

З. Я. ЛУРЬЕ, А. И. ПАНЧЕНКО, В. М. СОЛОВЬЕВ, А. И. ГАСЮК

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА НА ПУЛЬСАЦИЮ ПОДАЧИ ПУТЕМ ОПТИМИЗАЦИИ И ТРЕХМЕРНОГО ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

В статье, на основе оптимизации и трехмерного численного моделирования рабочего процесса шестеренного насоса внешнего зацепления, изложены результаты исследования пульсации скорости (подачи) в зависимости от наличия и отсутствия разгрузочной полости, величины давления в камере нагнетания и частоты вращения. На основе предложенной математической модели шестеренного насоса с учетом бокового зазора и коэффициента высоты ножки сформулирована и решена задача многокритериальной оптимизации. Полученное решение было использовано для построения 3D модели и дальнейшего исследования в программе вычислительной гидродинамики. Проведенные исследования показали, что введение в конструкцию разгрузочных полостей дает снижение относительной величины пульсации скорости на 6,9 %; увеличение давления на выходе из насоса с 0,16 МПа до 16 МПа привело к уменьшению пульсации скорости на 6,1 %; увеличение частоты вращения шестерен от 2 мин⁻¹ до 2400 мин⁻¹ вызвало рост пульсации на 4,1 %.

Ключевые слова: шестеренный насос внешнего зацепления; многокритериальная оптимизация; критерии оптимизации; параметрические, функциональные и критериальные ограничения; численное моделирование; пульсация скорости.

Введение. Простота конструкции, дешевизна изготовления, надежность в эксплуатации, широкая область применения гарантируют шестеренным насосам внешнего зацепления существенный сегмент современного рынка гидравлического привода. На текущий момент каталоги таких мировых лидеров по производству гидравлического оборудования как Sauer Danfoss, Bosch Rexroth, Casappa, Parker и др. содержат обширную унифицированную номенклатуру шестеренных насосов, в том числе с внешним эвольвентным зацеплением, что является свидетельством востребованности данного продукта.

Несмотря на продолжительную историю развития математического аппарата для расчета шестеренных насосов, имеющегося опыта проектирования, наличие значительного объема экспериментального материала и существующий широкий номенклатурный ряд, к современным шестеренным насосам предъявляются новые требования, среди которых можно отметить:

- **увеличение КПД.** Этот вопрос исследован в работах [1–4]: в работе [1] рассматривается уменьшение потерь в зазоре между вершинами зубьев шестерен и корпусом насоса путем введения дополнительного усилия и последующего уменьшения величины зазора; в работе [2] на основе проведения численного моделирования насоса проанализирована проблема переноса элементарных объемов жидкости шестернями из камеры нагнетания в камеру всасывания при высоких частотах вращения, что приводит к снижению объемного КПД насоса; работы [3, 4] посвящены численному и экспериментальному определению величины объемного КПД насосов;

- **оптимизация параметров зубчатого зацепления и геометрии полостей.** Этот вопрос исследован в работах [5, 6]: в работе [5], на основе решения задачи многокритериальной оптимизации осуществляется построение дерева логических решений, функция цели – КПД; предложенная в докладе [6] программа проектирования шестеренных насосов HYGESim использует для получения решения один из критериев оптимизации, который направлен на снижение пульсации давления;

- **снижение пульсаций скорости и давления.**

Этот вопрос исследован в работах [7, 8]: в работе [7], на основе проведения оптимизации и численного моделирования теоретически обосновывается возможность снижения пульсаций скорости и давления; в работе [8] проведено теоретическое и экспериментальное исследование пульсации давления в камере нагнетания серийного насоса НШ-32К. Сообщается, что расхождение теоретических и экспериментальных данных составило порядка 14 %.

- **повышение максимального давления на выходе насоса.** Этот вопрос исследован в работах [9, 10]: в работе [9] предложено теоретическое обоснование возможности создания специализированного шестеренного насоса с давлением до 34,5 МПа при частоте вращения 3000 мин⁻¹; в работе [10], на основе новой запатентованной конструкции шестеренного насоса с пониженными внутренними утечками, проведено его экспериментальное сравнение с серийными насосами – при номинальном рабочем давлении (зафиксирован КПД 90 % и более) и давлении 32 МПа (зафиксирован КПД 74–88 %).

