; 5 – ресивер на линии впуска; 6 – впускной коллектор; 7 – выпускной коллектор

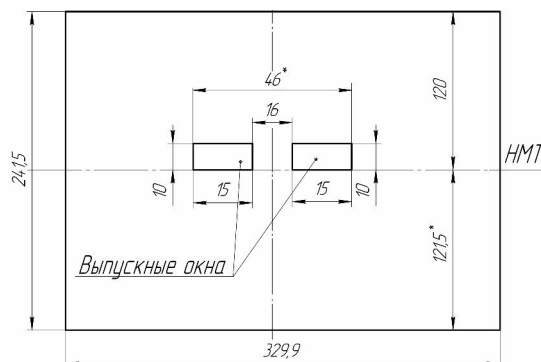


Рис. 3. Эскиз развертки цилиндра дизеля 4Ч 10,5/12 с окнами дополнительной системы выпуска ОГ

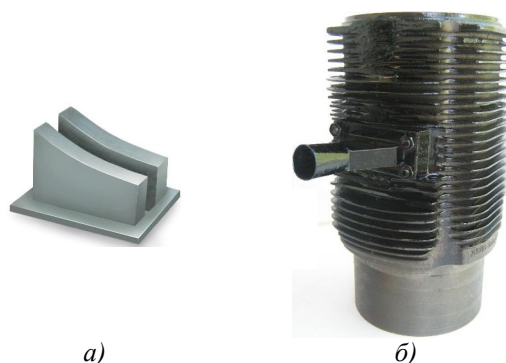


Рис. 4. Сменная вставка (а) и опытный цилиндр в сборе (б)

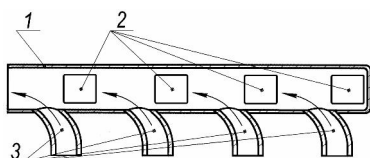


Рис. 5. Схема опытного выпускного коллектора:  
1 – выпускной коллектор; 2 – выпускные каналы основной системы выпуска; 3 – выпускные патрубки дополнительной системы выпуска

**Результаты экспериментального исследования**

**Безмоторные исследования.** Для определения газодинамических характеристик экспериментальной системы двойного выпуска создан безмоторный стенд и разработана методика статической продувки [5]. Для дополнительной системы выпуска расчетно-экспериментально определены теоретические проходные сечения  $F_d$ , эффективные проходные сечения  $\mu F_d$  дополнительного выпускного канала. По результатам продувки дополнительной системы выпуска получены коэффициенты расхода  $\mu$  и газодинамических потерь  $\xi$  по ходу поршня  $h_n$ , энтропии потока  $\Delta S$  и числа Маха  $M$  потока в диапазоне  $\pm 40$  град. по углу поворота коленчатого вала в районе НМТ (рис. 6), которые могут быть использованы при доводке и математическом моделировании процессов газообмена в двигателе с двойным выпуском ОГ.

Следует отметить, что основную нагрузку по выпуску ОГ в начальный период несет дополнительное проходное сечение  $F_d$  до прихода поршня в НМТ, а в процессе выталкивания выпускной клапан и окно несут почти одинаковую нагрузку до момента закрытия выпускного окна.

**Оценка снижения мощности «насосных потерь».** Изменение «насосных потерь» определялось методом «прокручивания» от постороннего источника по снижению момента «прокручивания»  $M_{пр}$  для опытного двигателя.  $M_{пр}$  в двигателе с окнами в цилиндрах на 3÷5 % ниже, чем у двигателя без окон практически во всем диапазоне частоты вращения, что свидетельствует о снижении «насосных потерь» в основном на такте выпуска (рис. 7).

**Оценка пусковых качеств.** При запуске опытного двигателя с помощью балансирной машины потребляемый ток ротора снизился со  $185^{\pm 5,0}$  А до  $140^{\pm 5,0}$  А. Двигатель надежно запускался при том же положении рейки топливного насоса. Потребляемая электрическая мощность запуска опытного двигателя на 28÷30 % ниже. При пуске  $n_{пус\ к} =$

$150\div 200\text{ мин}^{-1}$ , происходит подогрев газа за счет перетекания его в цилиндр из выпускной системы в районе НМТ. На такте сжатия к моменту впрыска топлива температура заряда будет выше, чем объясняется улучшение воспламенения в режиме пуска.

