



Е. А. КРЕСТИН

### ОПТИМИЗАЦИЯ ЭНЕРГОЗАТРАТ НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ДОВОДКИ ТОЛКАТЕЛЯ ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА ДВИГАТЕЛЯ

#### OPTIMIZATION OF ENERGY COSTS AT THE STAGE OF DESIGNING AND REFINING OF THE PUSHER OF ENGINE GAS DISTRIBUTION MECHANISM

С целью оптимизации энергозатрат на стадии проектирования и доводки основных узлов газораспределительного механизма выполнены расчеты. Использована методика расчета кольцевых зазоров для выбора рациональных размеров конструкции узла толкателя, а также газораспределительного механизма двигателя строительных машин. Рассмотрена модель толкателя в расчетной схеме смазочной системы двигателя для строительных машин, которая способствует уточнению расчетных данных по расходам масла основных потребителей. Полученные данные ускоряют отработку конструкции двигателя на стадиях проектирования, доводки и эксплуатации машин и механизмов. Основная задача состояла в расчете толкателя указанного типа для получения данных о расходе масла через кольцевой зазор, образованный гильзой и корпусом толкателя.

**Ключевые слова:** толкатель, газораспределительный механизм, осцилляции, гидродинамические параметры, утечки жидкости, фрикционный расход, строительные машины

Использование настоящей методики расчета динамики вязкой жидкости в кольцевых зазорах обеспечивает выбор рациональных размеров конструкции узла толкателя, а также газораспределительного механизма двигателя строительных машин. Включение модели толкателя в расчетную схему смазочной системы способствует уточнению расчетных данных по

*In order to optimize energy consumption at the design stage and fine-tuning the main components of the gas distribution mechanism, calculations were performed. The method of calculating annular gaps was used to select the rational dimensions of the pusher assembly design, as well as the gas distribution mechanism of the engine of construction machines. A pusher model is considered in the design scheme of the engine lubrication system for construction vehicles, which helps to refine the calculated data on the oil consumption of the main consumers. The data obtained accelerate the development of the engine design at the design, development and operation stages of machines and mechanisms. The main task was to calculate the pusher of the indicated type to obtain data on oil consumption through the annular gap formed by the sleeve and the pusher body.*

**Keywords:** pusher, gas distribution mechanism, oscillations, hydrodynamic parameters, fluid leakage, frictional flow, construction machines

расходам масла основных потребителей, что ускоряет отработку конструкции двигателя на стадиях проектирования и доводки.

Толкатель механизма газораспределения (рис. 1) непосредственно связан с кулачком 1, управляемым движением звеньев привода. Под действием кулачка и пружины 2 толкателя, осуществляющей силовое замыкание цепи

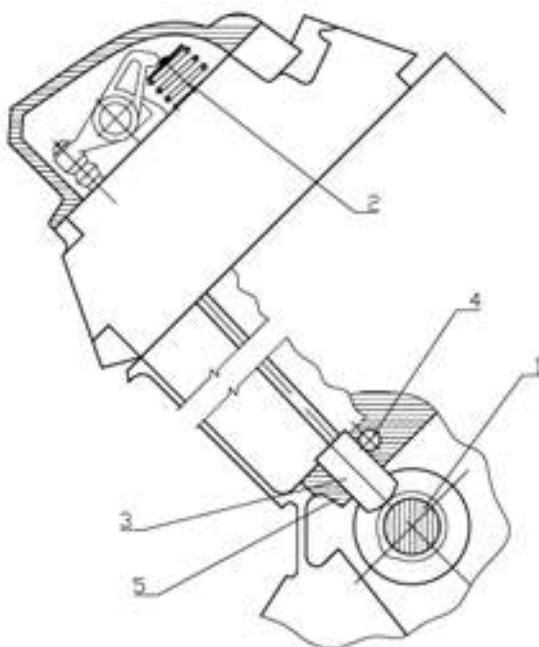


Рис. 1. Схема толкателя газораспределительного механизма:  
1 – кулачок; 2 – пружина; 3 – толкатель;  
4 – масляный канал; 5 – блок цилиндров

