СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ МЕТОДИК ПЕРЕСЧЕТА ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ С УЧЕТОМ ВЯЗКОСТИ ЖИДКОСТИ ПРИ ОЦЕНКЕ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОГО КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ

COMPARATIVE ANALYSIS OF CALCULATION METHODS FOR CENTRIFUGAL PUMPS TAKING INTO ACCOUNT LIQUID VISCOSITY IN ESTIMATING EFFICIENCY

Л. Р. Байкова
Lyalya R. Baykova

Уфимский государственный
нефтяной технический
университет,
г. Уфа, Российская Федерация

Ufa State Petroleum
Technological University,
Ufa, Russian Federation

А. В. Новичков
Anton V. Novichkov

Уфимский государственный
нефтяной технический
университет,
г. Уфа, Российская Федерация

Ufa State Petroleum
Technological University,
Ufa, Russian Federation

В системе магистрального транспорта нефти России в настоящее время главным показателем энергоэффективности работы нефтепровода являются затраты электроэнергии на перекачку, при этом основная часть расходов электроэнергии приходится на привод насосных агрегатов. Чтобы спрогнозировать эти затраты электроэнергии, необходимо руководствоваться плановыми режимами перекачки, а также фактическими параметрами технического состояния насосов, которые напрямую зависят от фактического коэффициента полезного действия (КПД) магистральных и подпорных насосных агрегатов. Плановые режимы перекачки известны заранее, и рассчитать требуемое количество электроэнергии не составляет труда. Однако реальные затраты на перекачку могут значительно превышать запланированную величину, так как фактический КПД насосных агрегатов может весьма ощутимо отличаться от паспортных значений. Таким образом, адекватная оценка действительного значения КПД насосных агрегатов, и, в первую очередь, основных магистральных насосов как наиболее энергоемкого оборудования, является актуальной и сложной задачей, зависящей от целого ряда факторов.

Авторами произведено сравнение двух методик пересчета паспортных значений КПД магистральных насосов: методики, изложенной в ГОСТ 6134-2007 «Насосы динамические. Методы испытаний», и методики Н.З. Аитовой и Л.Г. Колпакова.

Выполнено сопоставление расчетных значений КПД насосов с фактическими величинами КПД промышленных насосов, которые определялись по действительным значениям расхода нефти, давления на нагнетательных и всасывающих патрубках насоса, потребляемой мощности двигателя из сети.

В результате был сделан вывод о том, что методика Н.З. Аитовой и Л.Г. Колпакова, учитывающая коэффициент быстроходности, дает более достоверные результаты оценки КПД, что подтверждается фактическими данными.

Ключевые слова

энергоэффективность;
магистральный насос;
коэффициент полезного действия;
вязкая жидкость;
пересчет характеристики насоса

In the main oil transport system of Russia, at present, the main indicator of the energy efficiency of the oil pipeline operation is the cost of electricity for pumping, while the main part of the cost of electricity falls on the drive of pumping units. To predict these energy costs, it is necessary to be guided by the planned pumping modes, as well as the actual parameters of the technical condition of the pumps, which directly depend on the actual efficiency of the mainline and booster pumping units. The planned pumping modes are known in advance, and it is not difficult to calculate the required amount of electricity. However, the actual cost of pumping can significantly exceed the planned value, since the actual efficiency of pumping units can be quite noticeably different from the rated values. Thus, an adequate assessment of the actual value of the efficiency of pumping units, and, first of all, of the main main-line pumps as the most energy-intensive equipment, is an urgent and difficult task that depends on a number of factors.

The authors compared two methods for recalculating the passport values of the efficiency of main-line pumps: the method described in State Standard 6134-2007 «Dynamic Pumps. Test Methods» and method of N.Z. Aitova and L.G. Kolpakov.

Comparison of the calculated values of the efficiency of pumps with the actual values of the efficiency of industrial pumps, which were determined by the actual values of the oil flow rate, pressure at the discharge and suction nozzles of the pump, the power consumption of the engine from the network was made.

As a result, it was concluded that N.Z. Aitova and L.G. Kolpakov method, taking into account the speed coefficient, gives more reliable results of the efficiency assessment, which is confirmed by the actual data.

