

Сергей Николаевич ПЕЩЕРЕНКО<sup>1</sup>

Дмитрий Николаевич ЛЕБЕДЕВ<sup>2</sup>

Данил Андреевич ПАВЛОВ<sup>3</sup>

УДК 532.133

## ВЛИЯНИЕ ВЯЗКОСТИ ЖИДКОСТИ НА РАБОЧИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСА ЭЦН7А-1000\*

<sup>1</sup> доктор физико-математических наук,  
заведующий кафедрой физических и технологических проблем нефтедобычи,  
Пермский национальный исследовательский политехнический университет;  
главный научный сотрудник, АО «Нововет-Пермь»  
peshcherenko@yandex.ru

<sup>2</sup> инженер-исследователь Департамента инновационных разработок,  
АО «Нововет-Пермь»  
lebedev.dn@novomet.ru

<sup>3</sup> магистр, Пермский национальный исследовательский политехнический университет;  
математик, АО «Нововет-Пермь»  
pavlov.da@novomet.ru

### Аннотация

В настоящее время добыча вязких нефтей из морских высокодебитных скважин ведется с использованием серийных центробежных насосов. Их подбор проводят индивидуально, моделируя скважинные условия в стендовых испытаниях. Данный подход является ресурсоемким, необходима разработка общих принципов учета влияния скважинных условий на характеристики насосов.

\* Работа выполнена при финансовой поддержке компании  
АО «Нововет-Пермь».

**Цитирование:** Пещеренко С. Н. Влияние вязкости жидкости на рабочие характеристики насоса ЭЦН7А-1000 / С. Н. Пещеренко, Д. Н. Лебедев, Д. А. Павлов // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. 2018. Том 4. № 4. С. 64-79.  
DOI: 10.21684/2411-7978-2018-4-4-64-79

С этой целью нами проведены стендовые испытания ступени ЭЦН7А-1000Э на масле ИТД 680 (ньютоновской жидкости) и эмульсии вода + масло ИТД 680 (неньютоновской жидкости) в диапазоне частот 3 000-6 000 об/мин.

Установлено, что при увеличении частоты вращения напор и КПД ступени монотонно растут во всем исследованном диапазоне вязкостей.

Потребляемая ступеню мощность изменяется с подачей не монотонно: на малых подачах (до 300-800 м<sup>3</sup>/сут) мощность уменьшается при увеличении вязкости, на больших подачах — растет. Это происходит потому, что, во-первых, возрастает подъемная сила в гидроклине подшипников скольжения, а значит, уменьшается трение, во-вторых, уменьшаются утечки. Эффект возрастает при увеличении частоты вращения вала.

Проведены измерения нагрева жидкости по длине насоса и выполнен его расчет. Установлено, что экспериментальные данные и результаты расчета совпадают, если учитывать два механизма нагрева жидкости: из-за диссипации механической энергии в ступенях насоса и ее адиабатического сжатия. Показано, что нагрев приводит к изменению рабочих характеристик насоса на 1,5-3,5% при работе ньютоновской жидкости с вязкостью 340 сП на входе в насос.

При работе насоса на эмульсии (неньютоновской жидкости) происходит как нагрев жидкости, так и изменение ее реологии. Влияние на рабочие характеристики насоса оказалось существенно выше: напор ступени увеличился примерно в 1,5 раза, потребляемая мощность уменьшилась на 20%. Предложен способ измерения эффективной вязкости эмульсии по результатам испытаний насоса.

#### **Ключевые слова**

Вязкая нефть, эмульсия, центробежный насос, неньютоновская жидкость.

**DOI: 10.21684/2411-7978-2018-4-4-64-79**

#### **Введение**

По мере истощения запасов традиционной нефти основным объектом добычи становится вязкая нефть. Одной из ее основных особенностей является способность формировать стойкие высокодисперсные эмульсии при смешивании с водой. Эмульсия является термодинамически неравновесным состоянием системы «вода — нефть», самопроизвольно распадающимся на отдельные грубодисперсные фазы. Однако время жизни высокодисперсной эмульсии обычно больше времени ее прохождения через насос и НКТ (насосно-компрессорные трубы). Стойкость эмульсий обусловлена двумя факторами: термодинамическим и кинетическим.

Термодинамический фактор — это степень термодинамической неравновесности системы, энергия межфазных границ. Время жизни эмульсии тем больше, чем ниже поверхностная энергия, которая уменьшается за счет наличия в нефти природных ПАВ (поверхностно-активных веществ), создания двойных электрических слоев и сольватных оболочек на поверхности дисперсных частиц.

Двойной электрический слой образуют ионы противоположного знака. Сольватные оболочки возникают в результате действия вандерваальсовых сил (дипольного взаимодействия) или взаимодействия водородных связей молекул. Уменьшение энергии границы происходит за счет упорядочения ее структуры.

Кинетический фактор определяет скорость движения межфазных границ вода — нефть. Скорость движения межфазной границы уменьшается, если на границе находится частица третьей фазы (не полностью смачиваемая как водой, так и нефтью). Такие частицы повышают устойчивость эмульсии. Если частицы третьей фазы изменяют поверхностное натяжение границы, то вдоль границы возникает течение — в область локального повышения поверхностного натяжения (эффект Марангони). Например, если частицы третьей фазы локально уменьшают поверхностное натяжение, они будут отталкиваться друг от друга, перемещаясь в области границы, где их концентрация была ниже. Эти процессы объясняют известный из опыта рост вязкости эмульсии от времени после того, как эмульсия была сформирована [6].

