

61:03-5/593-9.

РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ НЕФТИ И
ГАЗА им. И. М. ГУБКИНА

На правах рукописи

ЖАБАГИЕВ АСЛАН МУХАМЕДИЯРОВИЧ

**РАЗРАБОТКА РАСЧЕТНЫХ МЕТОДОВ ОЦЕНКИ КАЧЕСТВА
СПУСКО-ПОДЪЕМНОГО КОМПЛЕКСА БУРОВЫХ УСТАНОВОК**

Специальность 05.02.13 – “Машины, агрегаты и процессы (в нефтяной
и газовой промышленности)”

для научного соискания кандидатской степени

Диссертация

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:

кандидат технических наук,
доцент Ефимченко С. И.

Москва, 2002 г.

Содержание

Введение.....	4
1. Литературный обзор.....	6
1.1. Технический уровень современных буровых установок, выпускаемых в Российской Федерации.....	6
1.2. Состояние проблемы оценки качества буровых установок.....	11
1.3. Анализ методов определения долговечности (ресурса) несущих элементов механических систем.....	21
1.4. Показатели транспортабельности и монтажеспособности буровых установок.....	33
1.5. Формулирование целей и постановка задач исследования.....	37
2. Методика расчета энергетических затрат и затрат машинного времени при спуско-подъемных операциях за цикл бурения скважины.....	40
2.1. Тахограмма скорости подъема талевого блока на высоту одной свечи.....	41
2.2. Разгон колонны бурильных труб.....	42
2.3. Замедление талевого блока.....	48
2.4. Установившееся движение талевого блока.....	49
2.5. Учет характеристик силового привода при расчете энергозатрат и затрат машинного времени при СПО.....	51
2.5.1. Силовой привод лебедки буровой установки БУ 2500-ДГУ.....	52
2.5.2. Оценка затрат машинного времени и энергозатрат при подъеме бурильной колонны за цикл проводки скважины буровой установкой БУ 2500-ДГУ.....	56
2.5.3. Учет влияния характеристики оперативной пневматической муфты на затраты машинного времени при СПО.....	58
2.5.4. Силовой привод лебедки буровой установки БУ 2500-ЭУ.....	63
2.5.5. Силовой привод лебедки буровой установки БУ 2500-ЭП.....	68

2.6. Анализ затрат машинного времени и энергозатрат при подъеме бурильной колонны в процессе проводки скважины буровыми установками с различными типами привода подъемного комплекса.....	73
2.6.1. Анализ затрат машинного времени.....	73
2.6.2. Влияние максимальной скорости подъема незагруженного талевого блока при СПО на затраты машинного времени.....	78
2.6.3. Оптимизация режимов работы КПП при СПО в приводе БУ 2500-ДГУ	80
2.6.4. Влияние режима работы подъемного вала лебедки в период замедления при подъеме на затраты машинного времени.....	80
2.6.5. Влияние типа привода буровой установки на энергетические затраты при СПО.....	81
2.7. Результаты исследований и выводы по главе.....	87
3. Определение долговечности (ресурса) планетарной коробки передач.....	89
3.1. Оценка долговечности (ресурса) зубчатой передачи.....	89
3.2. Расчет долговечности (ресурса) зубчатой передачи привода лебедки буровой установки БУ 2500-ЭПБМ1 на контактную выносливость.....	92
3.3 Расчет долговечности (ресурса) зубчатой передачи привода лебедки буровой установки БУ 2500-ЭПБМ1 на изгиб.....	97
3.4. Влияние аварийных подъемов на ресурс зубчатой передачи	99
3.5. Результаты исследований и выводы по главе.....	100
4. Результаты проведенных исследований и основные выводы...101	
Список литературы.....	103
Приложения.....	113

Введение

Ускорение научно-технического прогресса в отрасли нефтяного машиностроения во многом определяется темпом роста технического уровня и качества оборудования, находящегося в центре внимания как специалистов, проектирующих и изготавливающих буровую технику, так и специалистов – эксплуатационников.

В этой связи одной из наиболее важных проблем, направленных на достижение оптимального уровня качества бурового оборудования, является квалифицированная оценка уровня качества существующей и вновь проектируемой техники. Оценка уровня качества продукции определяется как совокупность операций, включающая выбор номенклатуры показателей качества, определение их численных значений, а также значений базовых и относительных показателей с целью обоснования наилучших решений, реализуемых при управлении качеством.

Существующие методики оценки качества буровых установок базируются на экспертные методы и не включают в себя определение эффективности спуско-подъемного комплекса (СПК) буровых установок (энергозатрат и затрат машинного времени при СПО) и ресурса несущих элементов бурового оборудования. Отсутствуют также методы оценки многих эргономических факторов в процессе эксплуатации буровой установки и влияния на них различных средств механизации. Таким образом, целью данного исследования является восполнение имеющегося пробела в этом вопросе.

Одним из путей интенсификации бурения скважин является создание СПК буровых установок с более оптимальными параметрами. Следует отметить, что целесообразность разработки методики расчета производительности СПК, учитывающей реальную характеристику привода, диктуется необходимостью оптимизации параметров кинематической схемы на стадии проектирования буровой установки, а также оптимизацией режимов работы двигателей (силовых агрегатов) при выполнении спуско-подъемных операций. Поэтому

разработка методики расчета производительности СПК имеет важное практическое значение.

Известно, что буровое оборудование в процессе бурения скважины подвержено воздействию нестационарного режима нагружения. Существующие методы расчета несущих элементов на выносливость при проектировании буровых установок базируются на коэффициенты эквивалентности режима нагружения, которые не однозначны для элементов системы и зависят от расположения рассматриваемого элемента в кинематической схеме СПК. Нестационарность режима нагружения усложняет процедуру оценки технического ресурса на стадии проектирования, делает невозможным осуществить экспертами сравнительную оценку технического ресурса вновь проектируемых моделей БУ, количества капитальных ремонтов сборочных единиц их комплектующих и потребность в запасных частях за срок службы буровой установки. Поэтому разработка расчетных методов оценки технического ресурса бурового оборудования является необходимой процедурой при оценке его качества.

Настоящая диссертация посвящена разработке математических моделей функционирования и разработке компьютерных программ расчета ресурса несущих элементов и производительности СПК буровой установки, позволяющих решить вышепоставленные задачи, т.е. оценить производительность подъемного комплекса буровой установки и оптимизировать конструкцию СПК, оценить планетарную КПП привода лебедки буровой установки по критерию долговечности.

1. ЛИТЕРАТУРНЫЙ ОБЗОР

1.1. Технический уровень современных буровых установок, выпускаемых в Российской Федерации

Технический уровень буровых установок (БУ) определяется нормами расчета и проектирования, совершенством конструктивного исполнения агрегатов и комплексов, качеством их изготовления, оснащенностью привода средствами искусственной приспособляемости его характеристики к режимам работы исполнительных механизмов, системой управления технологическими операциями, регламентацией режимов работы агрегатов, выполнением требований монтажа оборудования и правил эксплуатации.

Выпускавшиеся ранее в СССР буровые установки БУ 75, БУ 80, БУ 50БрД были скомпонованы под крупноблочный метод монтажа и транспортировки, который в 1960-1980 г.г. применялся преимущественно в отрасли при интенсивном наращивании в то время темпов и объемов бурения и добычи нефти и газа, при большом дефиците персонала вышкомонтажных бригад, при недостаточной обустроенности новых районов дорогами, при дефиците специальной автомобильной техники, грузоподъемных кранов для монтажа буровых установок. Эти буровые установки в то время явились новым шагом вперед в развитии советского нефтяного машиностроения.

В 40-х годах Уралмашзаводом выпускались опытные образцы буровых установок Уралмаш 1 с цепной лебедкой и Уралмаш 2 с зубчатыми передачами в коробке перемены передач лебедки и ротора, с гидравлическим управлением главной фрикционной муфтой и тормозом лебедки, которые являлись прототипом буровых установок Уралмаш 3Д и Уралмаш 4Э, выпускавшихся позднее.

На основе отработанных машин, в 50-х годах Уралмашзавод перешел к серийному изготовлению буровых установок с дизельным приводом на базе комплекта бурового оборудования Уралмаш 5Д и Уралмаш 3Д и с электриче-

ским приводом на базе бурового оборудования Уралмаш 4Э и Уралмаш 6Э. На этом завершился первый этап работ Уралмашзавода по созданию буровых установок с номинальной нагрузкой на крюке 130 и 200 т.с. для бурения скважин глубиной соответственно до 3000 и 5000 м.

С конца 50-х годов Уралмаш завод начал поставку буровых установок в комплекте с А-образными вышками, основаниями, оборудованием для механизации и частичной автоматизации спуско-подъемных операций. В 70-х годах начато производство буровых установок универсальной монтажеспособности (БУ 4000ДГУ, БУ 4000ЭУ и др.).

Начиная с 80-х годов и далее крупноблочные методы строительства, по мере все более ужесточавшихся требований по землепользованию, экологии и все более проявляющихся тенденций и принципов управления, значительного роста расходов предприятий на возмещение ущерба, причиненного природе, на рекультивацию и т.д., становится тормозом в развитии буровых работ в СССР. И все то, что считалось ранее достоинствами крупноблочного метода монтажа, превратилось в свою противоположность.

В этих условиях все более проявляется объективная необходимость отказа от крупноблочных методов монтажа, но при сохранении и дальнейшим развитии индустриальных принципов строительства буровых. Волгоградский завод буровой техники (ВЗБТ) в это время разработал новое поколение буровых установок так называемой "универсальной монтажеспособности". С 1980 года начались поставки таких буровых установок для разведочного и эксплуатационного (БУ 2500ЭУ, БУ 2500ЭУК) и кустового (БУ 2500ДГУ) бурения, компоновавшиеся укрупненными секциями и блоками, которые можно перевозить специальным и универсальным транспортом с точки на точку по всем видам действующих промысловых дорог, не зависимо от сезона года.

По такому же принципу были разработаны и поставлялись в 80-х годах буровые установки БУ 1600/100ЭУ и БУ 1600/100ДГУ, грузоподъемностью 100 т на крюке, разработанные и поставленные на производство взамен буровых установок БУ 75, исчерпавших к тому времени нормы надежности и энер-

говооруженности. В конце 80-х и начале 90-х годов все более расширяющиеся объемы наклонно-направленного бурения, кустовые методы строительства скважин, освоение и все более широкое распространение горизонтального бурения потребовали от буровых установок новых качеств в части увеличения грузоподъемности на крюке, регулирования основных приводов исполнительных механизмов – буровых насосов, ротора, лебедки.

В эти годы ВЗБТ, используя последние достижения электротехнической промышленности, на основе широкого внедрения тиристорных приводов в других отраслях промышленности и в сотрудничестве с ВНИИ “Электропривод” разработал и освоил производство нового поколения буровых установок – БУ 2500/160ЭП, БУ 2500/160ЭПК и БУ 2500/160ДЭП с тиристорным приводом основных исполнительных механизмов.

По компоновке эти буровые установки так же были универсальной монтажеспособности. Вместе с тем такая универсальность монтажа и транспортирования буровых установок накладывала свой и отрицательный отпечаток на монтажные характеристики: массу, степень заводской готовности поставки секций, мелких блоков, утепление и обогрев внутренних рабочих помещений блоков. В то же время как показал опыт применения этих установок во многих районах, заложенная в них универсальность монтажа и транспортирования зачастую так и не использовалась, в т.ч. и по экономическим соображениям.

В 90-х годах ВЗБТ разработал концепцию блочно-модульных буровых установок, удачно сочетающих в себе все главные эксплуатационные качества: регулируемые тиристорные приводы основных исполнительных механизмов, повышенную монтажеспособность, полную степень заводской готовности поставки оборудования и сооружений, скомпонованные в модули и секции с утепленными укрытиями и обогревом, всеми коммуникациями, освещением и т.п.

Новое поколение блочно-модульных буровых установок грузоподъемностью 175 и 200 т. на крюке для разведочного и эксплуатационного бурения, в т.ч. и кустового бурения – БУ 2900/175ЭПБМ, БУ 2900/175ДЭП-БМ,

БУ 2900/200ЭПК-БМ – позволяет существенно повысить монтажеспособность, кратко сократить сроки монтажа, увеличить коэффициент оборачиваемости буровых установок и на этой базе, в принципе, закрепить буровую бригаду за буровой установкой, сократив необходимое количество находящихся в эксплуатации буровых установок.

На ВЗБТ с 1986 года начали создавать мобильные буровые установки, по классу буровых установок грузоподъемностью 100 т., это – мобильный агрегат для бурения и капитального ремонта скважин с бурением вторых стволов – Бр-125, а также Р-125 (подъемник с максимальной нагрузкой на крюке 125 т.). Вышечно-лебедочный блок таких установок скомпонован на полно-приводном шестиосном автомобильном шасси. Групповой привод лебедки, ротора осуществляется от силовой дизельной установки шасси. Все остальные системы агрегата – система очистки и емкостная система, насосный блок из двух модулей, энергоблок и др. – выполнены в блочно-модульном исполнении полной заводской готовности поставки и транспортируются на платформах, полуприцепах по дорогам всех категорий [63].

В последние годы в объединении “Уралмаш” и на ВЗБТ было разработано и освоено серийное производство буровых установок, обеспечивающих получение высоких технико-экономических показателей при бурении вертикальных и наклонно - направленных скважин. С помощью этих установок создается фонд скважин, который и обеспечивает основную добычу нефти и газа в России.

Передовые инженерные и конструкторские решения, не имеющие аналогов в мировой практике, реализованы Уралмашзаводом в установках БУ 3000ЭУК, БУ 3000ЭУК-1 (с эшелонным расположением лебедочного и насосного блоков и допускаемой нагрузкой на крюке 1700 кН), БУ 3000ЭУК-1М (с допускаемой нагрузкой на крюке 2000 кН), при использовании которых получены рекордные скорости проходки скважин при разработке нефтяных и газовых месторождений Западной Сибири [14].

ОАО “Уралмаш” выпускает мобильные буровые установки с условной глубиной бурения 2500 м и буровые установки, предназначенные для бурения нефтяных и газовых скважин условной глубиной в диапазоне 3200... 8000 м. Они перевозятся крупными блоками – на тяжеловозах, мелкими блоками – на транспортных платформах и поагрегатно – на автотранспорте общего назначения; имеют большую мощность привода исполнительных механизмов, высокую степень механизации и автоматизации основных и вспомогательных операций процесса бурения; легки в управлении и удобны в обслуживании; обладают высоким качеством при эксплуатации в различных климатических районах [59].

Завод “Уралмаш” выпускает следующие типы буровых установок: БУ 3200/200ДГУ-1, БУ 3200/200ЭУ-1, БУ 5000/320ЭУ-1, БУ 5000/320ДЭР-1, БУ 5000/320ЭР-1, БУ 6500/400ДЭР, БУ 6500/400ЭР, БУ 8000/500ЭР (по индивидуальным договорам), UNOC320DE, UNOC500DE и мобильную буровую установку БУ 2500/160ДПБМ [8, 21, 36, 59, 79, 80, 91, 108].

Основные изменения в технике бурения за послевоенные годы характеризуются следующими показателями:

- допускаемая нагрузка на крюке подъемных механизмов буровых установок возросла с 1300 до 5000 кН;
- глубина бурения увеличена до 15000 м;
- мощность привода буровых установок возросла с 445 до 4000 кВт;
- мощность буровых насосов возросла с 220 до 1250 кВт;
- давление буровых насосов возросло с 10 до 40 МПа.

В буровых установках нового поколения предусматриваются компьютеризированные комплексы приборов для контроля, регистрации и оптимизации параметров процессов бурения.

По техническому уровню буровые установки, особенно нового поколения, соответствуют современным требованиям технологии строительства скважин и уровню современных зарубежных аналогов [63].

1.2. Состояние проблемы оценки качества буровых установок

Задача оценки уровня качества сложной продукции, к которой относится и буровая установка, является весьма трудоемкой, многоэтапной и специфичной.

Известно, что буровая установка состоит из многих функционально различающихся комплексов, характеризующихся в большинстве случаев собственной номенклатурой показателей. Поэтому выбор номенклатуры показателей качества буровых установок, обоснование ее необходимости и достаточности, является сложным и неоднозначным, требующим своего обоснования. Другая особенность проблемы состоит в том, что выбор показателей качества осуществляется с учетом возможности определения значений этих показателей.

Как правило, при отсутствии средств измерения или при сложности определения показателя, он исключается из номенклатуры. Например, отсутствует оценка производительности СПК – затрат машинного времени и энергозатрат на СПО; эргономические показатели оцениваются только по шуму и вибрации, в то же время нет оценки тяжести и напряженности труда членов буровой бригады в процессе проводки скважины; нет оценки технологичности буровых комплексов, т.е. нет сравнительной оценки затрат на изготовление сборочных единиц буровых установок с затратами при их эксплуатации и т.д.

Обзор существующих методов оценки качества промышленной продукции приведен в Приложении 1.

Требования, предъявляемые к буровым установкам, обусловлены рядом факторов, которые необходимо учитывать при их выборе для каждого конкретного случая. К этим факторам относятся: геологические и географические условия; глубина проектируемой скважины; твердость, пластичность и абразивность пород, подлежащих разбуриванию; ожидаемое относительное давление в проходимых горизонтах и возможность тех или иных осложнений; диаметры долот и бурильных труб; способ бурения; комплектность буровой уста-

новки и ее монтажеспособность [78, 94, 103, 104]. Учет этих факторов требует использования разнообразных технических средств, таких как: буровые установки для бурения на суше; средства для морского бурения; специальные виды оборудования устья скважин и забойные двигатели; специфическое цементировочное оборудование и оснастка; породоразрушающий бурильный инструмент; контрольно-измерительные приборы и средства автоматизации.

В настоящее время еще не разработана методика оценки технического уровня и качества буровых установок в целом. Существующие методы и методики оценки, охватывают лишь отдельные комплексы буровых установок.

Из всех работ, посвященных оценке качества бурового оборудования, следует выделить научно-исследовательскую работу на тему “Исследование и оптимизация параметров и технико-экономических показателей бурового и нефтепромыслового оборудования”, проведенную на кафедре “Машины и оборудования нефтяной и газовой промышленности”, РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина [81].

Объектом исследования работы [81], является технический уровень и качество бурового оборудования, в частности спуско-подъемный комплекс (СПК) и насосный комплекс буровых установок.

В данной работе проведена разработка метода комплексной оценки технического уровня бурового оборудования на стадии проектирования; разработка методики технико-экономического анализа СПК, оптимизации его параметров и характеристик.

В работе приводятся результаты разработки и обоснования применимости метода функции полезности к комплексной оценке технического уровня бурового оборудования на стадии проектирования, приводится конкретный пример его использования при оценке двух вариантов тормозной системы буровых лебедок. Метод функции полезности подробно рассмотрен в работах [20, 61, 106, 112].

В работе Е.И. Ишемгужина [54], рассмотрены статистические методы (в частности применение метода регрессионного анализа) планирования экс-

перимента применительно к оценке надежности буровых и нефтепромысловых машин. Их использование, по мнению автора, позволяет глубже понять суть происходящих явлений при эксплуатации, конструировании, технологии изготовления машин, прогнозировать показатели надежности. Многие аспекты регрессионного анализа и планирования эксперимента подробно изложены в специальной литературе [16, 26, 37, 38, 49, 52, 60, 65, 74, 75, 111, 116].

В.Г. Кардыш, А.С. Окмянский [58], предлагают оценивать технический уровень и качество бурового оборудования для бурения геологоразведочных скважин по удельным показателям, в качестве которых могут быть приняты энерговооруженность и металлоемкость. В современном оборудовании для бурения мощность двигателя является основным параметром, определяющим фактические технологические возможности буровых установок. В связи с этим правильный выбор величины мощности двигателя, обеспечивающий возможность применения форсированных режимов бурения является одной из актуальных задач, которую необходимо решать путем проведения экспериментальных работ для определения затрат мощности и тщательного анализа энергетических характеристик отечественного и зарубежного оборудования. При этом следует учитывать, что энергетическая характеристика буровых станков представляет собой комплексное понятие, подразумевающее оценку их эксплуатационных возможностей в зависимости от мощности привода, т. е. возможность бурения на определенную глубину с использованием того или иного размера бурильных труб при рациональном сочетании скоростей вращения бурильной колонны и осевых нагрузок на долото и т.д. Таким образом, для более полной оценки технического уровня оборудования необходимо учитывать не только энерговооруженность и металлоемкость, но и его энергетические характеристики.

Для оценки технического уровня и качества буровых станков, авторы использовали один из видов статистических методов оценки – метод корреляционного анализа [16, 37, 60, 111, 116].

В работе [54] автор делает вывод, что сопоставление удельных показателей бурения с использованием статистических методов анализа дает возможность более обоснованно подходить к оценке технического уровня существующего и вновь создаваемого бурового оборудования, исходя из параметров технической характеристики буровых установок, уточнять возможную область эффективного применения оборудования, создает предпосылки для прогнозирования влияния изменения основных параметров на облик буровых установок.

В работах Н.И. Крохмаля [66] проведен анализ методов оценки технического уровня и качества буровых установок. В частности автор рассмотрел метод сравнения по отдельным параметрам, метод использования расчетных коэффициентов адаптации, метод функционально-стоимостного анализа, метод, основанный на функции полезности и экспертный метод и остановил свой выбор на последнем методе.

Согласно автору, для оценки качества буровой установки в целом или отдельного комплекса при эксплуатации в конкретных горно-геологических, технологических и природно-климатических условиях наиболее подходящим является метод количественной оценки на экспертной основе с определением интегрального показателя качества. Этот метод находит широкое применение при рассмотрении проектов на строительство различных объектов, имеет сравнительно простую расчетную часть, высокую объективность (надежность) и относительно низкую трудоемкость (15-20 чел.-дней на проект). К недостатку этого метода можно отнести сложность с подбором экспертов, так как для использования этого метода требуются высококвалифицированные работники в области бурения и вышкостроения, которых много в развитых нефтегазодобывающих регионах и мало в только что открытых нефтегазовых регионах.

Буровая установка – это сложная система из комплекта функциональных комплексов, состоящих из специализированных сборочных единиц, объединенных между собой разветвленной структурно-функциональной и кинематической схемами, выполняющих в процессе бурения скважины определенные

функции, установленных на специальные основания для обеспечения кинематической связи и их транспортирования, и дающая возможность системе устойчиво работать с допустимым уровнем эффективности при отказах отдельных элементов и даже групп элементов или при неблагоприятных внешних воздействиях.

В связи с большим количеством типоразмеров, моделей буровых установок и высокой их стоимости, больших объемов выполняемых ими работ, большого количества обслуживающего персонала, занятого на буровых в процессе проводки скважин и большими эксплуатационными затратами, оценка совершенства (качества) буровых установок, как на стадии проектирования, так и на стадии эксплуатации является весьма актуальной задачей.

В табл. 1.1. представлены главные технические параметры буровых установок и их основных сборочных единиц [25].

Главные технические параметры буровых установок и их основных сборочных единиц

Таблица 1.1

Наименование изделия	Наименование главного параметра, размерность
Буровая установка	Допускаемая нагрузка на крюке, кН
Буровой насос	Мощность насоса, кВт
Лебедка к буровой установке	Мощность лебедки, кВт
Буровой ротор	Допускаемая статическая нагрузка на стол ротора, кН
Вертлюг	Грузоподъемность, кН
Кронблок	Грузоподъемность, кН
Талевый блок	Грузоподъемность, кН
Крюкоблок	Грузоподъемность, кН
Оборудование типа АСП	Грузоподъемность автоматического элеватора, кН
Вспомогательный тормоз	Максимальный тормозной момент при частоте вращения 3.33 с^{-1} (200 об/мин), кН*м
Коробка скоростей	Наибольший крутящий момент на тихоходном валу, Н*м
Вышка	Грузоподъемность на крюке при соответствующей оснастке, кН

Примечание: Для приведенной номенклатуры изделий, кроме бурового ротора, главные параметры являются классификационными. Для ротора классификационный параметр – диаметр отверстия в столе ротора.

Наиболее полно рассматриваемые вопросы отражены в методике оценки качества буровых установок, разработанной НИИКЛ БО Уралмашзавода (Приложение 2) и в отчетах отраслевой лаборатории по буровому оборудованию РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина [25, 81].

Эффективность буровой установки, как системы, обуславливается эффективностью функционирования ее комплектующих сборочных единиц. Параметры (показатели) эффективности представлены в табл. 1.2 [25].

Проходка в метрах долгое время оставалась основным показателем объема работ в процессе бурения. Простота применения этого показателя позволяла использовать его для оценки выполненных объемов работ в любом интервале и за любой календарный отрезок времени.

Производственный процесс строительства скважин наряду с бурением включает в себя и другие самостоятельные этапы – подготовительные работы, монтаж оборудования, испытание и демонтаж оборудования. Так как проходка в метрах характеризует лишь процесс непосредственного бурения и не дает представления о выполнении остальных работ этапов, то все они выпадали из анализа, и их рост эффективности не стимулировался этим показателем.

Для исправления этого положения вводится показатель – количество законченных строительством скважин, положенный наряду с проходкой в основу планирования всей деятельности буровых предприятий. Этот показатель, синтезируя все основные направления процесса сооружения скважин, выражает его конечную продукцию.

Вместе с тем и проходка в метрах не потеряла своего значения при планировании буровых работ, особенно глубокого бурения.

Для бурения эксплуатационных и глубоких разведочных скважин буровые установки в Российской Федерации выпускаются по ГОСТ 16923-89, которым предусмотрено двенадцать классов буровых установок с допускаемой нагрузкой на крюке от 800 до 10000 кН и условной глубиной бурения от 800 до 16000 м. В Приложении 3 и 4 приведены общие и основные параметры установок по ГОСТ 16293-89 [36].

Параметры, характеризующие эффективность работы бурового оборудования

Таблица 1.2

Наименование изделия	Наименование параметра
Буровая установка	Проходка /год, м (<i>число пробуренных скважин / год, срок службы, г</i>)
Насосный комплекс	Суммарная полезная работа по подаче бурового раствора в скважину (<i>энергозатраты / скважина</i>), кВт*ч
Лебедка к буровой установке, талевый блок, кронблок, крюкоблок (СПК)	Суммарный объем работы при проведении спуско-подъемных операций (объем работ при подъеме и спуске бурового инструмента), (<i>энергозатраты / скважина</i>), кН*м, (<i>ресурс в скважинах</i>)
Оборудование типа АСП	Суммарное число циклов (операций) установки свечей (/ скважина), цикл
Ротор	Суммарная работа вращения бурильной колонны (<i>энергозатраты / скважина</i>), кВт*ч, (<i>ресурс в скважинах</i>)
Вертлюг	Эквивалентная наработка при максимальном весе бурильной колонны, оборот, (<i>ресурс в скважинах</i>)
Вышка	Допускаемая нагрузка на крюке, кН, срок службы, г
Коробка скоростей	Суммарный объем работы при подъеме бурового инструмента, кН*м, (<i>ресурс в скважинах</i>)
Вспомогательный тормоз	Суммарный объем работы при спуске бурового инструмента, кН*м, (<i>ресурс в скважинах</i>)

Примечание: Курсивом отмечены параметры предлагаемые автором

Каждый из указанных классов включает установки нескольких модификаций, отличающихся типом применяемого привода, общей компоновкой и другими параметрами и показателями. Целесообразность применения того или иного класса и модификаций определяют по их экономической эффективности, цели бурения, способу и условиям бурения, типу скважины, климатическим условиям, объему буровых работ, рельефу местности, технологии бурения, геологическим условиям бурения и другим факторам.

Единицей продукции, производимой буровой установкой, является законченный куст скважин, скважина или каждый пробуренный метр. Мера производительности в определенных условиях бурения – коммерческая скорость,

определенная числом пробуренных установкой метров за месяц ее работы (м/ст.-мес), а мера производительности и эффективности установки – стоимость куста скважин, скважины или 1 м проходки в заданных условиях [50].

Следует отметить что, различные виды буровых установок, даже одного класса, могут иметь отличающиеся друг от друга параметры и характеристики отдельных машин и агрегатов.

Комплексные параметры буровой установки складываются из характеристик нескольких ее комплексов, в т.ч. параметров назначения, комплектности поставки, а также эксплуатационных характеристик, обеспечивающих выполнение ее функционального назначения при строительстве скважин, а также удобства, безопасности работы обслуживающего персонала, надежности и срока службы ее в эксплуатации.

Функциональная схема буровой установки представлена на рис. 1.1.

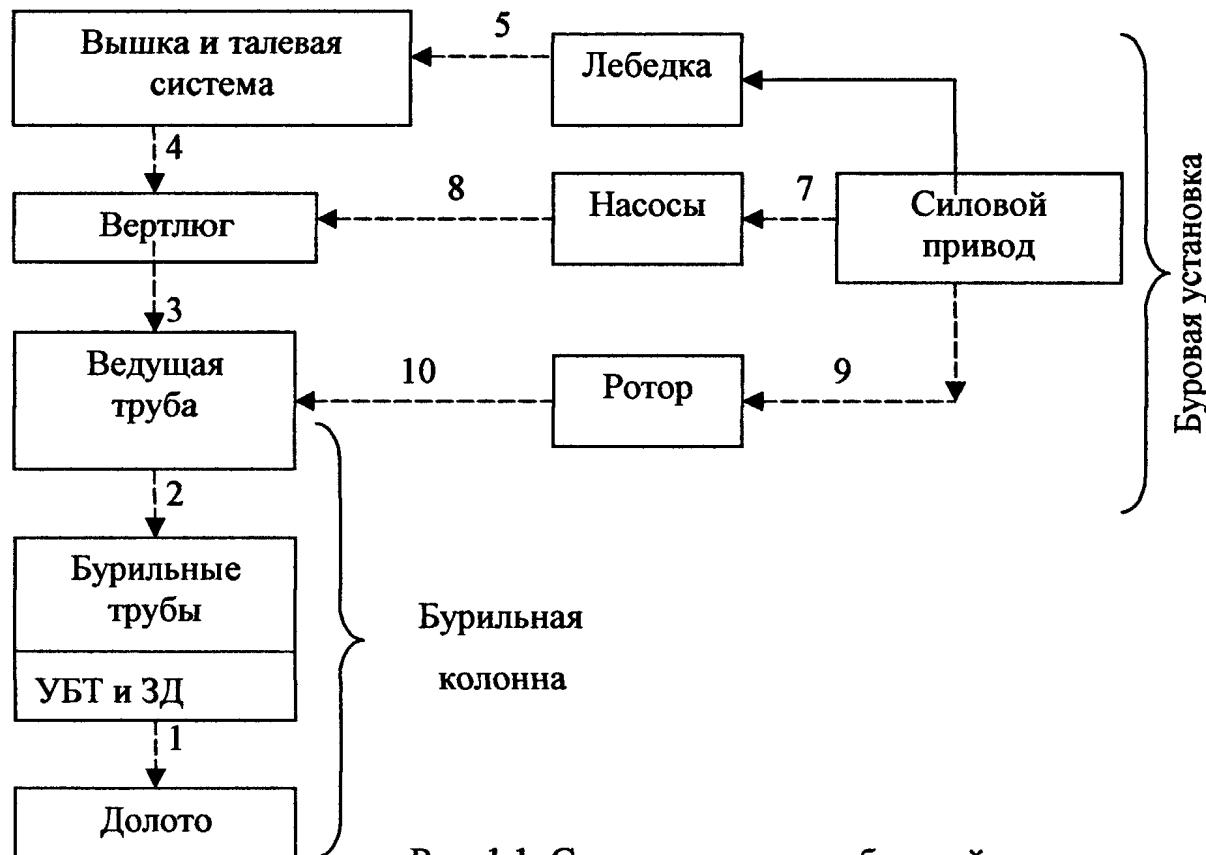


Рис. 1.1. Структурная схема буровой установки:

1 – переводник и центратор; 2 и 3 – переводники ведущей трубы и вертлюга; 4 – крюк; 5 – ведущая струна каната; 6, 7, и 9 – трансмиссии лебедки, насосов и ротора; 8 – трубопровод высокого давления; 10 – зажимы ротора.

При подборе буровых установок для бурения скважин обычно руководствуются технической характеристикой буровой установки, а также анализируют такие показатели как монтажеспособность, транспортабельность, надежность и т.п. Из-за отсутствия объективных данных или сложности расчета эти показатели оцениваются только качественно, что позволяет выбирать установку, опираясь лишь на один или несколько наиболее важных показателей для данных условий бурения [66].

Повышение производительности буровых работ и технического уровня бурового оборудования в значительной степени зависит от состояния и эффективности научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ в области создания бурового оборудования, в том числе подъемных механизмов буровых установок.

К фундаментальным исследованиям бурового оборудования следует отнести работы В.А. Авакова, В.Л. Архангельского, Г.Н. Бержеца, В.И. Тарасевича, А.Л. Ильского, В.С. Федорова, М.М. Никанорова, Л.С. Гликмана, Г.Б. Карапетяна, А.А. Даниеляна, В.Л. Миттраха, В.В. Рудоискателя, Р.А. Баграмова, С.Г. Калинина, М.Я. Иткиса, С.И. Ефимченко, С.Г. Бабаева, А.С. Николича, Г.М. Шахмалиева, В.Г. Юртаева, С.Г. Скрыпника, Я.С. Мкртычана, Р.М. Раскина и др.

