

Расчет характеристик трехплунжерных насосов

Н.Л. Великанов¹, В.А. Наумов²

¹ Балтийский федеральный университет имени Иммануила Канта

² Калининградский государственный технический университет

A Calculation of Characteristics of Three-Piston Pumps

N.L. Velikanov¹, V.A. Naumov²

¹ Immanuel Kant Baltic Federal University

² Kaliningrad State Technical University

Уточнение расчетной схемы оценки отдельных гидравлических и энергетических характеристик насосного агрегата является актуальной задачей, так как достоверность прогнозирования количества подаваемой жидкости в заданную точку существенно зависит от точности определения характеристик насоса во всем диапазоне его работы. В связи с этим предложен подход, основанный на усовершенствовании алгоритма расчета трехплунжерных насосов различных производителей, в рамках ранее разработанного авторами метода гидравлического расчета насосных установок. В качестве примера приведен расчет трехплунжерных насосов SVESSA и TPD-600. Исходными данными для расчета послужили результаты испытаний насосов производителем, опубликованные в открытой печати. Представлены экспериментальные зависимости подачи, коэффициента полезного действия и затраченной мощности от давления на выходе трехплунжерных насосов моделей 1.3T-10/20 и 1.3T-12,5/16. Выполнены расчеты зависимости коэффициента полезного действия и затраченной мощности от давления по предложенному алгоритму. Использование рекомендаций по оценке гидравлических и энергетических характеристик насосных агрегатов позволит существенно сократить производственные затраты при использовании трехплунжерных насосов.

Ключевые слова: трехплунжерный насос, гидравлические и энергетические характеристики, давление в сети, затраченная мощность

The refinement of the calculation model for the evaluation of individual hydraulic and energy characteristics of a pumping unit is an important task, since the reliability of forecasting the amount of liquid supplied to a given point depends significantly on the accuracy of determining the characteristics of the pump in the entire range of its operation. In this regard, the authors propose an approach based on the improvement of the algorithm for calculating three-piston pumps of different manufacturers in the framework of the previously developed method of hydraulic calculation of pumping units. The calculation of three-piston pumps SVESSA and TPD-600 is considered as an example. The results of the tests performed by the manufacturer and available in public sources are chosen as the initial data for the calculations. Experimental dependences of the flow, efficiency and supplied power on the outlet pressure of the three-piston pumps 1.3T-10/20 and 1.3T-12.5/16 are presented. Calculations are performed to determine the dependence of efficiency and supplied power on pressure according to the algorithm proposed by the authors. The implementation of the recommendations for evaluating hydraulic and energy characteristics of pumping units can significantly reduce production costs when using three-piston pumps.

Keywords: three-piston pump, hydraulic and energy characteristics, mains pressure, supplied power

Широко распространенные поршневые плунжерные насосы используют для создания высокого давления, в частности, в нефтяных скважинах и дизельных двигателях.

В глубинно-стержневых насосных скважинах нагрузка на стержень имеет тенденцию к очень большому росту и может даже превысить рабочий диапазон насосного агрегата [1].

В статье [2] показана эффективность применения наборов вибрационных данных плунжерного насоса, центробежного насоса и редуктора для диагностики неисправностей.

Работа поршнево-плунжерного топливного насоса высокого давления, ориентированного на использование в контуре современных дизельных двигателей для обеспечения форсунок топливом, исследована в статье [3] численным методом. Повышение давления в цилиндре на заключительных стадиях хода насоса приводит к разрушению ранее возникших кавитационных структур.

Для определения параметров шума, вибрации и коррозии компонентов, вызванных кавитацией в гидравлическом плунжерном насосе, проведено численное моделирование с помощью модели полной кавитации и модели турбулентности [4].

В работе [5] представлена методика расчета плунжерной подвески для ее подгонки к цилиндру после капитального ремонта скважин.

В публикации [6] приведены основные сведения о процессе разработки модели штанговой насосной установки. Модель предназначена для разработки оптимальных алгоритмов управления производительностью насоса, бездатчиковой диагностики плунжерного насоса, получения динамометрической карты, определения динамического уровня жидкости в скважине и нормализации работы неисправного агрегата перед устранением неисправностей.

В статье [7] методами вычислительной гидродинамики исследованы различные параметры работы насосов.

В тех случаях, когда высокий расход должен сочетаться с большим давлением в сети, применяют трехплунжерные насосы (ТПН) [8–13].

Открытая диагностика неисправностей является важной, но часто игнорируемой проблемой в компонентах оборудования, так как в практических промышленных приложениях данные о неисправностях в большинстве случаев недоступны или неполны на этапе обучения, что приводит к отказу большинства методов,

основанных на классификаторах неисправностей [14, 15].