При малых скоростях сдвига  $\gamma$  (порядка  $10 \text{ сек}^{-1}$ ) эмульсии вода — нефть являются неньютоновскими жидкостями, и их вязкость зависит от скорости сдвига [5, 7]. Если вязкость уменьшается при увеличении  $\gamma$ , это означает, что трение между слоями эмульсии уменьшается при увеличении скорости сдвига («обрываются» связи между молекулами). Если вязкость растет, это означает, что дисперсионная фаза, играющая роль смазки, не успевает заполнять пустое пространство, образующееся между дисперсными частицами. Типичный пример такой системы — смесь воды и песка. Однако при высоких скоростях деформации ( $\gamma > 100 \text{ сек}^{-1}$ ) вязкость эмульсий обычно уже не зависит от скорости деформации.

На величину вязкости существенно влияют дисперсность и особенно обводненность смеси. Обводненность — это главный фактор, определяющий вязкость эмульсии. Зависимость вязкости от обводненности всегда немонотонная с максимумом при 60-80% [6]. Поскольку капли нефти в воде имеют примерно равные размеры, то состоянию системы с максимальной вязкостью соответствует практически предельно возможная плотность упаковки капель нефти (максимальная плотность случайной упаковки монодисперсных частиц равна 64% [1]).

В настоящее время добыча вязкой нефти преимущественно ведется методом парогравитационного дренажа (Steam Assisted Gravity Drainage) из малодебитных скважин. Новым направлением в добыче вязкой нефти можно считать начавшиеся разработки морских высокодебитных скважин, которые ведутся с использованием серийных ЭЦН (электро-центробежных насосов) [9]. При реализации этого направления работ возникла проблема подбора применяемых в них серийных насосов для новых условий эксплуатации. Пока известны лишь единичные примеры ее решения. Так, в статье [10] работу насоса ( $Q_{\text{ном}} = 1 \text{ 000 бар/сут}$ ) моделировали в стендовых условиях. В качестве модельной жидкости использовали глицерин. Варьировали частоту вращения вала насоса (1 800-3 500 об/мин), вязкость жидкости (60-1 000 сП) и концен-

трацию нерастворенного газа (0-30%). В статье [7] модельной жидкостью было масло. Измеряли влияние вязкости (1-2 000 сП) при фиксированной частоте вращения вала на рабочие характеристики насоса внутри рабочей области подач 11 000-40 000 бар/сут. В обоих случаях вязкость варьировали изменением температуры рабочей среды.

К недостаткам такого подхода можно отнести то, что в статьях [10] и [11] каждый раз перед установкой насоса в скважину моделировали его работу в стендовых условиях. Это высокочастотный способ избежать несоответствия насоса скважинным условиям. Необходима разработка общих принципов учета влияния условий работы (вязкости, частоты вращения вала и подачи) на характеристики насосов. Результаты стендовых испытаний насосов на модельных ньютоновских жидкостях сопоставляли в [10, 11] с эксплуатационными данными. Однако точность измерений при стендовых испытаниях много выше, чем в скважинных условиях, поэтому при сопоставлении таких данных велика вероятность пропуска их тонких отличий. В частности, не было выявлено влияние неньютоновской реологии эмульсий на рабочие характеристики насосов.

В данной работе были проведены стендовые испытания одного из типичных серийных насосов (ЭЦН7А-1000Э [8]) для высокодебитных скважин, как на модельной ньютоновской жидкости (масле), так и на неньютоновской эмульсии (масло — вода). Показано, что КПД (коэффициент полезного действия) насоса растет при увеличении частоты вращения вала, а вязкость уменьшает утечки и потребляемую насосом мощность на малых подачах. Предложена методика измерения эффективной вязкости эмульсии и показана зависимость эффективной вязкости от подачи и частоты вращения. Проведена оценка уменьшения вязкости по длине насоса из-за нагрева рабочей жидкости.

#### Методика и план испытаний

Испытания проводились согласно ISO 15551-1:2015 [12]. Схема испытательного стенда представлена на рис. 1. В качестве модельных жидкостей использовали воду, синтетическое масло ИТД-680 и эмульсию вода — масло ИТД-680. Их вязкость варьировали путем изменения температуры в интервале 40-80 °С. В процессе испытаний температура рабочей жидкости поддерживалась постоянной при помощи системы терморегулирования. На входе насоса поддерживали избыточное давление 0,3-0,7 МПа. Расход жидкости регулировали задвижкой, установленной на выходе из насоса.

Давление и температуру жидкости измеряли на входе и выходе из насоса, момент сил — датчиком момента, установленным между электродвигателем и насосом. Испытания насоса проводили на частотах вращения вала 3 000, 4 000, 5 000, 6 000 об/мин в диапазоне подач от 0 до 2 500 м<sup>3</sup>/сут. Частота вращения вала поддерживалась постоянной с точностью ± 3%. На каждой частоте испытания проводили не менее трех раз, изменяя подачу жидкости от нулевой до максимального значения и в обратную сторону — от максимальной подачи до равной нулю. Во всех испытаниях число ступеней насоса составляло не менее 7.

