

and A.N. Avramenko. "Modelirovanie teplo- i massoobmennykh processov v fil'tre tverdykh chastic dizelja. Chast' 1: modernizacija konstrukcii fil'tra i dopolnenie bazy dannyh po svoystvam poristogo tela." *Dviguny vnutrishn'ogo zgorjannja*. No. 1. 2012. 82–88. Print. **15**. Kondratenko, A. N. "Modelirovanie teplo- i massoobmennykh processov v fil'tre tverdykh chastic dizelja. Chast' 3: voprosy ispol'zovanija ceolita v konstrukcii fil'trjushego elementa." *Visnyk Nacional'nogo tehničnogo universitetu «KhPI»*. Zbirnik naukovykh prac'. *Tematychnij zbirnyk: Avtomobile- i traktorobuduvannja*. No. 60 (966). Kharkiv: NTU «KhPI», 2012. 83–89. Print. **16**. Kondratenko, O. M., and O. P. Strokov. "Modeljuvannja teplo- i masoobminnyh procesiv u fil'tri tverdykh chastynok dizelja. Chastyna 4: rozrahunkove doslidzhennja robochych harakterystyk fil'tra." *Visnyk Nacional'nogo tehničnogo universitetu «KhPI»*. Ser.: *Matematyčne modeljuvannja v tehnič ta tehnologijah*. No. 5 (979). Kharkiv: NTU «KhPI», 2013. 100–109. Print. **17**. Kondratenko, A. N., A. P. Strokov. "Modelirovanie teplo- i massoobmennykh processov v fil'tre tverdykh chastic dizelja. Chast' 5: raschetnoe issledovanie gidravličeskogo soprotivlenija fil'tra s ceolitovoj nasypkoj." *Visnyk Nacional'nogo tehničnogo universitetu «KhPI»*. Zbirnyk naukovykh prac'. Ser.: *Matematyčne modeljuvannja v tehnič ta tehnologijah*. No. 37 (1010). 2013. 68–75. Print. **18**. Kondratenko, A. N., A.P. Strokov and N. M. Karasichenko. "Eksperimental'noe issledovanie dejstvujushhego maketa fil'trjushego elementa fil'tra tverdykh chastic dizelja s nasypkoj iz prirodnogo ceolita. Chast' 1." *Dviguny vnutrishn'ogo zgorjannja*. No. 1. 2013. 88–92. Print. **19**. Kondratenko, A. N., A. P. Strokov and S. P. Hozhainov. "Eksperimental'noe issledovanie dejstvujushhego maketa fil'trjushego elementa fil'tra tverdykh chastic dizelja s nasypkoj iz prirodnogo ceolita. Chast' 2." *Dviguny vnutrishn'ogo zgorjannja*. No. 2. 2013. 92–97. Print. **20**. Jefros, V. V., et al. *Dizeli s vozdušnym ohlazhdeniem Vladimirskogo traktornogo zavoda*. Moscow: Mashinostroenie, 1976. Print. **21**. Jebert, K., and H. Jederer. *Komp'jutery. Primenenie v himii: Per. s nem*. Moscow: Mir, 1988. Print.

*Поступила (received) 08.04.2014*

УДК 621.43.068.4

**А.Н. КОНДРАТЕНКО**, канд. техн. наук, вед. инж., ИПМаш НАНУ,  
Харьков

## **МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ФИЛЬТРА ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ ДИЗЕЛЯ. ЧАСТЬ 2: ТЕМПЕРАТУРНЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ**

Описана математическая модель гидравлического сопротивления фильтра твердых частиц (ФТЧ) дизеля в реальных условиях эксплуатации. Модель построена на основе расходной характеристики одного модуля ФТЧ, экспериментально полученной при постоянной температуре текущей среды, и данных стендовых испытаний автотракторного дизеля 2410,5/12, оснащенного полно-размерным ФТЧ. Модель позволяет учесть ряд факторов, характеризующих условия эксплуатации ФТЧ в составе выпускной системы этого дизеля. Учет этих факторов производится путем введения соответствующих коэффициентов. В данной части работы описан физический смысл и оценены значения температурного коэффициента модели, позволяющего учесть изменение температуры отработавших газов на входе в корпус фильтра как функцию среднего эффективного давления дизеля.

**Ключевые слова:** дизель, фильтр твердых частиц, гидравлическое сопротивление, математическая модель.

---

© А. Н. Кондратенко, 2014

**Введение.** Научно-исследовательские работы, направленные на создание принципиально новых и совершенствование известных конструкций *фильтров твердых частиц* (ФТЧ), как показано в [1], являются актуальными и экономически обоснованными.