клапанного механизма, толкатель совершает возвратно-поступательное движение. Смазка направляющей цилиндрической части толкателя 3 поступает из масляного канала 4, просверленного в блоке цилиндров 5. Между отверстием блока (гильзой) и корпусом толкателя предусмотрен гарантированный зазор. После выполнения смазывающих и охлаждающих функций масло сливается в поддон двигателя. Таким образом, перепад давления между масляным каналом и выходным сечением из кольцевого зазора равен давлению в канале, так как на выходе из зазора равно давлению атмосферное.

За счет силы трения между кулачком и толкателем, возникающей при вращении кулачка,

плунжер в гильзе может оказаться с перекосом, совершая возвратно-поступательное движение вдоль своей оси.

Основная задача состоит в гидравлическом расчете толкателя указанного типа для получения данных о расходе масла через кольцевой зазор, образованный гильзой и корпусом толкателя.

Исследования на модели двигателя позволили снять зависимость подъема толкателя впускного клапана от угла поворота кулачка (рис. 2).

Из графика видно, что в первом полупериоде толкатель совершает возвратно-поступательное движение с максимальной амплитудой 8,05 мм, а во втором – неподвижен.

Найдем фрикционный расход, обусловленный возвратно-поступательным движением толкателя, и расход от пульсации давления масла в зазоре.

**Определение фрикционного расхода.** При возвратно-поступательном движении толкателя в обойме происходят фрикционные (переносные) утечки масла. Определим величину фрикционного расхода. Расчет ведется для половины толкателя, так как кольцевой зазор симметричен относительно оси масляного канала, проходящей перпендикулярно к оси обоймы.

Аппроксимируем график подъема толкателя (см. рис. 2) экспоненциальной зависимостью вида

$$y(\varphi) = Ae^{-B(\varphi - \varphi_0)^2}, \tag{1}$$

где  $A$  – максимальное (амплитудное) значение подъема толкателя,  $A = 8,05$  мм;

$\varphi$  – текущее значение угла поворота кулачка толкателя;

$\varphi_0$  – значение угла поворота толкателя, соответствующее максимальному (амплитудному) подъему толкателя ( $\varphi_0 = 81^\circ$ );

$B$  – коэффициент.

Величина коэффициента  $B$  определяется следующим образом.

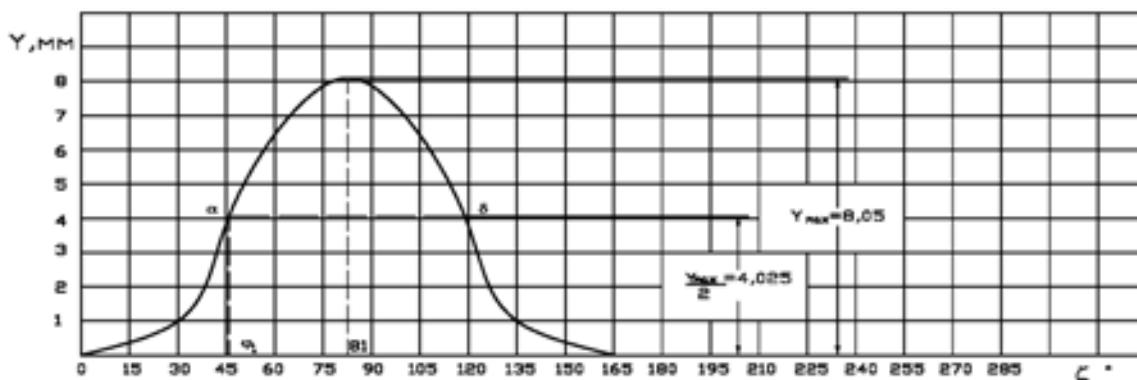


Рис. 2. График подъема толкателя впускного клапана

Проведем линию *ав*, соответствующую половине максимального подъема толкателя. Угол поворота кулачка от начала подъема толкателя до точки «а» будет равен приблизительно  $\varphi_1 = 46^\circ$  (см. рис. 2). Тогда зависимость (1) будет иметь вид

