

УДК 519.2

**Н. Г. ШЕВЧЕНКО, В. Э. ДРАНКОВСКИЙ, Е. С. КОВАЛЬ, А. В. КОСОРУКОВ****К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ НА ДИСКОВОЕ ТРЕНИЕ ДЛЯ НЬЮТОНОВСКОЙ И НЕНЬЮТОНОВСКОЙ ЖИДКОСТИ ПОГРУЖНЫХ НАСОСОВ**

Продукция нефтяных скважин состоит из нефти, газа и пластовой воды и образует водонефтяную эмульсию с нелинейными вязкостными свойствами. Повышение эффективности эксплуатации центробежных насосов при механизированной добыче нефти путем совершенствования математических моделей, учитывающих особенности физических свойств водонефтяной продукции, является актуальной задачей. Целью статьи является исследование влияния потерь мощности на дисковое трение в общем балансе потерь энергии в погружных центробежных насосах, перекачивающих водонефтяную продукцию. Установлено, что потери мощности на дисковое трение при перекачивании водонефтяных эмульсий играют существенную роль, особенно при повышении вязкости продукции. В работе проведен анализ теоретических и экспериментальных исследований дискового трения рабочих колес центробежного насоса, намечены тенденции дальнейших исследований. Выполнена оценка потерь мощности дискового трения по полумпирическим зависимостям на примере ступени насоса ЭЦН5–80 для ньютоновской жидкости. В работе представлены результаты обработки реологических характеристик водонефтяной продукции. Анализ показал, что водонефтяная продукция при объемном содержании воды в ней от 40–80 % относится к жидкости типа Гершеля-Балкли с нелинейными вязкостными свойствами и пределом текучести, которые изменяются. Предложено использовать обобщенную модель ньютоновской жидкости для прогнозирования энергетических характеристик погружных центробежных насосов, перекачивающих реальную водонефтяную продукцию. Рассмотрена формула определения эффективной вязкости для обобщенной модели. Представлены результаты расчета потерь мощности и механического коэффициента полезного действия для ступени насоса типа ЭЦН5–80.

**Ключевые слова:** баланс потерь, мощность, дисковые потери, степень центробежного насоса, водонефтяная эмульсия, неньютоновская жидкость, обобщенная ньютоновская модель жидкости, эффективная вязкость.

**Н. Г. ШЕВЧЕНКО, В. Е. ДРАНКОВСЬКИЙ, О. С. КОВАЛЬ, О. В. КОСОРУКОВ  
ДО ПИТАННЯ ВИЗНАЧЕННЯ ВТРАТ ПОТУЖНОСТІ НА ДИСКОВЕ ТЕРТЯ ДЛЯ  
НЬЮТОНІВСЬКОЇ І НЕНЬЮТОНІВСЬКОЇ РІДИНИ ПОГРУЖНИХ НАСОСІВ**

Продукція нафтових свердловин складається з нафти, газу й пластової води та утворює водонафтову емульсію з нелінійними в'язкостними властивостями. Підвищення ефективності експлуатації відцентрових насосів при механізованому видобутку нафти шляхом удосконалення математичних моделей, що враховують особливості фізичних властивостей водонафтової продукції, є актуальним завданням. Метою статті є дослідження впливу втрат потужності на дискове тертя в загальному балансі втрат енергії в заглибних відцентрових насосах, що перекачують водонафтову продукцію. Установлено, що втрати потужності на дискове тертя при перекачуванні водонафтових емульсій відіграють істотну роль, особливо при підвищенні в'язкості продукції. У роботі проведено аналіз теоретичних і експериментальних досліджень дискового тертя робочих коліс відцентрового насоса, намічені тенденції подальших досліджень. Виконана оцінка втрат потужності дискового тертя по напівемпіричних залежностях на прикладі ступені насоса ЕВН5–80 для ньютонівської рідини. У роботі представлені результати обробки реологічних характеристик водонафтової продукції. Аналіз показав, що водонафтова продукція при об'ємному змісті води в ній від 40–80 % відноситься до рідини типу Гершеля-Балкли з нелінійними в'язкостними властивостями та межею плинності, що змінюються. Запропоновано використовувати узагальнену модель ньютонівської рідини для прогнозування енергетичних характеристик заглибних відцентрових насосів, що перекачують реальну водонафтову продукцію. Розглянута формула визначення ефективної в'язкості для узагальненої моделі. Представлені результати розрахунків втрат потужності й механічного коефіцієнта корисної дії для ступені насоса типу ЕВН5–80.

**Ключові слова:** баланс втрат, потужність, дискові втрати, ступень відцентрового насоса, водо-нафтова емульсія, неньютонівська рідина, узагальнена ньютонівська модель рідини, ефективна в'язкість.

**N. G. SHEVCHENKO, V. E. DRANKOVSKIY, O. S. KOVAL, O. V. KOSORUKOV  
TO THE QUESTION OF DETERMINATION OF LOSSES OF POWER ON DISK FRICTION FOR  
NEWTONIAN AND NON-NEWTONIAN LIQUID OF SUBMERSIBLE PUMPS**

The production of oil wells consists of oil, gas and formation water and forms a water-oil emulsion with nonlinear viscosity properties. Improving the efficiency of operation of centrifugal pumps for mechanized oil production by improving mathematical models that take into account the characteristics of the physical properties of oil-water production is an important task. The aim of the article is to research the effect of power losses on disk friction in the overall balance of energy losses in submersible centrifugal pumps pumping oil-water products. It has been established that disk friction power losses during pumping of oil-water emulsions play a significant role, especially with increasing the product viscosity. The paper analyzes the published theoretical and experimental researches of disk friction of the impellers of a centrifugal pump, the trend for further research is outlined. The estimation of the power loss of disk friction is performed on semi-empirical dependences by the example of the pump stage ECP5-80 for Newtonian fluid. The paper presents the results of processing the rheological characteristics of water-oil products. The analysis showed that water-oil production with a volumetric water content of 40–80 % in it belongs to a Herschel-Balkley type liquid with nonlinear viscosity properties and yield strengths that change. It is proposed to use a generalized model of Newtonian fluid to predict the energy characteristics of submersible centrifugal pumps pumping oil-water emulsions. The formula for determining the effective viscosity for a generalized model is considered. The results of the calculation of power losses and mechanical efficiency for a pump stage of the ECP5–80 type are presented.