**Анализ литературных источников.** В отделе поршневых энергоустановок (ПЭУ) Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины (ИПМаш НАНУ) разработан *фильтрующий элемент* (ФЭ) для ФТЧ новой конструкции, описанный в предыдущей части исследования [1, 2]. В [1] проведены результаты физического моделирования процесса движения текучей среды (ГС) в *прозрачном макете модуля* (ПММ), разработанного для такого элемента, на *безмоторной исследовательской установке* (БИУ). Там же описаны результаты экспериментального исследования *действующего макетного образца* (ДМЦ) ФЭ с насыпкой из природного цеолита (ПЦ) в сетчатых кассетах, которое проводилось на *моторном испытательном стенде* (МИС) лаборатории отдела ПЭУ ИПМаш НАНУ, оснащенном авто-тракторным дизелем 2Ч10,5/12. Эксперименты на МИС состояли из четырех этапов, в каждом из которых определялись физический смысл и значения соответствующих коэффициентов в формуле (1) из [1]. В части I исследования указан физический смысл и значения настроенного коэффициента  $k_0$ ; в данной части – температурного коэффициента  $k_t$ .

**Цель и задачи всего исследования** представлены в [1]. В данной части отражены подходы к решению четвертой и, частично, пятой задачи. Там же описана математическая модель гидравлического сопротивления ФТЧ дизеля в реальных условиях эксплуатации.

**Определение температурного коэффициента.** По-анalogии с настроенным коэффициентом  $k_0$ , для разных режимов внешней скоростной характеристики (в.с.х.), характеризующихся разной температурой отработавших газов (ОГ)  $t_{ФТЧвх}$ , отличающейся от температуры ОГ  $t_{ФТЧвх\max}$  на режиме максимального крутящего момента  $M_{кр\max}$  заведомо в меньшую сторону, эта зависимость – расходная характеристика «прогноза» при  $t_{ОГ} = \text{const}$  – может быть получена путем введения специального температурного коэффициента  $k_t$ . Этот коэффициент равен отношению гидравлического сопротивления (ГС) действующего макета ФЭ к значению ГС на расходной характеристике «прогноза» при  $t_{ОГ} = \text{const}$  и соответствующем значении  $g_{m,ОГ}$ . Для режима  $M_{кр\max}$  очевидно, что  $k_t$  равен 1,0, поскольку это общая точка изотермической и прогнозной расходных характеристик при  $t_{ОГ} = \text{const}$  и  $t_{ОГ} \neq \text{const}$  (в данном случае совпадающей с экспериментально полученной на МИС расходной характеристикой для ДМ или ДМЦ ФЭ), в чем и заключается суть предложенного метода. Для остальных режимов характеристики

коэффициент  $k_t < 1,0$  и зависит от температуры  $t_{\text{ФТЧ}_{\text{вх}}}$ .

Предлагаемый подход и физический смысл температурного коэффициента описывается следующими формулами:

$$\Delta P_{\text{ФТЧ}_{\text{эксн}}} = \Delta P_{\text{ФТЧ}_{t \neq \text{const}}} = \Delta P_{\text{ФТЧ}_{t = \text{const}}} \cdot k_t = \Delta P_{\text{ПММ}} \cdot k_0 \cdot k_t; \quad (1)$$

$$k_t = \Delta P_{\text{ФТЧ}_{\text{эксн}}} / \Delta P_{\text{ФТЧ}_{\text{прогн}}} = \Delta P_{\text{ФТЧ}_{\text{эксн}}}(g_{m\_OG}) \Big|_{t_{OG}(n_{\text{кв}})} / \Delta P_{\text{ФТЧ}_{t = \text{const}}}(g_{m\_OG}) \Big|_{t_{OG}(n_{\text{кв}})} =$$

$$= 1 - \Delta P_{\text{нопр}} \Big|_{t_{OG}(n_{\text{кв}})} / \Delta P_{\text{ФТЧ}_{t = \text{const}}}(g_{m\_OG}) \Big|_{t_{OG}(n_{\text{кв}})}; \quad (2)$$

$$\Delta P_{\text{нопр}} = \Delta P_{\text{ФТЧ}_{\text{прогн}}} - \Delta P_{\text{ФТЧ}_{\text{эксн}}} =$$

$$= \Delta P_{\text{ФТЧ}_{t = \text{const}}}(g_{m\_OG}) \Big|_{t_{OG}(n_{\text{кв}})} - \Delta P_{\text{ФТЧ}_{\text{эксн}}}(g_{m\_OG}) \Big|_{t_{OG}(n_{\text{кв}})}. \quad (3)$$

Зависимости  $k_t$  от  $g_{m\_OG}$ ,  $t_{OG}$  и  $n_{\text{кв}}$ , полученные экспериментально на МИС для  $\tau_M = 0$  с,  $L_{\text{вып}} = 0$  м (и, соответственно,  $t_{\text{ФТЧ}_{\text{вх}}\text{max}} = 605^\circ\text{C}$ ), отражают суть описанного формулами (1) – (4) подхода. Они приведены на рис. 1 и описаны методом линейной регрессии [5] – формулы (10) и (11) для ДМ ФЭ и формулы (12) и (13) для ДМЦ ФЭ.

