

6  
A-2

СОВЕТ АЗЕРБАЙДЖАНСКОГО ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ  
ИНСТИТУТА НЕФТИ И ХИМИИ им. М. АЗИЗБЕКОВА ПО ПРИСУЖДЕНИЮ  
УЧЕНЫХ СТЕПЕНЕЙ ПО НЕФТЕПРОМЫСЛОВОЙ И НЕФТЕМЕХАНИЧЕСКОЙ  
ОТРАСЛЯМ НАУК

---

НА ПРАВАХ РУКОПИСИ

**Н. Ф. РЯЗАНЦЕВ**

старший инженер Грозненского нефтяного научно-исследовательского института  
(ГрозНИИ)

диссертант кафедры бурения Грозненского нефтяного института

**ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ, СВЯЗАННЫЕ  
С ПРИМЕНЕНИЕМ ИСПЫТАТЕЛЯ ПЛАСТОВ  
НА БОЛЬШИХ ГЛУБИНАХ**

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации, представленной на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель —

Заслуженный деятель науки и техники РСФСР,  
доктор технических наук, профессор

**В. С. ФЕДОРОВ**

Уважаемый тов. \_\_\_\_\_

Совет Азербайджанского ордена Трудового Красного Знамени института нефти и химии им. М. Азизбекова по присуждению ученых степеней по нефтепромысловой и нефтемеханической отраслям наук направляет Вам автореферат диссертационной работы старшего инженера ГрозНИИ **РЯЗАНЦЕВА** Николая Федоровича на тему: «Теоретические исследования, связанные с применением испытателя пластов на больших глубинах», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук, и просит сообщить Ваши замечания по данной работе Ученому секретарю АЗИНЕФТЕХИМа им. М. Азизбекова (гор. Баку, проспект Ленина, 20).

Защита состоится \_\_\_\_\_ 1964 года.

Ученый секретарь Совета,  
доцент

**Ф. Ш. ГУСЕЙНОВ.**

СОВЕТ АЗЕРБАЙДЖАНСКОГО ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ  
ИНСТИТУТА НЕФТИ И ХИМИИ ИМ. М. АЗИЗБЕКОВА ПО ПРИСУЖДЕНИЮ  
УЧЕНЫХ СТЕПЕНЕЙ ПО НЕФТЕПРОМЫСЛОВОЙ И НЕФТЕМЕХАНИЧЕСКОЙ  
ОТРАСЛЯМ НАУК

---

НА ПРАВАХ РУКОПИСИ

Н. Ф. РЯЗАНЦЕВ

старший инженер Грозненского нефтяного научно-исследовательского института  
(ГрозНИИ)

диссертант кафедры бурения Грозненского нефтяного института

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ, СВЯЗАННЫЕ  
С ПРИМЕНЕНИЕМ ИСПЫТАТЕЛЯ ПЛАСТОВ  
НА БОЛЬШИХ ГЛУБИНАХ

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации, представленной на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель —

Заслуженный деятель науки и техники РСФСР,  
доктор технических наук, профессор

В. С. ФЕДОРОВ

248162  
Центральная научная  
Библиотека  
Академии наук Киргизской ССР

## I. ВВЕДЕНИЕ

Жизнь в своем бурном развитии ставит все новые и новые задачи перед наукой, требует скорейшего разрешения и практического осуществления наиболее актуальных технических проблем. Стремительно развивающаяся химическая промышленность, в особенности производство искусственных синтетических материалов требует все возрастающего количества сырья, основным и важнейшим видом которого является нефть. В связи с этим советским правительством огромное внимание уделяется развитию нефтяной промышленности, для чего ежегодно увеличиваются капиталовложения в эту отрасль народного хозяйства. Темпы роста нефтедобычи не должны отставать от роста потребности в этом важнейшем химическом сырье, в соответствии с чем и намечены планы по добыче нефти на ближайшие годы. Так, по подсчетам Госхимнефтекомитета, уровень добычи нефти в 1970 году составит не ниже 350 млн. т, для чего потребуется пробурить более 43 млн. м эксплуатационных и 62 млн. м разведочных скважин. В ближайшие годы намечено довести добычу нефти до 700 млн. т, газа — 400 млрд. м<sup>3</sup>.

Совершенно очевидно, что успешное выполнение таких грандиозных планов возможно при условии теоретически грамотного и технически правильного решения всех инженерных задач, возникающих при проведении работ по добыче нефти.

