

На правах рукописи

ПИСАРИК Михаил Николаевич

ПРОБЛЕМЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДОБЫЧИ НЕФТИ  
НА ОСНОВЕ КОМПЛЕКСНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРАВЛИКИ  
И РАБОТОСПОСОБНОСТИ СКВАЖИННЫХ ШТАНГОВЫХ НАСОСОВ

Специальность 05.15.06 – Разработка и эксплуатация  
нефтяных и газовых месторождений

А в т о р е ф е р а т  
диссертации на соискание ученой степени  
доктора технических наук

Ивано-Франковск – 1992



00819708 (X)

Работа выполнена в Бело  
и проектом институте нефтя  
Белорусском институте инженеров железнодорожного транспорта,

ОФИЦИАЛЬНЫЕ ОППОНЕНТЫ: доктор технических наук,  
профессор БАЛАКИРЕВ Ю.А.  
доктор технических наук,  
профессор МИШЕНКО И.Т.  
доктор технических наук,  
профессор САТТАРОВ М.М.

ВЕДУЩЕЕ ПРЕДПРИЯТИЕ: производственное объединение  
" БЕЛОРУСНЕФТЬ "

Защита диссертации состоится "13" ноября 1992 г.  
в 10 часов на заседании специализированного ученого совета  
Д.068.42.01 при Ивано-Франковском институте нефти и газа  
по адресу: 284018, г. Ивано-Франковск, ул. Карпатская, 15.

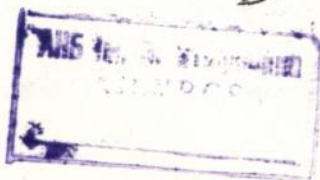
С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Автореферат разослан "12" октября 1992 г.

Ученый секретарь  
специализированного ученого  
совета

*Вез*

ВЕКЕРИК В.И.



## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность проблемы.** В нефтедобывающей промышленности скважинные штанговые насосы СШН имеют широкое распространение. В 1990 г. на нефтепромыслах бывшего Союза с помощью СШН было добыто нефти более 34 %. Наиболее существенные затраты в добыче нефти приходится именно на этот способ. Только на подземные ремонты они составили более 300 млн. рублей, в том числе было израсходовано около 80 тыс. штанговых насосов общей стоимостью 16 млн. рублей. Эксплуатация скважин штанговыми насосами сопряжена с существенными недоборами добычи нефти, достигающими 10...15%, а иногда и 30%. Таким образом, проблемы, связанные с совершенствованием добычи нефти штанговыми насосами, продолжают оставаться актуальными и на сегодняшний день.

Проблема повышения работоспособности СШН - одна из важнейших проблем насосной добычи. Несмотря на большое число выполненных исследований многие вопросы гидравлики и работоспособности СШН до последнего времени не находили своего решения. Среди них - расчет величины утечек в плунжерной и клапанной парах СШН. До последнего времени отсутствовали исследования, устанавливающие границы существования ламинарного и турбулентного течения жидкости в зазоре насоса, течения в зазоре обводненной нефти, теплового режима насоса и пр. Не имеется также теоретически обоснованного и согласующегося с практикой нефтедобычи уравнения изнашивания плунжерной пары насоса, учитывающего параметры его работы и условия скважины. В связи с этим все произведенные ранее расчеты по оптимизации параметров работы насоса вызывают серьезные сомнения. Без достаточного научного обоснования осуществлялась периодическая эксплуатация насосных скважин, несмотря на большие возможности этого способа.

В настоящей работе подвергнуты комплексному анализу практически все исследования, выполненные до сего времени в области гидравлики и работоспособности СШН, что позволило получить новые результаты и решить многие вопросы теории штангового насоса.

**Цель работы.** Повышение эффективности добычи нефти на основе комплексного исследования и развития теоретических основ гидравлики и работоспособности СШН

**Основные задачи работы.** Комплексное исследование гидравлики и работоспособности СШН, неустановившегося притока жидкости к забору скважины и оптимизация параметров работы насоса, включая:

- I. Совершенствование методики расчета утечек через зазор

плунжер-цилиндр СШН в реальных условиях скважины.

2. Исследование гидравлики и работоспособности клапана СШН и разработка методики расчета утечек в клапане.

3. Исследование теплового режима СШН и разработка методики расчета температуры в зазоре СШН.

4. Исследование изнашивания пары плунжер-цилиндр СШН с учетом всего комплекса факторов и разработка методики расчета срока службы насоса.

5. Разработка методики расчета оптимальных параметров работы СШН.

6. Исследование неустановившегося притока жидкости к забой скважины для обоснования периодического режима работы насосных скважин с целью повышения работоспособности СШН.

7. Внедрение результатов исследования в промышленность и оценка эффективности их использования.

Методик исследований. Поставленные задачи решались путем систематизации и обобщения теоретических и экспериментальных исследований в области гидравлики и работоспособности СШН, выполненных за 50 лет, проведения экспериментальных исследований на моделях и промышленных исследованиях на скважинах.

Научная новизна. Впервые произведено комплексное исследование гидравлики и работоспособности СШН во взаимосвязи с условиями эксплуатации, при этом:

1. Разработана методика расчета утечек через зазор СШН, учитывающий движение газонасыщенной и обводненной нефти. Уточнены формулы для определения утечек и предложен расчет критической величины утечки при переходе с ламинарного на турбулентный режим течения. Разработана методика испытания и подбора насосов к скважинам.

2. Разработана методика расчета утечек в клапане СШН в статических и динамических условиях, в основу которой положены исследования деформаций в клапане.

3. Впервые выполнены обширные исследования теплового режима СШН и разработана методика расчета температуры в зазоре СШН.

4. Разработана методика расчета изнашивания плунжерной пары СШН, установлены критерии изнашивания, дано определение работоспособности и срока службы насоса.

5. Разработана методика расчета оптимальных параметров работы СШН, базирующаяся на результатах комплексного исследования работы насоса.

6. Разработана методика установления периодического режима

эксплуатации насосных скважин с учетом исследований неуставившегося движения к забою скважины газированной и однородной жидкости.

Практическое значение диссертационной работы. Разработаны теоретические положения и даны практические рекомендации, позволяющие на высоком инженерном уровне учитывать влияние различных параметров на работоспособность СШН и оценивать последствия изменения режима его работы, что позволило повысить работоспособность СШН за счет:

1. Учета действительных значений утечек в насосе в условиях скважины и правильного подбора насоса.
2. Возмозности расчета срока службы насоса с учетом параметров откачки и условий его работы.
3. Учета условий эксплуатации на работу насоса.
4. Оптимизации параметров работы СШН.
5. Учета данных, характеризующих эксплуатационные пласты на работу насоса.

Внедрение результатов и следования осуществлено более, чем на 2000 скважинах, что позволило увеличить межремонтный период работы скважин и сократить расход насосов в шесть раз, увеличить добычу нефти на 8%.

Реализация работы в промышленности. Основные положения, выводы и практические рекомендации, представленные в диссертационной работе, широко применяются в ПО "Узбекнефть" и ПО "Белоруснефть". По результатам исследований и промышленных испытаний с участием автора внедрено в производство "Методическое руководство по установлению режимов работы СШН на нефтяных месторождениях БССР". Решением Миннефтепрома СССР автомат периодической эксплуатации насосных скважин АПЭ-ПА / автомат периодической эксплуатации Писарика-Алехина / рекомендован к промышленному производству с освоением на Октябрьском заводе "Нефтеавтоматика", промышленный выпуск начат с 1971 года. Внедрение автоматов осуществлено в шести нефтяных районах / "Азнефть", "Укрнефть", "Узбекнефть", "Краснодарнефтегаз", "Эмбанефть", "Сахалиннефть" /.

Защищаемые положения.

1. Теоретические и научно-методические разработки в области гидравлики и работоспособности СШН, включающие:

1.1. Методику расчета утечек через зазор плунжер-цилиндр СШН в реальных условиях скважины.

1.2. Методику расчета утечек в клапане СШН, в основу которой положены теоретические и экспериментальные исследования деформаций в клапане.

1.3. Методику расчета температуры в зазоре плунжер-цилиндр СШН и теоретические положения теплового режима СШН.

1.4. Методику расчета изнашивания пары плунжер-цилиндр и срока службы насоса, в основу которой положена экспоненциальная зависимость изменения зазора от пути пробега плунжера.

2. Методические положения и практические разработки оптимизации параметров работы СШН.

3. Теоретические и экспериментальные исследования неустановившегося притока однородной и газированной жидкости к забоям скважины, позволившие разработать методику установления периодического режима работы насосных скважин.

4. Результаты внедрения разработок в производство и их технико-экономическая эффективность.

Апробация работы. Основные положения диссертации были обсуждены и одобрены на секции нефтяной и газовой промышленности I-го и II-го съездов инженерно-технических работников и новаторов промышленности Узбекистана / Ташкент, 1959 и 1960 /; на XI и XII научно-техническом семинаре по гидродинамическим методам исследования и контроля процесса разработки нефтяных месторождений / Волгоград, 1972; Уфа, 1973 /; на научно-технических конференциях института нефти и газа / Ивано-Франковск 1976, 1977, 1978, 1979, 1980 /; на техническом Совете ПО "Белоруснефть" / Гомель 1989, 1990 /; на советах строительного и механического факультетов ГИИЭТа / Гомель, 1983, 1990 /; способ автоматизации периодической эксплуатации глубинно-насосных скважин удостоен диплома XIII Всесоюзного конкурса на лучшее предложение по экономии электрической и тепловой энергии / 1962 /.

Публикации. Основные положения диссертации отражены в монографиях, сборниках, статьях. По теме диссертации автором опубликовано 23 научные работы объемом 14 печатных листов, в том числе лично диссертантом написано 9,85 печатных листов.

Объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, семи глав, основных выводов и рекомендаций и изложена на 332 страницах, в том числе 260 страницах машинописного текста, 53 таблицы, 76 рисунков, список использованных источников из 132 наименований.

#### СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В введении обоснована актуальность проблемы, сформулированы цель и задача исследования, показана научная новизна и реализация работы в промышленности.

В отличие от ранее выполненных работ, автором рассматривается

как объект исследования система пласт-скважина-насос. Недостатком ранее выполненных исследований является то, что не всегда учитывались конкретные условия скважины. Автором рассматривается объект исследования как белая в функциональном отношении динамическая система, находящаяся в постоянном развитии.

Работоспособность - состояние насоса, при котором он выполняет заданные функции с параметрами, установленными требованиями технологического режима / ГОСТ 27002-89 /. Показателями, количественно характеризующими работоспособность насоса, являются срок его службы в скважине и количество жидкости, поднятой из скважины. Срок службы насоса - продолжительность его эксплуатации до момента возникновения предельного состояния. Предельное состояние насоса может устанавливаться по изменению его подачи / утечки /, по экономическим показателям и т.п. Таким образом, утечки в насосе являются главным критерием, определяющим его работоспособность. Имеется некоторая предельная / пороговая / величина утечки, при достижении которой дальнейшая эксплуатация его в скважине нецелесообразна. Утечка жидкости в насосе зависит от большого числа параметров: величины зазора, эксцентриситета, вязкости жидкости, температуры, высоты подъема жидкости и т.д. В процессе работы насоса все вышеприведенные параметры претерпевают изменения вследствие изнашивания пары плунжер-цилиндр, а также клапанной пары.

Таким образом, при работе насоса в скважине мы имеем систему взаимосвязанных процессов, непрерывно изменяющихся во времени. Поэтому, рассматривая отдельные звенья системы без учета взаимодействия их с другими звеньями, допускается грубое упрощение, существенно искажающее результаты исследований.

Целью диссертации является повышение эффективности добычи нефти на основании комплексного исследования и развития теоретических основ гидравлики и работоспособности СШН, рассматривая работу штангового насоса в неразрывной связи с непрерывно изменяющимися условиями эксплуатации. Для выполнения поставленных задач подвергнуты анализу, систематизированы и обобщены теоретические и экспериментальные исследования в области гидравлики и работоспособности СШН, выполненные за последние 50 лет.

Рассматривая систему пласт - скважина - насос в работе уделяется значительное место периодическому режиму эксплуатации насосных скважин. Показано влияние на работоспособность СШН режима его эксплуатации для скважин с режимом растворенного газа в пласте.

Эти исследования и разработки позволили производить инженерные расчеты в насосной добыче нефти с высокой для практики точ-

ностью и надежностью. Реализовать оптимизацию параметров откачки на более высоком теоретическом уровне, что имеет большое практическое значение, особенно для скважин с высотой подъема жидкости до 1500 м и дебитам: жидкости - до 5 м<sup>3</sup>/сутки.

Первая глава посвящена исследованию утечек через зазор плунжер-цилиндр СШН в реальных условиях скважины. Произведено уточнение основной расчетной формулы утечек с учетом фрикционного расхода.

Расход жидкости через зазор плунжер-цилиндр СШН при ламинарном течении определяется по следующей известной формуле

$$q = (1 + 1,5C^2) \frac{\pi D \delta^2 g H}{12 \nu C} - \frac{1}{2} \pi D \delta u, \quad (I.1)$$

где  $C$  - относительный эксцентриситет, представляющий отношение абсолютного эксцентриситета  $e$  к величине зазора  $\delta$ ;  $D$  - диаметр плунжера;  $g$  - ускорение свободного падения;  $H$  - приложенный к концам плунжера напор;  $l$  - длина плунжера;  $\nu$  - кинематическая вязкость жидкости;  $u$  - скорость движения плунжера.