Для  $t_{\text{ФТЧ}_{\text{вх}}\text{max}} = \text{const}$  при пустом ФТЧ (то есть, для  $L_{\text{вып}} = \text{const}$  и при  $\tau_M = 0$  с) каждая точка на в.с.х. соответствует расходной характеристике при  $t_{OG} = \text{const}$  и своем значении  $t_{\text{ФТЧ}_{\text{вх}}}$ . То есть она имеет вид расходной характеристики ПММ ФЭ (полинома 3-й степени – см. формулу (2) в [3]), коэффициенты при  $g_{m\_OG}$  которой умножены на  $k_0$  и  $k_t$ . А сама характеристика может называться *кривой прогноза* при  $t_{OG} = \text{const} \neq t_{\text{ФТЧ}_{\text{вх}}\text{max}}$ , в отличие от кривой прогноза при  $t_{OG} = \text{const} = t_{\text{ФТЧ}_{\text{вх}}\text{max}}$ , коэффициенты при  $g_{m\_OG}$  которой умножены только лишь на  $k_0$ .

Температура  $t_{OG}$  отработавших газов в выпускном коллекторе дизеля на стационарном режиме его работы (то есть с любой, но постоянной частотой  $n_{\text{кв}}$ ) обусловлена часовым массовым расходом топлива  $B_{\text{ч}}$  и эффективным коэффициентом полезного действия (КПД) дизеля  $\eta_e$ , определяющим значение среднего эффективного давления рабочего процесса  $P_e$ . Которое связано однозначной зависимостью со значением крутящего момента  $M_{\text{кр}}$  дизеля формулой

$$P_e = 30 \cdot M_{\text{кр}} \cdot \tau / (9,55 \cdot z \cdot V_h) \cdot 10^{-6}, \text{ МПа}. \quad (5)$$

Для дизеля 2Ч10,5/12: тактность  $\tau = 4$  такта/цикл, количество цилиндров  $z = 2$  шт., рабочий объем цилиндра  $V_h = 1,039 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ , тогда получаем

$$P_e = 6,05 \cdot 10^{-3} \cdot M_{\text{кр}} \text{ МПа}. \quad (6)$$

Согласно экспериментальным данным для режимов в.с.х.:

$$M_{\text{кр}} = -4,776 \cdot 10^{-5} \cdot n_{\text{кв}}^2 + 0,118 \cdot n_{\text{кв}} + 37,5;$$

$$R^2 = 0,97891, \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad (7)$$

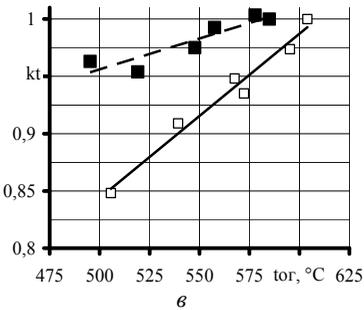
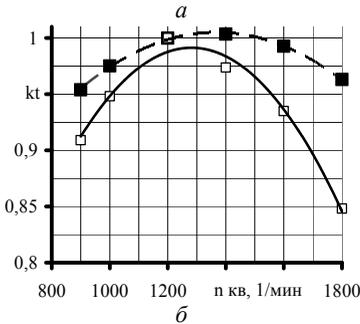
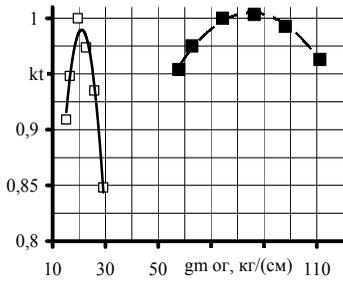


Рис. 1 – Зависимости температурного коэффициента  $k_t$  от режимных параметров дизеля 2Ч10,5/12:  
 ■ – ДМ ФЭ; □ – ДМЦ ФЭ.

$$\Delta P_{nonp} = 10,698 \cdot g_{m\_OG}^2 - 426,13 \times g_{m\_OG} + 4245,2; R^2 = 0,99479. \quad (13)$$

$$t_{OG} = -3,590 \cdot 10^{-4} \cdot n_{кв}^2 + 0,963 \cdot n_{кв} - 94,8; \\ R^2 = 0,98880, \text{ } ^\circ \text{C}. \quad (8)$$

То есть, формы графиков зависимости момента  $M_{кр}$  (а, значит, и  $P_e$ ) и температуры  $t_{OG}$  (а, значит, и  $t_{\Phi TЧex}$ ) от частоты  $n_{кв}$  подобны, в то время как эффективная мощность дизеля не отражает формы этих зависимостей и выражается формулой

$$N_e = M_{кр} \cdot n_{кв} / 9550, \text{ кВт}. \quad (9)$$

Указанные зависимости описываются равенствами:

$$k_t = -6,432 \cdot 10^{-5} \cdot g_{m\_OG}^2 + 1,096 \cdot 10^{-2} \times \\ \times g_{m\_OG} + 0,538 = -2,283 \cdot 10^{-7} \cdot n_{кв}^2 + \\ + 6,248 \cdot 10^{-4} \cdot n_{кв} + 0,577 = \\ = 5,394 \cdot 10^{-4} \cdot t_{\Phi TЧex} + 0,686; \\ R^2(g_{m\_OG}) = 0,98786; R^2(n_{кв}) = \\ = 0,99703; R^2(t_{\Phi TЧex}) = 0,83020; \quad (10)$$