В нефтепромысловом машиностроении расчетам на прочность деталей и узлов бурового оборудования посвящены труды В.А. Авакова, Р.А. Баграмова, А.Л. Ильского, и др.[1-3, 12, 14, 15, 22, 24, 26, 27, 50, 51, 90, 92, 100].

Принципиальные вопросы спуско-подъема на буровых установках были изучены В.А. Аваковым, В.Л. Архангельским, Р.А. Баграмовым, М.Я. Иткисом, и др. [1-3, 11, 13, 39-47, 53, 57, 64, 77, 115, 118, 119, 120].

В работах Г.В. Алексеевского, А.А., Антонова, В.Л. Архангельского, Г.Д. Полякова, С.Г. Скрыпника и др. рассмотрены методы конструирования узлов и механизмов современной буровой установки. Основные направления этих работ нашли практическое применение при создании и освоении российских буровых установок [8-12, 17, 21, 27, 50, 51, 53, 79-82, 88, 89, 91, 98, 104].

В работах А.Г. Калинина, В.Г. Юртаева, и др. [56, 98, 115, 119, 120] был обоснован и рассмотрен комплекс вопросов кинематики и динамики подъемной системы буровой установки. Рассматривая элементы подъемной системы как жесткое тело, авторы установили кинематические и динамические зависимости в системе, которые стали первым приближением к действительным явлениям. В последующих исследованиях эти идеи нашли развития в трудах С. И. Ефимченко [39-47]. Некоторые важные вопросы, касающиеся повышения надежности и долговечности бурового оборудования, решены в работах С.Г. Бабаева и др.[5, 12, 54, 57, 64, 73, 77, 78].

Использование в новых установках прогрессивных узлов и систем в сочетании с ростом силовых и кинематических параметров основных механизмов ставит перед конструкторами и исследователями ряд задач, от решения которых в значительной степени зависит дальнейшее совершенствование, развитие бурового оборудования, основной целью которого является увеличение доли времени разрушения породы в общем цикле строительства скважин.

Кинематические схемы буровых установок полностью зависят, прежде всего, от вида и типа привода. Исходя из этого, кинематические схемы буровых установок российского производства подразделяются на три основных вида: с групповым, индивидуальным и смешанным приводом [1-3, 8, 14, 50, 64, 66, 71, 76, 88].

Таким образом, при компоновке основного бурового оборудования отправным моментом являются: вид, тип привода и кинематическая схема. Расположение же бурового оборудования может существенно оказывать влияние на монтажесспособность и транспортабельность буровой установки, удобство управления и др.

1.3. Анализ методов определения долговечности (ресурса) несущих элементов механических систем

Для инженерных объектов, работающих в условиях нестационарных нагрузений, доминирующими факторами, определяющими ресурс несущих элементов, являются [70]: усталость от цикличности нагружения, ползучесть, износ (истирание), взаимодействие усталости и ползучести, коррозия.

В зависимости от эксплуатационных условий, технологии изготовления деталей и узлов, максимально допускаемых размеров исходных дефектов и при данной методике дефектоскопии долговечность оборудования определяется либо длительностью только стадии накопления распределенных дефектов, либо длительностью стадии распространения опасной макроскопической трещины, либо совместно длительностью обеих стадий [18, 23, 55].

Протекание процесса эксплуатации любого изделия характеризуется некоторой мерой длительности этого процесса, которая так или иначе связана с напряженно-деформированным состоянием. Этой мерой может быть календарная продолжительность эксплуатации, наработка, т.е. продолжительность осуществления изделием своих функциональных задач (например, пробег автомобиля в тыс. км., для подъемно-транспортных машин – количество циклов работы крана), число циклов функционирования или эксплуатационных циклов (например, для самолета – часы полетов, для буровых установок – количество метров, пробуренных за срок службы) и т.д. Очевидно, что “расстояние” между двумя любыми моментами эксплуатации может измеряться различными мерами.

Смысл измерения длительности процесса эксплуатации, т. е. введение таких понятий, как ресурс, срок службы, интервал между осмотрами и ремонтами и т. д., как правило, заключается в том, чтобы, связав с этой мерой другую значимую (в смысле предельного состояния) характеристику объекта, прямое измерение которой затруднено или даже невозможно, делать выводы о

поведении именно этой значимой характеристики и на ее основе принимать необходимые решения о правилах и порядке эксплуатации.

В связи с этим ресурс оказывается понятием, достаточно сложным и неоднозначным, измерители ресурса могут быть весьма разными, и в каком-то смысле ресурс даже трудно назвать характеристикой только самого объекта.

Единицы для измерения ресурса выбирают применительно к каждой отрасли и к каждому классу машин, агрегатов и конструкций отдельно.

Исследованиями, проведенными в РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, предлагается при оценке показателей надежности буровых установок применять в качестве единицы измерения – скважину (наработка в скважинах; ресурс, выраженный количеством пробуренных скважин; количество пробуренных скважин за срок службы и т.д.), вместо – часы (наработка - в часах; ресурс - в часах; срок службы – в часах) [43, 57, 62, 77].

Необходимость ограничения эксплуатации по наработке возникает при достижении объектом предельного состояния. Наиболее четко эту связь можно проследить на примере усталости материала, которая во многих областях машиностроения является одним из основных и поэтому хорошо изученных деградационных процессов.

В настоящее время имеется большое количество публикаций по отдельным вопросам, связанным с расчетом ресурса деталей механических систем, но фактически расчетной оценки показателей надежности при проектировании не производится [23, 55, 70, 97].

Ниже, в табл. 1.3, приводятся показатели при расчете долговечности (ресурса) машин и оборудования по отраслям (автомобили, подъемно-транспортные машины и буровые установки), и единицы их измерения [23, 25, 33, 34, 55, 62, 69, 72, 87, 95, 96, 102, 105].

В работе [105] приведена комплексная инженерная методика прогнозирования долговечности элементов сварных крановых конструкций по условиям сопротивления усталости и трещиностойкости при циклическом нагружении, предназначенная как для расчетов на стадии проектирования, так и для

оценки остаточного ресурса. В качестве единицы измерения долговечности, предлагается принимать количество циклов работы крана или в единицах календарного времени.

Показатели надежности и единицы их измерения автомобилей, кранов и подъемных комплексов буровых установок

Таблица 1.3

Показатели	Единицы измерения машин и комплексов			
	Автомо- били	Краны	Буровые установки	
		Принято	Предла- гает ся	
Безотказность:				
1. Наработка на отказ	тыс. км	цикли	часы	скважины
2. Установленная безотказная наработка	тыс. км	цикли	-	-
Долговечность:				
1. средняя наработка (ресурс) между капитальными ремонтами	тыс. км	цикли	часы	скважины
2. Установленный ресурс до капитального ремонта	-	цикли	-	-
3. Средняя суммарная наработка (ресурс) до списания	тыс. км	цикли (годы)	Сумм. проходка за срок службы, м	Кол. пробуренных скв. (или сумм. проходка, м) за срок службы
Ремонтопригодность:				
1. Удельная трудоемкость технического обслуживания и текущего ремонта	чел.-часы тыс. км	-	-	чел.-часы скважина
2. Объединенная удельная оперативная трудоемкость технических обслуживаний и ремонтов	-	чел.-часы цикл	-	-

Долговечность сварных узлов металлоконструкций кранов на первой стадии усталостного повреждения (Z_{p1}), выраженная в циклах работы крана равна

$$Z_{p1} = \frac{N_{0i}}{n_{is}} * \left(\frac{\sigma_{-1k}}{\sigma_{np}^{\max}} \right)^m, \quad (1.1)$$

где n_{i_3} – эквивалентное количество циклов нагружения узлов максимальными приведенными напряжениями (σ_{np}^{max}) за один цикл работы крана;

N_{0i} – базовое число при пределе выносливости σ_{Ik} , вычисляемого в зависимости от геометрических и механических характеристик узлов и уровня остаточных напряжений.

Расчетная долговечность крановых металлоконструкций на стадии развития усталостной трещины (Z_{P2}) определяется по формуле

$$Z_{P2} = \frac{N(a_i, k_i, s_i)}{n'_{i_3}}, \quad (1.2)$$

где $N(a_i, k_i, s_i)$ – количество циклов, в течение которых трещина развивается от размера a_1 до a_2 , вычисляемое в зависимости от характеристик трещиностойкости (k_i) и нагруженности (s_i), включая остаточные напряжения;

n'_{i_3} – эквивалентное количество циклов нагружения за один цикл работы крана, вычисленное для второй стадии усталостного повреждения.

Эквивалентное количество циклов работы крана с начала эксплуатации

$$Z_3 \cong Z \sum_j \sum_i \left[\left(\frac{\sigma_{ji}}{\sigma_i} \right)^m * Z_{ji} * \mu_j \right] \cong Z \left[\left(\frac{Q_i}{Q} \right)^m * Z_i \right], \quad (1.3)$$

где Z – количество циклов работы крана с начала эксплуатации, $Z \cong L * Z_T$;

L – календарный срок эксплуатации;

Z_T – среднее количество циклов работы крана в единицу времени;

σ_{ji} – приведенное напряжение, соответствующее первой наибольшей ступени гистограммы, полученной при схематизации нагружения при j -ом характерном технологическом цикле работы крана с i -ым грузом;

σ_i – наибольшее приведенное напряжение из всего спектра нагружения;

m – показатель степени кривой усталости;

Z_{ji} и Z_i – долговечность металлоконструкции, полученная при схематизации нагружения при j -ом характерном технологическом цикле работы крана с i -ым грузом и расчетная долговечность крана;

Q_i и Q – вес перевозимого груза и грузоподъемность крана соответственно.

В литературных источниках в одни и те же термины и понятия вкладываются различный смысл и это, несомненно, затрудняет анализ методов расчета. Поэтому прежде чем приступить к рассмотрению расчетных зависимостей, необходимо кратко остановиться на характеристиках конструкционных материалов при статическом нагружении и переменных нагрузках.

В процессе расчетов на долговечность используют кривые усталости Велера, которые либо наносят на равномерную сетку, либо изображают в системе координат с логарифмическими шкалами, где их аппроксимируют прямой линией [102].

В стандартных методах расчета зубчатой передачи используют условные кривые контактной выносливости, которые установлены с необходимым запасом по отношению к предельному состоянию (Рис. 1.2) [12, 101, 102].

На рис. 1.2 изображена условная диаграмма, на которой совмещены характеристики образцов из пластического материала при однократном и многократном нагружении. На оси ординат нанесены предел прочности σ_B , предел текучести σ_T и предел выносливости σ_{-1} ; на оси абсцисс – число циклов в логарифмическом масштабе. На диаграмме выделены три области, в которых разрушение материалов подчиняется общим закономерностям.

Первая область – статического и повторно-статического разрушения – характеризуется тем, что у образцов из пластичных материалов разрушение происходит по шейке, образующейся приложении от одного до нескольких десятков циклов нагрузки. Следует обратить внимание, что σ_B и σ_T так же как и σ_{-1} являются случайными величинами и подчиняются определенным законам распределения.

Вторая область – малоцикловой усталости – охватывает диапазон значений N от 10^2 до $10^4 - 10^5$ циклов. При $N < 10^3$ циклов нагружения проявляются особенности статического разрушения, при $N > 10^5$ – усталостного разрушения.

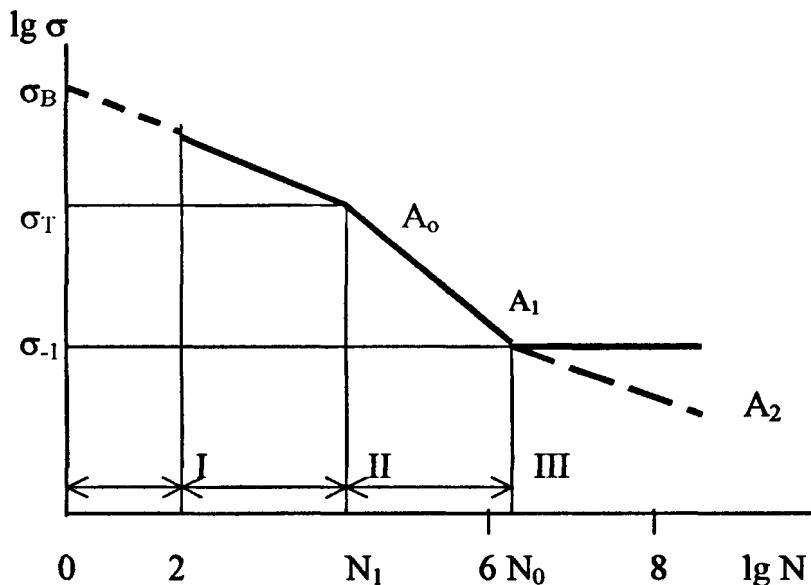


Рис. 1.2 Условная диаграмма зависимости напряжение – число циклов до разрушения: I – область статического и повторно-статического нагружения; II – область малоцикловой усталости; III – область усталостного разрушения.

Третья область – усталостного разрушения – наблюдается при числе циклов $N > 10^4 - 10^5$. С уменьшением напряжения число циклов до разрушения N растет, при этом результаты испытаний при фиксированных значениях амплитуды σ_i подвержены значительному разбросу и описываются асимметричными законами распределения (логарифмически нормальным, Вейбулла). На рис. 1.2 линия A_0A_1 , называемая левой ветвью кривой усталости, соответствует средним значениям N . В точке с координатами (σ_{-1}, N_0) для образцов из углеродистых сталей наблюдается точка перелома.

Для высоколегированных сталей с $\sigma_B > 1500$ МПа и легких сплавов кривые усталости не имеют горизонтального участка, и продолжают снижаться (линия A_1A_2). Это явление наблюдается и у материалов, имеющих горизонтальный участок кривой, но работающих в условиях коррозии и повышенной температуры [69].

Принятые на заводах изготовителях бурового оборудования методы расчета деталей на выносливость базируются на коэффициенте эквивалентности режима работы. Однако, при определении коэффициента эквивалентности надо задаться сроком службы буровой установки, при этом, срок службы не

определяет число пробуренных скважин, а значения коэффициентов зависят от расположения деталей в кинематической схеме (валы СПК на кручение $\approx 0.45 \div 0.5$; детали талевой системы исключая подшипники $\approx 0.345 \div 0.4$; подшипники талевой системы ≈ 0.85 ; подшипники подъемного вала ≈ 0.74 [1]), т.е. задача определения ресурса деталей в данной постановке не решается.

Предложенные в работах [48, 57, 77] методы расчетов деталей и узлов бурового оборудования по прочностным характеристикам позволяют оценить ресурс многих элементов спуско-подъемного комплекса (СПК) в зависимости от их прочностных и нагрузочных характеристик, а также сравнить уровень долговечности несущих элементов СПК БУ с различным напряженно-деформируемым состоянием (валы, подшипники, цепи и т. д.).

Расходование ресурса несущего элемента обусловливается накоплением усталостных факторов от действия циклически повторяющихся и изменяющихся во времени нагрузок. Причем эти нагрузки чередуются в виде повторяющихся блоков, где каждый блок (совокупность всех нагрузок) формируется в процессе бурения одной скважины. Зная прочностную характеристику детали, можно найти долговечность этой детали, выраженную количеством скважин, пробуренных до ее разрушения. Такой блочный подход позволяет оценить ресурс несущего элемента в количестве пробуренных скважин до его отбраковки (до предельного состояния).

Далее представлены математические модели расходования ресурса несущих элементов буровых установок, учитывающие параметры кривых усталости и режим нагружения элементов в процессе проводки скважин.

Долговечность подшипников шкивов талевой системы, опорных подшипников подъемного вала и валов привода лебедки, выраженная в скважинах, пробуренных за срок службы Z_C определяется [57, 85, 86]

$$Z_C = \left(\frac{C_K}{C'} \right)^m = \frac{C_K^m * N_0 * a_1 * a_{23}}{\sum_{n=1}^{n_{\max}} Q_{np(n)}^m * N_n}, \quad (1.4)$$

где C_K – динамическая грузоподъемность подшипника по каталогу;

C' – составляющая требуемой динамической грузоподъемности подшипника, обусловленная режимом бурения одной скважины;

N_0 – базовое число циклов нагружения подшипников;

a_I – коэффициент надежности;

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

$Q_{np(n)}$ – приведенная нагрузка, определяемая из условия нагружения подшипникового узла на n -ной ступени нагружения;

N_n – число повторений нагрузки $Q_{np(n)}$ за цикл проводки скважины;

m – показатель степени кривой усталости подшипников.

Долговечность зубчатой передачи, выраженная в скважинах, пробуренных за ее срок службы Z_C равна

$$Z_C = \left[\frac{[C_{Hr}]}{[C_H]} * Z_V * Z_R * K_{HX} \right]^m * \frac{N_{H0}}{\sum_{n=1}^{n_{\max}} N_{Hn}}, \quad (1.5)$$

где $[C_{Hr}]$ – допускаемая величина коэффициента контактных напряжений;

$[C_H]$ – допускаемый коэффициент контактных напряжений;

Z_V – коэффициент, учитывающий влияние скорости и твердости поверхности зубьев;

Z_R – коэффициент, учитывающий шероховатость активных поверхностей зубьев;

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

N_{H0} – базовое число циклов контактных напряжений;

N_{Hn} – суммарное эквивалентное число циклов нагружений;

m – показатель степени кривой усталости для зубчатой передачи.

Долговечность талевого каната лимитируется:

- количеством циклов изгибов на шкивах N до разрушения, равном

$$N = \frac{\left(\frac{D_{ш}}{d_k} \right)^k}{T_n^m} * C , \quad (1.6)$$

$D_{ш}$ – диаметр шкива по дну желоба;

d_k – диаметр каната;

T_n – растягивающая нагрузка в канате от бурильной колонны из n свечи;

k, m – постоянные коэффициенты, $k = 2 \dots 3, m = 1.65 \dots 1.7$;

C – коэффициент пропорциональности, зависящий от соотношений $D_{ш}/d_k$ и типоразмера каната;

- прочностной характеристикой каната в целом при работе на шкивах

$$B_0 = T_0^m * N_0 , \quad (1.7)$$

где B_0 – предельная наработка каната из условий усталости;

T_0 – предел выносливости талевого каната;

N_0 – базовое число изгибов на шкивах;

m – показатель степени кривой усталости.

Потребность каната за цикл бурения скважины, выраженная в количестве расходуемых оснасток каната в талевой системе K , определяется

$$K = \frac{a * \sum_{n=1}^{n_{\max}} B_{(n)}}{B_0} = \frac{a * \sum_{n=1}^{n_{\max}} T_n^m * z_{\max} * S_n}{T_0^m * N_0} , \quad (1.8)$$

где $\sum_{n=1}^{n_{\max}} B_{(n)}$ – суммарная наработка наиболее нагруженного участка каната за цикл бурения скважины;

$a = 2.5$ – поправочный коэффициент, учитывающий работу талевого каната при подъемах и спусках колонн, а также вспомогательные рейсы и спуск обсадных колонн;

$$\text{в талевой системе } z_{\max} = \frac{\varepsilon * l_{cs} * u_{mc}}{H + \frac{\pi * D_{ш}}{2}} ; \quad (1.9)$$

ε – коэффициент переподъема свечи;

l_{cs} – длина свечи бурильных труб;

u_{mc} – кратность оснастки талевой системы;

S_n – суммарное количество подъемов бурильной колонны из n свечей за цикл бурения скважины;

H – расстояние между осями шкивов кронблока и талевого блока в нижнем положении последнего при спуско-подъемных операциях.

Формула для определения числа пробуренных скважин до разрушения приводной цепи Z_C [57]

$$Z_C = \frac{N_0 * \left(\frac{M_{np} * K_t * K_a * K_l * K_k}{K_n * [n_e]} \right)^m}{\sum_{n=1}^{n_{\max}} M_{K_n}^m * N_n}, \quad (1.10)$$

где M_{np} – предельный момент, передаваемый однорядной цепью с шагом t , длиной L_t ;

N_0 – базовое число циклов нагружения цепи;

N_n – число циклов нагружения цепи;

K_t – коэффициент шага;

K_a – коэффициент рядности;

K_l – коэффициент длины контура;

K_k – коэффициент перегрузки;

$[n_e]$ – допустимый коэффициент запаса по выносливости цепи;

M_{K_n} – крутящий момент, передаваемый меньшей звездочкой рассчитываемой передачи, при подъеме бурильной колонны на n -ой ступени нагрузления; m – показатель степени кривой усталости цепей.

Число пробуренных скважин до разрушения вала Z_C определяется:

$$\text{при изгибе } Z_{C\sigma} = \frac{a_{P\sigma} * \sigma_{-1D}^m * N_0}{\sum_{n=1}^{n_{\max}} \sigma_{a_n}^m * N_{n\sigma}}, \quad (1.11)$$

$$\text{при кручении } Z_{C\tau} = \frac{a_{P\tau} * \tau_{-1D}^m * N_0}{\sum_{n=1}^{n_{\max}} \tau_{a_n}^m * N_{n\tau}}, \quad (1.12)$$

где $a_{P\sigma}$, $a_{P\tau}$ – расчетный коэффициент повреждений для нормальных и касательных напряжений;

σ_{id} , τ_{id} – предел выносливости натурной детали для нормальных и касательных напряжений;

σ_a , τ_a – амплитуда нормальных и касательных напряжений возникающих на n -ой ступени нагружения вала;

N_n , N_{n_t} – число повторений амплитуд σ_a , τ_a в блоке нагрузений;

m – показатель степени кривой усталости;

N_0 – базовое число циклов повторения амплитуд.

Результирующая долговечности вала от совместного действия изгибных и касательных напряжений, выраженная в пробуренных скважинах Z_C , определяется из выражения:

$$Z_C = \frac{Z_{C\sigma} * Z_{Cr}}{\left(Z_{C\sigma}^{\frac{2}{m}} + Z_{Cr}^{\frac{2}{m}} \right)^{\frac{2}{m}}} \quad (1.13)$$

Следует также отметить, что определение и установление ресурсных характеристик для обеспечения безопасности эксплуатации объектов повышенной ответственности является очень сложной комплексной задачей, далеко выходящей за рамки наивных представлений о наличии некоторых простых формул, применение которых решает проблему. Перечень разного рода ресурсных характеристик достаточно солиден. Это и ресурс, как жесткое ограничение по наработке, это и интервалы между различными мероприятиями (заменами, ремонтами, осмотрами), поддерживающими безопасную эксплуатацию оборудования. Это и понятие предельного состояния, и такая важная (бесспорно, тоже ресурсная) характеристика как максимальный необнаруженный размер повреждения.

Знание кривых усталости несущих элементов не достаточно для решения данной задачи. Необходимым условием является также знание режима нагружения несущих элементов в процессе проводки скважины.

Существующие практические методы расчета на выносливость деталей и узлов бурового оборудования имеют ряд существенных недостатков [57]:

- в конечном итоге рассматривается регулярный ассимитричный цикл изменений напряжений, хотя в большинстве случаев имеет место случайный характер изменения нагрузок;
- не учитывается рассеяние характеристик сопротивления усталости и нагруженности, которое в большей степени влияет на надежность;
- расчет по запасам не позволяет оценить надежность деталей в зависимости от использования ресурса и не позволяет сравнить уровень долговечности несущих элементов СПК с различным НДС;
- этот метод является недостаточно эффективным для выявления факторов, наиболее сильно влияющих на ресурс и надежность в целом, а следовательно, неприемлемым для разработки мероприятий по существенному их повышению при одновременном снижении металлоемкости;
- метод не позволяет в прямой форме сопоставить результаты расчета с наблюдениями за появлением отказов при эксплуатации, а следовательно, и опровергнуть правильность метода расчета и исходной информации.

Как показал анализ, в существующем методе расчета долговечности (ресурса) зубчатой передачи не учтены рекомендации последнего ГОСТ 21354-87 и справочной литературы, в которых исключены из расчета долговечности коэффициенты $[C_{hr}]$ и $[C_h]$ (допускаемая величина коэффициента контактных напряжений и допускаемый коэффициент контактных напряжений, соответственно) и осуществлено уточнение методов расчета.

Таким образом, целью работы является разработка методики расчета долговечности зубчатой передачи СПК БУ, с учетом рекомендации последнего НТД и уточнении методов расчета.

1.4. Показатели транспортабельности и монтажепригодности буровых установок

По мере совершенствования технологии, режимов бурения и роста скоростей бурения требования к монтажеспособности и транспортабельности буровых установок постоянно растут. В современных буровых установках этим вопросам постоянно уделялось большое внимание и от поколения к поколению монтажеспособность буровых установок повышалась на новом уровне конструктивных решений по кинематике связей машин и механизмов, компоновке оборудования по блокам, секциям, модулям, не требующим в процессе перемонтажа ремонта и повторного монтажа и центровки.

Монтаж многих видов оборудования трудоемок и требует расхода значительных трудовых и материальных ресурсов, с одной стороны, а с другой, – некоторые отклонения при монтаже от технических условий зачастую приводят к неустойчивой работе смонтированного оборудования, что снижает надежность всего комплекса.

В ряде случаев технология и условия проведения монтажа машин и оборудования буровой установки в значительной мере отличаются от монтажа оборудования в других отраслях.

К основным разновидностям монтажа оборудования, применяемого для бурения и эксплуатации скважин различного назначения, относятся [12, 22, 78, 94, 103, 104]:

- периодический полный цикл монтажа, эксплуатация оборудования в течение определенного времени, демонтаж и транспортирование машин и агрегатов на новое место эксплуатации (характерен для буровых установок);
- периодический частичный монтаж оборудования с последующим демонтажом после завершения работ (характерен для многих видов нефтепромысловых установок на транспортной базе).

Широкое применение карданных, цепных и клиноременных передач, быстроразъемных соединений межмодульных и межблочных коммуникаций, а

также максимальная компоновка оборудования, сооружений в модулях, секциях полной заводской готовности поставки обусловили высокий уровень монтажеспособности и транспортабельности буровых установок, особенно последних поколений, универсальной монтажеспособности и блочно-модульного исполнения.

С 1996 года специалисты ВЗБТ и “Сургутнефтегаза” впервые в мировой практике строения буровых установок разработали, испытали и внедрили в практику новый способ сооружения буровых установок – модульный. Применение каждого из этих способов обусловлено типами буровых установок, укомплектованностью их основаниями, а также специфическими условиями нефтяного региона, расстоянием перебазировки буровых установок, рельефом местности и другими факторами.

Для узлов и агрегатов буровой установки основными показателями транспортабельности и монтажепригодности являются масса и габаритные размеры оборудования. Для сложных комплексов оборудования, состоящих из нескольких самостоятельных узлов и агрегатов, позволяющих их оперативный демонтаж для возможности отдельной транспортировки, целесообразно ввести дополнительные показатели.

Наиболее полно транспортабельность и монтажепригодность характеризуются стоимостными показателями, учитывающими материальные и трудовые затраты, квалификацию и количество персонала, занятого работами по транспортированию, монтажу и демонтажу.

В качестве критерии для оценки показателей транспортабельности и монтажепригодности оборудования буровых установок, отражающих специфику работ по транспортированию и монтажу принимают: для монтажных и демонтажных операций – затраты труда в бригадо-часах (трудоемкость); для транспортирования – себестоимость транспортировки на единицу расстояния.

Показатель удельной себестоимости транспортабельности используют для оценки транспортабельности при перемещениях оборудования с одной точки бурения на другую или с куста на куст. При перемещениях в пределах

куста (передвижках на 5-50 м) показателем транспортабельности принимают трудоемкость передвижек в бригадо-часах, включая подготовительно-заключительные работы.

Согласно РД 26-16-45-97 [94], рекомендуется при общей оценке монтажепригодности объекта (буровой установки), применять четыре показателя:

суммарная трудоемкость монтажа объекта – суммарная трудоемкость основных, вспомогательных, пригоночно-доделочных и подготовительных работ, проводимых при монтаже объекта, определяемая по формуле:

$$T_m = \sum_{i=1}^n T_{m_i} = \sum_{i=1}^n T_{o_i} + \sum_{i=1}^n T_{e_i} + \sum_{i=1}^n T_{np.o_i} + \sum_{i=1}^n T_{n.s_i}, \quad (1.14)$$

где T_{o_i} , T_{e_i} – оперативная трудоемкость основных, вспомогательных работ при монтаже i -ой сборочной единицы объекта, соответственно, чел.ч;

$T_{np.o_i}$ – оперативная трудоемкость пригоночно-доделочных работ при монтаже i -ой сборочной единицы объекта, связанных с устранением конструктивных и производственных дефектов, чел.ч;

$T_{n.s_i}$ – трудоемкость подготовительно-заключительных работ при монтаже i -ой сборочной единицы объекта, чел.ч;

n – общее число монтируемых сборочных единиц объектов.

оперативная трудоемкость монтажа объекта – суммарная трудоемкость основных, вспомогательных и пригоночно-доделочных работ при монтаже объекта, определяемая по формуле:

$$T_{mo} = \sum_{i=1}^n T_{o_i} + \sum_{i=1}^n T_{e_i} + \sum_{i=1}^n T_{np.o_i}. \quad (1.15)$$

суммарная стоимость монтажа – суммарная стоимость основных, вспомогательных и пригоночно-доделочных работ при монтаже объекта, определяемая по формуле:

$$Q_m = \sum_{i=1}^n Q_{m_i} = K_1 \left[K_2 \sum_{i=1}^n t_i * y_i * \lambda + g_1 + g_2 \right], \quad (1.16)$$

где Q_{m_i} – суммарная стоимость монтажа i -ой сборочной единицы объекта, р.;

t_i – трудоемкость монтажа i -ой сборочной единицы объекта, чел.ч;

y_i – средний разрядный коэффициент, учитывающий квалификацию рабочих при монтаже i -ой сборочной единицы объекта;

λ - тарифная ставка рабочего IV разряда, занятого при монтаже i -ой сборочной единицы объекта, р./чел.ч;

g_1 – стоимость материалов, применяемых при монтаже сборочных единиц объекта, р.;

g_2 – стоимость использования средств механизации при монтаже сборочных единиц комплекса, р.;

K_1, K_2 – коэффициенты, учитывающие соответственно плановые накопления и накладные расходы.

коэффициент монтажепригодности – отношение оптовой цены объекта к его суммарной стоимости, исключая стоимость монтажных работ, определяемый по формуле:

$$K_m = \frac{\sum_{i=1}^n Q_{o_i}}{\sum_{i=1}^n Q_{o_i} + \sum_{i=1}^n Q_{m_i}}, \quad (1.17)$$

где Q_{o_i} – оптовая цена i -ой сборочной единицы объекта, р.

1.5. Формулирование целей и постановка задач исследования

Многие показатели из приведенных в Прил. 2, устанавливались десятилетиями исходя из различных критериев, в том числе и технологических.

После проведенного анализа, нам представлялось целесообразным рассмотреть расчетным путем влияние величины скорости установившегося движения при подъеме незагруженного элеватора, на затраты машинного времени при СПО, влияние мощности на приводном (входном) валу подъемного агрегата и особенностей привода СПК на затраты машинного времени и энергозатрат при СПО.

При этом исходя из полученных результатов в работе делается вывод о целесообразности введения в номенклатуру показателей экономного использования сырья, материалов, топлива и энергии – показателей “Энергозатраты при СПО за цикл бурения скважины” и “Затраты машинного времени при СПО за цикл бурения скважины”.

Анализ показателей надежности несущих элементов и их сборочных единиц автомобильного транспорта, грузоподъемных устройств (кранов), выполненный по литературным источникам, показывает, что в настоящее время внедрена в практику расчетов единая методология расчета ресурса сборочных единиц. Эта методология имеет единый, так называемый, блочный метод расчета ресурса.

В технологическом процессе при проводке скважины на буровой установке принимает участие до 30 чел, а иногда и более. Поэтому оценка эргономических показателей буровых установок является важным. В большинстве литературных источников предлагается делать оценку только по двум показателям – это уровень шума и вибрация. Не оспаривая важность этих показателей, мы считаем, что при оценке эргономических показателей БУ необходимо учитывать показатели тяжести и напряженности трудового процесса, методология расчета и измерения которых в настоящее время уже разработаны. С учетом этого предлагается использовать, методику оценки тяжести и напряженности

трудового процесса рекомендуемый в работе [28]. Критерии оценки условий труда в зависимости от тяжести и напряженности трудового процесса приведены в Приложении 5, а методика оценки тяжести и напряженности трудового процесса представлена в Приложениях 6 и 7.

Рассматривая пятую группу показателей Прил. 2 (технологические), можно видеть, что в ней отсутствует группа показателей, характеризующих трудоемкость процесса проводки скважины, т.е. по предложенным показателям нельзя сделать выводы о рациональности распределения затрат в сфере изготовления и в сфере эксплуатации оборудования БУ. Например, при проектировании СПК БУ не осуществляется сравнение затрат на изготовление с затратами на капитальные ремонты, замену сборочных единиц, расход талевого каната и затраты на его отработку (особенно в глубоком бурении). Исходя из этого, нам представляется, что концепция проектирования БУ должна быть пересмотрена с учетом необходимости повышения ресурса несущих элементов и снижения эксплуатационных затрат.

В 80-х годах в РГУ нефти и газа им И.М. Губкина была предложена методика оценки затрат машинного времени при СПО за цикл бурения скважины[13, 39].

