

УДК 621.6:532.542

doi: 10.18698/0536-1044-2021-3-53-61

Коэффициент полезного действия шестеренного насоса с внешним зацеплением

Н.Л. Великанов¹, В.А. Наумов²

¹ Балтийский федеральный университет имени И. Канта

² Калининградский государственный технический университет

Efficiency of External Gear Pump

N.L. Velikanov¹, V.A. Naumov²

¹ Immanuel Kant Baltic Federal University

² Kaliningrad State Technical University

Выполнен анализ нагрузочных характеристик шестеренных насосов с внешним зацеплением. В качестве исходных данных использованы результаты заводских испытаний насосов марок НМШ и Ш, предоставленные АО «ГМС Ливгидромаш». Построены нагрузочные характеристики шестеренного насоса НМШ32-10. Приведена зависимость коэффициентов полезного действия насоса (КПД) НМШ32-10 от безразмерного дифференциального давления и числа Герси. Проведен пересчет КПД насоса Ш40-4 по данным испытаний. Установлено, что для дизельного топлива и масла расчетные КПД отличаются от значений, указанных в техническом паспорте, более чем на 25 %. Тогда как для мазута они различаются незначительно. Это свидетельствует о немонотонной зависимости КПД насоса Ш40-4 от коэффициента кинематической вязкости. В исследованном диапазоне дифференциального давления с увеличением коэффициента кинематической вязкости перекачиваемой жидкости КПД сначала растет, а затем заметно снижается. Приведены зависимости объемного и механического КПД насоса Ш40-4 от числа Герси при перекачивании трех жидкостей с различными значениями коэффициента кинематической вязкости.

Ключевые слова: шестеренный насос, внешнее зацепление, эффективность объемного насоса, коэффициент кинематической вязкости

The purpose of the research was to analyze the load characteristics of external gear pumps. As the initial data, the results of factory tests of the NMSH and SH pumps, provided by HMS Livgidromash JSC, were used. The load characteristics of the gear pump NMSH32-10 were constructed, and the dependence of this pump efficiency on the dimensionless pressure and Hersey number was given. The efficiency of the SH 40-4 pump was recalculated according to the test data. Findings of research show that for diesel fuel and oil, the calculated efficiency differs from the values indicated in the technical data sheet by more than 25%, while for fuel oil they differ slightly. This testifies to the non-monotonic dependence between the SH 40-4 pump efficiency and the viscosity. In the entire investigated range of pressures, with an increase in the viscosity of the pumped liquid, the efficiency first increases and then noticeably decreases. The paper presents the dependence of the volumetric and mechanical efficiency of the SH 40-4 pump on the Hersey number at three values of the viscosity of the pumped liquid.

Keywords: gear pump, external gearing, positive displacement pump efficiency, kinematic viscosity coefficient

В исследовании [1] проведен параметрический анализ новой конструкции шестеренного насоса. Рассмотрены два его параметра — диаметр входного отверстия и частота вращения. Показано, что на входе и выходе такого насоса создаются двойные вихри. Чтобы уменьшить их негативное влияние на поток, на входе и выходе насоса изменяют геометрию потока.

Трехмерная модель шестеренного насоса и новое применение алгоритма измерения нестационарного расхода в гидравлических трубах описаны в работе [2]. Экспериментальные значения пульсации потока подачи сравнивали с результатами моделирования в различных условиях эксплуатации. Разработаны комплексная вычислительная гидродинамическая модель шестеренного насоса и нагнетательного контура высокого давления.

Как гидравлический силовой компонент, шестеренный насос определяет производительность всей гидравлической системы. Состояние такого насоса можно контролировать датчиками. На основе ускоренного испытания его долговечности [3] предложен метод определения состояния износа шестеренного насоса, базирующийся на анализе поля потока. Технология динамической сетки использована для детального моделирования внутреннего поля потока.

Особенности расчета объемного, механического и суммарного коэффициентов полезного действия (КПД) шестеренного насоса рассмотрены в работе [4].

Для достижения переменных скорости потока и пропорции транспортировки авиационного топлива с наноалюминием разработан [5] новый тип насосной системы смешивания твердых и жидких веществ, включающий в себя устройство транспортировки порошка, перемешивающее устройство, насос и соответствующие приводную и трансмиссионную системы.

Так как шестеренные насосы широко применяют для перекачивания нефтепродуктов (масла, нефти, мазута, дизельного топлива), исследованию возможностей их усовершенствования посвящено большое количество работ [6–12]. Одним из важнейших направлений исследований является анализ влияния различных факторов на КПД такого насоса. В большинстве работ рассмотрено влияние изменений конструкции шестеренного насоса на КПД.

Для оценки энергетической эффективности объемного насоса помимо общего КПД η при-

нято использовать объемный η_V и механический КПД η_m :

$$\eta = \eta_V \eta_m; \quad \eta = N_p / N; \quad \eta_V = Q / Q_T,$$

где Q_T и Q — теоретическая и действительная подача насоса, м³/с; N_p и N — полезная (гидравлическая) и затраченная мощность насоса, Вт.