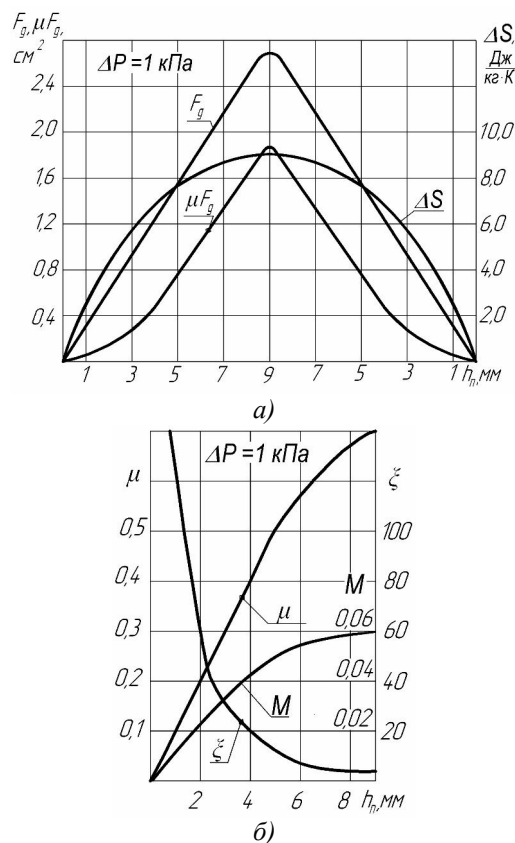


Рис. 6. Изменение проходного сечения, энтропии, коэффициента расхода, газодинамических потерь и числа Маха дополнительной системы выпуска по ходу поршня

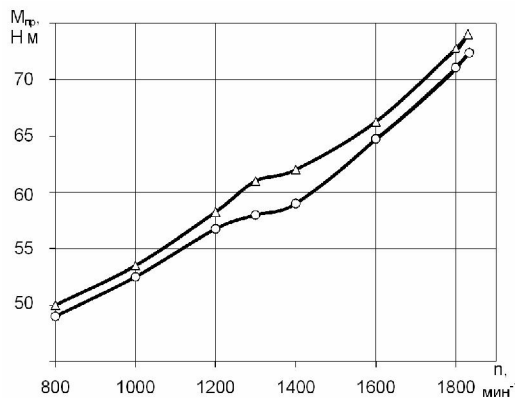


Рис. 7. Сравнительная характеристика механических потерь:  $\Delta$  - серийный,  $o$  - двойной выпуск

Уменьшение «насосных потерь» на малых частотах вращения и улучшение воспламенения в

режиме пуска приводит к улучшению пусковых качеств двигателя.

**Результаты моторных испытаний.** Моторные сравнительные испытания серийного и опытного двигателя проведены по нагрузочным и скоростным характеристикам для безнаддувного и наддувного вариантов. Наддув в стендовом варианте осуществлялся от автономного источника сжатого воздуха с возможностью управления  $p_k/p_T$ .

Проводя сравнение характеристик двигателя 4Ч 10,5/12 в серийном и опытном исполнении в безнаддувном варианте по мощностным, экономическим и расходным показателям, можно отметить, что каких-то серьезных преимуществ двигателя с двойным выпуском ОГ не имеют ни на режиме максимального крутящего момента  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ , ни на номинальном режиме  $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ . Увеличение мощности, крутящего момента и среднего эффективного давления составляет не более  $2 \div 3 \%$ .

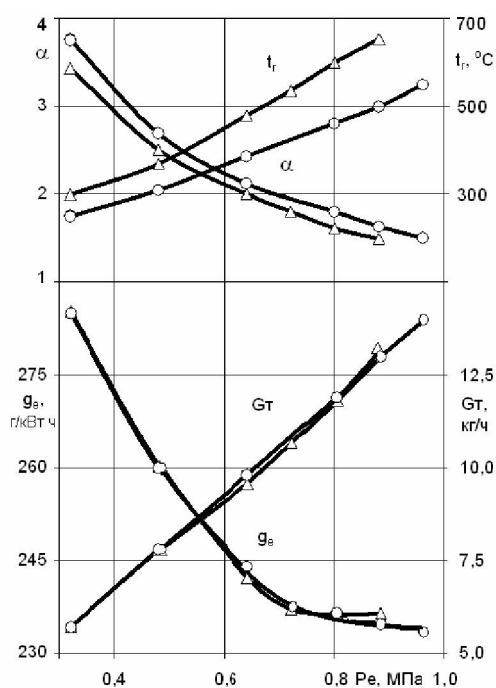


Рис. 8. Сравнительная нагрузочная характеристика опытного дизеля 4Ч10,5/12:  $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ ;  $p_k/p_m = 1,09$ ;  $\Delta$  - серийный,  $\circ$  - двойной выпуск