Данный расчетный метод позволяет сделать сравнительную количественную оценку различных компоновочно-кинематических схем подъемных комплексов и оптимизировать их по критерию минимизации затрат машинного времени СПО, что имеет важное значение при проектировании буровых установок.

Однако, программное обеспечение и уровень развития вычислительной техники в то время затруднял ее широкое внедрение. Кроме того, ей были присущи такие недостатки, как: сложность расчета к.п.д. системы, количества подъемов бурильной колонны различной длины за цикл бурения скважины, не учет характеристики оперативной муфты включения подъемного вала лебедки, отсутствие расчета энергозатрат при СПО и некоторых других показателей.

Существующие методы расчета несущих элементов на выносливость при проектировании буровых установок базируются на коэффициенты эквивалентности режима нагружения, которые не однозначны и зависят от расположения рассматриваемого элемента в кинематической схеме СПК. В практику проектирования буровых установок не внедрены методы оценки ресурса несущих элементов.

Имеющаяся тенденция применения планетарных зубчатых передач в приводе современных буровых установок способствует существенному повышению эффективности спуско-подъемного комплекса, упрощению и оптимизации кинематической схемы, повышению срока службы несущих элементов [4, 19, 32, 35, 67, 68, 83, 84, 90]. Поэтому оценка ресурса зубчатых передач планетарной коробки перемены передач является актуальной задачей при создании новых буровых установок.

Таким образом, для достижения цели исследования необходимо решить следующие основные задачи:

- провести анализ методов оценки показателей качества СПК буровой установки и выявить имеющиеся в них недостатки;
- усовершенствовать методику сравнительной оценки эксплуатационных показателей спуско-подъемного комплекса буровой установки;
- проанализировать методы расчета ресурса несущих элементов СПК буровых установок и восполнить имеющиеся пробелы;
- разработать методику расчета ресурса зубчатых передач в приводе СПК с учетом изменений в современной НТД по расчетам.

2. Методика расчета энергетических затрат и затрат машинного времени при спуско-подъемных операциях за цикл бурения скважины

При оценке затрат машинного времени на спуско-подъемные операции широкое распространение нашел метод расчета, базирующийся на усредненных значениях коэффициента заполнения тахограммы подъема бурильной колонны на высоту одной свечи. При этом машинное время одного подъема (t_m) определяется

$$t_m = \frac{\varepsilon * l_{sw}}{v_{cp}} = \frac{\varepsilon * l_{sw} * \lambda}{v_v}, \quad (2.1)$$

где ε - коэффициент переподъема свечи $\varepsilon = 1.01$;

l_{sw} – длина свечи бурильных труб, м;

λ – степень неполноты заполнения тахограммы;

v_v – скорость установившегося движения талевого блока, м/с;

v_{cp} – средняя скорость подъема, м/с.

Степень неполноты заполнения тахограммы находят

$$\lambda = \frac{1}{\kappa_s} = 1 + c * \frac{v_y^2}{l_{sw}}, \quad (2.2)$$

где κ_s – коэффициент заполнения тахограммы подъема

$$\kappa_s = \frac{v_{cp}}{v_v}; \quad (2.3)$$

c -коэффициент, зависящий от типа привода, усредненные значения которого установлены Аваковым В.А. более 25-ти лет назад и принимаются [1]:

$c = 2.4$ – для буровых установок с приводом от электродвигателей;

$c = 3.6$ – для буровых установок с приводом от дизель-гидравлических агрегатов;

$c = 4.8$ – для буровых установок с приводом от дизельных двигателей с механическими трансмиссиями.

Однако, применение данного метода не позволяет выявить влияние характеристики привода, разветвленности кинематической схемы и инерционно-

сти ее элементов на динамику и параметры подъема. И не позволяет оценить совершенство спуско-подъемного комплекса в целом с точки зрения затрат машинного времени при СПО.

В практике конструирования и эксплуатации буровых установок оценка энергозатрат при СПО не осуществляется, что является существенным недостатком

2.1. Тахограмма скорости подъема талевого блока на высоту одной свечи

свечи

Процесс подъема бурильного инструмента на высоту одной свечи характеризуется наличием следующих трех периодов: период разгона (увеличение скорости от нуля до некоторого установившегося значения), период установившегося движения (движение с установленной скоростью), период замедления (уменьшение скорости от установленного значения до нуля).

В общем виде машинное время в одном цикле подъема t_m может быть определено (см. рис. 2.1)

$$t_m = t_p + t_y + t_z, \quad (2.4)$$

где t_p , t_y и t_z – время разгона, установленного движения и замедления соответственно

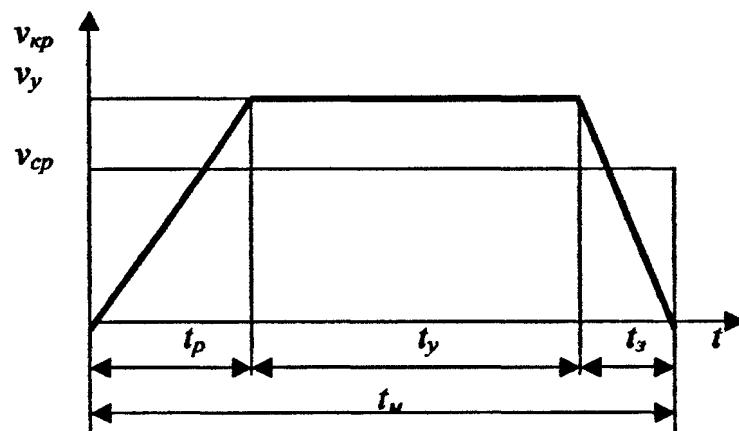


Рис. 2.1. Тахограмма скорости подъема талевого блока на высоту свечи

Ниже рассматриваются закономерности движения талевого блока в каждом из трех рассматриваемых периодов.

2.2 Разгон 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 талевой системы и приведенной массы системы.

Дифференциальное уравнение движения системы при разгоне талевого блока можно записать:

$$\frac{dv}{dt} * m_{np,p} = P_D - Q_c, \quad (2.5)$$

где $m_{np,p}$ – суммарная масса системы при разгоне, приведенная к талевому блоку, кг;

P_D – движущая сила, развиваемая приводом в период разгона, приведенная к талевому блоку, Н;

Q_c – сила веса (сила сопротивления) талевого блока и бурильной колонны (с учетом выталкивающей силы бурового раствора и сил трения), кН.

Тогда время разгона колонны бурильных труб t_p определяется как интеграл изменения скорости от 0 до V_v

$$t_p = \int_0^{V_v} \frac{m_{np,p} * dv}{P_D - Q_c}, \quad (2.6)$$

Значения величин, входящих в уравнение (2.6), определяются следующим образом.

Нагрузка на струны каната от веса талевого блока и от усилия в верхней части бурильной колонны Q_c (сила сопротивления) равна

$$Q_c = Q_{kol} \left(1 - \frac{\rho_p}{\rho_m} + f \right) + G_{m,c}, \quad (2.7)$$

где Q_{kol} – сила веса бурильной колонны с учетом компоновки низа бурильной колонны (КНБК), Н;

ρ_p , ρ_m – плотность бурового раствора и материала бурильных труб соответственно, кг/м³:

f – коэффициент трения колонны бурильных труб о стенку скважины;

G_{mc} – сила веса поступательно движущихся частей талевой системы, Н.

Вес колонны бурильных труб O_{kol} можно выразить

при $L_{kol} \leq L_{vbt}$

$$O_{kol} = q_{vbt} * l_{ce} * n; \quad (2.8)$$

при $L_{kol} > L_{vbt}$

$$O_{kol} = q_{vbt} * l_{ce} * n_{vbt} + (n - n_{vbt}) * q_m * l_{ce}, \quad (2.9)$$

где L_{vbt} , q_{vbt} , n_{vbt} – длина, вес погонного метра и число утяжеленных бурильных труб соответственно;

число утяжеленных бурильных труб определяется из выражения

$$n_{vbt} = \frac{P}{l_{ce}(q_{vbt} - q_m)}; \quad (2.10)$$

q_m – сила веса погонного метра бурильных труб, Н;

L_{kol} – длина колонны бурильных труб с УБТ, м;

n – число свечей бурильных труб;

P – превышение веса компоновки низа бурильной колонны над весом бурильных труб (КНБК) такой же длины, Н.

Суммарная масса подвижных элементов системы при разгоне, приведенная к бурильной колонне $m_{np.d}$, находится по следующим зависимостям

$$m_{np.d} = m_{kol} + m_{mc} + m_{np.k.b.d} + m_{np.na} + m_{np.w} + m_{np.k.v} + m_{np.b} \quad (2.11)$$

где m_{kol} – масса колонны бурильных труб

$$m_{kol} = \frac{Q_{kol}}{g}; \quad (12)$$

g – ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$;

m_{mc} – масса поступательно движущихся частей талевой системы

$$m_{mc} = \frac{G_{mc}}{g}; \quad (2.13)$$

$m_{np.k.b.d}$ – масса талевого каната навитого на барабан, приведенная к талевому блоку, в начале периода разгона

$$m_{np.k.b.d} = q_k * 2 * \pi * U_{mc}^2 * z * R_{np}; \quad (2.14)$$

q_k – сила веса погонного метра талевого каната, Н;

U_{mc} – кратность оснастки талевой системы;

R_d – расчетный радиус навивки каната на барабан, м;

$m_{np.na}$ – приведенная масса вращающихся элементов привода (без подъемного вала) определяется по данным конструктивно-кинематической схемы, моментов инерции элементов и передаточных отношениях между ними (см. ниже);

$m_{np.b}$ – приведенная масса подъемного вала (барабана с вращающимися с ним элементами)

$$m_{np.b} = \frac{J_b * U_{m.c}^2}{R_d^2}; \quad (2.16)$$

где J_b – суммарный момент инерции подъемного вала и элементов связанных с ним, $\text{кг}/\text{м}^2$:

$m_{np.w}$ – приведенная масса шкивов талевой системы определяется по окружной скорости каната в желобе шкива. Если принять, что шкивы имеют одинаковые размеры и одинаковые моменты инерции, тогда для талевой системы без дополнительных шкивов на кронблоке, отводящих тяговую струну от элементов вышки, имеем

$$m_{np.w} = \frac{J_w}{6 * r^2} * U_{m.c} (U_{m.c} + 1) * (2 * U_{m.c} + 1), \quad (2.17)$$

где r – радиус талевого шкива по оси каната в желобе, м;

$$r = \frac{D_w + d_k}{2} \quad (2.18)$$

D_w – диаметр шкива по дну желоба, м;

d_k – диаметр каната, м;

J_w – момент инерции шкива талевого блока;

$m_{np.k.p}$ – масса талевого каната, находящегося в оснастке (без учета каната навитого на барабан) в начале периода разгона, определяется следующим образом

$$m_{np.k.p} = \frac{h_c * q_k}{3 * g} * U_{m.c} \left[(U_{m.c} + 2) * (U_{m.c} + 1) + 3 * U_{m.c} \left(\frac{H_{m.c}}{h_c} - 1 \right) \right] \quad (2.19)$$

h_c – длина струн талевого каната в начале периода разгона, м;

$H_{m.c}$ – длина тяговой струны, м;

Движущая сила от действия момента двигателя (оперативной муфты или силового агрегата), приведенная к талевому блоку, определяется по формуле

$$P_D = \frac{M_n * U_{m,c} * U_{nai} * \eta_{m,c(n)} * \eta_{na}}{R_p} \quad (2.20)$$

где M_n – пусковой момент на ведомом валу оперативной муфты (силового агрегата или двигателя) в период разгона ($\text{Н}^*\text{м}$) определяется в зависимости от типа привода (см. ниже);

U_{nai} – передаточное отношение от двигателя (силового агрегата или оперативной муфты), до подъемного вала (находится ниже);

$\eta_{m,c(n)}$ – к.п.д. талевой системы при подъеме бурильной колонны из n свечей, который определяется по формуле

$$\eta_{m,c(n)} = \frac{1}{\eta_o} + \frac{0.04(G_{ca} * n_{max} + P) + G_{m,c}}{G_{ca} * n + P + G_{m,c}} - 0.04 \quad (2.21)$$

$$\text{где } \eta_o = \frac{\eta_u(1 - \eta_{us}^{U_{m,c}})}{U_{m,c}(1 - \eta_{us})} \quad (2.22)$$

n_{max} – максимальное число свечей в бурильной колонне;

η_{na} – к.п.д. подъемного агрегата с приводом;

G_{ca} – сила веса свечи бурильных труб, Н;

η_{us} – к.п.д. шкива.

R_p – расчетный радиус навивки каната на барабан, равный

$$R_p = \frac{l_c * \varepsilon * U_{m,c}}{2 * \pi(z * k_{max} - a)} \quad (2.23)$$

где $z = \frac{L_b}{d_r + \Delta}$ – число витков каната в одном слое барабана;

L_b – длина бочки барабана;

$\Delta = 0.0015 \dots 0.002$ м – расстояние (зазор) между двумя рядом лежащими витками каната на барабане;

a – число витков первого слоя навивки каната на барабан, не свиваемых при СПО (для БУ-2500, $a = 15$ витков);

$k_{max} = 3$ – максимальное число слоев каната, навиваемого на барабан.

Установившаяся скорость подъема бурильной колонны ($V_{y(n)}$), состоящей из n свечей, определяется из выражения

$$v_y = \frac{N_{\text{мк}} * \varphi_n * \eta_m c(n) * \eta_{\text{на}}}{Q_{c(n)}}, \quad (2.24)$$

где $N_{\text{мк}}$ – мощность двигателей (силовых агрегатов) привода лебедки, кВт;

φ_n – коэффициент перегрузочной способности двигателя при установившейся скорости подъема талевого блока;

$Q_{c(n)}$ – сила сопротивления бурильной колонны из n свечей, определяется из (2.7).

Для нахождения времени и пути разгона бурильной колонны применим предложенный в работах [13, 39] численный метод расчета (интегрирования), который состоит в следующем. Разобьем найденную установившуюся скорость подъема v_y на $J_y = 2^{i_\varepsilon}$ интервалов, где $i_\varepsilon = 1, 2, 3\dots$, то есть

$$D_y = \frac{v_y}{J_y} \quad (2.25)$$

и будем рассматривать параметры движения системы на каждом из полученных интервалов нарастания скорости. К концу первого участка (при $l = 1$) скорость движения будет равна $V_{d,l} = D_y$, а крутящий момент двигателя (оперативной муфты, силового агрегата и т.д.) в начале первого интервала нарастания скорости – M_l . Скорость разгона талевого блока к концу второго и каждого последующего интервала будет определяться по формуле

$$V_{d,l} = V_{d,l-1} + D_y \quad (2.26)$$

Развиваемый момент на выходном валу двигателя (силового агрегата, муфты) при известной скорости вращения его вала $n_{d,l}$ находится из характеристики двигателя (см. ниже).

В свою очередь частота вращения выходного вала двигателя (муфты и т.д.) $n_{d,l}$ в рассматриваемом интервале находится

$$n_{p,l} = \frac{v_{p,l}}{C_s} \quad (2.27)$$

где C_v – кинематический коэффициент, равный

$$C_v = \frac{\pi * R_p}{U_{m,c} * U_{naj} * 30}. \quad (2.28)$$

По принятому значению момента на начало первого интервала $M_1 = M_{max}$ и найденному значению момента на конец этого интервала M_2 находим среднее значение момента, действующего в рассматриваемом интервале

$$M_m = 0.5(M_2 + M_1) \quad (2.29)$$

После чего находим движущую силу в системе, развивающую двигателем (силовым агрегатом или оперативной муфтой)

$$P_{ds} = M_m * C_o, \quad (2.30)$$

$$\text{где } C_o = \frac{U_{m,c} * U_{naj} * \eta_{m,c(n)} * \eta_{na}}{R_p} \quad (2.31)$$

Далее, находим время разгона системы в этом интервале

$$D_{m,l} = \frac{m_{np,p} * D_v}{P_{ds} - O_s} \quad (2.32)$$

Прирашив скорость подъема по (2.26), повторяем расчет времени разгона в следующем интервале скорости по формулам (2.27) – (2.32) и так далее, а общее время разгона находим

$$t_p = \sum_{l=1}^{J_v} D_{m,l} \quad (2.33)$$

Суммарный путь талевого блока при разгоне S_p будет найден, как

$$S_p = \sum_{l=1}^{J_v} \frac{(v_{p,l} + v_{p,l-1}) * D_{m,l}}{2}. \quad (2.34)$$

Если разность между t_p при $J_v = 2^{j_\varepsilon+1}$ и t_p при $J_v = 2^{j_\varepsilon}$ больше 0.01, то принимают $J_v = 2^{j_\varepsilon+2}$ и т.д., а расчеты t_p повторяют до тех пор, пока разность между двумя последовательными расчетами t_p не будет меньше 0.01, а окончательному времени и пути разгона присваивается результат последнего расчета.

Для нахождения энергетических затрат при разгоне, воспользуемся алгоритмом расчета затрат машинного времени при разгоне (см. выражения (2.27), (2.28), и (2.32)).

В каждом рассматриваемом интервале скорости крюка $v_{p,l}$ (итерации) с частотой вращения выходного вала двигателя (силового агрегата, оперативной муфты и т.д.) $n_{p,l}$ и при среднем значении момента M_{μ} , требуемая мощность $N_{p,l}$ определяется

$$N_{p,l} = M_{\mu,l} * \omega_{p,l} = M_{\mu,l} * \frac{\pi * n_{p,l}}{30}, \quad (2.35)$$

а затраты энергии в интервале одной итерации $W_{p,l}$ будут равны

$$W_{p,l} = N_{p,l} * D_{m,l}. \quad (2.36)$$

Суммарные затраты энергии $W_{p(n)}$ при разгоне за цикл одного подъема (бурильной колонны из n свечей) равны

$$W_{p(n)} = \sum_{l=1}^J W_{p,l} \quad (2.37)$$

Суммарные затраты энергии $W_{p\Sigma}$ при разгоне за цикл всех подъемов при бурении скважины равны

$$W_{p\Sigma} = \sum_{n=1}^N W_{p(n)} * S_n. \quad (2.38)$$

2.3. Замедление талевого блока

Особенность этого этапа состоит в том, что в этот период происходит отключение силового привода от подъемного вала, продолжается движение талевой системы с загруженным крюком за счет сил инерции вверх, одновременно осуществляется затормаживание барабана лебедки и соединенных с ним вращающихся элементов.

Суммарная масса подвижных элементов системы при замедлении, приведенная к бурильной колонне $m_{n\ddot{o},3}$ находится по следующим зависимостям

$$m_{n\ddot{o},3} = m_{кан} + m_{mc} + m_{n\ddot{o},ш} + m_{n\ddot{o},к.з} \quad (2.39)$$

где $m_{n\ddot{o},к.з}$ – масса талевого каната находящегося в оснастке (без учета каната навитого на барабан) в конце периода замедления, определяется следующим образом

$$m_{np,sp,3} = \frac{h_c * m_k}{3 * g} * U_{mc} \left[(U_{mc} + 2) * (U_{mc} + 1) + 3 * U_{mc} \left(\frac{H_{mc}}{h'_c} - 1 \right) \right] \quad (2.40)$$

где h'_c - длина струн талевого каната в конце периода замедления

$$h'_c = H_{mc} - h_c \quad (2.41)$$

Исходя из условия задачи, т.е. определения параметров движения бурильной колонны в период замедления, как подброшенного вверх тела, время t_3 и путь движения S_3 , можно записать

$$t_3 = \frac{v_y * m_{np,3}}{2 * O_c} \quad (2.42)$$

$$S_3 = \frac{v_y^2 * m_{np,3}}{2 * O_c} \quad (2.43)$$

Так как к началу периода замедления подъемный вал лебедки отключается от силового привода, энергетических затрат со стороны двигателей нет. Кинетическая энергия поступательно движущихся и вращающихся элементов системы (бурильной колонны, талевого блока, шкивов талевой системы, подъемного вала), приобретенная ими в период разгона, трансформируется в потенциальную энергию положения – высоту подъема.

2.4. Установившееся движение талевого блока

Поскольку путь движения талевого блока равен длине свечи с учетом переподъема, путь установившегося движения S_y , при подъеме на высоту свечи будет равен

$$S_y = l_{ce} * \varepsilon - S_p - S_3 \quad (2.44)$$

где S_p – путь, пройденный талевым блоком при разгоне, м;

S_3 – путь при замедлении, м.

Затраты времени в период установившегося движения при подъеме на высоту свечи будут равны

$$t_y = \frac{S_y}{v_y} \quad (2.45)$$

Требуемая мощность двигателей $N_{(n)}$ при подъеме бурильной колонны из n свечей в период установившегося движения определяется

$$N_{(n)} = \frac{v_y * Q_{c(n)}}{\eta_{m.c(n)} * \eta_{nat}} \quad (2.46)$$

Энергетические затраты $W_{v(n)}$ при установившемся движении за цикл одного подъема бурильной колонны из n свечей равны

$$W_{v(n)} = N_{(n)} * t_{v(n)} \quad (2.47)$$

Энергетические затраты на установившееся движение за цикл всех подъемов при бурении скважины равны

$$W_{v\Sigma} = \sum_{n=1}^{n_{max}} W_{v(n)} * S_n. \quad (2.48)$$

где n_{max} – максимальное число свечей в бурильной колонне;

$$n_{max} = \frac{L_{max}}{l_{\sim}} \quad (2.49)$$

S_n – количество подъемов бурильной колонны из n свечей за цикл бурения скважины, определяемое

$$S_n = \frac{L_{max}}{h_{cp}} * \left(1 - \sqrt[m_c]{\frac{l_{\sim} * n}{L_{max}}} \right) + 1 \quad (2.50)$$

где L_{max} – максимальная глубина скважины, м;

h_{cp} – средняя проходка на долото, м;

m_c – показатель степени кривой проходки скважины.

С учетом формул (2.33), (2.42) и (2.45) и, сделав соответствующие преобразования, машинное время одного подъема колонны бурильных труб из n свечей на высоту одной свечи будет иметь вид

$$t_{m(n)} = t_{p(n)} + t_{s(n)} + t_{y(n)} = \sum_{l=1}^L D_{m.l(n)} + \frac{v_{y(n)} * m_{y,n(n)}}{2 * Q_{c(n)}} + \frac{S_{y(n)}}{v_{y(n)}} \quad (2.51)$$

Суммарное машинное время подъема найдем

$$T_m = \sum_{n=1}^{n_{max}} t_{m(n)} * S_n \quad (2.52)$$

Суммарные энергетические затраты W_{Σ} за цикл бурения скважины будут равны

$$W_{\Sigma} = W_{p,\Sigma} + W_{v,\Sigma} \quad (2.53)$$

2.5. Учет характеристик силового привода при расчете энергозатрат и затрат машинного времени при СПО

Отличительными особенностями, зависящими от типа силового привода буровой лебедки и подлежащими учету при расчете энергозатрат и затрат машинного времени при СПО, являются:

- установленная мощность двигателей в приводе;
- тип двигателей, которыми являются:
 - а) электродвигатель постоянного тока;
 - б) электродвигатель переменного тока синхронный с электромагнитной муфтой скольжения;
 - в) электродвигатель – асинхронный;
 - г) двигатель внутреннего сгорания (ДВС) с механической трансмиссией;
 - д) двигатель внутреннего сгорания с турботрансформатором.
- характеристика электродвигателей, внешняя характеристика ДВС, характеристики турботрансформатора, электромагнитной муфты скольжения, оперативной муфты включения подъемного вала;
- инерционные параметры (моменты инерции) элементов кинематической схемы, передаточные отношения трансмиссии между двигателем и подъемным валом и т.д.

Трансформация вышеперечисленных характеристик, параметров и показателей применительно к методике расчета энергозатрат и затрат машинного времени при СПО представлена ниже.

2.5.1. Силовой привод лебедки буровой установки БУ 2500-ДГУ

Кинематическая схема привода СПК БУ 2500-ДГУ представлена на рис.2.2. В качестве двигателей в приводе лебедки применены силовые дизель-гидравлические агрегаты В2-450АВ-С3, мощностью по 330 кВт каждый.

Для выполнения СПО используются два дизель-гидравлических агрегата.

Передаточные отношения трансмиссии подъемного агрегата U_{nai} находятся

$$U_{nai} = U_d * U_i * U_b \quad (2.54)$$

где U_d – передаточное отношение трансмиссии от выходного вала ТТК до входного вала КПП

$$U_d = \frac{ZE(2)}{ZE(1)} * \frac{ZE(4)}{ZE(3)} \quad (2.55)$$

где $ZE(2)$, $ZE(1)$ – соответствующие числа зубьев звездочек понижающей цепной передачи суммирующего редуктора;

$ZE(4)$, $ZE(3)$ – числа зубьев звездочек цепной передачи между КПП и суммирующим редуктором соответственно;

U_i – передаточные отношения КПП на j -ой передаче

$$U_i = \frac{Z_{2j}}{Z_{1j}} \quad (2.56)$$

где Z_{2j} – число зубьев звездочек выходного вала;

Z_{1j} – тоже входного вала КПП;

U_b – передаточное отношение цепной передачи между подъемным валом и КПП

$$U_b = \frac{Z_b}{Z_{kpp}} \quad (2.57)$$

где Z_b – число зубьев звездочки на подъемном валу;

Z_{kpp} – тоже на выходном валу КПП.

Приведение моментов инерции трансмиссии подъемного агрегата осуществляется следующим образом.

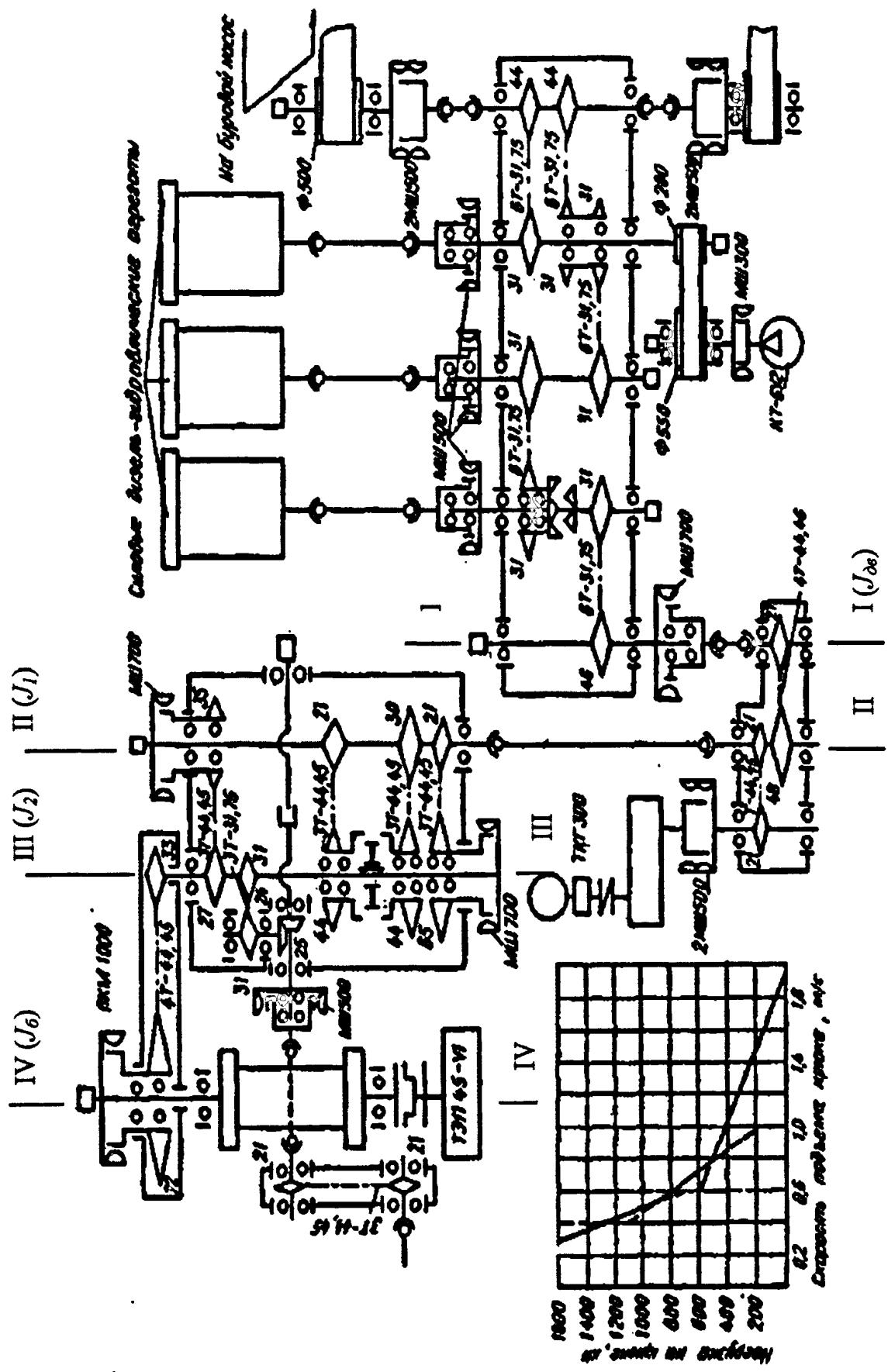


Рис. 2.2 Кинематическая схема и тяговая характеристика подъемной системы буровой установки Бу 2500-ДПУ

Суммарная приведенная к бурильной колонне масса от вращающихся элементов привода выражается

$$m_{np.nai} = m_{np.\partial\theta} + m_{np.Ii} + m_{np.2}, \quad (2.58)$$

где $m_{np.\partial\theta}$ – масса от приведения суммарного момента инерции всех элементов от выходного вала ТТК до выходного вала суммирующего редуктора включительно

$$m_{np.\partial\theta} = J_{\partial\theta} * \left(\frac{U_{m.c} * U_{naj}}{R_p} \right)^2, \quad (2.59)$$

$J_{\partial\theta}$ – суммарный (приведенный к выходному валу суммирующего редуктора) момент инерции всех вращающихся элементов трансмиссии от выходного вала ТТК до выходного вала суммирующего редуктора включительно, $\text{кг}/\text{м}^2$:

$m_{np.Ii}$ – масса от приведения моментов инерции входного вала КПП с присоединенными к нему элементами

$$m_{np.Ii} = J_1 * \left(\frac{U_{m.c} * U_j * U_e}{R_p} \right)^2, \quad (2.60)$$

J_1 – момент инерции выходного вала КПП и элементов с присоединенными к нему элементами, $\text{кг}/\text{м}^2$;

$m_{np.2}$ – масса от приведения моментов инерции ведущего вала КПП с присоединенными к нему элементами

$$m_{np.2} = J_2 * \left(\frac{U_{m.c} * U_e}{R_p} \right)^2, \quad (2.61)$$

J_2 – момент инерции ведомого вала КПП с присоединенными к нему элементами, $\text{кг}/\text{м}^2$:

Крутящий момент, развиваемый на выходном валу турботрансформаторов, может быть найден из характеристики последних.

На рис. 2.3 представлена экспериментальная зависимость крутящего момента на выходном валу турботрансформатора от частоты его вращения, откуда развиваемый момент аналитически выражается (как функция n)

$$M_{\text{кв}} = 5.566 - 3 \cdot 10^{-3} \cdot n_{\text{дв}} \quad (2.62)$$

где $n_{\text{дв}}$ – частота вращения выходного вала турботрансформатора, об/мин

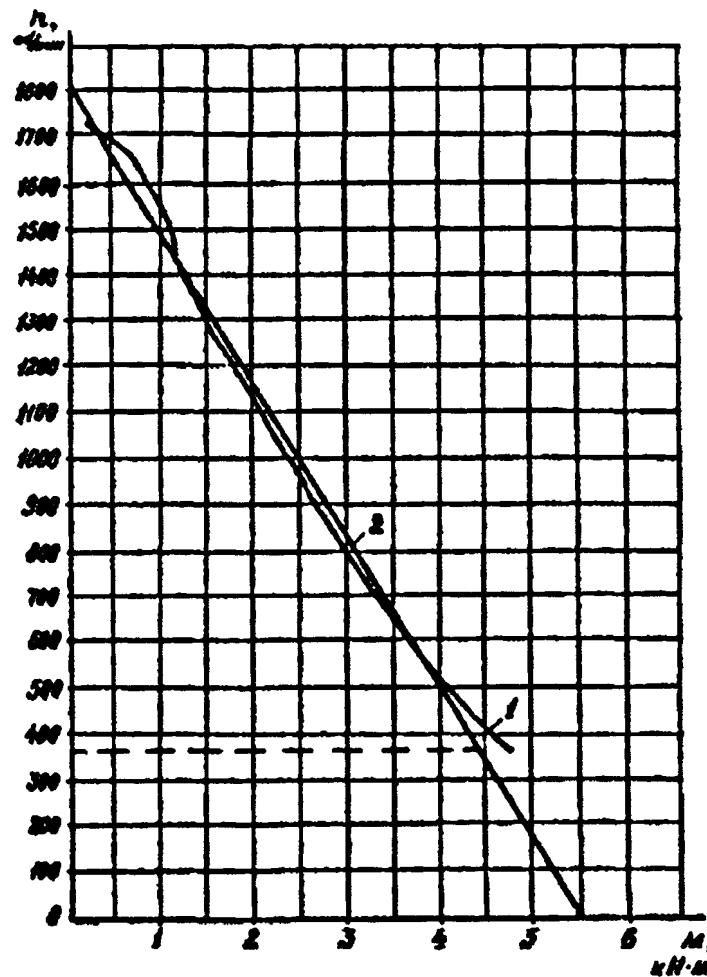


Рис. 2.3 Экспериментальная – 1 и расчетная – 2 механические характеристики силового агрегата В2-450АВ-С3

Подставляя в данную формулу частоту вращения $n_{\text{д.л.}}$, полученную из выражения (2.27), будем иметь значения крутящего момента на выходном валу турботрансформатора в рассматриваемом интервале разгона (итерации).