**Keywords:** losses balance, power, disk losses, centrifugal pump stage, water-oil emulsion, non-Newtonian fluid, generalized Newtonian model fluid, effective viscosity.

**Введение.** Эффективность работы насоса энергии в центробежных насосах делится на три вида: определяется его коэффициентом полезного действия гидравлические, механические и объемные. В данной (КПД) и зависит от баланса энергии внутри машины, работе предлагается рассмотреть вопросы

© Н. Г. Шевченко, В. Э. Дранковский, Е. С. Коваль, А. В. Косоруков, 2018  
т.е. от распределения потерь энергии в ней. Потери механических потерь. В понятие механических потерь

входят потери механического трения в подшипниках, уплотнениях, дисковые потери, связанные с потерями мощности на гидравлическое трение наружной поверхности рабочих колес о жидкость, находящуюся между корпусом и колесом, а также потери гидравлического торможения колеса.

Суммарные механические потери можно представить в виде:

$$N_M = N_d + N_{y+n} + N_{гт}, \quad (1)$$

где  $N_d$  – дисковые потери;

$N_{y+n}$  – потери в уплотнениях и подшипниках;

$N_{гт}$  – мощность гидравлического торможения.

В целом влияние механических потерь на баланс энергии в насосе оценивается механическим КПД:

$$\eta_m = \frac{N_T}{N} = \frac{Q_T H_T \rho}{N} = \frac{N_T}{N_T + N_M}, \quad (2)$$

где  $N_T$  – теоретическая мощность насоса;

$Q_T$  – теоретическая подача насоса.

Полный баланс энергии насоса определяется связью КПД насоса и его составляющих:

$$\eta = \eta_r \eta_o \eta_m, \quad (3)$$

где  $\eta_r$ ,  $\eta_o$ ,  $\eta_m$  – гидравлический, объемный и механический КПД, соответственно.

В отличие от гидравлических и объемных потерь, которые влияют на напорную характеристику, механические потери увеличивают затрачиваемую мощность и приводят к увеличению температуры элементов насоса, что уменьшает ресурс работы насоса. По данным исследований, для крупных насосов, потери мощности в уплотнениях и подшипниках составляют 15–30 кВт, что меньше чем 1% мощности насоса. Но главную долю в механических потерях составляют дисковые потери, которые существенно возрастают с ростом вязкости перекачиваемой жидкости.

В работе [1] объемные и механические потери были вычислены с учетом коэффициента быстроходности  $n_s$  центробежных насосов.

Относительная величина потерь мощности  $\bar{N}_i = \frac{N_i}{N}$  для центробежных насосов в зависимости от быстроходности  $n_s$  приводится на рис. 1. На рис. 1 принято обозначение:  $\bar{N}_d$  – относительные потери мощности дискового трения,  $\bar{N}_y$  – относительные потери мощности от утечек,  $\bar{N}_{y+n}$  – относительные потери мощности в подшипниках и уплотнениях.

В данной работе объектом исследования являются погружные центробежные насосы типа ЭЦН для добычи нефтяной продукции из скважин. На рис. 2 представлена схема конструкции ступени центробежного насоса типа ЭЦН5–80.

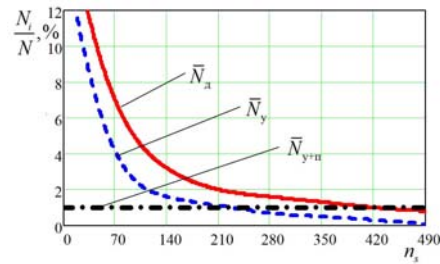


Рис. 1. Относительные потери мощности в зависимости от быстроходности  $n_s$  [1]

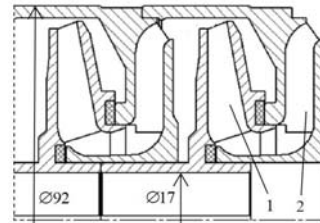


Рис. 2. Ступень насоса ЭЦН5–80:  
1 – рабочее колесо; 2 – направляющий аппарат

**Анализ литературы.** Информационный обзор показал малочисленность проводимых энергетических балансовых исследований для центробежных насосов типа ЭЦН. Так, например, в работе И. М. Васильева (1987 г) [2] проведен баланс напоров и потерь в ступени насоса ЭЦН5А-250. Автором указано, что «потери в рабочем колесе (РК) сравнительно мало зависят от режима работы и составляют почти 20% от теоретического напора. Потери в направляющем аппарате (НА) убывают с увеличением подачи, т.е. по мере уменьшения угла атаки направляющих лопаток. На расчетном режиме работы потери в НА сравнительно невелики около 12% от теоретического напора. Значительную долю потерь на частичных нагрузках составляют все виды механических потерь, так на режиме нулевой подачи они составляют около 50%; по мере увеличения подачи их доля падает и на расчетном режиме составляют менее 8%».

Интересные результаты балансовых испытаний для 3-х ступеней насоса представлены в обзорной работе департамента инновационных разработок АО «Новомет-Пермь» [3]. Проведено исследования для двух вариантов ступени СН-6-250 с фиксированными на валу рабочими колесами и с плавающими колесами. В работе выполнено разделение внутренних потерь энергии: дисковые потери – 6%; потери на трение в уплотнении и на втулке – 3%; потери гидравлические – 17,5%, потери на утечку 6,5% (для «распертой» ступени) и 0% – для «плавающей»; потери в индивидуальной пяте для «плавающей» ступени – 4%. На рис. 3 представлены эти результаты потерь мощности и КПД ступени насоса СН6-250-I графически. Необходимо отметить, что в работе авторов [3] проведено не только разделение потерь энергии на отдельные слагаемые, но и определены моменты скорости после рабочего колеса и после направляющего аппарата.