Первый член формулы (I.1) называется расходом напорного течения, второй - фрикционным расходом. Уравнение (I.1) дает удовлетворительные результаты, когда величина напорного течения значительно превосходит величину фрикционного расхода. Однако, если эти величины соизмеримы, то формула (I.1) дает погрешность в расчетах. Строго говоря, фрикционный расход следует относить к подаче насоса, а не к утечкам.

Для того, чтобы получить действительную величину утечки через зазор насоса с учетом наличия фрикционного расхода, необходимо построить эпюры распределения скоростей для напорного и фрикционного течений и произвести их графическое сложение. С учетом этих соображений автором получена следующая формула для расчета утечек через зазор насоса

$$q = (1 + 1,5C^2) \frac{\pi D g H \delta^3}{\nu C} \cdot \psi, \quad (I.3)$$

где  $\psi$  - коэффициент, учитывающий влияние фрикционного расхода на величину утечки,

$$\psi = 1 - 3 \frac{u}{6\nu} + 3 \left( \frac{u}{6\nu} \right)^2 - \left( \frac{u}{6\nu} \right)^3, \quad (I.4)$$

где  $v = (1 + 1,5C^2) g H \delta^2 / 12 \nu C$  - средняя скорость движения жидкости в зазоре при напорном течении.

Из выражения (I.4) следует, что при  $u = 6\nu$ ,  $\psi = 0$  и, следовательно, утечки равны нулю. Из выражения же (I.1) следует, что утечки равны нулю при  $u = 2\nu$ . Уравнения (I.3) и (I.4) показывают,

что при  $u = 2v$ ,  $\gamma = 0,296$ , т.е. утечки составляют всего 29,6% от расхода напорного течения. При  $v \gg u$ ,  $\gamma = 1$ , т.е. влияние frictionного расхода на утечки практически отсутствует. Таким образом, эти данные показывают ошибочность используемого в настоящее время уравнения (I.I).

Для практики нефтедобычи очень важно знать границу существования ламинарного и турбулентного течений жидкости в зазоре СШН.

А.М.Пирвердяном, используя опыты Лонсдела по изучению течений жидкостей в кольцевой трубе, рекомендовано принять ориентировочное значение критического числа Рейнольдса  $Re_{кр} = 2000$ , т.е.

$$Re_{кр} = \frac{2v\delta}{\nu} = \frac{2q}{\pi Dv} = 2000. \quad (I.8)$$

Этим значением  $Re_{кр}$  до последнего времени пользуются на практике при расчетах утечек в зазоре СШН. Однако эта рекомендация неправомерна, так как Лонсделем не исследован большой диапазон значений  $D_n/D_4 \rightarrow 1 / D_n$  - диаметр плунжера,  $D_4$  - диаметр цилиндра /, где критические числа Рейнольдса могут находиться в пределах  $Re_{кр} = 0 \dots 2000$ .

Имеющиеся теоретические и экспериментальные исследования, посвященные изучению движения жидкостей и газов в щелях разного профиля и трещиноватых горных породах, показывают, что отклонение от линейного закона фильтрации зависит от размеров и сложности профиля щелей и трещин и происходит при  $Re_{кр} = 0,25 \dots 2000$ .

Исследования В.Н. Майдебора и С.И. Чижова на моделях щелей, выполненных из цементных пластин и шлеоситлаза показали, что критическое число Рейнольдса зависит от раскрытости щели / величины зазора  $\delta$  /. Зависимость  $Re_{кр}$  от величины зазора при движении жидкости непосредственно в зазоре СШН была определена автором.

В результате анализа всех выполненных исследований автором установлена следующая зависимость

$$Re_{кр} = a_0 (1 + 1,5c^2) \delta. \quad (I.9)$$

Критическая величина утечки, при которой происходит смена ламинарного течения на турбулентное, определяется по формуле

$$q_{кр} = a^{3/2} \pi D v^2 (2gH/3e)^{-1/2}, \quad (I.11)$$

где  $a = a_0 (1 + 1,5c^2)$

Анализ формулы (I.II) показывает, что при откачке маловязких жидкостей  $q_{кр}$  имеет небольшие значения; и турбулентное течение может существовать уже при спуске в скважину нового насоса, что необходимо учитывать в практике нефтедобычи.

При расчете утечек через зазор насоса газонасыщенной нефти необходимо учитывать, что в реальных условиях скважины вязкость и объемный коэффициент нефти претерпевают большие изменения вследствие изменения температуры, давления и количества растворенного в нефти газа. В практике нефтедобычи обычно для определения вязкости нефти в пластовых условиях по поверхностным данным пользуются разработанными для этих целей графиками и эмпирическими зависимостями. Однако их использование для целей насосной эксплуатации затруднено. На основании приведенных в литературе графиков и эмпирических зависимостей, а также исследований пластовых нефтей в Белоруссии, автором найдены эмпирические выражения, приемлимые для последующих расчетов насосной нефтедобычи. В окончательном виде выражение для определения вязкости нефти в зависимости от давления и температуры имеет вид

$$\nu = \frac{\alpha' \nu_1}{\theta - \theta_3 + 9,15 \nu_1^{0,4} \nu_1^{0,5} (\theta - \theta_3)^{0,5} G} \quad (I.23)$$

где  $\nu_1$  - постоянная для данной нефти величина;  $\theta_3$  - температура застывания нефти;  $\theta$  - температура, при которой определяется вязкость нефти;  $\alpha'$  - коэффициент, учитывающий увеличение вязкости нефти за счет превышения давления над давлением насыщения;  $G$  - количество растворенного в нефти газа.

Если давление насыщения нефти газом  $p_s > 1$  МПа, то

$$G = G_0 + C p_s, \quad (I.24)$$

где  $G_0$ ,  $C$  - величины характеризующие растворимость газа в нефти.

Объемный коэффициент нефти, поступающей к приему насоса, при условии насыщения ее газом

$$\beta_s = 1 + \chi G, \quad (I.26)$$

где  $\chi$  - опытный коэффициент. Для белорусских нефтей  $\chi = 3,64 \cdot 10^{-3}$ .

Особенностью расчета утечек жидкости через зазор плунжер-цилиндр при откачке газонасыщенной нефти является то, что вязкость и плотность нефти являются величинами переменными, зависящими от давления погружения насоса и температуры в зазоре. В процессе эксплуатации в зависимости от режима работы и состояния насоса последние изменяются, что приводит к соответствующим изменениям утечек и подачи насоса. В реальных условиях скважины при установившемся отборе жидкости из пласта должно установиться такое давление погружения насоса, при котором дебит скважины будет равен действитель-

ной подаче насоса. Иначе говоря, должна быть связь между работой пласта и насосного подъемника / т.е.  $Q = Q_{\text{н.в.}}$ . Действительная подача насоса при работе его в скважине может быть найдена путем совместного построения характеристики насоса  $[Q = f(P_s)]$  и индикаторной кривой работы скважины  $[Q_{\text{н.в.}} = f(P_s)]$ . Точка пересечения индикаторной кривой скважины и характеристики насоса - рабочая точка системы, соответствует действительной подаче насоса в скважине. Действительная подача насоса определяется из выражения

$$Q = \left[ \eta_n Q_n - q_0 \frac{p - P_s}{\rho} \frac{\alpha'_p}{\alpha'_p - \beta_s} \left[ 1 + \epsilon(G_0 + C_0 \beta_s) \right] \left[ 1 + z(G_0 + C_0 \beta_s) \right]^{-1} \right] \beta_0^{-1}, \quad (I.30)$$

где  $q_0 = (10^4 \pi D \delta^3 \rho) / (\alpha'_p \epsilon \nu \rho)$ ;  $p = \rho g H$ ;  $\epsilon = 2,15 \nu_0^{0,42}$ ;  $\rho$  - плотность жидкости;  $q_0$  - величина утечки при  $P_s = 0$  и температуре  $20^\circ\text{C}$ ;  $\nu_0$  - вязкость нефти при температуре  $\theta$ ;  $\beta_0$  - коэффициент, обусловленный действием температуры на объем;  $\eta_n$  - коэффициент, учитывающий потери подачи насоса;  $Q_n$  - идеальная подача насоса.

Выражение для притока жидкости к забой скважины в зависимости от давления погружения следующее:

$$P_s = P_{ns} + p + \rho g L - a Q_{\text{н.в.}} - b Q_{\text{н.в.}}^2, \quad (I.31)$$

где  $a$  и  $b$  - постоянные величины, зависящие от продуктивности скважины;  $L$  - глубина скважины;  $P_{ns}$  - пластовое давление.

Расчет утечек через зазор СШН, откачивающего обводненную нефть, требует решения ряда вопросов, связанных с движением двухфазной жидкости. Однако исследований и методики расчета утечек в этом случае до сего времени не имеется. Экспериментальная проверка механизма движения двухфазной жидкости в зазоре СШН проводилась на специальной установке, разработанной с участием автора в ВолгоградНИПИнефть. В результате были построены графики зависимости утечек через зазор плунжер-цилиндр от перепада давлений. Все кривые утечек для двухфазной жидкости расположились между двумя прямыми линиями, соответствующими утечкам для однофазной жидкости  $V = 0$  и  $V = 1$ :  $V$  - водосодержание в долях единицы /. Были также построены графики зависимости относительных фазовых проницаемостей для нефти  $K_n/K$  и воды  $K_w/K$  от отношения  $K_w/(K_w + K_n)$ .

Установлено, что эти зависимости при движении двухфазной жидкости в зазоре насоса являются нелинейными и качественно подобны зависимостям, полученным при фильтрации неоднородных жидкостей в пористой среде. Кривые относительных фазовых проницаемостей для нефти и воды по результатам экспериментов можно представить следующими

эмпирическими выражениями

$$K_N/K = 1 - \zeta_e^{1/2}, \quad (1.42)$$

$$K_e/K = (\zeta_e + \zeta_e^2)/2, \quad (1.43)$$

$$\zeta_e = K_e/(K_e + K_N) = (v_{Me}/M_N) / [1 - e(1 - \mu_e/M_N)]. \quad (1.41)$$

Для удобства расчетов введено понятие кажущаяся вязкость смеси  $\mu_{сн}$ .

$$\mu_{сн} = (1 - e) \mu_M / (1 - \zeta_e^{1/2}), \quad (1.45)$$

$$\mu_{сн} = 2e \mu_e / (\zeta_e + \zeta_e^2). \quad (1.46)$$

Рекомендуется вести расчеты при  $\zeta_e = 0 \dots 0,35$  по формуле (1.45), при  $\zeta_e = 0,25 \dots 1$  по формуле (1.46), т.к. в этих пределах указанные формулы наиболее близко удовлетворяют экспериментальным данным.

Согласно разработанной автором методики испытаний и подбора насосов по скважинам насосы делятся на группы по величине стандартной утечки / напор 1000 м, вязкость жидкости 10 мм<sup>2</sup>/с /. Скважины разбиваются на группы по значению параметра  $N$ , характеризующего условия для насоса. Группы насосов и группы скважин соответствуют друг другу согласно выражения

$$q_{ст} N = 100 \dot{c}_n, \quad (1.50)$$

где  $N = H/v Q_{и}$ ;  $\dot{c}_n = q/Q_{и3}$  - начальный фактор утечек;  $Q_{и}$  - идеальная подача насоса в м<sup>3</sup>/сут;  $H$  - в метрах;  $v$  - в мм<sup>2</sup>/с.

Можно рекомендовать принять  $\dot{c}_n = 0,05$  / т.е. максимальная величина утечки не должна превышать 5 % от идеальной подачи /.

Предлагается производить распределение насосов и скважин на семь групп. Первые три группы соответствуют новым насосам, последние четыре - соответствуют изношенным насосам.

Во второй главе рассматриваются вопросы гидравлики клапана СШН. Исследована работа клапана в статических и динамических условиях.

Автором впервые в 1959 году было установлено, что утечки через неплотности между шариком и седлом зависят от перепада давления и продолжительности контакта. С увеличением продолжительности контакта шарика с седлом утечки уменьшаются. Исследования показали, что в статических условиях утечки для клапанных пар, даже с явно большими отверстиями износа, исчезают через несколько минут

после начала контакта или со временем сильно уменьшаются. Это явление объясняется наличием значительных контактных напряжений на реальных площадках касания, приводящих к проявлению реологических процессов во фрикционном контакте, при этом наблюдается течение материала. В силу пластического деформирования сближение поверхностей шарика и фаски седла оказывается зависящим от продолжительности действия нормальной нагрузки.

При анализе процессов релаксации и ползучести широкое распространение получили различные модели. Как показали исследования автора, условиям работы клапана вполне удовлетворяет уравнение Томсона. Преобразуя уравнение Томсона для условий работы клапана и выражая величину зазора через утечки, получили следующие уравнения

$$q_t = q_\infty + (q_0 - q_\infty) \exp(-\mu t), \quad (2.4)$$

$$E_\infty = 1 - \frac{q_\infty}{q_0} = \left[ \frac{d_0 \Delta p (\beta + \omega)}{4h \beta \mu \gamma} \right]^{1/(\beta + \omega)} = a (d_0 \Delta p)^{1/(\beta + \omega)}, \quad (2.7)$$

где  $q_t$  - утечки в клапане при времени контакта  $t$ ;  $q_0$  - утечки при нулевом времени контакта;  $q_\infty$  - утечки при бесконечно большом времени контакта;  $\mu$  - скорость последствия,  $\text{с}^{-1}$ ;  $\Delta p$  - перепад давления;  $\mu \gamma$  - константа, характеризующая пластическую деформацию;  $d_0$  - диаметр отверстия седла;  $h$  - ширина рабочей фаски;  $\beta$  и  $\omega$  - константы микрогеометрии / параметры опорной кривой /;  $\omega$  - показатель упрочнения.