На рис. 2.4 представлена характеристика турботрансформатора – зависимость его к.п.д. от частоты вращения выходного вала. Аналитическое выражение к.п.д. от частоты вращения выходного вала (после соответствующей обработки) имеет вид

$$\eta_{\text{ттк}} = 14 \cdot 10^{-10} \cdot n_{\text{д.л.}}^3 - 3.86 \cdot 10^{-6} \cdot n_{\text{д.л.}}^2 + 3.124 \cdot 10^{-3} \cdot n_{\text{д.л.}} + 0.076. \quad (2.63)$$

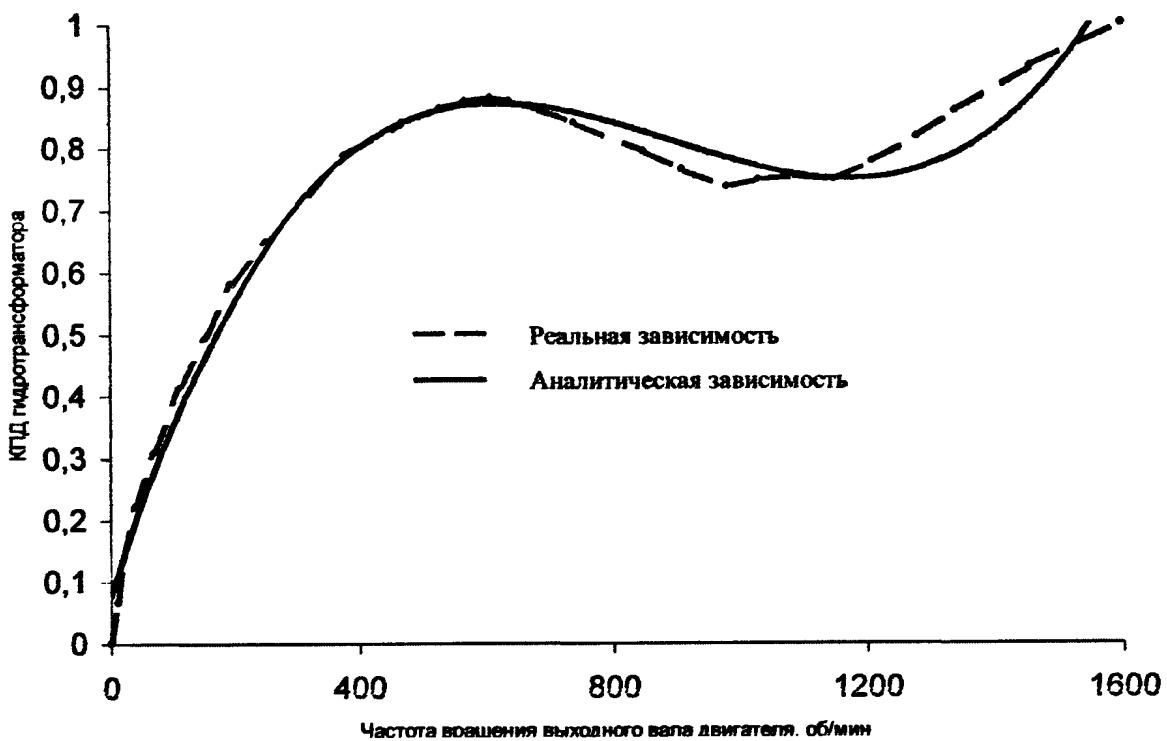


Рис. 2.4 Зависимость к.п.д. турботрансформатора от частоты вращения его выходного вала

2.5.2. Оценка затрат машинного времени и энергозатрат при подъеме бурильной колонны за цикл проводки скважины буровой установкой БУ 2500-ДГУ

Результаты расчета затрат машинного времени (за каждый период тахограммы) на один подъем бурильной колонны из N свечей на высоту свечи подъемным комплексом буровой установки БУ 2500-ДГУ представлены на рис. 2.5.

Полученные данные позволяют сделать качественную и количественную оценку затрат машинного времени в период разгона, установившегося движения, в период замедления и их суммарное значение при подъеме бурильной колонны из N свечей (N изменяется от 1 до N_{\max}).

Как видно из рисунка, время замедления в цикле подъема сравнительно мало и уменьшается с увеличением нагрузки на крюке, время же разгона в пре-

делах одной скорости подъема незначительно растет с увеличением нагрузки на крюке. Суммарные затраты времени в основном предопределяются временем установившегося движения.

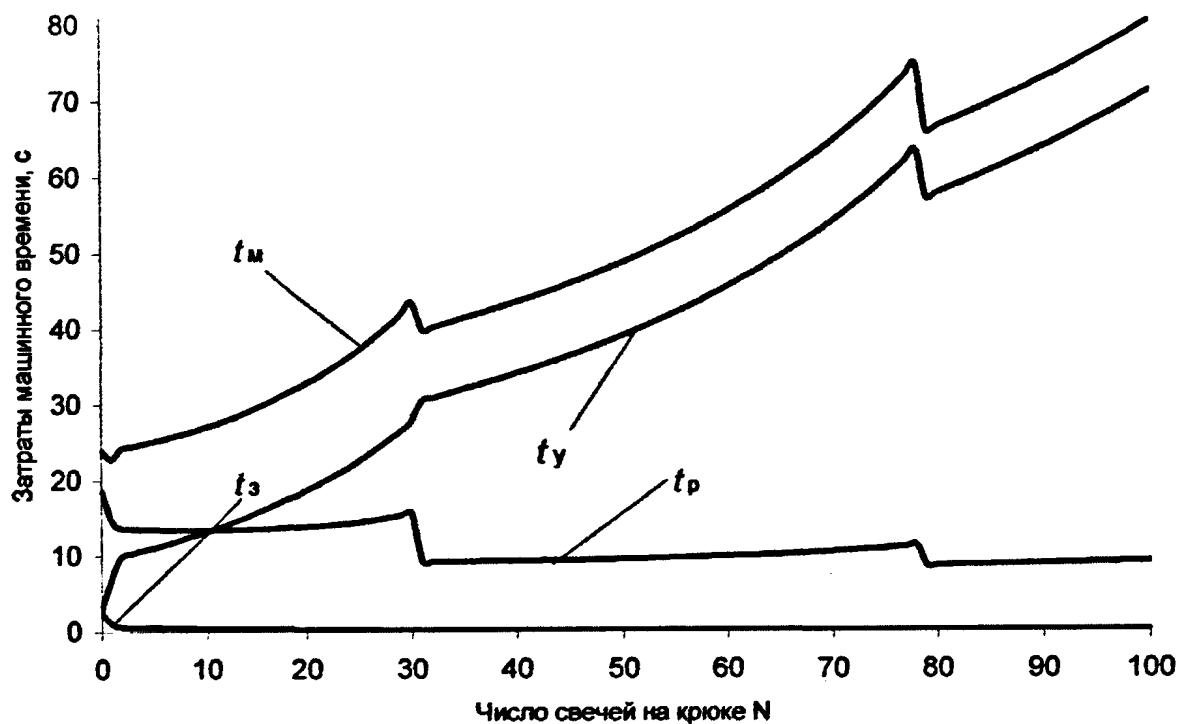


Рис. 2.5. Зависимость затрат машинного времени на один подъем бурильной колонны из N свечей на высоту свечи (БУ 2500-ДГУ) от числа свечей в БК

Приняв показатели бурения “типовой скважины” равными $L_{m\pi} = 2500$ м, $h_{cp} = 50$ м, $m_c = 0.6$ и количество подъемов бурильной колонны из N свечей за цикл бурения скважины S_n по формуле (2.50), и подставив эти значения в формулы (2.51) и (2.52), получим суммарные затраты машинного времени на подъем бурильной колонны из N свечей за цикл бурения скважины, представленные на рис. 2.6.

Общие затраты машинного времени на подъем бурильных труб из скважины и подъемы незагруженного элеватора за цикл бурения “типовой скважины” подъемным комплексом БУ 2500-ДГУ составляют 58.6 часов.

Энергетические затраты на подъем бурильной колонны получены подставкой соответствующих данных в формулы (2.35) – (2.38) и (2.46) – (2.48) и представлены в разделе 2.6.5.

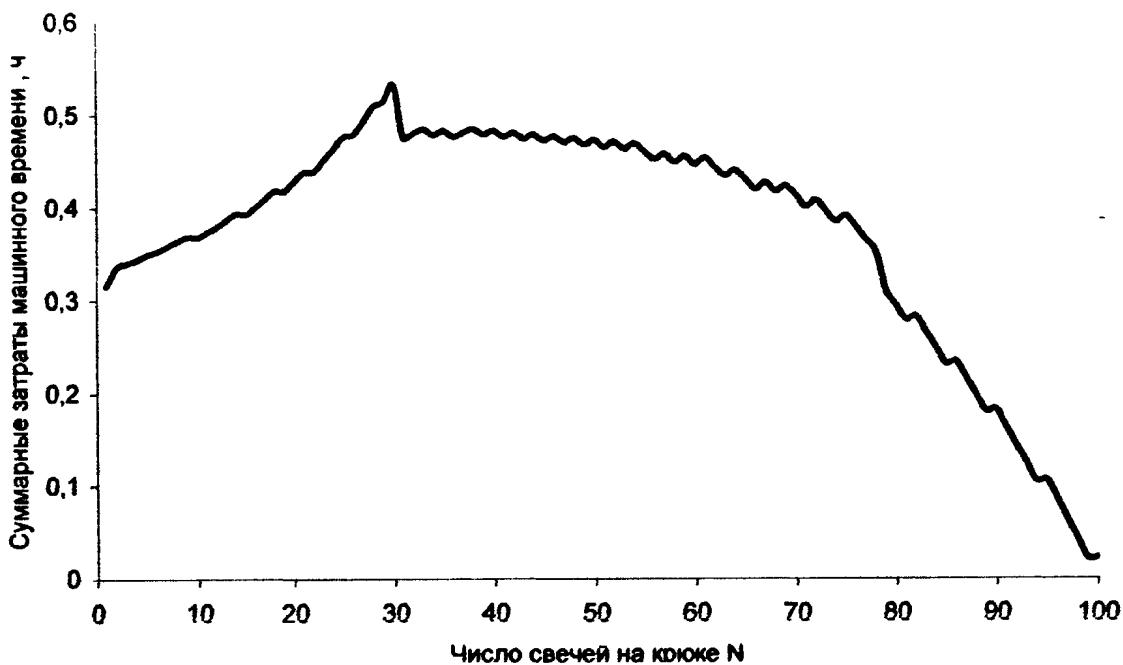


Рис. 2.6. Зависимость суммарных затрат машинного времени при подъеме бурильной колонны из N свечей на высоту свечи за цикл бурения скважины (БУ 2500-ДГУ) от числа свечей в БК

2.5.3. Учет влияния характеристики оперативной пневматической муфты на затраты машинного времени при СПО.

В период включения оперативной муфты в начальный момент вращения подъемного вала одним из основных параметров процесса сцепления является крутящий момент, развиваемый муфтой за счет сил трения в функции времени. Усилия, с которыми трущиеся поверхности фрикционной пары прижимаются друг к другу, образуются под влиянием нарастающего давления воздуха в пневматической камере нажимного устройства. На рис. 2.7 показан график изменения момента на фрикционной муфте в течение периода ее включения.

Время наполнения камеры муфт воздухом колеблется в больших пределах – от 1 до 10 с в зависимости от сопротивлений в элементах пневмоуправ-

ления и в воздухопроводе от давления воздуха в воздухосборнике, а также от объема пневматической камеры и конструкции муфты [9].

В буровых установках время сцепления кроме того зависит от маховых масс сцепляемых систем и находится в пределах значений времени наполнения камеры воздухом t_o . Увеличение времени сверх указанного стремится избегать, так как оно приводит к перегреву ее элементов из-за буксования муфты.

В.Л. Архангельским в работе [10] предложена методика определения параметров муфты в зависимости от времени наполнения воздухом её камеры, рассматриваемая ниже.

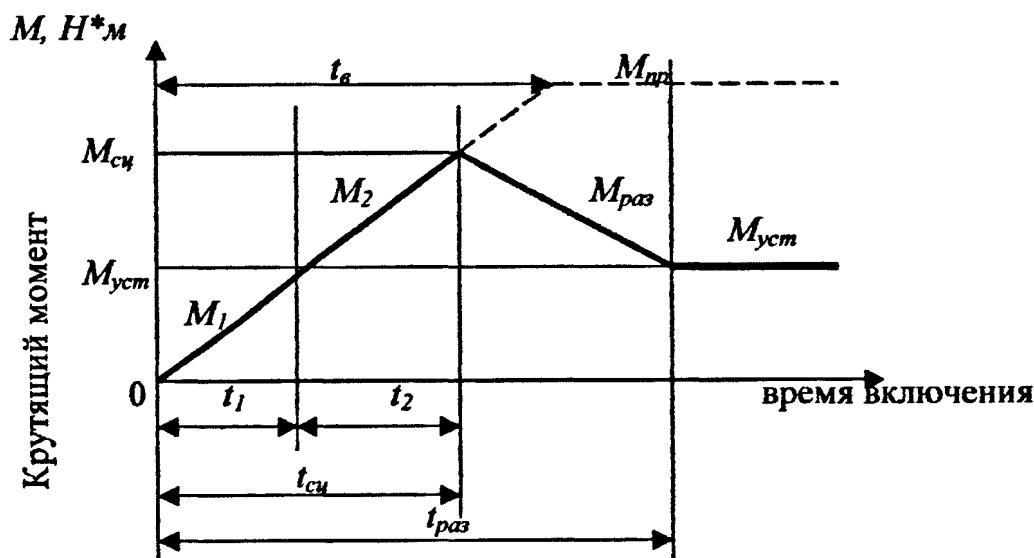


Рис. 2.7 График крутящего момента фрикционной муфты в период включения

Нарастание давления в камере муфты аппроксимировано эмпирической зависимостью

$$p = p_o * \frac{t_i}{t_o} \left(2 - \frac{t_i}{t_o} \right) \quad (2.64)$$

где P_o – максимальное давление в камере муфты, равное давлению воздуха в воздухосборнике, Па;

t_i – текущее время, с;

t_o – время наполнения воздухом камеры муфты, с.

Крутящий момент муфты в период наполнения определяется по выражению

$$M = M_o * \frac{t_i}{t_o} \left(2 - \frac{t_i}{t_o} \right) \quad (2.65)$$

где M_o – максимальный момент муфты, соответствующий давлению P_o .

Если пренебречь влиянием центробежных сил в зависимости от изменения угловой скорости (т.к. ошибки при этом не превышают 2-4 %), то значения M_o можно определить по формуле

$$M = M_o * \frac{t_i}{t_o} \quad (2.66)$$

Приняв, что на валу буровой лебедки установлена шинопневматическая муфта ШПМ-1070, с предельным расчетным крутящим моментом $M_o = 54000 \text{ Н}^*\text{м}$ и временем наполнения камеры воздухом, равным $t_o = 3, 5$ и 8 с соответственно, выполняем расчет времени наполнения камеры пневматической муфты буровой установки БУ 2500-ДГУ для различных t_o .

Для проведения расчетов предварительно разобьем время t_o на $D_t = \frac{t_o}{x}$ интервалов, где x – число интервалов деления времени наполнения (число итераций).

Определяем текущее время наполнения камеры пневматической муфты

$$t_{\text{муф.}(y)} = y * D_t - \frac{D_t}{2} \quad (2.67)$$

где y – порядковый номер итерации.

Определяем крутящий момент муфты в период наполнения

$$M_{\text{муф.}(y)} = \frac{M_o * t_{\text{муф.}(y)}}{t_o} \quad (2.68)$$

$$\text{При } M_{c(n)} \geq M_{\text{муф.}(y)} \text{ принимаем } t_{ci} = t_{\text{муф.}(y)}. \quad (2.69)$$

где $M_{c(n)}$ – момент сопротивления, приведенный к подъемному валу от действия веса колонны бурильных труб и веса подвижных частей талевой системы

$$M_{c(n)} = \frac{Q_{c(n)} * R_p}{U_{mc} * \eta_{mc} * \eta_{na}} \quad (2.70)$$

Далее рассчитываем скорость и путь подъема бурильной колонны в период наполнения камеры пневматической муфты воздухом.

Определяем движущую силу, развиваемую муфтой

$$P_{M(y)} = M_{My\phi(y)} * \frac{U_{m,c} * \eta_{m,c(n)} * \eta_{na}}{R_n} \quad (2.71)$$

Скорость подъема бурильной колонны в интервале времени наполнения камеры пневматической муфты воздухом, т.е. приращение скорости в первом интервале (при выполнении условия (2.70))

$$D_{v,m(y)} = \frac{(P_{M(y)} - Q_{c(n)}) * D_t}{m_{np,v(n)}} \quad (2.72)$$

откуда средняя скорость подъема талевого блока в 1-ом интервале $v_{M(1)} = \frac{D_{v,m(y)}}{2}$, а в конце интервала $v_{M(y)} = D_{v,m(y)}$.

Средняя скорость подъема талевого блока в каждом последующем интервале

$$v_{M(y)} = v_{M(y-1)} + \frac{D_{v,m(y)}}{2}, \quad (2.73)$$

а в конце интервала

$$v_{M(v)} = v_{M(v-1)} + D_{v,m(v)}. \quad (2.74)$$

Приращение пути талевого блока в каждом интервале

$$D_{s,m} = D_t * v_{M(v)} \quad (2.75)$$

$$\text{Суммарный путь } s_{M(v)} = \sum D_{s,m} \quad (2.76)$$

Частота вращения выходного вала муфты в середине каждого интервала подъема

$$n_{M(y)} = \frac{v_{M(v)} * U_{m,c} * 30}{3.14 * R_n} \quad (2.77)$$

Момент на выходном валу турботрансформатора

$$M_{\partial\theta(v)} = 5566 - 2.997 * (n_{M(v)} * U_{nai}) \quad (2.78)$$

Расчеты прекращают при выполнении условия $M_{My\phi(v)} > M_{\partial\theta(v)} * U_{nai} * \eta_{md}$ и принимают $v_{M(y)} = v_{p.m(n)}$, $s_{M(y)} = s_{p.m(n)}$, $t_{my\phi(y)} = t_{p.m.(n)}$.

Далее в формулу (2.26) вместо $v_{D,L}$, подставляем $v_{p.m(n)}$ и продолжаем расчет машинного времени подъема бурильной колонны, с учетом движущей силы (момента), развиваемый турботрансформатором.

На рис. 2.8. представлена расчетная зависимость времени проскальзывания пневматической муфты ШПМ-1070 от времени полного наполнения ее

баллона t_o и нагрузки на крюке. Из данных рисунка видно, что время проскальзывания муфты существенно зависит от номера включенной скорости КПП, т.е. от приведенной массы системы в период разгона, а также от полного времени наполнения камеры t_o .

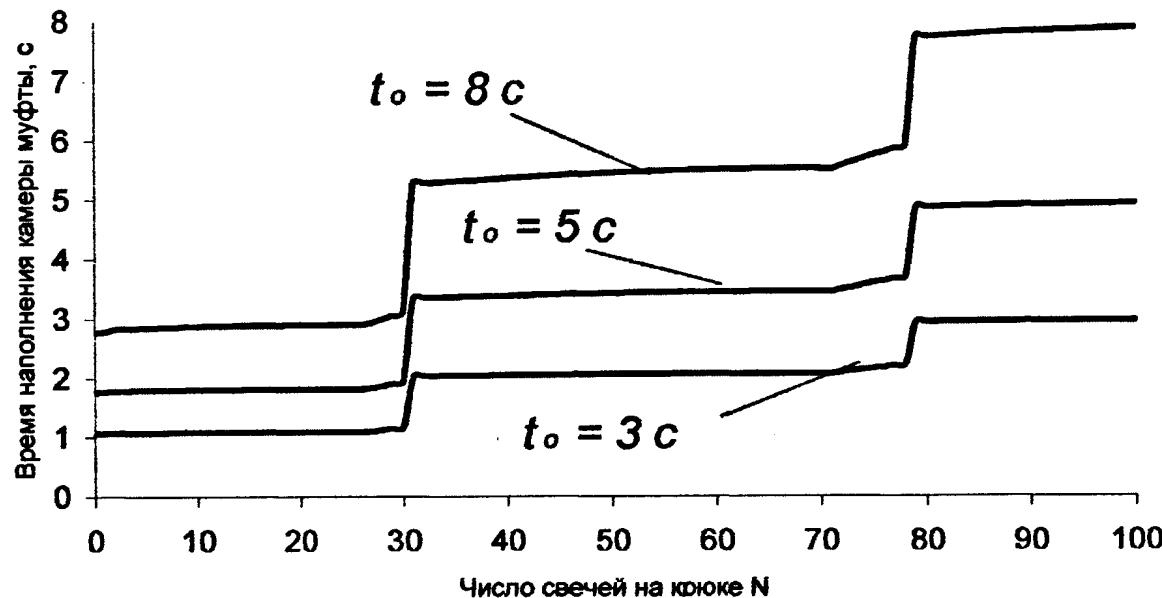


Рис. 2.8. Зависимость времени проскальзывания пневматической муфты ШПМ-1070 от времени наполнения камеры t_o и нагрузки на крюке

Влияние характеристики оперативной муфты включения на суммарные затраты машинного времени подъема бурильной колонны представлено на рис. 2.9. Из данных рисунка можно видеть, что при учете проскальзывания оперативной муфты включения подъемного вала в период разгона при подъеме бурильной колонны из скважины (при времени полного наполнения камеры муфты $t_o = 3 \text{ с}$) затраты машинного времени составляют 62.4 ч. Затраты же машинного времени, рассчитанные без учета характеристики оперативной муфты равны 58.6 ч, т.е. различие составляет 6 %.

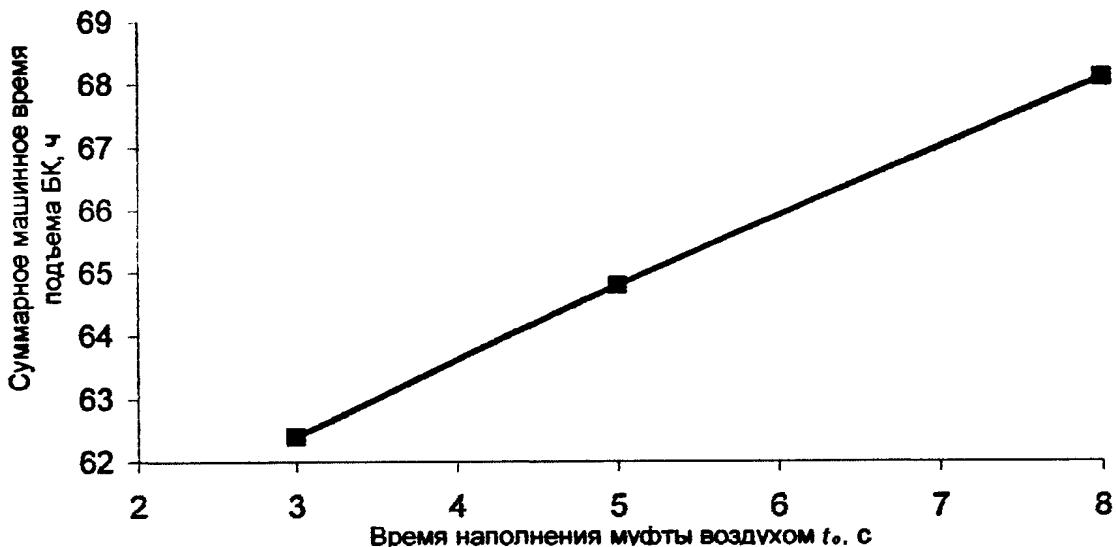


Рис.2.9. Зависимость суммарного машинного времени подъема БК от времени наполнения муфты

2.5.4. Силовой привод лебедки буровой установки БУ 2500-ЭУ

Кинематическая схема привода СПК БУ 2500-ЭУ представлена на рис. 2.10. В качестве двигателя в приводе лебедки применен синхронный двигатель СДСБ-13-42-8, мощностью 450 кВт и с электромагнитной муфтой скольжения ЭМС-750

Расчет передаточных отношений между валами подъемного агрегата и расчет масс поступательно движущихся и вращающихся элементов СПК, приведенных к талевому блоку выполняют аналогично с буровой установкой БУ 2500-ДГУ.

Передаточные отношения трансмиссии подъемного агрегата U_{nai} находятся по формуле (2.54), где U_d – передаточное отношение трансмиссии от выходного вала электродвигателя до входного вала КПП

$$U_d = \frac{ZE(2)}{ZE(1)} \quad (79)$$

$ZE(2)$, $ZE(1)$ – соответствующие числа зубьев звездочек понижающей цепной передачи между двигателем и входным валом КПП;

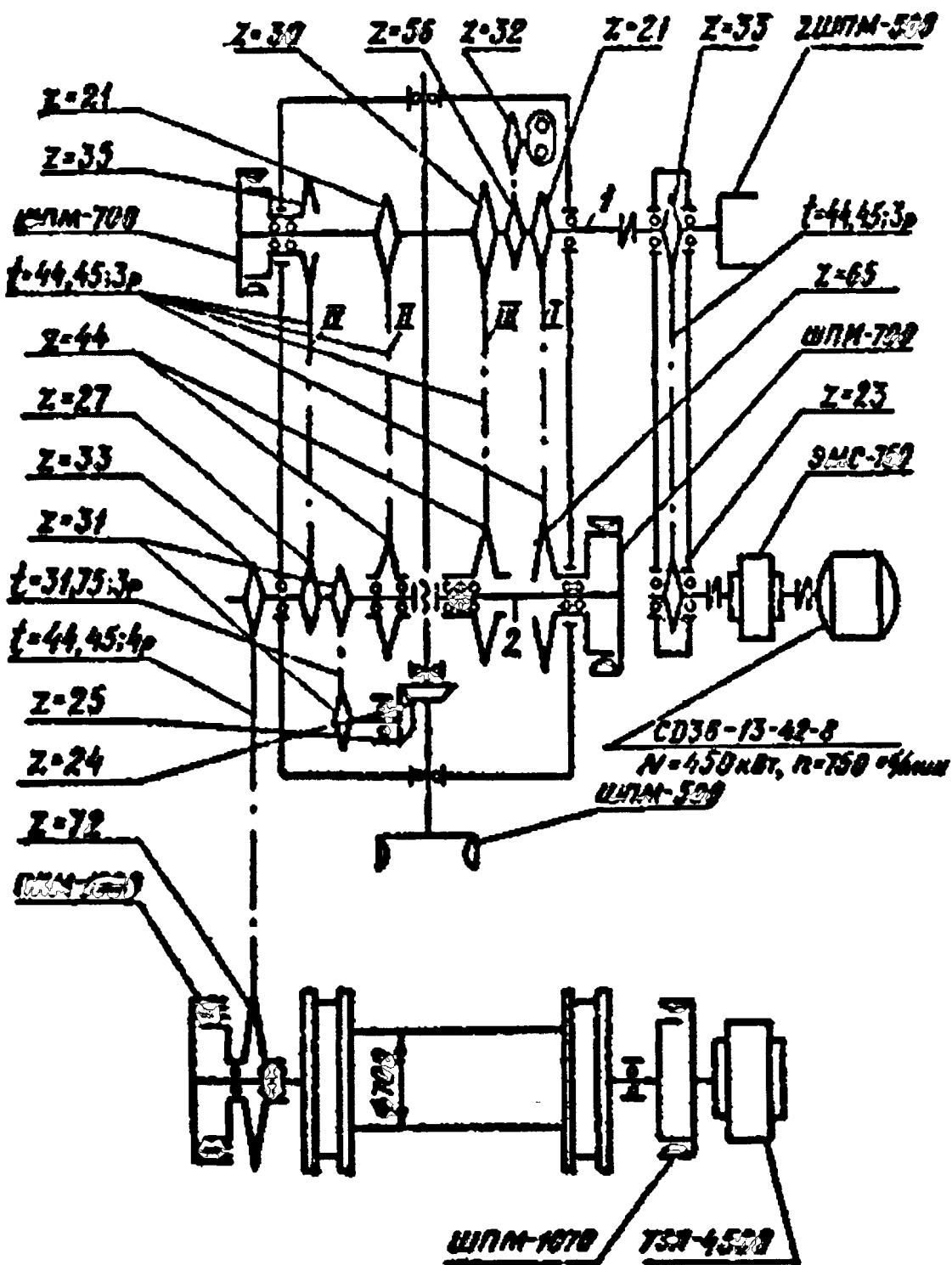


Рис. 2.10 Кинематическая схема подъемной системы буровой установки
БУ 2500-ЭВ

Передаточные отношения КПП на j -ой передаче U_j и передаточное отношение цепной передачи между подъемным валом и КПП U_b определяется аналогично по (2.56) и (2.57).

Суммарная приведенная к бурильной колонне масса от вращающихся элементов привода выражается по формуле (2.58), где $m_{np.0\theta}$ – масса от приведения суммарного момента инерции выходного вала ЭМС-750, который определяется по формуле (2.59) и J_{np} – суммарный момент инерции вращающихся элементов вала электродвигателя (ЭМС-750), кг/м².

Масса от приведения моментов инерции входного вала КПП с присоединенными к нему элементами $m_{np.1j}$ и масса от приведения моментов инерции ведущего вала КПП с присоединенными к нему элементами $m_{np.2}$ определяются аналогично (2.60) и (2.61).

Крутящий момент, развиваемый на выходном валу ЭМС, может быть найден из ее характеристики.

На рис. 2.11. представлена экспериментальная зависимость крутящего момента на выходном валу ЭМС от частоты его вращения при токе возбуждения 55 А, откуда развиваемый момент аналитически выражается (как функция n)

при $n_{de} < 700$ об/мин

$$M_{kp} = \frac{\ln \frac{714 - n_{de}}{0.3811}}{0.000479} \quad (2.80)$$

при $n_{de} > 700$ об/мин имеем

$$M_{kp} = 150 * (750 - n_{de}) \quad (2.81)$$

где n_{de} – частота вращения выходного вала муфты скольжения ЭМС-750, об/мин.

Подставляя в данную формулу частоту вращения $n_{p.1}$, полученную из выражения (2.27), будем иметь значения крутящего момента на выходном валу ЭМС в рассматриваемом интервале разгона (итерации).

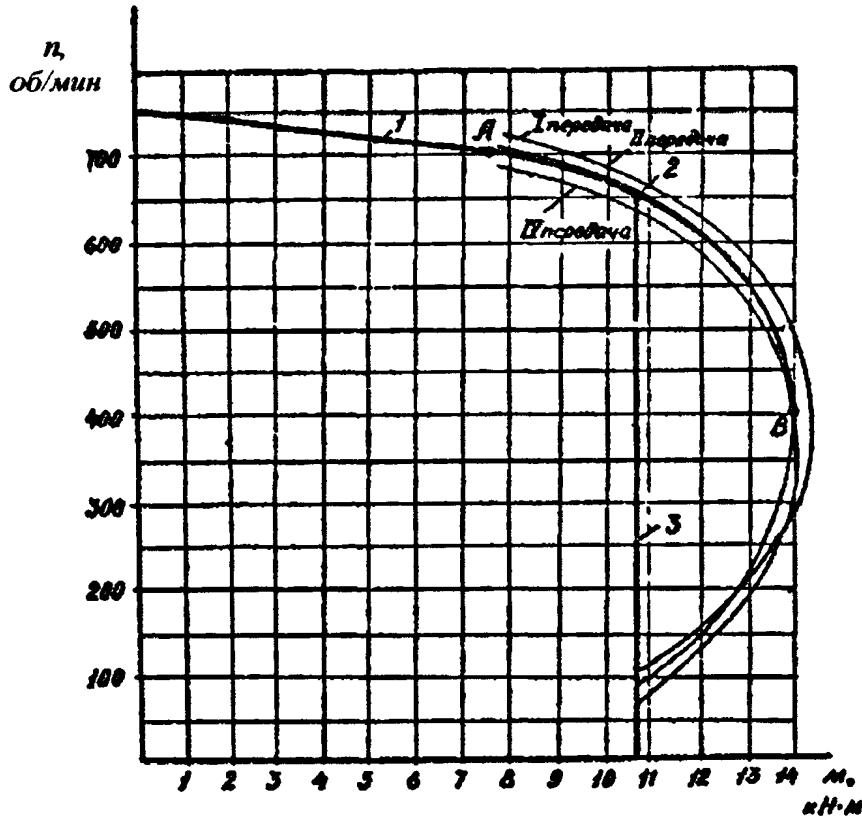


Рис. 2.11. Экспериментальные кривые I, II, IV и расчетная составная кривой 1, 2 механической характеристики муфты ЭМС-750. Прямая 3 – максимальный момент двигателя СДЗБ 13-42-8

Результаты расчета затрат машинного времени на один подъем бурильной колонны из N свечей на высоту свечи подъемным комплексом буровой установки БУ 2500-ЭУ представлены на рис. 2.12.