$$4,025 = 8,025e^{-B(46^\circ - 81^\circ)^2}$$

или в радианах

$$4,025 = 8,025e^{-B(0,803 - 1,414)^2}$$

Отсюда найдем значение коэффициента

$$B = \frac{\ln 2}{(0,803 - 1,414)^2} = 1,858 \text{ рад}^{-2}.$$

С учетом соотношений  $\varphi = \omega t$ ,  $\varphi_0 = \omega t_0$  функция (1) запишется таким образом:

$$y(\omega t) = Ae^{-B\omega^2(t-t_0)^2},$$

производная которой по времени будет определять скорость подъема толкателя:

$$V(t) = -2AB\omega^2(t-t_0)e^{-B\omega^2(t-t_0)^2}, \quad (2)$$

где  $\omega$  – угловая скорость вращения кулачка.

Аппроксимируем график скорости подъема толкателя системой линейных уравнений:

$$\sum_{m=0}^{m=n} \sum_{k=0}^{k=n} [A_k \cdot \sin(k\varphi_m) + B_k \cdot \cos(k\varphi_m)] = \sum_{m=0}^{m=n} V_m, \quad (3)$$

где  $V_m$  – правая часть системы линейных уравнений, определяется на основе решения зависимости (2);

$A_k, B_k$  – коэффициенты системы уравнений;

$\varphi_m$  – текущее значение угла поворота кулачка.

Фурье-компоненты скорости подъема толкателя  $v_{c,km}$  [1] в формуле удельного фрикционного расхода определяются на основании коэффициентов  $A_k, B_k$  следующим образом:

$$v_{c,km} = \frac{B_k}{2} + i \frac{A_k}{2},$$

где  $i$  – мнимая единица.

Для определения правой части системы уравнений, неизвестных коэффициентов системы (2) и фрикционного расхода утечек была составлена программа расчета на ЭВМ.

Графики изменения фрикционного расхода за цикл вращения кулачка для параметров  $\omega = 146,6$  рад/с ( $n = 1400$  об/мин);  $A = 8,05 \times 10^{-3}$  м;  $D = 3 \times 10^{-2}$  м;  $v_{85} = 0,17 \times 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с показаны на рис. 3.

Кривая 1 определена для зазора  $h = 1,3 \times 10^{-5}$  м.

Стационарный напорный расход масла в кольцевом зазоре толкателя имеет постоянное значение на протяжении всего цикла вращения кулачка при неизменном давлении в масляном канале. Фрикционный расход, обусловленный возвратно-поступательным движением толкателя, на первой четверти периода цикла изменится от минимума до максимума и вновь до минимума, совпадая при этом по направлению с напорным расходом. На второй четверти периода напорные и фрикционные утечки имеют противоположные направления. На втором полупериоде цикла вращения кулачка будут только напорные утечки, так как фрикционные равны нулю. Следовательно, общие утечки за цикл будут равны площади, ограниченной осью абсцисс и кривой Oabcde (рис. 4).

Расчеты показали, что в радиальном зазоре размером  $h = 1,3 \times 10^{-5}$  м доля напорного расхода при постоянном перепаде давления составляет около 2 % от фрикционного (амплитудного) расхода при давлении в масляном канале  $1 \times 10^5$  Па, а при давлении  $5 \times 10^5$  Па увеличивается до 10 %. С увеличением радиального зазора до  $h = 3,2 \times 10^{-5}$  м указанная доля возрастает до 12 и 58 % соответственно.

Таким образом, при минимальном значении давления в масляном канале ( $1 \times 10^5$  Па) и радиальном зазоре  $h = 1,3 \times 10^{-5}$  м напорным расходом можно пренебречь и расчет утечек вести только от фрикционного течения. При радиальном зазоре  $h = 1,3 \times 10^{-5}$  м и давлении в масляном канале  $5 \times 10^5$  Па необходимо учитывать как фрикционные, так и напорные утечки.