Введение

В настоящее время в системе магистрального транспорта нефти России главным показателем энергоэффективности работы нефтепровода являются затраты электроэнергии на перекачку [1, 2], при этом основная часть расходов электроэнергии приходится на привод насосных агрегатов. Для того чтобы спрогнозировать эти затраты электроэнергии, необходимо руководствоваться плановыми режимами перекачки, а также фактическими параметрами технического состояния насосов, которые напрямую зависят от фактического КПД магистральных и подпорных насосных агрегатов. Плановые режимы перекачки известны заранее, и рассчитать требуемое количество электроэнергии не составляет труда. Однако реальные затраты на перекачку могут значительно превышать запланированную величину, так как фактический КПД насосных агрегатов может весьма ощутимо отличаться от паспортных значений. Таким образом, адекватная оценка действительного значения КПД насосных агрегатов, и, в первую очередь, основных магистральных насосов как наиболее энергоемкого оборудования, является актуальной и сложной задачей, зависящей от целого ряда факторов.

Оценка фактического КПД магистральных насосных агрегатов (МНА) и его отклонения

от паспортных значений в большей мере опирается на анализ КПД самого насоса, так как его КПД в большей степени зависит от режима работы, нежели КПД электродвигателя и механической передачи (соединительной муфты). При этом известно, что эксплуатация центробежных насосов считается энергоэффективной в пределах рабочей зоны насоса, соответствующей диапазону подач насоса, при которых происходит снижение КПД в пределах 2–3 % [3].

Одним из недостатков центробежных насосов является довольно заметное снижение КПД с ростом вязкости перекачиваемой жидкости [4]. Учитывая то, что все паспортные характеристики насоса получены при проведении испытаний на воде, описанный выше недостаток может затруднить оценку фактического значения КПД насоса. Если не учитывать влияние вязкости перекачиваемой жидкости на энергетические характеристики насоса, то можно получить значительную погрешность при планировании энергозатрат, а также сделать ошибочный вывод о техническом состоянии самого агрегата.

Следовательно, для того чтобы этого избежать, необходимо проводить корректировку КПД с учетом свойств вязкой жидкости. Существует несколько методик пересчета характеристик насоса, полученных при прове-

Keywords

energy efficiency; main pump;
efficiency; viscous liquid;
recalculation of pump characteristics

дении испытаний на воде, на более вязкую жидкость, например, нефть. В настоящее время для пересчета характеристик центробежных насосов рекомендуется методика, изложенная в [5]. В ее основе лежит порядок пересчета, разработанный еще в 50-е годы прошлого века для нефтяных промысловых центробежных насосов. Позднее, на основе проведенных экспериментов с магистральными насосами, которые отличаются более высокими подачами, Н.З. Аитовой и Л.Г. Колпаковым была разработана методика, учитывающая коэффициент быстроходности насосов. В работе выполнен сравнительный анализ применения данных методик для пересчета характеристик, в частности КПД, путем сопоставления фактических, паспортных и пересчитанных значений КПД для магистральных насосов типа НМ, находящихся в эксплуатации.

Определение фактического КПД магистральных насосов

Фактический КПД насосов рассчитывался по действительным значениям расхода нефти, давления на нагнетательных и всасывающих

патрубках насоса, потребляемой мощности двигателя из сети. При этом производилась оценка трёх насосных агрегатов (НА), два (НА № 1 и НА № 2) из которых установлены в насосном цеху, который работает на нефтепровод № 1, а третий агрегат (НА № 3) установлен в другом насосном цеху, работающем на нефтепровод № 2. Рассматриваемые насосы – новые, имеют идентичное техническое состояние. Насосы марки НМ 10000-210, диаметры рабочего колеса НА № 1 530 мм, НА № 2 — 495 мм, НА № 3 — 520 мм.

Насосные агрегаты № 1 и № 3 оборудованы электродвигателем СТД-8000, насосный агрегат № 2 — СТД-6300.

Замеры расхода нефти, давлений и потребляемой электродвигателем производились пять раз в течение одного дня с интервалом в 2 ч. Для более детального анализа замеры производились на различных режимах перекачки в разные дни. В таблице 1 приведены средние фактические значения расхода, давления нефти и потребляемой электродвигателем мощности, полученные на основе снятых в течение одного дня замеров.