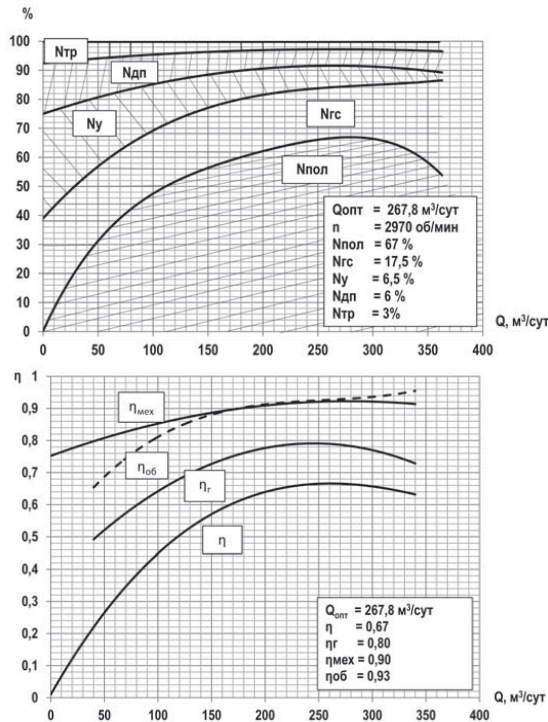


Рис. 3. Результаты балансовых исследований потерь мощности и КПД для насоса типа ЭЦН (СН6-250) [3]

Анализируя опубликованные работы, следует отметить, что доля механических потерь в общем балансе мощности насоса быстроходности  $n_s < 100$  на оптимальном режиме невелика (до 8 %). Затраты мощности (дисковые потери) на трение боковых поверхностей рабочего колеса центробежного насоса могут составлять значительную долю в общем балансе энергии, особенно при малых коэффициентах быстроходности. Поэтому при расчете энергетического баланса центробежных насосов необходимо с высокой точностью определять величину данных потерь.

Также следует отметить особенности конструкции и условий эксплуатации погружных насосов типа ЭЦН. Первая особенность – ограничение диаметрального размера корпуса насоса в скважине ( $D_2 < 200 \text{ мм}$ ), что указывает на относительно малые поперечные размеры каналов ступени ЭЦН. Второй, существенной особенностью работы ЭЦН в нефтяных скважинах, является многофазность перекачиваемой продукции (вода, газ и нефть с различным объемным содержанием фаз). Вязкость эмульсии зависит от вязкости самой нефти, температуры, при которой получается эмульсия, количества воды, содержащейся в нефти, степени дисперсности, присутствия механических примесей.

В работе [4] представлен информационный обзор и анализ влияния состава перекачиваемой продукции на энергетические характеристики насоса. Было установлено, что для диапазона объемного содержания воды (обводненности) в продукции  $B = 40\text{--}80 \%$  реологические свойства водонефтяной смеси существенно отличаются от ньютоновской жидкости. Если учет реологического фактора (пределного напряжения сдвига и консистенции

перекачиваемой жидкости) игнорируется, то в результате необоснованный выбор насосного оборудования приводит к неоправданным энергетическим затратам и неудовлетворительной работе насосных установок.

**Цель работы** – провести анализ опубликованных работ по исследованию течения жидкости в области вращающего диска рабочего колеса и неподвижного корпуса центробежного насоса, оценить потери мощности дискового трения по полуэмпирическим зависимостям на примере ЭЦН5–80 для ньютоновской жидкости и для неньютоновской жидкости – водонефтяной эмульсии.

**Потери дискового трения в центробежном насосе для ньютоновской жидкости.** Теоретические и экспериментальные исследования дискового трения рабочих колес турбомашин были опубликованы в работах [5–10]. В работах было показано, что диски колес насосов нельзя рассматривать как свободный диск, вращающийся в неограниченном пространстве. Диски колес насосов вращаются в узких кожухах, ширина которых мала по сравнению с радиусом диска. В боковой полости («пазухе») между диском колеса и стенкой корпуса жидкость движется в окружном и радиальном направлениях. При этом на дисках появляются моменты трения. Кроме того, имеются моменты трения на наружных цилиндрических поверхностях дисков. Суммарную мощность трения этих поверхностей называют мощностью дискового трения.

Мощность трения дисков существенно зависит от направления радиального тока жидкости в «пазухе» и условий движения на границах полости. На рис. 4 представлена схема течения в зазоре между корпусом насоса и диском рабочего колеса.

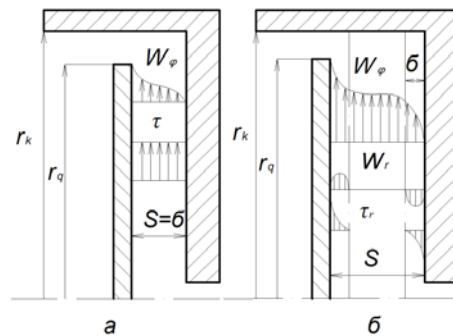


Рис. 4. Схема течения в зазоре между диском и корпусом: а – сомкнувшийся ПС; б – отдельные ПС;  $W_r$  – радиальная проекция скорости;  $W_\phi$  – окружная (условно показанная в той же плоскости) проекция скорости [11]

Анализ рис. 4, б показывает, что для отдельных пограничных слоев (ПС) радиальные составляющие скорости на диске и неподвижном кожухе направлены в противоположные стороны: течение жидкости около стенки направлено к центру, а на вращающемся диске от центра. Расчет дискового трения основывается на решении уравнения движения вязкой жидкости в боковой полости.

Первые фундаментальные исследования течения ньютоновской жидкости около вращающегося диска в кожухе были проведены Дорфманом Л. А. [5]. В работе представлены расчетные формулы, анализ экспериментальных исследований и полуэмпирических зависимостей других авторов, показано, что распределение окружной и радиальной составляющих скоростей в зазоре зависит от режима течения, толщины и состояния пограничных слоев. В работе были рассмотрены как ламинарный режим, так и турбулентный режим с сомкнувшимися пограничными слоями и раздельными.