Следует отметить, что перечисленные выше перспективные направления исследования относятся к формированию нового научного направления в области разработки и проектирования шестеренных насосов. В настоящей статье на обсуждение выносятся результаты исследований, которые являются продолжением цикла работ [11–14].

Анализ литературных источников. В работе [15] рассмотрена постановка оптимизационной задачи, направленной на решение вопросов связанных с улучшением качественных показателей шестеренного насоса (далее НШ): рабочего объема, коэффициента перекрытия, радиальных зазоров во впадинах шестерен, удельных скольжений и др., значения которых зависят от параметров зубчатой передачи. Решение этой задачи многокритериальной оптимизации предполагалось решать с использованием метода исследования пространства параметров [16, 17].

Авторы работы [18], на основе решения двухмерной CFD задачи, провели численное моделирование влияния величины зазора между шестернями на выходные

характеристики насоса марки PGP компании Parker.

При проведении моделирования были приняты следующие допущения: рабочая жидкость является ньютоновской и несжимаемой; рабочая жидкость изначально неподвижна и изотермична, параметры постоянны.

Начальное условие: скорость V в начальный момент времени равна нулю, граничные условия: скорость на стенках корпуса равна нулю; на поверхностях шестерен равна заданной частоте вращения, стандартная $k-\varepsilon$ модель турбулентности. Для зазоров между шестернями 15, 22 и 30 мкм при частотах вращения 2000, 2500, 3000 и 3500 мин^{-1} были получены кривые пульсации мгновенной подачи в кг/с (следовательно скорости) и давления в psi (рис. 1). Анализ результатов расчета показал, что коэффициент неравномерности (пульсации) давления составляет порядка 0,67 %, что значительно меньше коэффициента неравномерности массовой подачи, значение которого $\sim 27,4$ %.

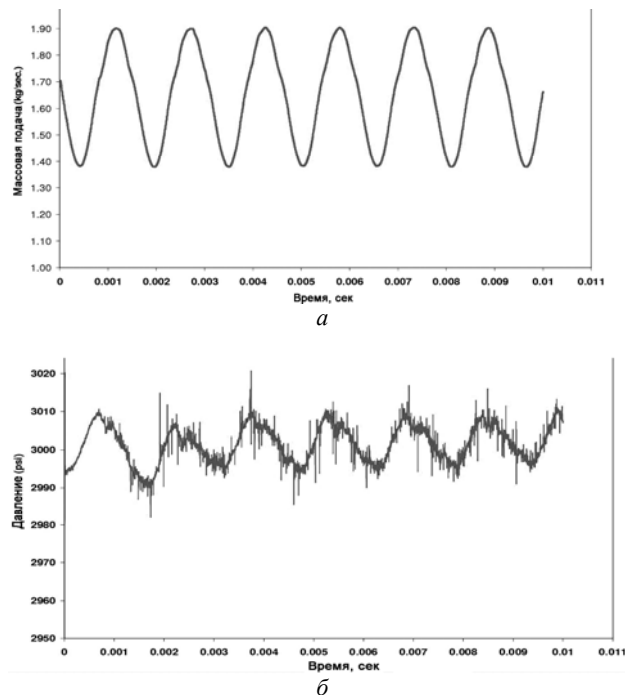


Рис. 1 – Результат численного исследования течения в НШ с величиной зазора между шестернями 30 мкм при частоте вращения 3000 мин^{-1} , давлении 3000 psi : а – пульсация массового расхода; б – пульсация давления в точке области нагнетания

В работе [19] рассмотрено проведение математического и экспериментального исследования НШ компании Casappa (Италия). Анализ полученных результатов показывает, что коэффициент неравномерности давления на выходе НШ составляет $\sim 2,47$ %, а неравномерность подачи – 30,7 % (рис. 2 и рис. 3), что сопоставимо с результатами неравномерности давления (0,67 %) и подачи 27,4 % ранее рассмотренной работы [18], относительная пульсация давления существенно меньше относительной пульсации подачи.