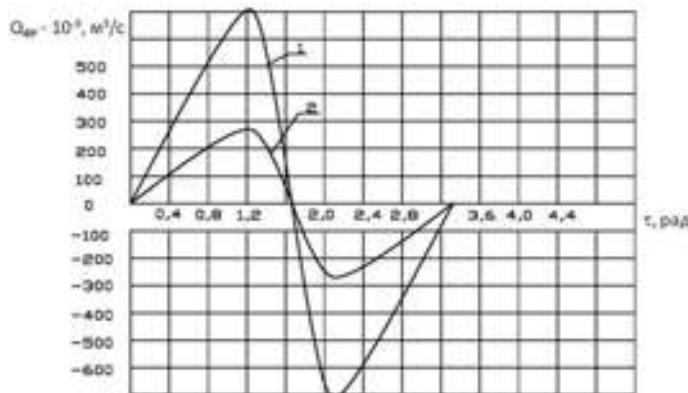


Рис. 3. Изменение фрикционного расхода утечек масла за цикл вращения кулачка при зазоре: 1 –  $3,2 \times 10^{-5}$  м; 2 –  $1,3 \times 10^{-5}$  м

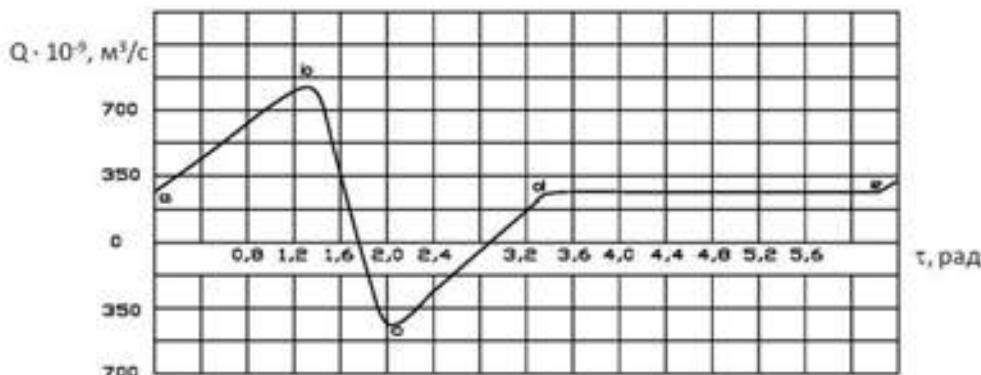


Рис. 4. Зависимость расхода утечек через кольцевой зазор толкателя за один цикл вращения кулачка

**Определение расхода утечек от пульсаций давления.** Во время испытаний модели двигателя в масляном канале были зарегистрированы пульсации давления с амплитудой  $P_0 = 0,5 \times 10^5$  Па и частотой  $f = 6,25$  Гц (рис. 5).

Определим величину расхода, обусловленную пульсациями давления на входе в кольцевой зазор толкателя.

С достаточной точностью можно считать, что закон изменения давления в масляном канале описывается «треугольным» синусом (рис. 6).

Введением масштабного коэффициента  $a = 0,319 \times 10^5$  Па изменим амплитудное значение ординаты на величину  $0,5 \times 10^5$  Па.