Из представленных данных видно, что затраты времени в период замедления по абсолютной величине сравнительно малы $t_s = 0.6$ с при подъеме на VI-ой скорости и $t_s = 0.1$ с при подъеме на I-ой скорости КПП.

Время периода разгона на высшей 4-ой передаче равно времени установленного движения при минимальной нагрузке на крюке. С увеличением же нагрузки на крюке при подъеме на этой же передаче время разгона растет, а время установленного движения уменьшается, чему способствует небольшая установленная мощность двигателя. На последующих низших скоростях превалирующее значение имеют затраты времени установленного движения.

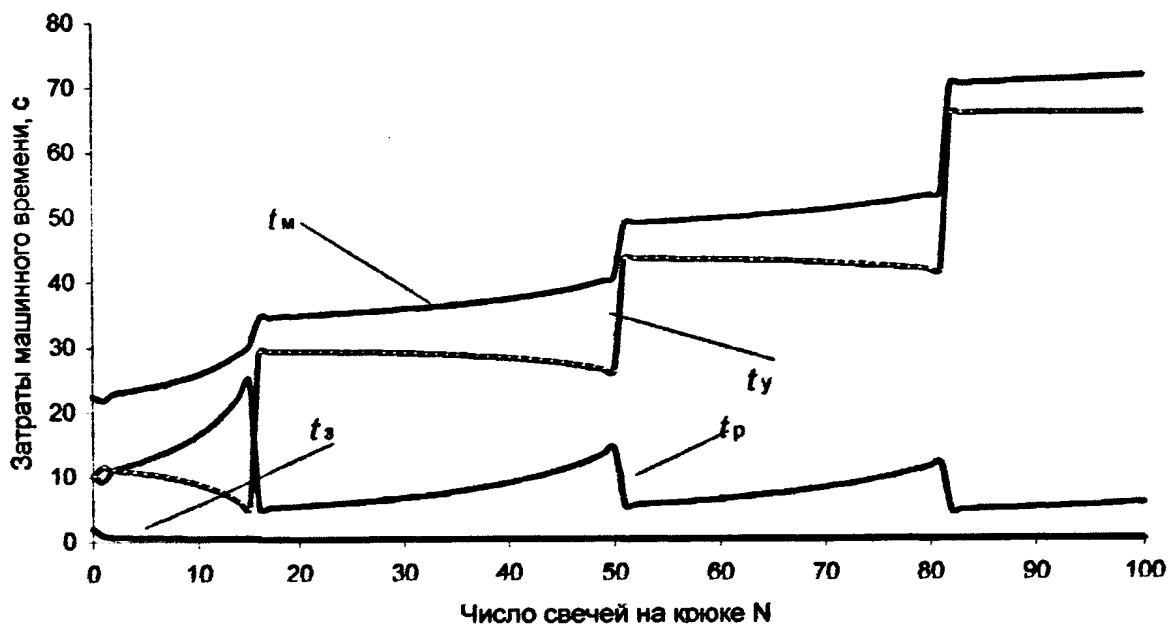


Рис. 2.12. Зависимость затрат машинного времени на один подъем бурильной колонны из N свечей на высоту свечи (БУ 2500-ЭУ) от числа свечей в БК

На рис. 2.13. представлена зависимость суммарных затрат машинного времени при подъеме бурильной колонны из N свечей за цикл бурения скважины буровой установкой БУ 2500-ЭУ.

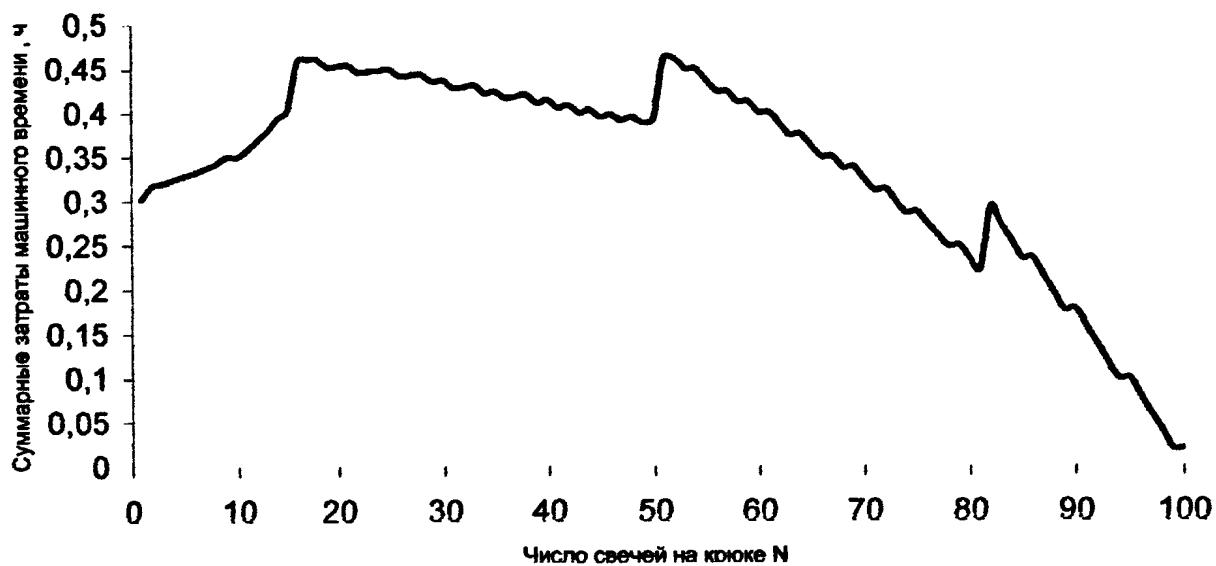


Рис. 2.13. Зависимость суммарных затрат машинного времени при подъеме бурильной колонны из N свечей за цикл бурения скважины (БУ 2500-ЭУ) от числа свечей в БК

2.5.5. Силовой привод лебедки буровой установки БУ 2500-ЭП

Кинематическая схема привода СПК БУ 2500-ЭП представлена на рис. 2.14. В качестве двигателя в приводе лебедки применен электродвигатель постоянного тока МПЭ 500-500, мощностью 500 кВт.

Для выполнения СПО используется один электродвигатель.

Передаточные отношения подъемного агрегата U_{nai} находятся

$$U_{nai} = U_d * U_i \quad (2.82)$$

где U_d – передаточное отношение между электродвигателем и трансмиссионным валом

$$U_d = \frac{ZE(6)}{ZE(5)} \quad (2.83)$$

где $ZE(6)$, $ZE(5)$ – соответствующие числа зубьев звездочки на валу двигателя и на трансмиссионном валу;

U_i – передаточные отношения между валом лебедки и трансмиссионным валом при работе на j -ой передаче

$$U_i = \frac{ZE2J}{ZE2 * (J-1)} \quad (2.84)$$

где $ZE2J$, $ZE2 * (J-1)$ – число зубьев звездочек на трансмиссионном валу и звездочек на подъемном валу лебедки соответственно.

Приведение моментов инерции трансмиссии подъемного агрегата осуществляется следующим образом.

Суммарная приведенная к бурильной колонне масса от вращающихся элементов привода выражается

$$m_{np.na} = m_{np.mvi} + m_{np.dv}, \quad (2.85)$$

где $m_{np.mvi}$ – масса трансмиссионного вала, приведенный к талевому блоку

$$m_{np.mvj} = J_{np} * \left(\frac{U_{m.c} * U_j}{R_p} \right)^2, \quad (2.86)$$

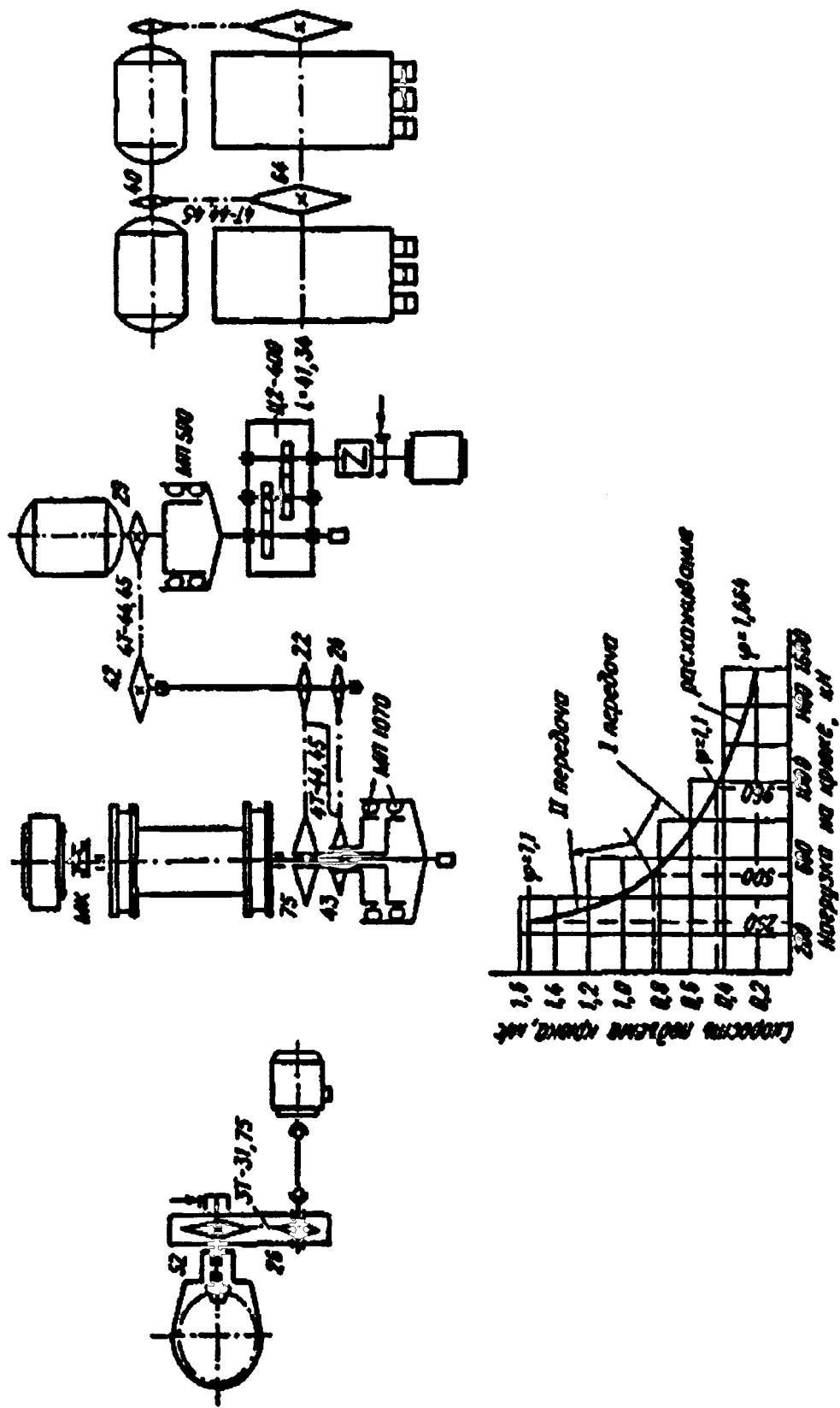


Рис. 2.14 Кинематическая схема и тяговая характеристика подъемной системы буровой установки БУ 2500-ЭП

Масса вращающегося вала (ротора) электродвигателя с присоединенными элементами при работе на j -ой передаче, приведенная к талевому блоку определяется из выражения (2.59), где $J_{\text{ак}}$ – суммарный (приведенный к трансмиссионному валу) момент инерции всех вращающихся элементов от двигателя до трансмиссионного вала, $\text{кг}/\text{м}^2$;

Крутящий момент, развиваемый двигателем может быть найден из его характеристики.

Расчетная и пусковая характеристика двигателя представлена на рис. 2.15 где $M_{\text{кп}}$ и M_n – момент двигателя в номинальном режиме работы и при разгоне (пуске).

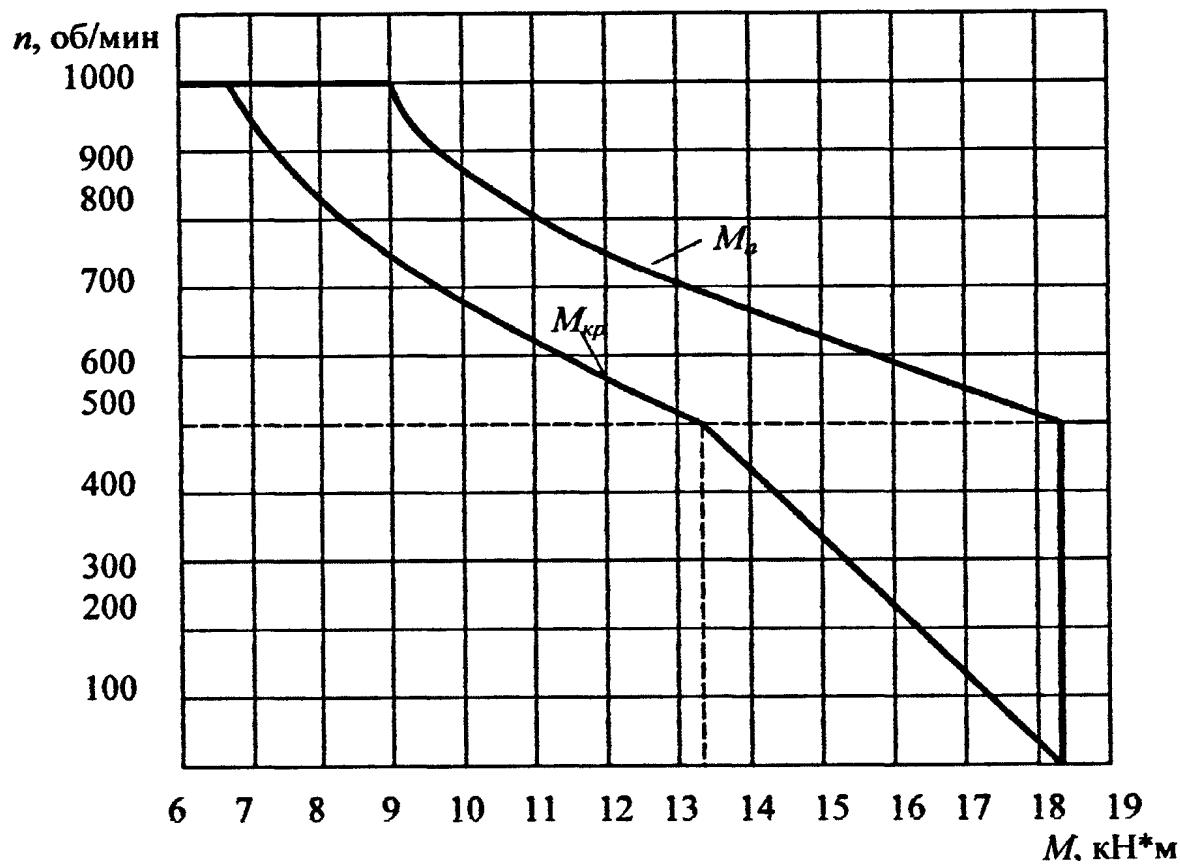


Рис. 2.15 Расчетная и пусковая характеристика МЭП-500-500

Аналитически момент двигателя постоянного тока МЭП-500-500 можно выразить зависимостью при $0 \leq n_{\text{ак}} \leq 500$, то $M_{\text{кп}} = \frac{N_{\text{ак}} * \phi_n * 30}{n_{\text{ак}} * \pi}$ (2.87)

где $n_{\text{ак}}$ – частота вращения вала двигателя, об/мин.

При частотах вращения вала двигателя в интервалах $500 < n_{\text{дк}} \leq 1000$, подставляя в данную формулу частоту вращения $n_{\text{д.1}}$, полученную из выражения (2.27), будем иметь значения крутящего момента двигателя в рассматриваемом интервале разгона (итерации).

Коэффициент перегрузочной способности электродвигателя φ_n принимается – при работе в номинальном режиме (т.е. в режиме СПО) равным $\varphi_n = 1.4$, в пусковом режиме $\varphi_n = 1.9$.

Зависимость суммарных затрат машинного времени подъема бурильной колонны из N свечей на высоту свечи от числа свечей в бурильной колонне представлена на рис. 2.16.

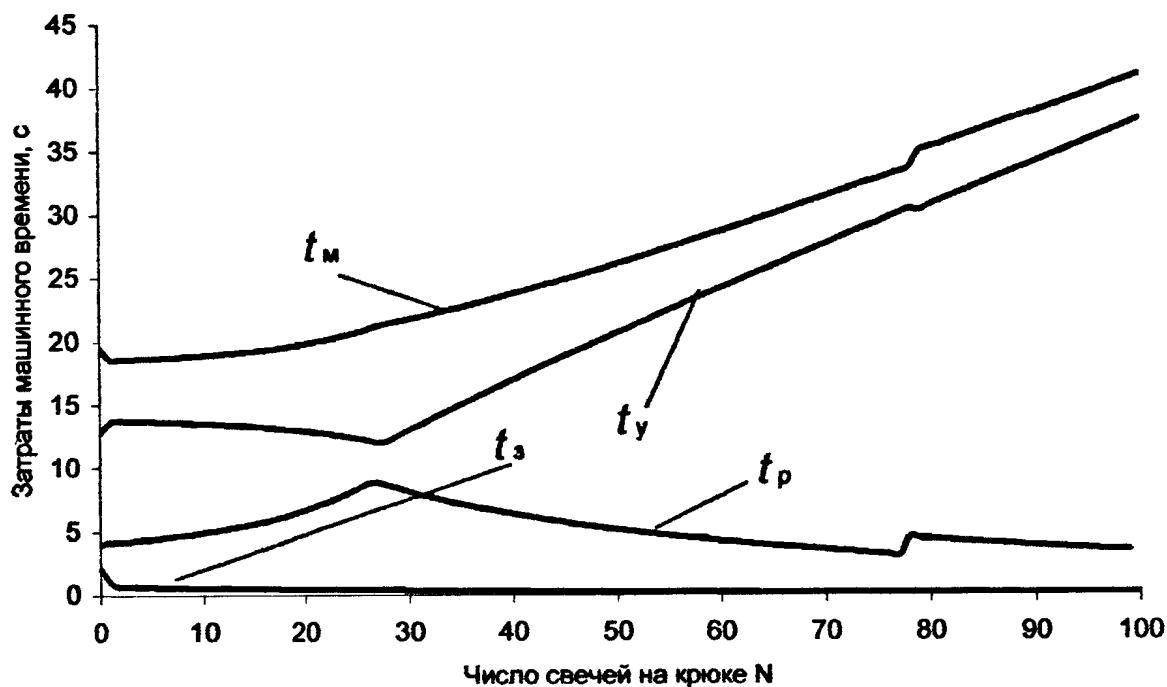


Рис. 2.16. Зависимость затрат машинного времени подъема бурильной колонны из N свечей на высоту свечи (БУ 2500-ЭП) от числа свечей в БК

Как видно из данных расчета затраты времени в период разгона на 2-ой (высшей) передаче растут с увеличением числа свечей на крюке (до 27), а затем уменьшаются, а затраты времени установившегося движения наоборот – в на-

чале уменьшаются, а потом растут. Суммарные же затраты времени одного подъема t_u растут почти линейно с увеличением нагрузки на крюке.

На рис. 2.17. представлена зависимость суммарных затрат машинного времени при подъеме бурильной колонны из N свечей на высоту свечи за цикл бурения скважины (БУ 2500-ЭП) от числа свечей в бурильной колонне. Как видно из рисунка, зависимость имеет плавный характер изменения, чему способствует гибкая (серийная) характеристика двигателя постоянного тока.

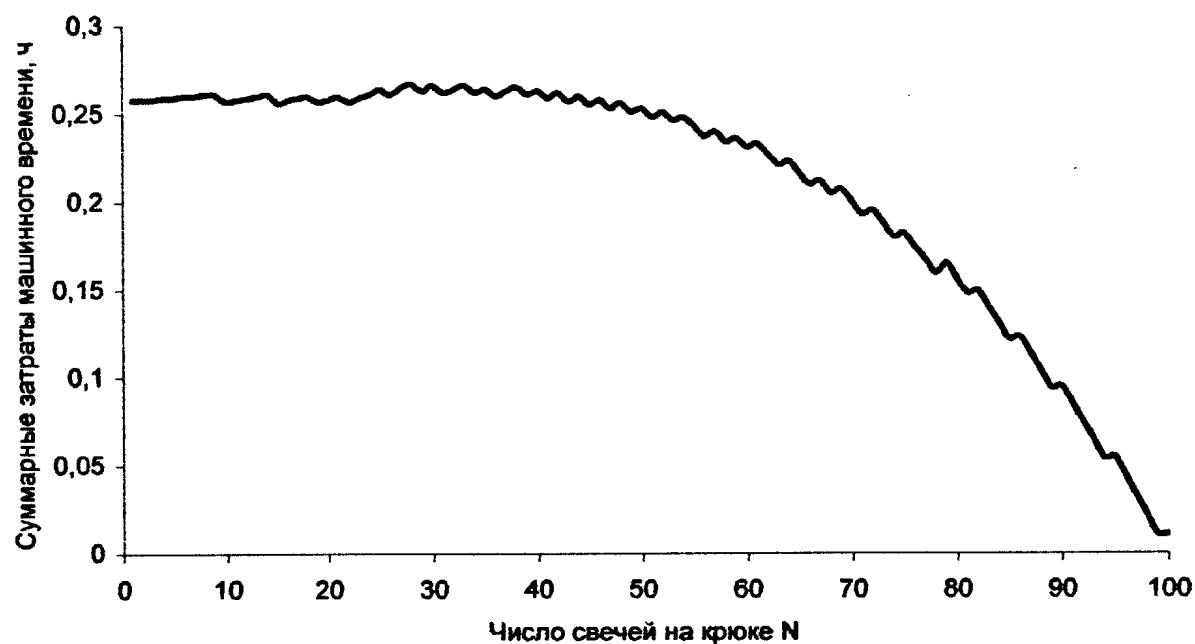


Рис. 2.17. Зависимость суммарных затрат машинного времени при подъеме бурильной колонны из N свечей на высоту свечи за цикл бурения скважины (БУ 2500-ЭП) от числа свечей в БК

2.6. Анализ затрат машинного времени и энергозатрат при подъеме бурильной колонны в процессе проводки скважины буровыми установками с различными типами привода подъемного комплекса

Для реализации расчета энергетических затрат и затрат машинного времени подъема бурильной колонны по разработанной методике составлены алгоритмы и программы расчета на ЭВМ, представленные в приложении № 9. В приложениях № 8 и 10 представлены исходные данные и результаты расчета программ.

2.6.1. Анализ затрат машинного времени

Результаты расчета суммарных затрат машинного времени на подъем бурильной колонны спуско-подъемными комплексами (СПК) с различным приводом представлены на рис. 2.18 и в таблице 2.1.

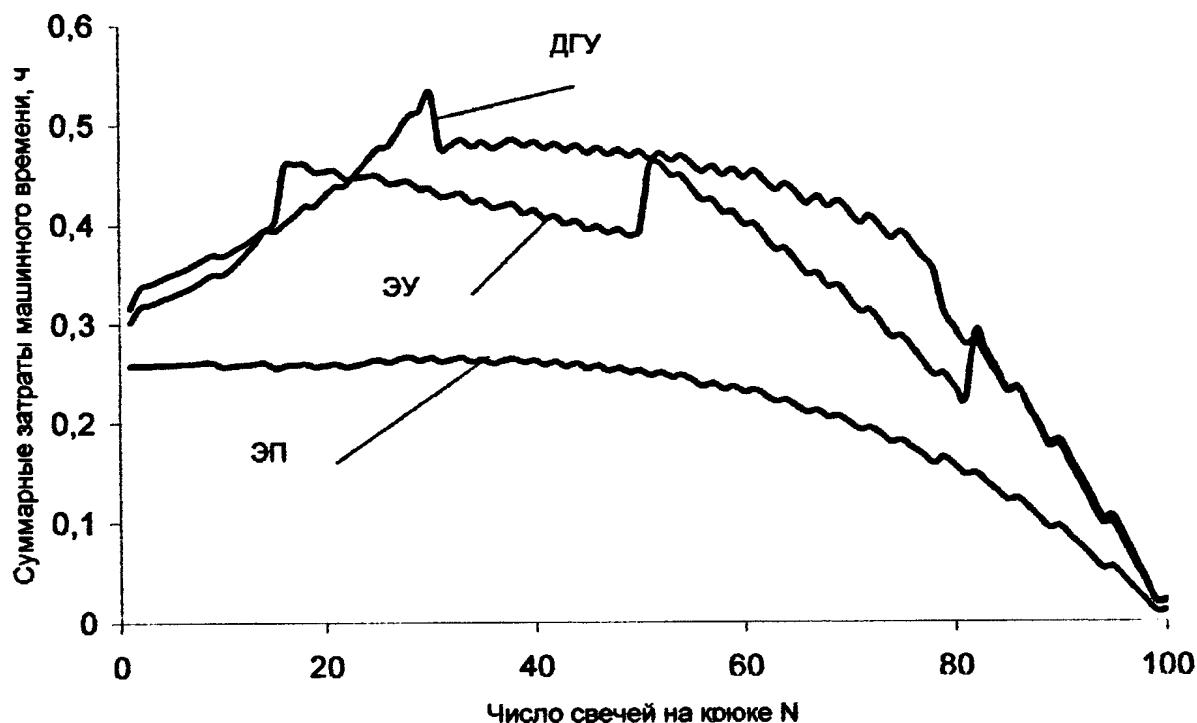


Рис. 2.18. Зависимость суммарных затрат машинного времени при подъеме бурильной колонны из N свечей на высоту свечи за цикл бурения скважины от числа свечей в БК (буровые установки БУ 2500-ЭП, ЭУ, ДГУ)

Из рисунка видно, что в случаях привода ЭУ и ДГУ имеет место неравномерность затрат машинного времени в диапазоне подъема бурильной колонны на одной скорости, в то время как привод ЭП обусловливает плавное изменение затрат машинного времени во всем диапазоне компоновок бурильных колонн.

Суммарные энергетические затраты и затраты машинного времени подъема бурильной колонны за цикл бурения скважины буровыми установками с разным приводом

Таблица 2.1

Буровая установка	Суммарные энергозатраты (\mathcal{E}) на подъем бурильной колонны за цикл бурения скважины, кВт*ч	Суммарные затраты машинного времени (T) на подъем бурильной колонны за цикл бурения скважины, ч	Обобщенный коэффициент, $K_{об}$
			$\frac{\mathcal{E}_{(б)} \cdot T_{(б)}}{\mathcal{E}_{(cp)} \cdot T_{(cp)}}$
БУ-2500ЭП	13236.9 ($\mathcal{E}_{(б)}$)	38.0 ($T_{(б)}$)	1
БУ-2500ЭУ	20377.4	53.6	0.46
БУ-2500ДГУ: с учетом характеристики оперативной муфты	27766.5	62.4	0.29
без учета характеристики оперативной муфты	27767.6	58.6	0.31

Как видно из табл. 2.1, привод ЭП более совершенен, так как он обеспечивает лучшую производительность, т.е. меньше затраты машинного времени подъема бурильной колонны за цикл проводки скважины – 38 ч. против 53.6 ч. и 62.4 ч. для ЭУ и ДГУ соответственно.

Как видно из табл. 2.1, не учет характеристики оперативной пневматической муфты в процессе разгона при подъеме бурильной колонны приводит к уменьшению затрат машинного времени за цикл бурения скважины с 62.4 ч. до 58.6 ч. (т.е. примерно на 6 %).

В практических расчетах затрат машинного времени применяют формулы (2.1) и (2.2). С целью проверки правильности рекомендации их применения нами проведена сравнительная оценка степени неполноты тахограммы подъема бурильной колонны с различными типами привода по разработанной

методике и по методике, предложенной Аваковым В.А. Результаты расчета представлены на рис. 2.19, 2.20, 2.21 и в табл. 2.2.

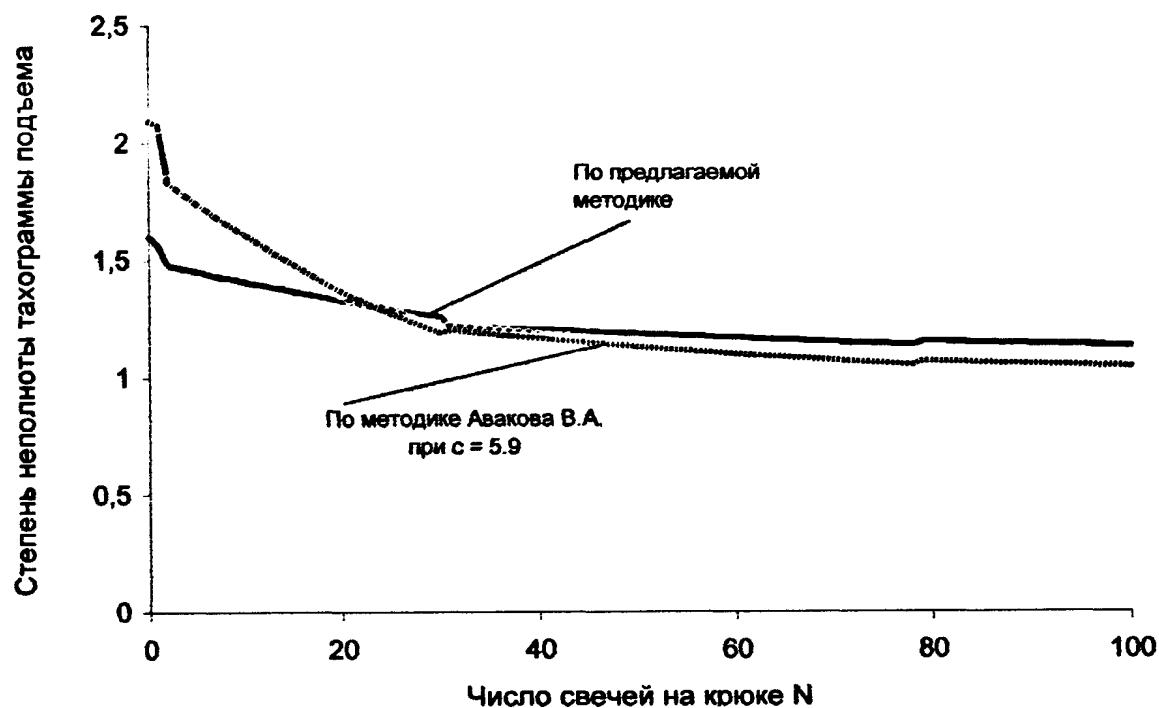


Рис. 2.19. Зависимость степени неполноты тахограммы подъема крюка от числа свечей на крюке (БУ 2500-ДГУ)

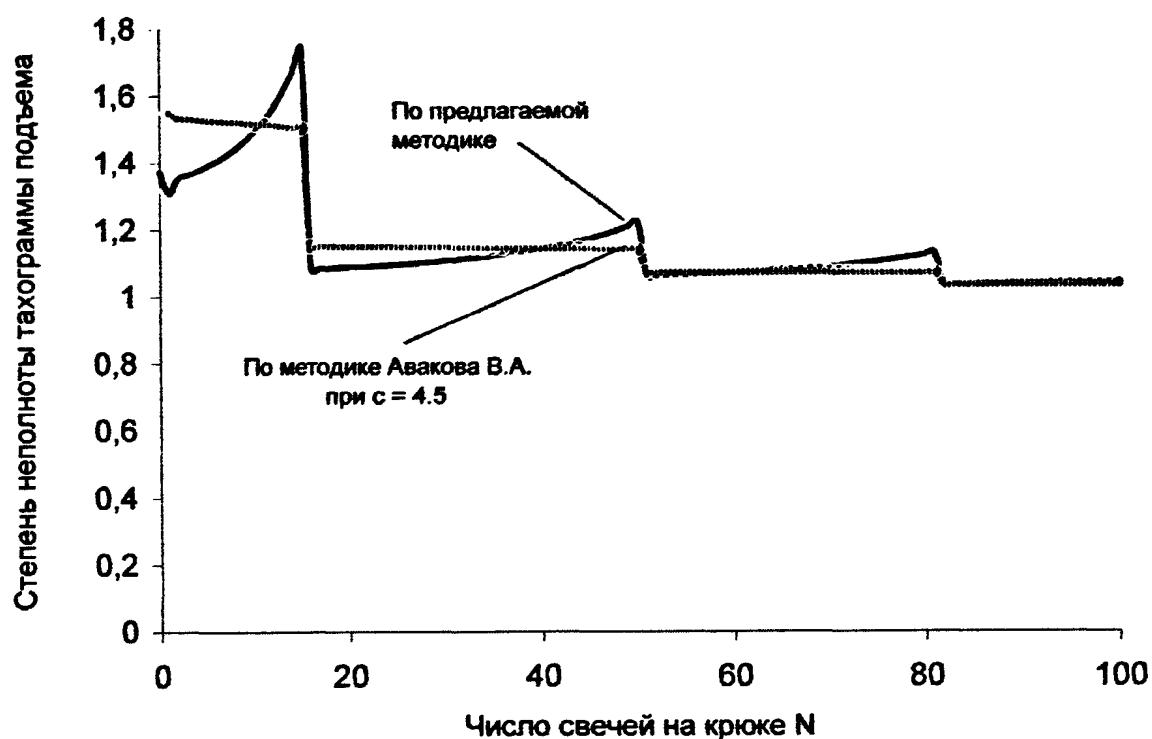


Рис. 2.20. Зависимость степени неполноты тахограммы подъема крюка от числа свечей на крюке (БУ 2500-ЭУ)

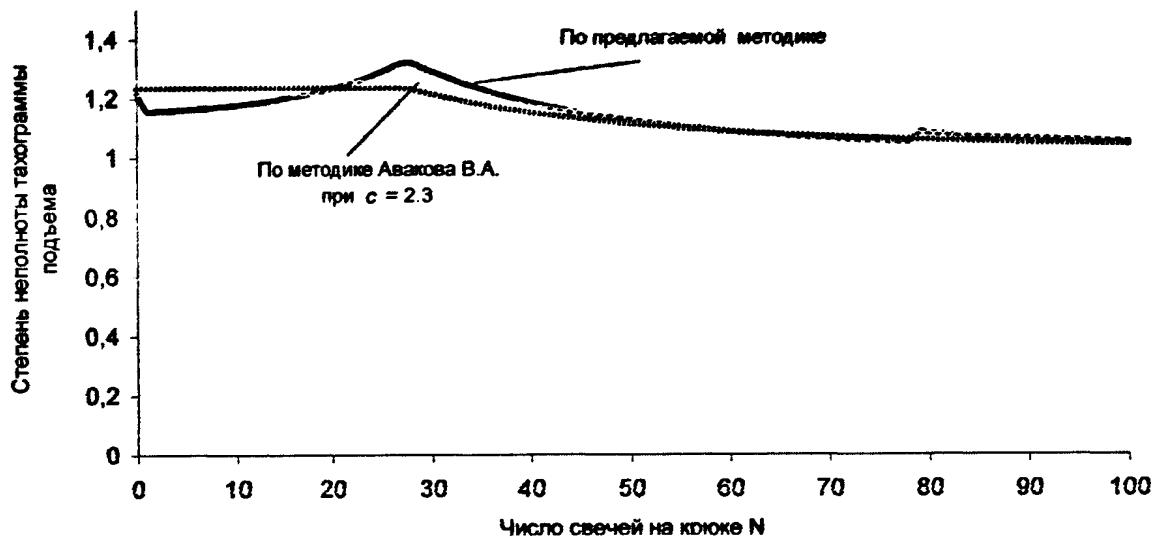


Рис. 2.21. Зависимость степени неполноты тахограммы подъема крюка от числа свечей на крюке (БУ 2500-ЭП)

Сравнительные данные расчета затрат машинного времени по предлагаемой методике и по методике Авакова В.А.