Для определения влияния деформаций на утечки в клапане автором были проведены исследования изношенных клапанов в статических условиях на специальной гидравлической установке.

Испытания производились трансформаторным маслом при различных перепадах давлений от 2,5 до 15 МПа. В результате испытаний строились кривые зависимости расхода через неплотности от продолжительности контакта шарика на седле. Получены следующие средние значения величин:  $\mu = 0,0264 \text{ с}^{-1}$ ,  $\beta = 3,61$ , что близко значению  $\beta = 3$  для шлифованных поверхностей.

В общем виде значение утечек через неплотности в клапане при любой продолжительности контакта определяется из следующего выражения

$$q_t / q_0 = 1 - a (d_0 \Delta p)^{0.5} (1 - e^{-\mu t}). \quad (2.9)$$

Расчеты показывают, что в условиях скважины увеличение утечек с увеличением числа ходов плунжера с 4 до 20 в минуту не превышает 10 %.

Произведен анализ изменения утечек в клапане при испытании в статических условиях по мере его изнашивания, согласно изложенным здесь рассуждениям о деформациях.

Изнашивание рабочей фаски седла клапана может происходить в двух направлениях, с одной стороны по пути увеличения количества отверстий изнашивания, и с другой стороны по пути укрупнения и углубления имеющихся уже отверстий. Первый случай характерен для усталостного механического изнашивания, второй — для абразивного механического изнашивания.

По мере изнашивания клапана утечки в нем могут как расти, так и уменьшаться, в зависимости от того, в каком направлении пойдет изнашивание клапана.

При усталостном механическом изнашивании увеличивается площадь рабочей фаски, занятой отверстиями изнашивания, что приводит к увеличению утечек при нулевой продолжительности контакта. Одновременно увеличиваются потери утечек вследствие деформаций рабочей фаски. В результате при гидравлическом испытании при высоких давлениях утечки могут не только не увеличиваться, но даже уменьшаться.

Следовательно, маловероятно, что при усталостном механическом изнашивании будут иметь место большие утечки в клапане при высоких давлениях. Клапан может потерять герметичность только в том случае, если в результате изнашивания седло и шарик примут эллипсоидальную форму, что вызовет образование больших отверстий, а следовательно, уменьшение деформаций и рост утечек. Таким образом, в случае наличия только усталостного механического изнашивания утечки в клапанах в общем балансе утечек насоса не играют решающей роли. Поэтому для всех скважин, где усталостное механическое изнашивание является преобладающим, без больших погрешностей этими утечками можно пренебречь.

В динамических условиях потери подачи в клапане СШН могут иметь место за счет утечек жидкости через зазор, образованный между шариком и седлом вследствие запаздывания посадки клапана, а также за счет утечек жидкости через неплотности после его посадки. Этим вопросам были посвящены исследования А.М.Пирвердяна, Х.Г.Давлетшина, И.С. Степановой и др. В этих работах утверждается, что рабочее давление не оказывает существенного влияния на коэффициент подачи насоса.

Нашими исследованиями установлено, что наличие высоких давлений над клапаном существенно сказывается на характере движения потока через щель между шаром и седлом, а также на движении шара. Само по себе отставание посадки клапана не может сказаться на подаче насоса. Для того чтобы произошли утечки, необходимо приложить перепад давлений. С другой стороны, наличие перепада давлений должно способствовать закрытию клапана. Для того, чтобы закрыть

клапан, необходимо деформировать струю жидкости, для чего требуется некоторое время. Это приводит к дополнительному увеличению угла запаздывания посадки шара на седло.

Автором были проведены исследования большого количества клапанов на специальной установке с целью изучения запаздывания посадки клапанов при числах ходов и перепадах давлений, соответствующих условиям работы клапана.

Было отобрано 75 совершенно новых клапанов нормального исполнения пяти размеров. Все клапаны предварительно опрессовывались воздухом при перепаде давления 0,1 МПа и комплектовались в три группы. Утечки при испытании воздухом находились в пределах 2,9... 8,4 л/мин. Каждая клапанная пара исследовалась на гидравлической установке в работе для построения зависимости потерь подачи насоса от перепада давлений при трех значениях чисел ходов в минуту — 5, 10 и 15. Перепады давлений в процессе эксперимента изменялись от 0,2 до 9 МПа. В качестве рабочей жидкости бралась вода. Всего было построено 225 графиков по 75 клапанным парам.

Величина утечек через зазор между седлом и шариком может быть определена из выражения

$$q = \frac{1}{2} \pi d_0 \delta_3 \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho}}, \quad (2.10)$$

где  $d_0$  — диаметр отверстия седла;  $\Delta p$  — перепад давления;  $\rho$  — плотность жидкости;  $\delta_3 = \mu \delta$  — эквивалентный зазор между шариком и рабочей фаской;  $\mu$  — коэффициент расхода;  $\delta$  — средняя ширина на отверстия / щели / между шариком и седлом в момент посадки.

При обработке данных исследований находился эквивалентный зазор, пользуясь формулой / 2.10 /, и затем строилась зависимость его от величины  $d_0 \Delta p$ .

При сопоставлении между собой кривых  $\delta_3 - d_0 \Delta p$  для трех групп утечек по воздуху при постоянном значении числа ходов оказалось, что они совпадают друг с другом, т.е. характер этих кривых не зависит от величины утечек по воздуху. Это дало нам возможность сделать вывод, что для новых клапанных пар утечки жидкости через неплотности между седлом и шариком составляют ничтожную величину. Потеря подачи насоса в том случае являются только результатом запаздывания посадки шарика на седло.

Следует отметить, что касание шарика седла в начале нагнетания происходит почти мгновенно, что устанавливалось на слух при ударе шарика о седло. Утечки могли иметь место только вследствие того, что между шариком и рабочей фаской седла после их касания сохраняется некоторое время зазор. Полное закрытие клапана отмечается через некоторое время, необходимое для деформации струи

жидкости в образовавшемся отверстии.

Потери подачи в новых клапанных парах определяются по формуле, полученной в результате обработки материалов исследования / м<sup>3</sup>/сут /

$$q = \frac{\pi d_0 \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho}} \cdot n \cdot 43200}{6,06 \cdot 10^5 + (0,0371 n + 2,52) d_0 n \Delta p} \quad (2.12)$$

Расчеты по формуле (2.12) показывают, что потери длины хода вследствие запаздывания посадки шарика на седло при  $\mathcal{D} = 28$  мм и  $n = 10$  мин<sup>-1</sup> составляют: при высоте подъема жидкости 1000 м - 184 мм и при высоте подъема жидкости 2000 м - 149 мм.

Были исследованы в динамических условиях также изношенные клапанные пары / с отверстиями износа на рабочей фаске седла до 10 мм /. Исследования показали, что между утечками из-за запаздывания посадки шарика на седло и утечками из-за наличия неплотности между шариком и седлом не имеет место арифметическое сложение.

Испытания некоторых клапанных пар показали, что, несмотря на наличие явных механических дефектов / риски на седле, каверны на шарике /, кривые утечек  $q-\Delta p$  оставались такими же, как и у новых клапанных пар. Кривые утечек  $q-\Delta p$  начинают претерпевать изменения только после достижения отверстиями изнашивания определенной величины и формы.

Производилось также исследование двух клапанных пар при раздельной и совместной работе. В результате установлено, что совместная установка двух клапанов не только не уменьшает утечки, а наоборот, увеличивает их. За счет установки нескольких клапанов утечки могут снизиться только для сильноизношенных клапанных пар. Поэтому, на наш взгляд, нецелесообразно устанавливать в насосе последовательно по два клапана.

Для нахождения зависимости утечек в клапане от вязкости жидкости в статических и динамических условиях прибегли к следующим рассуждениям. Местные потери давления при движении жидкости через зазор, образованный рабочей фаской и седлом, определяются по формуле

$$\Delta p = \xi \rho v^2 / 2, \quad (2.17)$$

где  $\xi$  - коэффициент местного сопротивления;  $v$  - средняя скорость движения жидкости в зазоре. Имеем также

$$\xi = A / Re^m, \quad (2.18)$$

$$Re = 2 v \delta_2 / \nu. \quad (2.19)$$

Используя выражения (2.17), (2.18) и (2.19) получим выражение для расхода

$$Q_{\text{кл}} = \beta \Delta p^\beta / \nu^\alpha, \quad (2.20)$$

где  $\alpha = m / (2 - m)$ ;  $\beta = 1 / (2 - m)$ .

Обобщение всех материалов исследования позволило рекомендовать для пересчета утечек в клапане на другие значения вязкости и давления следующие значения:  $\alpha = 0,166$ ;  $\beta = 0,583$ ;  $m = 0,385$ .

Изложенные выше исследования влияния на утечки в клапане деформаций фаски седла, запаздывания посадки шарика на седло и свойств откачиваемой насосом жидкости должны учитываться при выборе способов испытания клапанов на герметичность. Предлагается производить испытания клапанов на стенде при давлениях и числах ходов, имеющих место в скважине. Многолетние испытания клапанов в условиях нефтепромысла "Андижан" как новых, так и бывших в работе, показали, что небольшое количество клапанов имеет пропуски больше допустимых. Недопустимо большие пропуски, как правило, имеют клапаны только в случае наличия дефектов / трещин, раковин и т.д./. Поэтому о годности для дальнейшего использования клапана, можно судить по результатам визуального осмотра.

В работе сделан анализ исследований потерь напора в клапанных узлах выполненных А.М. Пирвердяном, Х.Г. Давлетшиным, И.С. Степановой. Зависимость коэффициента расхода от числа Рейнольдса выражается следующей общей формулой

$$m = m_0 Re^m, \quad (2.21)$$

где  $m_0$  - коэффициент, зависящий от конструкции клапанного узла;  $m$  - показатель степени, зависящий от режима движения жидкости.

В результате математической обработки вышеупомянутых исследований получены следующие значения  $m$  для клапанов нормального исполнения: при  $Re < 45000$ ,  $m = 0,5$ ; при  $Re = 45000 \dots 130000$ ,  $m = 0,25$ ; при  $Re > 130000$ ,  $m = 0$ . Для широкого диапазона подачи насоса / до  $30 \text{ м}^3/\text{сут}$  / можно принять  $m = 0,5$ . Тогда подача насоса в зависимости от потерь напора может быть определена из следующего выражения

$$Q = \alpha h / \nu, \quad (2.22)$$

где  $\alpha = \pi d_0^3 m_0^\beta g / 4$

Величина погружения насоса определяется из формулы

$$h_{\text{погр}} = K \varphi g \nu / \alpha + (P_2 - P_{\text{бар}}) / \rho g + s / 2, \quad (2.23)$$

где  $K$  - количество клапанов;  $\varphi$  - поправочный коэффициент, учитывающий изменение скорости плунжера по синусоциальному закону, зависит от коэффициента наполнения насоса;  $P_2$  - упругость паров жидкости;  $P_{\text{бар}}$  - барометрическое давление.

Даются рекомендации по определению среднего коэффициента подачи насоса в процессе периодической эксплуатации с учетом гидравлических потерь в клапанном узле.

Третья глава посвящена исследованиям теплового режима СШН. Температура откачиваемой штанговым насосом жидкости является одним из факторов, определяющих ее вязкость и плотность, а следовательно, и величину утечек в насосе. Величина температуры в зазоре насоса оказывает влияние на условия трения и изнашивания.

Основные факторы, определяющие температуру жидкости в СШН следующие:

- местоположение насоса в скважине, что определяет температуру жидкости, поступающей в его прием;
- работа сил трения пары плунжер-цилиндр и образуемая вследствие этого на контакте трения теплота;
- работа сил вязкого трения при движении жидкости в зазоре насоса при наличии утечек и образуемая вследствие этого теплота;
- дросселирование жидкости через зазор между шариком и седлом;
- дросселирование жидкости в клапанах при преодолении гидравлических сопротивлений;
- процессы сжатия и растворения газа в цилиндре насоса и образуемая в результате этого теплота.

Температура жидкости, поступающей к приему насоса в работе определялась по формуле А.Ю. Намиота после некоторых ее преобразований. Формула А.Ю. Намиота была проверена нами на скважинах Речицкого месторождения и получены удовлетворительные результаты.

Работа сил трения, как показывают исследования, переходит в теплоту. Количество тепла, выделяемого в единицу времени в результате работы сил трения, можно определить из выражения:

$$W_{тр} = T_{\tau} \cdot v, \quad (3.6)$$

где  $T$  - сила трения;  $v$  - средняя скорость движения плунжера. Величина силы трения зависит от большого числа факторов, в том числе от конструкции пары плунжер-цилиндр, качества изготовления пары и качества смазки.

Наиболее обширные исследования сил трения в плунжерной паре выполнены В.И. Сердюком. В результате экспериментов установлено, что сила трения зависит от отношения безразмерного параметра и перепада давлений на плунжер. Нами внесены некоторые коррективы в зависимости, полученные В.И. Сердюком.