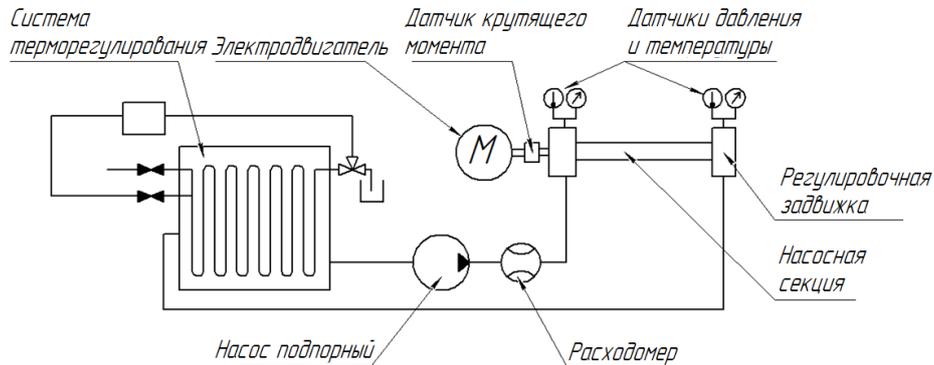


Рис. 1. Схема испытательного стенда

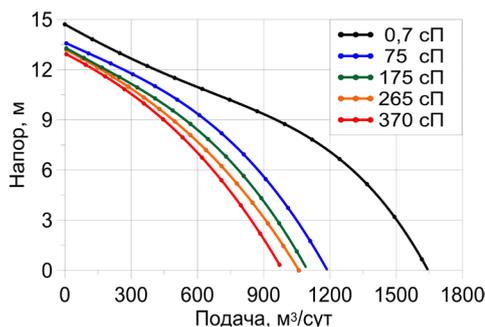
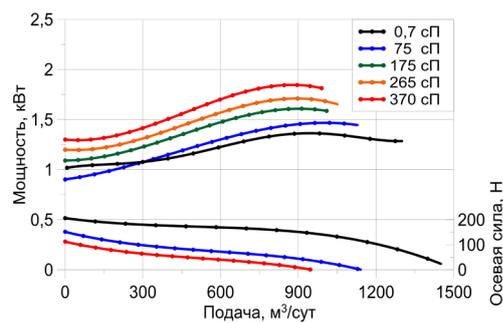
Fig. 1. Scheme of the test stand

### Результаты испытаний ступеней ЭЦН7А-1000 на масле

На рис. 2 и 3 приведены типичные зависимости напора  $H$ , мощности  $N$  и осевой силы  $F$  ступени от подачи  $Q$ , при различной вязкости. Изменение вязкости масла определялось интервалом варьирования его температуры. Видно, что напор и осевая сила при увеличении вязкости монотонно уменьшаются. Это означает, что энергия, передаваемая жидкости, уменьшается при увеличении вязкости жидкости.

Мощность, потребляемая ступенью, при увеличении вязкости монотонно растет при всех подачах в диапазоне вязкостей от 75 до 370 сП, а также при больших подачах ( $Q > 300 \text{ м}^3/\text{сут}$ ) и малых вязкостях (от 1 до 75 сП). Такая зависимость представляется естественной: при увеличении вязкости растут потери на внутреннее трение в жидкости, поэтому увеличивается мощность, потребляемая ступенью.

При малых подачах и малых вязкостях ( $Q < 300 \text{ м}^3/\text{сут}$  и вязкости от 1 до 75 сП) наблюдали уменьшение мощности, потребляемой ступенью, при увеличении вязкости. Объясняется это тем, что при увеличении вязкости, во-первых, возрас-

Рис. 2. Зависимость  $H(Q)$  при 3 000 об/минFig. 2. Dependence of  $H(Q)$  at 3,000 rpmРис. 3. Зависимость  $N(Q)$  и  $F(Q)$  при 3 000 об/минFig. 3. Dependence of  $N(Q)$  and  $F(Q)$  at 3,000 rpm

тает подъемная сила в гидроклине [3], а значит, уменьшается трение в подшипниках скольжения, во-вторых, уменьшаются утечки. При увеличении частоты вращения вала данный эффект возрастает (см. рис. 3 и 6).

При увеличении частоты вращения вала монотонно возрастал как напор, так и КПД ступени. Зависимость КПД от частоты вращения и вязкости приведена на рис. 4, откуда видно, что рост КПД составил 7-9% (о причинах роста КПД см. [2]).

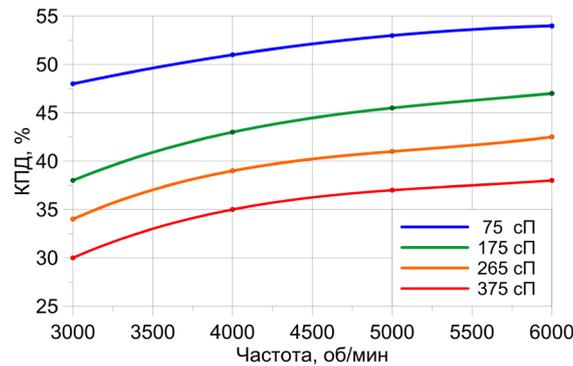


Рис. 4. Зависимость КПД ступени от частоты вращения вала

Fig. 4. Dependence of the efficiency of the stage on the frequency of rotation of the shaft

Поскольку КПД и напор данной ступени монотонно росли при увеличении частоты вращения вала, а кавитационных явлений (при давлении на входе, значительно меньшем типичных давлений в скважинных условиях) не наблюдалось, следует рекомендовать применение этой ступени для добычи вязких нефтей при максимальной частоте вращения. В настоящее время эта частота ограничена 6 000 об/мин из-за вибрации и износов. Рабочие характеристики ступени ЭЦН7А-1000Э при 6 000 об/мин приведены на рис. 5 и 6.

