

На правах рукописи

Од Владислав Кош

Баранов Михаил Владимирович

М.В. Баранов

**РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ НОВОЙ УСТАНОВКИ
НЕПРЕРЫВНОГО ЛИТЬЯ И ДЕФОРМАЦИИ ДЛЯ
ПРОИЗВОДСТВА ОДНО - И МНОГОСЛОЙНОГО ЛИСТА ИЗ
ЦВЕТНЫХ МЕТАЛЛОВ**

Специальность: 05.04.04 - Машины и агрегаты металлургического
производства

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Екатеринбург

2000

2 1 1 37 2.01

На правах рукописи

МОХАМЕД АХМЕД МОХАМЕД НАЙМ

**РЕЗЕРВЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПОДЪЕМНОГО
КОМПЛЕКСА БУРОВЫХ УСТАНОВОК**

Специальность 05.04.07 - "Машины и агрегаты нефтяной
и газовой промышленности"

АВТОРЕФЕРАТ

Диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва – 2000 г.

Работа выполнена в Российском Государственном Университете нефти и газа
им. И. М. Губкина

Научные руководители

кандидат технических наук,

профессор Баграмов Р. А.

кандидат технических наук,

доцент Ефимченко С. И.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Иткин М. Я.;

кандидат технических наук Лавочкин Ю. А.

Ведущая организация

А.О. «ВНИИНефтемаш»

Защита диссертации состоится " 27 " Июня 2000 года
в 15⁰⁰ часов на заседании диссертационного Совета Д053.27.03 в Российском
Государственном Университете нефти и газа им. И. М. Губкина по адресу: 117917,
ГСП-1, Москва, Ленинский проспект, 65, ауд. 1411

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке РГУ нефти и газа
им. И. М. Губкина.

Автореферат разослан " 1 " ИЮНЯ 2000 г.

Ученый секретарь
Диссертационного Совета,
кандидат технических наук



Э. С. Гинзбург

У9(2) 305.61-571.18,0

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы.

Одной из актуальных задач нефтяного машиностроения является улучшение технико-экономических показателей выпускаемого оборудования, повышение его долговечности и снижение материалоемкости.

К числу комплексов буровой установки, во многом определяющих ее эффективность и имеющих несущие элементы с ограниченным ресурсом, относится спуско-подъемный комплекс (СПК). Проблемам, связанных с расчетом и проектированием узлов и деталей спуско-подъемного комплекса, посвящено значительное число работ. Однако эти проблемы нельзя еще считать решенными, так как некоторые существенные вопросы требуют детального изучения и исследования. К ним относится определение уровня нагруженности, изучение процесса накопления усталостных факторов и закономерностей расходования ресурса узлов и деталей СПК. Корректность решения этих задач всецело зависит от правильности построения математической модели процесса функционирования несущих элементов.

Сравнение закономерностей расходования технического ресурса несущих элементов СПК позволяет выявить резервы повышения их долговечности.

Цель работы. Оценка нагруженности несущих элементов спуско-подъемного комплекса буровой установки и оценка закономерностей расходования их технического ресурса с целью изыскания путей повышения эффективности СПК в целом.

Научная новизна. Разработаны алгоритмы применения математических моделей функционирования подъемного комплекса буровой установки, позволяющие решить выше поставленные задачи – оценить закономерности изменения долговечности несущих элементов подъемного комплекса буровой установки с целью изыскания путей оптимизации их конструкции по критерию долговечности, а также продемонстрировать возможность применения методов расчета долговечности для определения количества запасных частей и планирования ремонтных работ. Применяемые в работе методы оценки долговечности несущих элементов СПК буровой установки в количестве пробуренных скважин за срок службы отражают взаимосвязь долговечности несущих элементов СПК буровой установки с режимом его нагружения.

Сравнение затрат машинного времени при СПО для различных вариантов СПК позволяет на завершающем этапе поиска резервов повышения эффективности оценить влияние различных компоновочно - конструктивных вариантов СПК на его производительность.

Практическая ценность работы. Разработанные алгоритмы применения методик расчета позволяют количественно оценить различные СПК буровой установки по критерию долговечности и производительности и на стадии проектирования разработать генеральную тактику капитальных ремонтов оборудования и потребность в запасных частях узлов и деталей СПК буровой установки при эксплуатации.

Реализация результатов. Основные рекомендации, приложения и выводы диссертации используются при составлении регламентов обработки талевых канатов, алгоритмы и программы расчетов долговечности несущих элементов и производительности СПК БУ используются студентами в учебном процессе кафедры машин и оборудования нефтяной и газовой промышленности при курсовом и дипломном проектировании.

Апробация работы. Основные положения работы доложены на 3 – ей Всероссийской конференции молодых ученых, специалистов и студентов по проблемам газовой промышленности России “Новые технологии в газовой промышленности” (Москва, 1999), Юбилейной научной сессии «Нефтегазовое образование и наука: итоги, состояние и перспективы» (Москва, 2000), посвященной 70 - летию РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, а также на научных семинарах кафедры машин и оборудования нефтяной и газовой промышленности РГУ им. И. М. Губкина.

Публикация. По теме диссертации опубликованы три работы.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, основных выводов, списка литературы, включающего 108 наименований и приложения. Работа содержит 158 страниц машинописного текста, 24 рисунков и 20 таблиц и 10 приложений на 27 страницах.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении показана актуальность работы, обосновано направление исследований, дана характеристика цели и задач исследования.

В первой главе приведен обзор работ российских и зарубежных авторов, посвященных разработке научных основ создания и эксплуатации нефтепромыслового оборудования. В работе приведено техническое состояние буровых установок. Изложена цель работы и определен круг задач, которые необходимо решить для достижения этой цели.

Во второй главе обоснован выбор несущих элементов для расчета на прочность и выносливость и представлена методика и алгоритмы расчета несущих элементов СПК буровой установки на долговечность. Концепция методов расчета на долговечность применительно к расчетам бурового оборудования состоит в следующем: зная

совокупность всех нагрузок, действующих на узлы и детали буровой установки в процессе проводки одной скважины, а также зная закономерность расходования технического ресурса и прочностную характеристику несущих элементов СПК, можно найти долговечность этих элементов, выраженную количеством скважин, пробуренных за срок службы.