Цель работы — уточнение расчетной схемы оценки отдельных гидравлических и энергетических характеристик насосных агрегатов, в составе которых содержатся ТПН различных производителей, в рамках разработанного авторами метода гидравлического расчета насосных установок.

Ранее на основе анализа характеристик ТПН авторы предложили обобщающие зависимости в безразмерной форме [9, 10], где ввели относительные величины подачи насоса q , давления p , затраченной мощности n и коэффициента полезного действия (КПД) θ :

$$q(p) = \frac{Q(p)}{Q_{\text{НОМ}}} = \frac{1}{\eta_{\text{НОМ}}^0} - \left(\frac{1}{\eta_{\text{НОМ}}^0} - 1 \right) p, \quad p = \frac{p_{\text{ВЫХ}}}{p_{\text{НОМ}}}; \quad (1)$$

$$n(p) = \frac{N(p)}{N_{\text{НОМ}}} = 0,525 + 0,108p + 0,367p^2; \quad (2)$$

$$\theta(p) = \frac{\eta(p)}{\eta_{\text{НОМ}}} \approx p(2,0 - p). \quad (3)$$

Здесь Q и $Q_{\text{НОМ}}$ — текущая и номинальная подача насоса; $\eta_{\text{НОМ}}^0$ — объемный КПД насоса при номинальных значениях давления $p_{\text{НОМ}}$ и подачи $Q_{\text{НОМ}}$, $\eta_{\text{НОМ}}^0 = Q/Q_T$ (Q_T — теоретическая подача); $p_{\text{ВЫХ}}$ — давление на выходе насоса; N — затраченная мощность; η — КПД насоса, $\eta = 100N_{\text{П}}/N = 100Qp_{\text{ВЫХ}}/N$ ($N_{\text{П}}$ — полезная мощность насоса).

Применим выражения (1)–(3) для анализа опубликованных в открытой печати рабочих характеристик современных ТПН SVESSA производства ЧАО «Свесский насосный завод», полученных при испытаниях на этом предприятии (табл. 1) [8]. В табл. 1 введены следующие обозначения: $N_{\text{ДВ}}$ — мощность двигателя; $N_{\text{НОМ}}$ и $N_{\text{МИН}}$ — номинальная и минимальная затраченная мощность; $k = N_{\text{НОМ}}/N_{\text{ДВ}}$.

ТПН типа ПТ и Т предназначены для перекачивания жидкостей с кинематической вязкостью не более $800 \text{ мм}^2/\text{с}$ и температурой от -30 до $200 \text{ }^\circ\text{C}$ в зависимости от исполнения. Содержание твердых неабразивных частиц в жидкости не должно превышать $0,2 \%$ по массе, а размер — $0,2 \text{ мм}$.

ТПН включает в себя приводную и гидравлическую части. Первая содержит коленчатый вал, связывающий двигатель с плунжерами, вторая — предохранительный клапан. Тип двигателя — электрический или внутреннего сго-

Таблица 1

Характеристики ТПН SVESSA

Модель насоса	Q, м ³ /ч	p _{вых} , МПа	N _{ном} , кВт	N _{мин} , кВт	N _{дв} , кВт	k
1.3T-2.5/25	2,5	25	12,4	23,7*	22	> 1,00
1.3T-3.2/16	3,2	16	10,6	20,2	22	0,92
1.3T-1/100	1,0	100	19,6	37,3*	37	> 1,00
1.3T-2.5/40	2,5	40	19,6	37,4*	37	> 1,00
1.3T-4/25	4,0	25	19,4	36,9	37	0,99
1.3T-2/63	2,0	63	20,9	39,8	45	0,88
1.3T-2.5/50	2,5	50	23,9	45,6*	45	> 1,00
1.3T-3.2/40	3,2	40	20,2	38,4	45	0,85
1.3T-4/32	4,0	32	26,2	49,9*	45	> 1,00
1.3T-16/8	16,0	8	26,3	50,0*	45	> 1,00
1.3T-6,3/20	6,3	20	25,3	48,2	55	0,88
1.3T-12.5/10	12,5	10	25,6	48,7	55	0,88
1.3T-2/100	2,0	100	39,2	74,7	75	0,99
1.3T-10/20	10,0	20	36,8	70,1	75	0,93
1.3T-12.5/16	12,5	16	38,7	73,8	75	0,98
1.3T-20/10	20,0	10	35,2	67,1	75	0,89
1.3T-25/8	25,0	8	35,5	67,7	75	0,89
1.3T-4/63	4,0	63	49,6	94,5*	90	> 1,00
1.3T-6/50	6,0	50	45,9	87,5	90	0,97
1.3T-8/32	8,0	32	52,3	99,6*	90	> 1,00
1.3T-16/16	16,0	16	50,6	96,3*	90	> 1,00

* N_{ном} > N_{дв}.