В статье [9] дан обзор различных методик, используемых в последние годы для моделирования расходов, генерируемых насосами. Для моделей сосредоточенных параметров проанализированы различные способы выбора управляющих объемов, на которые разбивается насос, и приведены основные управляющие уравнения. Изложены принципы и приложения распределенных моделей от 1D до 3D.

Отдельный раздел посвящен методам оценки геометрических величин: аналитическим, численным и основанным на автоматизированном проектировании. Объяснены более поздние исследования, учитывающие влияние взаимодействия жидкости и механических частей на ее утечки. Описаны модели для моделирования процесса аэрации жидкости. Проведенный обзор свидетельствует о возрастающих усилиях по совершенствованию имитационных моделей, используемых при проектировании и оптимизации насосов [9].

Шестеренный насос — один из самых популярных насосов объемного вытеснения жидкости, однако он часто подвержен чрезмерной пульсации потока, передаваемой в нисходящий контур. Чтобы удовлетворить растущий спрос на бесшумную работу современной жидкостной энергетической системы, желательно лучше понять источник пульсаций насоса.

В работе [10] предложен новый подход к анализу источника пульсаций шестеренного насоса, заключающийся в разложении на кинематическую и составляющую компоненты наддува. Пульсацию насоса можно рассматривать как суперпозицию двух потоков — вытеснения и наддува.

Результат этого анализа обеспечивает хорошую интерпретацию пульсации, моделируемой детальной имитационной моделью с сосредоточенными параметрами, тем самым показывает ее достоверность. Полученные данные также указывают на то, что реакции двух источников пульсации на изменение нагрузки в нисходящем гидравлическом контуре существенно различаются. Эти результаты свидетельствуют

об ограниченности традиционного экспериментального метода определения пульсации насоса [10].

Увеличение общей производительности гидравлического насоса является важной задачей прикладной гидравлики [11]. Исследованы закономерности изменения геометрических параметров зубчатой пары: теоретического расхода и скорости геометрических пульсаций потока. Предложена имитационная модель внутреннего проточного канала, проанализированы факторы, оказывающие воздействие на производительность насоса, и степень влияния на нее пульсации потока и среднего расхода.

Выполнена оценка эффективности работы, проанализированы результаты эксперимента. Теоретический расход и геометрический расход пульсации потока составили 103,71 л/мин и 1,76 % соответственно. Для увеличения теоретического расхода при одновременном уменьшении геометрической скорости пульсации потока радиус окружности наконечника внешней шестерни должен быть увеличен максимально в допустимом диапазоне расчетного расчета.

Среди трех факторов, влияющих на пульсацию потока, сжимаемость жидкости не оказывает на нее никакого влияния. Главным фактором является неравномерная внутренняя утечка, а геометрическая пульсация потока составляет лишь небольшую долю. Внутренняя утечка уменьшает имитируемый расход жидкости на 3,59 л/мин. Разница между экспериментальным и имитационным расходами жидкости составляет менее 2 % [11].

В работе [12] предложено оценивать эффективность агрегата на основе безразмерного параметра — числа Герси (Hersey number, называемого также числом Штрибека [13]):

$$He = \mu \omega / p,$$

где μ — коэффициент динамической вязкости перекачиваемой жидкости, Па·с; ω — угловая скорость вращения ведущей шестерни, рад/с; p — дифференциальное давление (разность между давлением на выходе и входе насоса), Па.

Авторы работы [12] воспользовались законом Ньютона для касательного напряжения в вязкой жидкости, формулой Петрова для силы трения в подшипнике и законом Пуазеля для расхода ламинарного течения в трубке. После принятия ряда допущений и выполнения преобразований ими были получены следующие

формулы для определения объемного и механического КПД:

$$\begin{aligned} \eta_v &= 1 - a_1/He - a_2/\sqrt{He}, \\ \eta_m &= 1 - b_1 - b_2He - b_3\sqrt{He}, \end{aligned} \quad (1)$$

где a_1 , a_2 , b_1 , b_2 , b_3 — безразмерные эмпирические коэффициенты, учитывающие соответственно эффекты сжимаемости жидкости, поток утечки, кулоновское трение, потери энергии жидкости на сдвиг и смешанное пленочное трение.

В работе [13] проведены лабораторные измерения расхода жидкости и мощности при разном давлении для шестнадцати шестеренных насосов с внешним зацеплением, изготовленных семью производителями. Рабочий объем насосов составлял 31,8... 56,5 см³, частота вращения ведущей шестерни — 600...3300 мин⁻¹, дифференциальное давление — 1,38...27,6 МПа. Использованы противоизносные минеральные масла при температуре 50 и 80 °С. Для каждого насоса собрали в среднем 114 точек данных, общий массив данных — 1824. По ним рассчитали КПД и числа Герси. К сожалению, результаты такого большого труда не были должным образом обработаны.