Максимальная величина силы трения будет иметь место при ходе плунжера вверх и определится из выражения

$$T = T_1 + T_2 = a \left( \frac{\partial}{\delta} \right) + b \Delta p \rho \delta, \quad (3.9)$$

где  $T_1$  - величина силы трения, обусловленная давлением, связанным с натягом и качеством изготовления и сборки насоса;  $T_2$  - величина силы трения, обусловленная перепадом давления действующего на плунжер;  $a$  и  $b$  - коэффициенты пропорциональности: при смазке водой  $a = 0,409 \text{ Н}$ ;  $b = 0,415 \cdot 10^{-2}$ ; при смазке трансформаторным маслом  $a = 0,335 \text{ Н}$ ;  $b = 0,34 \cdot 10^{-2}$ .

При ходе плунжера вниз сила трения  $T_2 = 0$ .

Окончательное выражение для теплоты трения ( $Q_T$ ):

$$W_{\text{тр}} = \left[ (2a/\delta) + b \rho c (\alpha - \eta_3) \right] \delta S n, \quad (3.10)$$

где  $\eta_3$  - коэффициент наполнения насоса;  $S$  - длина хода плунжера;  $n$  - число ходов плунжера в единицу времени.

Количество тепла, выделяемого в зазоре насоса в результате работы сил вязкого трения определится из выражения:

$$W_{\text{вв}} = q_{\text{нп}} \Delta p, \quad (3.12)$$

где  $q_{\text{нп}}$  - утечка жидкости через зазор плунжер-цилиндр;  $\Delta p$  - перепад давления приложенный на концах плунжера.

Наибольшая тепловая мощность в новом насосе образуется за счет сил трения в паре плунжер-цилиндр. В изношенном насосе существенную величину составляет тепловая мощность, образуемая в результате утечек через зазор плунжер-цилиндр.

Нашей задачей являлось определение температуры жидкости в зазоре между плунжером и цилиндром насоса  $\Theta_3$ , определяющей величину ее вязкости и прочность граничного смазочного слоя.

Точный расчет средней температуры жидкости в зазоре насоса представляет очень сложную задачу, поскольку мы имеем дело со сложными процессами теплообразования и теплопередачи, поэтому приведенные здесь расчеты являются приближенными.

Температуру в зазоре насоса получили, составив следующие два уравнения теплового баланса.

Для теплового баланса насоса:

$$W_{\text{ввт}} = K_n (\Theta_3 - \Theta_{\text{пр}}) + c \rho Q (\Theta_{\text{нар}} - \Theta_{\text{пр}}), \quad (3.22)$$

Для теплового баланса в полости цилиндра насоса:

$$K_{\text{вн}} (\Theta_3 - \Theta_3) + c \rho q_{\text{нп}} (\Theta_3 - \Theta_{\text{ср}}) = c \rho Q (\Theta_{\text{нар}} - \Theta_{\text{пр}}), \quad (3.24)$$

где  $K_n$ ,  $K_{\text{вн}}$  - внешний и внутренний коэффициенты теплопередачи;  $\Theta_{\text{нар}}$  - температура расположенных вблизи насоса горных пород в невозмущенном состоянии;  $\Theta_{\text{пр}}$  - температура жидкости, поступающей

шей к приему насоса;  $\Theta_{нар}$  - температура у верхней крайней точки верхнего конца плунжера;  $\Theta_{срз}$  - средняя температура жидкости, поступающей в зазор на расстоянии длины хода  $S$ ;  $\rho$  - плотность жидкости;  $c$  - теплоемкость жидкости;  $Q$  - подача насоса;  $\Theta_3$  - средняя температура жидкости в цилиндре в интервале  $l + S$ .

С некоторыми допущениями приняли

$$\Theta_3 = \frac{1}{2} (\Theta_{пр} + \Theta_{нар}), \quad (3.19)$$

$$\Theta_{срз} = \frac{1}{2} \left( \Theta_{нар} \frac{S+2l}{S+l} + \Theta_{пр} \frac{S}{S+l} \right). \quad (3.20)$$

Решая совместно уравнения (3.23) и (3.24), получим:

$$\Theta_3 = \frac{W_{усл} + \frac{c\rho Q(K_{ен} + c\rho q_{пл})}{c\rho Q + 0,5K_{ен} + c\rho q_{пл}} \Delta\Theta_{пр}}{K_{н} + \frac{c\rho Q(K_{ен} + c\rho q_{пл})}{c\rho Q + 0,5K_{ен} + c\rho q_{пл}}} + \Theta_{пор}, \quad (3.25)$$

где  $\gamma = (S+2l)/2(S+l)$ ;  $\Delta\Theta_{пр} = \Theta_{пр} - \Theta_{пор}$ .

Если  $\Theta_{пр} = \Theta_{пор}$  и пренебречь величиной  $0,5K_{ен}$ , получим

$$\Delta\Theta_3 = \Theta_3 - \Theta_{пор} = \frac{W_{усл}}{K_{н} + (K_{ен} + c\rho q_{пл})Q/(Q + \gamma q_{пл})}. \quad (3.26)$$

Выражение (3.26) можно записать также в другом виде, произведя замену через  $q_{пл} = iQ_0$  и  $Q = (1-i)Q_0$ , а также подставляя вместо  $W_{усл}$  его значение /  $i$  - фактор утечек;  $Q_0$  - идеальная подача насоса /

$$\Delta\Theta_3 = \frac{[2\alpha/\delta + \beta \Delta p l (2 - \eta_3)] 4/\pi D + i \Delta p}{K_{н}/Q_0 + [(1-i)/(1-i + \gamma i)] (K_{ен}/Q_0 + c\rho i)}. \quad (3.28)$$

Из выражений (3.25), (3.26) и (3.28) можно найти максимальное значение температуры в зазоре насоса. Первый максимум температуры может иметь место при отсутствии утечек, т.е. при  $q_{пл} = 0$  и  $i = 0$ . Второй / абсолютный / максимум температуры будет иметь место при отсутствии подачи, т.е. при  $Q = 0$  и  $i = 1$ .

В приведенных формулах для расчета температуры жидкости в зазоре насоса содержатся коэффициенты теплопередачи  $K_{н}$  и  $K_{ен}$ , определение которых в свою очередь, требует соответствующих расчетов.

Тепло, передаваемое от насоса в окружающую среду, можно представить из трех составляющих: тепла, передаваемого от насоса в горизонтальном направлении, тепла, передаваемого вследствие наличия конвекции жидкости вверх по затрубному пространству и далее

от столба жидкости окружающим горным породам, и тепла, передаваемого слоям жидкости и горным породам, расположенным ниже насоса.

Таким образом, тепловой поток, идущий от насоса в окружающую среду, можно представить

$$W_H = (K_{гор} + K_{серк} + K_{наз}) (\Theta_3 - \Theta_{пор}) = K_H (\Theta_3 - \Theta_{пор}). \quad (3.31)$$

Исследования показывают, что в общем случае, в смысле теплопередачи, столб жидкости в затрубном пространстве скважины можно разбить на три участка. На первом участке, прилегающем к насосу, будет иметь место сверхкритический конвективный режим теплопередачи, который при определенной величине градиента температур перейдет в ламинарный режим теплопередачи. На конечном участке может иметь место теплопередача за счет молекулярной теплопроводности.

Расчеты показывают, что мощность, передаваемая на участках, соответствующих ламинарной теплопередаче, является небольшой в сравнении с мощностью, генерируемой в штанговом насосе. Поэтому в расчетах этой мощностью можно пренебречь и все расчеты вести, исходя из существования только сверхкритического режима теплопередачи.

Принимая аналогию тепловых свойств жидкости в сверхкритическом режиме и твердого тела, определена передача тепла через столб жидкости, находящийся над штанговым насосом в этом режиме. Для столба жидкости конечной высоты имеем уравнение для распределения температур в столбе жидкости по высоте

$$\Theta_h = \Theta_0 \operatorname{ch} [m(H-h)] / \operatorname{ch}(mH), \quad (3.38)$$

$$m = \pm \sqrt{K_H / \lambda_{эф} f}, \quad (3.39)$$

где  $f$  - площадь поперечного сечения столба жидкости;  $\lambda_{эф}$  - эффективная теплопроводность столба жидкости;  $K_H$  - линейный коэффициент теплопередачи;  $H$  - высота столба жидкости;  $h$  - высота столба жидкости, на которой определяется температура;  $\Theta_0$  - перепад температур в основании столба жидкости.

Количество тепла, передаваемое через боковые стенки скважины, определяется из выражения

$$W_{серк} = \lambda_{эф} m \Theta_0 \operatorname{th}(mH) \cdot f. \quad (3.40)$$

При значениях  $mH \rightarrow 3$  значение  $\operatorname{th}(mH) \rightarrow 1$ , т.е. столб жидкости можно считать неограниченной высоты. В этом случае все выражения упрощаются. Теплопередаче столба жидкости находится по формуле

$$W_{серк} = \lambda_{эф} m \Theta_0 f. \quad (3.41)$$

Вертикальный коэффициент теплопередачи можно представить следующим образом:

Для столба жидкости ограниченной высоты

$$K_{\text{верх}} = \sqrt{K_n \lambda_{\text{эф}} f} \cdot t h(m H) \quad (3.43)$$

Для столба жидкости неограниченной высоты

$$K_{\text{верх}} = \sqrt{K_n \lambda_{\text{эф}} f} \quad (3.44)$$

Исходя из вышеизложенных соображений, общий коэффициент теплопередачи можно выразить следующим образом:

$$K_n = K_n (e + s) + (K_n \lambda_{\text{эф}} K_{\text{верх}} \cdot f_{\text{отр}})^{1/2} + (K_n \lambda_{\text{эф}} \cdot \text{вниз} \cdot f_{\text{кон}})^{1/2} \quad (3.47)$$

Анализ приведенных выше формул показывает, что на условия теплопередачи решающее влияние оказывают теплопроводность находящейся выше насоса горных пород и высота динамического столба жидкости. Наличие над приемом насоса динамического столба жидкости создает условия для конвекции и, тем самым, повышает теплопередачу. При наличии уровня жидкости у приема насоса имеют место самые неблагоприятные условия для теплопередачи.

Исследования распределения температуры в пласте и скважинной жидкости производились рядом авторов в процессе прогресса призабойной зоны скважины электронагревателями. Полученные материалы исследований позволили нам сделать некоторые выводы о теплопередаче конвекцией. / В нашем случае нагревателем будет являться насос / . Получены следующие значения величин:  $\lambda_{\text{эф.верх}} = (4,3 \dots 22) \times 10^4$  Вт/м.к.;  $\lambda_{\text{эф.вниз}} = (0,53 \dots 0,79) \cdot 10^4$  Вт/м.к. Полученные данные говорят о том, что столб жидкости находится в сильно турбулизованном состоянии. Турбулизации потока в нефтяных скважинах, по-видимому, способствует наличие газа, как поступающего из пласта, так и выделяемого в результате повышения температуры.

Расчет внутреннего коэффициента теплопередачи нами рекомендуется производить по следующей формуле

$$K_{\text{вн}} = 3,195 \lambda_{\text{те}}^{2/3} (p c p)^{1/3} h_2 V^{-0,02} Q_u^{0,4} + \pi \lambda_{\text{те}} h_2 \quad (3.52)$$

где  $h_2$  и  $h_2$  - суммарные приведенные длины участков;  $h_2$  - участков, где имеет место движение жидкости и следовательно, конвективный перенос тепла;  $h_2$  - определяет теплопередачу через неподвижные объемы жидкости за счет теплопроводности

$$L_1 = (s/2)^{0,6} [\eta^{1,4} + (2e/s)^{0,6} \eta + (\eta - 2/q)^{0,4} (2 - \eta) + (d/2)^{0,8} \eta], \quad (3.53)$$

$$k_{\Sigma} = (s/2) [\eta + (2e/s)(2-\eta)] , \quad (3.54)$$

где  $\eta$  - коэффициент наполнения насоса;  $d$  - диаметр насосных штанг;  $q$  - утечки жидкости в насосе.

Лабораторные и промышленные эксперименты по определению температуры в зазоре насоса были произведены В.И. Сердюком. В лабораторных условиях замеры температуры производились на стенде разработанном и изготовленном при участии автора.

Экспериментальные значения температуры и рассчитанные по аналитическим и эмпирическим формулам близки друг к другу. Средняя погрешность в расчетах составляет  $\pm 8\%$ . Это говорит о том, что взятые в основу теоретические предпосылки для тепловых расчетов в насосе себя оправдывают.

Расчеты температуры жидкости в зазоре СШН по разработанной здесь методике произведены для условий нефтяных скважин Белоруссии. Максимальное увеличение температуры при  $\dot{c} = 0,15 \dots 0,7$  составляет  $16 \dots 26$  К. Температура в зазоре может сильно увеличиться при  $\dot{c} < 0,15$  и  $\dot{c} > 0,7$ . Для обеспечения нормальной работы штангового насоса необходимо обеспечить такой тепловой режим, чтобы температура в зазоре не поднималась выше критической температуры разрушения граничного смазочного слоя ( $\Theta_{кр}$ ), величина которого составляет около  $0,1$  мкм. Критическая температура для различных смазок находится в пределах  $90 \dots 120^\circ\text{C}$ .