Особенного внимания требует к себе производство работ по опробованию скважин, которое является промежуточным этапом между бурением и эксплуатацией и определяет целесообразность и рациональность обоих этих процессов по отношению к данной скважине. Практика опробования многих скважин в СССР и зарубежных странах выделила из различных методов опробования метод опробования с помощью испытателя пластов, как более быстрый, дешевый и вполне надежный метод. В настоящее время при наличии глубоких разведочных скважин обойтись без испытателя пластов чрезвычайно трудно, так как опробовать или обработать пласт, проверить герметичность участка колонны или цементного моста методами свабирования, тарта-ния или снижением удельного веса глинистого раствора с последующей заменой его на воду, нефть — не всегда удается, особенно, когда колонна имеет нарушения и постоянные притоки; да, кроме того, указан-

ные операции требуют огромных затрат времени ( по сравнению с испытателем пластов).

В промысловой практике очень много было примеров, когда скважины обычными методами никак не осваивались, а после применения испытателя пластов (в некоторых случаях-многократного) дали притоки, а некоторые даже перешли на фонтанирование. Это объясняется рассмотрением самого принципа действия испытателя пластов, с помощью которого создается резкая депрессия на опробуемый пласт, изолированный посредством пакера от остальных горизонтов ствола скважины, чего нельзя достичь обычными методами опробования.

Применение испытателя пластов в необсаженных скважинах дает возможность с большей достоверностью определить содержимое опробуемого пласта, а в случае отсутствия полезного содержимого — предотвратить ненужный спуск обсадных колонн. По предварительным подсчетам только за счет сокращения времени на проведение тех или иных операций с помощью испытателей пластов годовая экономия по Советскому Союзу составит 28,31 млн. руб., в том числе:

а) в необсаженных скважинах — 15,96 млн. руб.

б) в обсаженных скважинах — 12,35 млн. руб.;

при этом может быть высвобождено:

а) 2206,8 месяцев работы буровых бригад;

б) 2206,8 станко-месяцев работы буровых установок.

Несмотря на громадные преимущества метода опробования разведочных скважин с помощью испытателя пластов перед старыми методами, внедрение нового метода и оборудования в жизнь осуществляется крайне медленно и неудовлетворительно.

С переходом на новые, большие глубины пять-семь и десять тысяч метров, появилась необходимость в тщательном изучении всех явлений и процессов, сопровождающих опробование горизонтов с помощью испытателя пластов, о постановке специальных экспериментов, освещающих эти явления и закономерности их изменений, степень влияния их на работу испытательного инструмента и его прочность. Использование существующих конструкций на больших глубинах также требует проверки их на прочность и работоспособность, для чего нужны специальные расчеты.

Дальнейшие усовершенствования всех узлов испытательного оборудования в настоящее время затруднены без основательных теоретических исследований ряда явлений, связанных с проведением работ по опробованию сверхглубоких скважин.

Необходимость проведения таких исследований диктуется еще и тем, что в периодической литературе нет ни одной работы, посвященной созданию специальной методики расчета на прочность хотя бы одного из узлов испытательного инструмента, не говоря уже об их сово-

купности. Такое положение существовало, по крайней мере, до середины 1963 г.

В известной нам американской литературе также не встречалось таких работ (до указанного момента времени); в связи с этим обстоятельством автором сделана попытка решить указанные задачи с изложением некоторых теоретических исследований, связанных с применением испытателя пластов в сверхглубоких скважинах, и методики расчетов некоторых узлов испытательного инструмента на прочность (хвостовик, пакер, ясс, испытатель пластов, бурильные трубы, на которых спускается все оборудование), то есть тех узлов испытательного оборудования, которые нуждаются более, чем в обычных расчетах, требуют тщательного анализа их работы и степени влияния на действие других узлов, а также и на весь процесс опробования. При этом постановка задач носит общетеоретический характер, так что полученные результаты можно применять и при решении вопросов, не имеющих непосредственного отношения к опробованию скважин.

## II. НАГРУЗКИ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ХВОСТОВИК ПАКЕРА

Технология проведения работ по опробованию скважин с помощью испытателя пластов такова, что хвостовик пакера с момента постановки на забой скважин и в течение всей операции опробования испытывает действие различных сжимающих нагрузок.

При постановке на забой скважины хвостовик прежде всего в нижней части испытывает действие силы собственного веса, и если длина хвостовика больше критической, он изгибается под действием собственного веса. В данной главе приводятся формулы для определения критической длины различных труб при разных условиях закрепления их концов. Форма кривой изгиба обязательно будет иметь вид спирали, в общем случае не одинакового шага и закручивания. Упираясь в стенки скважины, хвостовик дальше уже не изгибается, являясь надежной опорой для пакера, а работает на сжатие и возможное сплющивание (в верхней части), после постановки хвостовика на забой и последующего формоизменения к нему прикладывается сжимающая нагрузка, необходимая для расширения пакера («распакеровки») и срабатывания тормозного устройства. Это есть первая статическая нагрузка ( $G_{ст} - I$ ).