Долговечность подшипников шкивов талевой системы и привода лебедки, выраженная в скважинах, пробуренных за срок службы Z_c , определяется по формуле:

$$Z_c = \left(\frac{C}{C'} \right)^m \quad (1)$$

где C – динамическая грузоподъемность подшипника по каталогу;

m – показатель степени кривой усталости подшипника;

C' – требуемая грузоподъемность подшипника, необходимая для бурения одной скважины, вычисляемая по формуле:

$$C' = \sqrt{\frac{\sum P_n^m \cdot N_n}{N_0 \cdot a_1 \cdot a_{23}}} \quad (2)$$

где N_0 – базовое число циклов нагружения подшипника, a_1 – коэффициент надежности;

a_{23} – обобщенный коэффициент, характеризующий совместное влияние качества материала деталей и условий эксплуатации на долговечность подшипников;

P_n – приведенная нагрузка, определяемая исходя из условий нагружения подшипника на n -ой ступени нагружения; m – показатель степени кривой усталости;

N_n – число повторений нагрузки P_n за цикл бурения скважины.

Долговечность зубчатой передачи, выраженная в скважинах, пробуренных за ее срок службы Z_c , выражается по формуле:

$$Z_c = \left[\frac{[C_{H\beta}]}{[C_H]} \cdot Z_v \cdot Z_R \cdot K_{H\beta} \right]^3 \cdot \frac{N_{H\beta}}{\sum_{n=1}^n N_{Hn}} \quad (3)$$

где $[C_{H\beta}]$ – допускаемая величина контактных напряжений;

$[C_H]$ – допускаемый коэффициент контактных напряжений;

Z_v – коэффициент, учитывающий влияние скорости и твердости поверхности зубьев, определяется по формуле:

$$Z_v = 0.73 \cdot V^{0.2} \quad (4)$$

V – окружная скорость;

Z_R – коэффициент учитывает шероховатость активных поверхностей зубьев;

$K_{НХ}$ – коэффициент, зависящий от диаметра рассчитываемого зубчатого колеса;

$N_{Н0}$ – базовое число циклов контактных напряжений;

$$\sum_{n=1}^n N_{HE} - \text{суммарное эквивалентное число циклов нагружений};$$

На рис. 1. приведены кривые изменения долговечности несущих элементов (цепи, каната, подшипников шкивов талевой системы и зубчатой передачи) СПК буровой установки 4-го класса БУ-2500ЭП и др. модификаций, в зависимости от глубины буримых скважин. Как видно из рисунка, при бурении скважины глубиной 2500 м (100 %) (при вероятности безотказной работы подшипников шкивов талевой системы $P(t) = 0.995$) долговечность составляет 64.2 скважины при общей проходке 160500 м. Увеличение глубины бурения скважины на 10 % (до 2750 м) приводит к снижению количества пробуренных скважин до 42 при общей проходке – 115500 м (уменьшение по проходке на 45000 м или на 28 %).

При увеличении же глубины скважины на 50 % (до 3750 м) долговечность составляет 10 скважин при общей проходке 37500 м, то есть долговечность сокращается по количеству пробуренных скважин в 6.4 раза, а по проходке – в 4.3 раза (табл. 1).

Для цепной передачи привода подъемного вала лебедки буровой установки БУ-2500 ДГУ срок службы (долговечность) штатной цепи составляет 14 скважин, то есть исходя из срока службы буровой установки, равной 10 лет, для нормального функционирования буровой установки потребуется 10 замен цепи (табл. 1).

Для зубьев центрального колеса планетарной коробки перемены передач (ПКПП БУ-2500/160ЭПБМ1) долговечность при бурении скважины глубиной 2500 м (100 %) при расчете на контактную прочность составляет 147 скважин с общей проходкой 367500 м.

При увеличении глубины скважины на 10 % (2750 м) долговечность зубьев уменьшается и составляет 72 % от первоначальной. При увеличении глубины скважины на 50 % (3750 м) долговечность составляет 23 % от первоначальной, то есть уменьшается в 4,4 раз по количеству пробуренных скважин. При этом общая проходка составляет 125000 м (уменьшение почти в три раза) (табл. 1).

Для талевых канатов долговечность одной оснастки в количестве пробуренных скважин глубиной 2500 м (100%) до момента отбраковки при бурении скважины составляет 1,7 с общей проходкой 4250 м. При увеличении глубины скважины на 10% (2750 м) долговечность каната уменьшается и составляет 76% от первоначальной.

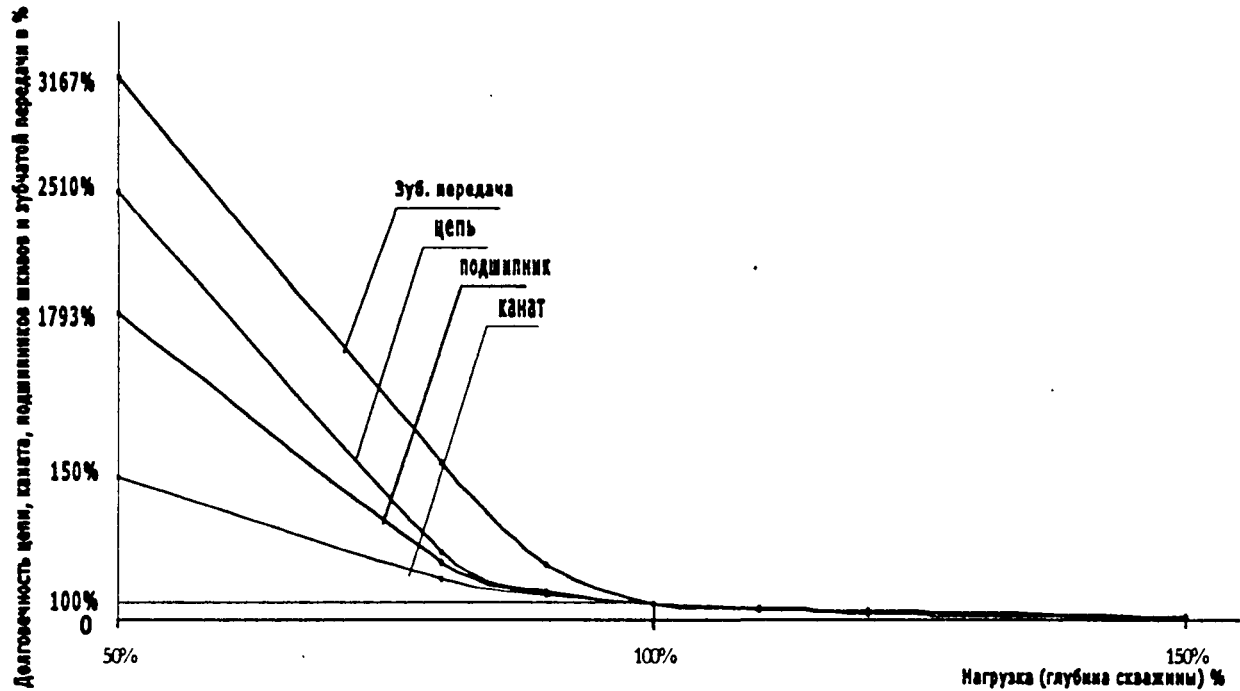


Рис. 1. Долговечность цепи, каната, подшипников шкивов талевой системы и зубчатой передачи СПК буровой установки в зависимости от нагрузки (глубины скважины)