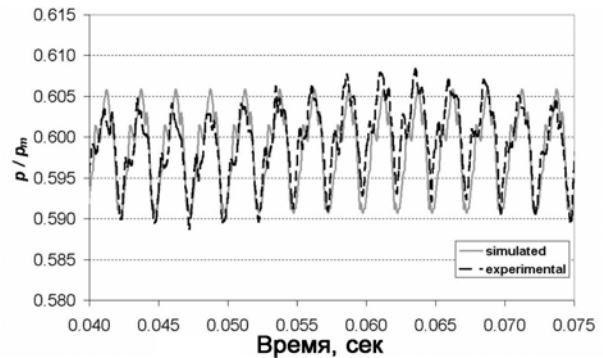


Рис. 2 – Сравнение численных и экспериментальных данных по изменению величины коэффициента давления нагнетания в функции времени при частоте вращения $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$

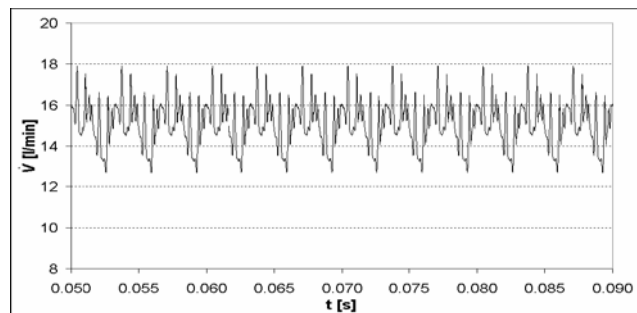


Рис. 3 – Кривая мгновенной подачи (в л/мин) при численном моделировании НШ компании Casappa при частоте вращения $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и давлении $p = 200 \text{ бар}$

Работа [20] посвящена экспериментальным исследованиям НШ с прозрачным корпусом, позволяющим проводить визуализацию потока в рабочей части насоса. Были получены кривые пульсаций давления на линиях всасывания и нагнетания (рис. 4), а видеосъемка зафиксировала моменты появления кавитационных пузырьков и их схлопывание.

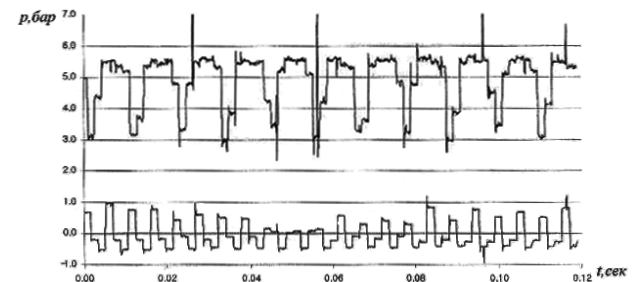


Рис. 4 – Пульсации давления на входе и выходе насоса за один оборот, при давлении в линии нагнетания $p = 0 \text{ бар}$, давление в линии всасывания $P = 5 \text{ бар}$, частота вращения 500 мин^{-1} , число зубьев шестерен $Z = 11$

Завершая обзор, можно сделать общий вывод: пульсации потока и давления в НШ существуют; применение оптимизационных методов для определения параметров НШ целесообразно совмещать в комбинации с CFD программами.

Постановка задачи. Результаты анализа показали, что разработка НШ с улучшенным рабочим процессом и выходными характеристиками продолжает оставаться актуальной проблемой. Ее решение связано не только с улучшением

конструктивных решений, но и с использованием на этапе проектирования расчет и выбор параметров зубчатого зацепления на основе методов оптимизации математических моделей с последующими исследованиями влияния геометрических параметров на гидродинамику движущейся жидкости с помощью CFD программ.

Основная часть. Рассматривая на первом этапе НШ как объект многокритериальной оптимизации, в математическую модель были включены функциональные уравнения и функциональные ограничения, варьируемые параметры и их ограничения, критерии оптимальности и критериальные ограничения. Уравнения, определяющие диаметры вершин d_a и впадин d_f зубьев, с учетом DIN 3960 (Германия) включены в математическую модель.

В качестве метода многокритериальной оптимизации принят метод исследования пространства параметров, алгоритм поиска оптимальных решений которого характеризуется этапами, подробно изложенными в работах [13, 14].