В момент открытия приемного клапана испытателя пластов происходит резкий толчок, вызываемый почти мгновенным снижением гидростатического давления под пакером за счет быстрого прорыва глинистого раствора в полость бурильных труб. Величина этого толчка зависит от давления в бурильных трубах, скорости перемещения поршня и величины приемных отверстий.

Скорость перемещения поршня, в свою очередь, зависит от размеров тормозной камеры и перепускного канала, качества и физических свойств тормозной жидкости (масла), от температуры в скважине.

После прекращения действия ударных нагрузок, на хвостовик действует постоянная, или медленно уменьшающаяся (за счет поступления жидкости из пласта) нагрузка, которую можно назвать второй статической нагрузкой ( $G_{ст-II}$ ).

### 1. Передача нагрузки на пакер и хвостовик

Первая статическая нагрузка ( $G_{ст-I}$ ) передается пакеру и хвостовику посредством «разгрузки» части колонны бурильных труб, которые при этом изменяют свою форму из прямолинейной в спиральную. За счет этого трубы плотно прижимаются по всей своей длине к стенкам скважины, и это прижатие тем больше, чем больше прикладываемая осевая сжимающая сила. Если бы стенки скважины были абсолютно гладкими, и колонна труб обладала большой гибкостью, то при увеличении осевой нагрузки трубы скользили бы по стенкам скважины, а шаг спирали все время бы уменьшался — имели бы моменты потери устойчивости второго и высшего порядков. Поскольку же в реальных условиях трубы обладают довольно высокой жесткостью на изгиб, а стенки скважины с налипшей на них глинистой коркой способствуют удерживанию труб в одном положении, картина сжатия хвостовика несколько иная.

Вследствие наличия сил трения, тем больших, чем больше осевая нагрузка и вызванное ею прижатие труб к стенкам скважины, осевое перемещение труб (деформация) ограничивается в некоторых пределах, так что ограничивается и передача самой осевой нагрузки.

Если на верхнюю часть спирально изогнутых в скважине труб передать нагрузку  $P_0$ , то в нижней части будет действовать не сила  $P_0$ , а  $P_n < P_0$ , определяемая по формуле

$$P_n = P_0 \cdot e^{-\frac{l \cdot f}{\rho}}, \quad (1)$$

где  $l$  — длина труб,  $f$  — коэффициент трения труб о стенки скважины,  $\rho = \frac{l_{кр}^2}{4\pi^2 \cdot R_c}$ . Здесь  $l_{кр}$  — критическая длина труб, определяемая по формулам С. П. Тимошенко, А. Н. Динника и др;  $R_c$  — радиус скважины.

Если нагрузка передается собственным весом труб, то от колонны длиной  $l$  и погонного веса  $q$  будет передаваться усилие

$$P_n = \frac{q \cdot \rho}{f} \left( 1 - e^{-\frac{l \cdot f}{\rho}} \right), \quad (2)$$

При  $\rho \rightarrow \infty$  формула посредством разложения  $e^{-\frac{l \cdot f}{\rho}}$  в ряд приводится к формуле для прямых стержней ( $P_n = q \cdot l$ ).

Чтобы определить, сколько метров труб надо разгрузить для передачи пакеру потребной нагрузки  $G_1$ , можно использовать формулу

$$l = \frac{\rho}{f} \ln \frac{q \rho}{q \rho - G_1 \cdot f}. \quad (3)$$

Количество делений, на которое надо уменьшить показание индикатора веса, определяется по формуле:

$$\Delta N = N_0 - \frac{q(L_1 - H_1)}{K}, \quad (4)$$

где  $N_0$  — число делений, указываемое стрелкой индикатора веса перед постановкой инструмента на забой скважины.  
 $K$  — цена одного деления;

$$L_1 = L_{полн.} + \frac{q}{2EF} \cdot L_{полн.}^2 \cdot (0,94 - 0,96).$$

$L_{полн.}$  — полная длина всего инструмента;

$E$  — модуль упругости первого рода;

$F$  — площадь поперечного сечения труб.

(0,94 ÷ 0,96) — коэффициент уменьшения длины упругой части колонны за счет наличия в ней практически неупругих муфт, замков, переводников и т. п.