Зависимость КПД от числа Герси представляет собой случайную функцию с большим разбросом реализаций. Авторы работы [13] выполнили процедуру осреднения, нашли значения эмпирических коэффициентов формул (1) по совокупности результатов испытаний, полученных для разных диапазонов аргумента (рис. 1), а не по реализациям случайной функции.

Это нередко приводит к количественным искажениям, а в отдельных случаях даже к качественно неверным зависимостям. Промахи измерений не были исключены. Крайне неудачным выглядит выбор равномерной сетки

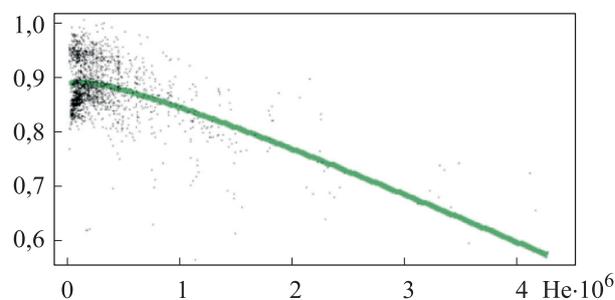


Рис. 1. Зависимость механического КПД η_m от числа Герси He : точки — экспериментальные данные; сплошная линия — результаты, полученные подбором коэффициентов в формуле (1)

по аргументу η_e на рисунках (см. рис. 1), который не позволяет наглядно представить зависимость КПД от числа Герси при его малых значениях. Поэтому достоверность выводов, сделанных в работе [13], вызывает сомнение.

В настоящей статье метод анализа нагрузочных характеристик, ранее разработанный для плунжерных насосов [14], применен к шестеренному насосу с внешним зацеплением.

Цель работы — рассмотрение особенностей определения гидравлических характеристик шестеренных насосов с внешним зацеплением и анализ факторов, от которых эти характеристики зависят.

Исходными данными являлись результаты заводских испытаний насосов марок НМШ и Ш, предоставленные АО «ГМС Ливгидромаш» [15].

Сначала достаточно подробно рассмотрим применение метода на примере нагрузочных характеристик насоса НМШ32-10, предназначенного для перекачивания жидкостей в широком диапазоне коэффициента кинематической вязкости, химически неактивных по отношению к применяемым материалам и обладающих смазывающей способностью.

Параметры варьировали в следующих диапазонах: коэффициент кинематической вязкости жидкости — 6...2200 мм²/с, плотность жидкости — 800...1200 кг/м³, температура жидкости — -60...100 °С, наибольшее дифференциальное давление $p_{\max} = 1$ МПа. Давление полного перепуска составляло 1,5 МПа, частота вращения ведущей шестерни — 980 мин⁻¹ ($\omega = 102,6$ рад/с), теоретическая производи-

тельность (подача) $Q_t = 5,52$ дм³/с. В качестве перекачиваемой жидкости использовали масло с коэффициентом кинематической вязкости $\nu = 75$ мм²/с.

Нагрузочные характеристики шестеренного насоса НМШ32-10 — зависимости затраченной мощности N и подачи Q от дифференциального давления p — приведены на рис. 2, а. Экспериментальные значения, указанные в техническом паспорте [11], обозначены на рис. 2 точками. Подача Q и затраченная мощность N насоса аппроксимированы прямыми:

$$Q = Q_t - \alpha p; \quad N = N_0 + \beta p, \quad (2)$$

где α, β — размерные эмпирические коэффициенты; N_0 — затраченная мощность насоса при дифференциальном давлении $p = 0$.

Запишем выражения (2) в безразмерной форме:

$$\begin{aligned} \bar{Q} &\equiv Q/Q_m = 1 - (1 - \eta_v^0) \bar{p}; \\ \bar{N} &\equiv N/(p_{\max} Q_m) = \bar{N}_0 + b \bar{p}; \\ b &= \beta/Q_m, \end{aligned}$$

где η_v^0 — объемный КПД насоса при наибольшем дифференциальном давлении p_{\max} , для НМШ32-10 $\eta_v^0 = 0,909$.

Для проверки исходных данных пересчитаем КПД насоса по формуле

$$\eta = pQ/N = \bar{p} \bar{Q} / \bar{N}. \quad (3)$$

Анализ результатов расчета по формуле (3), показанных на рис. 2, б штриховой линией, свидетельствует, что о незначительном завышении КПД насоса в техническом паспорте [15].