$$\Delta P_{nonp} = 0,649 \cdot g_{m\_OG}^2 - 103,34 \times \\ \times g_{m\_OG} + 4047,7; R^2 = 0,94970. \quad (11)$$

$$k_t = -2,171 \cdot 10^{-3} \cdot g_{m\_OG}^2 + 9,120 \cdot 10^{-2} \times \\ \times g_{m\_OG} + 0,0321 = -5,425 \cdot 10^{-7} \cdot n_{кв}^2 + \\ + 1,391 \cdot 10^{-3} \cdot n_{кв} + 0,10 = \\ = 1,433 \cdot 10^{-3} \cdot t_{\Phi TЧex} + 0,127; \\ R^2(g_{m\_OG}) = 0,97036; R^2(n_{кв}) = \\ = 0,98092; R^2(t_{\Phi TЧex}) = 0,97201; \quad (12)$$

**Второй этап экспериментальных исследований.** Для выявления влияния температуры  $t_{\Phi TЧex}$  на эффективность очистки их от ТЧ разработанным фильтром за счет корректировки процессов конденсации  $СН_x$  на ТЧ и коагуляции самих ТЧ (а, значит, влияния на структуру, состав и размеры ТЧ), проведен второй этап моторных исследований. При этом снижение температуры  $t_{\Phi TЧex}$  вообще, и  $t_{\Phi TЧexmax}$  в частности, достигалось посредством изменения размещения МВ по длине выпускного тракта МИС при помощи набора гибких жаропрочных газопроводов, в которых происходит естественное охла-

ждение потока ОГ путем теплообмена с ОС и расширения. Таким образом, ДМЦ ФЭ исследовался путем снятия режимов в.с.х. в четырех положениях по длине выпускного тракта МИС – на расстоянии от выходного фланца выпускного коллектора дизеля  $L_{вып}$ , равном 0, 1,5, 5,0 и 8,0 м. По результатам данного этапа исследования выбрано рациональное значение  $L_{вып} = 5,0$  м [6, 7]. Влияние на ГС ФТЧ величины  $L_{вып}$  в представленной математической модели учитывается компоновочным коэффициентом  $k_L$ , физический смысл и значения которого будут предметом рассмотрения следующей части исследования. Характер изменения и соотношения между величинами  $\Delta P_{ФТЧ}$ ,  $\Delta P_{вып}$  и  $\Delta P_{МВ}$ , а также  $t_{ОГ}$ ,  $t_{ФТЧвх}$ ,  $\Delta t_{МВ}$ ,  $t_{ФТЧвых}$ , и  $\Delta t_{ФТЧ}$ , выявленные и описанные на первом этапе моторных исследований, для второго, третьего и четвертого этапов в среднем сохраняются. При этом величины  $\Delta t_{ФТЧ}$  и  $\Delta t_{МВ}$  уменьшаются с ростом  $g_{m.ОГ}$  и увеличиваются с ростом  $t_{ФТЧвх}$ .

**Третий этап исследований и анализ его результатов.** Для получения данных о среднеэксплуатационных значениях рабочих характеристик разработанного ФТЧ, в том числе и о его гидравлическом сопротивлении, проведен третий этап моторных исследований при  $L_{вып} = 5,0$  м [6, 7]. Для оценки этих значений применена стандартизированная методика испытаний АТС по 13-ти и 8-ми режимным стационарным циклам, содержащаяся в Правилах ЕЭК ООН № 49 и № 96 [1, 2]. Методика адаптирована к особенностям МИС и предполагает снятие следующих характеристик дизеля 2Ч10,5/12:

- режимов в.с.х.;
- нагрузочной характеристики (н.х.) частоты  $n_{кв}$  режима  $M_{кр\max}$  (н.х.  $M_{\max}$ );
- нагрузочной характеристики частоты  $n_{кв}$  режима номинальной мощности (н.х.  $N_{ном}$ ) и характеристики холостого хода (х.х.х.) [7].

При этом появляется возможность уточнить значения  $k_t$  в более широких пределах изменения температуры  $t_{ФТЧвх}$  в функции момента  $M_{кр}$  – от 0 Н·м (по х.х.х.) до  $M_{кр\max}$  (по н.х.  $M_{\max}$ ). Расходные характеристики ДМЦ для всех четырех характеристик работы дизеля 2Ч10,5/12 представлены на рис. 2.

На нем видно, что влияние  $t_{ФТЧвх}$  на ГС ДМЦ ФЭ при неизменном значении  $g_{m.ОГ}$  существенно. Это проявляется при сравнении экспериментально полученных расходных характеристик для в.с.х. и х.х.х., для которых расходы  $g_{m.ОГ}$  изменяются в практически одинаковом, наиболее широком для любого дизеля, диапазоне, а температуры  $t_{ФТЧвх}$  для одних и тех же значений  $g_{m.ОГ}$  существенно различаются. Также проявляется влияние характера и диапазона изменения  $t_{ФТЧвх}$  по режимам самих характеристик. Для н.х., по режимам которых изменениями расхода  $g_{m.ОГ}$  допустимо пренебречь, а тем-

пературы  $t_{фгч_{ex}}$  изменяются в самом широком диапазоне для дизеля, влияние  $t_{фгч_{ex}}$  на ГС ДМЦ ФЭ наиболее информативно.