Разложенный в ряд Фурье «треугольный» синус запишется так:

$$P_q = \frac{4a}{\pi} \left( \sin \omega t - \frac{\sin 3\omega t}{3^2} + \frac{\sin 5\omega t}{5^2} - \Lambda \right),$$

или в экспоненциальной форме

$$P_q = \frac{4a}{\pi} \left( \frac{e^{\omega t} - e^{-\omega t}}{2i} - \frac{e^{3\omega t} - e^{-3\omega t}}{3^2 \cdot 2i} + \frac{e^{5\omega t} - e^{-5\omega t}}{5^2 \cdot 2i} - \frac{e^{7\omega t} - e^{-7\omega t}}{7^2 \cdot 2i} + \Lambda \right).$$

Величина  $z_k$  при радиальном зазоре  $h = 3,2 \times 10^{-5}$  м составляет:

$$z_k = h \sqrt{\frac{k\omega}{2\nu}} = 3,2 \cdot 10^{-5} \times \sqrt{\frac{k \cdot 2\pi \cdot 6,25}{2 \cdot 0,17 \cdot 10^{-4}}} = 0,034 \sqrt{k}.$$

Даже при числе гармоник  $k = 100$  параметр  $z_k$  будет меньше единицы. Следовательно, в данном случае имеет место низкочастотный (квазистационарный) предел.

Формула расхода от пульсаций давления при перекосе толкателя имеет вид [1, 2]:

$$Q(t)_{\Delta P} = \pi Di \sum_{k \neq 0} \left( -\frac{k_{\Delta P} \cdot h \cdot \Delta P_{kn}}{k\omega\rho L} \right) \times \left[ 1 - \frac{\sin \lambda_k^*}{\lambda_k^*} - \frac{(1 - \cos \lambda_k^*)^2}{\lambda_k^* \cdot \sin \lambda_k^*} \right] \cdot e^{-ik\omega t}, \quad (4)$$

где  $\Delta P_{kn}$  – фурье-компоненты при пульсирующем давлении;

$L$  – половина длины кольцевого зазора;

$h$  – радиальный зазор при соосном положении толкателя и гильзы;

$k_{\Delta P}$  – поправочный коэффициент, учитывающий перекося толкателя в гильзе, величина экспериментальная;  $k_{\Delta P} = 0,6$ .

Величина экспериментального коэффициента  $k_{\Delta P}$  совпадает с эмпирическим коэффициентом, полученным в работе [3], при определении утечек по поршневым группам в случае перекося поршня в цилиндре.

Разложим тригонометрические функции, стоящие в квадратных скобках формулы (4), в ряд по малому параметру  $\lambda_k^*$ , удерживая малые величины  $\lambda_k^*$  в степени не выше второй:

$$1 - \frac{\sin \lambda_k^*}{\lambda_k^*} - \frac{(1 - \cos \lambda_k^*)^2}{\lambda_k^* \cdot \sin \lambda_k^*} = 1 - 1 + \frac{1}{6} (\lambda_k^*)^2 - \frac{1}{4} (\lambda_k^*)^4 - \frac{1}{12} (\lambda_k^*)^2 = -\frac{1}{12} \frac{k\omega h^2}{\nu}. \quad (5)$$

Фурье-компоненты пульсаций перепада давления в формуле (4) определяются так:

$$\left. \begin{aligned} \Delta P_{2k} &= 0, \\ \Delta P_{(2k-1)} &= \pm \frac{\pi}{4} \frac{i}{k^2 2} \end{aligned} \right\}, \quad (6)$$

где знак плюс берется при  $k = 1, -3, 5, -7, \dots$ ; знак минус – при  $k = -1, 3, -5, 7, \dots$