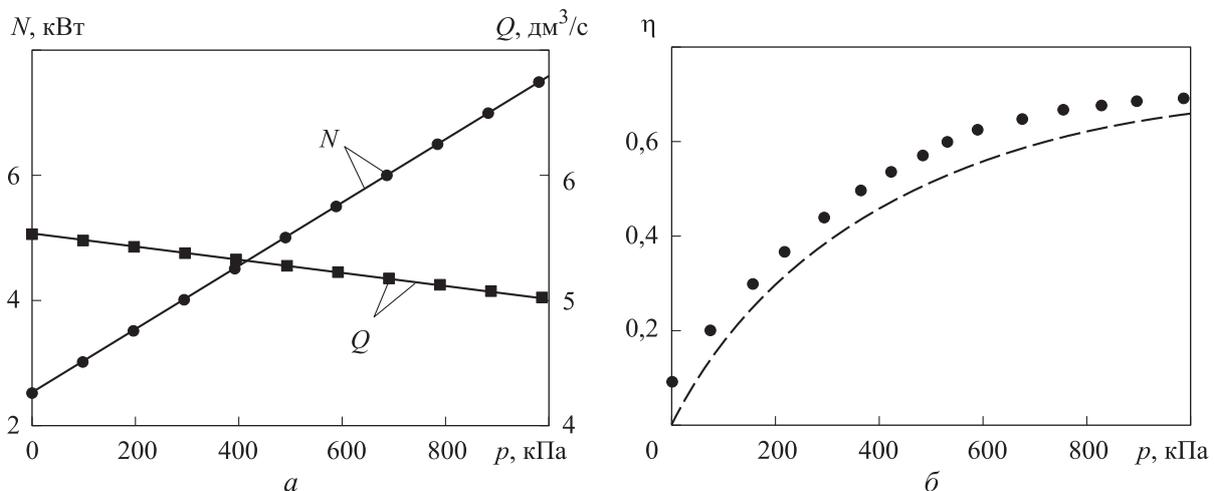


Рис. 2. Нагрузочные характеристики шестеренного насоса НМШ32-10:

точки — экспериментальные данные;

сплошные и штриховая линии — результаты расчета по формулам (2) и (3) соответственно

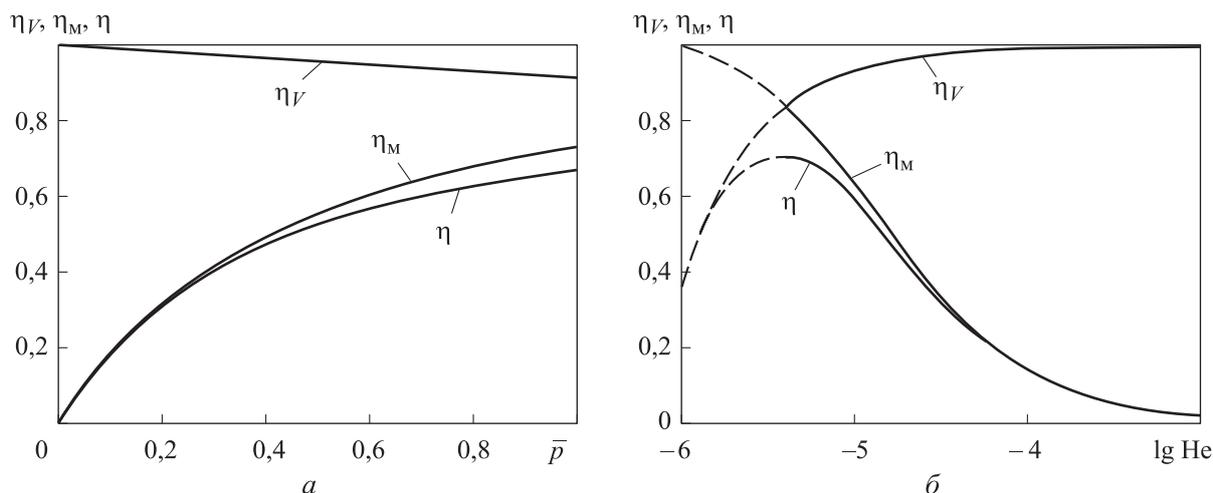


Рис. 3. Зависимости объемного η_V , механического η_M и общего η КПД насоса НМШ32-10 от безразмерного дифференциального давления \bar{p} (а) и логарифма числа Герси $\lg Re$ (б)

Зависимости объемного η_V , механического η_M и общего η КПД насоса НМШ32-10 от безразмерного дифференциального давления \bar{p} и числа Герси приведены на рис. 3. На рис. 3, б выбрана логарифмическая сетка аргумента, что позволяет увидеть поведение КПД во всем диапазоне Re .

Тестирование проводили при постоянной угловой скорости вращения ведущей шестерни и неизменной вязкости жидкости, поэтому изменение числа Герси на рис. 3, б обусловлено только вариацией давления. С учетом того, что при испытаниях наибольшее дифференциальное давление $p_{max} = 1$ МПа, наименьшее число Герси составило $6,9 \cdot 10^{-6}$. Левее этого значения графики показаны штриховыми линиями, так как полученные зависимости нельзя

экстраполировать на область высоких давлений.