Таблица 1. Результаты замеров параметров работы насосных агрегатов

Номер насосного агрегата	Расход, м³/ч	Давление на всасывании, кгс/см²	Давление на нагнетании, кгс/см²	Потребляемая электродвигателем мощность, кВт
НА № 1	Дата замера № 1			
	9401,40	11,60	35,28	7704,40
	Дата замера № 2			
	8502,40	19,00	44,32	7539,20
	Дата замера № 3			
НА № 2	8070,20	24,00	49,50	7378,60
	Дата замера № 1			
	9328,60	14,70	33,06	5889,80
	Дата замера № 2			
	8081,40	19,00	44,32	7539,20
НА № 3	Дата замера № 3			
	10597,00	18,02	34,04	5840,00
	Дата замера № 1			
	11331,60	35,10	54,14	7389,00
	Дата замера № 2			
НА № 3	10290,20	19,10	40,42	7387,00
	Дата замера № 3			
НА № 3	8928,20	15,28	38,4	7253,40

Фактический КПД насоса оценивался по формуле

$$\eta_{\text{факт}} = \frac{(P_{\text{наг}} - P_{\text{вс}}) \cdot Q}{N_{\text{подв}}^{\text{н}}}, \quad (1)$$

где $P_{\text{наг}}$, $P_{\text{вс}}$ – давления на нагнетании и всасывании насоса соответственно, Па;

Q — подача насоса, м³/с;

$N_{\text{подв}}^{\text{н}}$ — мощность, подводимая к насосу, Вт.

Подводимая к насосу мощность рассчитывалась по формуле

$$N_{\text{подв}}^{\text{н}} = N_{\text{подв}} \cdot \eta_{\text{эд}} \cdot \eta_{\text{мех}}, \quad (2)$$

где $N_{\text{подв}}$ — мощность, потребляемая электродвигателем из сети, кВт;

$\eta_{\text{эд}}$ — КПД электродвигателя;

$\eta_{\text{мех}}$ — КПД механической передачи (муфты упруго-пластинчатой), $\eta_{\text{мех}} = 0,99$ [6].

Для синхронных электродвигателей КПД в зависимости от степени их загрузки, определялся по формуле [6].

$$\eta_{\text{эд}} = r_0 + r_1 \cdot K_3 + r_2 \cdot K_3^2, \quad (3)$$

где r_0, r_1, r_2 — эмпирические коэффициенты;

K_3 — коэффициент загрузки электродвигателя.

Таблица 2. Результаты расчетов фактического КПД насоса

Номер насоса	День проведения замеров	Коэффициент загрузки электродвигателя	КПД электродвигателя	Мощность, подводимая к валу насоса, кВт	Фактический КПД насоса, %
НА № 1	№ 1	0,963	0,966	7371,08	82,3
	№ 2	0,941	0,965	7196,20	81,6
	№ 3	0,922	0,965	7045,90	79,5
НА № 2	№ 1	0,935	0,965	5627,43	82,9
	№ 2	0,903	0,964	5423,99	81,3
	№ 3	0,927	0,965	5577,90	83,1
НА № 3	№ 1	0,924	0,965	7055,96	83,3
	№ 2	0,923	0,965	7054,05	84,8
	№ 3	0,907	0,964	6920,62	81,2

Методика по ГОСТ 6134-2007

Пересчет паспортных характеристик насоса, полученных на воде, по методу [5] основан на использовании поправочных коэффициентов, определенных по номограмме в зависимости от числа Рейнольдса, рассчитанного для вязкой жидкости, движущейся в межлопаточном пространстве рабочего колеса. В частности, для пересчета КПД насоса используется зависимость вида [5]:

$$\eta_{\text{vis}} = C_{\eta} \cdot \eta_w, \quad (5)$$

где η_w — КПД насоса по паспортной характеристике насоса, полученной при испытании насоса на воде.

C_{η} — коэффициент пересчета, определенный по номограмме, представленной на рисунке 1 [5].