$H_1 = l \cdot \sqrt{1 - \left( \frac{2\pi R_c}{e_{кр}} \right)^2}$ , где  $l$  определяется из (3). Для облегчения всех этих расчетов в диссертационной работе приводятся графики и таблица для наиболее важных практических случаев.

### 2. Статическая нагрузка, действующая на пакер и хвостовик в процессе спробования скважины

Эта нагрузка обусловлена в основном лишь гидравлическим перепадом, действующим на пакер в процессе опробования, и определяется по формуле:

$$G_{ст-II} = \frac{\pi}{4} \left[ (D_c^2 - d_{шт.}^2) H \gamma_r - (D_c^2 - d_{отв.п.}^2) H_3 \cdot \gamma_s \right]. \quad (5)$$

$D_c$ ,  $d_{шт.}$ ,  $d_{отв.п.}$  — соответственно диаметры скважины, штока испытателя пластов и отверстия пакера.

$H$  — глубина установки пакера.

$H_3$  — уровень залитой в трубы жидкости (для предотвращения их смятия).

$\gamma_r$  и  $\gamma_s$  — удельные веса глинистого раствора и заливочной жидкости.

Для подсчета  $G_{ст. II}$  в работе приводится специальная номограмма, которая намного облегчает и ускоряет все вычислительные операции.

### 3. Ударная нагрузка на хвостовик и пакер

Ударная нагрузка на хвостовик и пакер действует в момент быстрого прорыва глинистого раствора из-под пакера в полость пустых или частично залитых водой бурильных труб, что происходит очень быстро, вследствие чего возникает большой перепад давлений над и под пакером.

В процессе появления ударных нагрузок движущей силой является именно этот перепад давлений, вызывающий незначительное, но очень быстрое перемещение пакера и всего оборудования со скоростью величина которой определяется из условий неразрывности. Окончательная формула для подсчета максимальной силы удара имеет вид:

$$P_{уд. max.} = G_{ст. II} \times \sqrt{1 + 512 \cdot \pi \cdot \frac{\delta_{хв.} (D_{хв.} - \delta_{хв.}) \cdot \left(\frac{R_0}{D_c}\right)^4 \cdot \left(H - \frac{\gamma_0}{\gamma_r} \cdot H_p\right) E}{L_{хв.} \cdot G_{ст. II}}} \quad (6)$$

Здесь  $\delta_{хв.}$ ,  $D_{хв.}$ ,  $L_{хв.}$  — толщина стенки, наружный диаметр и длина хвостовика;

$R_0$  — радиус приемного отверстия испытателя пластматов гидравлического типа. Остальные величины указаны выше.

По формуле (6) с помощью электронной вычислительной машины «Урал-1» были проделаны подсчеты величин ударных нагрузок для большого количества случаев, и результаты, собранные в таблицы и графики, представлены в работе.

### 4. Пути снижения ударной гидравлической нагрузки

Динамическую нагрузку на хвостовик можно уменьшить при прочих неизменяемых условиях только путем уменьшения скорости деформации. Уменьшить скорость деформации можно двумя путями. Первый заключается в том, что уменьшается скорость перемещения клапана за счет помещения в тормозную камеру высоковязкого масла. Однако, при этом бывает очень трудно подобрать такое масло, чтобы скорость открытия клапана не была чрезвычайно низкой, так как в этом случае прорывающаяся жидкость размоет отверстие приемного клапана; в то же время скорость открытия не должна быть высокой, чтобы отверстие не открывалось почти мгновенно.

Второй путь уменьшения скорости деформации хвостовика заключается в уменьшении диаметра отверстия приемного клапана. В работе

приводится группа кривых, ярко подтверждающих указанное обстоятельство, а также приводится описание конструкций различных устройств, уменьшающих ударную нагрузку.

## III. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСТИМЫХ СЖИМАЮЩИХ НАГРУЗОК НА ХВОСТОВИК

В этой главе излагается методика расчета труб, находящихся в скважине, на статическую и динамическую прочность.

### 1. Расчет хвостовиков без учета температуры

Поскольку шаг винтовой линии, по которой изгибаются трубы, во много раз больше радиуса и длины окружности скважины  $\left(\frac{2\pi R_c}{e_{кр}} = 0,0003 - 0,0004\right)$ , то при расчетах можно уравнение винтовой линии заменить уравнением квадратичной синусоиды, которой описывается проекция пространственной кривой на вертикальную плоскость; рассматривая сумму сжимающих и изгибающих напряжений и выполняя условие прочности, получаем формулу для критической сжимающей нагрузки на бурильные трубы:

$$G_{кр.} = \left[ \sigma_r - 5,04(D_c - D_{тр.}) \frac{\sqrt{EJq^2}}{W} \right] \cdot F \quad (7)$$

где  $J$  и  $W$  — моменты инерции и сопротивление поперечного сечения изгибу;  $\sigma_r$  — предел текучести. Все остальные величины указаны выше.