Долговечность цепи, каната, подшипников шкивов талевой системы и зубчатой передачи спуско-подъемного комплекса буровой установки
БУ-2500ЭП в зависимости от нагрузки (глубины буримых скважин)

Таблица 1.

Глубина скважины: в м	1250	2000	2250	2500	2750	3000	3750
В %	50	80	90	100	110	120	150
Долговечность цепи, в скважинах	351	41.7	23.4	14	8.7	5.6	1.8
Общая проходка, м	438750	83400	52600	35000	24000	16800	6750
Увеличение (уменьшение) долговечности: по скважинам в %	2510	297.8	167	100	62	40	13
по проходке в %	1253.6	238.3	150.3	100	68.6	48	19.3
Долговечность каната, в скважинах	14.3	3.5	2.4	1.7	1.3	0.9	0.5
Общая проходка, м	17875	7000	5400	4250	3575	2700	1875
Увеличение (уменьшение) долговечности: по скважинам в %	841	206	141	100	76	53	30
по проходке в %	420.6	165	127	100	84	63.5	44
Долговечность подшипников шкивов, в скважинах.	1151	170	106	64.2	42	28.3	10
Общая проходка, м	1438700	340000	238500	160500	115500	85000	37500
Увеличение (уменьшение) долговечности: по скважинам в %	1793	264.8	165	100	65.4	44	15.6
по проходке в %	896.4	211.8	148.6	100	72	53	23.4
Долговечность зубчатой передачи, в скважинах	4655.5	1105.3	743.1	147	106.2	77.8	33.4
Общая проходка, м	5819000	2210600	1672000	367500	292000	233000	125000
Увеличение (уменьшение) долговечности: по скважинам в %	3170	752	505.5	100	72	53	23
по проходке в %	1583.5	60.3	455	100	79.5	63.4	34

На рис. 2. Приведены кривые изменения долговечности несущих элементов (цепи, каната, подшипников шкивов талевой системы и зубчатой передачи) СПК буровой установки в зависимости от их прочности. Увеличение прочностной характеристики подшипников шкивов талевой системы (динамической грузоподъемности) на 10 % (при глубине скважины 100 %) повышает долговечность подшипника до 88.2 скважины, то есть увеличивает долговечность и общую проходку в 1.37 раза. Увеличение же динамической грузоподъемности подшипника на 50 % позволяет пробурить 248 скважин, что больше чем в существующем варианте по количеству скважин и общей проходке в 3.8 раза. Увеличение конструктивной динамической грузоподъемности подшипников на 50 % в существующих талевых системах БУ-2500 может быть осуществлено без увеличения диаметров осей и ступиц шкивов кронблока и талевого блока переходом на один двухрядный роликовый конический подшипник вместо двух радиальных роликовых цилиндрических подшипников.

При увеличении прочностной характеристики цепи на 50 % ее долговечность увеличиться в 8 раз и составит 113 скважин, то есть, за срок службы буровой установки потребуется одна замена цепи и при этом цепь должна быть типа 6Н-44.45 с большим числом рядов и большим шагом цепи. Применение более прочных более тяжелых цепных передач в приводе БУ не приводит к упрощению кинематической схемы привода, не обеспечивает его компактность.

При увеличении прочности зуба центрального колеса ПКПП на 20 % (например, за счет увеличения твердости поверхности зубьев) долговечность зубьев увеличивается почти в 7 раз. Общая проходка составляет при этом 2556000 м. против 367500 м. в базовом варианте.

Долговечность талевого каната лимитируется количеством циклов изгибов на шкивах и находится по зависимости

$$N = \frac{(D_m/d_k)^k}{T^m} \cdot C \quad (5)$$

где N- число циклов изгибов каната на шкивах до предельного состояния;

D_m, d_k – диаметры шкива и каната, соответственно;

T- растягивающая нагрузка в канате;

k, m – постоянные коэффициенты, $k= 2+3, m = 1,65+1,7$;

C - коэффициент пропорциональности, зависящий от соотношений D_m/d_k и типоразмера каната.