Таблица 2.2

Тип буровой установки	Затраты машинного времени за цикл бурения скважины, ч		
	По предлагаемой методике		По методике Авакова В.А.
	$T_{MΣ}$	$T_{MΣ}$	При коэффициенте c (формула (2.1))
БУ 2500-ЭУ	- 53.6	49.1 53.6	2.4 4.5
БУ 2500-ДГУ	- 58.6	53.3 58.6	3.6 5.9
БУ 2500-ЭП	38.0	38.3 38.0	2.4 2.3

Как видно из представленных данных, наибольшее расхождение в расчетных данных имеет место для БУ 2500-ДГУ, где различие достигает 9 %.

Значение же коэффициента c (см. формулу (2.2)) должно быть скорректировано (для установок БУ 2500-ЭП, ЭУ и ДГУ) следующим образом:

Значение коэффициента c

БУ 2500-ЭП 2.3

БУ 2500-ЭУ 4.5

БУ 2500-ДГУ 5.9

На рис. 2.22. представлена зависимость коэффициента c , полученного после преобразования формул (2.1) и (2.2) и подстановки значений установившейся скорости v_y и времени t_m для каждого типа привода, рассчитанных по предлагаемой методике

$$c = \frac{v_y * t_m - \varepsilon * l_{ca}}{\varepsilon * v_y^2} \quad (2.88)$$

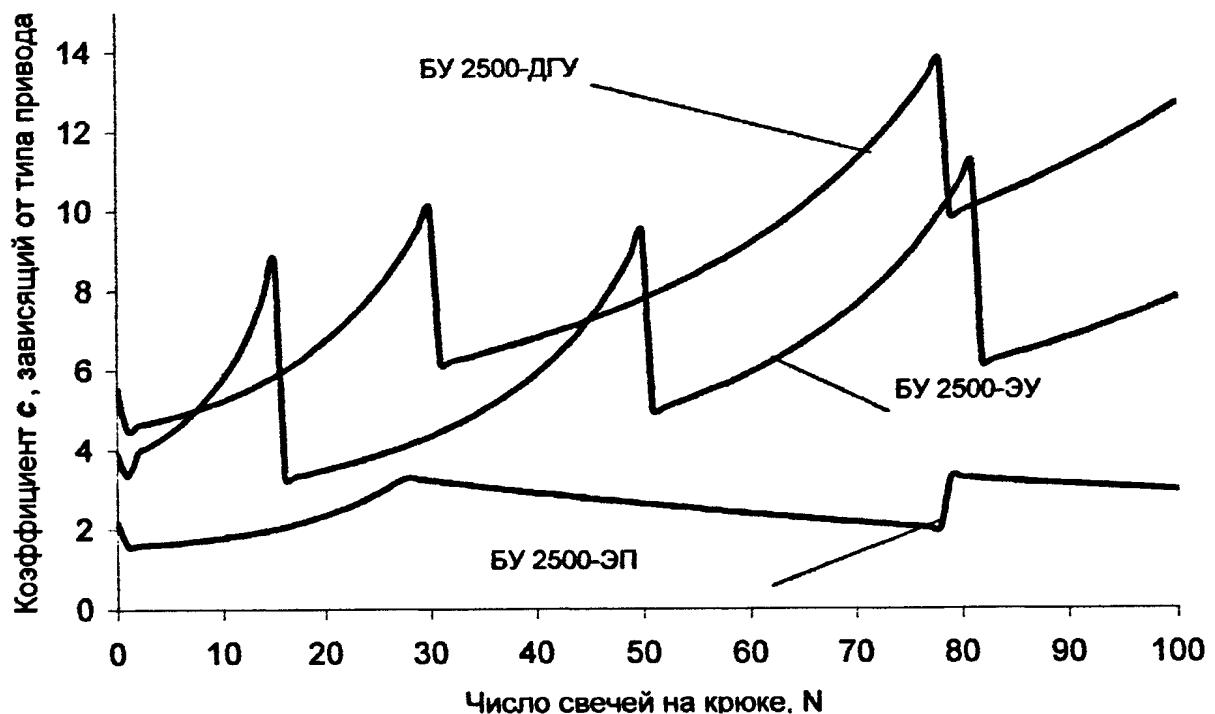


Рис. 2.22. Зависимость коэффициента c от числа свечей на крюке и типа привода

Как видно из рис. 2.22, значения коэффициента c не являются постоянными при подъеме бурильных колонн разных длин (разных нагрузок), и должны применяться только при расчетах суммарных затрат машинного времени в качестве усредненных за цикл бурения скважины.

2.6.2. Влияние максимальной скорости подъема незагруженного талевого блока при СПО на затраты машинного времени

В практике проектирования подъемных комплексов буровых установок выбор максимальной скорости подъема незагруженного элеватора осуществляют по трем критериям:

- высокая скорость подъема не должна нарушать и управляемость системы с точки зрения исключения затаскивания талевого блока под кронблок при СПО;
- скорость навивки каната на барабан более 20 м/с нарушает плотность укладки каната по слоям на барабане, вызывает хаотичность укладки и “прорезание” вышележащими витками нижележащих с последующим их защемлением при спуске бурильных колонн и повреждением каната;
- повышение максимальной скорости подъема крюка ограничено предельным значением, выше которого суммарные затраты машинного времени при СПО не сокращаются из-за роста времени в период разгона.

В работе [39] авторами на примере привода СПК БУ 2500-ЭУ при оптимизации кинематической схемы показано, что максимальная скорость подъема в диапазоне 1.6 – 1.8 м/с не приводит к существенным изменениям затрат машинного времени и должна быть ограничена значением $v_{max} = 1.6$ м/с.

В ГОСТ 16293-89 указано, что максимальная скорость подъема незагруженного крюка для буровых установок классов I – IX не должна быть менее 1.5 м/с, а для установок классов X – XII не менее 1.3 м/с. Верхнее же предельное значение скорости подъема не регламентировано.

На рис. 2.23 показано влияние максимальной скорости движения талевого блока БУ 2500-ЭП на суммарное машинное время подъема бурильной колонны за цикл бурения скважины.

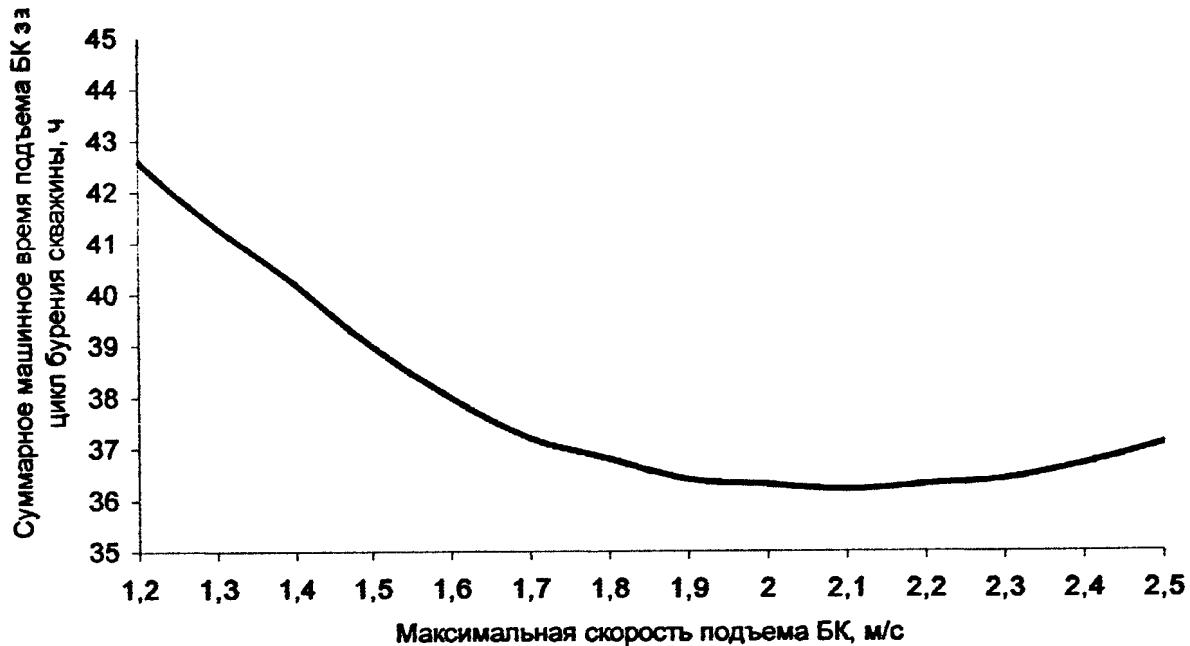


Рис. 2.23. Влияние максимальной скорости движения талевого блока на суммарное машинное время подъема БК за цикл бурения скважины буровой установкой БУ 2500-ЭП

Как видно из рисунка, увеличение максимальной скорости подъема до 1.8 м/с приводит к интенсивному снижению затрат машинного времени. При превышении скорости значения 1.8 м/с кривая затрат времени резко выполняется и при значении скорости в диапазоне 1.8 – 2.3 м/с затраты находятся практически на одном и том же уровне и в дальнейшем возрастают.

Из данных, представленных на рис. 2.23, можно видеть что уменьшение максимальной скорости от 1.8 м/с до 1.5 м/с приводит к увеличению затрат машинного времени незагруженного элеватора на 9 %.

2.6.3. Оптимизация режима работы КПП при СПО в приводе БУ 2500-ДГУ

Как видно из кинематической схемы и тяговой характеристики БУ 2500-ДГУ, подъем бурильной колонны при СПО осуществляется на 3-х скоростях с помощью 4-х скоростной коробки перемены передач. В силу широкого диапазона регулирования частоты вращения выходного вала турботрансформатора, момент времени переключения скорости подъема КПП (число поднимаемых свечей при переходе со 2-ой скорости на 3-ью и с 3-ей на 4-ую) должен быть оптимизирован.

Если принять за критерий оптимизации достижение минимума затрат машинного времени подъема, то затраты времени при рациональном режиме работы СПК по отношению к режиму с использованием турботрансформаторов в полном диапазоне частоты вращения выходного вала составляют 58.6 ч. против 60.6 ч. соответственно.

Влияние двух режимов работы СПК на использование мощности и энергозатраты отражено на рис. 2.24, 2.25, 2.26, 2.27 и 2.28.

2.6.4. Влияние режима работы подъемного вала лебедки в период замедления при подъеме на затраты машинного времени

Известно, что при СПО в период замедления при подъеме, двигатели силового привода отключены и движение талевого блока вверх осуществляется по инерции за счет превращения кинетической энергии поступательно движущихся и вращающихся элементов системы в потенциальную.

Если принудительно гасить кинетическую энергию вращающегося подъемного вала (например, притормаживанием ленточным тормозом) и заставить барабан вращаться со скоростью достаточной для выбора талевого каната из талевой системы, дабы избежать слабины и провисания тягового конца каната, то можно достичь сокращения пути замедления (подъема) и времени замедления.

Результаты расчета суммарного машинного времени в зависимости от режимов работы подъемного вала лебедки в период замедления при подъеме приведены в табл. 2.3.

Из табл. 2.3 видно, что исключение подъемного вала со связанными с ним элементами из процесса замедления при подъеме позволяет сократить суммарные затраты машинного времени на 17.2 %, 8.7 % и 6.0 (6.7), а при подъеме незагруженного элеватора на 30 %, 20 % и 14.4 % (15.7 %) буровыми установками БУ 2500-ЭП, ЭУ и ДГУ соответственно.

Влияние режима работы подъемного вала лебедки в период замедления при подъеме на затраты машинного времени

Таблица 2.3

Буровая уста-новка	Суммарное машинное время подъема колонны бурильных труб и незагруженного элеватора, ч						Уменьшение времени подъема, %	
	С учетом момента инерции барабана			Без учета момента инерции барабана (барабан приторможен)				
	$T'_{сум}$	$T'_{з}$	$T''_{кол}$	$T''_{сум}$	$T''_{з}$	$T''_{кол}$		
БУ 2500-ЭП	45.9	24.1	21.8	38.0	17.0	21.0	17.2	
БУ 2500-ЭУ	58.7	24.4	34.3	53.6	19.6	34.0	8.7	
БУ 2500-ДГУ с учетом муфты без учета муфты	66.4	25.8	40.5	62.4	22.1	40.3	6.0	
	62.8	24.9	37.9	58.6	21.0	37.6	6.7	

2.6.5. Влияние типа привода буровой установки на энергетические затраты при СПО

В процессе подъема практический интерес представляет знание закономерности изменения мощности расходуемой в разные периоды подъема.

При установленвшейся скорости подъема величина требуемой мощности и затраты энергии обусловлены весом поднимаемого груза, его скоростью и к.п.д. системы и практически не зависят от типа привода (кроме к.п.д.).

В период же разгона энергетические параметры (затраты) обусловлены инерционностью системы, ускорениями, временем разгона и существенно зависят от типа привода.

На рис. 2.24 показана зависимость используемой мощности при разгоне бурильной колонны из N свечей на один подъем от числа свечей на крюке, определенная по формуле (2.35).

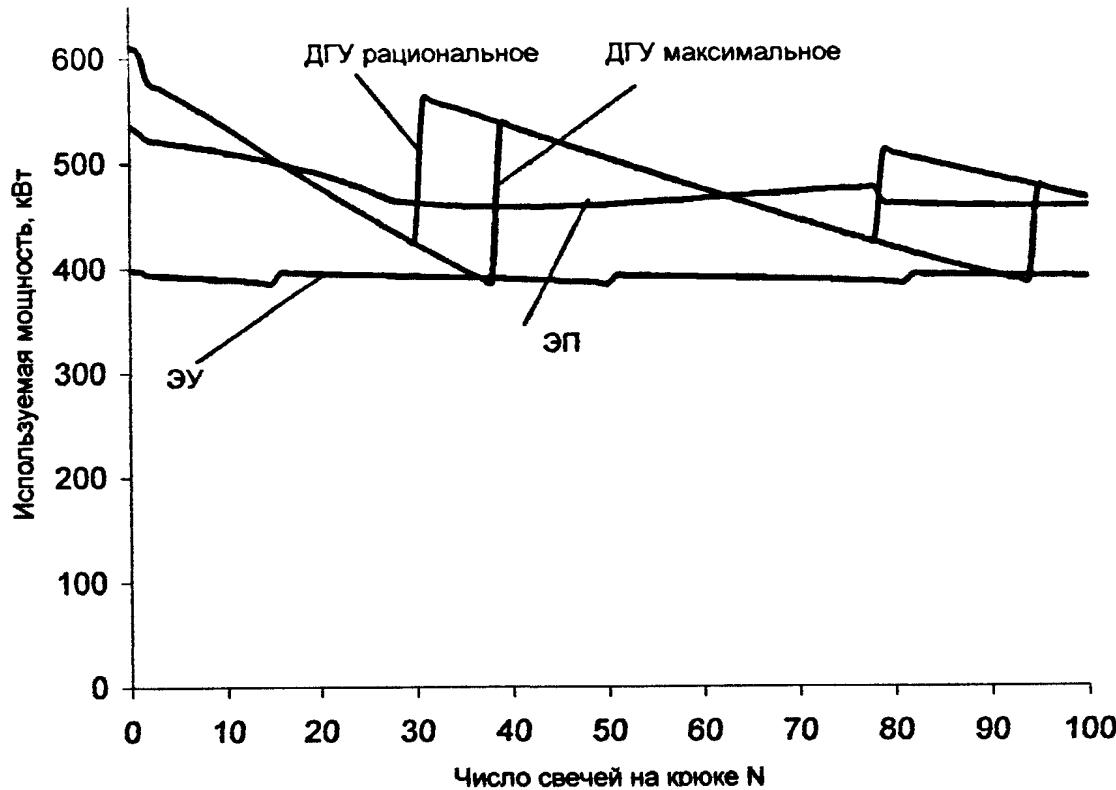


Рис. 2.24. Зависимость используемой мощности при разгоне колонны из N свечей на один подъем от числа свечей на крюке (буровые установки БУ 2500-ЭП, ЭУ, ДГУ)

Как видно из данных рисунка, закономерность изменения используемой мощности при разгоне СПК с дизельгидравлическим приводом существенно отличается от двух остальных, что объясняется особенностями характеристики ТТК, и его к.п.д.

На рис. 2.25-2.28 представлены зависимости энергозатрат в периоды разгона, установившегося движения и суммарные энергозатраты на один подъем и за цикл бурения скважины бурильной колонной из N свечей, рассчитанные по формулам (2.37), (2.38), (2.47) и (2.48).

Как видно из данных рис. 2.25, тип привода существенно влияет на энергозатраты в период разгона.

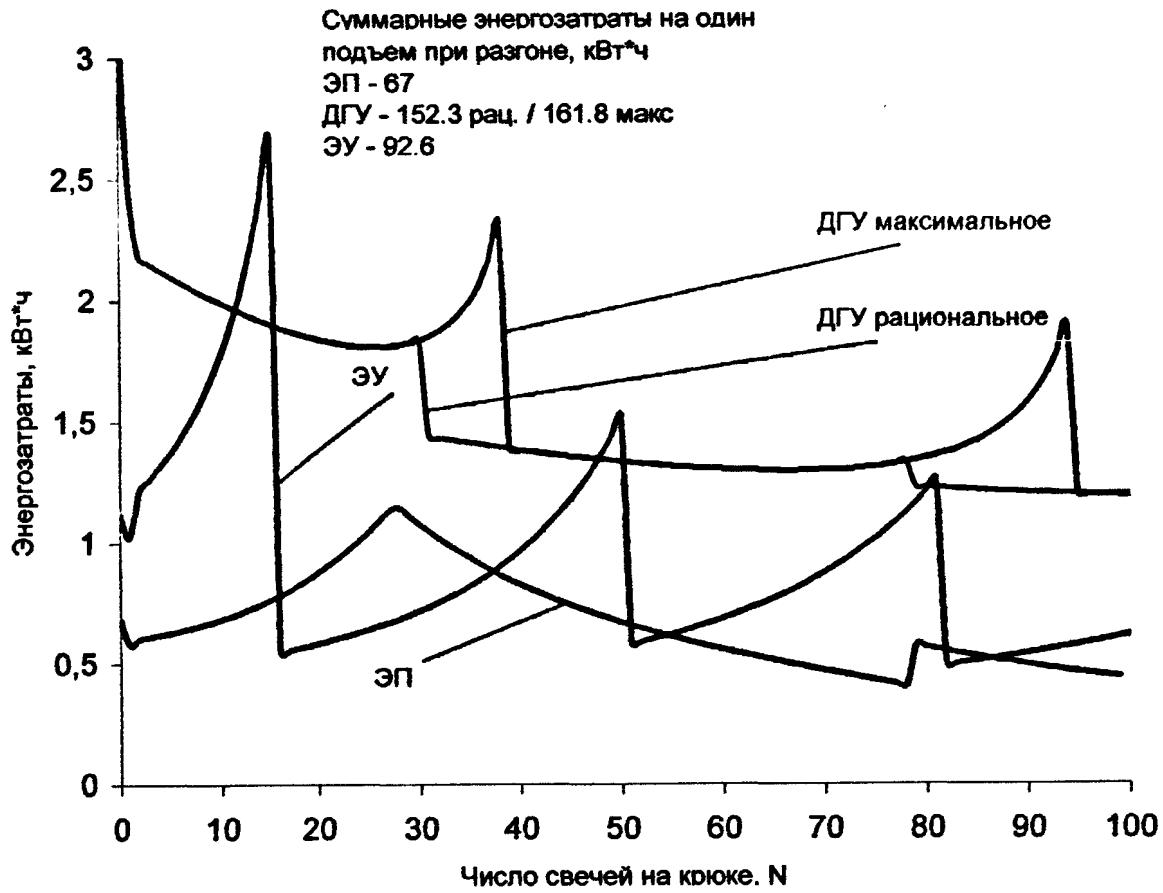


Рис. 2.25. Зависимость энергозатрат при разгоне бурильной колонны из N свечей на один подъем от числа свечей на крюке (буровые установки БУ 2500-ЭП, ЭУ, ДГУ)

Энергозатраты БУ 2500-ЭП в период разгона растут от 0.6 кВт*ч до ~1 кВт*ч при подъеме бурильной колонны с числом свечей от 1 до 27, т.е. при одной и той же максимальной скорости подъема, далее энергозатраты уменьшаются в 2 раза с уменьшением скорости подъема (при подъеме на высшей скорости бурильной колонны с числом свечей от 28 до 78). В дальнейшем при переходе на первую скорость подъема с увеличением нагрузки на крюке энергозатраты изменяются незначительно.

В случае же привода ЭУ, минимальное значение энергозатрат в период разгона имеет место при подъеме минимальной нагрузки на каждой скорости, с увеличением нагрузки растут и энергозатраты.

Аналогичная зависимость имеет место также и в случае привода ДГУ с более широким диапазоном регулирования.

Энергозатраты на установившееся движение при одном подъеме колонны СПК с разным приводом представлены на рис. 2.26. Как видно из рисунка, они имеют примерно одинаковые закономерности изменения, обусловлены нагрузкой, установившейся скоростью, временем подъема и общим к.п.д.

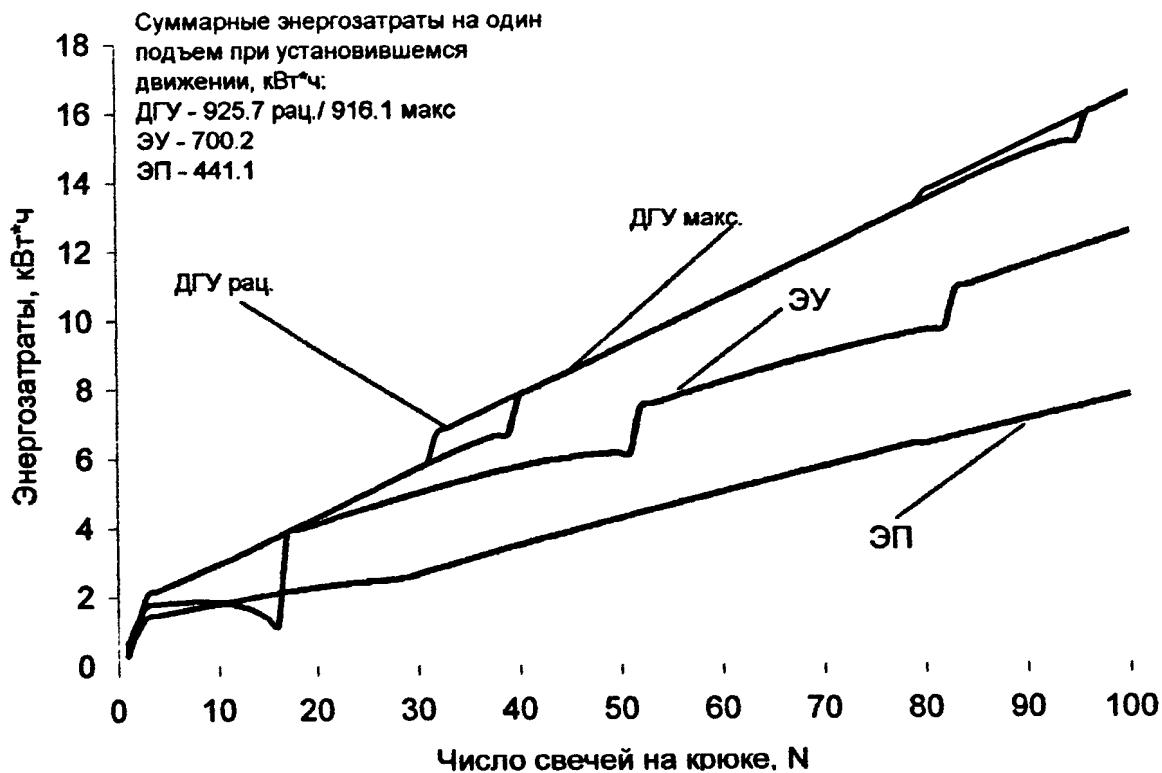


Рис. 2.26. Зависимость энергозатрат на установившееся движение колонны из N свечей (на один подъем) от числа свечей на крюке (буровые установки БУ 2500-ЭП, ЭУ, ДГУ)

Как видно из рис. 2.27, закономерность изменения суммарных энергозатрат на один подъем бурильной колонны подъемными комплексами с разными типами привода практически имеют линейный характер от нагрузки на крюке.

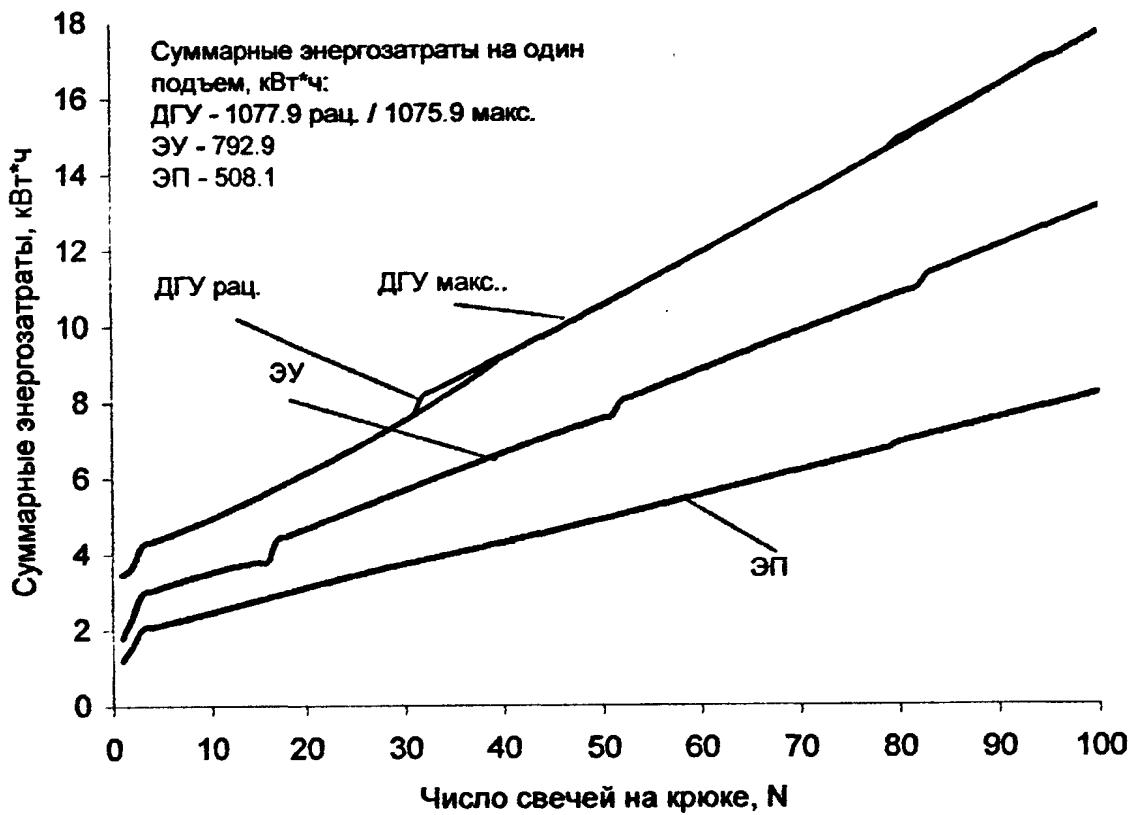


Рис. 2.27. Зависимость суммарных энергозатрат на один подъем БК из N свечей от числа свечей на крюке (буровые установки БУ 2500-ЭП, ЭУ, ДГУ)

Представленные на рис. 2.28 суммарные энергозатраты на один подъем бурильной колонны за цикл бурения скважины, т.е. за $S_{(n)}$ циклов подъемов, показывают о существенном преимуществе привода ЭП, у которого энергозатраты более равномерно распределены по всему диапазону нагрузок на крюке.

Суммарные энергозатраты на подъем бурильной колонны за цикл бурения скважины, рассчитанные по формуле (2.53), составляют

для БУ 2500-ЭП.....13.3 МВт*ч;

для БУ 2500-ЭУ.....20.4 МВт*ч;

для БУ 2500-ДГУ.....27.8 МВт*ч.

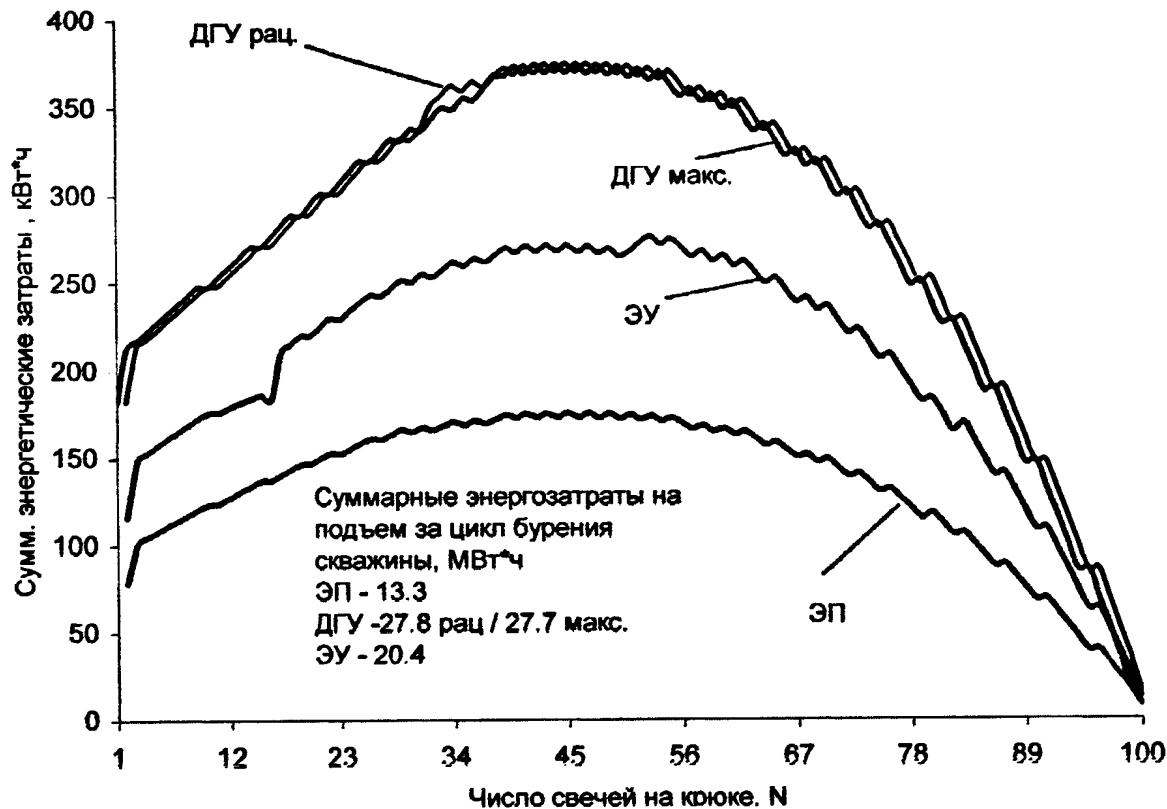


Рис. 2.28. Зависимость суммарных энергозатрат на разгон и подъем (установившееся движение) на высоту свечи колонны из N свечей за цикл бурения скважины от числа свечей на крюке (буровые установки БУ 2500-ЭП, ЭУ, ДГУ)

Таким образом, из приведенного анализа видно, что привод СПК от электродвигателей постоянного тока имеет в два раза энергозатраты на СПО меньше чем дизель-гидравлический привод и в полтора раза меньше чем привод от синхронного электродвигателя с муфтой ЭМС-750.