Для облегчения подсчетов составлена специальная номограмма, которая позволяет не только определять критическую нагрузку для заданных условий, но и по известной действующей нагрузке для разных случаев производить подбор хвостовиков. Номограмма составлена для четырех основных размеров хвостовиков (89 мм, 114 мм, 141 мм, 168 мм), однако может быть использована и для других размеров посредством интерполяции.

В отношении определения критических ударных нагрузок можно воспользоваться известным свойством металлов увеличивать их пределы прочности и текучести при высоких кратковременных нагрузках. А. А. Ильюшин и В. С. Ленский приводят данные, характеризующие возрастание динамических пределов текучести и прочности по сравнению со статическими их значениями. Для различных сталей получено следующее отношение для предела текучести:

$$K_d = \frac{(\sigma_r)_{дин.}}{(\sigma_r)_{ст.}} = 2,08 - 2,34$$

Следовательно, если на хвостовик действует ударная нагрузка, вызывающая появление в материале напряжений, менее  $2(\sigma_T)_{ст}$  то за разрушение хвостовика можно не опасаться. Именно с учетом данного обстоятельства и был произведен подбор хвостовика на скважине № 5 — Приозерная (Ставропольское НПУ), где весной 1962 г. было осуществлено успешное опробование пласта впервые в СССР, в необсаженном стволе на глубине 3600 м, без забуривания зумпфа, испытателем пластов ГрозНИИ гидравлического типа (ИПГ — ГрозНИИ).

## 2. Влияние температуры на несущую способность хвостовика

Согласно данным многих исследователей, при повышении температуры предел текучести материала и его модуль упругости уменьшаются, причем, интенсивное падение значений этих величин имеет место при температурах 700—800°C.

Максимальная температура, которая может иметь место в скважине глубиной 7—10 тыс. метров, предполагается равной 250°C (согласно «техническому проекту», составленному Московским институтом нефтехимической и газовой промышленности им. Губкина, на основании опыта бурения скважин глубиной до 5000 м в Азербайджанской ССР и опыта по проводке глубоких скважин в зарубежных странах). Графические линии зависимости модуля от температуры, приводимые А. С. Вольмиром, в интервале 0—300°C могут быть с погрешностью  $\approx 0,5\%$  приняты за прямые, имеющие одинаковый наклон к осям координат для разных материалов. Тогда для условий бурения можно принимая линейный закон уменьшения модуля  $E$  при росте температуры, получить следующую зависимость:

$$E_t = E_{t_0} - K_t^E \cdot (t - t_0), \quad (8)$$

где  $E_t$  и  $E_{t_0}$  — значения модуля упругости  $E$  при температуре  $t$  и  $t_0$  (°C);  $K_t^E$  — коэффициент уменьшения  $E$  с ростом температуры.

Для металлов можно принять  $K_t^E = 0,007 \cdot 10^6 \frac{\text{кг/см}^2}{^\circ\text{C}}$ . Н. М. Беляев,

А. А. Ильюшин и В. С. Ленский приводят экспериментальные данные зависимости пределов текучести и прочности от температуры для различных сталей. Эти экспериментальные кривые в интервале 0—300°C также могут быть приняты с той же погрешностью за прямые, и это дает основание записать:

$$(\sigma_T)_t = (\sigma_T)_{t_0} - K_t^{\sigma_T} (t - t_0), \quad (9)$$

где  $(\sigma_T)_t$  и  $(\sigma_T)_{t_0}$  — соответственно значения предела текучести при заданной температуре  $t$  и в нормальных условиях.  $K_t^{\sigma_T}$  — коэффициент уменьшения предела текучести с ростом температуры. Для легированных сталей

$$K_t^{\sigma_T} = 4,75 \frac{\text{кг/см}^2}{^\circ\text{C}}$$

Подставляя значения (8) и (9) в (7), можно найти зависимость критических сжимающей нагрузки  $G_{кр}$  от температуры.

Расчеты можно значительно упростить, если учесть, что в выражении (7) модуль упругости первого рода —  $E$  стоит под кубическим корнем, в то время как предел текучести  $\sigma_T$  находится в первой степени, и потому критическая нагрузка на бурильные трубы (и на всякий стержень, находящийся в жестком круглом цилиндре) пропорциональна  $E^{1/3}$  и прямо пропорциональна  $\sigma_T$ , а следовательно, незначительное изменение  $E$  не влияет в такой мере на  $G_{кр}$ , как изменение величины предела текучести. Проведенные автором расчеты, показали, что можно считать зависимость критической сжимающей нагрузки  $G_{кр}$  от температуры — линейной.