рания. Соединение насоса и двигателя осуществляется через клиноременную передачу, редуктор или муфту. Агрегаты можно подключить к устройствам, регулирующим частоту вращения двигателя.

Представленные в табл. 1 значения номинальной затраченной мощности насосов сняты с характеристик [8], приведенных на рис. 1. Минимальная затраченная мощность (на холостом ходу) оценена по зависимости (2). Из табл. 1 видно, что во многих случаях $N_{ном} > N_{дв}$.

На рис. 1, а и б показаны зависимости подачи, КПД и затраченной мощности от давления на выходе ТПН моделей 1.3T-10/20 и 1.3T-12,5/16 [8, с. 48]. Условия испытаний: перекачиваемая жидкость — вода при температуре до 30 °С, частота вращения коленчатого вала 470 мин⁻¹, вакууметрическая высота всасывания — 3 м.

В работах [9, 10] показано, что во время испытаний наиболее точно значения параметров насоса удается снять при значениях подачи и давления, близких к номинальным. Из рис. 1, а видно, что номинальное давление ТПН 1.3T-10/20 действительно составляет 20 МПа, а номинальная подача ($Q_{ном} = 10,29$ м³/ч) несколько больше, чем в обозначении этой модели. До указанного значения подача падает линейно с ростом давления. Согласно рис. 1, а:

$$Q(p_{вых}) = 10,75 - 0,0232p_{вых}. \quad (4)$$

Преобразуем соотношение (4) в безразмерную форму (1):

$$q(p) = 1,045 - 0,045p. \quad (5)$$

Проверка показывает полное соответствие выражения (5) формуле (1):

$$\eta_{\text{НОМ}}^{\circ} = \frac{1}{1,045} = 0,957; \quad \left(\frac{1}{\eta_{\text{НОМ}}^{\circ}} - 1 \right) = 0,045.$$

При номинальных параметрах:
полезная мощность

$$N_{\text{п}} = Q p_{\text{ВЫХ}} = \frac{10,29}{3600} \cdot 20 \cdot 10^6 = 5,717 \cdot 10^4 \text{ Вт,}$$

КПД

$$\eta = 100 \frac{N_{\text{п}}}{N} = 100 \cdot \frac{57,17}{71,07} = 80,4 \text{ \%}.$$

Согласно рис. 1, а, КПД $\eta = 77,9 \%$, что меньше рассчитанного значения примерно на 3 %. Это вполне допустимая погрешность.

В соответствии с рис. 1 затраченная мощность насоса прямо пропорциональна давлению на выходе:

$$N = b p_{\text{ВЫХ}},$$

где b — коэффициент пропорциональности.

Подача насоса (до $Q_{\text{НОМ}}$) и давление на выходе связаны линейной зависимостью

$$Q = Q_0 - a p_{\text{ВЫХ}}, \quad (6)$$

где Q_0 — наибольшее начальное давление; a — коэффициент пропорциональности.

Как известно, полезная мощность насоса $N_{\text{п}} = Q p_{\text{ВЫХ}}$. После подстановки в это выражение формулы (6), получаем

$$N_{\text{п}} = (Q_0 - a p_{\text{ВЫХ}}) p_{\text{ВЫХ}}.$$

Тогда КПД насосов по рис. 1, а и б должен рассчитываться по формуле

$$\eta = 100 \frac{N_{\text{п}}}{N} = (Q_0 - a p_{\text{ВЫХ}}) \frac{100}{b}. \quad (7)$$