Величину утечки, необходимую для поддержания в зазоре насоса температуры ниже критической, для смазки / при  $\dot{c} < 0,15$  / можно определять из выражения

$$\dot{c}_{доп} \geq \frac{W_{\text{уст}} - (K_n + K_{\text{ев}})(\Theta_{кр} - \Theta_{\text{пр}})}{Q_n [c_p (\Theta_{кр} - \Theta_{\text{пр}}) - \Delta p]} . \quad (3.59)$$

Расчеты показывают, что критическая температура для смазки в условиях скважин для многих нефтяных районов не достигается и необходимость в тепловых расчетах отпадает. Таким образом, расчет температуры в зазоре насоса при  $\dot{c} < 0,15$  следует производить при наличии экстремальных условий.

При  $\dot{c} > 0,7$  температура в зазоре насоса может превысить критическую величину, что приведет к заклиниванию плунжера в цилиндре. Анализ подземных ремонтов в ПО "Белоруснефть" при отсутствии в жидкости механических примесей показывает, что заклинивания плунжеров составляют более  $37\%$  от ремонтов связанных с отказом плунжерных пар. Все заклинивания соответствуют работе насоса с очень большими утечками.

Четвертая глава посвящена исследованиям изнашивания пары

плунжер-цилиндр СШН. Вопросы износа пары плунжер-цилиндр СШН исследовались в различное время А.М. Пирвердяном, А.Н. Адониним, Е.Л. Мархасиним, Э.М. Рустамовим, М.С. Рустамовим, Э.А. Бурштейном, А.П. Гасановим и другими. За период с 1939 года по настоящее время накоплен большой экспериментальный и теоретический материал по износу пар плунжер-цилиндр, который нуждается в обобщении и новой обработке. Автором сделана попытка систематизировать все выполненные ранее исследования по изнашиванию пар плунжер-цилиндр и по возможности приблизиться к решению проблем изнашивания СШН.

Одна из главных задач состоит в установлении зависимости износа пары плунжер-цилиндр от пробега плунжера, что необходимо для определения работоспособности и срока службы насоса. В теории и практике получила широкое распространение гипотеза А.М.Пирвердяна и А.М. Адонина, утверждающая, что износ пары плунжер-цилиндр пропорционален пробегу плунжера в некоторой степени  $\alpha$ . Утверждалось, что этот показатель степени находится в пределах  $\alpha = 1/2 \dots 2/3$ . М.С. Рустамовим и Б.Б. Круманом, ссылаясь на промышленные исследования, утверждает, что  $\alpha = 0,03 \dots 1,1$ . Э.М. Рустамовим получено значение  $\alpha = 0,64 \dots 1,79$ . Таким образом, исследования последнего периода не внесли ясности в определении показателя степени  $\alpha$ . Анализ всех проведенных исследований по определению показателя степени  $\alpha$  показывает, что в процессе обработки исходных данных допущены ошибки, что сказалось на результатах экспериментов. В числе этих ошибок следующие: имело место пренебрежение величиной начального зазора, не учитывалась возможность перехода с ламинарного в турбулентный режим движения жидкости в зазоре, не принимались во внимание возможные изменения положения динамического уровня в процессе работы насоса в скважине, не учитывались изменения температуры в зазоре насоса и др.

Наша обработка всех материалов исследования позволила установить, что зависимость увеличения зазора от пути пробега плунжера в процессе изнашивания хорошо выражается экспоненциальной кривой, а интенсивность изнашивания плунжерной пары  $\mathcal{E}$  пропорциональна величине зазора.

Уравнение изнашивания плунжерной пары можно представить в следующем виде

$$\delta_{\mathcal{E}} = \delta_n \exp(\mathcal{E} \mathcal{E} s n t), \quad (4.8)$$

где  $\delta_n$  - начальная величина зазора;  $\delta_{\mathcal{E}}$  - величина зазора, соответствующая времени  $t$ ;  $\mathcal{E}$  - показатель интенсивности изнашивания,  $1/м$ ;  $s$  - длина хода плунжера;  $n$  - число ходов плунжера в единицу времени.

На коротких участках уравнение изменения величины зазора во времени можно представить в следующем виде

$$\delta_{\epsilon} = 2\epsilon s n t + \delta_n, \quad (4.17)$$

где  $\epsilon$  - интенсивность изнашивания пары плунжер-цилиндр;  $\epsilon = \epsilon_n \gamma_s = \epsilon_n \gamma_n$ ;  $\gamma_s$  - коэффициент формы износа, учитывающий неравномерность износа цилиндра по длине хода:

$$\gamma_s = 1 + e/m(e+s), \quad (4.16)$$

где  $m = \epsilon_n/\epsilon_n$  - относительная износостойкость цилиндра и плунжера.

Значение интенсивности изнашивания плунжера при отсутствии абразива полученное в результате обработки стеновых испытаний Э.М. Густамова,  $\epsilon = 0,148 \cdot 10^{-4}$  мкм/м. Значение  $m$  для пары хромированный плунжер-цилиндр из стали 38ХЖОА  $m = 1,185$ . Имеем также

$$\epsilon = \alpha \delta_{\epsilon}. \quad (4.18)$$

Средняя интенсивность изнашивания  $\bar{\epsilon}$  при изменении зазора от  $\delta_n$  до  $\delta_{\epsilon}$

$$\bar{\epsilon} = \alpha \delta_n \left( \frac{\delta_{\epsilon}}{\delta_n} - 1 \right) / \ln(\delta_{\epsilon}/\delta_n) = \epsilon_n \gamma_s. \quad (4.20)$$

С целью изучения влияния длины контакта между цилиндром и плунжером на интенсивность изнашивания пары использованы опубликованные материалы исследований Э.М. Густамова. Нами произведена обработка этих материалов исследования по приведенной здесь методике и определены значения интенсивностей и показателей изнашивания. Из результатов обработки этих исследований следует, что показатель интенсивности изнашивания для стандартного плунжера  $e = 1,2$  нормальных условий эксплуатации и большим процентом обводненности откачиваемой жидкости находится в узких пределах (0,491...0,502)  $\times 10^{-6}$  м<sup>-1</sup>. Можно принять  $\alpha_n = 0,5 \cdot 10^{-6}$  м<sup>-1</sup>. Интенсивность изнашивания плунжеров имеет максимальное значение при  $e = 0,9$  м. В интервале от нуля до  $e = 0,9$  м имеет место рост интенсивности изнашивания с увеличением длины плунжера. При увеличении длины плунжера более 0,9 м, наблюдается уменьшение интенсивности изнашивания.

Экспериментальная кривая  $\alpha = f(e)$  может быть аппроксимирована уравнением

$$\alpha_{ne} = \alpha_{ncr} \frac{e}{e_{cr}} \exp \left[ 1,47 \left( \frac{e}{e_{cr}} - 1 \right) \right] - \alpha_{ncr} t e, \quad (4.21)$$

где  $\alpha_{ne}$  - показатель интенсивности изнашивания плунжера длиной  $e$ ;  $\alpha_{ncr}$  - то же, для стандартного плунжера длиной  $e_{cr}$ .

Влияние концентрации абразива в откачиваемой жидкости на интенсивность изнашивания пары плунжер-цилиндр исследовалась А.М. Пирвердяном и А.Н. Адонизим, М.С. Рустамовым, Э.М. Рустамовым, Э.Л. Мархаслиным, З.А. Бурштейном. Эти исследования устанавливают в основном качественную зависимость концентрации абразива на изнашивание пары плунжер-цилиндр. Нами подвергнуты анализу все выполненные исследования и получена количественная зависимость интенсивности изнашивания от концентрации абразива.

$$\varepsilon = \varepsilon_{п0} \left( 1 + \frac{\beta_n}{\varepsilon_{п0}} z \right) \left( 1 + \frac{1}{m} \cdot \frac{\rho}{c+s} \right), \quad (4.22)$$

где  $\varepsilon_{п0}$  - интенсивность изнашивания плунжера при отсутствии абразива;  $\beta_n$  - коэффициент активности абразива относительно плунжера;  $z$  - концентрация абразива в %.

По результатам обработки данных исследования изнашивания 93 хромированных плунжеров на стенде выполненных Э.М. Рустамовым, имеем  $\varepsilon_{п0} = 0,148 \cdot 10^{-4}$  мм/м;  $\beta_n = 1 \cdot 10^{-4}$  мм/% абразива  $\beta_n / \varepsilon_{п0} = 6,76$  I/% абразива.

Экспериментальные исследования связи износа трущихся пар и составом пластовой жидкости проводились А.П. Гасановым. Из этих исследований следует, что при содержании в откачиваемой жидкости воды до 80% интенсивность изнашивания пары плунжер-цилиндр не меняется и остается такой же, как и для безводной нефти. После достижения обводненности 80% интенсивность изнашивания начинает расти резко.

Мы располагали также собственными исследованиями изнашивания пар при отсутствии в откачиваемой жидкости воды и другими промышленными исследованиями при различном процентном содержании воды. Нами предлагается вводить в расчеты поправки на процентное содержание воды при достижении обводненности 80%.

Обозначим через  $\gamma_n$  - отношение интенсивности изнашивания пары при любом содержании воды к интенсивности изнашивания на воде. Тогда при отсутствии воды  $\gamma_n = 0,36$  / содержание воды до 80% /, при 94,5% воды -  $\gamma_n = 0,63$ .

Общее уравнение изнашивания плунжерной пары можно записать в следующем виде

$$\bar{\varepsilon} = \varepsilon_{п0} \delta_n \gamma_n \gamma_3 \gamma_2 \gamma_a \gamma_c = \varepsilon_{п0} \gamma_3 = \varepsilon_n \gamma_3, \quad (4.24)$$

где  $\varepsilon_{п0}$  - показатель интенсивности изнашивания стандартного плунжера /  $\varepsilon_{п0} = 1,2$  м / при отсутствии абразива и 100% обводненности /  $\varepsilon_{п0} = 0,5 \cdot 10^6$  м<sup>-1</sup>/;  $\delta_n$  - начальный зазор;  $\gamma_n$  - коэффициент, учитывающий влияние на интенсивность изнашивания состава откачиваемой жидкости,  $\gamma_n = 0,36 \dots 1,0$ ;  $\gamma_3$  - коэффициент,

учитывающий неравномерность износа цилиндра по длине и относительную износостойкость плунжера и цилиндра;  $\gamma_3$  - коэффициент, учитывающий увеличение средней интенсивности изнашивания за счет влияния соотношения конечного и начального зазора;  $\gamma_4$  - коэффициент, учитывающий влияние  $\rho$  интенсивность изнашивания пары содержания абразива в откачиваемой жидкости и его активность;  $\gamma_5$  - коэффициент, учитывающий влияние длины контакта пар на интенсивность изнашивания.

Срок службы насоса определится из выкладки

$$t = \ln(\delta_n / \delta_n) / 2 \times 10^5 n \tau, \quad (4.26)$$

где  $\delta_n$  - конечная величина зазора, соответствующая предельной величине утечки;  $\tau$  - коэффициент, учитывающий периодическую работу насоса, в долях единицы.

Срок службы насоса при ламинарном течении в зазоре

$$t = \ln(q_n / q_n) / 6 \times 10^5 n \tau, \quad (4.27)$$

где  $q_n$  и  $q_n$  - начальная и конечная / предельная / величина утечки в зазоре.

$$\frac{q_n}{q_n} = \frac{i_n}{i_n} = \frac{\eta_n(1 - \varphi \eta_3)}{i_n} = \frac{\eta_n(1 - \varphi \eta_3) Q_0 v l}{0,0173 \pi \rho g H \delta_n^3} = \frac{\eta_n(1 - \varphi \eta_3) \rho S n v l}{0,229 g H \delta_n^3}, \quad (4.28)$$

здесь  $i = q / Q_0$  - фактор утечек;  $\eta_n$  - коэффициент, учитывающий все потери подачи в насосе кроме утечек через зазор плунжер-цилиндр;  $\eta_3$  - коэффициент, учитывающий запас подачи / незаполнение / насоса;  $\varphi$  - коэффициент снижения подачи насоса перед подземным ремонтом.

Срок службы насоса при турбулентном течении в зазоре

$$t = (7 / 24 \times 10^5 n \tau) \ln(q_n / q_n), \quad (4.30)$$

$$\frac{q_n}{q_n} = \frac{i_n}{i_n} = \frac{\eta_n(1 - \varphi \eta_3)}{i_n} = \frac{\eta_n(1 - \varphi \eta_3) Q_0 v^{1/2}}{2,53 \pi \rho (g H / c)^{1/2} \delta_n^{13/2}} = \frac{\eta_n(1 - \varphi \eta_3) \rho S n v^{1/2}}{10 (g H / c)^{1/2} \delta_n^{13/2}}. \quad (4.31)$$

Срок службы насоса в случае, когда в начальный период работы в зазоре имеет место ламинарное течение, а затем, по мере увеличения зазора, турбулентное течение

$$t = t_1 + t_2 = \frac{1}{6 \times 10^5 n \tau} \left[ \ln \frac{i_{кр}}{i_n} + \frac{7}{4} \ln \frac{\eta_n(1 - \varphi \eta_3)}{i_{кр}} \right], \quad (4.32)$$

где  $i_{кр}$  - фактор утечек, до которого сохраняется ламинарное течение.