При наддуве двигателя ( $p_k/p_T = 1,09$ ) среднее эффективное давление и, соответственно, мощность двигателя возрастает до 10 % за счет снижения мощности насосных потерь в процессе очистки цилиндра от ОГ и увеличения работы расширения из-за сужения фаз газораспределения при снижении температуры выпускных газов  $t_r$  около  $100 \text{ }^\circ\text{C}$

за счет продувки цилиндров в конце процесса наполнения (рис. 8). Коэффициент наполнения приближается к единице, коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  увеличивается. Температура выпускных газов снижается до уровня безнаддувного двигателя. Удельный эффективный расход топлива  $g_e$  на 2 - 3 % ниже у двигателя с двойным выпуском ОГ на больших нагрузках.

Резерв повышения мощности двигателя с двойным выпуском ОГ при условии равенства температуры ОГ уровню серийного двигателя составляет до 25 %.

### Выводы

Реализована схема двойного выпуска ОГ на базе дизеля Д-144 (4Ч10,5/12). При двойном выпуске ОГ через окна и через клапаны улучшается очистка цилиндра и уменьшаются затраты мощности на газообмен, что позволяет форсировать ДВС по литровой мощности. Условием, обеспечивающим работоспособность двигателя с двойным выпуском ОГ, является превышение давления на 5-20 % во впускной системе над давлением в выпускной системе в период, когда одновременно открыты впускной клапан и выпускное окно в положении НМТ впуска.

Статической продувкой основных элементов систем выпуска ОГ получены зависимости изменения эффективных проходных сечений окон, коэффициентов расхода, коэффициентов газодинамических потерь потока в зависимости хода поршня, которые могут быть использованы при математическом моделировании процессов газообмена.

Экспериментально показано, что при  $p_k/p_T = 1,09$  в двигателе с двойным выпуском ОГ (при площади окон  $3 \text{ см}^2$ ) за счет снижения «насосных потерь» и улучшения рабочего процесса, повышение среднего эффективного давления достигает 10 %, расход топлива снижается на 2-3 %, температура ОГ уменьшается на 60-100 °C, облегчается пуск. Резерв повышения мощности двигателя с двойным выпуском ОГ при условии равенства температуры ОГ уровню серийного двигателя составляет до 25 %.

Использование системы двойного выпуска ОГ перспективно для высокооборотных двигателей с наддувом, когда снижение «насосных потерь» играет существенную роль.

**Список литературы:**

1. Маханько М.Г. Газотурбинные системы двигателей с разделённым выпуском газов/ М.Г. Маханько. – М.: Машиностроение, 1972.–120 с. 2. Зенкевич Г.В. Исследование рабочего процесса четырёхтактного двигателя с разделённым выхлопом / Г.В. Зенкевич, В.Г. Дьяченко // Сборник научн. трудов по механизации сельского хозяйства – Х., 1968. – Вып.13. – С. 63–71. 3. Пат. на полезную модель №113540 Российская федерация, МПК F 02D 9/14, F 02D 37/00. Двигатель внутреннего сгорания / А.Е. Свистула, М.И. Мысник, В.С. Яров; заявитель и патентообладатель АлтГТУ - № 2011126398/06 (039061); заявл. 27.06.2011; опубл. 20.02.12, бюл. №5. 4. Свистула А.Е. Разработка экспериментальной системы дополнительного выпуска отработавших газов двигателя внутреннего сгорания / А.Е. Свистула, А.А. Балашов, С.В. Яров // Вестник академии военных наук. – 2011. – №2 (35).– С. 278-284. 5. Балашов А.А. Уточненная методика обработки результатов статической продувки воздухом элементов системы газообмена двигателей с двойным

выпуском ОГ / А.А. Балашов, А.Е. Свистула, С.В. Яковлев // Ползуновский вестник. - №1. - 2010. – С. 203-206.