В работе [8] (2014 г.) представлен сравнительный анализ эмпирических и аналитических методов вычисления момента сил трения диска современными средствами вычислительной гидродинамики (CFD). Авторами рекомендуется модель турбулентности SST для численного моделирования течения вязкой жидкости в «пазухе» центробежного насоса.

В работе [9] (2015 г.) представлены результаты CFD моделирования течения в «пазухе» и экспериментальные исследования насоса с  $n_s = 34$ , которые показали, что закрутка жидкости на выходе рабочего колеса влияет на величину момента сопротивления на дисках рабочего колеса. Т.е. при существенных перетоках через щелевые уплотнения жидкость, закрученная рабочим колесом, частично попадает в дисковую пазуху и отдает часть своей энергии обратно, рабочему колесу, что уменьшает момент дискового трения. В результате расчета было получено, что без учета закрутки потока в пазухе момент дисковых потерь составляет 1,2 Н·м, с учетом закрутки – 0,6 Н·м.

**Применение полуэмпирических формул для расчета дисковых потерь мощности.** Для ламинарных течений жидкости, когда пограничные слои смыкаются и распределение окружной скорости в зазоре подчиняется линейному закону (аналог течения Куэтта), задача определения потерь мощности на дисковое трение определяется следующим образом.

Потери мощности на одном диске равны:

$$N_d = \omega \cdot M_d, \quad (4)$$

где  $M_d$  – момент трения одного диска. Этот момент трения можно определить, проинтегрировав выражение для вязкого трения Ньютона по всей боковой поверхности диска. Тогда получим:

$$M_d = \int_{R_1}^{R_2} (\tau \cdot 2 \cdot \pi \cdot r^2) dr, \quad (5)$$

где  $R_1$  – радиус втулки;  $R_2$  – радиус выхода рабочего колеса,  $\tau$  – вязкое касательное напряжение для ньютоновской жидкости, которое вычисляется следующим образом:

$$\tau = \pm \mu \frac{du(y)}{dy}, \quad (6)$$

где  $\mu$  – динамическая вязкость жидкости;  $u(y)$  – распределение скорости жидкости в щели;  $y$  – осевая координата.

Для ламинарного течения в щели  $s$  можно принять закон изменения скорости линейным:

$$u(y) = \omega \cdot r \cdot \left( \frac{s-y}{s} \right). \quad (7)$$

Подставив (7) и (6) в (5), получим момент трения одного диска:

$$M_d = \frac{2\pi}{s} \int_{R_1}^{R_2} (\mu \cdot \omega \cdot (-1/s) \cdot r^3) dr. \quad (8)$$

Полученный результат после интегрирования формулы (8) подставляем в (4). Получаем потери мощности на одном диске:

$$N_d = \omega^2 \cdot \frac{\pi \cdot \mu}{2s} \cdot (R_2^4 - R_1^4). \quad (9)$$

Из формулы (9) следует, что мощность энергетических потерь от дискового трения зависит от величины осевого зазора.

Если принять обозначение:

$$Re_d = \frac{R_2 \cdot \omega}{v}, \quad (10)$$

то формула для расчета потерь мощности на один диск имеет классический вид:

$$N_d = \frac{1}{4} c_m \cdot \omega^3 \cdot \rho \cdot R_2 (R_2^4 - R_1^4), \quad (11)$$

где  $c_m$  – коэффициент момента трения для ламинарного течения (при  $Re_d \leq 10^4$ ):

$$c_m = 2\pi \frac{R_2}{s} \cdot \frac{1}{Re_d}. \quad (12)$$

Для турбулентного режима, когда еще не появляются отдельные пограничные слои на стенках диска и кожуха, в области чисел Рейнольдса  $10^4$ – $10^6$  в работе [5] предлагается степенная зависимость от числа Рейнольдса:

$$c_m = 0,0277 Re_d^{-0,2} \left( \frac{s}{R_2} \right)^{-0,2}. \quad (13)$$

Для оценочных расчетов предлагается формула не учитывающая влияния величины зазора [5]:

$$c_m = 0,0275 Re_d^{-0,2}. \quad (14)$$

На рис. 5 представлено изменение коэффициента момента трения от числа Рейнольдса  $c_m = f(Re_d)$ .

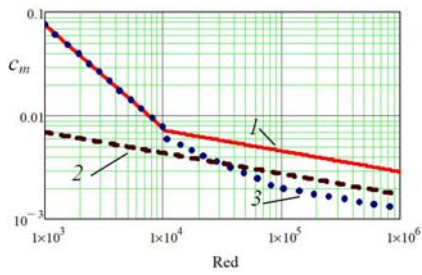


Рис 5. Зависимости  $c_m = f(Re_d)$  :

1 – по формулам (12) и (13); 2 – модифицированная формула Колпакова Л. Г. [10]; 3 – по формуле (14).

Анализируя рис. 5, можно только подтвердить утверждения многих авторов о необходимости тщательно подходить к моделированию течения в зазоре «пазух» – учитывать режимы течения, ПС, перетоки из зон высокого давления, закрутки потока за РК, конструкцию щелей и т.д.

**Анализ реологических характеристик водонефтяной эмульсии.** В большом количестве задач классической механики вязких несжимаемых жидкостей используется линейный закон связи тензора вязких напряжений  $\tau$  с тензором скоростей сдвига  $S_{i,j} = \dot{\gamma}$  (скорость деформации). Однако, многие жидкости, участвующие в технологических процессах, при своем течении проявляют нелинейность вязкости, а также другие свойства, такие как пластичность, упругость.