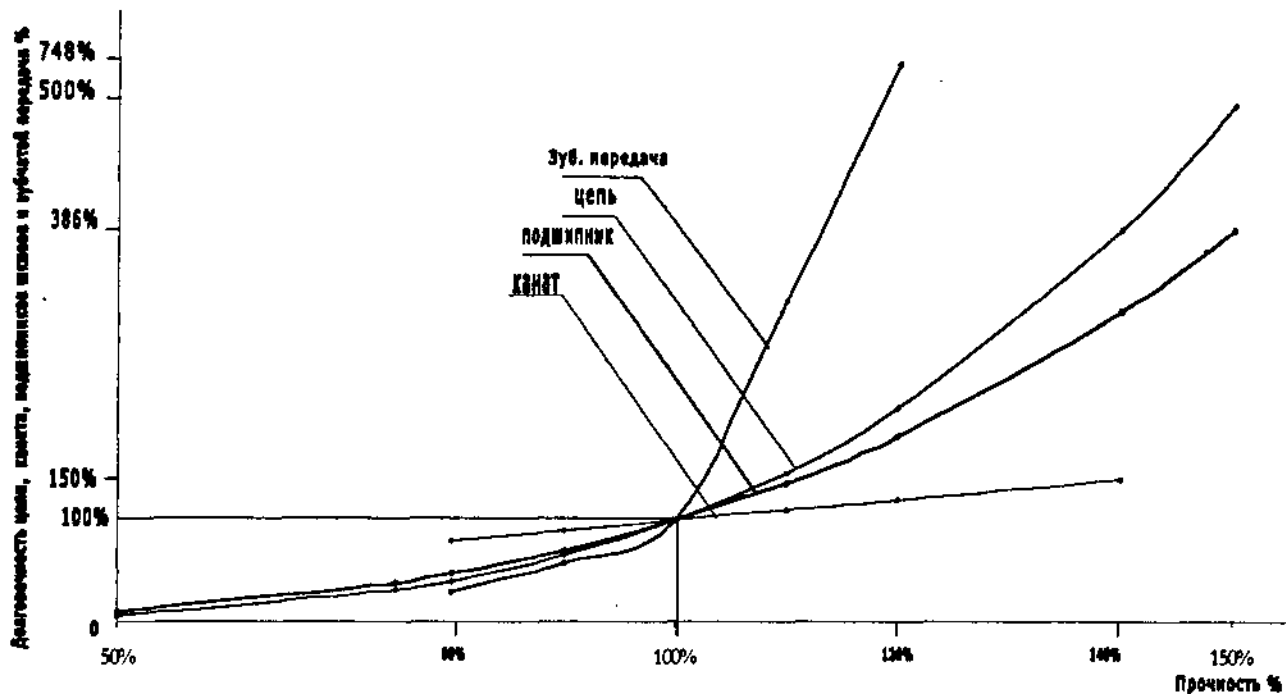


Рис. 2. Долговечность цепи, каната, подшипников шкивов талевой системы и зубчатой передачи СПК буровой установки в зависимости от их прочностных характеристик

Долговечность цепи, каната, подшипников шкивов талевого системы и зубчатой передачи СПК БУ-2500ЭП
в зависимости от их прочностных характеристик

Таблица 2.

Прочность в %	50	80	100	120	140	150
Долговечность цепи: в скважинах	0.9	5.7	14.0	30.4	54.8	113.0
В %	6.4	41.0	100	217	390	800
Общая проходка, м	2250	14250	35000	76000	137000	282500
Долговечность каната: в скважинах	-	0.9	1.7	2.1	2.5	-
В %	-	53	100	124.0	150	-
Общая проходка, м		2250	4250	5250	6250	
Долговечность подшипников шкивов: в скважинах	6.4	30.4	64.2	118.0	197.0	248.0
в %	10	47.0	100	184.0	300	400
общая проходка, м	16000	76000	160500	295000	492500	620000
Долговечность зубчатой передачи: в скважинах	-	45.0	147	1022.5	-	-
в %	-	30	100	700	-	-
общая проходка, м		112500	367500	2556000		

Увеличение прочностной характеристики каната на 20% приводит к увеличению долговечности каната до 2,1 скважины, - а на 40% - до 2,5 скважины. Реализация этого направления может быть осуществлена переходом на канат большего диаметра (например, переход от 28 на 32., и от 28 на 35 мм). Однако, это влечёт за собой рост диаметра барабана лебедки и шкивов талевого системы (табл.2).

В силу компактности планетарной передачи, возможности передачи больших мощностей и обеспечения высокого уровня надежности, ее применение в силовом приводе БУ является одним из основных резервов повышения качества и конкурентоспособности буровых установок.

В третьей главе рассматривается метод расчета закономерности распределения числа циклов изгибов талевого каната при прохождении через шкивы и навивке на барабан по длине в оснастке при подъеме (спуске) талевого блока на высоту одной свечи.

В работе представлена программа расчета на ЭВМ закономерности распределения числа циклов изгибов талевого каната по длине в оснастке для СПК буровой установки БУ –2500ЭП.

Известно, что вышка этой установки предназначена для выполнения спуско-подъемных операций со свечами длиной 25 – 27 м. С учетом геометрических соотношений этой установки (рис. 5) отношение $(H+A)/h$, (где $(H+A)$ – длина рабочей струны каната, h – высота подъема крюка при СПО) будет соответственно равно 1,63 и 1,51, а закономерность распределения числа изгибов каната по длине в оснастке будет иметь вид кривых, представленных на рис.3 и 4.

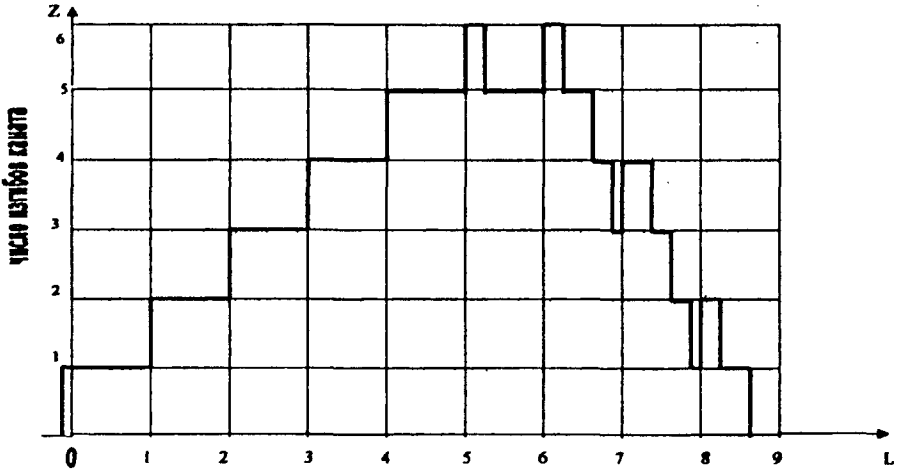
Анализируя кривые, можно видеть, что при работе со свечами длиной 25 м максимально нагруженный участок каната имеет число изгибов равное 5, а уменьшение высоты вышки на 1,25 м не повлияет на максимальное число изгибов, и, как следствие, на долговечность каната. При работе же со свечами длиной 27 м, максимально нагруженный участок каната имеет уже 6 изгибов за один подъем на высоту одной свечи. В этом случае для получения идентичности процесса нагружения и получения одинаковой долговечности каната (по сравнению со свечами длиной 25 м) высота вышки должна быть увеличена на 2,7 метра. Как видно из рис. 4, при работе со свечами длиной 27 м уменьшение высоты вышки почти на 5 метров не влечет за собой увеличения числа изгибов наиболее нагруженных участков каната (оно равно 6).

Таким образом, в обоих случаях уменьшение высоты вышки на 1.25 м (а при длине свечи 24 метров – на 2,2 метров) не повлечет за собой уменьшения долговечности каната по сравнению с долговечностью при существующей высоте вышки.