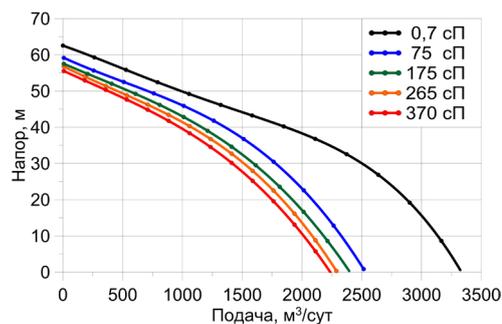


Рис. 5. Зависимость  $H(Q)$  при 6 000 об/мин

Fig. 5. Dependence of  $H(Q)$  at 6,000 rpm

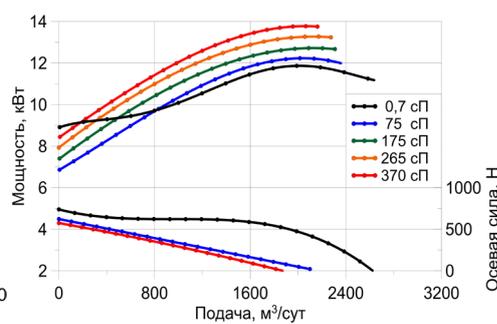


Рис. 6. Зависимость  $N(Q)$  и  $F(Q)$  при 6 000 об/мин

Fig. 6. Dependence of  $N(Q)$  and  $F(Q)$  at 6,000 rpm

### Оценка изменения вязкости рабочей жидкости по длине насоса

При подборе многоступенчатого насоса для добычи вязкой жидкости следует учитывать нагрев рабочей жидкости в ступенях и уменьшение ее вязкости вдоль насоса. Нагрев происходит по двум причинам: за счет выделения тепла в ступенях насоса и за счет сжатия жидкости насосом.

Начнем с оценки нагрева за счет выделения тепла в ЭЦН7А-1000Э при подаче 1 600 м<sup>3</sup>/сут (10 000 bpd) на 6 000 об/мин. В таблице 1 приведены полученные нами в стендовых испытаниях зависимости мощности, потребляемой ступенью, и КПД от вязкости рабочей жидкости при этих условиях работы.

Зависимость вязкости от температуры различна для нефтей разных месторождений. В качестве примера мы выбрали зависимость, приведенную на рис. 7.

Пусть скважинная жидкость имеет температуру 82 °С и обводненность  $b = 0,35$ . До попадания в насос жидкость нагревается теплом, выделяемым ПЭД

Таблица 1

Зависимость потребляемой мощности, напора и КПД ступени от вязкости рабочей жидкости

Table 1

Dependence of power consumption, head, and efficiency of the stage on the viscosity of the working fluid

Вязкость ( $\eta$ ), сП	Потребляемая мощность, кВт	Напор, м	КПД
75	11,8	35,1	0,53
175	12,3	30,3	0,44
265	12,8	28,4	0,39
370	13,3	25,2	0,33

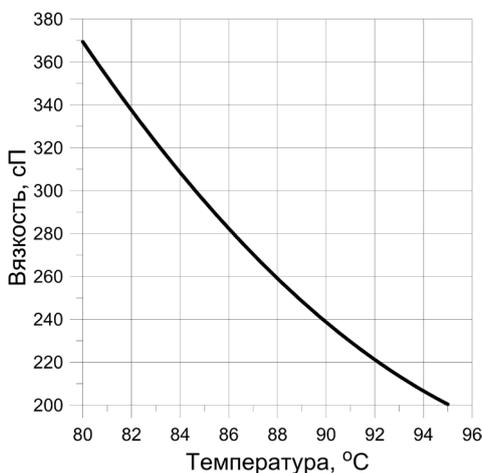


Рис. 7. Пример зависимости вязкости скважинной жидкости от температуры

Fig. 7. An example of the dependence of the viscosity of a well fluid on temperature

(погружным электродвигателем). Если мощность ПЭД равна 600 кВт, а КПД вентильного ПЭД ( $\mu$ ) равен 95%, то жидкость, омывающая ПЭД, получит

$$q = N_{\text{ср}} \frac{1 - \mu}{\mu} \approx 32 \text{ кВт}. \quad (1)$$

Это тепло увеличит температуру жидкости, поступающей на прием ЭЦН, на

$$\Delta T = \frac{q}{\rho Q c_p} = 0,75^\circ \approx 1^\circ, \quad (2)$$

где  $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$ ,  $Q = 1600 \text{ м}^3/\text{сут}$  или  $0,0185 \text{ м}^3/\text{с}$ , теплоемкость считали по правилу смеси  $C_p = 2500 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$ . На входе в насос температура жидкости будет примерно равна  $82^\circ\text{C}$ .

Данные, приведенные в таблице 1, позволяют вычислить  $q(\eta(T))$  — количество тепла, выделяемое при работе одной ступени на жидкости вязкостью  $\eta$  при температуре  $T$ : температура жидкости на выходе из  $n + 1$  ступени вычисляется так:

$$T_{n+1} = T_n + \frac{q(\eta(T_n))}{\rho Q c_p}. \quad (3)$$

Полученное распределение температуры по длине насоса ЭЦН7А-1000Э (28 ступеней) приведено на рис. 8, кривая 1. Видно, что в насосе жидкость нагрелась на  $5^\circ\text{C}$ .

Нагрев жидкости из-за ее сжатия в насосе [4]:

$$\Delta T = \frac{\alpha T}{\rho c_p} \Delta p, \quad (4)$$

где  $\alpha$  — коэффициент изотермического расширения ( $\alpha = 10^{-3} \text{ К}^{-1}$ ), процесс считаем адиабатическим, или:

$$T_{n+1} = T_n + \frac{\alpha T_n}{\rho c_p} \rho g H_n, \quad (5)$$

где  $H_n$  — напор  $n$ -ой ступени.

С учетом обоих механизмов,

$$T_{n+1} = T_n + \frac{q(\eta(T_n))}{\rho Q c_p} + \frac{\alpha T_n}{c_p} g H_n. \quad (6)$$

Распределение температуры по длине насоса приведено на рис. 8, кривая 2. Суммарный нагрев жидкости составляет  $6^\circ\text{C}$ .

Распределение вязкости по длине насоса представлено на рис. 9. Видно, что на входе в насос вязкость была 340 сП, на выходе примерно 260 сП.