Далее использовали результаты тестирования [15] насоса Ш40-4 при постоянной частоте вращения ведущей шестерни 980 мин^{-1} . Испытания проводили для трех жидкостей с разными значениями коэффициента кинематической вязкости: дизельным топливом ($\nu = 6 \text{ мм}^2/\text{с}$), маслом ($\nu = 75 \text{ мм}^2/\text{с}$) и мазутом ($\nu = 1800 \text{ мм}^2/\text{с}$). Нагрузочные характеристики шестеренного насоса Ш40-4 приведены на рис. 4. Там же точками показаны экспериментальные данные, указанные в работе [11].

Как и ранее, выполнен пересчет общего КПД и сравнение полученных результатов со значениями, указанными в техническом паспорте [11]. По этим данным построены зависимости

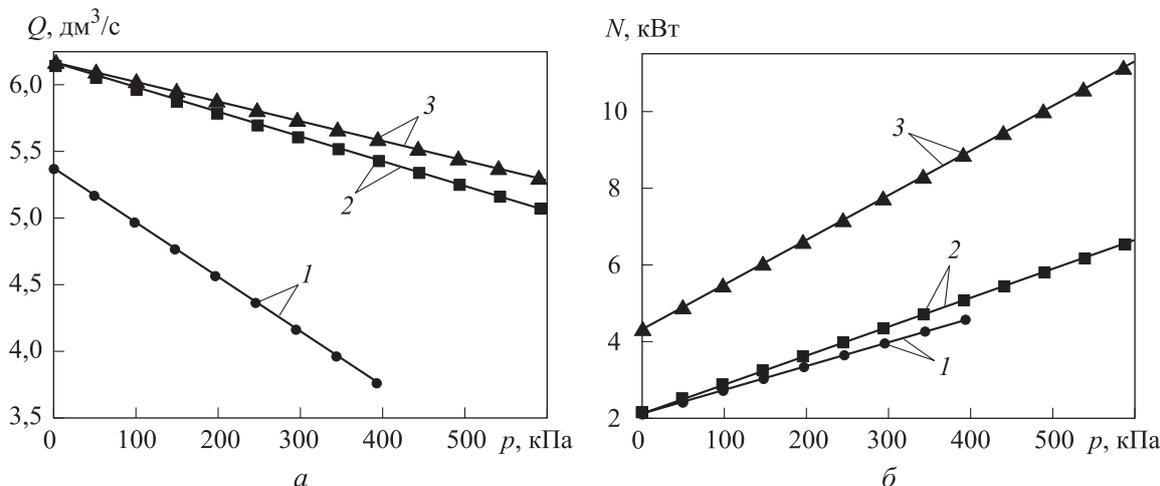


Рис. 4. Нагрузочные характеристики шестеренного насоса Ш40-4 при перекачивании дизельного топлива (1), масла (2) и мазута (3): точки — экспериментальные данные; сплошные линии — результаты расчета по формулам (2)

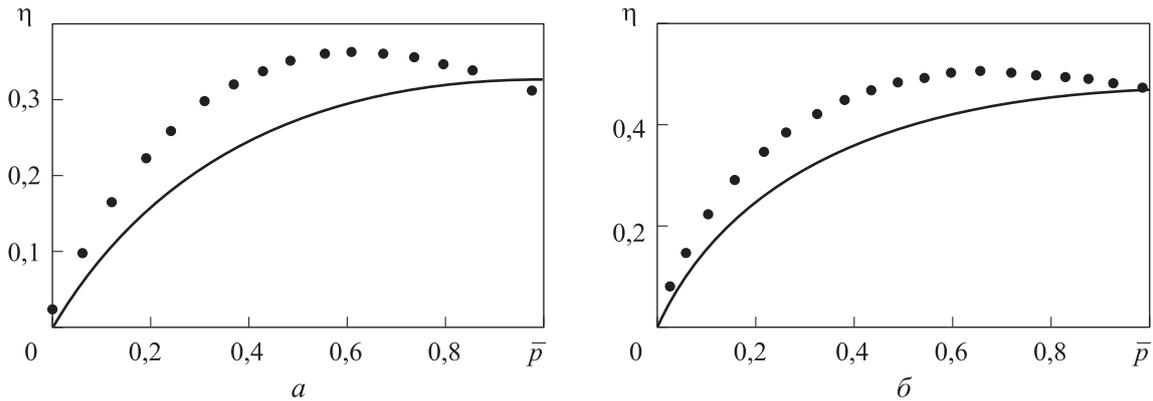


Рис. 5. Зависимости общего КПД η насоса Ш40-4 от безразмерного дифференциального давления при перекачивании дизельного топлива (а) и масла (б): точки — данные, указанные в техническом паспорте; линии — результаты расчета по экспериментальным данным

общего КПД насоса Ш40-4 от безразмерного дифференциального давления при перекачивании дизельного топлива и масла (рис. 5). Для дизельного топлива и масла результаты расчета КПД по экспериментальным данным [15] отличаются от значений, указанных в техническом паспорте, более чем на 25 %. Тогда как для мазута они различаются незначительно (на рис. 5 не показаны).