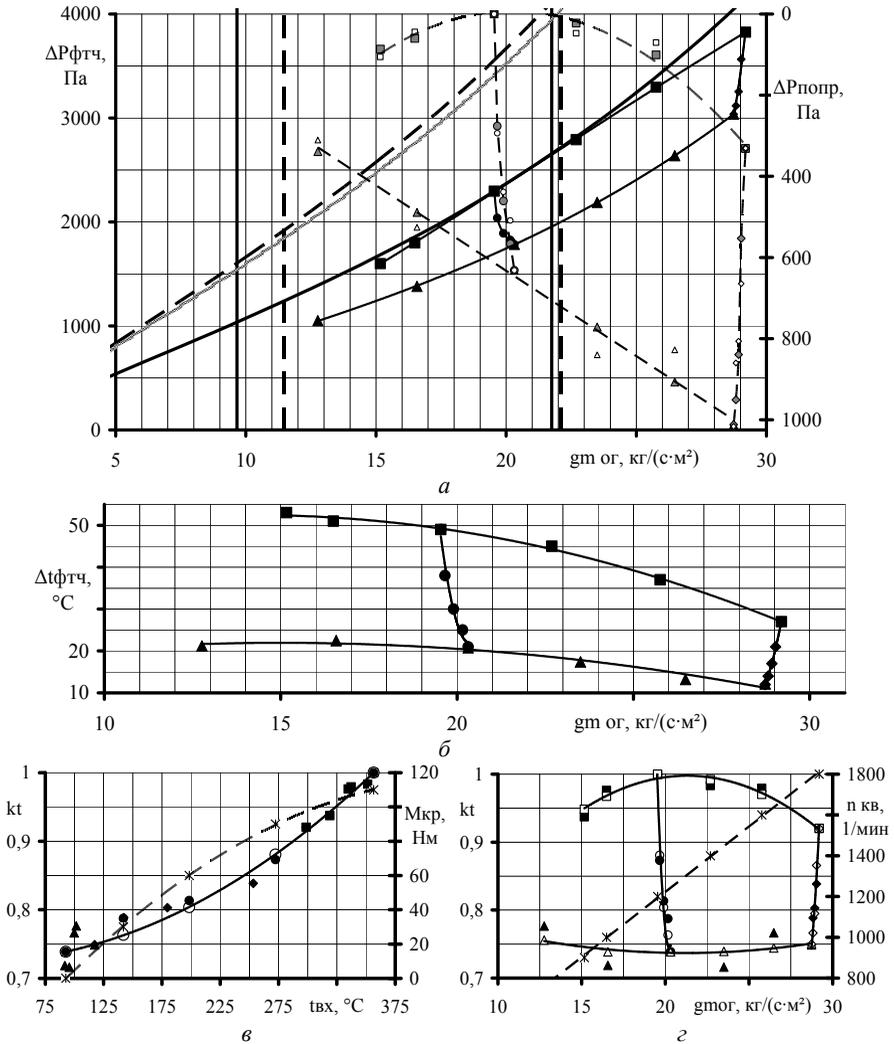


Рис. 2 – Расходные характеристики ДМЦ ФЭ, перепады температуры на нем и температурный коэффициент при испытаниях дизеля 2Ч10,5/12 по стандартизированным циклам:

■, □, ▣ – в.с.х.; ▲, △, ▴ – х.х.х.; ●, ○, ◐ – н.х. при  $n_{кв} = 1200 \text{ мин}^{-1}$ ; ◆, ◇, ◊ – н.х. при  $n_{кв} = 1800 \text{ мин}^{-1}$ ; для а: ■, ▲, ●, ◆ –  $\Delta P$ ; □, △, ○, ◊ –  $\Delta P_{попр.экс}$ ; для б: □, △, ○, ◊ –  $\Delta P_{попр.прогн}$ ; для в и г: ■, ▲, ●, ◆ –  $k_{т.экс}$ ; □, △, ○, ◊ –  $k_{т.прогн}$ ; \* –  $M_{кр}$  и  $n_{кв}$ .

