УДК 622.276:621.65

Рымарь Артём Евгеньевич, магистрант
(ДВФУ, г. Владивосток)
Коробейников Илья Алексеевич, магистрант
(ДВФУ, г. Владивосток)
Шут Михаил Сергеевич, выпускник бакалавриата
(ДВФУ, г. Владивосток)
Artem E. Rymar, Master's student
(FEFU, Vladivostok)
Ilya A. Korobeinikov, Master's student
(FEFU, Vladivostok)
Mikhail S. Shut, bachelor's degree graduate
(FEFU, Vladivostok)

ВЛИЯНИЕ СТАТИЧЕСКОГО НАПОРА НА РАСЧЕТНЫЙ ПОТЕНЦИАЛ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ НЕФТЕПЕРЕКАЧИВАЮЩЕЙ УСТАНОВКИ

EFFECT OF STATIC HEAD ON THE ESTIMATED ENERGY SAVING POTENTIAL OF AN OIL TRANSFER PUMPING UNIT

Аннотация. Выполнен сценарный расчет нефтеперекачивающей установки при одинаковом полезном объеме перекачки. При росте доли статического напора с 0 до 0,75 и относительном КПД 0,95 снижение энергии уменьшается с 25,16 до 2,34 %. Результаты относятся к идеализированной модели.

Abstract. Oil transfer energy was calculated for equal useful throughput. At a relative efficiency of 0.95, increasing the static head fraction from 0 to 0.75 reduced energy savings from 25.16% to 2.34%. The results describe an idealized scenario model.

Постановка задачи

Энергопотребление нефтеперекачивающей установки при переменной подаче зависит не только от напора, но и от потерь в самом насосе, электродвигателе и приводе. В методических материалах DOE и Hydraulic Institute [1] подчеркивается, что насос необходимо анализировать в связке с гидравлической системой. В нефтяной отрасли подобный подход применим при перекачке продукта между резервуарами и технологическими участками. Стоит отметить, что в данной работе мы абстрагируемся от параметров какого-либо конкретного объекта.

Наша цель – оценить, как доля статического напора и изменение КПД сказываются на предварительном расчете энергосбережения. В статье сравниваются два подхода к обеспечению одинакового графика подачи. Исследование носит исключительно расчетный характер: исходные режимы заданы авторами, а натурные испытания оборудования не проводились.

Математическая модель

В качестве требуемого напора мы рассматриваем сумму постоянной составляющей H_S и квадратичных потерь в трубопроводе. В расчетных формулах объемный расход Q выражен в м^3/с, а напор – в метрах. Для каждого отдельного сценария коэффициент K принимается неизменным:

$$H(Q) = H_s + KQ^2 \tag{1}$$

За базовый сценарий принимаем идеализированное дросселирование. В нем напор перед клапаном остается постоянным (H0H0), как и суммарный КПД (η0), а избыточное давление просто сбрасывается на клапане. В регулируемом варианте установка создает ровно столько напора, сколько требуется по системе – H(Q), при этом суммарный КПД составляет кη0. Сразу оговоримся, что предложенная модель не заменяет паспортную характеристику реального насоса:

$$P_b = \frac{\rho g Q H_0}{\eta_0}; \quad P_c = \frac{\rho g Q H(Q)}{\kappa \eta_0} \tag{2}$$

Если ввести относительные величины r=Q/Q_0 и s=Hs/H0, то из условия H(Q0)=H0 мы получим безразмерную зависимость:

$$\frac{P_c}{P_0} = \frac{r[s + (1 - s)r^2]}{\kappa} \tag{3}$$

Стоит обратить внимание, что строго кубическая зависимость проявляется только в частном случае, когда s=0 и к=1. В руководстве по регулируемым насосам [2] системы со статическим напором вынесены в отдельную категорию, а необходимость учета динамики КПД на этапе

предварительного анализа обоснована в работе [3]. В наших формулах к выступает как независимый параметр сценария, а не как результат пересчета КПД от частоты вращения.

Расчетные режимы и суточный профиль

Приняты ρ = 850 кг/м³, g = 9,81 м/с², Q_0 = 500 м³/ч, H_0 = 120 м, η_0 = 0,75. Данные значения носят условный характер и описывают типичный жидкий нефтепродукт и параметры установки. Номинальная мощность составляет P_0=185,30 кВт. Суточный график разбит на четыре равных интервала по 6 часов, а суммарный полезный объем перекачки в обоих вариантах одинаков – 9750 м³. Для краткости в таблице базовую мощность мы обозначаем как Рб, а регулируемую – как Рр.