Суммарная мощность, потребляемая насосом, уменьшилась из-за нагрева жидкости на 5,3 кВт, или 1,4%. Напор на ступень вырос с 25,7 до 27,6 м, а насоса в целом на 3,4%. Суммарная осевая сила, создаваемая всеми ступенями насоса, выросла на 2,6%.

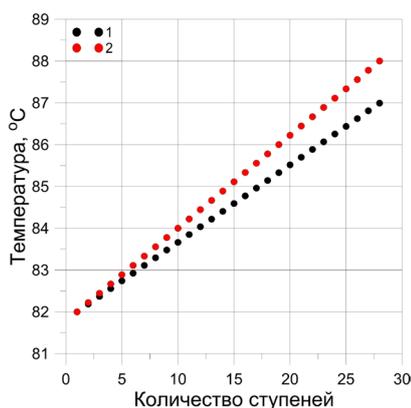


Рис. 8. Распределение температуры жидкости по длине насоса

Fig. 8. Distribution of liquid temperature along the length of the pump

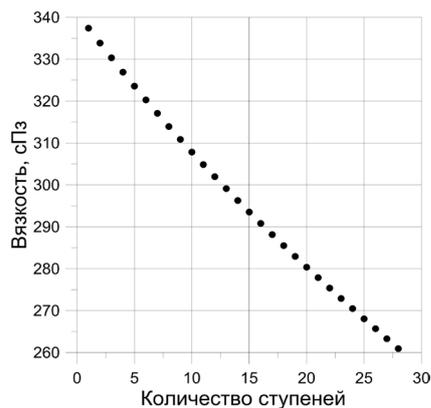


Рис. 9. Распределение вязкости по длине насоса

Fig. 9. Distribution of viscosity along the length of the pump

### Результаты испытаний насоса ЭЦН7А-1000 на эмульсии вода — масло

Стендовые испытания секции ЭЦН7А-1000Э (7 ступеней) провели при частоте вращения вала 3 000, 4 000, 5 000 и 6 000 об/мин на эмульсии (масло ИТД-680 + 20% воды). Вязкость эмульсии варьировали, изменяя ее температуру в интервале от 50 до 80 °С.

Были получены результаты, аналогичные описанным выше (см. рис. 10-11). Напор и осевая сила при уменьшении температуры (увеличении вязкости) монотонно уменьшаются. Мощность, потребляемая ступенью, монотонно растет.

При сравнении зависимостей  $N(Q)$ , полученных на эмульсиях и воде (см. рис. 11), также имеются области, где при увеличении вязкости потребляемая ступенью мощность как возрастает, так и убывает.

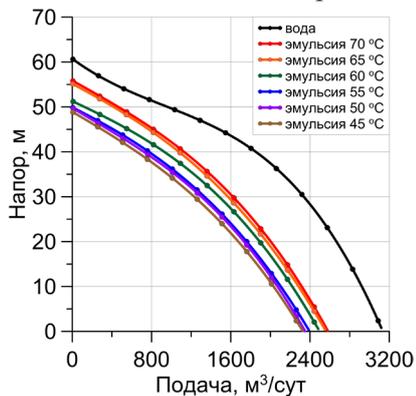


Рис. 10. Зависимость  $H(Q)$  при 6 000 об/мин

Fig. 10. Dependence of  $H(Q)$  at 6,000 rpm

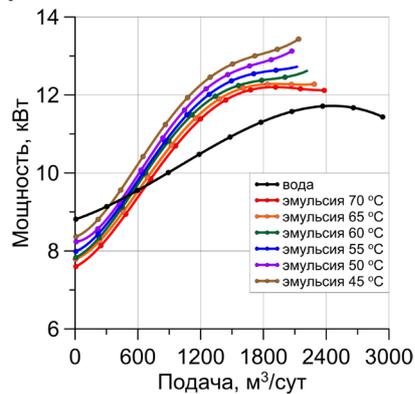


Рис. 11. Зависимость  $N(Q)$  и  $F(Q)$  при 6 000 об/мин

Fig. 11. Dependence of  $N(Q)$  and  $F(Q)$  at 6,000 rpm

КПД с увеличением частоты вращения вала также увеличивался (см. рис. 12). Кавитационных явлений на входе в насос не наблюдалось, поэтому при добыче эмульсий также рекомендуется применение этой ступени при максимальной частоте вращения 6 000 об/мин.

В таблице 2 приведены зависимости мощности, потребляемой ступенью, напора и КПД от температуры эмульсии на подаче 1 600 м<sup>3</sup>/сут и 6 000 об/мин, полученные при испытаниях 7-ступенчатого насоса.

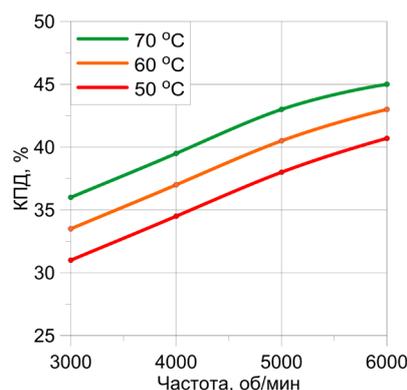


Рис. 12. Зависимость КПД ступени от частоты вращения вала при разных температурах рабочей среды

Fig.12. Dependence of the efficiency of the stage on the frequency of rotation of the shaft at different temperatures of the working medium

Таблица 2

**Зависимость потребляемой мощности и КПД ступени от температуры эмульсии**

Table 2

**Dependence of the power consumption and efficiency of the stage on the temperature of the emulsion**

Температура, °C	Мощность, кВт	Напор, м	КПД
45	12,8	23,1	0,32
50	12,6	24,0	0,34
55	12,5	25,4	0,35
60	12,3	27,4	0,40
65	12,2	30,5	0,42
70	12,0	33,9	0,44

### Влияние числа ступеней на характеристики насоса

Также были проведены стендовые испытания насоса ЭЦН7-А1000Э, состоящего из 28 ступеней. На рис. 13 и 14 приведены зависимости напора и потребляемой мощности от подачи в пересчете на одну ступень для насосов из 7 и 28

ступеней, которые были получены в одинаковых условиях: температура эмульсии на входе в насос составляла  $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ , частота вращения вала  $6\ 000\text{ об/мин}$ . Из рис. 13 видно, что средний напор и максимальная подача ступеней более длинного насоса оказались существенно выше, а потребляемая мощность — ниже (см. рис. 14).