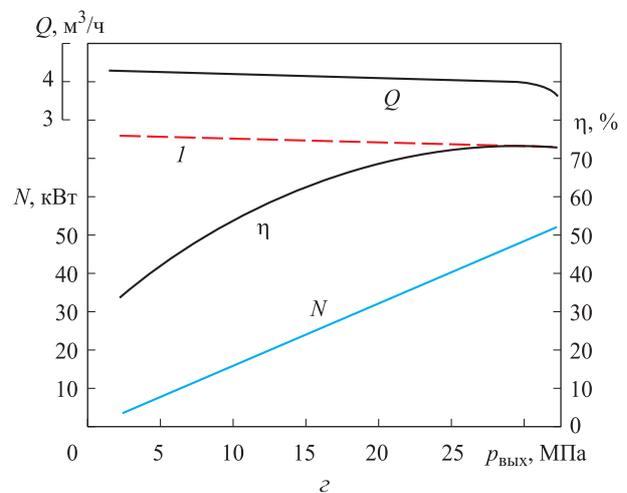
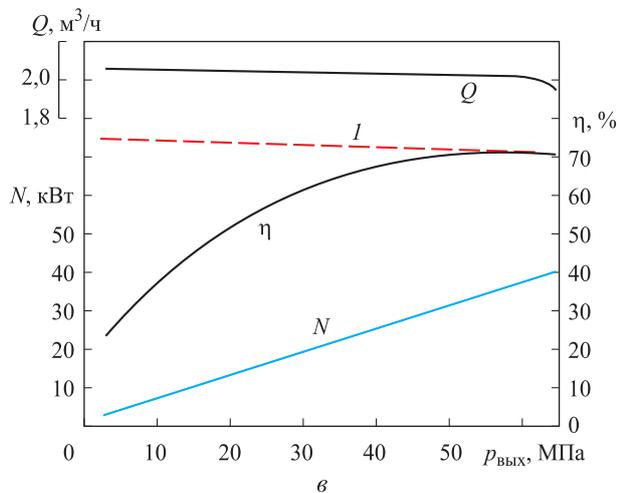
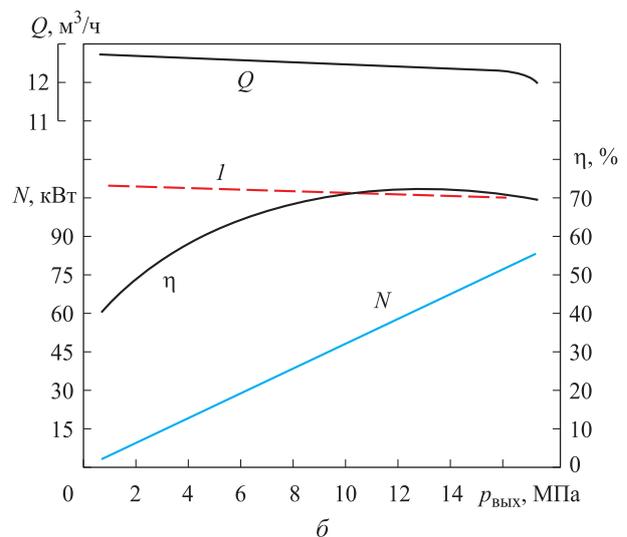
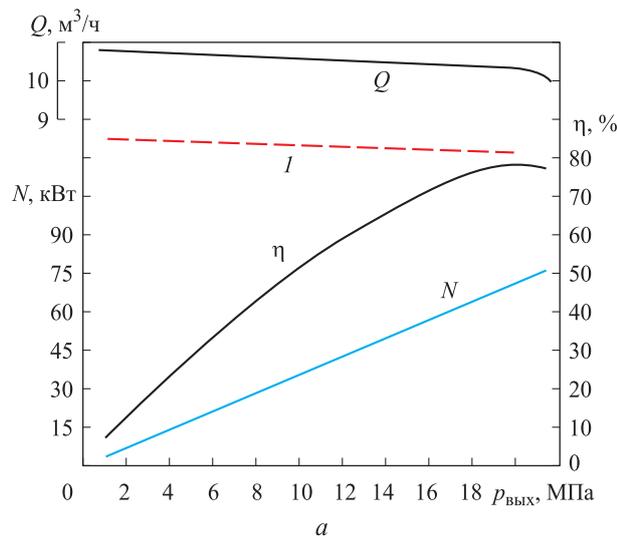


Рис. 1. Характеристики ТПН моделей 1.3Т-10/20 (а), 1.3Т-12,5/16 (б), 1.3Т-2/63 (в) и 1.3Т-4/32 (г):
I — расчетный КПД