Следует отметить, что у масла и мазута подача насоса существенно больше, чем у дизельного топлива (см. рис. 4), причем у первых двух жидкостей разница небольшая. Затраченная мощность мало различается при перекачивании дизельного топлива и масла, тогда как у мазута она значительно больше. Это свидетельствует о немонокотной зависимости КПД насоса от коэффициента кинематической вязкости.

Как видно из табл. 1, в исследованном диапазоне дифференциального давления с увеличением коэффициента кинематической вязкости перекачиваемой жидкости КПД сначала растет, а затем заметно снижается.

Зависимости объемного и механического КПД насоса Ш40-4 от логарифма числа Герси при перекачивании дизельного топлива, масла и мазута приведены на рис. 6.

Методом наименьших квадратов подобраны безразмерные коэффициенты формул (1), дающие наилучшее приближение к экспериментальным данным (табл. 2).

Для каждой кривой, показанной на рис. 6, изменение числа Герси обусловлено разным коэффициентом кинематической вязкости жидкости и варьированием давления при испытаниях. Видно, что на одном насосе при разных значениях коэффициента кинематической вязкости жидкости графики качественно ведут себя одинаково, но количественно существенно различаются. Поэтому подбор неких средних значений эмпирических коэффициентов в формулах (1), как это было сделано в работе [13], не имеет смысла.

Согласно рис. 6, а, результаты расчета объемного КПД по первой формуле (1) хорошо согласуются с экспериментальными данными. Причем коэффициент $a_2 = 0$, т. е. слагаемым, отвечающим за утечки, в рассматриваемых условиях можно пренебречь.

Вторая формула (1) не позволяет правильно описать поведение механического КПД с увеличением числа Герси. Испытания показали плавное уменьшение значения η_m до нуля (рис. 6, б), а линии, построенные по результа-

Таблица 1

Значения КПД насоса Ш40-4 при различных значениях коэффициента кинематической вязкости перекачиваемых жидкостей и дифференциального давления

Коэффициент кинематической вязкости ν , мм ² /с	КПД, %, при дифференциальном давлении p , кПа			
	100	200	300	400
6	18,2	27,2	31,4	32,8
75	20,9	32,2	38,7	42,7
1800	11,1	17,8	22,1	25,0

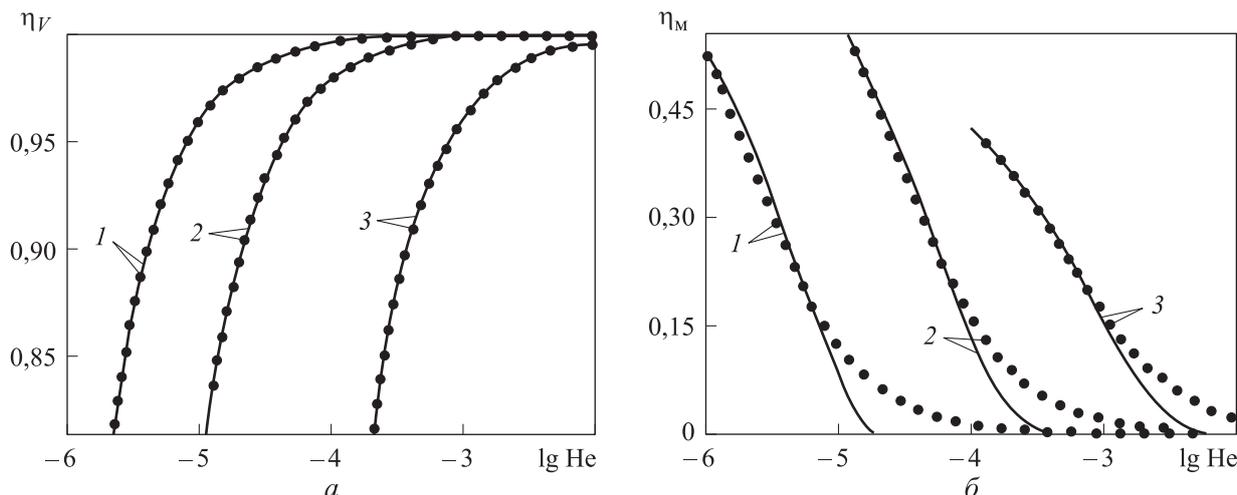


Рис. 6. Зависимости объемного η_V (а) и механического η_M (б) КПД насоса Ш40-4 от логарифма числа Герси $\lg Re$ при перекачивании дизельного топлива (1), масла (2) и мазута (3): точки — экспериментальные данные; линии — результаты расчета по формуле (1)

Таблица 2

Значения эмпирических коэффициентов формул (1), подобранные по результатам испытаний насоса Ш40-4

Коэффициент кинематической вязкости ν , мм ² /с	Эмпирические коэффициенты				
	$a_1 \cdot 10^7$	a_2	b_1	$b_2 \cdot 10^{-3}$	b_3
6	4,104	0	0,118	-43,590	391,7
75	20,660	0	0,073	-4,062	120,3
1800	386,300	0	0,390	-0,165	19,6

там расчета по формуле (3), предсказывают его быстрое падение.