Во-первых, эти отличия могут быть обусловлены большим нагревом рабочей жидкости в длинном насосе. Согласно экспериментальным данным, нагрев составил  $\sim 1\text{ }^{\circ}\text{C}$  для насоса, состоящего из 7 ступеней, и  $\sim 7\text{ }^{\circ}\text{C}$  для насоса из 28 ступеней. При таком нагреве вязкость масла уменьшилась с 240 до 150 сП, а воды с 0,51 до 0,45 сП.

Во-вторых, следует также учесть, что эффективная вязкость эмульсии уменьшалась и при увеличении подачи, см. следующий раздел. Это привело к тому, что отличия напора и мощности были тем больше, чем выше была подача.

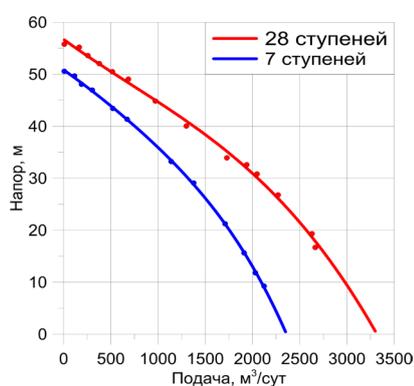


Рис. 13. Зависимость  $H(Q)$  при  $6\ 000\text{ об/мин}$

Fig. 13. Dependence of  $H(Q)$  at  $6,000\text{ rpm}$

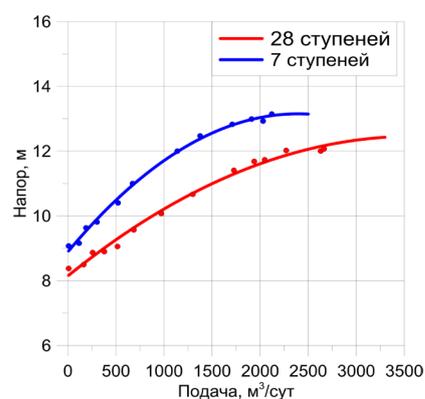


Рис. 14. Зависимость  $N(Q)$  при  $6\ 000\text{ об/мин}$

Fig. 14. Dependence of  $N(Q)$  at  $6,000\text{ rpm}$

### Эффективная вязкость эмульсии

Вязкость эмульсии зависит не только от физических свойств самой эмульсии, но и от поля скоростей течения эмульсии. Это означает, что одна и та же эмульсия имеет разную вязкость в разных течениях, например, при перекачке ее разными насосами.

Величину эффективной вязкости эмульсий можно ввести следующим образом. Рассмотрим множество напорно-расходных характеристик  $H = f(n|\eta, Q)$  ступени ЭЦН7А-1000Э, измеренных на ньютоновской жидкости с вязкостью  $\eta$  при некоторой заданной скорости вращения вала  $n$ . В качестве примера на рис. 15 приведено такое множество напорно-расходных кривых, полученных при испытаниях ЭЦН7А-1000Э на масле при  $6\ 000\text{ об/мин}$ . Зависимости  $H = f(n|\eta, Q)$  позволяют вычислить вязкость рабочей жидкости  $\eta = f^{-1}(n|Q, H)$ , т. е. каждой паре точек на плоскости  $Q-H$  ставится в соответствие вязкость  $\eta$ .

Нанесем на плоскость  $Q-H$  напорно-расходную кривую этой же ступени, полученную при той же скорости вращения вала, но при испытаниях на эмульсии. Она приведена на рис. 15 красным цветом. Точки ее пересечения с напорно-расходными кривыми, полученными на масле, определяют величину эффективной вязкости эмульсии. Видно, что эффективная вязкость (см. рис. 16) уменьшается при увеличении подачи (а значит, и при увеличении скорости сдвига).

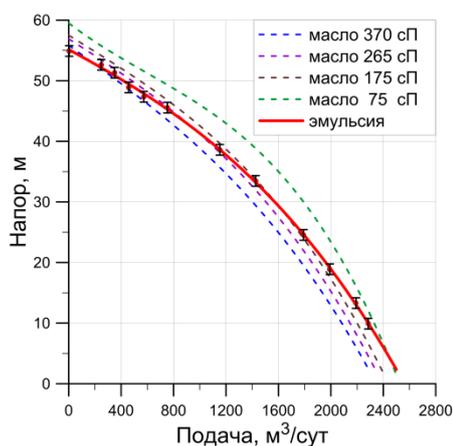


Рис. 15. Способ измерения эффективной вязкости эмульсии

Fig. 15. Method for measuring the effective viscosity of an emulsion

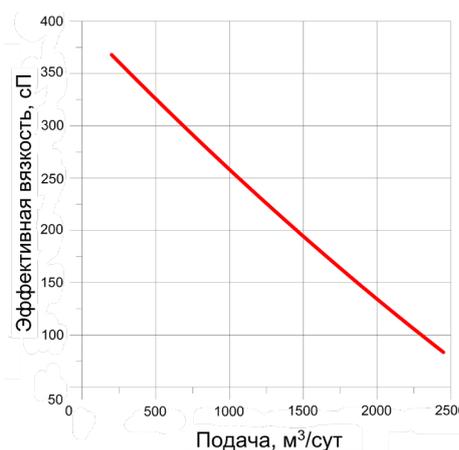


Рис. 16. Зависимость эффективной вязкости эмульсии от подачи

Fig. 16. The dependence of the effective viscosity of the emulsion on the feed

### Заключение

Проведены стендовые испытания ступени ЭЦН7А-1000Э на масле ИТД 680 (ньютоновской жидкости) и эмульсии вода + масло ИТД 680 (неньютоновской жидкости) в диапазоне частот 3 000-6 000 об/мин.