Число Рейнольдса рассчитывается по формуле [5]:

$$Re = \frac{Q_w}{\nu_{\text{vis}} \cdot D_{\text{экв}}}, \quad (5)$$

где Q_w — подача насоса на воде в зоне максимального КПД, м³/с;

Значения коэффициентов в формуле (3) для синхронных двигателей были приняты равными $r_0 = 0,89$, $r_1 = 0,114$, $r_2 = -3,601 \times 10^{-2}$ в соответствии с [6].

Коэффициент загрузки электродвигателя рассчитывался как отношение мощности, подводимой к электродвигателю, и его номинальной мощности:

$$K_3 = \frac{N_{\text{подв}}}{N_{\text{ном}}^{\text{эд}}}. \quad (4)$$

Результаты расчета фактических значений КПД насосов по формулам (1)–(4) представлены в таблице 2.

ν_{vis} — кинематическая вязкость нефти, м²/с;

$D_{\text{экв}}$ — эквивалентный диаметр рабочего колеса, м.

Эквивалентный диаметр определяется по формуле [5]:

$$D_{\text{экв}} = \sqrt{4 \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot K}, \quad (6)$$

где D_2 — наружный диаметр рабочего колеса, м;

b_2 — ширина лопасти рабочего колеса на выходе, м;

K — коэффициент стеснения потока лопастями, рассчитываемый по формуле [5]:

$$K = 1 - \frac{\sigma \cdot Z}{\pi \cdot D_2}, \quad (7)$$

где σ — толщина лопасти в окружном направлении на диаметре D_2 , м;

Z — количество лопастей.

Вязкость перекачиваемой нефти в трубопроводе № 1 равна 28,5 сСт, в трубопроводе № 2 — 18,3 сСт. Геометрические параметры рабочего колеса рассматриваемых насосов и результаты расчета соответствующих чисел Рейнольдса представлены в таблице 3.

Рисунок 1. Коэффициенты пересчета характеристик с воды на вязкие жидкости в зависимости от числа Рейнольдса [5]

Таблицы 3. Параметры рабочих колес насосов и результаты определения чисел Рейнольдса

Насос	Наружный диаметр рабочего колеса D2, м	Ширина лопасти рабочего колеса на выходе b2, м	Количество лопастей, шт.	Толщина лопасти σ, м	Число Рейнольдса Re
НА № 1	0,520	0,06	7	0,007	280131
НА № 2	0,530	0,06	7	0,007	277395
НА № 3	0,495	0,06	7	0,007	447501

Обращаясь к номограмме, представленной на рисунке 1, видно, что все коэффициенты пересчета принимаются равными 1, режим течения жидкости в рабочем колесе считается автомодельным. Строго говоря, данная методика подразумевает, что пересчета паспортных характеристик насоса при числах Рейнольдса более 10^5 не требуется.

Методика Н.З. Аитовой и Л.Г. Колпакова

Другой рассматриваемой методикой пересчета КПД насоса с воды на вязкую жидкость является методика Н.З. Аитовой и Л.Г. Колпакова. Для пересчета применяется следующая формула [4]:

$$\eta_{vis} = \eta_w \cdot \left[1 - \eta_w \cdot \left(\alpha \cdot \lg \frac{Re_w}{Re_{vis}} + \frac{A}{Re_{vis}^{0,89}} \right) \right], \quad (8)$$

где α — коэффициент, зависящий от числа Re и определяемый согласно графику (рисунок 2);

A — коэффициент, зависящий от конструкции центробежного насоса, определяемый коэффициентом быстроходности насоса n_s (рисунок 3);

Re_w, Re_{vis} — числа Рейнольдса, определяемые по воде и вязкой жидкости.

Рисунок 2. Зависимость расчетного коэффициента α от числа Рейнольдса

Рисунок 3. Зависимость расчетного коэффициента A от коэффициента быстроходности насоса n_s

При использовании данной методики числа Рейнольдса определяются по формуле:

$$Re = \frac{n \cdot D_2^2}{\nu}, \quad (9)$$

где n — частота вращения вала насоса, c^{-1} .

Частота вращения всех исследуемых насосов на момент замеров составляла 3000 об/мин.