Полученное в результате проведения многокритериальной оптимизации решение (табл. 1) по определению параметров НШ было использовано для построения компьютерной 3D модели насоса, которая была использована для проведения численного трехмерного моделирования потока.

Таблица 1 – Результат расчета параметров зубчатого зацепления

Обозначение параметра	Мат. модель	Обозначение параметра	Мат. модель
d_a , мм	55,01	h_a^*	1,17
d_b , мм	37,89	m , мм	5
d_f , мм	33,24	d_w , мм	45
d , мм	40	$J\omega$, мм	0,03
a_w , мм	45	c^*	0,25
α_w , °	33°20'	Z	8
X	0,6688	α , °	20
X_{min}	0,627	h_f^*	1,345

Для дальнейшего расчета в CFD программе были заданы следующие начальные и граничные условия: модель вязкой несжимаемой жидкости с расчетом уравнений скорости, давления и дополнительно добавленной моделью расчета течения в зазорах. Для частоты вращения шестерен 2400 мин^{-1} выбрана стандартная $k-\epsilon$ модель турбулентности, для частоты вращения 2 мин^{-1} выбрана ламинарная модель движения жидкости. Рабочая жидкость – керосин.

Приведенные на рис. 5 результаты получены для частоты вращения шестерен $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$, давление на выходе равно $P_{\text{вых}} = 16 \text{ МПа}$.

Представленные на рис. 6 результаты получены для частоты вращения шестерен $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$, конструктивное исполнение НШ – без разгрузки.

Представленные на рис. 7 данные получены для давления на выходе $P_{\text{вых}} = 0,1 \text{ МПа}$, конструктивное исполнение НШ – без разгрузки.

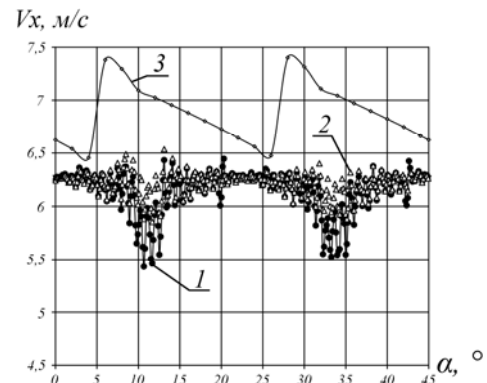


Рис. 5 – Влияние наличия конструктивных разгрузочных полостей на пульсацию скорости V_x на выходе из насоса: 1 – без полостей (без разгрузки); 2 – с полостями (с разгрузкой); 3 – изменение площади S камеры нагнетания, $\text{мм}^2 \cdot 10^{-2}$

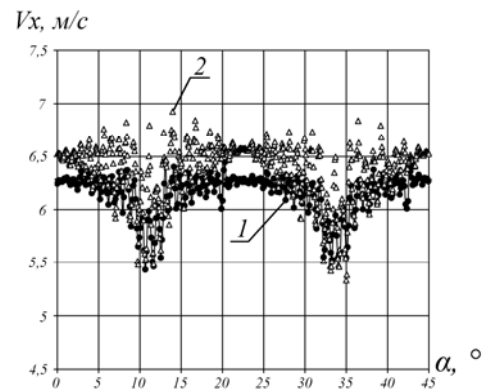


Рис. 6 – Влияние величины давления $P_{\text{вых}}$ на выходе из насоса на пульсацию скорости V_x : 1 – давление на выходе $P_{\text{вых}} = 16 \text{ МПа}$; 2 – давление на выходе $P_{\text{вых}} = 0,16 \text{ МПа}$

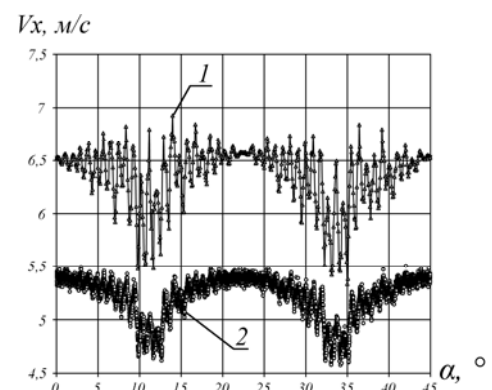


Рис. 7 – Влияние частоты вращения шестерен насоса на пульсацию скорости V_x : 1 – частота вращения шестерен $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$; 2 – частота вращения шестерен $n = 2 \text{ мин}^{-1}$, значения скорости V_x умножены на коэффициент масштаба $K = 1000$