Установлено, что при увеличении частоты вращения напор и КПД ступени монотонно растут во всем исследованном диапазоне вязкостей.

Потребляемая ступенью мощность изменяется с подачей не монотонно: на малых подачах (до 300-800 м<sup>3</sup>/сут) мощность уменьшается при увеличении вязкости, на больших подачах — растет. Это происходит потому, что, во-первых, возрастает подъемная сила в гидроклине подшипников скольжения, а значит, уменьшается трение, во-вторых, уменьшаются утечки. Эффект возрастает при увеличении частоты вращения вала.

Выполнены измерения и расчет нагрева жидкости по длине насоса, получена оценка влияния нагрева на его рабочие характеристики. Предложен способ измерения эффективной вязкости эмульсии по результатам испытаний насоса.

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Бернал Дж. Экспериментальное моделирование простых жидкостей / Дж. Бернал, С. Кинг // Физика простых жидкостей. Статистическая теория. М.: Мир, 1971. С. 116-135.
2. Лебедев Д. Н. Особенности пересчета коэффициента полезного действия энергоэффективных насосов на разные частоты вращения вала / Д. Н. Лебедев, М. П. Пещеренко, С. Н. Пещеренко, Е. В. Пошвин // Нефтяное хозяйство. 2013. № 6. С. 110-113.
3. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа: учеб. для вузов / Л. Г. Лойцянский. 7-е изд., испр. М.: Дрофа, 2003. 840 с.
4. Лоренц Г. А. Лекции по термодинамике / Г. А. Лоренц. Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2001. 176 с.
5. Лоскутова Ю. В. Изучение вязкостно-температурного поведения водо-нефтяных эмульсий в точке инверсии фаз / Ю. В. Лоскутова, Н. В. Юдина, Т. И. Волкова, Р. В. Ануфриев // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. Химические науки. 2017. № 10. С. 221-225.
6. Мищенко И. Т. Скважинная добыча нефти: учеб. пособие для вузов / И. Т. Мищенко. М.: Изд-во «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И. М. Губкина, 2003. 816 с.
7. Небогина Н. А. Особенности группового состава и реологии водо-нефтяных систем / Н. А. Небогина, И. В. Прозорова, Н. В. Юдина // Нефтегазовое дело. 2007. № 2. URL: [http://ogbus.ru/files/ogbus/authors/Nebogina/Nebogina\\_2.pdf](http://ogbus.ru/files/ogbus/authors/Nebogina/Nebogina_2.pdf)
8. Энергоэффективные высокооборотные насосы ЭЦН // Группа компаний «Новомет». Официальный сайт. URL: <https://www.novomet.ru/rus/products/pumps/electric-centrifugal-pumps/powersave/>
9. Яценко И. Г. Нефтегазовые ресурсы арктического сектора / И. Г. Яценко, Г. В. Нестерова // Интерэкспо Гео-Сибирь. 2015. Том 2. № 1. С. 222-226.
10. Amalar G. On the Influence of Viscosity upon ESP Performance / G. Amalar, V. Estevan, P. Brasileiro, F. Franca // SPE 110661. ESP Workshop 2007. DOI: 10.2118/110661-MS
11. Barrios L. Brazil Field Experience of ESP Performance with Viscous Emulsions and High Gas Using Multi Vane MVP and High Power ESPs / L. Barrios, M. Rojas, G. Monteiro, N. Sleight // SPE 185141-MS. ESP Workshop 2017. DOI: 10.2118/185141-MS
12. ISO 15551-1:2015. Petroleum and Natural Gas Industries. Drilling and Production Equipment — Part 1: Electric Submersible Pump Systems for Artificial Lift // International Organization for Standardization. URL: <https://www.iso.org/standard/55442.html>

**Sergey N. PESHCHERENKO<sup>1</sup>**

**Dmitriy N. LEBEDEV<sup>2</sup>**

**Danil A. PAVLOV<sup>3</sup>**

UDC 532.133

### **EFFECT OF FLUID VISCOSITY ON THE PERFORMANCE OF THE PUMP ESP7A-1000\***

<sup>1</sup> Dr. Sci. (Phys.-Math.), Professor, Department Physical and Technological Problems of Oil Production, Perm National Research Polytechnic University;  
Chief Researcher, Novomet-Perm  
peshcherenko@yandex.ru

<sup>2</sup> Research Engineer, Department of Innovation Development, Novomet-Perm  
lebedev.dn@novomet.ru

<sup>3</sup> Master Student, Perm National Research Polytechnic University;  
Mathematician, Novomet-Perm  
pavlov.da@novomet.ru

#### **Abstract**

Currently, the production of viscous oil from marine high rate wells is carried out using serial centrifugal pumps. Their selection is performed individually by modeling well conditions in test benches. This approach is resource-intensive, it requires developing common principles for accounting the influence of well conditions on the characteristics of pumps.

For this purpose, the authors performed bench tests of the stage ESP7A-1000E on oil of ITD 680 (Newtonian liquid) and water + oil emulsion of ITD 680 (non-Newtonian liquid) in the frequency range of 3,000-6,000 rpm.