Для того, чтобы оценить влияние изменений вязкости и напора на срок службы насоса, введено понятие безразмерного срока службы

насоса. При ламинарном течении безразмерный срок службы насоса определяется по формуле

$$T = v_n \left[ \frac{\rho}{\rho - \rho_{\Sigma}} \cdot \frac{\theta_{np} - \theta_{\Sigma}}{\theta_{np} + \Delta\theta_{\Sigma} - \theta_{\Sigma}} \cdot \frac{1 + \beta G_0}{1 + \beta(G_0 + c\rho_{\Sigma})} \cdot \frac{\eta_n(1 - \eta_{\Sigma}^2)}{i_n} \right], \quad (4.35)$$

где  $\theta_{np}$  - температура жидкости, поступающей к приему насоса;  
 $\Delta\theta_{\Sigma}$  - увеличение температуры в зазоре насоса, определяется по формулам (3.25), (3.26). То же самое при турбулентном течении в зазоре

$$T = v_n \left[ \left( \frac{\rho}{\rho - \rho_{\Sigma}} \right)^{1/2} \cdot \left[ \frac{\theta_{np} - \theta_{\Sigma}}{\theta_{np} + \Delta\theta_{\Sigma} - \theta_{\Sigma}} \cdot \frac{1 + \beta G_0}{1 + \beta(G_0 + c\rho_{\Sigma})} \right]^{1/2} \cdot \frac{\eta_n(1 - \eta_{\Sigma}^2)}{i_n} \right], \quad (4.37)$$

Частота подземных ремонтов при ламинарном течении в зазоре / ремонтов/год /

$$R_{пн} = \frac{1,83 \cdot 10^8 \Sigma \Sigma n \tau}{v_n(i_n/i_n)} \quad (4.39)$$

Частота подземных ремонтов при турбулентном течении в зазоре получится умножением значения, полученного по формуле (4.39), на коэффициент 0,57.

В пятой главе дается обоснование рациональному сочетанию параметров работы ШНН. Параметры работы штангового насоса: диаметр плунжера, длина хода, число ходов в единицу времени  $n$ , коэффициент загрузки  $\Sigma$ , коэффициент наполнения  $\eta_{\Sigma}$  и др. Каждый по-разному влияет на работоспособность различных звеньев насосной установки. Могут иметь место следующие пути нахождения рационального сочетания параметров работы насосной установки, по минимуму: частоты подземных ремонтов, потерь добычи нефти, эксплуатационных затрат и приведенных затрат.

Автором сделано определение рационального сочетания параметров работы насосной установки, исходя из минимума частоты подземных ремонтов, а затем минимума приведенных и эксплуатационных затрат. Связь между потерей добычи нефти с параметрами откачки не всегда представляется возможным. Поэтому она должна учитываться отдельно в каждом конкретном случае.

Исходим из следующего уравнения для суммарной частоты подземных ремонтов из-за износа плунжерной пары и обрывов насосных штанг используя формулы (4.39) и (4.22)

$$R = \frac{1,83 \cdot 10^8 \Sigma \Sigma n \tau}{v_n \left[ \eta_n(1 - \eta_{\Sigma}^2) \Sigma \Sigma n v_e / 0,2299 H \delta_n^2 \right]} + c n (\sigma/d)^3 H^{2,75} \tau, \quad (5.2)$$

где  $C$  - опытный коэффициент.

Второе слагаемое в уравнении (5.2) частота подземных ремонтов, выражающая собой вероятность частоты обрывов и отворотов

насосных штанг в зависимости от параметров откачки согласно формулы предложенной А.С. Вирновским.

Заданный дебит скважины связан с параметрами откачки следующей зависимостью

$$Q_{\text{св}} = \frac{\pi}{4} D^2 S n \eta_n \eta_c \quad (5.3)$$

Заменим в уравнении (5.2) число ходов через его значение из выражения (5.3)

$$R = \frac{4 \cdot 4,89 \cdot 10^8 \times Q_{\text{св}} \eta_c}{\pi D^2 \eta_n \eta_c \left[ \frac{Q_{\text{св}} (1 - \eta_n) \nu c}{0,037 \pi D S n \eta_n \eta_c} \right]} + \frac{4 C Q_{\text{св}} D H^{4,75}}{\pi D^3 \eta_n \eta_c S n} \quad (5.4)$$

где  $\eta_c = S_n / S$  - коэффициент, учитывающий потери подачи из-за деформаций труб и штанг;  $S_n$  - длина хода плунжера.

Длина хода плунжера может быть представлена следующим эмпирическим выражением

$$S_n = S - a \rho H^2 (D - D_0) \quad (5.6)$$

где  $a$  и  $D_0$  - постоянные величины, зависят от компоновки колонны труб и штанг и типа насоса.

Значение оптимального диаметра насоса  $D_{\text{опт}}$  получим производя исследование функции (5.4) на минимум и максимум по диаметру насоса.

В окончательном виде формула принимает следующий вид

$$D_{\text{опт}} = (1,89 \cdot 10^8 \times S / c)^{1/3} d H^{-0,375} \gamma_2 \gamma_3 \gamma_p \quad (5.8)$$

здесь

$$\gamma_2 = \left[ \frac{2 \nu c \frac{d}{c} - 1}{(\nu c \frac{d}{c})^2} \right]^{1/3} \quad (5.9); \quad \gamma_3 = \left[ \frac{[S - a \rho H^2 (D_{\text{опт}} - D_0)]^2}{S (S + a \rho H^2 D_0)} \right]^{1/3} \quad (5.10)$$

где  $\gamma_2$  - коэффициент, учитывающий влияние утечек в начале и конце работы насоса на его оптимальный размер;  $\gamma_3$  - коэффициент, учитывающий влияние деформаций труб и штанг на значение оптимального диаметра;  $\gamma_p$  - коэффициент, учитывающий режим течения в зазоре: при ламинарном течении  $\gamma_p = 1$ , при турбулентном -  $\gamma_p = 0,83$ .

На практике следует руководствоваться условием  $D < D_{\text{опт}}$ , т.е. необходимо принимать ближайший меньший диаметр насоса. Минимальное значение диаметра насоса для случая, когда обрывы штанг будут отсутствовать, т.е. при  $C = 0$

$$D_{\text{мин}} = 194 (Q_{\text{св}})^{1/3} \gamma_2 \gamma_3 \gamma_p \quad (5.12)$$

В отличие от предыдущих исследований в настоящей работе

ставится задача определения рационального запаса подачи установки / ЗПУ / с учетом начального зазора и частоты обрывов насосных штанг, а также, используя экспонентную зависимость изменения зазора от пробега плунжера. Исходим из расчетного уравнения для общей частоты подземных ремонтов (5.4). Имеем задачу по определению оптимального сочетания  $\vartheta$ ,  $n$  и  $\eta_3$ , связанных между собой зависимостью (3.3). Решить эту задачу можно, составив два уравнения  $\partial R / \partial \vartheta = 0$  и  $\partial R / \partial \eta_3 = 0$ . Исследуя уравнение (5.4) на минимум и максимум по  $\eta_3$ , получим

$$\dot{c}_n = \eta_n (1 - \varphi \eta_{3\text{обр}}) \exp \left[ -\alpha (2 - \varphi \eta_{3\text{обр}}) / 3 (1 - \varphi \eta_{3\text{обр}}) \right]. \quad (5.15)$$

Если  $C = 0$ , т.е. отсутствуют обрывы насосных штанг

$$\dot{c}_n = \eta_n (1 - \varphi \eta_{3\text{обр}}) \exp \left[ -\alpha / (1 - \varphi \eta_{3\text{обр}}) \right]. \quad (5.16)$$

Анализ полученных уравнений показывает, что, в действительности, мы имеем более высокие значения  $\eta_3$ , в отличие от тех значений которые рекомендовались в ранее опубликованных работах.

Пользуясь полученной выше практической зависимостью интенсивности изнашивания плунжерной пары от длины плунжера, можно найти значение относительного срока службы насоса в зависимости от длины плунжера

$$\frac{t_c}{t_{cr}} = \frac{[(m+1) + m \frac{e}{e_{cr}}] (\frac{e}{e_{cr}} + \frac{e}{e_{cr}})}{[(m+1) \frac{e}{e_{cr}} + m \frac{e}{e_{cr}}] (1 + \frac{e}{e_{cr}})} \cdot \frac{1}{\frac{e}{e_{cr}} \exp \left[ -\alpha \left( 1 + \left( \frac{e}{e_{cr}} - 1 \right) \right) \right]} \cdot \frac{c_n \left( \frac{t_{cr}}{e_{cr}} \cdot \frac{e}{e_{cr}} \right)}{c_n \frac{e}{e_{cr}}}, \quad (5.19)$$

где  $c_{n cr}$  - начальный фактор утечек при стандартной длине плунжера;

$t_c$  - срок службы насоса при длине плунжера  $e$ ;  $t_{cr}$  - срок службы насоса при стандартной длине плунжера.  $e_{cr} = 1,2$  м.

Анализ уравнения (5.19) показывает, что для любых условий увеличение длины плунжера всегда приводит к увеличению срока службы насоса. Уменьшение длины плунжера приводит к увеличению срока службы насоса только в определенных условиях / малые значения отношений износостойкости  $m$  и малые начальные значения утечек /.

Для пары хромированный плунжер-цилиндр из стали 38ХМЮА можно рекомендовать уменьшение длины плунжера при  $c_n / c_{n cr} \approx 50$  до  $e = (0,1 \dots 0,25) e_{cr}$

Выше был рассмотрен способ стабилизации добычи нефти за счет создания запаса подачи насосной установки /ЗПУ/. Однако стабильность добычи нефти может быть достигнута за счет непрерывного или ступенчатого увеличения параметров откачки. В работе рассмотрен случай автоматического увеличения коэффициента загрузки насоса / продолжительности откачки / по мере изнашивания насоса, с учетом начального зазора и экспоненциального закона изменения

зазор во времени.

Срок службы насоса при увеличении коэффициента загруженности от  $\epsilon_n$  до  $\epsilon$  по мере износа плунжерной пары определяется из выражения

$$t = \frac{1}{625 \pi \epsilon_n (1 - \epsilon_n)} \left[ \ln \left( \frac{\epsilon - \epsilon_n + \epsilon_n \epsilon_n}{\epsilon_n \epsilon} \right) - \frac{\epsilon - \epsilon_n}{\epsilon} \right]. \quad (5.24)$$

Анализ уравнения (5.25) показывает, что при переводе насосной установки, работающей круглосуточно при  $\eta_2 = 0,5$ , на периодическую работу с автоматическим увеличением времени работы по мере износа при  $\eta_2 = \epsilon_n / \epsilon$ , срок службы насоса увеличивается в 1,78 раза.

Произведен расчет экономически наиболее выгодных параметров работы насосной установки. Для этого эксплуатационные, капитальные и приведенные затраты представлены через параметры работы насосной установки. Используя полученные уравнения, построены графики зависимости приведенных затрат от диаметра насоса при условии  $\eta_2 = \epsilon_n / \epsilon$ . Анализ этих графиков показывает, что расчеты диаметра насоса произведенные по минимуму частоты подземных ремонтов приводит к завышению приведенных затрат, особенно для малых значений дебитов скважин. Наиболее близкие к оптимальным значениям / соответствующие минимуму приведенных затрат / дают расчеты произведенные по формуле (5.12). Исходя из этих соображений, можно рекомендовать для упрощения технико-экономических расчетов производить расчет оптимального значения диаметра насоса по этой формуле. Расчет оптимального диаметра насоса по минимуму приведенных затрат целесообразно производить при отсутствии на скважине оборудования. Если же уже произведены капитальные затраты на оборудование скважины, то оптимальные параметры работы насоса следует выбирать исходя из минимума эксплуатационных затрат. В этом случае будут переменными затраты на подземные ремонты / включая стоимость насосов /. Исследовав сумму эксплуатационных затрат на минимум и максимум по диаметру насоса, получили следующее выражение для оптимального диаметра насоса

$$D_{opt} = (1,89 \cdot 10^8 \times S / c)^{1/3} d H^{-0,91/4} \gamma_2 \gamma_3 \gamma_p \gamma_2, \quad (5.44)$$

где  $\gamma_2$  - коэффициент, учитывающий влияние стоимости штанговых насосов и увеличение затрат на подземные ремонты на значение оптимального диаметра насоса.

Коэффициент  $\gamma_2$  имеет следующие значения:  
для вставных насосов

$$\gamma_2 = \left( 1 + \frac{33,7 + 10,8 S}{C_0 + C_{\text{вн}} H} \right)^{1/3} \quad (5.45)$$

для невставных насосов

$$\gamma_3 = \left( 1 + \frac{0,2 C_0 + C_T H + 23,1 + 3,6 S}{C_0 + C_{\text{ш}} H} \right)^{1/3}, \quad (5.46)$$

где  $C_0$  - затраты на подготовительные, заключительные и другие работы, не зависящие от длины колонны насосных штанг;  $C_{\text{ш}}$  - затраты на подъем одного метра штанг;  $C_T$  - затраты на подъем одного метра трубы.

Из приведенных формул следует, что расчет оптимального диаметра насоса по минимуму эксплуатационных затрат дает несколько увеличенное значение диаметра по сравнению с расчетом по минимуму частоты подземных ремонтов. Так при  $S = 2$  м и  $H = 1000$  м для вставных насосов расчетный диаметр насоса увеличивается на 13 %.

Расчет оптимального запаса подачи / ЗПН / по минимуму эксплуатационных затрат для конкретных условий показывает, что минимальные эксплуатационные затраты имеют место при  $\varphi_{\text{н}} = 0,7 \dots 0,9$ . Эти значения  $\varphi_{\text{н}}$  близки к рекомендуемым значениям и с точки зрения минимальной частоты подземных ремонтов.