2.7. Результаты исследований и выводы по главе

1. Разработана методика и программное обеспечение расчета энергетических затрат и затрат машинного времени при СПО подъемными комплексами и проведено их сравнение на примере буровых установок БУ 2500-ЭП, БУ 2500-ЭУ и БУ 2500-ДГУ.

2. Разработанная методика позволяет оценить по критерию минимизации затрат машинного времени при СПО совершенство подъемного комплекса буровой установки. В частности:

- установлено, что отсутствие учета характеристики оперативной муфты включения подъемного вала (на примере БУ 2500-ДГУ) занижает затраты машинного времени почти на 6 %;

- установлено, что увеличение максимальной скорости подъема незагруженного элеватора на буровой установке БУ 2500-ЭП с 1.2 м/с до 1.8 м/с приводит к интенсивному снижению затрат машинного времени. При превышении скорости 1.8 м/с кривая затрат машинного времени резко выполаживается и при значении скорости в диапазоне 1.8...2.3 м/с затраты времени находятся практически на одном и том же уровне и в дальнейшем – возрастают. Уменьшение максимальной скорости подъема незагруженного элеватора от 1.8 до 1.5 м/с приводит к увеличению затрат машинного времени на его подъем почти на 9 %;

- установлено, что использование турботрансформатора в полном диапазоне регулирования частоты вращения выходного вала при СПО нерационально из-за низкого его к.п.д. Рациональный режим работы (моменты времени переключения скоростей КПП) привода позволяет получить затраты машинного времени при СПО 58.6 ч. против 60.4 ч. (3 %).

- установлено, что притормаживание подъемного вала при подъеме незагруженного элеватора в период замедления позволяет сократить затраты машинного времени на подъем бурильной колонны за цикл бурения скважины на 6 % для БУ 2500-ДГУ, 8.7 % для БУ 2500-ЭУ и 17.2 % для БУ 2500-ЭП.

3. Проведена сравнительная оценка степени неполноты тахограммы подъема бурильной колонны с различными типами привода по разработанной методике и по методике, предложенной Аваковым В.А.

Выполненный анализ показывает, что затраты машинного времени на подъем бурильной колонны могут быть определены по (2.1). При этом значение коэффициента *c* из выражения (2.2) должно быть скорректировано и принято для:

БУ 2500-ЭП 2.3;

БУ 2500-ЭУ 4.5;

БУ 2500-ДГУ 5.9.

4. Осуществлена оценка совершенства подъемных комплексов буровых установок БУ 2500 с разным приводом по затратам машинного времени подъема бурильной колонны за цикл бурения скважины. Затраты времени составляют для БУ 2500-ЭП – 21 ч., для БУ 2500-ЭУ – 34 ч.(увеличение по сравнению с ЭП на 38 %) и для БУ 2500-ДГУ – 37.6 ч. (увеличение по сравнению с ЭП 44.2 %).

5. Осуществлена оценка совершенства подъемных комплексов буровых установок с разным приводом по энергозатратам на подъем бурильной колонны за цикл проводки скважины. Энергозатраты составляют:

для БУ 2500-ЭП..... 13.3 МВт*ч; (принимаем за 100 %)

для БУ 2500-ЭУ..... 20.4 МВт*ч (увеличение по сравнению с ЭП на 53 %);

для БУ 2500-ДГУ..... 27.8 МВт*ч (увеличение по сравнению с ЭП на 109 %).

3. Определения долговечности (ресурса) планетарной коробки передач

3.1. Оценка долговечности (ресурса) зубчатой передачи

Надежность зубчатой передачи представляет собой вероятность события достижения или превышения заданной долговечности без перехода установленной границы недопустимого повреждения. Многочисленными исследованиями выносливости зубчатых передач доказано, что показатель степени кривой контактной выносливости изменяется в интервале $4 \leq q_H \leq 9$ для термоулучшенных колес и $6 \leq q_H \leq 9$ – для зубчатых колес с поверхностным упрочнением. Нижние значения показателя степени относятся к начальным стадиям прогрессирующего выкрашивания, верхние – переходу к предельному состоянию. Чем выше допускаемая степень повреждений, тем выше условный предел выносливости и условное базовое число циклов.

Точное определение базового числа циклов, как точки перелома кривой контактной выносливости, проблематично в связи с ограниченностью экспериментальных данных и условностью критериев для определения момента прекращения испытаний или эксплуатации зубчатых колес. Во многих методах расчета базовое число циклов устанавливают как условный параметр, необходимый для описания наклонного участка кривой контактной выносливости. Из наблюдений за длительно эксплуатирующими передачами следует, что развитие прогрессирующего выкрашивания невысокой интенсивности возможно после числа циклов, во много раз превышающего условное базовое. Чтобы обеспечить надежность длительно эксплуатирующихся передач, вводят второй наклонный участок кривой контактной выносливости с показателем степени $q_H \approx 20$. Необходимость непрерывного снижения предела выносливости и величина показателя степени q_H может быть связана с вариацией удельных сил в зацеплениях [67, 68].

При высоких значениях H_o (твёрдости поверхности зубьев зубчатого колеса), характерных для транспортных машин и все в большей степени используемых при проектировании стационарных машин, распространены варианты, в которых $N_{HF} < N_{Hlim}$ (эквивалентное число циклов напряжений при расчете на изгибную или контактную выносливость и число циклов напряжений, соответствующее перегибу кривой усталости, при расчете на выносливость при изгибе и контактную выносливость соответственно). В этих случаях $Z_N > 1$ (коэффициент долговечности) и, следовательно, несущая способность и масса передачи зависят от принятых в расчете значений q_H и N_{Hlim} , которые существенно отличаются в различных методах. Так, для улучшенных, цементованных и нитроцементованных сталей в приложениях к [35] имеем $q_H = 6$, по ISO $q_H = 13.2$. В ISO при цементации и нитроцементации $N_{Hlim} = 50 \cdot 10^6$, а в приложении к [35] $N_{Hlim} \approx 120 \cdot 10^6$. Отсюда неизбежны и существенные отличия в перечисленных методах значений Z_N , а следовательно, и масса зубчатой пары G_{Hm} . Так, для передачи с цементованными зубчатыми колесами при $N = 10^7$ отношение величин Z_N , найденных по приложению к [35] и по ISO, равно 1.35. Таково и отношение масс передач спроектированных по этим методам при $N = 10^7$.

В практике бурowego машиностроения практически отсутствует единая методология количественной оценки долговечности деталей СПК, расходующих свой ресурс при эксплуатации. В большинстве случаев долговечность несущих элементов оценивается различными единицами измерения.

Как отмечалось ранее, в основе существующих методов расчета зубчатых передач на долговечность лежит расчет коэффициента эквивалентности, который сводит фактический нестационарный режим нагружения зубчатой передачи к расчетному стационарному режиму, эквивалентному фактическому с точки зрения влияния на выносливость [57]. Следует также отметить, что рекомендуемые руководящими техническими материалами значения коэффициента эквивалентности к настоящему времени не имеют корректной, достаточно обоснованной базы данных и, кроме того, в связи с широким внедрени-

ем ЭВМ в конструкторских бюро, практическая направленность их применения при проектировании нецелесообразна, а в процессе эксплуатации оборудования вообще невозможна [57].

Недостатком, существующих рекомендаций по выбору коэффициента эквивалентности являются то, что они базируются на среднестатистических показателях бурения скважин двадцатилетней давности.

Как показали проведенные анализы, существующие методы расчетов на прочность деталей и узлов бурового оборудования не позволяют оценить надежность многих элементов СПК в зависимости от использования их ресурса, а также сравнить уровень долговечности элементов СПК БУ с различным НДС.

С целью устранения вышеизложенных недостатков разработана методика и составлено программное обеспечение расчета долговечности (ресурса) зубчатой передачи планетарной КПП привода буровой лебедки буровой установки БУ 2500-ЭПБМ1, с учетом изменений в НТД, позволяющие оценить на стадии проектирования уровень надежности выпускаемого оборудования в зависимости от использования его ресурса и оценить надежность конструкции по критерию долговечности.

В различных отраслях машиностроения применяется, так называемый блочный метод расчета на прочность [18, 23, 25, 33, 34, 55, 62, 69, 72, 87, 97, 101, 102, 105]. При нерегулярном переменном нагружении фактическое изменение может быть сведено к блочному нагружению. Предлагаемая методика расчета долговечности (ресурса) получена путем трансформации такого блочного метода расчета деталей машин на выносливость. Концепция этого метода применительно к расчетам бурового оборудования состоит в следующем. Зная совокупность всех нагрузок, действующих на элементы буровой установки в процессе проводки одной скважины, а также зная прочностную характеристику детали, можно найти долговечность (ресурс) этой детали (в нашем случае центрального колеса зубчатой планетарной передачи), выраженную количеством скважин пробуренных до ее разрушения.

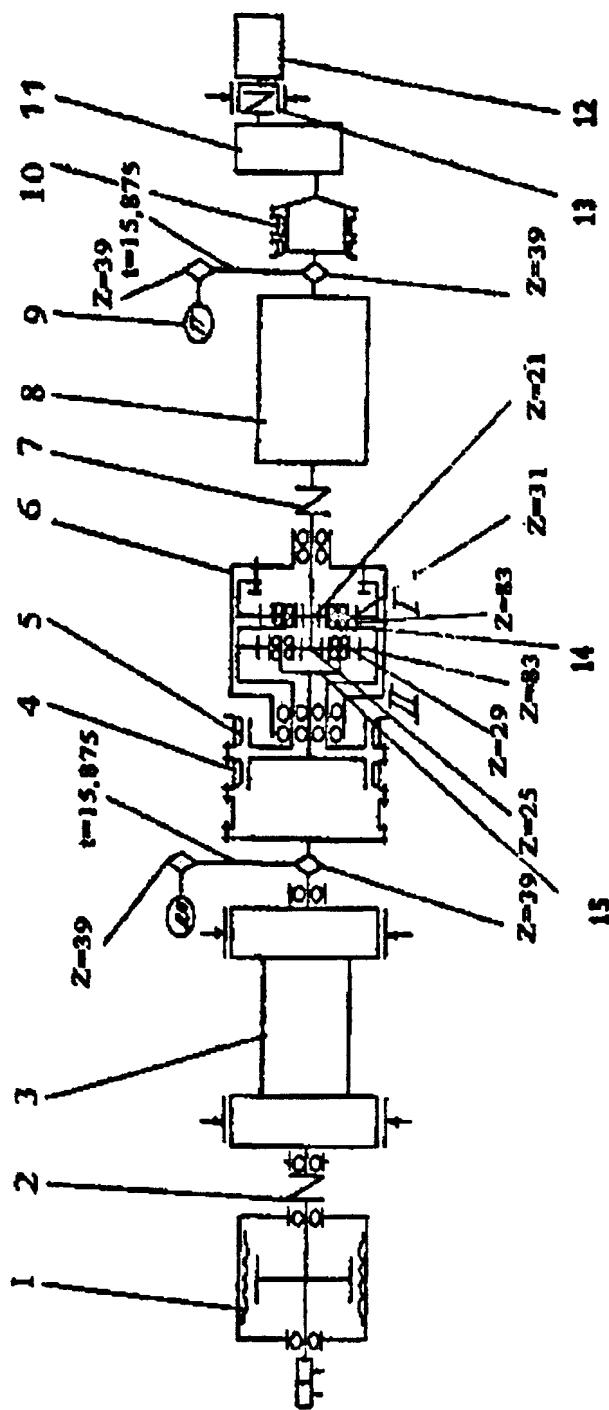
3.2 Расчет долговечности (ресурса) зубчатой передачи привода лебедки буровой установки БУ 2500-ЭПБМ1 на контактную выносливость

В современном машиностроении прослеживаются тенденции повышения мощности, равномерности или быстроходности, автоматизации процессов, увеличения длительности и безотказности работы, удобства и безопасности обслуживания, экономичности при изготовлении и эксплуатации, снижения массы и стоимости конструирования, изготовления и эксплуатации машин. Так применение высокопрочных сталей, хотя и дорогих, может снизить стоимость, а главное – массу деталей.

В современных буровых установках начали применять трансмиссии с планетарной передачей. Основными преимуществами планетарной передачи являются большие передаваемые крутящие моменты и ее широкие кинематические возможности, которые позволяют использовать передачу как редуктор с постоянным передаточным отношением, как коробку скоростей с изменяющимся передаточным отношением за счет поочередного торможения различных звеньев и как дифференциальный механизм. Она более компактна и имеет меньшую массу по сравнению с простой передачей.

Кинематика планетарной передачи, а также расчет по контактным напряжениям и напряжениям изгиба двухступенчатой трансмиссии с четырьмя сателлитами буровой установки БУ 2500-ЭПБМ1 (рис. 3.1), рассматриваются ниже.

Основными исходными данными являются: передаточное отношение, механические характеристики зубчатых колес, режим работы – закон изменения нагрузки. Помимо упомянутых в число исходных данных входят геометрические параметры d_1 , d_2 , b_1 , b_2' , x_1 , x_2' , m и др. Более полно исходные данные и их обозначения приведены в приложениях 11 и 12.



Параметры	Привод		
	Главный	Вспомогательный	Передача
1 Нагрузка на крюк, кН	500+1600	0+500	I
2 Скорость подъема крюка, м/с	0,86+0,21	1,68+0,88	II 1600 0,0160 0,0307

Рис. 3.2. Кинематическая схема лебедочного модуля и тяговая характеристика подъемной системы буровых установок БУ 2500/160-ЭПБМ1 и БУ 2500/175-ЭПКБМ

1-вспомогательный тормоз; 2-муфта; 3-вал барабанный; 4, 5-муфты шинопневматические ; 6-коробка передач; 7-муфта; 8-главный двигатель; 9-привод тахогенератора ТГ; 10-муфта; 11-цилиндрический редуктор; 12-электродвигатель; 13-муфта; 14-водило; 15-водило.

При расчете геометрии и прочности данного зацепления планетарной передачи зубчатым колесам помимо принятых, присваивают индексы 1 – для центрального колеса и 2 – для сателлита (Рис. 3.2).

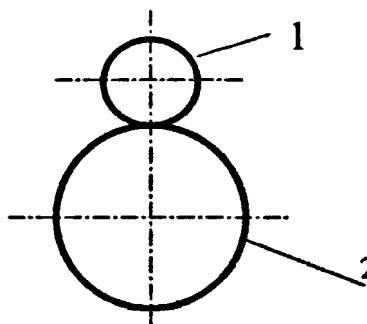


Рис 3.2. Планетарная передача: 1 – центральное колесо, 2 – сателлит.

Формулы для расчета основных геометрических параметров цилиндрических передач с внешними и внутренними (в нашем случае) зацеплениями, методика расчета зубьев планетарной передачи привода лебедки буровой установки БУ 2500-ЭПБМ1 на контактную и изгибную выносливость приведены в Приложении 13.

Эквивалентное напряжение определяют по формуле

$$\sigma_{HE(n)} = K_{HE(n)} * \sigma_{H1}, \text{ МПа.} \quad (3.1)$$

Коэффициент эквивалентной нагрузки, при расчете контактных напряжений определяют

$$K_{HE(n)} = \sqrt[6]{Z_{HC} * \left[\sum_{\sigma_{H(n)} > \sigma_{H\min}} \frac{N_{C1(n)}}{N_{H\Sigma}} \left(\frac{\sigma_{H(n)}}{\sigma_{H1}} \right)^6 + \sum_{\sigma_{H(n)} < \sigma_{H\min}} \frac{N_{C1(n)}}{N_{H\Sigma}} * \frac{\sigma_{H(n)}^{20}}{\sigma_{H1}^6 * \sigma_{H\min}^{14}} \right]} \quad (3.2)$$

где в квадратных скобках под корнем учитываются все циклы контактных напряжений, действующих за время бурения одной скважины, а Z_{HC} – количество пробуренных скважин до выхода передачи из строя (ресурс) при принятом коэффициенте запаса на выносливость. Подставив $K_{HE(n)}$ в формулу (3.1), имеем

$$\sigma_{HP} \geq \sigma_{HE(n)} = \sqrt[6]{Z_{HC} * \left[\sum_{\sigma_{H(n)} > \sigma_{H\min}} \frac{N_{C1(n)}}{N_{H\Sigma}} * \sigma_{H(n)}^6 + \sum_{\sigma_{H(n)} < \sigma_{H\min}} \frac{N_{C1(n)}}{N_{H\Sigma}} * \frac{\sigma_{H(n)}^{20}}{\sigma_{H\min}^{14}} \right]} \quad (3.3)$$

Откуда долговечность (ресурс) центрального колеса планетарной коробки передачи БУ 2500-ЭПБМ1 при контактной выносливости будет найдена из выражения

$$Z_{HC} = N_{H\Sigma} * \sigma_{HP}^6 \left(\frac{1}{\sum_{\sigma_{Hi(n)} > \sigma_{Hlim}} N_{Ci(n)} * \sigma_{Hi(n)}^6 + \sum_{\sigma_{Hi(n)} < \sigma_{Hlim}} N_{Ci(n)} * \frac{\sigma_{Hi(n)}^{20}}{\sigma_{Hlim}^{14}}} \right), \text{ скв.} \quad (3.4)$$

где $\sigma_{Hi(n)}$, σ_{Hlim} , σ_{Hi} и σ_{HP} – расчетные напряжения при расчете на контактную выносливость на n -ом уровне нагружения, предел контактной выносливости, расчетное контактное напряжение, действующее на центральное колесо, и допускаемое контактное напряжение, не вызывающее опасной контактной усталости материала соответственно, МПа.

где $N_{H\Sigma}$, $N_{Ci(n)}$ – суммарные числа циклов всех ступеней циклограммы (при бурении всех скважин за срок службы зубчатой пары), принятых в расчете на контактную выносливость, ($N_{H\Sigma} = \sum N_{Ci(n)}$) и расчетное число циклов напряжений (число вхождений зубьев) на каждой ступени нагружения соответственно;

Расчетное число циклов напряжений (число вхождений зубьев) на каждой ступени нагружения определяют

$$N_{Ci(n)} = \frac{\varepsilon * l_{cr} * u_{m,c} * u_{max} * n_{\phi} * S_{(n)}}{\pi * D_n} \quad (3.5)$$

В связи с тем, что контактные напряжения во всем диапазоне подъема бурильной колонны (число свечей от 1 до n_{max}), меньше предела контактной выносливости, учет составляющей ресурса осуществлен по правому слагаемому знаменателя выражения (3.4) с расчетными напряжениями в степени 20, и пределе выносливости в степени 14.

Долговечность (ресурс) центрального колеса планетарной коробки передачи БУ 2500-ЭПБМ1 при контактной выносливости равна $Z_{HC} = 171$ скважин

После этого, проверяется нагрузочная способность поверхностей зубьев. Нагрузочная способность поверхностей зубьев обеспечивается при выполнении условий любого критерия, приведенного в табл. 3.1 [35].

Таблица 3.1

Критерии	Условия нагрузочной способности
Напряжение	$\sigma_{Hi} \leq \sigma_{HP}$ 1
Безопасность	$S_H \geq S_{Hmin}$ 2
Ресурс	$N_L \geq N_K$ 3
Вероятность безотказной работы	$P_H(N_L \geq N_K) \geq P_{Hmin}$ 4

На рис. 3.3 приведена зависимость расчетного контактного напряжения от числа свечей на крюке.

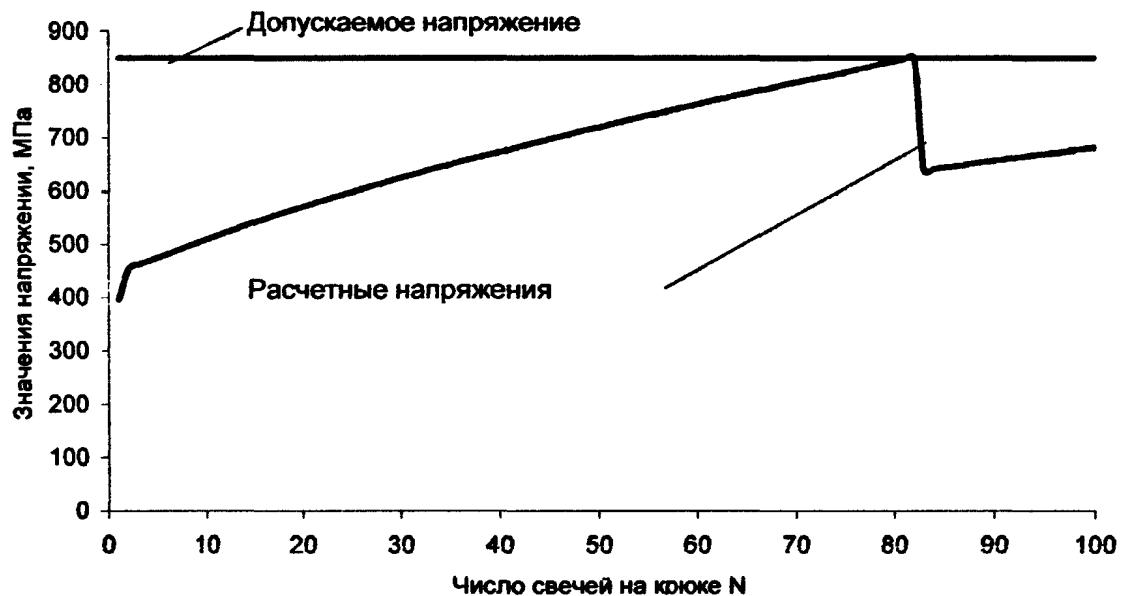


Рис. 3.3 Зависимость расчетного контактного напряжения от числа свечей на крюке

Из сравнения приведенных выше результатов допустимого контактного напряжения, которая при $Z_{v,cd} = 1.023$ равна $\sigma_{HP} = 850$, с данными рисунка видно, что значения расчетного контактного напряжения не превышают значение допустимого контактного напряжения, т.е. выполняется условие 1 из табл 3.1

3.3. Расчет долговечности (ресурса) зубчатой передачи привода лебедки буровой установки БУ 2500-ЭПБМ1 на изгиб

Эквивалентное напряжение $\sigma_{FF} = K_{HF} * \sigma_{FI}$, МПа. (3.6)

Коэффициент нагружения при расчете на изгиб

$$K_{FE} = q_F \sqrt{\sum \frac{N_{ci(n)}}{N_{F\Sigma}} * \left(\frac{\sigma_{Fi(n)}}{\sigma_{FI}} \right)^{q_F}} \quad (3.7)$$

где q_F – показатель кривой усталости, устанавливается: для зубчатых колес с однородной структурой материала, включая закаленные при нагреве ТВЧ со сквозной закалкой, и зубчатых колес со шлифованной переходной поверхностью, независимо от твердости и термообработки $q_F = 6$; для зубчатых колес азотированных, а также цементированных и нитроцементированных с нешлифованной переходной поверхностью $q_F = 9$;

сумма под корнем учитывает все циклы изгибных напряжений, действующих за срок службы зубчатой пары. Если учесть количество пробуренных скважин за срок службы Z_{FC} и, присвоив изгибным напряжениям и числу их воздействий за цикл бурения скважин индекс “ n ”, соответствующий числу свечей в бурильной колонне, то выражение (3.7) примет вид

$$\sigma_{FPI} \geq \sigma_{FF} = q_F \sqrt{Z_{FC} * \sum \frac{N_{ci(n)}}{N_{F\Sigma}} * \sigma_{Fi(n)}^{q_F}}, \text{ МПа.} \quad (3.8)$$

Отсюда долговечность (ресурс) центрального колеса планетарной коробки передачи БУ 2500-ЭПБМ1 при изгибе

$$Z_{FC} = N_{F\Sigma} * \sigma_{FP}^{q_F} \left(\frac{1}{\sum \sigma_{Fi(n)}^{q_F} * N_{ci(n)}} \right), \text{ скв.} \quad (3.9)$$

где $N_{F\Sigma}$ - суммарные числа циклов всех ступеней циклограммы (при бурении всех скважин за срок службы зубчатой пары), принятых в расчете на изгибную выносливость соответственно, $N_{F\Sigma} = N_{H\Sigma}$;

$\sigma_{Fi(n)}$, σ_{FI} и σ_{FP} – расчетные изгибные напряжения, при расчете на изгибную выносливость, изгибное напряжение действующее на центральное колесо и допускаемое изгибное напряжение соответственно.

Долговечность (ресурс) центрального колеса планетарной коробки передачи БУ 2500-ЭПБМ1 при изгибе равна $Z_{FC} = 242$ скважин.

Далее, проверяется нагрузочная способность поверхностей зубьев. Нагрузочная способность поверхностей зубьев обеспечивается при выполнении условий любого критерия, приведенного в табл. 3.2 [35].

Таблица 3.2

Критерии	Условия нагрузочной способности	
Напряжение	$\sigma_{Fl} \leq \sigma_{Fr}$	1
Безопасность	$S_F \geq S_{Fmin}$	2
Ресурс	$N_L \geq N_K$	3
Вероятность безотказной работы	$P_F(N_L \geq N_K) \geq P_{Fmin}$	4

На рис. 3.4 приведена зависимость расчетного изгибного напряжения от числа свечей на крюке.



Рис. 3.4 Зависимость расчетного изгибного напряжения от числа свечей на крюке

После сравнения полученного результата допустимого изгибного напряжения, которая равна 435 МПа для центрального колеса с данными рисунка видно, что значения расчетного изгибного напряжения не превышают значение допустимого изгибного напряжения, т.е. выполняется условие 1 из табл 3.2

3.4. Влияние аварийных подъемов на ресурс зубчатой передачи

Если принять число аварийных подъемов (подъем загруженного элеватора на высоту свечи при $O_{max} = 1600$ кН) при числе подъемов от 1 до 10 за цикл бурения одной скважины, то ресурс зубчатой пары будет уменьшаться. Закономерность изменения ресурса по контактным и изгибным напряжениям при учете аварийных подъемов представлены на рис. 3.5 и 3.6

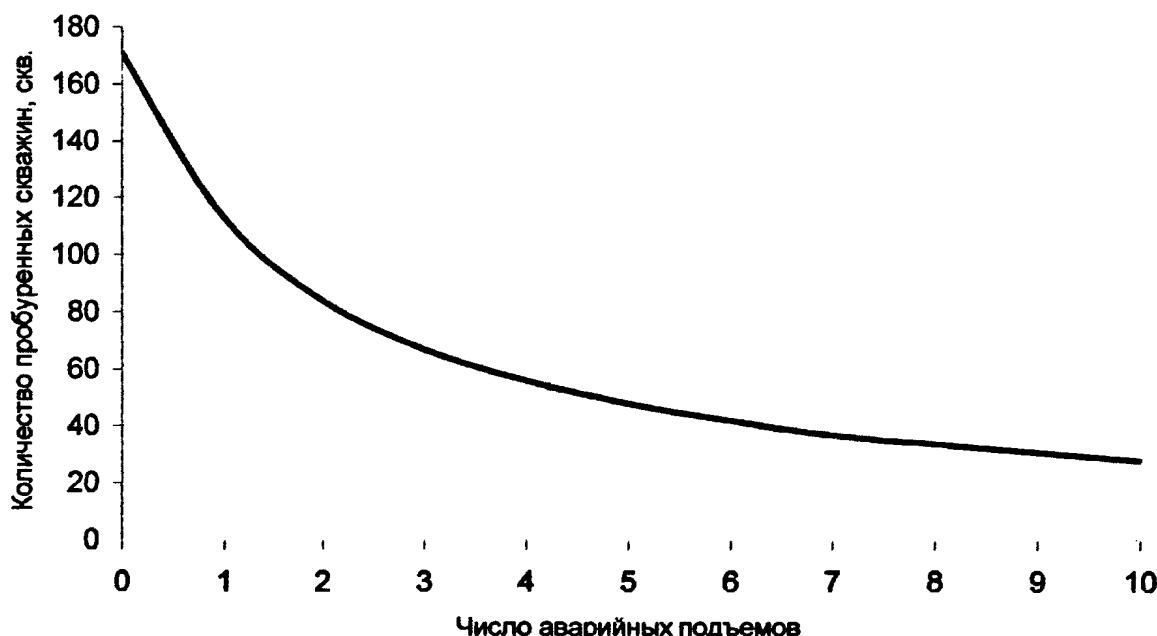


Рис.3.5 Зависимость ресурса зубчатой передачи, выраженного количеством пробуренных скважин от числа аварийных подъемов при расчете на контактную прочность

В связи с тем, что контактные напряжения при аварийном подъеме ($\sigma_H = 1374$ МПа) больше чем предел контактной выносливости ($\sigma_H = 1050$ МПа), учет составляющей ресурса определен по формуле (3.4) при показателе степени равном – 6.

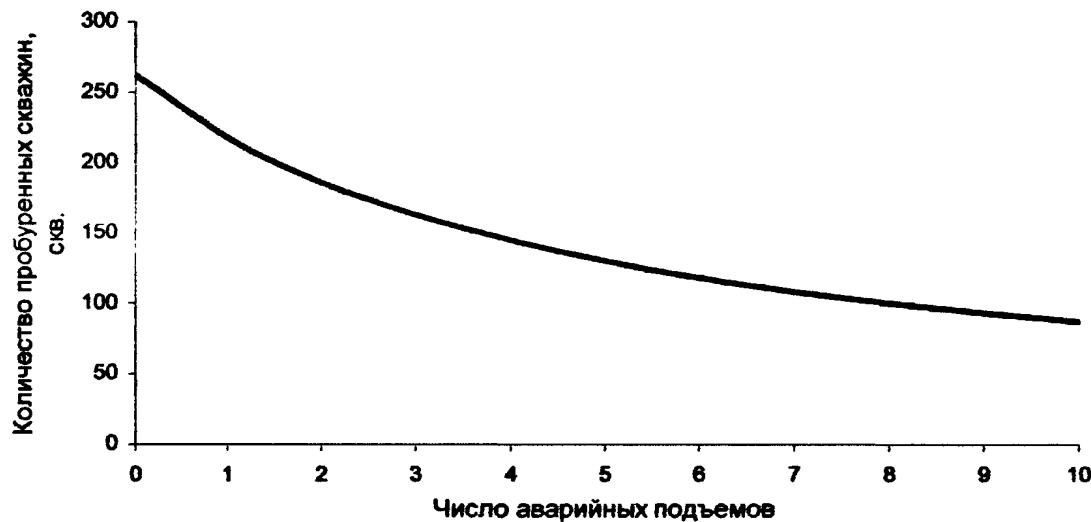


Рис.3.6 Зависимость ресурса зубчатой передачи, выраженного количеством пробуренных скважин от числа аварийных подъемов при расчете на изгибную прочность

3.5. Результаты исследований и выводы по главе

1. Разработана методика, алгоритм и программа расчета ресурса зубчатой пары планетарной КПП в приводе лебедки БУ 2500-ЭПБМ1 на переменные контактные и изгибные напряжения (приложение 14).

2. Показано, что ресурс зубьев центрального солнечного колеса КПП, изготовленный из стали 38Х2Н2МА с последующей закалкой ТВЧ составляет (приложение 15):

- при расчете на контактные напряжения – 171 скважин;
- при расчете на изгибные напряжения – 242 скважины.

4. Результаты проведенных исследований и основные выводы

1. Предложено дополнить существующую номенклатуру показателей качества СПК буровых установок и их комплексов новыми показателями, такими как, энергозатраты и затраты машинного времени при СПО за цикл бурения скважины, ресурс несущих элементов СПК БУ и его сборочных единиц, показатели эргономичности, транспортабельности и монтажепригодности.

2. Разработаны расчетный метод и программное обеспечение определения энергозатрат и уточнение расчетного метода затрат машинного времени при выполнении спуско-подъемных операций за цикл бурения скважины. Проведен анализ влияния максимальной скорости подъема незагруженного элеватора на затраты машинного времени при СПО.

3. Разработана методика и программное обеспечение расчета ресурса зубчатой передачи планетарной КПП в приводе лебедки, учитывающие прочностную характеристику зубчатой пары и нагрузочную характеристику за цикл бурения скважины.