Авторами в работе [4] проведен анализ промышленных реологических характеристик нефтяной продукции скважины. Результаты, представленные в табл. 1., показывают, что исследуемая ВНЭ при объемной доле содержания воды в нефтяной продукции в диапазоне  $B = 0,3 - 0,83$ , относится к неньютоновским жидкостям – типу Гершеля-Балкли:

$$\tau = \tau_0 + K \cdot \dot{\gamma}^n, \quad (15)$$

где  $\tau_0$  – предел текучести при скорости сдвига  $\dot{\gamma}$  равном нулю;  $K$  – мера консистенции жидкости, Па·с;  $n$  – показатель, который характеризует степень отклонения неньютоновской жидкости от ньютоновской.

Таблица 1 – Обобщенные параметры промышленных данных [12]

$B, \%$	20	30	45	60	70	77	83	95
$K, \text{Па}\cdot\text{с}$	0,02	0,25	1,8	5	9	10	0,6	$10^{-6}$
$n$	1	0,75	0,53	0,5	0,48	0,45	0,7	1
$\tau_0, \text{Па}$	0	0	0	0	3	10	7	0

Получено, что с увеличением объемной доли воды в нефтяной продукции  $B$ , вязкость эмульсии возрастает и достигает максимума при критическом значении  $B_{инв}$ , характерной для данного месторождения. При дальнейшем увеличении  $B$

вязкость эмульсии резко уменьшается. Критическое значение обводненности  $B_{инв}$ , при котором происходит обращение фаз, т.е. эмульсия типа  $B/H$  превращается в эмульсию типа  $H/B$  (см. рис. 6), называется точкой инверсии ВНЭ [4, 12, 13].

Плотность эмульсии можно рассчитать, если известны плотность нефти и воды и их содержание в эмульсии, по следующей формуле:

$$\rho_{см} = \rho_n(1 - B) + \rho_v \cdot B, \quad (16)$$

где  $\rho_v, \rho_n$  – плотности воды и нефти, соответственно;  $B$  – содержание воды в нефти в объемных долях.

**Модель обобщенной ньютоновской жидкости.**

В данной работе при описании гидродинамических процессов неньютоновской жидкости принята модель обобщенной ньютоновской жидкости [14]. Основные уравнения математической модели (ММ) стационарного движения обобщенной ньютоновской жидкости не отличаются от классической ММ ньютоновской жидкости. Для обобщенной ньютоновской модели тензор вязких напряжений  $\tau$  определяется следующим образом:

$$\tau = \mu_{ef} \cdot S_{i,j}, \quad (17)$$

где  $\mu_{ef}$  – эффективная или кажущаяся молекулярная вязкость ВНЭ;  $S_{i,j} = \dot{\gamma}$  – тензор скоростей деформации:

$$S_{i,j} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right).$$

Аппроксимирующее выражение для эффективной вязкости на случай течения жидкости Гершеля-Балкли вводится следующим образом [14]:

$$\mu_{ef} = \frac{\left[ k_v \dot{\gamma}^n + \tau_0 \left( 1 - \exp\left( -\frac{m\dot{\gamma}}{\dot{\Gamma}} \right) \right) \right]}{\dot{\gamma}}, \quad (18)$$

где  $m$  – экспоненциальный множитель (принимает от 500 до 1000),  $\dot{\Gamma}$  – характерная скорость сдвига. Для ступени ЭЦН значение характерной скорости сдвига  $\dot{\Gamma}$  вычисляется по формуле:

$$\dot{\Gamma} = \frac{8U_2}{D_2}, \quad (19)$$

где  $D_2$  – диаметр выхода РК насоса;  $U_2$  – окружная скорость на выходе из рабочего колеса.

На рис. 6 представлены обобщенные результаты обработки экспериментальных данных трех месторождений [4, 12] – зависимости эффективной вязкости от водосодержания  $\mu_{ef} = f(B)$ , где  $B_{инв}$  – значение точки инверсии водонефтяной эмульсии.

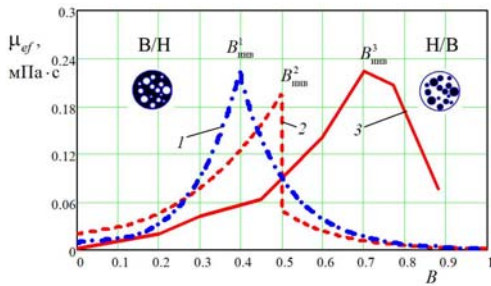


Рис. 6. Зависимость эффективной вязкости от водосодержания  $\mu_{ef} = f(B)$ :  
 1 –  $B_{инв} = 0,4$ ; 2 –  $B_{инв} = 0,5$ ; 3 –  $B_{инв} = 0,7$

В работе [4] авторами дана обобщенная формула расчета эффективной вязкости для реальных пластовых условий на приеме насоса: давления, температуры, содержания газа и воды в нефтяной продукции, а также учитывает основные свойства флюидов в нормальных условиях (плотность, вязкость, коэффициенты растворимости и сжимаемости).

**Модель обобщенного числа Рейнольдса.** Эта модель получила широкое распространение при исследовании вязкопластичных жидкостей в трубах и плоских щелях. Это классические работы Букингема и Рейнера, Хедстрема, А. Х. Мирзаджанзаде и др.

В работе [11] проведены экспериментальные исследования по определению дисковых потерь в зазоре между вращающимся диском и стенкой корпуса центробежного насоса. Экспериментально было установлено, что реологический закон исследуемой жидкости (осадки сточных вод) описывается уравнением Шведова-Бигмана:

$$\tau = \tau_0 + \mu \cdot \dot{\gamma}. \quad (20)$$

Автором работы [11] было предложено и экспериментально подтверждено, что для данного типа вязкопластичной жидкости при расчете потерь дискового трения можно пользоваться общепринятыми формулами для ньютоновских жидкостей с подстановкой в них обобщенного числа Рейнольдса:

$$Re^* = \frac{Re}{1 + \frac{4}{3} \cdot Se}, \quad (21)$$

где  $Se$  – критерий Сен-Венана  $Se = \frac{\tau_0 \cdot S}{u \cdot \mu}$ .

Однако, для жидкости типа Гершеля Балкли моделью обобщенного числа Рейнольдса (21) пользоваться нельзя, т.к. критерий Сен-Венана не учитывает особенности формулы (15).