Повторяем, что все выше изложенное может быть вполне справедливым только для температур, не превышающих 250—300°C, какие могут иметь место в скважинах глубиной пять—семь тысяч метров.

Если температура в скважине не превышает 50—60°C, то температурные расчеты можно не проделывать; если же в скважине имеет место температура порядка 100—150°C, то такие расчеты должны быть обязательными, т. к., в этом случае снижение критической нагрузки может быть 20—25%.

## 3. Изгиб длинных, тяжелых наклонных стержней под действием силы тяжести

Постановка задачи носит общий характер в связи с тем, что результаты решения могут быть применены не только при опробовании в наклонных скважинах, но и при решении других инженерных вопросов.

Дифференциальное уравнение упругой линии наклонного изогнутого стержня.

$$EJ \frac{d^3y}{dx^3} - qx \cdot \frac{dy}{dx} \cdot \cos \alpha = -qx \cdot \sin \alpha. \quad (10)$$

где  $\alpha$  — угол наклона стержня к вертикали, решается в конечном виде:

$$y = C_1 \cdot R_{\frac{4}{3}}(z) + C_2 \cdot R_{\frac{2}{3}}(z) + \text{tg} \alpha \sqrt[3]{\frac{9EJ \cdot z^2}{4q \cdot \cos \alpha}} + C_3. \quad (11)$$

где  $z = \frac{2}{3} \sqrt{\frac{q \cdot \cos \alpha}{EJ}} x^3.$



$R_{\frac{4}{3}}$  и  $R_{\frac{2}{3}}(z)$  — интегральные цилиндрические функции индекса  $\frac{4}{3}$  и  $\frac{2}{3}$ :

$$\left. \begin{aligned} R_{\frac{4}{3}}(z) &= \sum_{\kappa=0}^{\infty} \frac{\left(\frac{z}{2}\right)^{\frac{4}{3}+2\kappa}}{(2+3\kappa) \cdot \Gamma\left(\frac{4}{3}+\kappa\right) \cdot \kappa!} = \frac{1}{3} \cdot \int_0^z J_{\frac{1}{3}}(z) dz \\ R_{\frac{2}{3}}(z) &= \sum_{\kappa=0}^{\infty} \frac{\left(\frac{z}{2}\right)^{\frac{2}{3}+2\kappa}}{(1+3\kappa) \cdot \Gamma\left(\frac{2}{3}+\kappa\right) \cdot \kappa!} = \frac{1}{3} \cdot \int_0^z J_{-\frac{1}{3}}(z) dz \end{aligned} \right\} (12)$$

$J_{\pm \frac{1}{3}}(z)$  — цилиндрические функции Бесселя.

В работе приводятся таблицы функций  $R_{\frac{2}{3}}(z)$ ,  $R_{\frac{4}{3}}(z)$  и  $\frac{R_{\frac{4}{3}}(z)}{R_{\frac{2}{3}}(z)}$

для значений аргумента от 0 до 5,45 с шагом 0,01 и семью значащими цифрами после запятой. Предложенные формулы дают возможность определить прогиб в любом месте, а также сечение с максимальным прогибом. Прделанные эксперименты с упругими нитями очень хорошо согласуются с расчетными данными и позволяют определить максимальный прогиб при любом угле наклона от 0 до  $40^\circ$ .

Также решена задача о прогибе многопролетных стержней, для чего предложено решение уравнения „трех моментов“ и прилагается таблица этих решений, пригодная для любого количества опор. Для подсчета значений аргумента по формуле  $z = \frac{2}{3} \sqrt{\frac{q \cdot \cos \alpha}{EJ}} x^3$  пред-

ложена номограмма, которая дает возможность находить  $z$  с точностью до 0,01. Эта номограмма вместе с таблицами намного облегчает решение задач о продольном изгибе длинных тяжелых наклонных стержней под действием силы тяжести.

#### IV. РАБОТА ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ПАКЕРА В СКВАЖИНЕ

В этой главе рассматриваются вопросы проходимости пакера по стволу скважины и напряженного состояния его резинового элемента в процессе опробования пласта.

#### 1. О рациональном соотношении между диаметрами скважины и пакера с учетом лучшей проходимости пакера по стволу скважины

Выбор рационального соотношения  $\frac{D_{\text{скв.}}}{D_{\text{пак.}}}$  производился в соответствии с величиной гидродинамического давления, возникающего при движении инструмента по стволу скважины, и опытными данными, полученными при работе испытателем пластов ГрозНИИ.