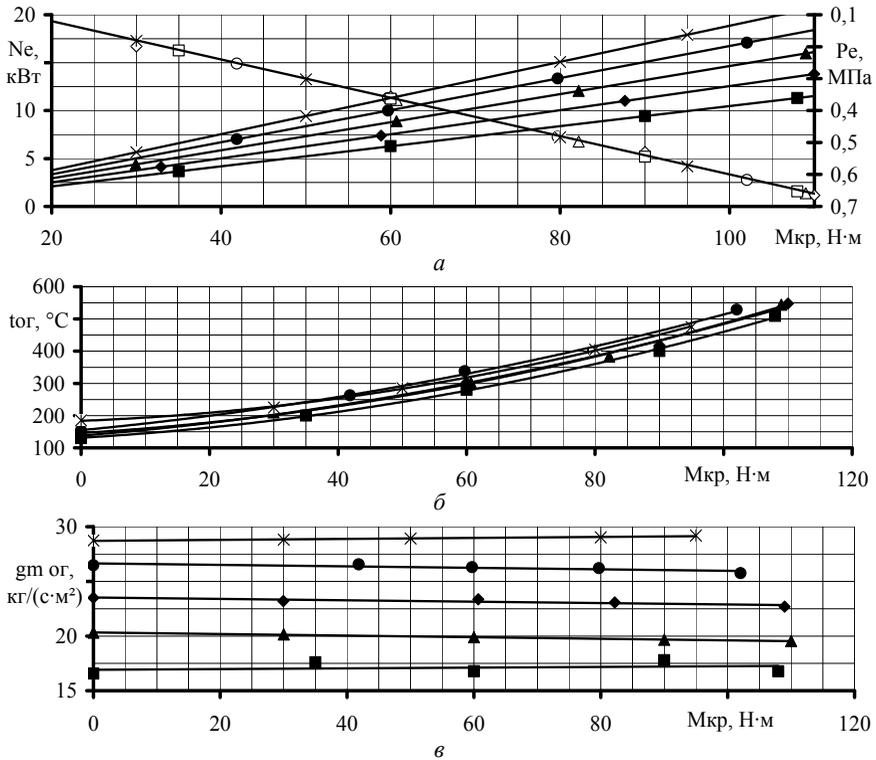


Рис. 3 – Распределения показателей дизеля 2410,5/12 по режимам н.х.: *a* – эффективной мощности, среднего эффективного давления; *б* – температуры ОГ; *в* – потока ОГ: для  $n_{кв} = 1000 \text{ мин}^{-1}$ : ■ –  $N_e$ ;  $t_{OG}$ ;  $g_{m,OG}$ ; □ –  $P_e$ ; для  $n_{кв} = 1200 \text{ мин}^{-1}$ : ◆ –  $N_e$ ;  $t_{OG}$ ;  $g_{m,OG}$ ; ◇ –  $P_e$ ; для  $n_{кв} = 1400 \text{ мин}^{-1}$ : ▲ –  $N_e$ ;  $t_{OG}$ ;  $g_{m,OG}$ ; △ –  $P_e$ ; для  $n_{кв} = 1600 \text{ мин}^{-1}$ : ● –  $N_e$ ;  $t_{OG}$ ;  $g_{m,OG}$ ; ○ –  $P_e$ ;  $n_{кв} = 1800 \text{ мин}^{-1}$ : \* –  $N_e$ ;  $t_{OG}$ ;  $g_{m,OG}$ ; × –  $P_e$ .

На рис. 2 также содержится распределение величин  $\Delta P_{нопр}$  и  $k_t$  по режимам всех снятых характеристик дизеля – экспериментально полученных (по формулам (3) и (4)) –  $\Delta P_{нопр.эксн}$  и  $k_{t.эксн}$ , и спрогнозированных с использованием предложенного подхода (по формулам (12) и (13)) –  $\Delta P_{нопр.прогн}$  и  $k_{t.прогн}$ . Величины  $\Delta P_{нопр.эксн}$  и  $\Delta P_{нопр.прогн}$  отличаются друг от друга на 18,1 – 3,3 %, в зависимости от значения  $t_{фгчвх}$  по н.х. (чем ниже  $t_{фгчвх}$ , тем выше погрешность прогнозирования). А величины  $k_{t.эксн}$  и  $k_{t.прогн}$  различаются в пределах 1,9 – 0,6 %, в зависимости от величины разницы температур ОГ между точками расходной характеристики при  $t_{OG} = \text{const}$  и расходной ха-

рактистике при  $t_{OG} \neq \text{const}$  для конкретных режимов в.с.х., что объясняется особенностями распределения погрешности измерения температуры ОГ термомпарами ТХА и прибором А566 по диапазону изменения  $t_{ФГЧех}$ .

Распределение параметров работы дизеля 2Ч10,5/12 –  $N_e$ ,  $M_{кр}$ ,  $t_{OG}$  и  $g_{m,OG}$  – по режимам в.с.х., х.х.х., н.х.  $N_{ном}$  и по н.х.  $M_{max}$  приведено на рис. 3 – 5. Как следует из их формы, результаты анализа особенностей этого распределения на предмет пригодности для использования в качестве аргумента, в функции которого рационально задавать  $k_t$ , приведенного для в.с.х. в прошлой части данного исследования [3], можно распространить и на остальные характеристики.

Экспериментально полученные значения температуры и потока ОГ описываются следующими уравнениями регрессии: для н.х. с  $n_{кв} = 1200 \text{ мин}^{-1}$  форм. (14) и (15), для н.х. с  $n_{кв} = 1800 \text{ мин}^{-1}$  форм. (16) и (17), для х.х.х. форм. (18) и (19).