**Результаты расчета мощности дискового трения для ньютоновской и неньютоновской жидкости.** Для погружных насосов ЭЦН4, ЭЦН5, ЭЦН5А с габаритами  $D_2 < 100$  мм соблюдаются условия рассмотренной выше расчетной схемы при определении дисковых потерь: обод рабочего колеса

имеет цилиндрические поверхности, зазор пазух относительно мал –  $s/R_2 = 0,03 - 0,08$ ; коэффициент быстроходности  $n_s = 60 - 100$ . Потерями на дисковое трение по торцовым поверхностям для данного класса насосов ( $b_2/R = 0,03 - 0,08$ ) можно пренебречь. Поправка, учитывающая протечку в пазухе, в связи относительно малой ее величиной (до 5%), в данной работе не рассматривается.

Как указывалось выше, для учета влияния нелинейности модели вязкой жидкости для обобщенной модели достаточно определить эффективную вязкость по формуле (18). Далее, по расчетной формуле (10), следует пересчитать текущее значение числа Рейнольдса для заданного значения эффективной вязкости. По аналогии с ньютоновской жидкостью рассчитываются соответствующие значения коэффициентов момента трения  $c_m$  и потери мощности на трение. На рис.7 представлена зависимость изменения числа Рейнольдса  $Re_d$  от водосодержания ВНЭ при заданных пластовых условиях (вязкость дегазированной нефти 20 мПа·с, плотность воды 1100 кг/м<sup>3</sup>, объемное содержание газа в продукции 15%, давление на приеме насоса – 4 МПа, давление насыщения газом нефти – 9 МПа). Значение точки инверсии ВНЭ равно  $B_{инв} = 0,5$ .

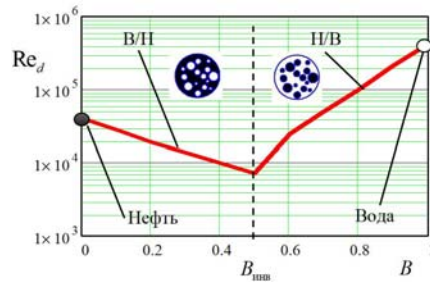


Рис. 7. Зависимость  $Re_d(B)$

Таким образом, для ВНЭ в зоне точки инверсии нефтяной смеси  $B_{инв} = 0,5$  для незначительного значения вязкости пластовой нефти ( $\mu_{пл} = 11$  мПа·с) режим течения в щели изменится на ламинарный ( $Re_d < 10^4$ ), что приведет к увеличению дисковых потерь.

Определим составляющую механического КПД – КПД дискового трения  $\eta_{мех}^d(v)$  при различных значениях вязкости:

$$\eta_{мех}^d(v) = \frac{N_T \cdot \eta_{мех}^d(v_B)}{[N_T + \Delta N_d(v) \cdot \eta_{мех}^{y+п}(v_B) \cdot \eta_{мех}^d(v_B)]} \quad (22)$$

$\eta_{мех}^d(v_B)$  – КПД механический, учитывающий только дисковые потери для воды;  $\eta_{мех}^{y+п}(v_B)$  – КПД механический, учитывающий потери в уплотнениях и подшипниках, принимаем величиной постоянной,  $\eta_{мех}^{y+п}(v_B) = 0,95$ ;  $\Delta N_d(v)$  – изменение потерь мощности дискового трения при изменении вязкости продукции;  $N_T$  – теоретическая мощность.

Ориентировочно для воды на оптимальном режиме работы насоса, по Ломакину, примем:

$$\eta_{\text{мех}}^{\text{д}}(v_{\text{в}}) = \frac{1}{1 + 820/n_s^2} \quad (23)$$

Величину  $\Delta N_{\text{д}}(v)$  – изменение потери мощности при увеличении вязкости (относительно воды), можно определить соотношением:

$$\Delta N_{\text{д}}(v) = N_{\text{д}}(v) - N_{\text{д}}(v_{\text{в}}) \quad (24)$$

Используя значения  $\eta_{\text{мех}}^{\text{д}}(v)$  можно пересчитать механический КПД:

$$\eta_{\text{мех}}(v) = \eta_{\text{мех}}^{\text{д}}(v) \cdot \eta_{\text{мех}}^{\text{вп}}(v_{\text{в}}) = \frac{N_{\text{т}}}{[N_{\text{т}} + N_{\text{мех}}(v)]} \quad (25)$$

На рис. 8 представлены расчетные зависимости изменения потерь мощности  $\Delta N_{\text{д}}(v)$  при увеличении вязкости. Расчет потерь мощности проводился для трех расчетных формул коэффициента трения  $c_m$ : 1 – по формулам (12–13); 2 – модифицированная формула Колпакова Л. Г. [10]; 3 – по формуле (14).

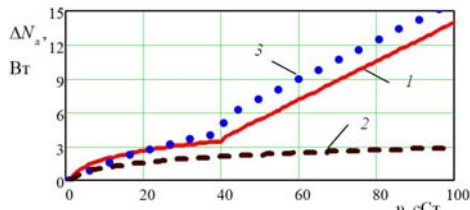


Рис. 8. Зависимости изменение мощности  $\Delta N_{\text{д}}(v)$  при увеличении вязкости по трем расчетным формулам  $c_m = f(\text{Re}_d)$

Зависимости потерь мощности и механического КПД дискового трения от числа Рейнольдса  $N_{\text{д}} = f(\text{Re}_d)$  представлены на рис. 9.

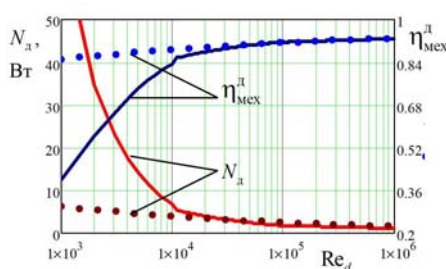


Рис. 9. Зависимости  $N_{\text{д}} = f(\text{Re}_d)$  и  $\eta_{\text{мех}}^{\text{д}} = f(\text{Re}_d)$

Тип линий на рис. 9 соответствует: точками – коэффициент момента трения  $c_m$  зависит только от числа Рейнольдса, формула (14); сплошная – модифицированная формула Колпакова Л. Г. [10].