Длина каната в оснастке, выраженная числом рабочих струн

Рис. 3. Зависимость распределения числа изгибов по длине в оснастке талевой системы БУ-2500ЭУ при подъеме талевого блока на высоту одной свечи длиной 25 м.



Длина каната в оснастке, выраженная числом рабочих струн

Рис. 4. Зависимость распределения числа изгибов каната по длине в оснастке талевой системы БУ-2500ЭУ при подъеме талевого блока на высоту одной свечи длиной 27 м.

Выявленная закономерность распределения числа циклов изгибов каната на шкивах и барабане позволяет составить программу обработки каната, базирующуюся на усталостный характер его разрушения

Выполненные при этом исследования показывают, что на долговечность каната оказывает влияние не только число изгибов, но и радиус изгиба каната. В практике конструирования буровых лебедок требуемая канатоемкость барабана обеспечивается за счет многослойности навивки каната на барабан. Число навиваемых слоев каната зависит от длины свечи бурильных труб, кратности оснастки, диаметра и длины барабана и принимается равным 3 при длине свечи 25 м и 4- при длине свечи 36-37 м.

Для изучения закономерности распределения количества изгибов каната по длине в оснастке при подъеме (или спуске) на одну свечу в РГУ нефти и газа им. И. М. Губкина были разработаны алгоритм и программа расчета на ЭВМ. Данные расчетов представлены на рис 5 - 7. На рисунках число изгибов каната на шкивах талевого системы и барабана, отложенное по оси Z, находится в зависимости от кратности оснастки (рис. 5 – оснастка 4x5; рис. 6 – оснастка 5x6; рис. 7 –оснастка 6x7), длины каната талевого системы, отложенной по оси X и выраженной количеством струн, огибающих шкивы кронблока без одной (неподвижной) струны и отношения $(H+A)/h$, отложенного по оси Y, где H есть расстояние между осями кронблока и талевого блока в нижнем положении последнего при СПО, h – длина свечи (длина хода талевого блока) и A есть половина окружности огибания канатом шкива $A = \frac{\pi \cdot (D_m + d_s)}{2}$.

Из рис 5 -7 можно легко найти закономерность изменения числа изгибов каната по длине в оснастке. Так например, подъемная часть буровой установки “Уралмаш-15000” имеет оснастку 6x7 и при работе со свечами длиной 36,7 м имеет отношение $(H+A)/h = 1,54$. Как видно из рис.7 наибольшее число изгибов, получаемое канатом при подъеме (или спуске) на одну свечу для этих условий, равно 8. В то же время, если увеличить ход талевого блока до 38,5 м, то максимальное число изгибов при этом достигнет 9. Такое увеличение числа изгибов обусловит снижение долговечности каната в местах максимального нагружения более чем на 12 %. Как явствует из вышеприведенного примера, зависимости, представленные на рис. 5 - 7, позволяют оценить совершенство кинематики и геометрических соотношений в подъемной части буровых установок с точки зрения нагружения каната числом изгибов.

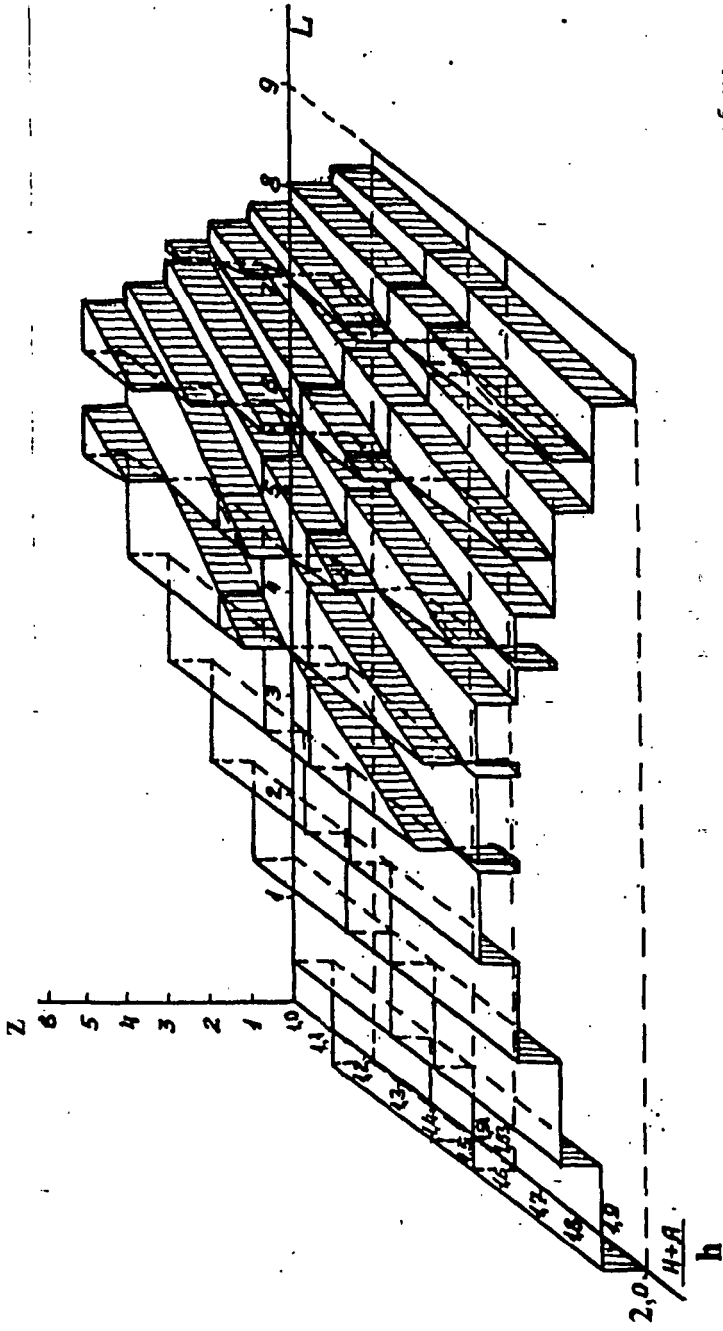


Рис.5. Закономерность распределения числа изгибов каната по длине в осязке при подъеме талевого блока на высоту одной свечи (осязка 4x5)