В результате расчетов получено оптимальное соотношение  $\frac{D_{\text{скв.}}}{D_{\text{пак.}}} = 1,115$ , а в более широких пределах 1,10—1,12. Прилагается таблица желаемых размеров пакеров для различных диаметров скважин.

#### 2. О напряженном состоянии резинового элемента пакера в скважине

В данном параграфе приводится решение осесимметричной задачи теории упругости для однородного изотропного сплошного коаксиального цилиндра, каким может считаться пакерующий резиновый элемент; поскольку же коэффициент Пуассона для пакерных резин, подсчитанный автором, на основании опытных испытаний, оказался равным меньше 0,5, а именно  $\mu = 0,45—0,47$ , то можно считать пакерную резину подчиняющейся основным уравнениям теории упругости.

В результате решения уравнений равновесия и совместности деформаций получены формулы для подсчета радиальных, тангенциальных и осевых напряжений, действующих в резиновом элементе пакера. Решение дается в цилиндрических функциях 1-го и 2-го рода:

$J_1(ar)$  и  $K_1(ar)$ . При этом величина  $ar = \sqrt{\frac{1-2\mu}{2(1-\mu)}} \cdot \frac{\pi}{l} \cdot r$  (где  $\mu$  —

коэффициент Пуассона,  $l$  — длина резинового элемента,  $r$  — текущий радиус) для условий задачи имеет максимальное значение 0,202. Тогда оказывается возможной следующая замена функций  $J_1(ar)$  и  $K_1(ar)$ :

$$\left. \begin{aligned} J_1(ar) &\approx \frac{1}{2} ar \left[ + \frac{1}{16} (ar)^3 \right], \\ K_1(ar) &= \frac{1}{ar} - \frac{ar}{2} \ln \frac{2}{ar}. \end{aligned} \right\} (13)$$

(при  $ar \leq 0,5$ ).

Полученные формулы дают возможность построить эпюры напряжений по всем сечениям цилиндрического уплотнительного элемента.

В заключение этого параграфа рассматривается механизм возможного разрушения резинового элемента пакера посредством продавливания части резины в кольцевой зазор между стенками скважины и нижней опорой. Все решения снабжаются иллюстрациями.

## V. РАБОТА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЯССА

При испытании скважин возможны прихваты некоторых узлов испытательного инструмента (пакера, хвостовика). Для ликвидации этих прихватов применяются специальные устройства, называемые яссами, которые действуют по принципу нанесения ряда ударов снизу вверх, передающихся на прихваченный инструмент.

В настоящее время существуют конструкции яссов механического и гидравлического. В механическом яссе удар осуществляется простым способом: производится резкое приподнимание всего инструмента, за счет чего шток ясса, имеющий выступы, приподнимается вверх и выступами ударяет по корпусу ясса, и этот удар передается прихваченным хвостовику и пакеру. Если после первого удара освобождения от прихвата не произошло, то инструмент опускают и вновь приподнимают; такая операция повторяется несколько раз, пока прихваченная часть оборудования не освободится. Необходимо отметить, что сила удара, развиваемого в механическом яссе, небольшая: 1,3—2 тонны (при различных скоростях подъема) и потому малоэффективной.

В связи с этим были разработаны конструкции гидравлических яссов, в которых недостаток механических яссов был полностью устранен.

Принцип действия новой конструкции заключается в том, что при приподнимании всего инструмента нижний его конец по скорости отстает от верхнего за счет специального гидравлического тормозного устройства. При этом колонна бурильных труб растягивается, накапливая упругую энергию деформации. В определенный момент времени нижний конец инструмента вырывается из тормозного устройства и вследствие упругого сжатия колонны труб наносит мощный удар прихваченным пакеру и хвостовику.

Максимальную силу удара, развиваемого в яссе, можно подсчитать по формуле:

$$P_{\text{уд. шах}} = P_0 \cdot \sqrt{1 + \frac{C_2}{C_1} \left[ 1 - \left( 1 - \frac{C_1 L_k}{P_0} \right)^2 \right]}, \quad (14)$$

Здесь:  $C_1$  — жесткость бурильной колонны на растяжение;  
 $C_2$  — жесткость прихваченной части инструмента (жесткость хвостовика и штока пакера);  
 $P_0$  — сила растяжения колонны труб, с которой нижний ее конец вырывается из тормозного устройства;

$L_k$  — длина свободного хода штока ясса для нанесения ударов по выступам кожуха.