**Выводы.** В работе проведен анализ теоретических и экспериментальных исследований потерь мощности на дисковое трение рабочих колес центробежного насоса. В работе представлены обобщенные результаты реологических характеристик водонефтяной продукции для трех нефтяных месторождений [4, 12]. Анализ показал, что

водонефтяная продукция при объемном содержании воды в ней от 40 % до 80 %, относится к жидкости типа Гершеля-Балкли с нелинейными свойствами вязкости – формула (15). Для прогнозирования энергетических характеристик центробежных насосов, перекачивающих ВНЭ, предложено использовать обобщенную модель ньютоновской жидкости. Рассмотрена формула (18) для определения эффективной вязкости данной модели жидкости. Установлено, что эффективная вязкость в зоне инверсии  $V_{\text{инв}}$  многократно увеличивается – рис. 5. Учет нелинейности свойств вязкости ВНЭ показал, что потери мощности на дисковое трение в центробежном насосе увеличиваются на 4–5 %. Результаты расчета потерь мощности и механического КПД представлены для ступени насоса типа ЭЦН5–80.

#### Список литературы

1. Михайлов А. К., Малюшенко В. В. *Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование*. Москва: Машиностроение, 1977. 288 с.
2. Васильев В. М. *Совершенствование погружных нефтяных центробежных насосов: автореф. дис. на соискание научн. степени канд. техн. наук: спец. 05.04.03 «Машины и аппараты, процессы холодильной и криогенной техники, систем кондиционирования и жизнеобеспечения»*. Москва, 1984. 24 с.
3. Агеев Ш. Р., Дружинин Е. Ю., Григорян Е. Е. Балансовые испытания ступеней погружных лопастных насосов для добычи нефти. *Бурение и нефть*. 2016. № 7–8. С. 46–51.
4. Шевченко Н. Г., Шудрик А. Л., Коваль Е. С., Дорошенко А. В. Учет реологических свойств водонефтяной эмульсии на производительность центробежных насосов. *Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ»: сб. науч. тр. Серия: Гидравлические машины та гидроагрегати*. Харьков: НТУ «ХПИ», 2018. № 17(1293). С. 58–65.
5. Дорфман Л. А. *Гидродинамическое сопротивление и теплоотдача вращающихся тел*. Москва: Физматгиз, 1960. 260 с.
6. Байбииков А. С. К расчету потерь на дисковое трение в турбомашинах. *Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. Сер.: Энергетика*. 1971. № 1. С. 115–119.
7. Алексапольский Д. Я., Малюшенко В. В., Ржебаева Н. К. Определение мощности дискового трения в насосах с низким  $n_s$  с учетом радиального расходного течения и закрутки потока. *Вестник Харьковского политехнического института: сб. науч. тр.* Харьков: Вища школа, 1977. № 11: Гидравлические машины. С. 80–85.
8. Афанасьев А. А., Ковалев А. В. К определению момента сил трения диска, вращающегося в ограниченном пространстве, заполненном вязкой несжимаемой жидкостью. *Вестник ВГУ: сб. науч. тр. Сер.: Физика. Математика*. 2014. № 4 С. 94–101.
9. Ломакин В. О., Чабурко П. С. Влияние закрутки потока на гидравлический КПД насоса. *Инженерный вестник*. 2015. № 10. С. 4. URL: <http://engsi.ru/doc/820781> (дата обращения 02.06.2017).
10. Ржебаева Н. К., Ржебаев Э. Е. *Расчет и конструирование центробежных насосов*. Сумы: СумГУ, 2009. 220 с.
11. Морозов А. В., Бабкин В. Ф. Пересчет характеристик центробежных насосов с воды на суспензии. *Изв. Юго-Западного государственного университета. Сер.: Техника и технологии*. 2013. № 4. С. 113–116.
12. Лосев А. П. *Установление структурных и реологических характеристик промышленных водонефтяных эмульсий: автореф. дис. на соискание научн. степени канд. техн. наук: спец. 25.00.17 «Разработка и эксплуатация нефтяных и газовых месторождений»*. Москва, 2011. 24 с.
13. Уразков К. Р., Богомольный Е. И., Сейтпагамбетов Ж. С. *Насосная добыча высоковязкой нефти из наклонных и обводненных скважин*. Москва: ООО «Недра-Бизнесцентр», 2003. 303 с.
14. Гаврилов А. А. *Вычислительные алгоритмы и комплекс программ для численного моделирования течений ньютоновских жидкостей в кольцевом канале: автореф. дис.*

на соискание научн. степени канд. техн. наук: спец. 05.13.18 «Математическое моделирование, численные методы и комплексы программ». Новосибирск, 2014. 19 с.