Таблица 1 – Назначенный профиль и мощность при s = 0,50; к = 0,95

Время, ч	Q, м³/ч	H(Q), м	Рб, кВт	Рр, кВт
0–6	325	85,35	120,45	90,18
6–12	425	103,35	157,50	142,79
12–18	500	120,00	185,30	195,05
18–24	375	93,75	138,98	114,29

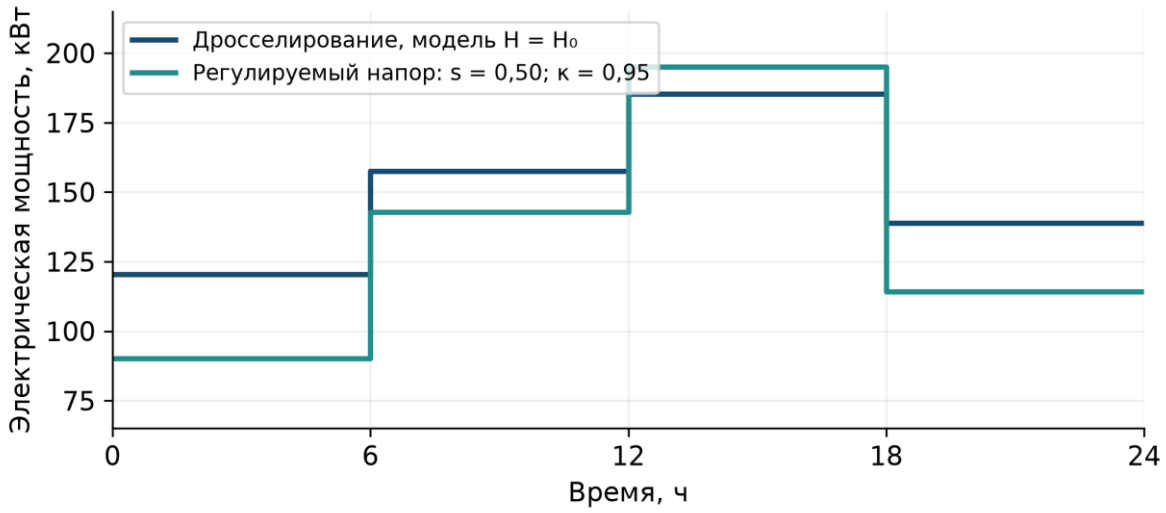

Рисунок 1 – Расчетный профиль электрической мощности; полезная подача одинакова

Энергия получена суммированием произведений мощности на длительность интервалов. Базовое суточное потребление равно 3613,35 кВт·ч, регулируемое в выбранном сценарии – 3253,84 кВт·ч. Разность 359,51 кВт·ч соответствует снижению на 9,95 %, а удельная энергия – 0,334 кВт·ч/м^3.

Обратим внимание на интервал с 12 до 18 часов, когда подача достигает номинала. Здесь снижать требуемый напор уже некуда. Из-за падения

КПД (при к=0,95) регулируемый привод в этот период будет потреблять даже больше базового: 195,05 кВт против 185,30 кВт. Таким образом, суточная экономия формируется за счет других интервалов, и это вовсе не означает, что мощность снижается в любую секунду работы.

Чувствительность к напору и КПД

Выполнены 12 сочетаний s ∈ {0; 0,25; 0,50; 0,75} и к ∈ {1; 0,95; 0,90}. Все остальные параметры (плотность, номинальные значения, график и объем перекачки) мы оставили неизменными. Подчеркнем, что данные в таблице 2 и на рисунке 2 – это визуализация одного и того же расчета, а не результаты независимых опытов.

Таблица 2 – Снижение суточной энергии относительно дросселирования, %

s	к = 1,00	к = 0,95	к = 0,90
0,00	28,90	25,16	21,00
0,25	21,68	17,56	12,98
0,50	14,45	9,95	4,95
0,75	7,23	2,34	-3,08