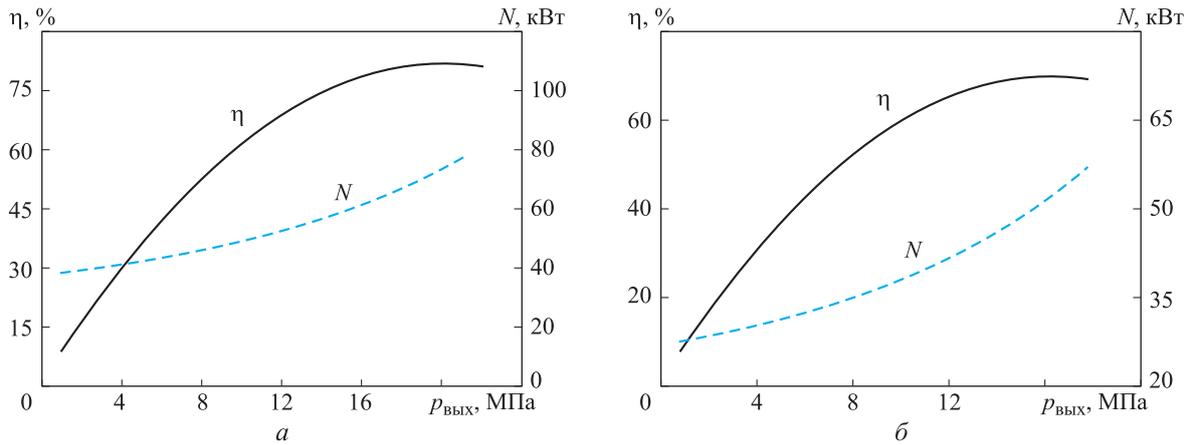


Рис. 2. Скорректированные характеристики ТПН моделей 1.3Т-10/20 (а) и 1.3Т-12,5/16 (б)

Таблица 2

Характеристики ТПН модели TPD-600

d, дюйм (мм)	n, мин ⁻¹							
	120		200		300		450	
	Q, м ³ /мин	p _{вых} , МПа	Q, м ³ /мин	p _{вых} , МПа	Q, м ³ /мин	p _{вых} , МПа	Q, м ³ /мин	p _{вых} , МПа
3,0 (76,2)	0,250	98,7	0,417	59,2	0,625	39,5	0,938	26,3
3,5 (88,9)	0,341	72,5	0,568	43,5	0,851	29,0	1,280	19,3
4,0 (101,6)	0,445	55,5	0,741	33,3	1,110	22,2	1,670	14,8
4,5 (114,3)	0,563	43,9	0,938	26,3	1,410	17,5	2,110	11,7

В частности, для модели 13Т-12,5/16

$$\eta = 72,87 - 0,169 p_{\text{вых}}$$

Результат расчета по формуле (7), показанный на рис. 1, б штриховой линией, противоречит физическому смыслу. При уменьшении подачи до нуля, КПД стремится к конечному значению,

хотя должен стремиться к нулю. Причиной этого противоречия в неверном графике $N(p_{\text{вых}})$, так как экспериментальная зависимость $Q(p_{\text{вых}})$ согласуется с теоретическими положениями. Затраченная мощность не может быть равной нулю на холостом ходу, что следует из экспериментальных данных.

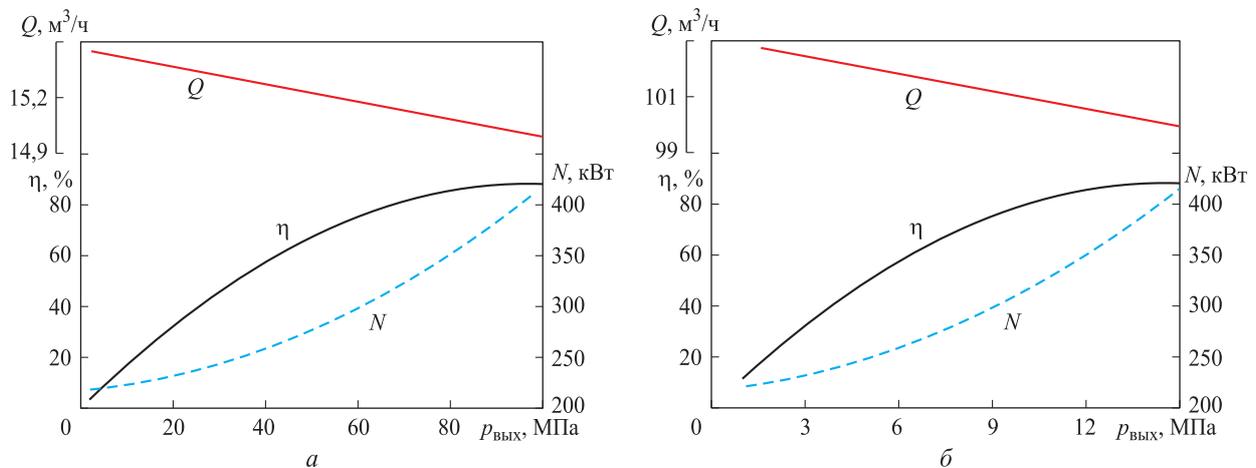


Рис. 3. Примерные характеристики ТПН модели TPD-600 при различных значениях диаметра плунжера и частоты вращения коленчатого вала:

а — $d = 76,2$ мм, $n = 120$ мин⁻¹; б — $d = 101,6$ мм, $n = 450$ мин⁻¹

Таким образом, из характеристик ТПН [8] зависимость $Q(p_{\text{вых}})$ можно считать достоверной, $\eta(p_{\text{вых}})$ нуждается в корректировке при уменьшении давления, а $N(p_{\text{вых}})$ при небольших значениях давления противоречит физическому смыслу. На рис. 2 приведены скорректированные характеристики ТПН моделей 1.3Т-10/20 и 1.3Т-12,5/16.