Анализ представленных в табл. 2 результатов показывает, что введение в конструкцию разгрузочных полостей дает снижение относительной величины пульсации скорости на 6,9%; увеличение развиваемого насосом давления с 0,16 МПа до 16 МПа дало

уменьшение величины пульсации на 6,1 %; 2400 мин⁻¹ привело к росту пульсации на 4,1 %.
увеличение частоты вращения шестерен от 2 мин⁻¹ до

Таблица 2 – Результат расчета величины пульсации скорости V_x

Вариант	V_x , м/с				Относительная пульсация, %
	min	max	средняя	Δ	
Без разгрузки	5,5	6,37	5,935	0,87	14,7
С разгрузкой	5,92	6,4	6,16	0,48	7,8
16 МПа	5,5	6,3	5,9	0,8	13,6
0,16 МПа	5,45	6,64	6,045	1,19	19,7
2400 мин ⁻¹	5,5	6,72	6,11	1,22	20,0
2 мин ⁻¹	0,00466	0,00545	0,005055	0,00079	15,6

Выводы. 1. Проведенный обзор публикаций показывает, что решение задач по обеспечению выполнения новых требований к шестеренным насосам внешнего зацепления осуществляется на основе решения многокритериальной задачи оптимизации, с последующим математическим, численным и/или экспериментальным моделированием.

2. На основе предложенной математической модели шестеренного насоса с учетом бокового зазора и коэффициента высоты ножки сформулирована и решена задача многокритериальной оптимизации с учетом параметрических, функциональных и критериальных ограничений.

3. Выполненное численное моделирование позволило количественно определить влияние конструктивных и эксплуатационных параметров на величину пульсации скорости V_x (подачи) на выходе шестеренного насоса. Полученные результаты численного моделирования позволяют проектировать насосы с улучшенными параметрами, создавая предпосылки для дальнейшего развития объемного гидропривода.

Список литературы: 1. Osinski P. Strength calculations of an element compensating circumferential backlash in the external gear pump / P. Osinski, G. Chruscielski // Journal of theoretical and applied mechanics. – 2016. – Vol. 1, № 54. – P. 251–262. 2. Del Campo D. Pressure effects on the performance of external gear pumps under cavitation / D. del Campo, R. Castilla, G. A. Raush [et al.] // Journal of Mechanical Engineering Science. – 2014. – Vol. 228 (16). – P. 2925–2937. 3. Borghi M. External gear pump volumetric efficiency: numerical and experimental analysis / M. Borghi, B. Zardin, E. Specchia // SAE, Comvec. – Rosemont, IL, United States, 6 October 2009. 4. Michael P. An investigation of external gear pump efficiency and stribeck values / P. Michael, H. Khalid, T. Wanke // SAE. – 2012. – Doi:10.4271/2012-01-2041. 5. Osinski P. Discrete optimization of a gear pump after tooth root undercutting by means of multi-valued logic trees / P. Osinski, A. Deptula, M. A. Partyka // ASME. – 2013. – Vol. 13 (4). – P. 422–431. 6. Casoli P. Optimization of relevant design parameters of external gear pumps / P. Casoli, A. Vacca, G. L. Berta // Proceedings of the 7th JFPS. – Toyama, 15–18 September 2008. – P. 277–282. 7. Noorpoor A. R. Optimization gear oil pump in order to energy saving and environmental impact in a diesel engine / A. R. Noorpoor // IJAE. – 2013. – Vol. 3. – P. 496–507. 8. Svishchev A. V. The theoretical and experimental studies comparison of the pressure pulsation in the discharge chamber of the gear pump / A. V. Svishchev, I. P. Aistov // Procedia Engineering. – 2015. – Vol. 113. – P. 186–191. 9. Heisler A. The design of low-inertia, high-speed external gear pump/motors for hydrostatic dynamometer systems / A. Heisler, J. Moskwa, F. Fronczak // SAE. – 2009. – Doi:10.4271/2009-01-1117. 10. Osinski P. Hydraulic tests of high-performance gear pump prototype / P. Osinski // Wulfenia Journal. – 2015. – Vol. 22 (1). – P. 458–469. 11. Лурье З. Я. Многокритериальное проектирование качающего узла шестеренного насоса внешнего зацепления /