Выводы

1. Подача насоса при перекачивании масла и мазута заметно превышает таковую для дизельного топлива, причем у первых двух жидкостей разница небольшая. Значения затраченной мощности мало различаются при перекачивании дизельного топлива и масла, тогда как у мазута она значительно больше. В результате КПД насоса зависит от коэффициента кинематической вязкости немонотонно. В исследованном диапазоне дифференциального давления с

увеличением коэффициента кинематической вязкости перекачиваемой жидкости КПД сначала растет, а затем заметно снижается.

2. Методом наименьших квадратов подобраны безразмерные коэффициенты в формулах для определения объемного и механического КПД, дающие наилучшее приближение к экспериментальным данным.

3. Результаты расчета объемного КПД по полученной формуле хорошо согласуются с экспериментальными данными. Причем слагаемым, отвечающим за утечки, в рассматриваемых условиях можно пренебречь. Формула для механического КПД не позволяет правильно описать поведение КПД с увеличением числа Герси.

Литература

[1] El-Hadj A.A., Bin Abd Rahim S.Z. Optimization of an External Gear Pump using Response Surface Method. *Journal of mechanics*, 2020, vol. 36, is. 4, pp. 567–575. PII S1727719120000076, doi: 10.1017/jmech.2020.7

[2] Corvaglia A., Ferrari A., Rundo M., Vento O. Three-dimensional model of an external gear pump with an experimental evaluation of the flow ripple. *Proceedings of the institution of mechanical engineers part C. Journal of mechanical engineering science*, 2020, art. no. 0954406220937043, doi: 10.1177/0954406220937043

- [3] Guo R., Li Y.T., Shi Y., Li H.C., Zhao J.Y., Gao D.R. Research on Identification Method of Wear Degradation of External Gear Pump Based on Flow Field Analysis. *Sensors*, 2020, vol. 20, is. 14, art. no. 4058, doi: 10.3390/s20144058
- [4] Partyka M.A., Natorska M. Discrete Optimization of a Gear Pump after Tooth Root Undercutting by Means of Multi-Dimensional Logic Functions. *Applied sciences-basel*, 2020, vol. 10, is. 13, art. no. 4682, doi: 10.3390/app10134682
- [5] Yan D., Tang Q., Kovacevic A., Zhang Y.X., Liu W., Liang P.H., Zhang H.J. Designing nano-aluminum laden fuel pump for aviation applications. *Proceedings of the institution of mechanical engineers part E. Journal of process mechanical engineering*, 2020, vol. 234, is. 6, pp. 634–643, art. no. 0954408920935315, doi: 10.1177/0954408920935315
- [6] Lu Y., Huang Z.P. A new hybrid model of sparsity empirical wavelet transform and adaptive dynamic least squares support vector machine for fault diagnosis of gear pump. *Advances in mechanical engineering*, 2020, vol. 12, is. 5, art. no. 1687814020922047, doi: 10.1177/1687814020922047
- [7] Аистов И.П., Свищёв А.В. Анализ и оценка экспериментальных и теоретических исследований пульсации давления нагнетательной полости шестеренного насоса Analysis and assessment of experimental and theoretical research of gear pump injection cavity pressure pulsation. *Современные технологии. Системный анализ. Моделирование*, 2016, № 3, с. 40–43.
- [8] Родионов Л.В. Особенности моделирования гидродинамики рабочего процесса шестеренного насоса The modeling of the external gear pump hydrodynamics. *Известия Самарского научного центра Российской академии наук*, 2017, т. 19, № 4, с. 15–21.
- [9] Rundo M. Models for flow rate simulation in gear pumps: A Review. *Energies*, 2017, no. 10(9), p. 1261, doi: 10.3390/en10091261
- [10] Zhao X., Vacca A. Theoretical Investigation into the ripple source of external gear pumps. *Energies*, 2019, no. 12 (3), p. 535, doi: 10.3390/en12030535
- [11] Chai H., Yang G., Wu G., Bai G., Li W. Research on flow characteristics of straight line conjugate internal meshing gear pump. *Processes*, 2020, vol. 8, no. 3, art. no. 269, doi: 10.3390/pr8030269
- [12] Manring N.D., Fales R.G. *Hydraulic control systems*. New York, John Wiley and Sons, 2005. 416 p.
- [13] Michael P., Khalid H., Wanke T. An Investigation of external gear pump efficiency and Stribeck values. *SAE Technical Papers*, 2012, vol. 8, doi: 10.4271/2012-01-2041
- [14] Великанов Н.Л., Наумов В.А., Корягин С.И. Анализ характеристик плунжерных насосов Analysis of characteristics of plunger pumps. *Вестник машиностроения*, 2018, № 3, с. 25–27.
- [15] АО «ГМС Ливгидромаш». Шестеренные насосы. URL: <http://www.hms-livgidromash.Ru/catalog/shesterennye-nasosy/> (дата обращения 08 марта 2020).