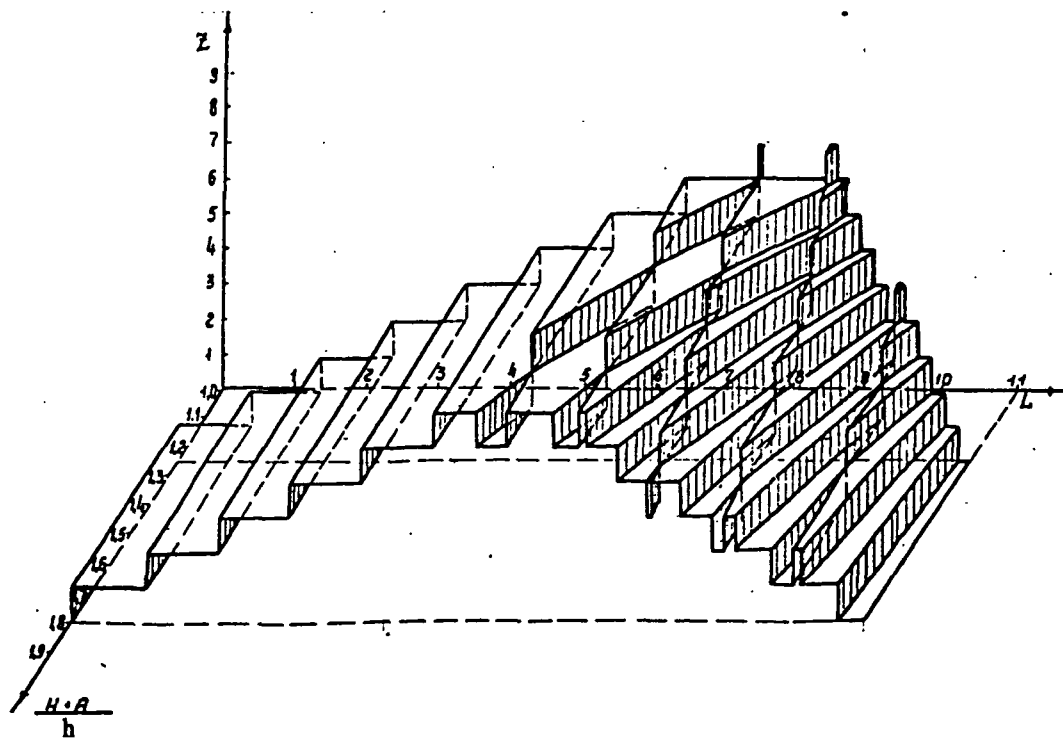


Рис. 6. Закономерность распределения числа изгибов каната по длине в оснастке при подъеме талевого блока на высоту одной свечи (оснастка 5х6)

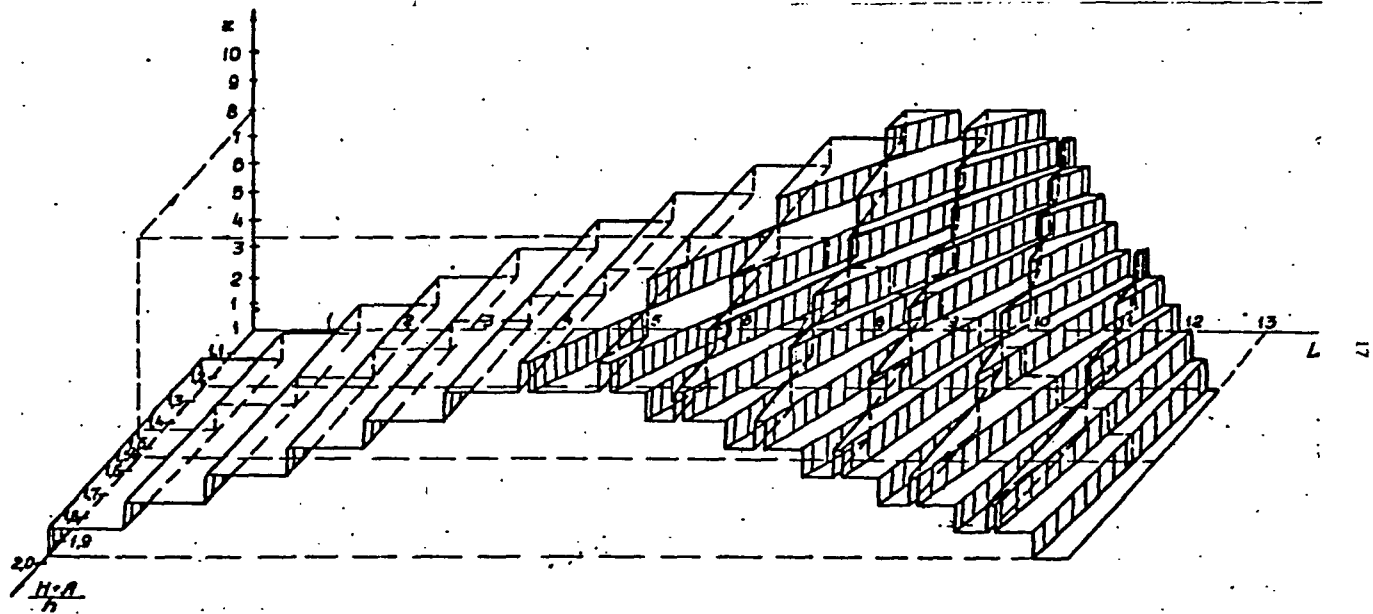


Рис. 7. Закономерность распределения числа изгибов каната по длине в оснастке при подъеме талевого блока на высоту одной свечи (оснастка бх7)

Анализ путей более полного использования технического ресурса талевого каната, более равномерного его износа по длине в оснастке и большего срока службы показывает, что это может быть достигнуто двумя путями.

Первый – обработка талевого каната в обычных талевых системах с перепусками. В этом случае обеспечивается более равномерный износ каната по длине с одновременным увеличением наработки каната до 35%.

Вторым – более предпочтительным вариантом, является переход на талевую систему с двумя тяговыми концами, одновременно навиваемыми на барабан. На рис. 8. представлена зависимость распределения числа изгибов каната по длине в оснастке при подъеме (спуске) талевого блока на высоту одной свечи для двух типов оснасток – обычной и с двумя тяговыми концами.

Талевая система с двумя тяговыми концами имеет ряд органически присущих ей преимуществ, первым из которых является уменьшение в два раза числа изгибов каната на шкивах и, как результат, увеличение долговечности на 100% (рис. 8). При сохранении скоростей подъема и спуска талевого блока, аналогичных для обычной талевой системы, переход на талевую систему с двумя тяговыми концами, кроме того позволяет: увеличить к.п.д. талевой системы на 6+8%, резко уменьшить динамические нагрузки в подъемном комплексе, уменьшить инерционность системы и сократить затраты машинного времени при СПО.