З. Я. Лурье, А. И. Гасюк, В. М. Соловьев // Промислова гідроліка і пневматика. – 2014. – № 1 (43). – С. 64–70. 12. Лурье З. Я. Численное моделирование гидродинамики рабочего процесса шестеренного насоса внешнего зацепления / З. Я. Лурье, А. И. Гасюк, В. М. Соловьев // Промислова гідроліка і пневматика. – 2014. – № 2 (44). – С. 46–53. 13. Лурье З. Я. Многокритериальная оптимизация и численное моделирование рабочего процесса шестеренного насоса внешнего зацепления / З. Я. Лурье, А. И. Панченко, А. И. Гасюк [и др.] // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – 2014. – Т. 3, вип. 14. – С. 103–127. 14. Лурье З. Я. Трехмерное численное моделирование рабочего процесса оптимального шестеренного насоса / З. Я. Лурье, А. И. Панченко, А. И. Гасюк [и др.] // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – 2015. – Т. 3, вип. 15. – С. 3 – 30. 15. Лурье З. Я. Математическая модель качающего узла шестеренного насоса внешнего зацепления как объекта многокритериальной оптимизации / З. Я. Лурье, И. В. Коваленко // Вибрации в технике и технологиях. – 2003. – № 3 (29). – С. 9–13. 16. Соболев И. М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / И. М. Соболев, Р. Б. Статников. – М.: Дрофа, 2006. – 175 с. 17. Статников Р. Б. Многокритериальное проектирование машин / Р. Б. Статников, И. Б. Матусов. – М.: Знание, 1989. – № 5. – 48 с. 18. Hyun K. Two-dimensional CFD analysis of a hydraulic gear pump / K. Hyun, M. Hazel, P. Suresh // American society Eng. – 2007. – 18 p. 19. Casoli P. A numerical model for the simulation of external gear pumps / P. Casoli, A. Vacca, G. Ranzoni // JFPS. – Tsukuba, Japan, 7–10 November 2005. 20. Stryczek J. L. Visualization research of the flow processes in the outlet chamber-outlet bridge-inlet chamber zone of gear pumps / J. Stryczek, P. Antoniak, O. Jakhno [et al.] // Archives of Civil and Mechanical Engineering. – 2014. – P. 1–14.

References: 1. Osinski, P., and G. Chruscielski. "Strength calculations of an element compensating circumferential backlash in the external gear pump." *Journal of theoretical and applied mechanics* 54.1 (2016): 251–262. Print. 2. Del Campo, D., et al. "Pressure effects on the performance of external gear pumps under cavitation." *Journal of Mechanical Engineering Science* 228.16 (2014): 2925–2937. Print. 3. Borghi, M., B. Zardin and E. Specchia. "External gear pump volumetric efficiency: numerical and experimental analysis." *SAE, Comvec*. Rosemont, IL, United States, 2009. Print. 4. Michael, P., H. Khalid and T. Wanke. "An investigation of external gear pump efficiency and stribeck values." *SAE*. 2012. doi:10.4271/2012-01-2041. Print. 5. Osinski, P., A. Deptula and M. A. Partyka. "Discrete optimization of a gear pump after tooth root undercutting by means of multi-valued logic trees." *ASME* 13.4 (2013): 422–431. Print. 6. Casoli, P., A. Vacca and G. L. Berta. "Optimization of relevant design parameters of external gear pumps." *The 7th JFPS*. Toyama, 15–18 September 2008. 277–282. Print. 7. Noorpoor, A. R. "Optimization gear oil pump in order to energy saving and environmental impact in a diesel engine." *IJAE* 3 (2013): 496–507. Print. 8. Svishchev, A. V., and I. P. Aistov. "The theoretical and experimental studies comparison of the pressure pulsation in the discharge chamber of the gear pump." *Procedia Engineering* 113 (2015): 186–191. Print. 9. Heisler, A., J. Moskwa and F. Fronczak. "The design of low-inertia, high-speed external gear pump/motors for hydrostatic dynamometer systems." *SAE*. 2009. doi:10.4271/2009-01-1117. Print. 10. Osinski, P. "Hydraulic tests of high-performance gear pump prototype." *Wulfenia Journal* 22.1 (2015): 458–469. Print. 11. Lurye, Z. Ya., A. I. Gasyuk and V. M. Solovyov. "Mnogokriterial'noye proyektirovaniye kachayushchego uzla