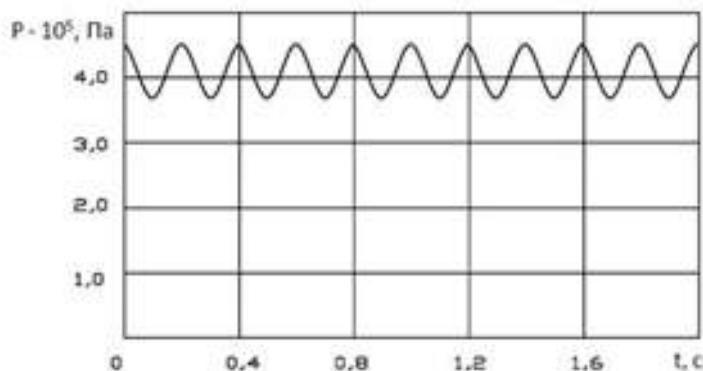


Рис. 5. График пульсаций давления в масляном канале

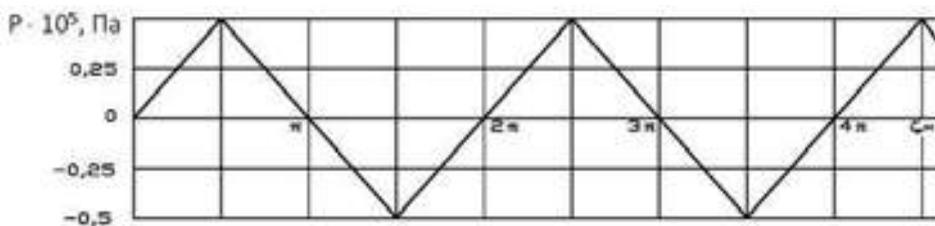


Рис. 6. Аппроксимированная функция пульсаций давления

Реальная часть комплексного выражения (4), с учетом разложения (5), имеет вид

$$Q(t)_{\Delta P} = \frac{\pi D h^3}{12 \mu L} \sum_{k \neq 0} \Delta P \cdot \sin k \omega t. \quad (7)$$

График изменения расхода от пульсаций давления для радиального зазора  $3,2 \times 10^{-5}$  м, с учетом перекоса толкателя в гильзе, представлен на (рис. 7).

На рис. 8 изображен график изменения расхода от пульсаций давления за период при различном угле перекоса толкателя в обойме для радиального зазора  $1,3 \times 10^{-5}$  м.

Анализ графических зависимостей для величины расхода показал, что с увеличением

радиального зазора доля стационарной компоненты расхода и расхода от пульсаций давления в общих утечках увеличивается.

Если при зазоре  $1,3 \times 10^{-5}$  м, угловой скорости вращения кулачка 146,6 рад/с, давлении в масляном канале  $1 \times 10^{-5}$  Па ими можно пренебречь (0,6 и 1,2 %), то при зазоре  $3,2 \times 10^{-5}$  м угловой скорости 31,42 рад/с и давлении в масляном канале  $1 \times 10^{-5}$  Па стационарный расход уже в 1,65 раза превышает фрикционный. Во всем диапазоне изменения радиального зазора при угловой скорости вращения кулачка толкателя 146,6 рад/с динамической составляющей расхода от пульсаций давления можно пренебречь.

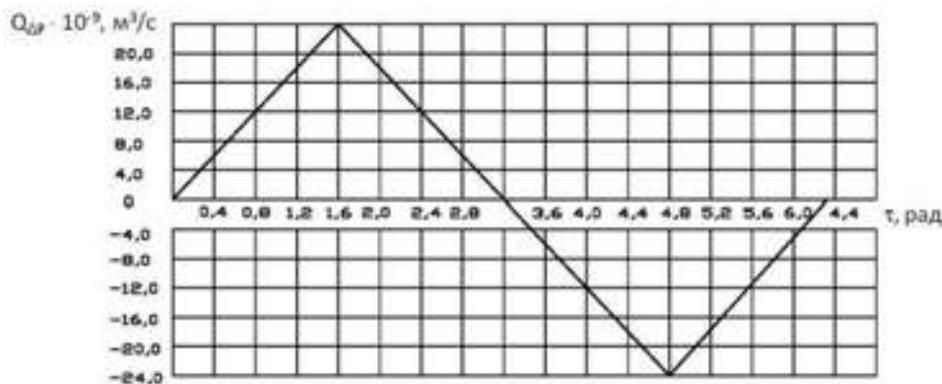


Рис. 7. Изменение расхода за период через кольцевой зазор толкателя от пульсаций давления