Следует отметить, что недостатком при этом переходе является увеличение в два раза крутящего (тормозного) момента на подъемном валу при одновременном уменьшении числа оборотов барабана в два раза. Однако, этот недостаток преодолевается применением планетарных коробок перемены передач и, в первую очередь, встроенных в бочку барабана.

В четвертой главе осуществлена сравнительная оценка производительности подъемных комплексов буровых установок БУ-2500ЭП, одна из них, имеющая цепные передачи в приводе, вторая – планетарную коробку перемены передач.

Примененная для этих целей методика расчета производительности – расчета затрат машинного времени при СПО – базируется на трехпериодную математическую модель процесса подъема бурильной колонны, учитывающую реальные параметры СПК и характеристику его привода и позволяющую рассчитывать интенсивность протекания процессов разгона системы и ее замедления при спуско-подъемных операциях,

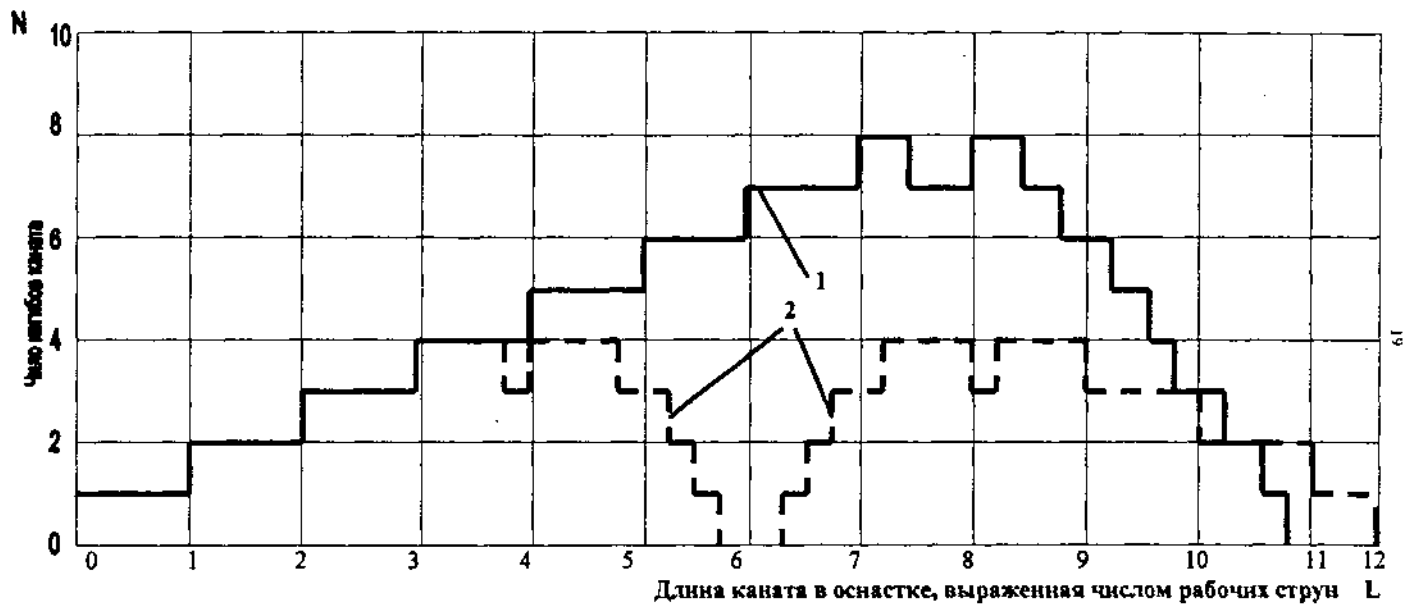


Рис. 8. Зависимость распределения числа изгибов каната по длине в оснастке талевого системы при подъеме

талевого блока на высоту одной свечи

1.- для обычной талевого системы

2. для талевого системы с двумя тяговыми концами, одновременно навиваемыми на барабан.

длительность всех периодов тахограммы подъема и машинное время подъема талевого блока за цикл проводки скважины.

Период разгона колонны бурильных труб. Разгон колонны при подъеме обусловлен превышением величины момента двигателя, приведенного к крюку (движущая сила) над величиной нагрузки от веса бурильной колонны и подвижных частей талевого системы, а также приведенной массой всех движущихся и вращающихся элементов системы.

Дифференциальное уравнение движения системы при разгоне талевого блока можно записать:

$$\frac{dV}{dt} \cdot m_{\text{нрр}} = P_{\text{дв}} - Q_{\text{с}} \quad (6)$$

Тогда время разгона колонны бурильных труб t_p определяется как интеграл изменения скорости от 0 до $V_{y(n)}$:

$$t_p = \int_0^{V_{y(n)}} \frac{m_{\text{нрр}} \cdot dV}{P_{\text{дв}} - Q_{\text{с}}} \quad (7)$$

где $m_{\text{нрр}}$ - суммарная масса колонны бурильных труб, поступательно движущихся и вращающихся элементов талевого системы в период разгона;

$V_{y(n)}$ - скорость установившегося движения колонны бурильных труб из n свечей;

Нагрузка на струны каната от веса подвижных частей и от усилия в верхней части бурильной колонны $Q_{\text{с}}$ определяется:

$$Q_{\text{с}} = Q_{\text{мх}} \left(1 - \frac{\rho_{\text{р}}}{\rho_{\text{т}}} + f_{\text{тр}} \right) + G_{\text{т}} \quad (8)$$

где $G_{\text{т}}$ - вес подвижных частей талевого системы; $Q_{\text{мх}}$ - вес колонны бурильных труб из n свечей с учетом утяжеленного низа бурильной колонны;

$\rho_{\text{р}}$ - плотность бурового раствора;

$\rho_{\text{т}}$ - плотность материала бурильных труб; $f_{\text{тр}}$ - коэффициент трения о стенке скважины.