Используем формулы для построения примерных характеристик ТПН [11] по приведенным в техническом паспорте параметрам. Однонасосный цементирующий агрегат на шасси Iveco с колесной формулой 6×6 базируется на ТПН модели ТРД-600 с максимальной входной мощностью насоса или «мощностью торможения» 448 кВт. Характеристики ТПН модели ТРД-600 при различных значениях частоты вращения коленчатого вала n представлены в табл. 2 [11], где d — диаметр плунжера.

Пример использования характеристик.

В статье [12] для исходных данных скважины и бурового инструмента под эксплуатационную колонну диаметром 146 мм приведена зависимость между расходом буровой жидкости и гидравлическими потерями как в трубе, так и в кольцевом пространстве. На рис. 3 представлены примерные характеристики ТПН модели ТРД-600 при различных значениях диаметра плунжера и частоты вращения коленчатого вала.

На рис. 4 построена кривая суммарных потерь давления (линия 3) и нанесена зависимость $Q(p_{\text{вых}})$ с рис. 3, б для ТПН модели ТРД-600 с диаметром плунжера $d = 101,6$ мм при $n = 450$ мин⁻¹.

Рабочая точка насосной установки находится на пересечении линий 3 и 4. При указанных параметрах давление составляет 4,3 МПа, подача насоса — 102 м³/ч. Для такой подачи по рис. 3, б затраченная мощность будет равна 240 кВт, а КПД составит 44 %, тогда как максимальное значение КПД этого ТПН превышает 85 %. Следовательно, применение насоса ТРД-600 при технических параметрах, рассмотренных на рис. 3, б, является нерациональным и приводит к низкой энергетической эффективности.

Литература

- [1] Zuo Y., Wu X. A comparative study of four rod load reduction techniques for deep-rod pumping. *Journal of Petroleum Exploration and Production Technology*, 2018, vol. 8, is. 2, pp. 475–483, doi: 10.1007/s13202-017-0367-6
- [2] Tian Y., Wang Z., Zhang L., Lu C., Ma J. A subspace learning-based feature fusion and open-set fault diagnosis approach for machinery components. *Advanced Engineering Informatics*, 2018, vol. 36, pp. 194–206, doi: 10.1016/j.aei.2018.04.006

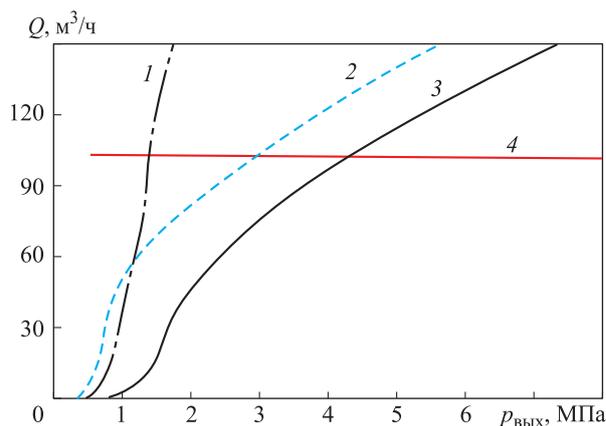


Рис. 4. Определение рабочей точки насосного агрегата ТРД-600:

- 1 и 2 — потери давления в кольцевом пространстве и трубе; 3 — суммарные потери давления; 4 — зависимость $p_{\text{вых}} = f(Q)$ при $d = 101,6$ мм и $n = 450$ мин⁻¹

Выводы

1. Предложенные ранее обобщающие зависимости в безразмерной форме, связывающие между собой подачу насоса, давление, затраченную мощность и КПД, применены для анализа опубликованных рабочих характеристик современных ТПН производства ЧАО «Свесский насосный завод», полученных при испытаниях на этом предприятии.

2. Эмпирические формулы использованы для построения примерных характеристик ТПН по приведенным в техническом паспорте параметрам. Апроксимирующие кривые дают результаты, имеющие приемлимую для инженерных расчетов погрешность.

3. На примере однонасосного цементирующего агрегата на шасси Iveco с колесной формулой 6×6, базирующегося на ТПН модели ТРД-600, показано, что использование расчетных гидравлических и энергетических характеристик этого агрегата позволит существенно сократить производственные затраты при использовании ТПН.