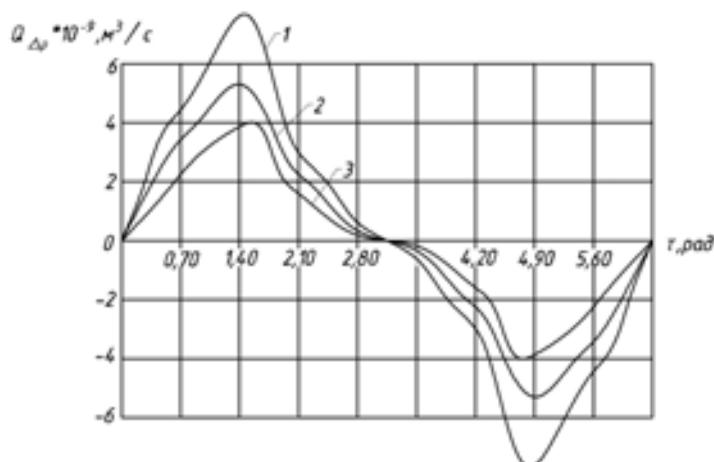


Рис. 8. График изменения расхода от пульсаций давления при различном угле перекоса толкателя в обойме

**Выводы.** 1. В зависимости от сочетания величины зазора, угловой скорости кулачка и давления в канале, расчет утечек следует вести или только от фрикционного течения, или с учетом всех составляющих общего расхода.

2. При радиальном зазоре, определяемом допуском на изготовление толкателя и обоймы, от  $1,3 \times 10^{-5}$  до  $3,2 \times 10^{-5}$  м, давления в масляном канале  $(1 \dots 5) \times 10^5$  Па и угловой скорости вращения кулачка толкателя 31,42–146,6 рад/с доля составляющих от общего расхода утечек различна.

3. При зазоре  $1,3 \times 10^{-5}$  м, давлении в масляном канале  $1 \times 10^5$  Па и угловой скорости вращения кулачка 146,6 рад/с стационарным расходом и расходом от пульсаций давления можно пренебречь.

4. При зазоре  $3,2 \times 10^{-5}$  м, давлении в масляном канале  $1 \times 10^5$  Па, угловой скорости вращения кулачка 31,42 рад/с необходимо учитывать все составляющие общего расхода: фрикционный, стационарный, а также расход от пульсаций давления.

5. Реализованная в виде программы на ЭВМ методика расчета толкателя газораспределительного механизма двигателя строительных машин может быть рекомендована для использования как на этапе составления технического задания [4–8], так и при эксплуатации уже существующих механизмов, что позволит значительно сократить число испытаний при создании бесконтактных уплотнений подвижных соединений указанных машин и механизмов.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Крестин Е.А. Расчет расхода утечек через кольцевой зазор при перекосе плунжера в обойме // Научное обозрение. 2014. №.12. С. 524–526.

2. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике. М.: Наука, 1984. 832 с.

3. Скрицкий В.Я., Рокшевский В.А. Анализ величин утечек по поршневым группам насоса Н-518 и определение объемного КПД // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. М.: Техника. 2006. Вып. 5. С. 93–100.

4. Галицков С.Я., Дуданов И.В. Автоматизированный гидропривод поворотной платформы экскаватора // Труды секции «Строительство». Строительный вестник Российской инженерной академии. Вып. 8. М., 2007. С. 15–18.

5. Лозовецкий В.В. Гидро- и пневмосистемы транспортно-технологических машин. СПб., 2012. 560 с.

6. Гидравлика и гидропневмопривод. Ч 2: Гидравлические машины и гидропневмопривод / под ред. А.А. Шейпака. 4-е изд., доп. и перераб. М.: МГИУ, 2009. 352 с.

7. Баишта Т.М., Руднев С.С. Гидравлика, гидромашины, гидропривод. М.: Машиностроение, 2002. 423 с.

8. Белоцерковский О.М., Денисенко В.В., Конюхов А.В., Опарин А.С., Трошкин О.В., Четкин В.М. Численное исследование устойчивости течения Тейлора между двумя цилиндрами в двухмерном случае // Журнал вычислительной математики и математической физики. 2009. № 4. С. 754–768.