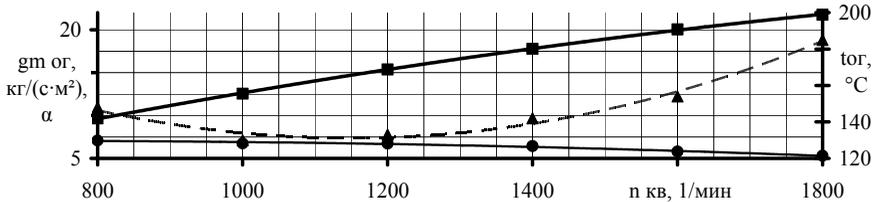


Рис. 4 – Распределение температуры и потока ОГ по режимам х.х.х. дизеля 2Ч10,5/12:

■ –  $g_{m,OG}$ ; ▲ –  $t_{OG}$ .

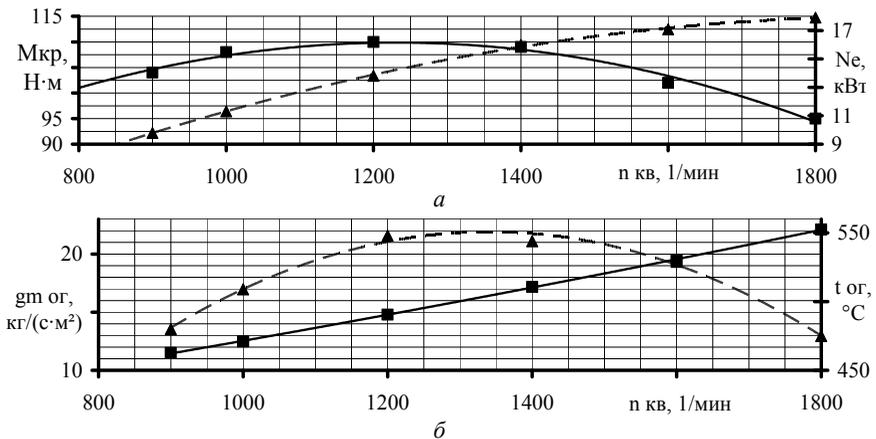


Рис. 5 – Распределения показателей дизеля 2Ч10,5/12 по режимам в.с.х.: а – эффективной мощности и крутящего момента; б – потока и температуры ОГ:

для а: ■ –  $M_{кр}$ ; ▲ –  $N_e$ ; для б: ■ –  $g_{m,OG}$ ; ▲ –  $t_{OG}$ .

$$t_{OG} = 1,866 \cdot 10^{-2} \cdot M_{кр}^2 + 1,597 \cdot M_{кр} + 137,8; R^2 = 0,99625, \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (14)$$

$$g_{m.ог.двс} = -7,317 \cdot 10^{-3} \cdot M_{кр} + 20,338; R^2 = 0,99369, \text{ кг/(с}\cdot\text{м}^2); \quad (15)$$

$$t_{OG} = 2,438 \cdot 10^{-2} \cdot M_{кр}^2 + 0,776 \cdot M_{кр} + 183,6; R^2 = 0,99940, \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (16)$$

$$g_{m.ог.двс} = 4,612 \cdot 10^{-2} \cdot M_{кр} + 28,709; R^2 = 0,95422, \text{ кг/(с}\cdot\text{м}^2); \quad (17)$$

$$t_{OG} = 1,254 \cdot 10^{-4} \cdot n_{кв}^2 - 0,288 \cdot n_{кв} + 296,6; R^2 = 0,98162, \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (18)$$

$$g_{m.ог.двс} = 1,179 \cdot 10^{-2} \cdot n_{кв} + 0,723; R^2 = 0,99926, \text{ кг/(с}\cdot\text{м}^2). \quad (19)$$

Таким образом, для ДМЦ ФЭ зависимость коэффициента  $k_t$  от температуры  $t_{фгчвх}$ , описываемая формулой (12) и определенная в ходе анализа результатов первого этапа моторных экспериментов, нашла свое подтверждение в более широком диапазоне температур.

Использование в качестве аргумента для  $k_t$  величины  $t_{фгчвх}$  удобно с практической точки зрения (системы снижения токсичности ОГ дизелей оборудованы датчиком температуры ОГ) и отражает термодинамические основы этого коэффициента. Однако, значение  $t_{фгчвх}$  формируется значением момента  $M_{кр}$ , которое, в свою очередь, определяется исключительно давлением  $P_e$ . Зависимости значений  $k_t$  для ДМЦ ФЭ от  $M_{кр}$  и  $P_e$  дизеля 2Ч10,5/12, представляющие теоретический интерес, представлены на рис. 6 и имеют следующий вид:

$$k_t = 4,320 \cdot 10^{-9} \cdot M_{кр}^4 - 6,512 \cdot 10^{-7} \cdot M_{кр}^3 + 4,012 \cdot 10^{-5} \cdot M_{кр}^2 + 9,326 \cdot 10^{-5} \cdot M_{кр} + 0,739 = 2,3454 \cdot P_e^4 - 2,2103 \cdot P_e^3 + 1,045 \cdot P_e^2 - 1,422 \cdot 10^{-2} \cdot P_e + 0,739; \\ R^2(M_{кр}) = R^2(P_e) = 0,99999. \quad (20)$$