**Bibliography (transliterated):**

1. Mahan'ko M.G. Gazoturbinnnye sistemy dvigatelej s razdeljonnym vypuskom gazov/ M.G. Mahan'ko. – M.: Ma-shinostroenie, 1972.–120 s. 2. Zenkevich G.V. Issledovanie rabocheho processa chetyrjohtaktnogo dvigatelja s razdeljonnym vyhlopom / G.V. Zenkevich, V.G. D'jachenko // Sbornik nauchn. trudov po mehanizacii sel'skogo hoz'jaj-stva – H., 1968. – Vyp.13. – S. 63–71. 3. Pat. na poleznuju model' №113540 Rossijskaja federacija, MPK F 02D 9/14, F 02D 37/00. Dvigatel' vnutrennego sgoranija / A.E. Svistula, M.I. Mysnik, V.S. Jarov; zjavitel' i paten-toobladatel' AltGTU - № 2011126398/06 (039061); zjavl. 27.06.2011; opubl. 20.02.12, bjul. №5. 4. Svistula A.E. Razrabotka jeksperimental'noj sistemy dopolni-tel'nogo vypuska otrabotavshih gazov dvigatelja vnut-rennego sgoranija / A.E. Svistula, A.A. Balashov, S.V. Jarov // Vestnik akademii voennyh nauk. – 2011. – №2 (35).– S. 278-284. 5. Balashov A.A. Utochnennaja metodika obrabotki rezul'tatov staticheskoj produvki vozduhom dvigatelej s dvojnym vypuskom OG / A.A. Balashov, A.E. Svistula, S.V. Jakovlev // Polzunovskij vestnik. - №1. - 2010. – S. 203-206.

УДК 621.51:66.045.1:697.31

**А.Н. Ганжа, д-р техн. наук, Н.А. Марченко, канд. техн. наук, В.Н. Подкопай, асп.**

## АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ УТИЛИЗАЦИИ И ОТПУСКА ТЕПЛОТЫ ОТ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯ КОМПРЕССОРНОЙ УСТАНОВКИ С УЧЕТОМ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ОБОРУДОВАНИЯ

**Введение.** В последнее время актуальной задачей является утилизация сбросной теплоты от двигателей и других установок, с целью повышения их энергетической эффективности и экологической безопасности. Широкое распространение в промышленности и других сферах получили компрессорные установки различного технологического назначения. Для снижения затрат электроэнергии или топлива, потребляемых установками, используется многоступенчатое сжатие среды с промежуточным ее охлаждением [1 и др.]. Далее отведенная теплота сбрасывается через теплообменники-охладители непосредственно в атмосферу (воздушное охлаждение), либо через системы оборотного охлаждения (водоемы или градирни) в окружающую среду. Для компрессорных установок наиболее рационально отводить теплоту от охлаждаемой среды посредством нагрева сетевой воды, и далее отпускать ее на технологические или коммунально-бытовые нужды.

**Постановка задачи.** Большой опыт эксплуатации воздухоохладителей компрессорных установок показывает, что они подвергаются загрязнению как с наружной, так и с внутренней стороны. При охлаждении циркуляционной или сетевой водой загрязнение поверхностей происходит, в основном,

с внутренней стороны (со стороны воды). Циркуляционная вода имеет сильное загрязнение, что приводит к отложениям на поверхностях или полному заглушению отдельных трубок. Это характерно и для сетевой воды, так как, зачастую, в таких нетрадиционных способах снабжения тепловой энергией ее постоянная очистка является нерентабельной. В процессе эксплуатации теплообменников количество заглушенных трубок растет, что снижает эффективность воздухоохладителей, и, в итоге, приводит к полному его заглушению и вынужденному отключению. Этот процесс приводит к росту температуры воздуха на входе в следующую ступень компрессора, увеличению потребляемой мощности, росту гидравлического сопротивления, уменьшению расхода, ухудшению качества и параметров нагреваемой воды. Сопротивление аппарата будет влиять на общий напор сети, куда он включен, и, следовательно – будет уменьшаться подача воды, которую обеспечивает насос. При передаче теплоты потребителю, большое ее количество теряется в окружающую среду через стенки и изоляцию трубопроводов, которая в процессе эксплуатации системы подвергается износу и утрачивает свои первоначальные свойства. Поэтому расчеты по определению эффективности установ-