## REFERENCES

1. Krestin E.A. Calculation of leakage rate through the annular gap when the plunger is skewed in the holder. *Nauchnoe obozrenie* [Scientific Review], 2014, no. 12, pp. 524–526. (in Russian)

2. Korn G., Korn T. *Spravochnik po matematike* [Math reference]. Moscow, Nauka, 1984. 832 p.

3. Skrickij V. Ja., Rokshevskij V. A. Analysis of leakage values for piston groups of the pump N-518 and determination of volumetric efficiency. *Gidroprivod i gidropnevmoavtomatika* [Hydraulic Drive and Hydro pneumatic Automation], 2006, no. 5, pp. 93-100. (in Russian)

4. Galickov S.Ja., Dudanov I.V. Excavator Swing Platform Hydraulic Drive. *Trudy sekcii «Stroitel'stvo». Stroitel'nyj vestnik Rossijskoj inzhenernoj akademii* [Proceedings of the Section "Construction". Construction Bulletin of the Russian Academy of Engineering], 2007, no. 8, pp. 15-18. (in Russian)

5. Lozoveckij V.V. *Gidro- i pnevmosistemy transportno-tehnologicheskikh mashin* [Hydro and pneumatic systems of transport and technological machines]. Saint Petersburg, 2012. 560 p.

6. Shejpak A.A. Hydraulics and hydropneumatic actuator. *Gidravlicheskie mashiny i gidropnevmoprivod* [Hydraulic machines and hydropneumatic actuator]. 4th ed. Moscow. Moscow Polytechnic University, 2009. 352 p.

7. Bashta T.M., Rudnev S.S. *Gidravlika, gidromashiny, gidroprivod. Mashinostroenie* [Hydraulics, hydraulic machines, hydraulic drive. Mechanical engineering]. Moscow, 2002. 423 p.

8. Belocerkovskij O.M., Denisenko V.V., Konjuhov A.V., Oparin A.S., Troshkin O.V., Chechetkin V.M. Numerical study of the stability of the Taylor flow between two cylinders in the two-dimensional case. *Zhurnal vychislitel'noj matematiki i matematicheskoy fiziki* [Computational Mathematics and Mathematical Physics], 2009, no. 4, pp. 754–768. (in Russian)

Об авторе:

**КРЕСТИН Евгений Александрович**

кандидат технических наук, профессор кафедры теплогазоснабжения и вентиляции Самарский государственный технический университет Академия строительства и архитектуры 443100, Россия, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 194 E-mail: krestin@bk.ru

**KRESTIN Evgeny A.**

PhD in Engineering Science, Professor of the Heat and Gas Supply and Ventilation Chair Samara State Technical University Academy of Architecture and Civil Engineering 443001, Russia, Samara, Molodogvardeyskaya str., 194 E-mail: krestin@bk.ru

Для цитирования: Крестин Е.А. Оптимизация энергозатрат на стадии проектирования и доводки толкателя газораспределительного механизма двигателя // Градостроительство и архитектура. 2019. Т. 9, № 4. С. 156–162. DOI: 10.17673/Vestnik.2019.04.22.

For citation: Krestin E.A. Optimization of Energy Costs at the Stage of Designing and Refining of the Pusher of Engine Gas Distribution Mechanism. *Gradostroitel'stvo i arhitektura* [Urban Construction and Architecture], 2019. Vol. 9, no. 4. Pp. 156–162. (in Russian) DOI: 10.17673/Vestnik.2019.04.22.

Уважаемые читатели!

Научно-технический журнал «Градостроительство и архитектура» приглашает Вас опубликовать статью.

Журнал включен в перечень рецензируемых научных изданий, индексируется в РИНЦ, CrossRef и ERIH PLUS

По вопросам, связанным с публикацией статей, обращаться **vestniksgasu@yandex.ru**

Полная информация о журнале на сайте **journal.samgasu.ru**