Вязкость воды при расчетах принималась равной 1 сСт. Коэффициент α был принят равным 0,035 в соответствии с рисунком 2, коэффициент A — 200, в соответствии с рисунком 3.

Результаты пересчета КПД насосов с воды на вязкую жидкость представлены в таблице 4.

Таблица 4. Результаты пересчета КПД насоса с воды на вязкую жидкость по методике Аитовой-Колпакова

Насос	Паспортное значение КПД насоса, полученное при испытании на воде, %	КПД насоса, полученное путем пересчета по методике Аитовой-Колпакова, %	Различие между паспортным КПД насоса и КПД, рассчитанным по методике Аитовой-Колпакова, %
Дата замера № 1			
НА № 1	87,7	83,6	4,1
НА № 2	86,8	82,9	4,0
НА № 3	86,7	82,8	4,0
Дата замера № 2			
НА № 1	87,4	83,4	4,0
НА № 2	85,6	81,7	3,9
НА № 3	84,7	80,9	3,8
Дата замера № 3			
НА № 1	86,3	82,3	3,9
НА № 2	84,7	80,9	3,8
НА № 3	87,6	83,5	4,1

По результатам, приведенным в таблице 4, видно, при пересчете КПД с воды на вязкую жидкость наблюдается его снижение на 4 %. Для подтверждения справедливости результатов пересчета по методике Аитовой-Колпакова обратимся к сравнению результатов расчета реального КПД насоса, рассчитанного по действительным параметрам работы насосного

агрегата, и пересчитанных значений КПД по методикам ГОСТ 6134-2007 и Аитовой-Колпакова (таблица 5). Так как в соответствии с методикой ГОСТ 6134-2007 коэффициенты пересчета равны единице и пересчет не требуется, то в таблице 5 приведены значения КПД насоса, соответствующие паспортным значениям.

Таблица 5. Результаты сравнения фактического КПД насоса с теоретическим КПД насоса, пересчитанным с воды на вязкую жидкость

Насос	КПД насоса по методике ГОСТ 6134-2007 (паспортный КПД насоса), %	КПД насоса, рассчитанный по методике Аитовой-Колпакова, %	Фактический КПД насоса, %	Разница между паспортным значением КПД и фактическим КПД, %	Разница между КПД по методике Аитовой-Колпакова и фактическим КПД, %
Дата замера № 1					
НА № 1	87,7	83,6	83,3	4,1	0,4
НА № 2	86,8	82,9	82,3	4,0	0,5
НА № 3	86,7	82,8	82,9	4,0	-0,2
Дата замера № 2					
НА № 1	87,4	83,4	84,8	4,0	-1,4
НА № 2	85,6	81,7	81,6	3,9	0,1
НА № 3	84,7	80,9	81,3	3,8	-0,4
Дата замера № 3					
НА № 1	86,3	82,3	81,2	3,9	1,1
НА № 2	84,7	80,9	79,5	3,8	1,4
НА № 3	87,6	83,5	83,1	4,1	0,4

Из таблицы 5 видно, что рассчитанный по методике Н.З. Аитовой и Л.Г. Колпакова КПД насоса отклоняется от фактического в пределах от 0,1 % до 1,4 %. Следует отметить, что при этом в шести из девяти рассматриваемых случаев не превышает 0,5 %.

В то же время фактический КПД насоса отличается от паспортного значения на всех рассматриваемых режимах на 4 % с отклонениями в пределах 0,1 %. Снижение КПД трёх разных насосов на приблизительно одинаковое значение, учитывая также, что насосы имеют полностью исправное состояние, еще раз подтверждает тот факт, что вязкость перекачиваемой жидкости влияет и при больших значениях чисел Рейнольдса в межлопаточной части рабочего колеса и проточной части насоса.