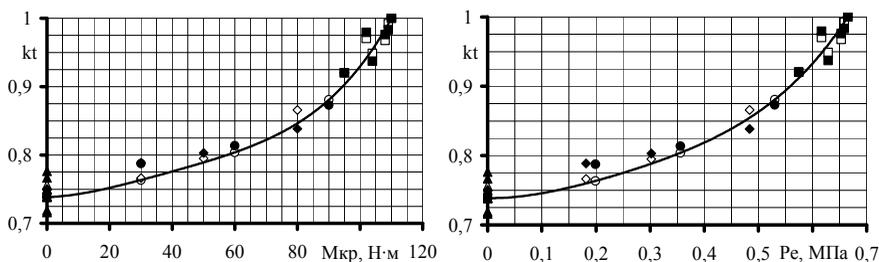


Рис. 6 – Зависимости коэффициента  $k_t$  от  $M_{кр}$  и  $P_e$ :

■, □ – в.с.х.; ▲, △ – х.х.х.; ●, ○ – н.х.  $M_{max}$ ; ◆, ◇ – н.х.  $N_{ном}$ ; ■, ▲, ●, ◆ –  $k_{t.эксп}$ ; □, △, ○, ◇ –  $k_{t.прогн}$ .

Определению физического смысла и значений компоновочного  $k_L$  и временного  $k_t$  коэффициентов посвящены следующие этапы моторных стен-

довых испытаний ДМЦ и, соответственно, части данного исследования.

**Выводы.** Разработана математическая модель для описания связи между расходными характеристиками физической модели ФТЧ и полноразмерного ФТЧ в реальных условиях эксплуатации. Она базируется на расходной характеристике модуля ФЭ при постоянной температуре ТС и использует набор коэффициентов, позволяющих учесть влияние ряда эксплуатационных факторов. Приведен и обоснован физический смысл температурного коэффициента и экспериментально определены зависимости его значения от температуры ОГ на входе в ФТЧ, которая зависит от среднего эффективного давления дизеля.

**Список литературы:** 1. Кондратенко А.Н. Математическая модель гидравлического сопротивления фильтра твердых частиц дизеля. Часть 1: настроечный коэффициент / А.Н. Кондратенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях. –Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 18 (1061). – С. 68 – 80. 2. Кондратенко О.М. Зниження викиду твердих частинок транспортних дизелів, що перебувають в експлуатації: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец 05.05.03 «Двигуни та енергетичні установки» / О.М. Кондратенко. – Харків, 2013. –20 с. 3. Кондратенко О.М. Стендові випробування автотракторного дизеля 2Ч10,5/12 за стандартизованими циклами для визначення ефективності роботи ФТЧ / О.М. Кондратенко, О.П. Строков, С.О. Вамболь // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 10 (1053). – С. 11 – 19.

**Bibliography (transliterated):** 1. Kondratenko, A. N. "Matematicheskaja model' gidravlicheskogo soprotivlenija fil'tra tverdyh chastic dizelja. Chast' 1: nastroecnyj koefficient." *Visnyk NTU «KhPI»*. Ser.: *Matematyčne modeljuvannja v tehnici ta tehnologijah*. No. 18 (1061). Kharkiv: NTU «KhPI», 2014. 68–80. Print. 2. Kondratenko, O. M. *Znyzhennja vykydu tverdyh chastynek transportnyh dyzeliv, scho perebuvajut' v ekspluataciji*. Avtoref. dys. na zdobuttja nauk. stupenja kand. tehn. nauk. Kharkiv, 2013. Print. 3. Kondratenko, O. M., O. P. Strokov and S. O. Vambol'. "Stendovi vyprobuvannja avtotraktornogo dyzelja 2Ch10,5/12 za standartyzovanymy cyklamy dlja vyznachennja efektyvnosti roboty FTCh." *Visnyk NTU «KhPI»*. Ser.: *Avtomobile- ta traktorobuduвання*. No. 10 (1053). Kharkiv: NTU «KhPI», 2014. 11–19. Print.

*Поступила (received) 26.05.2014*

УДК 621.224

**Ю.М. КУХТЕНКОВ**, канд. техн. наук, доц., НТУ «ХПІ», Харків;  
**М.Ю. КУХТЕНКОВ**, менеджер, КП «МІЦ», Харків;  
**С.О. РИЖОВ**, нач. відділу, ЗАТ НВП «Нафтогазова техніка», Липці

## ДОСЛІДЖЕННЯ ОБЕРТОВОГО ЗРИВУ В НАСОСНОМУ РЕЖИМІ ОБОРотНИХ ГІДРОМАШИН

Проведено експериментальні дослідження обертового зриву в оборотних гідравлічних машинах при напорах 200 м. Визначається число зон зриву і швидкість їх обертання. При зменшенні ви-