Шестая глава посвящена исследованиям периодического режима эксплуатации насосных скважин. При рассмотрении периодической эксплуатации скважин, как правило, приходится определять рациональное время накопления и темпы откачки накопившейся в скважине жидкости. Существует много различных способов расчета этих величин. Наиболее универсальными и теоретически обоснованными являются две методики: методика А.С. Вирновского, О.С. Татейшвили и методика автора. В основу теоретических расчетов А.С. Вирновского и О.С. Татейшвили положено предположение о притоке жидкости в скважину по линейному закону действительному только для установившегося движения. Процессы же движения жидкости к забой скважины при периодической эксплуатации - процессы неустановившиеся, что делает полученные авторами расчеты неприемлимыми.

Изменение забойного давления после мгновенной остановки скважины в бесконечном упругом пласте может быть выражено уравнением

$$\Delta p = A \ln t + B. \quad (6.2)$$

В уравнении (6.2) А и В имеют значения

$$A = \frac{Q \mu}{4 \pi k h}, \quad (6.3) \quad ; \quad B = A \ln \frac{2,25 r_c}{R_c}, \quad (6.4)$$

где  $Q$  - дебит скважины при установившемся режиме;  $t$  - время;  $\mu$  - абсолютная вязкость жидкости;  $h$  - толщина пласта;  $k$  - проницаемость пласта;  $r_c$  - пьезопроводность пласта;  $R_c$  - радиусу скважины;

$\Delta p$  - изменение забойного давления.

Исследования Миллера и др., а также Ф.Я. Зазовского, показывают, что некоторыми допущениями можно для обработки КВД в случае фильтрации газированной жидкости использовать уравнение (6.2). Исследования показывают, что, в случае немгновенного прекращения притока жидкости к забою скважины, продолжающийся после остановки скважины приток приводит к запаздыванию на величину переходного периода выхода кривой на асимтоту, соответствующую прекращению притока. На практике обычно для получения данных для целей разработки пластов используют конечную прямолинейную в полулогарифмических координатах часть КВД, поэтому начальные участки кривых обычно не рассматриваются и они в настоящее время недостаточно исследованы. Для целей же периодической эксплуатации требуется знание именно этих участков кривых.

С целью детального изучения начальных участков КВД и получения данных, необходимых для периодической эксплуатации скважин, автором были проведены специальные исследования в насосных скважинах месторождений Узбекистана. Эти исследования были дополнены также материалами по другим нефтяным районам СНГ, в том числе материалами моделирования, выполненными М.С. Винарским и Т.Г. Кавериной.

Как следует из данных исследований, КВД в координатах  $\Delta p - t$  имеют три характерных участка. Первый участок КВД имеет криволинейную форму и плавно переходит во второй, два других участка имеют прямолинейную форму. Переход со второго участка на третий в большинстве случаев характеризуется резким изломом. Первые два участка характеризуют собой переходный период, который связан с запаздыванием выхода КВД, вследствие продолжающегося притока, на асимтоту, соответствующему прекращению притока. Третий участок характеризует момент выхода на асимтоту, соответствующую закрытию скважины.

Первый участок КВД удобнее рассматривать в координатах  $\Delta p - t$ . Как следует из материалов исследования, для всех без исключения скважин при движении к забою, как однородной, так и газированной жидкости, начальные участки КВД в координатах  $\Delta p - t$  представлены прямыми линиями. Как правило, дебит, подсчитанный по этим участкам, близок к исходному дебиту скважины на установившемся режиме. Наличие постоянного притока, соответствующего исходному дебиту перед остановкой скважины, можно объяснить некоторой инерцией процесса. Второй участок КВД можно выразить, используя уравнение (6.2).

КВД имеют следующие характерные участки и коэффициенты:

$\Delta p_{нач}$  - изменение давления, соответствующее переходу с первого

участка КВД на второй;  $\Delta p'_{\text{нак}}$  - изменение давления, соответствующее переходу со второго участка КВД на третий;  $A_2$  - угловой коэффициент, соответствующий второму участку КВД;  $A_3$  - угловой коэффициент, соответствующий третьему участку КВД. Индекс "нак" обозначает, что значения величин получены в процессе накопления жидкости в скважине в отличие от индекса "отк", который соответствует значениям величин, полученным в процессе откачки жидкости из скважины.

Значение углового коэффициента для третьего участка КВД может быть определено из выражения (6.3). Если в этом выражении подставить вместо дебита  $Q$  его значение из формулы установившегося радиального притока однородной жидкости получим

$$A_3 = \frac{\Delta p_{\text{на}}}{2\gamma \ln(R_K/R_C)}, \quad (6.8)$$

где  $\Delta p_{\text{на}}$  - депрессия при установившемся движении;  $R_K$  - расстояние до контура питания;  $R_C$  - приведенный радиус скважины;  $\gamma$  - коэффициент гидродинамической неоднородности пласта.

Из выражения (6.8) следует, что для однородного пласта ( $\gamma=1$ ) угловой коэффициент  $A_3$  не зависит от фильтрационных параметров пласта, а зависит только от первоначальной депрессии и от логарифма отношения  $R_K/R_C$ .

Анализ большого числа данных исследования различных скважин бывшего Союза позволяет сделать вывод, что как для однородной, так и для газированной жидкости для характерных участков и коэффициентов КВД существуют строго определенные зависимости

$$\Delta p'_{\text{нак}} = A_2 = 4,24 A_3 = \gamma'_{\text{нак}} \Delta p_{\text{на}}, \quad (6.10)$$

$$\gamma'_{\text{нак}} = 2,12 / \gamma \ln(R_K/R_C). \quad (6.12)$$

Используя приведенные выше зависимости можно определить гидропроводность пласта соответственно для первого, второго и третьего участков КВД

$$(\kappa h/\mu)_1 = Q / 3 \Delta p'_{\text{нак}}, \quad (6.15)$$

$$(\kappa h/\mu)_2 = Q / 3 A_2, \quad (6.16)$$

$$(\kappa h/\mu)_3 = Q / 4\pi A_3. \quad (6.17)$$

Соответственно КВД индикаторные кривые мгновенных дебитов имеют так же три характерных участка. Первый участок в левой части характеризуется практически постоянством дебита, соответ-

вущим дебиту при установившемся режиме. Первая часть соответствует второму и третьему участкам КВД, имеет вогнутую к оси давлений форму. Для однофазной жидкости кривая дебитов на первом участке имеет некоторую изогнутость от оси давлений, на втором и третьем участках - к оси давлений. Наличие неоднородности коллекторских свойств может значительно искажать вид КВД, а также соответствующих им индикаторных кривых.

Представляет интерес исследование зависимости (6.12) и нахождение значения  $\gamma'_{\text{нок}}$ , так как знание ее позволяет определять участки КВД с высокими мгновенными дебитами по депрессии при установившемся отборе жидкости из скважины. Теоретически эта величина может быть определена, если задаться значениями  $R_k$  и  $R_e$ . Так, для условий Белоруссии этот коэффициент находится в пределах 0,25...0,29. Для некоторых районов СНГ он находится в пределах 0,20...0,35.

Далее исследовался процесс откачки накопившейся в скважине жидкости для случая движения к забою газированной жидкости. Исследования показали, что скважины после снижения уровня жидкости до приема насоса продолжали работать с повышенными дебитами некоторый период времени, за счет чего получается прирост в добыче нефти. Увеличение дебита скважины после простоя связано с изменением фазовых проницаемостей для нефти и газа.

Относительный прирост добычи нефти имеет место на всех трех участках КВД. Абсолютный же прирост добычи нефти имеет место в пределах первого и частично второго участка КВД. Максимальный дебит ( $Q_{\text{max}}$ ) имеет место в первый период откачки. Затем дебит снижается и устанавливается только через несколько часов. Отношение максимального дебита к дебиту при установившемся режиме работы ( $Q_{\text{max}}/Q_{\text{уст}}$ ) и продолжительность эффекта зависят от величины забойного давления, соответствующего началу пуска насоса. На нефтепромысле "Андижан" были получены следующие значения  $Q_{\text{max}}/Q_{\text{уст}} = 2...3,65$ , а продолжительность эффекта 4,5...9 часов. Максимальное увеличение дебита скважины может быть определено из следующего соотношения

$$(Q_{\text{max}}/Q_{\text{уст}})_{\text{пред}} \leq (\rho_{\text{пл}} - \rho_0) / (H_{\text{пл}} - H_0) = L/m, \quad (6.23)$$

где  $m$  - коэффициент, зависящий от фазовых проницаемостей и свойств жидкости и газа;  $H_{\text{пл}}$ ,  $H_0$  - функции Христиановича, учитывающие изменение газонасыщенности, а следовательно, и фазовой проницаемости для жидкости с изменением давления.

Имея кривые зависимости откачанного из скважины количества жидкости от продолжительности накопления, построены индикаторные кривые зависимости мгновенных дебитов от забойных давлений, от-

несл весь прирост, полученный в процессе откачки, ко времени накопления. Исследования, проведенные на месторождениях "Андижан" и "Хаджи-Абад", показали, что имеет место среднее увеличение дебита нефти на 17,3%, а с учетом времени откачки на 5...8%.

Величина забойного давления, до которого сохраняются повышенные дебиты определятся из соотношения

$$\Delta p'_{отк} = 1,25 \Delta p'_{нак} . \quad (6.24)$$

Зависимость дебита свободного газа от забойного давления в процессе восстановления забойного давления имеет вид

$$V = \alpha_0 (p_{пл} - p_{зоб}) (p_{пл}^2 - p_{зоб}^2), \quad (6.27)$$

где  $\alpha_0$  - коэффициент пропорциональности.

Периодическая эксплуатация скважин должна осуществляться при изменениях забойного давления в пределах первого участка КВД, где дебит нефти сохраняется постоянным. Суммарное же количество газа, извлекаемое в процессе периодического режима эксплуатации, уменьшается на 20...40% против ее непрерывной эксплуатации. Таким образом, перевод подобных скважин на периодический режим эксплуатации способствует сохранению газа в пласте, а следовательно, и повышению коэффициента нефтеотдачи нефтяного пласта. Это особенно важно в начальный период разработки залежи.

При расчете времени накопления жидкости ( $\tau_{нак}$ ) для периодически работающих скважин следует определить величину забойного давления, выше которой нецелесообразно производить остановки скважин по причинам заметного снижения среднесуточного дебита. Анализируя КВД, мы выявили наличие участков кривых с практически постоянными дебитами. Кроме того, при режиме растворенного газа в процессе откачки жидкости, вследствие изменения фазовых проницаемостей для нефти и газа, имеет место прирост добычи нефти.

Величина времени накопления определится из выражения

$$\tau_{нак} = \tau'_{нак} \psi f / K_{прод}, \quad (6.30)$$

где  $f$  - площадь кольцевого сечения скважины;  $K_{прод}$  - коэффициент продуктивности скважины;  $\psi$  - коэффициент, учитывающий возможность выхода за пределы первого участка КВД при движении к забою скважины газированной жидкости; можно принять  $\psi = 1,25$ .

Автором проводились исследования начальных участков КВД для случая движения к забою однофазной жидкости в НГЛУ "Речица-нефть".

Как показали эти исследования, начальные участки КВД можно представить прямыми линиями. В случае неоднородного пласта первый участок КВД будет представлен ломаными линиями. Величина участка КВД с высокими дебитами может быть представлен как  $\varphi' \Delta p_{\text{нач}}$ . Величина коэффициента  $\varphi$  находится в пределах  $\varphi = 0,1 \dots 1,0$ . Как показывают данные моделирования, при периодическом режиме эксплуатации, в случае движения к забою однофазной жидкости, в пределах первого участка КВД средний дебит снижается на  $3,6 \dots 12,1\%$ . При  $\varphi = 0,5$  на  $1,2 \dots 4\%$ .

Таким образом, как следует из промышленных исследований и данных моделирования, время накопления в случае движения к забою скважины однофазной жидкости, так же, как и для газированной жидкости, может быть определено по формуле (6.30), задавшись значением коэффициента  $\varphi$ .

Наличие зависимости между характерными участками КВД и депрессией позволяет решить обратную задачу, имея некоторые из них, определить другие. На практике часто приходится судить о величине пластового давления, имея начальные участки КВД. Если по скважине были получены КВД, определены характерные коэффициенты и замерено пластовое давление, то последующее определение пластового давления можно произвести, используя для пересчета соотношение.

$$(6.29) \quad \frac{(A_2)_1}{(A_2)_2} = \frac{(P_{\text{нач}} - P_0)_1}{(P_{\text{нач}} - P_0)_2} = \frac{(P_{\text{пл}} - P_0)_1}{(P_{\text{пл}} - P_0)_2} \quad (6.35)$$

$$P_{\text{пл}} = P_0 + A_2 / \tau_{\text{нач}} \quad (6.36)$$

Время откачки СПН ( $\tau_{\text{отк}}$ ) накопившейся в скважине жидкости может быть определено из следующего выражения

$$\tau_{\text{отк}} = \tau_{\text{нач}} / (K_{\text{зан}} - 1), \quad (6.42)$$

где  $K_{\text{зан}} = \eta Q_u / Q_{\text{нас}}$  - коэффициент запаса подачи установки (ЗПУ);  
 $\eta$  - коэффициент подачи насоса.