It is established that with increasing the speed of rotation, the head and efficiency of the stage increase monotonically throughout the entire range of viscosities studied.

---

\* The work was carried out with the financial support of Novomet-Perm.

---

**Citation:** Peshcherenko S. N., Lebedev D. N., Pavlov D. A. 2018. "Effect of Fluid Viscosity on the Performance of the Pump ESP7A-1000". Tyumen State University Herald. Physical and Mathematical Modeling. Oil, Gas, Energy, vol. 4, no 4, pp. 64-79.

DOI: 10.21684/2411-7978-2018-4-4-64-79

The power consumed by the stage in dependence of flowrate does not change monotonously: at small flowrates (up to 300-800 m<sup>3</sup>/day) the power decreases with increasing viscosity, at large flowrates it increases. This is because, firstly, the lifting force in the hydraulic bearing increases, which means that friction decreases; and secondly, leakage decreases. The effect reduced with increasing shaft speed.

The heating of the liquid along the length of the pump is measured and calculated. It is established that the experimental data and the results of the calculation coincide if two mechanisms of liquid heating are taken into account because of the dissipation of mechanical energy in the pump stages and its adiabatic compression. It is shown that heating leads to a change in pump performance by 1.5-3.5% when a Newton liquid with a viscosity of 340 cP is applied to the pump inlet.

When the pump is operated on an emulsion (non-Newtonian liquid), both the heating of the liquid and the change in its rheology take place. The effect on the performance of the pump was significantly higher: the head of the stage increased by about 1.5 times, the power consumption decreased by 20%. A method is proposed for measuring the effective viscosity of an emulsion from the results of a pump test.

#### **Keywords**

Viscous oil, emulsion, centrifugal pump, non-Newtonian fluid.

**DOI: 10.21684/2411-7978-2018-4-4-64-79**

#### **REFERENCES**

1. Bernal J., King S. 1971. "Eksperimental'noye modelirovaniye prostykh zhidkostey" [Experimental Modeling of Simple Liquids]. In: Fizika prostykh zhidkostey. Statisticheskaya teoriya, pp. 116-135. Moscow: Mir.
2. Lebedev D. N., Peshcherenko M. P., Peshcherenko S. N., Poshvin E. V. 2013. "Osobennosti perescheta koeffitsiyenta poleznogo deystviya energoeffektivnykh nasosov na raznyye chastoty vrashcheniya vala" [Features of Recalculation of the Efficiency of Energy-Efficient Pumps at Different Shaft Rotational Speeds]. Neftyanoye khozyaystvo, no 6, pp. 110-113.
3. Loytsyanskiy L. G. 2003. Mekhanika zhidkosti i gaza: ucheb. dlya vuzov [Fluid and Gas Mechanics: University Handbook]. 7<sup>th</sup> edition, revised. Moscow: Drofa.
4. Lorentz G. A. 2001. Lektsii po termodinamike [Lectures on Thermodynamics]. Izhevsk: Regulyarnaya i khaoticheskaya dinamika.
5. Loskutova Yu. V., Yudina N. V., Volkova T. I., Anufriyev R. V. 2017. "Izucheniye vyazkostno-temperaturnogo povedeniya vodo-neftyanoykh emul'siy v tochke inversii faz" [Study of the Viscosity-Temperature Behavior of Water-Oil Emulsions at the Phase Inversion Point]. Mezhdunarodnyy zhurnal prikladnykh i fundamental'nykh issledovaniy. Khimicheskoye nauki, no 10, pp. 221-225.

6. Mishchenko I. T. 2003. Skvazhinnaya dobycha nefi: ucheb. posobiye dlya vuzov [Downhole Oil Production: Studies. University Handbook]. Moscow: Neft' i gaz.
7. Nebogina N. A., Prozorova I. V., Yudina N. V. 2007. "Osobennosti gruppovogo sostava i reologii vodo-neftyanykh system" [Features of Group Composition and Rheology of Water-Oil Systems]. Neftegazovoye delo, no 2. [http://ogbus.ru/files/ogbus/authors/Nebogina/Nebogina\\_2.pdf](http://ogbus.ru/files/ogbus/authors/Nebogina/Nebogina_2.pdf)
8. Gruppa kompaniy "Novomet". Ofitsial'nyy sayt. "Energoeffektivnyye vysokooborotnyye nasosy ETsN" [Energy-Efficient High-Speed Pumps ESP]. <https://www.novomet.ru/rus/products/pumps/electric-centrifugal-pumps/powersave/>
9. Yashchenko I. G., Nesterova G. V. 2015. "Neftegazovyie resursy arkticheskogo sektora" [Oil and Gas Resources of the Arctic Sector]. Inter·ekspo Geo-Sibir', vol. 2, no 1, pp. 222-226.
10. Amalar G., Estevan V., Brasileiro P., Franca F. 2007. "On the Influence of Viscosity upon ESP Performance". Paper Presented at SPE Annual Technical Conference and Exhibition (11-14 November, Anaheim, California, USA). DOI: 10.2118/110661-MS
11. Barrios L., Rojas M., Monteiro G., Sleight N. 2017. "Brazil Field Experience of ESP Performance with Viscous Emulsions and High Gas Using Multi Vane MVP and High Power ESPs". Paper presented at SPE Electric Submersible Pump Symposium (24-28 April, The Woodlands, Texas, USA). DOI: 10.2118/185141-MS
12. International Organization for Standardization. 2005. ISO 15551-1:2015. Petroleum and Natural Gas Industries. Drilling and Production Equipment – Part 1: Electric Submersible Pump Systems for Artificial Lift. <https://www.iso.org/standard/55442.html>