СПИСОК ИСПОЛЪЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Ревель-Муроз П.А. Разработка методов повышения энергоэффективности нефтепроводного транспорта с внедрением комплекса энергосберегающих технологий: дис. ... канд. тех. наук. Уфа: Изд-во УГНТУ, 2018. 202 с.
2. Бажайкин С.Г., Лукманов М.Р., Михеев А.С. К вопросу эффективности транспортировки нефти и нефтепродуктов по магистральным трубопроводам // Деловой журнал «Neftegaz.RU». 2018. № 12 (84). С. 36–39.
3. Шаммазов А.М., Александров В.Н., Гольянов А.И. Проектирование и эксплуатация насосных и компрессорных станций. М.: Недра-Бизнесцентр, 2003. 404 с.
4. Колпаков Л.Г. Эксплуатация магистральных центробежных насосов. Уфа: Изд-во УНИ, 1988. 116 с.
5. ГОСТ 6134-2007. Насосы динамические. Методы испытаний. М.: Стандартинформ, 2008. 101 с.
6. Нечваль А.М. Основные задачи при проектировании и эксплуатации магистральных нефтепроводов. Уфа: Изд-во УГНТУ, 2005. 81 с.

REFERENCES

1. Revel-Muroz P.A. *Razrabotka metodov povysheniya energoeffektivnosti nefteprovodnogo transporta s vnedreniem kompleksa energosberegayushchikh tekhnologii*.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ ABOUT THE AUTHORS

Байкова Ляля Ридовна, канд. техн. наук., доцент, заместитель заведующего кафедрой «Гидрогазодинамика трубопроводных систем и гидромашины», ФГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация

Lyalya R. Baykova, Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor, Deputy Head of Fluid-Gas Dynamics of Pipeline Systems and Hydraulic Machines Department, USPTU, Ufa, Russian Federation

e-mail: hydrolyalya@mail.ru

Новичков Антон Вячеславович, ассистент кафедры «Гидрогазодинамика трубопроводных систем и гидромашины», ФГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация

Anton V. Novichkov, Assistant of Fluid-Gas Dynamics of Pipeline Systems and Hydraulic Machines Department, USPTU, Ufa, Russian Federation

e-mail: av.novi4kov@gmail.com

Выводы

Таким образом, на основе проведенных расчетов авторами был сделан вывод о том, что методика [5] пересчета КПД насоса с воды на вязкую жидкость не позволяет с достаточной точностью определить КПД насоса, перекачивающего достаточно вязкую жидкость, а, следовательно, ведет к погрешностям при прогнозировании энергозатрат на привод, и способна исказить представление о техническом состоянии самих насосов. Методика Н.З. Аитовой и Л.Г. Колпакова, учитывающая коэффициент быстроходности, дает более достоверные результаты оценки КПД, что подтверждается фактическими данными.

dis. kand. tekhn. nauk [Development of Methods for Increasing the Energy Efficiency of Oil Pipeline Transport with the Introduction of a Set of Energy-Saving Technologies: Cand. Engin. Sci. Diss.]. Ufa, UGNTU Publ., 2018. 202 p. [in Russian].

2. Bazhaikin S.G., Lukmanov M.R., Mikheev A.S. K voprosu effektivnosti transportirovki nefi i nefteproduktov po magistral'nym truboprovodam [On the Issue of the Efficiency of Transportation of Oil and Oil Products Through Main Pipelines]. *Delovoi zhurnal «Neftegaz.RU» — Business Magazine «Neftegaz.RU»*, 2018, No. 12 (84), pp. 36–39. [in Russian].

3. Shammazov A.M., Aleksandrov V.N., Golyanov A.I. *Proektirovani i ekspluatatsiya nasosnykh i kompressornykh stantsii* [Design and Operation of Pumping and Compressor Stations]. Moscow, Nedra-Biznestsentr Publ., 2003. 404 p. [in Russian].

4. Kolpakov L.G. *Ekspluatatsiya magistral'nykh tsentrobezhnykh nasosov* [Operation of Mainline Centrifugal Pumps]. Ufa, UNI Publ., 1988. 116 p. [in Russian].

5. *GOST 6134-2007. Nasosy dinamicheskie. Metody ispytani* [State Standard 6134-2007. Rotodynamic Pumps. Test Methods]. Moscow, Standartinform Publ., 2008. 101 p. [in Russian].

6. Nechval A.M. *Osnovnye zadachi pri proektirovani i ekspluatatsii magistral'nykh nefteprovodov* [The Main Tasks in the Design and Operation of Oil Trunk Pipelines]. Ufa, UGNTU Publ., 2005. 81 p. [in Russian].