- shesterennogo nasosa vneshnego zatsepleniya." *Promislova gidravlika i pnevmatika* 1.43 (2014): 64–70. Print. **12.** Lurye, Z. Ya., A. I. Gasyuk and V. M. Solovyov. "Chislennoye modelirovaniye gidrodinamiki rabocheho protsessha shesterennogo nasosa vneshnego zatsepleniya." *Promislova gidravlika i pnevmatika* 2.44 (2014): 46–53. Print. **13.** Lurye, Z. Ya., et al. "Mnogokriterialnaya optimizatsiya i chislennoye modelirovaniye rabocheho protsessha shesterennogo nasosa vneshnego zatsepleniya". *Pratsi Tavriyskogo derzhavnogo agrotekhnologichnogo univertsitetu*. Vol. 14.3. 2014. 103–127. Print. **14.** Lurye, Z. Ya., et al. "Trechmernoye chislennoye modelirovaniye rabocheho protsessha optimalnogo shesterennogo nasosa." *Pratsi Tavriyskogo derzhavnogo agrotekhnologichnogo univertsitetu*. Vol. 15.3. 2015. 3–30. Print. **15.** Lurye, Z. Ya., and I. V. Kovalenko. "Matematicheskaya model kachayushchego uzla shesterennogo nasosa vneshnego zatsepleniya kak obyekta mnogokriterialnoy optimizatsii." *Vibratsii v tekhnike i tekhnologiyah*. No. 3.29. 2003. 9–13. Print. **16.** Sobol', I. M., and R. B. Statnikov. *Vybor optimal'nykh parametrov v zadachakh so mnogimi kriteriyami*. Moscow: Drofa, 2006. Print. **17.** Statnikov, R. B., and I. B. Matusov. *Mnogokriterialnoye proyektirovaniye mashin*. Moscow: Znaniye, 1989. No. 5. Print. **18.** Hyun, K., M. Hazel and P. Suresh. "Two-dimensional CFD analysis of a hydraulic gear pump." *American society Eng.* 2007. Print. **19.** Casoli, P., A. Vacca and G. Franzoni. "A numerical model for the simulation of external gear pumps." *JFPS*. Tsukuba, Japan, 7–10 November 2005. Print. **20.** Stryczek, J., et al. "Visualition research of the flow processes in the outlet chamber-outlet bridge-inlet chamber zone of gear pumps". *Archives of Civil and Mechanical Engineering*. 2014. 1–14. Print.

Поступила (received) 20.12.2015

Лурье Зиновий Яковлевич – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков; тел.: (057) 707-66-46.

Lurye Zinoviĭ Yakovlevich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Professor at the Department of "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (057) 707-66-46.

Панченко Анатолий Иванович – доктор технических наук, профессор, Таврический государственный агротехнологический университет, заведующий кафедрой мобильных энергетических средств, г. Мелитополь; тел.: (097) 554-05-00; e-mail: tia_tgata@bk.ru.

Panchenko Anatoly Ivanovich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Tavria State Agrotechnological University, Head at the Department of mobile power means, Melitopol; tel.: (097) 554-05-00; e-mail: tia_tgata@bk.ru.

Соловьев Владимир Михайлович – кандидат технических наук, начальник сектора Государственного предприятия «Харьковское конструкторское бюро по машиностроению», г. Харьков; тел.: (057) 757-41-70.

Solovyov Volodimir Mikhaylovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D), Sector Chief of State Enterprise "Kharkiv machinebuilding design bureau", Kharkov; tel.: (057) 757-41-70.

Гасюк Александр Иванович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков; тел.: (057) 707-66-46.

Gasyuk Aleksandr Ivanovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (057) 707-66-46.