В седьмой главе приводятся результаты практической реализации научно-методических разработок в ПО "Узбекнефть" и ПО "Белоруснефть". Начало внедрения разработок относится к 1958 году, когда была осуществлена телемеханизация нефтепромысла "Андижан". Высокая эффективность внедрения мероприятий была достигнута в результате внедрения телемеханизации, рационального технологического режима работы скважин и прогрессивных форм управления процессами добычи нефти. Мероприятия были внедрены на четырех нефте-

промыслах ПО "Узбекнефть" с общим фондом насосных скважин 1260. Для оценки степени использования добывных возможностей скважин автором впервые внедрено в практику понятие коэффициента добычи. Коэффициент добычи - отношение фактической добычи нефти к добыче нефти установленной согласно технологического режима. Коэффициент добычи на нефтепромысле "Андижан", а затем и на других нефтепромыслах, после внедрения мероприятий поднялся с 0,85 до 0,92 и, следовательно, добыча нефти увеличилась на 8%. Общее время работы насосов сократилось в 1,7 раз, за счет увеличения числа периодически работающих скважин. Частота подземных ремонтов сократилась с 450 до 70...80 ремонтов в месяц. Число бригад подземного ремонта сократилось в два раза. Резко сократился расход штанговых насосов / более чем в шесть раз / и составил 0,14 насосов на скважину в год. Сократилось число персонала, занятого обслуживанием наземного оборудования, на 16,3%. Общий эффект от внедрения мероприятий составил 1.167 тыс.рублей в год. Удельный вес технологических факторов составил более 50%.

Автором совместно с Алексиным С.А. разработан и внедрен автомат периодической эксплуатации насосных скважин АПЭ-ПА, в основу которого положены изменения дебита затрубного газа в процессе периодической эксплуатации.

В ПО "Белоруснефть" внедрение мероприятий осуществляется с 1980 года. Разработано и внедрено "Методическое руководство по установлению технологических режимов работы СШН на нефтяных месторождениях БССР", позволившее повысить технико-экономические показатели насосной добычи нефти. Ожидаемый экономический эффект от внедрения мероприятий около 2 млн.рублей. На 1.01.92г от внедрения мероприятий уже получен экономический эффект в сумме 121,5 тыс.рублей.

#### ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

1. Автором решена крупная народнохозяйственная проблема по совершенствованию технологии насосной добычи нефти. Решение этой проблемы потребовало системного рассмотрения комплекса взаимосвязанных вопросов: гидравлики и работоспособности СШН, оптимизации параметров работы СШН и периодического режима эксплуатации насосных скважин.
2. Разработана методика расчета утечек через зазор плунжер-цилиндр СШН в реальных условиях скважины, в основу которой положены следующие теоретические и экспериментальные разработки автора. Аналитическим путем получена уточненная формула для определения утечек с учетом фрикционного течения в зазоре. На основании

- экспериментальных исследований установлена зависимость критического числа Рейнольдса от величины зазора и эксцентриситета. Установлено, что при откачке газонасыщенной нефти на утечки через зазор существенное влияние оказывают условия работы скважины, поэтому следует учитывать влияние на работу насоса связи пласта и насосного подъемника, т.е. рассматривать систему пласт-насос. Предложено эмпирическое выражение для определения вязкости нефти и воды в зависимости от температуры, давления и количества растворенного газа, необходимое для этих расчетов. Впервые произведено исследование движения в зазоре СШН двухфазной жидкости и предложены формулы для расчета кажущейся вязкости смеси нефти и воды. Разработана и апробирована на практике методика гидравлического испытания и подбора СШН по скважинам; а также установка для гидравлического испытания СШН, позволяющая определять утечки при подвижном плунжере.
3. Разработана методика расчета утечек в клапанах СШН и оценка их работоспособности, при этом рассмотрены статические и динамические условия работы клапана. Экспериментально установлено, что в статических условиях утечки в клапане через неплотности между шариком и седлом зависят от перепада давления и продолжительности их контакта, что объясняется наличием значительных контактных напряжений на реальных площадках касания и пластическим характером деформаций. Предложены полуэмпирические выражения, учитывающие изменения утечек от деформаций во времени. Показано, что утечками в клапанах во времени нахождения скважины под накоплением при периодической эксплуатации можно пренебречь. Исследованы потери подачи в клапанах СШН вследствие запаздывания посадки шарика на седло. Установлено, что они зависят от перепада давления, диаметра седла, числа ходов насоса, вязкости жидкости. Предложена эмпирическая формула для расчета этих утечек. Предложен новый подход к испытанию клапанных пар, базирующийся на теории деформаций в клапане. Показано, что о годности клапанных пар можно судить по результатам визуального осмотра. Подвергнуты анализу исследования гидравлических сопротивлений в клапане, что позволило получить простые уравнения для практического пользования. Произведен расчет коэффициента подачи насоса с учетом гидравлических потерь в приеме насоса и периодической работы насоса.
4. Впервые исследован тепловой режим СШН. Разработана методика расчета мощности источников тепла и температуры в зазоре насоса, для чего использованы теоретические, стендовые и промышленные иссле-

дования. Показано влияние на утечки и работоспособность насоса изменений температуры в зазоре в различные периоды работы насоса. Предложена методика расчета допустимой величины утечек в зазоре СШН.

На основании анализа промысловых и стендовых исследований СШН установлена экспоненциальная зависимость линейного износа пары плунжер-цилиндр СШН от пробега плунжера. В свете новых представлений об изнашивании плунжерной пары установлены зависимости показателя интенсивности изнашивания пары от свойств материала сопряженных деталей, количества и качества абразива, величины зазора между плунжером и цилиндром, длины плунжера, состава откачиваемой жидкости. В результате исследований изнашивания плунжерных пар предложено общее уравнение изнашивания пары плунжер-цилиндр, учитывающее все вышеупомянутые факторы. Дано аналитическое определение работоспособности и срока службы СШН.

6. Разработана методика расчета оптимальных параметров откачки СШН: диаметра плунжера, длины хода, числа ходов, коэффициента загрузки и коэффициента запаса подачи насосов, длины плунжера и др. в свете изложенных в настоящей работе представлений об изнашивании плунжерных пар. Оптимизация параметров работы СШН произведена по минимуму частоты подземных ремонтов и минимуму эксплуатационных и приведенных затрат.

7. Разработана научно-обоснованная методика расчета периодического режима эксплуатации насосных скважин, в основу которой положены экспериментальные и промысловые исследования неустановившегося притока к забору скважины однофазной и газированной жидкости. Установлено, что, как для однофазной, так и для газированной жидкости, КВД имеют характерные коэффициенты и участки. Найдены корреляционные зависимости между этими величинами. Установлено, что на начальных участках КВД имеют место высокие дебиты, что позволяет производить нагнетание жидкости при периодической эксплуатации на этих участках. На основании промысловых исследований показано, что в случае движения к забору скважины газированной жидкости периодическая эксплуатация позволяет получить увеличение добычи нефти и снизить дебиты попутного газа, что, в конечном итоге, должно привести к увеличению нефтеотдачи пласта. Предложен способ определения пластового давления в скважине по начальным участкам и коэффициентам КВД, используя установленные корреляционные зависимости.

Для реализации периодического режима эксплуатации скважин разработан автомат периодической эксплуатации АПЭ-ПА, в основу которого положены изменения дебита затрубного газа при изменении забойного давления в процессе накопления жидкости.

8. Рекомендации, содержащиеся в диссертации, внедрены в ПО "Узбекнефть" и ПО "Белоруснефть" и в некоторых других районах СНГ более чем на 2000 скважинах. Получен экономический эффект в ПО "Узбекнефть" - 1167 тыс.руб. и в ПО "Белоруснефть" - 121,5 тыс.рублей.
- В ПО "Узбекнефть" расход насосов сократился в шесть раз и составило 0,14 насосов на скважину в год, число подземных ремонтов сократилось в шесть раз, количество бригад подземного ремонта сократилось в два раза, добыча нефти увеличилась на 8 %.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

- I. Писарик М.Н. Эффективность диспетчеризации и технологический режим работы скважин. // Нефтяное хозяйство. - 1959. - № 7. - с. 36-39.
2. Писарик М.Н. Резервы увеличения межремонтного периода работы насосных скважин на опыте диспетчеризованного нефтепромысла "Андижан" // Тезисы доклада на II съезде ИТР и новаторов Узбекистана. - Ташкент, 1960. - с.11-15.
3. Писарик М.Н. Эксплуатация малодебитных скважин на диспетчеризованном нефтепромысле "Андижан". М.: Гостехиздат., 1961. - 85с.
4. А.с. № 163556 СССР. А. гомат отбор проб жидкости на устье нефтяных скважин / Писарик М.Н., Алехин С.А. - № 773341; заявлено 10.04.62, опублик. 1964. Бюл. № 13. - 2 с: ил.
5. Писарик М.Н. Установление режимов периодической эксплуатации по КВД для скважин, эксплуатирующих пласты с режимом растворенного газа // Тезисы доклада на XI научно-техническом семинаре по гидродинамическим методам исследования и контроля процесса разработки нефтяных месторождений. - Волгоград, 1972. - с.21-26.
6. Писарик М.Н. Распределение температур по стволу скважин при работе нагревателей // РНТС, сер. Нефтепромышленное дело. - М.: ВНИОЗНГ. 1972. - № 9 - с. 20-23.
7. Писарик М.Н. О форме кривых износа глубинного насоса // Нефтяное хозяйство - 1972 - № 10 - с. 44-48.
8. Писарик М.Н. Аналитическое определение вязкости нефти и воды в зависимости от температур // Экспресс-информация сер. Нефтепромышленное дело. - М.: ВНИОЗНГ. 1973 - № 3 - с. 4-7.
9. Писарик М.Н. Определение оптимальной длины плунжера глубинного насоса // Нефтяное хозяйство - 1973 - № 5 - с. 44-45.
- I С. Писарик М.Н. Особенности периодической работы скважин, эксплуатирующих пласты с режимом растворенного газа // РНТС, сер. Нефтепромышленное дело. М.: ВНИОЗНГ, 1973 - № 5 - с.12-16.
- I I. Писарик М.Н. Исследование изменений дебитов затрубного газа в процессе восстановления давления в глубиннонасосных скважинах

- и их практическое применение// Тезисы доклада на XII научно-техническом семинаре по гидродинамическим методам исследования и контроля процесса разработки нефтяных месторождений - Уфа, 1973 - с. 53-58.
12. Писарик М.Н. О влиянии противодавления на производительность нефтепровода при перекачке газонасыщенных нефтей// Геология и разработка нефтяных месторождений: об. научн. тр. Вып. 14-15. М.: "Укрпшпрониинефть": 1974. - с. 193-195.
13. Писарик М.Н. Оценка температуры в зазоре глубинного насоса// Разработка нефтяных и газовых месторождений: об. научн. тр. Вып. 21. М.: "Укрпшпрониинефть", 1978 - с. 29-35.
14. Писарик М.Н. Абразивное изнашивание пары плунжер-цилиндр скважинного штангового насоса// РНТС. сер. Машины и нефтяное оборудование. - М.: ВНИОЭНГ, 1982 - № 6 - с. 23-29.
15. Писарик М.Н. Расчет утечек через зазор скважинного штангового насоса при откачке обводненной нефти// Нефтяное хозяйство. - 1982 - № 7 - с. 49-50.
16. Писарик М.Н. Зависимость утечек в клапане скважинного штангового насоса от перепада давления и вязкости откачиваемой жидкости// РНТС. сер. Нефтепромышленное дело. - М.: ВНИОЭНГ, 1982 - № 8 - с. 22-23.
17. Писарик М.Н. Уравнение изнашивания пары плунжер-цилиндр скважинного штангового насоса// РНТС. сер. Машины и нефтяное оборудование. - М.: ВНИОЭНГ, 1982 - № 9 - с. 16-17.
18. Писарик М.Н. Исследование потерь подачи в клапанах скважинного штангового насоса// Нефтяное хозяйство. - 1983 - № 1 - с. 32-33.
19. Писарик М.Н. Оптимальный режим периодической работы скважин в зависимости от дебита затрубного газа// РНТС. сер. Нефтепромышленное дело. - М.: ВНИОЭНГ, 1983 - № 9 - с. 14-15.
20. Писарик М.Н., Герман С.М. Расчет утечек через зазор скважинного штангового насоса с учетом фрикционного течения// Известия вузов. серия Нефть и газ. Баку.: - 1986 - № 5. - с. 64-66.
21. Писарик М.Н., Стрешинский И.А. Методическое руководство по установлению режимов работы скважинных штанговых насосов на нефтяных месторождениях БССР, Гомель.: - 1987 - 52 с.
22. Писарик М.Н., Гребенчук В.В. Влияние длины плунжера на работоспособность скважинного штангового насоса// Особенности разработки глубокозалегающих месторождений Украины и Белоруссии: об. научн. тр. Киев.: Укрпшпрониинефть, 1988 - с. 123-127.
23. Писарик М.Н., Рядченко Т.В. О границе существования ламинарного течения в зазоре скважинного штангового насоса// Известия вузов.

серия Нефть и газ. Баку.: - 1990 - № 3 - с. 39-42.

*Исчерпано*

22.09.92.

Заказ. 580, тир. 100.

Подписано к печати 24.09.1992, ф-т бумаги 60x84 1/16, объем - 2,0 п.л.

Отдел оперативной полиграфии СУС, г. Ивано-Франковск, ул. Пенфилосов, 6.

1102550

4525981  
**AB 25.981**