#### References (transliterated)

- Mikhaylov A. K., Malyushenko V. V. *Lopastnye nasosy. Teoriya, raschet i konstruirovaniye* [Vane pumps. Theory, calculation and design]. Moscow, Mashinostroeniye Publ., 1977. 288 p.
- Vasil'ev V. M. *Sovershenstvovanie pogrzhnykh neftyanykh tsentrobezhnykh nasosov: avtoref. dys. kand. tekhn. nauk: spets. 05.04.03 "Mashiny i apparaty, protsessy kholodil'noy i kriogennoy tekhniki, sistem konditsionirovaniya i zhizneobespecheniya"* [Improving submersible oil centrifugal pumps. Abstract of a thesis candidate eng. sci. diss. (Ph. D.) 05.04.03 "Machines and devices, processes of refrigeration and cryogenic equipment, air conditioning systems and life support"]. Moscow, 1984. 24 p.
- Ageev Sh. R., Druzhinin E. Yu., Grigoryan E. E. Balansovye ispytaniya stupeney pogrzhnykh lopastnykh nasosov dlya dobychi nefi. [Balance tests of submersible vane pumps for oil extraction]. *Burenie i nefi'*. 2016, no 7–8, pp. 46–51.
- Shevchenko N. G., Shudrik A. L., Koval' E. S., Doroshenko A. V. Uchet reologicheskikh svoystv vodonefyanoy emul'sii na proizvoditel'nost' tsentrobezhnykh nasosov [Accounting for the rheological properties of water-oil emulsion on the performance of centrifugal pumps]. *Vestnik Nats. tekhn. un-ta "KhPI": sb. nauch. tr. Seriya: Gidravlichni mashini ta gidroagregati* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Series: Hydraulic machines and hydraulic units]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2018, no. 17 (1293), pp. 58–65.
- Dorfman L. A. *Gidrodinamicheskoe soprotivlenie i teplootdacha vrashchayushchikhsya tel* [Hydrodynamic resistance and heat transfer of rotating bodies]. Moscow, Fizmatgiz Publ., 1960. 260 p.
- Baybikov A. S. K raschetu poter' na diskovoe trenie v turbomashinakh [To the calculation of losses for disc friction in turbomachines]. *Izvestiya vyssh. ucheb. zavedeniy i energ. ob'edineniy SNG. Seriya: Energetika*. 1971, no 1. pp. 115–119.
- Aleksapol'skiy D. Ya., Malyushenko V. V., Rzhebaeva N. K. Opredeleniye moshchnosti diskovogo treniya v nasosakh s nizkim  $n_s$  s uchetom radial'nogo raskhodnogo techeniya i zakrutki potoka [Determination of disk friction power in pumps with low  $n_s$  taking into account radial flow and swirling flow]. *Vestnik Khar'kovskogo politekhnicheskogo instituta: sb. nauch. tr.* [Bulletin of the Kharkov Polytechnic Institute: a collection of scientific papers]. Kharkov, Vyshha shkola Publ., 1977, no 11: Gidravlicheskie mashiny [Hydraulic machines], pp. 80–85.
- Afanas'ev A. A., Kovalev A. V. K opredeleniyu momenta sil treniya diska, vrashchayushchegosya v ogranichenom prostranstve, zapolnennom vyazkoy neszhimaemoy zhidkost'yu [To the determination of the moment of friction forces of a disk rotating in a confined space filled with a viscous incompressible fluid]. *Vestnik VGU: sb. nauch. tr. Seriya.: Fizika. Matematika* [Bulletin of the VGU: a collection of scientific papers. Series: Physics. Maths]. 2014, no 4, pp. 94–101.
- Lomakin V. O., Chaburko P. S. Vliyanie zakrutki potoka na gidravlicheskiy KPD nasosa [The effect of flow swirl on the hydraulic efficiency of the pump]. *Inzhenernyy vestnik*. 2015, no 10. p. 4. Available at: <http://engsi.ru/doc/820781> (accessed 02.06.2017).
- Rzhebaeva N. K., Rzhebaev E. E. *Raschet i konstruirovaniye tsentrobezhnykh nasosov* [Calculation and design of centrifugal pumps]. Sumy, SumGU Publ., 2009. 220 p.
- Morozov A. V., Babkin V. F. Pereschet kharakteristik tsentrobezhnykh nasosov s vody na suspenzii [Recalculation of characteristics of centrifugal pumps from water to suspension]. *Izvestiya Yugo-Zapadnogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Tekhnika i tekhnologii*. 2013, no 4, pp. 113–116.
- Losev A. P. *Ustanovlenie strukturnykh i reologicheskikh kharakteristik promyslovykh vodonefyanoykh emul'siy: avtoref. dys. kand. tekhn. nauk: spets. 25.00.17 "Razrabotka i ekspluatatsiya neftyanykh i gazovykh mestorozhdeniy"* [Establishment of structural and rheological characteristics of field water-oil emulsions. Abstract of a thesis candidate eng. sci. diss. (Ph. D.) 25.00.17 "Development and operation of oil and gas fields"]. Moscow, 2011. 24 p.
- Urazakov K. R., Bogomol'nyy E. I., Seytpagametov Zh. S. *Nasosnaya dobycha vysokovyazkoy nefi iz naklonnykh i obvodnennykh skvazhin*. [Pumped production of highly viscous oil from inclined and watered wells]. Moscow, OOO Nedra-Biznesstsent Publ., 2003. 303 p.
- Gavrilov A. A. *Vychislitel'nye algoritmy i kompleks programm dlya chislennogo modelirovaniya techeniy nen'yutonovskikh zhidkostey v kol'tsevom kanale: avtoref. dys. kand. tekhn. nauk: spets. 05.13.18 "Matematicheskoe modelirovaniye, chislennyye metody i kompleksy programm"* [Computational algorithms and software package for the numerical modeling of non-Newtonian fluids in a circular channel. Abstract of a thesis candidate eng. sci. diss. (Ph. D.) 05.13.18 "Mathematical modeling, numerical methods and program complexes"]. Novosibirsk, 2014. 19 p.

Поступила (received) 19.11.2018

#### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Шевченко Наталія Григорівна (Шевченко Наталья Григорьевна, Shevchenko Nataliya Grygorivna)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6877-7428>; e-mail: [shevng@ukr.net](mailto:shevng@ukr.net).

**Дранковський Віктор Едуардович (Дранковский Виктор Эдуардович, Drankovskiy Viktor Eduardovich)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9011-2094>; e-mail: [drankovskiy50@ukr.net](mailto:drankovskiy50@ukr.net).

**Коваль Олена Сергіївна (Коваль Елена Сергеевна, Koval Olena Serhiyivna)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1858-1336>; e-mail: [elenakoval86@ukr.net](mailto:elenakoval86@ukr.net).

**Косоруков Олександр Володимирович (Косоруков Александр Владимирович, Kosorukov Alexandr Vladimirovich)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2854-2667>; e-mail: [kosorukov.alexandr@gmail.com](mailto:kosorukov.alexandr@gmail.com).