В случае многосекционной колонны ее жесткость можно определить, зная жесткость каждой отдельной секции, с применением формулы:

$$\frac{1}{C_1} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{C_i}, \quad (15)$$

Формула (15) является своеобразной «механической аналогией закона Ома» для электрической цепи с сопротивлениями, включенными параллельно. (15) можно сформулировать следующим образом: величина, обратная сопротивлению многосекционной колонны растяжению, равна сумме обратных величин сопротивлений растяжению каждой отдельной секции.

Поскольку сила вырывания  $P_0$  обусловлена наличием тормозного устройства, то в работе устанавливается математическая связь между конструктивными размерами тормозного устройства и скоростью подъема всего оборудования, на основании чего может производиться расчет конструктивных элементов ясса на динамическую прочность.

## VI. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МАКСИМАЛЬНЫХ РАСТЯГИВАЮЩИХ НАГРУЗОК НА БУРИЛЬНЫЕ ТРУБЫ, ПОДВЕРЖЕННЫЕ ДЕЙСТВИЮ СМИНАЮЩЕГО ДАВЛЕНИЯ

Как известно, в целях предупреждения сильного проявления пласта (и связанного с этим его возможного разрушения), а также смятия бурильных труб, последние заливаются до некоторого уровня водой. По окончании опробования пласта, при отсутствии притока или если пласт оказался «неактивным», снятие пакера с места часто сопровождается значительными затяжками. В этом случае участок труб, находящийся на уровне залитой в них воды, испытывает одновременное действие сминающих усилий от гидростатического давления в кольцевом пространстве и растягивающей нагрузки, вызываемой собственным весом инструмента и возникшей затяжкой. Здесь уже трубы могут разрушиться при растягивающей нагрузке, меньшей по сравнению с той, которую можно было бы передать на них при отсутствии внешнего давления.

Использование результатов решения задачи для случая отсутствия внутреннего давления и условия пластичности Генки — Мизеса дает возможность определить критическую растягивающую нагрузку на трубы, подверженные действию внешнего сминающего давления.

$$G_{кр} = \pi r_2^2 \cdot P \left[ \sqrt{\left(\frac{\sigma_T}{P}\right)^2 \cdot \left(\frac{r_2^2 - r_1^2}{r_2^2}\right)^2 - 3} - 1 \right], \quad (16)$$

где  $r_1$  и  $r_2$  — внутренний и наружный радиусы трубы;  
 $P$  — сминающее давление.

На основании этой формулы построены таблицы и графики для различных случаев.

Максимальное показание на индикаторе веса при снятии пакера можно подсчитать по формуле:

$$[N] = \frac{G_{кр}}{K} + N_0. \quad (17)$$

где  $N_0 \cdot K$  — вес пустой части бурильного инструмента, который можно легко определить, если при спуске замерить число делений  $N_1$ , соответствующее весу заполненной водой части бурильного инструмента, а затем замерить число делений  $N_2$ , соответствующее весу всего инструмента перед началом установки на забой. Тогда  $N_0 = N_2 - N_1$ ;  $K$  — цена одного деления индикатора веса.

Пользуясь данной методикой, можно избежать разрушения бурильной колонны, работающей с испытателем пластов, вследствие одновременного действия растягивающих осевых и радиальных напряжений, имея при этом вполне достаточный коэффициент запаса прочности.

Работа изложена на 150 страницах машинописи, в ней имеются более 127 формул, 14 таблиц, 37 рисунков. Приложены таблицы интегральных цилиндрических функций. Список основной использованной литературы включает 73 названия.

Основное содержание диссертационной работы изложено в следующих статьях автора:

1. Рязанцев Н. Ф., Лошкарёв К. И. «Рациональные зазоры между диаметром пакера в испытателях пласта и обсадной колонной». Нефтяное хозяйство, № 2, 1963 г.

2. Рязанцев Н. Ф. «К вопросу работы гидравлического ясса», Известия ВУЗов, «Нефть и газ», № 5, 1963 г.

3. Рязанцев Н. Ф. и Лошкарёв К. И. «Расчет хвостовиков и бурильных труб, работающих с испытателем пластов», Нефтяное Хозяйство, № 1, 1964 г.

4. Рязанцев Н. Ф. «Подбор хвостовиков и определение действующих на них нагрузок при испытании глубоких скважин», НТС «Бурение», № 6, 1964 г.

Центральная научная библиотека

ФГ 06212. Заказ 470. Тираж 200. Сдано в набор 16/IX-64 г.  
 Подписано к печати 21/X-64 г. Печатные листы — 1. Типография АЗИНЕФТЕХИМа,  
 Баку — ГСП, проспект Ленина, 20.