- [3] Koukouvinis P., Karathanassis I.K., Gavaises M. Prediction of cavitation and induced erosion inside a high-pressure fuel pump. *International Journal of Engine Research*, 2018, vol. 19, is. 3, pp. 360–373, doi: 10.1177/1468087417708137
- [4] Gao D., Suo X., Cai Q., Wu S., Liang Y. Influences of Key Structural Parameters of Hydraulic Piston Pump on Cavitation. *Zhongguo Jixie Gongcheng/China Mechanical Engineering*, 2018, vol. 29, is. 4, pp. 434–440, doi: 10.3969/j.issn.1004-132X.2018.04.010
- [5] Бахтизин Р.Н., Уразаков К.Р., Исмагилов С.Ф., Бакиров Р.И., Баширов И.Р., Киселев А.В., Давлетшин Ф.Ф. Методика расчета подвески плунжера в цилиндре насоса. *Нефтяное хозяйство*, 2018, № 2, с. 80–84, doi: 10.24887/0028-2448-2018-2-80-84
- [6] Zyuzev A.M., Bubnov M.V. Model for Sucker-Rod Pumping Unit Operating Modes Analysis Based on SimMechanics Library. *Journal of Physics: Conference Series*, 2018, vol. 944, is. 1, article number 01213011, doi: 10.1088/1742-6596/944/1/012130
- [7] Tong B., Yang W., Liu Q., Ye X., Shi L. Flowing and pressure-balancing characteristics of clearance field in helical grooved piston-copper sleeve pair of piston pump. *Nongye Gongcheng Xuebao/Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 2018, vol. 34, is. 2, pp. 55–63, doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2018.02.008
- [8] *Насосы и агрегаты трехплунжерные кривошипные*. URL: <http://snz-nasos.ru/download/swessa2.pdf> (дата обращения 31 марта 2018).
- [9] Великанов Н.Л., Наумов В.А., Примак Л.В. Определение рабочей точки бетононасоса. *Механизация строительства*, 2015, № 9, с. 42–44.
- [10] Великанов Н.Л., Наумов В.А., Корягин С.И. Анализ характеристик плунжерных насосов. *Вестник машиностроения*, 2018, № 3, с. 25–27.
- [11] *ServaGroup – Triplex & quintuplex pumps*. Available at: <http://www.servagroup.com/triplex-quintuplex-pumps/> (дата обращения 1 июня 2018).
- [12] Христенко А.В., Акбулатов Т.О., Ишбаев Г.Г., Загидуллина Г.В. Сравнительный анализ современных методик расчета линейных потерь давления в трубе и кольцевом пространстве и его практические выводы. *Нефтегазовое дело*, 2007, т. 5, № 1, с. 29–36.
- [13] Беляев Е.Ф., Цылев П.Н., Щапова И.Н. Двухфазный многополюсный компенсированный асинхронный двигатель для нефтяной промышленности. *Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Геология. Нефтегазовое и горное дело*, 2017, т. 16, № 3, с. 238–246, doi: 10.15593/2224-9923/2017.3.4
- [14] Волков А.В., Даниленко Д.В., Ермаков Д.В., Ломакин В.О. Развитие технологий 3D-прототипирования применительно к вопросам совершенствования гидродинамических характеристик насосов. *Насосы. Турбины. Системы*, 2017, № 3(24), с. 70–74.
- [15] Чабурко П.С., Ломакин В.О., Кулешова М.С., Баулин М.Н. Комплексная оптимизация проточной части герметичного насоса методом ЛП-ТАУ поиска. *Насосы. Турбины. Системы*, 2016, № 1(18), с. 55–61.

References

- [1] Zuo Y., Wu X. A comparative study of four rod load reduction techniques for deep-rod pumping. *Journal of Petroleum Exploration and Production Technology*, 2018, vol. 8, is. 2, pp. 475–483, doi: 10.1007/s13202-017-0367-6
- [2] Tian Y., Wang Z., Zhang L., Lu C., Ma J. A subspace learning-based feature fusion and open-set fault diagnosis approach for machinery components. *Advanced Engineering Informatics*, 2018, vol. 36, pp. 194–206, doi: 10.1016/j.aei.2018.04.006
- [3] Koukouvinis P., Karathanassis I.K., Gavaises M. Prediction of cavitation and induced erosion inside a high-pressure fuel pump. *International Journal of Engine Research*, 2018, vol. 19, is. 3, pp. 360–373, doi: 10.1177/1468087417708137
- [4] Gao D., Suo X., Cai Q., Wu S., Liang Y. Influences of Key Structural Parameters of Hydraulic Piston Pump on Cavitation. *Zhongguo Jixie Gongcheng/China Mechanical Engineering*, 2018, vol. 29, is. 4, pp. 434–440, doi: 10.3969/j.issn.1004-132X.2018.04.010
- [5] Bahtizin R.N., Urazakov K.R., Ismagilov S.F., Bakirov R.I., Bashirov I.R., Kiselev A.V., Davletshin F.F. Method for calculating the plunger hanger in the cylinder of the sucker-rod pump. *Oil Industry*, 2018, is. 2, pp. 80–84, doi: 10.24887/0028-2448-2018-2-80-84