Период замедления колонны бурильных труб. В этот период происходит отключение двигателя от подъемного вала, продолжается движение талевого системы с загруженным крюком вверх за счет сил инерции, происходит затормаживание барабана лебедки и связанных с ним вращающихся элементов. Учитывая, что барабан связан с талевым блоком посредством гибкого звена - талевого каната, можно представить, что длительность данного периода будет целиком определяться движением загруженного талевого блока как подброшенного вверх тела, под действием сил инерции вращающихся и поступательно движущихся масс системы и сил сопротивления. В это время система

торможения барабана должна обеспечить закономерность его вращения таким образом, чтобы успеть выбрать канат из талевой системы и исключить возможность провисания тяговой струны и образования в ней слабину. Исходя из постановки задачи, время и путь движения вверх бурильной колонны, в период замедления можно записать:

$$t_{x(n)} = \frac{m_{np} \cdot V_{y(n)}}{G_{тл} + Q_{ма} \left(1 - \frac{\rho_R}{\rho_T} + f_{тр} \right)} \quad (9)$$

где m_{np} – суммарная масса колонны бурильных труб, поступательно движущихся и вращающихся элементов талевой системы в период замедления,

$$S_{x(n)} = \frac{m_{np} \cdot V_{y(n)}^2}{G_{тл} + Q_{ма} \left(1 - \frac{\rho_R}{\rho_T} + f_{тр} \right)} \quad (10)$$

Период установившегося движения колонны бурильных труб: поскольку путь перемещения талевого блока равен длине свечи с учетом перепоъема, путь установившегося движения бурильной колонны из n свечей определяется как:

$$S_{y(n)} = l_{св} \cdot \varepsilon - (S_{p(n)} + S_{x(n)}), \quad (11)$$

где $l_{св}$ – длина свечи; ε – коэффициент перепоъема,

а время подъема в период установившегося движения будет равно:

$$t_{y(n)} = \frac{l_{св} \cdot \varepsilon - (S_{p(n)} + S_{x(n)})}{V_{y(n)}} \quad (12)$$

Машинное время одного подъема колонны бурильных труб из n свечей на длину свечи:

$$t_n = t_{p(n)} + t_{x(n)} + t_{y(n)} \quad (13)$$

Суммарное машинное время подъема колонны бурильных труб за цикл бурения скважины в часах, определяется по формуле:

$$T_m = \frac{\sum_{n=1}^m (t_n \cdot S_{(n)} + t_m \cdot S_{(n)})}{3600} \quad (14)$$

где $S(n)$ – суммарное количество подъемов n -ой свечи за цикл бурения скважины;

$t_{x(n)}$ – машинное время подъема незагруженного элеватора, на высоту свечи.

Результаты расчета показывают, что затраты машинного времени за цикл бурения скважины ниже на 10% у подъемного комплекса с планетарной КПП по сравнению с цепными передачами.

Результаты проведенных исследований и основные выводы

1. Освоена методика расчета долговечности несущих элементов спуско-подъемного комплекса буровых установок (СПК БУ) и разработаны алгоритмы её применения для оценки влияния прочностных и нагрузочных характеристик на долговечность.
2. Примененный метод расчета несущих элементов СПК БУ позволяет оценить их долговечность, выраженную количеством пробуренных скважин (и их общую проходку) для конкретно заданных условий бурения, что позволяет рекомендовать применение этого метода конструкторским бюро на стадии конструирования при составлении генеральной тактики (программы) капитальных ремонтов сборочных единиц буровой установки за срок её службы, а также буровым организациям для выбора рационального режима эксплуатации, составления планов капитального ремонта оборудования и поставки запасных частей.
3. Выполненный анализ статистических данных отработки канатов на буровых установках, а также расчеты канатов на долговечность показывают, что увеличение кратности оснастки против принятых в существующих талевых системах не приводит к существенно заметному повышению долговечности каната. В то же время при этом увеличиваются динамические нагрузки в СПК при СПО и бурении, уменьшается к.п.д, увеличивается инерционность системы (привод- лебедка- талевая система) и увеличиваются затраты машинного времени.
4. Выявлена закономерность распределения числа циклов изгибов талевого каната по его длине в оснастке при подъеме (спуске) талевого блока на высоту одной свечи, что позволяет оптимизировать параметры талевой системы при проектировании буровой установки (критерий оптимизации – минимум числа циклов изгиба каната при прохождении через шкивы), а также позволяет оценить совершенство кинематики и геометрических соотношений в подъемной части буровых установок с точки зрения нагружения каната числом изгибов.
5. Применение в силовом приводе буровой установки планетарных редукторов, в силу их компактности возможности передачи ими больших мощностей и обеспечения высокого уровня надежности, является первым основным резервом повышения качества и конкурентоспособности буровых установок.
6. Установлено, что талевая система с двумя тяговыми концами обеспечивает более благоприятный режим нагружения каната с меньшим в 2 раза числом циклов изгибов на шкивах при подъеме на высоту свечи по сравнению с обычной талевой системой,

переход на талевую систему с двумя тяговыми концами является вторым основным резервом повышения эффективности подъемного комплекса буровых установок.

7. Освоена методика расчета производительности спуско-подъемного комплекса буровой установки, которая позволяет рассчитать периоды тахограммы подъема нагруженного и незагруженного элеватора с учетом разгонной характеристики двигателей привода, их мощности, кинематической схемы привода и к.п.д. ее элементов, моментов инерции вращающихся элементов системы, поступательно движущихся масс талевой системы, ее кратности и массы поднимаемого груза, а также на основе этого рассчитать суммарное время подъема бурильных труб за цикл проводки скважины. Сравнение затрат машинного времени при СПО для двух вариантов СПК БУ-2500ЭП показывают, что СПК с планетарной коробкой перемены передач имеет на 10% затрат машинного времени меньше, чем СПК с цепными передачами.

ОПУБЛИКОВАННЫЕ РАБОТЫ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ:

1. Мохамед Найм М. А. Влияние удельных давлений на тормозные пары буровой лебедки. Тезисы докладов. Третьей Всероссийской конференции молодых ученых, специалистов и студентов по проблемам газовой промышленности России: "Новые технологии в газовой промышленности", посвященной 70- летию РГУ нефти и газа им. И. М. Губкина. М.: 1999 г.
2. Мохамед Найм М. А., Абдльрахман Мустафа. Нефть в истоках Нила. Нефть России, № 8, с 38-39.
3. Мохамед Найм М. А. Оценка долговечности узлов и деталей спуско-подъемного комплекса буровой установки. Юбилейная научная сессия. «Нефтегазовое образование и наука: итоги, состояние и перспективы», посвященной 70- летию РГУ нефти и газа им. И. М. Губкина. М.: 2000 г.