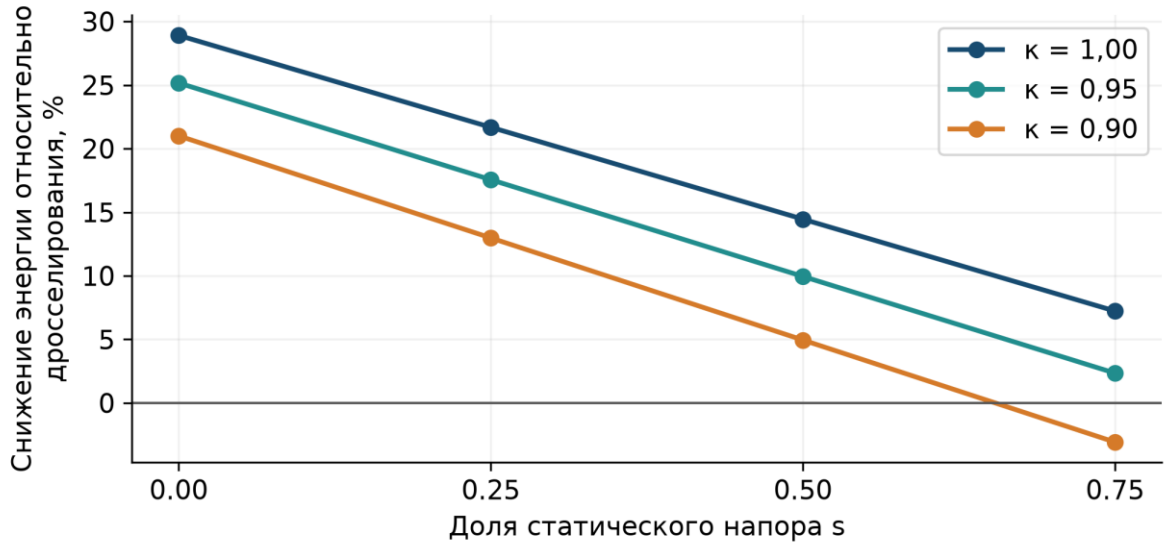

Рисунок 2 – Расчетное снижение энергии при изменении s и к

Если зафиксировать к=0,95, то рост доли статического напора s*s* с 0 до 0,75 обрушивает потенциальную экономию с 25,16 % до 2,34 %. При идеальном КПД (к=1) кубическая оценка для s=0 дает 28,90 %, а для s=0,50 – уже 14,45 %. Разница составляет внушительные 14,45 п.п.

Не менее важен и отрицательный эффект. В сценарии с s=0,75 и к=0,90 мы получили не экономию, а перерасход в 3,08 %, что за модельные сутки составляет лишние 111,37 кВт·ч. Отсюда следует важный вывод: даже на упрощенной модели смена способа регулирования сама по себе не является гарантией энергоэффективности.

Интерпретация и ограничения

Если просуммировать уравнение (3), можно вывести условие, при котором энергосбережение будет положительным. Для этого коэффициент к должен быть больше выражения $s+(1-s)B$, где B – отношение суммы $t_1 r i_1^3$ к сумме $t_1 r_1$. Для нашего суточного профиля B=0,71096. Таким образом, пороговое значение к составляет 0,85548 при s=0,50 и 0,92774 при s=0,75. Важно понимать, что этот критерий работает для интегральной энергии за весь цикл, а не для какой-то одной рабочей точки.

При варьировании s мы оставляли H_0 неизменным, поэтому одновременно менялись H_S и коэффициент сопротивления K. По сути, каждый сценарий описывает новую гидравлическую систему, а не модернизацию одного и того же трубопровода. Коэффициент к в нашей модели агрегирует потери сразу в насосе, электродвигателе и преобразователе частоты, поэтому для всех четырех режимов он принят одинаковым.

В рамках данного исследования мы намеренно не учитывали ряд факторов: вязкостные поправки, колебания температуры и состава нефти, кавитационный запас, ограничения по минимальной подаче, а также пульсации и переходные процессы. Рабочие частоты вращения не определялись. Реальная достижимость расчетных точек должна проверяться по паспортным характеристикам конкретного насоса – наш расчет не доказывает, что оборудование можно эксплуатировать в таком режиме [1–3]. Вопросы экономической окупаемости в статье также не затрагивались.

Заключение

Расчеты для полезного объема в 9750 м³ наглядно демонстрируют, что наличие статического напора серьезно ограничивает потенциал энергосбережения от регулирования. Если при s=0,50 и к=0,95 мы получаем экономию суточной энергии в 9,95 %, то при s=0,75 и к=0,90 потребление, наоборот, вырастает на 3,08 %. Главная практическая ценность работы заключается в воспроизводимой методике предварительной оценки и в критерии, который подсказывает инженерам, какие именно параметры нужно измерить, прежде чем выбирать тип привода.

Список литературы

[1] U.S. Department of Energy; Hydraulic Institute. Improving Pumping System Performance: A Sourcebook for Industry. 2nd ed. DOE/GO-102006-2079. 2006.

[2] Hydraulic Institute; Europump; U.S. Department of Energy. Variable Speed Pumping: A Guide to Successful Applications. Executive Summary. DOE/GO-102004-1913. 2004.

[3] Guo W., Perera J., Cox D. F., Nimbalkar S. U., Wenning T. J., Thirumaran K., Levine E. Variable-Speed Pump Efficiency Calculation For Fluid Flow Systems with and without Static Head // International Journal of Energy Management. 2020. Vol. 2, no. 3. P. 38–50.