References

- [1] El-Hadj A.A., Bin Abd Rahim S.Z. Optimization of an External Gear Pump using Response Surface Method. *Journal of mechanics*, 2020, vol. 36, is. 4, pp. 567–575. PII S1727719120000076, doi: 10.1017/jmech.2020.7
- [2] Corvaglia A., Ferrari A., Rundo M., Vento O. Three-dimensional model of an external gear pump with an experimental evaluation of the flow ripple. *Proceedings of the institution of mechanical engineers part C. Journal of mechanical engineering science*, 2020, art. no. 0954406220937043, doi: 10.1177/0954406220937043
- [3] Guo R., Li Y.T., Shi Y., Li H.C., Zhao J.Y., Gao D.R. Research on Identification Method of Wear Degradation of External Gear Pump Based on Flow Field Analysis. *Sensors*, 2020, vol. 20, is. 14, art. no. 4058, doi: 10.3390/s20144058
- [4] Partyka M.A., Natorska M. Discrete Optimization of a Gear Pump after Tooth Root Undercutting by Means of Multi-Dimensional Logic Functions. *Applied sciences-basel*, 2020, vol. 10, is. 13, art. no. 4682, doi: 10.3390/app10134682
- [5] Yan D., Tang Q., Kovacevic A., Zhang Y.X., Liu W., Liang P.H., Zhang H.J. Designing nano-aluminum laden fuel pump for aviation applications. *Proceedings of the institution of me-*

- chanical engineers part E. *Journal of process mechanical engineering*, 2020, vol. 234, is. 6, pp. 634–643, art. no. 0954408920935315, doi: 10.1177/0954408920935315
- [6] Lu Y., Huang Z.P. A new hybrid model of sparsity empirical wavelet transform and adaptive dynamic least squares support vector machine for fault diagnosis of gear pump. *Advances in mechanical engineering*, 2020, vol. 12, is. 5, art. no. 1687814020922047, doi: 10.1177/1687814020922047
- [7] Aistov I.P., Svishchev A.V. Analysis and assessment of experimental and theoretical research of gear pump injection cavity pressure pulsation. *Sovremennyye tekhnologii. Sistemyy analiz. Modelirovaniye*, 2016, no. 3, pp. 40–43 (in Russ.).
- [8] Rodionov L.V. The modeling of the external gear pump hydrodynamics. *Izvestiya Samar-skogo nauchnogo tsentra Rossiyskoy akademii nauk*, 2017, vol. 19, no. 4, pp. 15–21 (in Russ.).
- [9] Rundo M. Models for flow rate simulation in gear pumps: A Review. *Energies*, 2017, no. 10(9), p. 1261, doi: 10.3390/en10091261
- [10] Zhao X., Vacca A. Theoretical Investigation into the ripple source of external gear pumps. *Energies*, 2019, no. 12 (3), p. 535, doi: 10.3390/en12030535
- [11] Chai H., Yang G., Wu G., Bai G., Li W. Research on flow characteristics of straight line conjugate internal meshing gear pump. *Processes*, 2020, vol. 8, no. 3, art. no. 269, doi: 10.3390/pr8030269
- [12] Manring N.D., Fales R.G. *Hydraulic control systems*. New York, John Wiley and Sons, 2005. 416 p.
- [13] Michael P., Khalid H., Wanke T. An Investigation of external gear pump efficiency and Stribeck values. *SAE Technical Papers*, 2012, vol. 8, doi: 10.4271/2012-01-2041
- [14] Velikanov N.L., Naumov V.A., Koryagin S.I. Analysis of characteristics of plunger pumps. *Vestnik mashinostroyeniya*, 2018, no. 3, pp. 25–27 (in Russ.).
- [15] АО “GMS Livgidromash”. *Shesterennyye nasosy* [JSC “HMS Livgidromash”. Gear pump]. Available at: <http://www.hms-livgidromash.Ru/catalog/shesterennyye-nasosy/> (accessed 08 March 2020).

Статья поступила в редакцию 10.11.2020

Информация об авторах

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

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

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Великанов Н.Л., Наумов В.А. Коэффициент полезного действия шестеренного насоса с внешним зацеплением. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2021, № 3, с. 53–61, doi: 10.18698/0536-1044-2021-3-53-61

Please cite this article in English as:

Velikanov N.L., Naumov V.A. Efficiency of External Gear Pump. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2021, no. 3, pp. 53–61, doi: 10.18698/0536-1044-2021-3-53-61

Information about the authors

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

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