- [6] Zyuzev A.M., Bubnov M.V. Model for Sucker-Rod Pumping Unit Operating Modes Analysis Based on SimMechanics Library. *Journal of Physics: Conference Series*, 2018, vol. 944, is. 1, article number 01213011, doi: 10.1088/1742-6596/944/1/012130
- [7] Tong B., Yang W., Liu Q., Ye X., Shi L. Flowing and pressure-balancing characteristics of clearance field in helical grooved piston-copper sleeve pair of piston pump. *Nongye Gongcheng Xuebao/Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 2018, vol. 34, is. 2, pp. 55–63, doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2018.02.008
- [8] *Three-plunger crank pumping units and pumps*. Available at: <http://snz-nasos.ru/download/swessa2.pdf> (accessed 31 March 2018).
- [9] Velikanov N.L., Naumov V.A., Primak L.V. Determination of working point concrete pump. *Mechanization of construction*, 2015, no. 9, pp. 42–44 (in Russ.).
- [10] Velikanov N.L., Naumov V.A., Koryagin S.I. Analysis of characteristics of plunger pumps. *Vestnik mashinostroeniya*, 2018, no. 3, pp. 25–27 (in Russ.).
- [11] *ServaGroup – Triplex & quintuplex pumps*. Available at: <http://www.servagroup.com/triplex-quintuplex-pumps/> (accessed 01 June 2018).
- [12] Khristenko A.V., Akbulatov T.O., Ishbayev G.G., Zagidullina G.V. Comparative analysis of modern methods of calculation of linear pressure losses in the pipe and annular space and its practical conclusions. *Neftegazovoye delo*, 2007, vol. 5, no. 1, pp. 29–36 (in Russ.).
- [13] Belyayev E.F., Tsylev P.N., Shchapova I.N. Biphas multi-pole compensated asynchronous motor for oil industry. *Perm journal of petroleum and mining engineering*, 2017, vol. 16, no. 3, pp. 238–246, doi: 10.15593/2224-9923/2017.3.4 (in Russ.).
- [14] Volkov A.V., Danilenko D.V., Ermakov D.V., Lomakin V.O. Development of 3D prototyping technology in relation to improvement of the pumps hydraulic characteristics. *Pumps. Turbines. Systems*, 2017, no. 3(24), pp. 70–74 (in Russ.).
- [15] Chaburko P.S., Lomakin V.O., Kuleshova M.S., Baulin M.N. Complex wet end part optimization of hermetic pump with LP-TAU method. *Pumps. Turbines. Systems*, 2016, no. 1(18), pp. 55–61 (in Russ.).

Статья поступила в редакцию 05.09.2018

Информация об авторах

ВЕЛИКАНОВ Николай Леонидович — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой машиноведения и технических систем. Балтийский федеральный университет имени Иммануила Канта (236029, Калининград, Российская Федерация, ул. Озерова, д. 57, e-mail: monolit8@yandex.ru).

НАУМОВ Владимир Аркадьевич — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой водных ресурсов и водопользования. Калининградский государственный технический университет (236000, Калининград, Российская Федерация, Советский пр-т, д. 1, e-mail: van-old@mail.ru).

Information about the authors

VELIKANOV Nikolai Leonidovich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of Machine Science and Technical Systems Department. Immanuel Kant Baltic Federal University (236029, Kaliningrad, Russian Federation, Ozerova str., 57, e-mail: monolit8@yandex.ru).

NAUMOV Vladimir Arkadievich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of Water Resources and Water Use Department. Kaliningrad State Technical University (236000, Kaliningrad, Russian Federation, Sovetskiy Ave., Bldg. 1, e-mail: van-old@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Великанов Н.Л., Наумов В.А. Расчет характеристик трехплунжерных насосов. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2018, № 11, с. 60–67, doi: 10.18698/0536-1044-2018-11-60-67

Please cite this article in English as:

Velikanov N.L., Naumov V.A. A Calculation of Characteristics of Three-Piston Pumps. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2018, no. 11, pp. 60–67 (in Russ.), doi: 10.18698/0536-1044-2018-11-60-67