4. Разработанная методика позволяет оценить по критерию минимизации затрат машинного времени при СПО совершенство подъемного комплекса буровой установки. В частности:

- установлено, что отсутствие учета характеристики оперативной муфты включения подъемного вала (на примере БУ 2500-ДГУ) занижает затраты машинного времени почти на 6 % (при $t_o = 3$ с);

- установлено, что увеличение максимальной скорости подъема незагруженного элеватора на буровой установке БУ 2500-ЭП с 1.2 м/с до 1.8 м/с приводит к интенсивному снижению затрат машинного времени. При превышении скорости 1.8 м/с кривая затрат машинного времени резко выполняется и при значении скорости в диапазоне 1.8...2.3 м/с затраты времени находятся практически на одном и том же уровне и в дальнейшем – возрастают.

Уменьшение максимальной скорости подъема незагруженного элеватора от 1.8 до 1.5 м/с приводит к увеличению затрат машинного времени на его подъем почти на 9 %;

- установлено, что использование турботрансформатора в полном диапазоне регулирования частоты вращения выходного вала при СПО нерационально из-за низкого его к.п.д. Рациональный режим работы (моменты времени переключения скоростей КПП) привода позволяет получить затраты машинного времени при СПО 58.6 ч. против 60.4 ч. (3 %).

- установлено, что притормаживание подъемного вала при подъеме незагруженного элеватора в период замедления позволяет сократить общие затраты машинного времени на подъем бурильной колонны за цикл бурения скважины на 6 % для БУ 2500-ДГУ, 8.7 % для БУ 2500-ЭУ и 17.2 % для БУ 2500-ЭП

5. Проведена сравнительная оценка степени неполноты тахограммы подъема бурильной колонны с различными типами привода по разработанной методике и по методике, предложенной Аваковым В.А.

6. Расчетами показано, что буровая установка БУ 2500-ЭП по сравнению с БУ 2500-ДГУ и 2500-ЭУ имеет лучшие эксплуатационные показатели, а именно:

- затраты машинного времени на СПО за цикл бурения скважины (при подъеме бурильной колонны и незагруженного элеватора) – 38.0 ч. против 58.6 ч. и 53.6 ч. соответственно;

- энергозатраты на подъем бурильной колонны (без учета затрат на подъем незагруженного элеватора) за цикл бурения скважины 13.3 МВт*ч против 20.4 МВт*ч и 27.8 МВт*ч соответственно.

7. Ресурс зубчатой пары планетарной КПП составляет:

- при расчете на контактные напряжения – 171 скважин;
- при расчете на изгибные напряжения – 242 скважины.

8. Разработанные методы расчета энергозатрат и затрат машинного времени, а также методы определения ресурса несущих элементов предлагаются применить при оценке качества буровых установок и их комплектующих.

9. Разработанные методы рекомендуются для оптимизации конструктивно-кинематических схем и режимов эксплуатации СПК буровых установок

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аваков В.А. Расчеты бурового оборудования. – М.: Недра, 1973.
2. Аваков В.А. и др. Анализ конструкции буровых лебедок, типов пневматических муфт и вертлюгов. – НТС “Машины и нефтяное оборудование”. – М.: ВНИИОЭНГ, 1971.
3. Аваков В.А. и др. Состояние развития буровых лебедок за рубежом. – М.: ВНИИОЭНГ, 1976.
4. Авиационные зубчатые передачи и редукторы / Под ред. Э.Б. Вулгакова. М.: Машиностроение, 1981. – 374 с.
5. Агирре Кордова К.Е. Методика сравнительной оценки конструкций дизельных силовых приводов буровых установок по критерию надежности. Дисс. к.т.н. – М.: МИНГ, 1989.
6. Азгальдов Г.Г., Райхман Э.П. О квалиметрии. – М.: Изд. стандартов, 1972. – 172 с.
7. Азгальдов Г.Г. Теория и практика оценки качества товаров (основы квалиметрии). – М.: Экономика, 1982.-256 с.
8. Алексеевский Г.В. Буровые установки Уралмашзавода. – М.: Недра, 1981 – 528 с.
9. Антонов А.А. Пневматические фрикционные муфты в нефтяной промышленности. – М.: Недра, 1973.
10. Архангельский В.Л. Влияние характеристики ШПМ на включение подъемного вала буровой. НТС “Машины и нефтяное оборудование”, № 8, 1963
11. Архангельский В.Л. Научные основы расчета и проектирования подъемного механизма буровых установок. Диссерт. д.т.н. – М.: МИНГ им. И.М. Губкина, 1987.-265 с.
12. Бабаев С.Г. Надежность нефтепромыслового оборудования. М.: Недра, 1987. 264 с.

13. Бабарыкин В.В. Разработка методики оценки производительности спуско-подъемного комплекса буровой установки. Дисс. к.т.н. М.: 1989.
14. Баграмов Р.А. Буровые машины и комплексы. М.: Недра, 1988.
15. Баграмов Р.А. Основные требования предъявляемые к буровым установкам и методика оценки их качества. – М., 1997.
16. Батечко И.В., Кныш В.А. Методы оценки технического уровня и качества продукции. – М.: Минск, БелНИИТИ, 1988.
17. Бержец Г.Н. Основы классификации и расчета параметров буровых установок. М.: Недра, 1968.
18. Болотин В.В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций. М.: Машиностроение, 1984.
19. Брагин В.В., Решетов Д.Н. Проектирование высоконапряженных цилиндрических зубчатых передач. – М.: Машиностроение, 1991.
20. Брахман Т.И. Многокритериальность и выбор альтернатив в технике. – М.: Радио и связь, 1984.
21. Булатов А.И., Аветисов А.Г. Справочник инженера по бурению: В 4 кн. – М.: Недра, 1993-1996.
22. Бухаленко Е.И., Абдуллаев Ю.Г. Монтаж, обслуживание и ремонт нефтепромыслового оборудования. – М.: Недра, 1985.
23. Вершинский А.В. Технологичность и несущая способность крановых металлоконструкций. – М.: Машиностроение, 1984.
24. Виряскин С.Е. Методология сравнительной оценки проектных решений по критерию конструктивной надежности (применительно к подъемному агрегату буровых установок): Дисс. к.т.н. – М., 1988.
25. Временная методика оценки технического уровня и качества оборудования для бурения эксплуатационных и глубоких разведочных скважин. Свердловск.: НИИКЛ БО Уралмашзавода, 1985.
26. Гакман Б.Н. Исследование напряженного состояния несущих элементов бурового наземного и подводного устьевого оборудования и разработки универсальных методов их расчета. Дисс. к.т.н. – М., 1991.

27. Ганджумян Р.А., Калинин А.Г., Никитин Б.А. Инженерные расчеты при бурении глубоких скважин: Спр. пособие / Под ред. А.Г. Калинина. – М.: Недра, 2000.-489 с.
28. Гигиенические критерии оценки и классификации условий труда по показателям вредности и опасности факторов производственной среды, тяжести и напряженности трудового процесса: Руководство Р2.2.755-99. – М.: Федеральный центр госсанэпиднадзора Минздрава России, 1999. – 192 с.
29. Гличев А.В. и др. Прикладные вопросы квалиметрии. – М.: Изд. стандартов, 1983.
30. ГОСТ 4543-71 Прокат из легированной конструкционной стали. Технические условия. – М.: Изд. стандартов, 1971.
31. ГОСТ 15467-79 Управление качеством продукции. Основные термины и определения. – М.: Изд. стандартов, 1979.
32. ГОСТ 1643-81 Передачи зубчатые цилиндрические. Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски. – М.: Изд. стандартов, 1981.
33. ГОСТ 25546-82 Краны грузоподъемные. Режимы работы. М.: Изд. стандартов, 1994.
34. ГОСТ 4.22-85 Краны грузоподъемные. Номенклатура показателей. М.: Изд. стандартов, 1992.
35. ГОСТ 21354-87 Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. М.: Изд. стандартов, 1988.
36. ГОСТ 16293-89 Установки буровые и комплектные для эксплуатационного и глубокого разведочного бурения. Основные параметры. М.: Изд. стандартов, 1990.
37. Демиденко Е.З. Линейная и нелинейная регрессия. – М.: Финансы и статистика, 1981.-302 с.
38. Дрейпер Н., Смит Г. Прикладной регрессионный анализ. М.: 1983.
39. Ефимченко С.И., Бабарыкин В.В. Расчеты бурового оборудования с применением ЭВМ. – М.: МИНГ, 1989.

40. Ефимченко С.И., Жабагиев А.М. Вопросы оценки качества буровых установок. // Тезисы докладов 3-ей Всероссийской конференций молодых ученых, специалистов и студентов по проблемам газовой промышленности России “Новые технологии в газовой промышленности”: М.: РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 1999.
41. Ефимченко С.И., Жабагиев А.М., Мохамед Найм М.А. К сравнительной оценке ресурса несущих элементов буровой установки. // Тезисы докладов 4-й научно-технической конференции, посвященной 300-летию Инженерного образования в России. – М.: РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2001.
42. Ефимченко С.И. Расчеты ресурса несущих элементов буровых установок. М.: РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2001. – 170 с.
43. Ефимченко С.И., Жабагиев А.М., Мухамед-Найм А.М. Методика сравнительной оценки ресурса несущих элементов буровой установки. М.: НТЖ “Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море”, № 3, 2001
44. Ефимченко С.И., Жабагиев А.М. Влияние характеристики оперативной пневматической муфты на подъемном валу лебедки буровой установки на затраты машинного времени СПО. // Вестник Кызылординского государственного университета им. Корткыт-Ата, № 11, 2001.
45. Ефимченко С.И., Жабагиев А.М. Программа расчета энергозатрат и затрат машинного времени при спуско-подъемных операциях за цикл проводки скважины, на примере спуско-подъемного комплекса (СПК) буровой установки БУ 2500-ДГУ. – М.: ВНТИЦ, рег. № 50200200140, 2002.
46. Ефимченко С.И., Жабагиев А.М. Программа расчета энергозатрат и затрат машинного времени при спуско-подъемных операциях за цикл проводки скважины, на примере спуско-подъемного комплекса (СПК) буровой установки БУ 2500-ЭУ. – М.: ВНТИЦ, рег. № 50200200141, 2002.
47. Ефимченко С.И., Жабагиев А.М. Программа расчета энергозатрат и затрат машинного времени при спуско-подъемных операциях за цикл провод-

ки скважины, на примере спуско-подъемного комплекса (СПК) буровой установки БУ 2500-ЭП. – М.: ВНТИЦ, рег. № 50200200142, 2002.

48. Жабагиев А.М. Факторы, обуславливающие долговечность бурового оборудования. // Вестник Кызылординского государственного университета им. Корткыт-Ата, № 10, 2001.

49. Закс Л. Статистическое оценивание. – М.: Статистика, 1976.-598 с.

50. Ильский А.Л., Миронов Ю.В., Чернобыльский А.Г. Расчет и конструирование бурового оборудования. – М.: Недра, 1985.-456 с.

51. Исследование и расчет бурового оборудования: Сб. научных трудов. Под ред. Н.П. Уманчика, В.Н. Мартынова – М., 1989.-131 с.

52. Использование системы КОРТЕР для оценки технического и технико-экономического уровня изделия. // УТРИН, ЧСФР – М.: Информэлектро, 1987

53. Иткис М.Я. Расчет и конструирование бурового оборудования с применением ЭЦВМ. – М.: Машиностроение, 1970.

54. Ишемгужин Е.И. Регрессионный анализ и планирование эксперимента при оценке надежности буровых и нефтепромысловых машин. – М.: Уфа, 1984.

55. Казак С.А. Безотказность и усталостная долговечность ПТМ. – Свердловск, 1989.

56. Калинин А.Г., Левицкий А.З., Никитин Б.А. Технология бурения разведочных скважин на нефть и газ. – М.: Недра, 1998.

57. Камалов И.Х. Методология расчета долговечности несущих элементов СПК буровых установок. Диссер. к.т.н. 1991.

58. Кардыш В.Г., Окмянский А.С. Методы оценки технического уровня буровых станков и их энергетические характеристики. Обзор. – М.: ВИЭМС, 1972

59. Каталог нефтяного оборудования, средств автоматизации, приборов и спецматериалов. В 2-х т. – М.: ВНИИОЭНГ, 1993.

60. Кендэлл М. Ранговые корреляции. – М.: Статистика, 1975.-216с .

61. Кини Р.Л., Райфа Х Принятие решений при многих критериях предпочтения и замещения. – М.: Радио и связь, 1981.-560 с.
62. Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусеньков А.П. Расчеты машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник – М.: Машиностроение, 1985 – 224 с.
63. Колчерин В.Г., Колесников И.В., Копылов В.С., Баренбойм Ю.Л. Новое поколение буровых установок Волгоградского завода в Западной Сибири. – Сургут.: ГУП ХМАО “Сургутская типография”, 2000.-320 с.
64. Копина А.В. Сравнительная оценка проектных решений и оптимизация параметров несущих элементов сооружения по критерию конструктивной надежности (на примере буровой вышки). Дисс. к.т.н. – М.: МИНГ, 1990
65. Красовский Г.И., Филаретова Г.Ф. Планирование эксперимента. – Минск, 1982.-302 с.
66. Крохмаль Н.И. Рациональная компоновка оборудования буровых установок на основе количественной оценки ее качества. Дисс. к.т.н. – М.: 1991
67. Кудрявцев В.Н. и др. Планетарные передачи. Справочник. Л.: Машиностроение, 1977.
68. Кудрявцев В.Н. и др. Расчет и проектирование зубчатых редукторов. СПб.: Политехника, 1993. – 448 с.
69. Лукинский В.С., Котиков Ю.Г., Зайцев Е.М. Долговечность шасси автомобиля. Л.: Машиностроение, 1984.
70. Машиностроение / Энциклопедия, т. IV-3. Надежность машин. М.: 1995
71. Меньшов Б.Г., Ершов М.С., Яризов А.Д. Электротехнические установки и комплексы в нефтегазовой промышленности. – М.: Недра, 2000.
72. Методы и средства повышения эффективности работы автомобильного транспорта в условиях нефтегазодобывающих районов / Под ред. Г.Ф. Фастовцева. М.: ВНИИОЭНГ, 1992

73. Методы оценки качества и надежности бурового оборудования и инструмента. / Под ред. М.Н. Рябинова. – Л. ВИТР, 1980.
74. Методы оценки технического уровня и качества промышленной продукции: Аналитическая справка. / Сост. Т.А. Кузьмина. – М.: 1990.
75. Монтгомери Д.К. Планирование эксперимента и анализ данных. – Л.: Судостроение, 1980.-384 с.
76. Моцохейн Б.И. Электропривод, электрооборудование и электроснабжение буровых установок. – М., 1999.
77. Мухамед Найм М.А. Резервы повышения эффективности подъемного комплекса буровых установок. Дисс. к.т.н. – М., 2000.
78. Необходимый учет монтажепригодности оборудования в рамках общей оценки надежности / Мамедов Н.Р., Бабаев С.Г., // Надежность и контроль качества, 1997.-№9, с. 25-32.
79. Новые буровые установки: конструкции, схемы, параметры, комплектность / Сост. Архангельский В.Д. и др. – М.: ВНИИБТ, 1989.-109 с.
80. Новые буровые установки.: Спр. пособие / Сост. В.Л. Архангельский, Ю.С. Аважанский, И.Б. Малкин. – М.: ВНИИБТ, 1991.-163 с.
81. Отчет по теме 13-85 “Исследование и оптимизация параметров и технико-экономических показателей бурового и нефтепромыслового оборудования”. В 2-х т.– М.: МИНГ, 1985.
82. Отчет ОНИР по теме 18-0251-81-22 “Исследование надежности и долговечности бурового оборудования. Выдача рекомендаций”. – М.: ВНИИнефтемаш, 1981.-206 с.
83. Передачи зубчатые планетарные с цилиндрическими колесами: Расчет на прочность передач основных типов. Метод. рек. МР 104-84, 1984.
84. Передачи зубчатые планетарные с цилиндрическими колесами: Схемы алгоритмов для расчета на ЭВМ несущей способности передач основных типов. Метод. рек. МР 233-87, 1987.
85. Перель Л.Л. Подшипники качения. Расчет, проектирования и обслуживание опор. Справочник. – М.: машиностроение, 1983.-543 с.

86. Подшипники качения. Справочник – каталог /Под ред. В.Н. Нарышкина, и Р.В. Коросташевского. – М.: Машиностроение, 1984.-280 с.
87. Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава технологического автомобильного транспорта. М.: ВНИИОЭНГ, 1988.
88. Поляков В.П. и др. Буровые установки завода “Баррикады”. – М.: Недра, 1973.-288 с.
89. Поляков Г.Д. Проектирование, расчет и эксплуатация буровых установок 1983
90. Проверочный расчет на прочность зубчатых цилиндрических передач на ЭВМ. / Замковец В.Ф., Семеновых А.В. и др. ГАНГ, 1996.
91. Проектирование и испытание буровых установок “Уралмашзавода”. Сборник научных трудов. Свердловск, 1990.
92. Пындац В.И. Повышение технического уровня и снижение материалоемкости буровых установок. – М.: ЦИНТИХИМНефтемаш, 1986.
93. Райхман Э.П., Азгальдов Г.Г. Экспертные методы в оценке качества товаров. – М.: Экономика, 1974.-151 с.
94. РД 26-16-45-97 Монтажепригодность нефтепромыслового оборудования. Термины, определения, номенклатура показателей и методы их оценки. Баку, Изд. АзГНА, 1997. – 32 с.
95. РД 39-3-750-82 Методические указания по проведению анализа и оценки технического уровня, технических средств и технологических процессов строительства нефтяных и газовых скважин. – М.: ВНИИБТ, 1983.-88 с.
96. РД 50-149-79 Методические указания по оценке технического уровня и качества промышленной продукции. – М.: Изд. стандартов, 1979.
97. Решетов Р.М.. Иванов А.С.. Фадеев В.З. Надежность машин. – М.: Высшая школа, 1988.
98. Рощупкина В.В. Исследование динамики талевой системы буровой установки. Дисс. к.т.н. М.: 1973.
99. Саакян Д.Н. Система показателей комплексной оценки мобильных машин. – М.: Агропромиздат, 1988.-415 с.

100. Северинчик Н.А. Машины и оборудование для бурения скважин. М.: Недра, 1986.
101. Серенсен С.В. и др. Несущая способность и расчет деталей машин. М.: Машиностроение, 1975.
102. Скотников В.А. и др. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. М.: Агропромиздат, 1986.
103. Скрыпник С.Г. Индустриальный метод сооружения буровых. – М.: Недра, 1972. 272 с.
104. Скрыпник С.Г. Новейшие методы монтажа буровых установок с учетом климатических условий. – М.: ВНИИОЭНГ, 1983.
105. Соколов С.А. Методологические основы прогнозирования долговечности металлических конструкций грузоподъемных машин. Дис. д.т.н. СПб. 1995.
106. Солод Г.И. Основы квалиметрии. – М.: МГИ, 1991.
107. Сорокин Г.М. Трибология сталей и сплавов. – М.: Недра, 2000.
108. Справочник монтажника буровых установок. / Гноевых А.Н., Лобкин А.Н., Абубакиров В.Ф., Скрыпник С.Г. и др. – М.: Недра, 1997.-491 с.
109. Стали и сплавы. Марочник: Спр. изд. / В.Г. Сорокин и др. – М.: Интермет инжиниринг, 2001. – 608 с.
110. Стали для нефтегазового оборудования.// Под ред. В.Я. Кершенбаума, В.В. Ремизова. – М.: 1998.
111. Ферстер Э., Ренц Б. Методы корреляционного и регрессионного анализа. – М.: Финансы и статистика, 1983.-302 с.
112. Фишберн П. Теория полезности для принятия решений. – М.: Наука, 1978.-353 с.
113. Фомочкин А.В. Комплексная оценка условий труда на производственных объектах нефтегазовой промышленности. М.: РГУ нефти и газа, 2000
114. Фомочкин А.В. Оценка безопасности производственного оборудования. М.: РГУ нефти и газа, 2000.

115. Хачатуян С.А., Босняцкий Г.П. Динамика бурильных установок. М.: Машиностроение, 1992.
116. Химмельблау Д. Анализ процессов статистическими методами. – М.: Мир, 1973.-957 с.
117. Черноскутов А.И. Методы сравнительной оценки конкурирующих изделий. Обзорная информация / ЛатНИИНТИ – Рига, 1987.
118. Шандыбина И.М. Исследование нагруженности элементов спуско-подъемного комплекса буровой установки и разработка методики автоматизированного проектирования валов его трансмиссии. Дисс. к.т.н., М.: ГАНГ, 1995
119. Юртаев В.Г. Динамика буровых установок. – М.: Недра, 1987.
120. Юртаев В.Г. Динамика агрегатов буровых установок и повышение их технического ресурса и эффективности эксплуатации. Докторская диссертация. М.: 1993.

Анализ существующих методов (подходов) оценки качества промышленной продукции

Повышение уровня качества продукции предопределяет необходимость повышения качества исходных материалов, труда, качества изготовления и технологических процессов ее производства. При решении этих проблем одной из основных задач является этап оценки уровня качества существующей и вновь проектируемой техники. Оценка уровня качества продукции является основой для выработки необходимых управляющих решений в системе управления качеством продукции.

Согласно [31] оценка уровня качества состоит из следующих этапов:

- выбор номенклатуры показателей качества и обоснование ее необходимости и достаточности;
- выбор или разработка методов для определения значений показателей качества;
- выбор базовых значений показателей и исходных данных для определения фактических значений показателей качества оцениваемой продукции;
- определение фактических значений показателей качества и сопоставление их с базовыми;
- сравнительный анализ вариантов возможных решений и нахождение наилучшего;
- обоснование рекомендаций для принятия управляющего решения.

Содержание каждого из перечисленных этапов и объем работ на каждом из них существенным образом зависят от цели оценки качества продукции. В настоящее время оценка качества продукции сопряжена с большими трудностями, которые носят объективный характер, имеют устойчивую тенденцию к росту и обусловлены особенностями современного массового промышленного производства и развитием товарообмена. По определению Г.Г. Азгальдова [6, 7] они имеют четыре вида:

- первая заключается в том, что потребляемая продукция, всё более и более усложняется, каждому отдельному её виду придается всё больше и больше полезных свойств;

- вторая трудность связана с тем, что в условиях современного производства потребителю одновременно предлагается до нескольких десятков разновидностей продукции одного и того же назначения. Если учесть, что её качество характеризуется множеством различных показателей, то легко понять, насколько трудно потребителю произвести выбор и оценку качества приобретаемой продукции;

- третья трудность вызвана сокращением периодов между сменами моделей;

- четвертая трудность заключается в серьезности последствий, к которым может привести неточная или ошибочная оценка.

В зависимости от способа получения информации методы определения значений показателей качества продукции делятся на: измерительный, регистрационный, органолептический и расчетный [31, 74].

В 1967 г. в СССР группа исследователей, занимающихся вопросами оценки качества продукции в различных отраслях народного хозяйства, пришла к убеждению, что в стадии становления находится новая научная область, охватывающая методологические и практические вопросы количественной оценки качества. Эту область науки было предложено назвать квалиметрией, от латынского корня “квали” (образующего слова *qualitas* – качество, свойство, характер) и древнегреческого слова “*μετρέω*” – мерить, измерять [6, 7]. И сразу же термин “квалиметрия” прочно вошел в международный научно-технический словарь. С тех пор развивается квалиметрия, как новое научное направление, исследующее проблему количественной оценки качества продукции. По определению Г.Г. Азгальдова [6, 7], под количественной оценкой в квалиметрии понимается некоторая функция отношения (выраженная чаще всего в процентах) показателя качества рассматриваемой продукции к показателям качества продукции, принятой за эталон.

В последнее время количество трудов о квалиметрии и работ, использующих методы квалиметрии при количественной оценке качества промышленной продукции, имеют тенденцию к возрастанию. Особо следует отметить работы Г.Г. Азгальдова [6, 7], А.В. Гличева [29], Г.И. Солода [106] являющиеся основоположниками этого метода.

Г.И. Солод [106] после анализа многочисленных работ по количественной оценке качества сформулировал основные принципы квалиметрии одно из них гласит, что сумма весомостей показателей свойств одного иерархического уровня – величина постоянная:

$$\sum a_{ij} = \text{const} \quad (1.1)$$

Однако квалиметрия как научная дисциплина в настоящее время еще находится на стадии становления. Методы квалиметрической оценки качества продукции еще окончательно не сформулированы, не установлен общий классификационный признак и не разработана научно обоснованная классификация этих методов.

В работе [106], выделены наиболее распространенные методы количественной оценки качества, которые можно сгруппировать по следующим классификационным признакам: по способу получения (определения) количественных значений показателей качества продукции; по степени обобщения показателей простых свойств продукции; по экономической эффективности от повышения уровня качества продукции.

К методам оценки качества продукции, сгруппированным по экономической эффективности относятся: **интегральный** – сопоставление суммарного полезного эффекта от использования продукции и суммарных затрат на её создание и эксплуатацию или потребление; **индексный** – определение полученного эффекта от повышения уровня качества за определенный период; **оптимизационный** – подсчет полученного эффекта от использования продукции по назначению при заданных затратах на её создание и эксплуатацию или потребление, либо заданного эффекта при наименьших затратах, либо наибольшего отношения эффекта к затратам.

Методы оценки уровня качества, сгруппированные по экономической эффективности, фактически не оценивают уровня качества продукции, а лишь определяют экономический эффект от повышения качества продукции [31, 96].

До последнего времени значительное внимание уделялось и уделяется разработке теоретических методов экспертных оценок качества продукции. В связи с этим можно указать на работу Э.П. Райхмана, Г.Г. Азгальдова [93], где рассмотрены экспертные методы в оценке качества продукции, и главным образом товаров народного потребления. Излагаемые в работе принципы, методы и проблематика экспертных методов имеют отношение не только к оценке качества продукции, но и к оценке качества многих процессов, например, оценка качества труда, обслуживания, оценка качества специалистов и вообще к ситуациям и явлениям, когда оценка качества необходима для основания оптимального хозяйственного управляющего решения. Также, авторы предлагают применить экспертный метод не только для оценки качества, но и для научно-технического прогнозирования (если они могут использоваться при оценке качества). Там же систематизированы основные сведения, касающиеся современной методологии экспертной оценки, и кратко описаны некоторые разновидности экспертных методов, которые в силу недостаточной доработки еще довольно редко используются на практике, но потенциально вполне применимы в будущем.

Г.И. Солод [106], выделив все методы оценки показателей качества продукции, задался целью классифицировать их. Огромное количество методов и методик оценок качества продукции существенно затрудняет не только выбор наилучших для данных условий, но даже их изучение представляет собой нелегкую задачу.

Анализ существующих методик оценки качества приведенный в работе [106], показывает, что наиболее общим для всех методик является процесс оценки уровня качества, состоящий из следующих основных этапов: выбора показателя для оценки качества и базовых показателей эталона (Б); оценки ка-

чества по единичным показателям (Е); оценка уровня качества по комплексным показателям (О).

Таким образом, структура оценки качества имеет вид

$$K = B \rightarrow E \rightarrow O \quad (1.2)$$

В данном случае классификационным признаком является функциональный признак, позволяющий разделить процесс оценки качества промышленной продукции на такие градации или части, в каждой из которых действия практически однородны и являются по существу законченными этапами.

Таким образом, квалиметрия рассматривает качество как некоторую иерархическую совокупность свойств, которые представляют интерес для потребителя данного продукта труда. Она охватывает проблемы измерения и оценки качества промышленной продукции, находится в состоянии взаимодействия с другими научными дисциплинами, получая "помощь" от одних и оказывая ее другим, используя при этом линейное, нелинейное и динамическое программирование, теорию оптимального управления, теорию массового обслуживания и другие математические методы [99].

Задача прикладной квалиметрии – разработка конкретных методик и математических моделей для оценки качества конкретных объектов разного вида и назначения [7].

В таблице 1.1. представлены встречающиеся в технической литературе методы оценки качества технических изделий различного функционального назначения, отличающиеся друг от друга методическими подходами, вычислительной процедурой, видом и количеством используемых параметров и др.

К первой группе относятся оперативные, не требующие высокой квалификации экспертов, но относительно неточные методы. При этом характеристика каждого метода ранжируется по трехуровневой шкале относительной значимости: низкая – 0, средняя – 1, высокая – 2. Ко второй группе можно отнести методы со средней оперативностью, требующие достаточно высокой квалификации экспертов, учитывающие количественное соотношение важности свойств и с высокой относительной точностью. К третьей группе относятся

методы с низкой оперативностью, но высокими уровнями других характеристик [117].

Методы оценки качества и их характеристика

Таблица 1.1.

№	Название метода оценки	Характеристика метода				Классификация методов
		По опе-ратив-ности	По треб-уемой квалиф. эксперта	По учету важно-сти свойств	По отно-ситель-ной точ-ности	
1	Минимаксный	2	0	0	0	Первая группа
2	Лексикографический	2	0	0	0	
3	Ранговый	2	1	2	1	
4	Дифференциальный	2	1	2	1	
5	Коэф. региональной адаптации	2	1	2	1	
6	Гипотетический	2	1	2	1	
7	Экспертный	1	2	2	1	Вторая группа
8	Регрессионный	1	1	2	2	
9	Комплексный	1	1	2	1	
10	Смешанный	1	1	2	2	
11	ФСА	1	1	2	1	
12	Оценка ТУ групп продукции	1	1	2	1	
13	КОРТЕР	1	2	2	2	
14	Джонсона	1	2	2	2	Третья группа
15	Аналитический	0	2	2	2	
16	Теории полезности	0	2	2	2	
17	Нечетких множеств	0	2	2	2	
18	Физического моделир.	0	2	2	2	
19	Имитационного модел.	0	2	2	2	
20	Максимального правдоподобия	0	2	2	2	
21	Графический	0	2	2	2	
22	Саати	0	2	2	2	
23	Корреляционно-регрессионный анализ с использованием 2-х гл. параметров	0	2	2	2	

Производство машин – многостадийный процесс. Его эффективность зависит от научно-исследовательских и опытно конструкторских работ, от организации промышленного производства, от технологии изготовления, от потребителей и условий эксплуатации этих машин. Кроме того, при создании машин на различных этапах преследуются разные цели, и как следствие, с разной степенью заинтересованности.

Экономическая эффективность и качество машин должны быть оценены научно обоснованной системой показателей, необходимой планирующим организациям для прогнозирования и разработки перспективного плана производства машин; конструкторским организациям при проектировании высокоеффективных машин; промышленным предприятиям, производящим и использующим машины; организациям, занимающимся ремонтом оборудования и производством запасных частей к ним; для обоснования правил эксплуатации оборудования и нормативов запасных частей.

Система показателей должна позволить установить оптимальные типоразмеры и модели выпускаемых машин, определить эффективность и качество производимых и используемых машин, разработать техническую документацию на новые машины, разработать и установить нормы и нормативы на выпускаемые машины, проанализировать каждый показатель для выявления резервов повышения общей эффективности, координировать работу на различных этапах создания и использования машин [95].

При определении эффективности и качества машин должны учитываться интересы производителей и потребителей, при этом должны оцениваться технические и экономические показатели.

Если система показателей качества выбрана неверно, и исходит из ведомственных интересов, то машину рациональной конструкции создать невозможно. При разработке системы показателей необходимо уточнить, усовершенствовать, систематизировать и классифицировать перечень показателей; разработать методы их расчета и математически описать; формализовать связи

показателей и выявить закономерности функциональной зависимости их от различных факторов.

На оценку машин, в большой степени влияет методика расчета показателей [95]. Она должна быть единой на всех стадиях определения технической, эксплуатационной и экономической эффективности, обеспечивать полноту и одинаковую степень точности подсчета всех показателей, сопоставимость показателей по сравниваемым вариантам и достаточную достоверность (т.е. объективность и надежность) полученных результатов, простоту определения показателей.

Чтобы создать систему показателей, необходимо решить задачи теоретического, практического и организационного характера. Зная факторы, влияющие на технические, технико-эксплуатационные показатели работы машины и формы их проявления, можно улучшить качественные показатели и выработать меры, совершенствующие конструкцию машины.

Не всегда удается оценить влияние каждого отдельно взятого фактора на качество. Поэтому ограничиваются результатом их совокупного действия, который отражает важнейшую тенденцию обеспечения качества и характеристику существенных элементов этой совокупности. Во всех случаях рассматривают не все факторы, а лишь существенные, влияющие на качество, определяющие его. Все факторы можно разделить на субъективные и объективные. При этом необходимо учитывать, что любой фактор изменяется в зависимости от условий, места и времени действия, а также от взаимодействия с другими факторами.

Чтобы определить степень влияния отдельных факторов на конечный результат, на каждом этапе определяют коэффициент эффективности

$$K_3 = \frac{A_{\exists i}}{A_n}, \quad (1.3)$$

где $A_{\exists i}$ – условная экономия от мер по повышению производительности, учитывающая действие того или иного фактора;

A_D – размер дополнительных затрат для реализации данного мероприятия.

Но с помощью коэффициента K_3 не всегда можно выявить влияние конкретного фактора (особенно если его выделить из общей совокупности) на качество.

При выборе номенклатуры показателей качества учитывают назначение и условия использования продукции, требования потребителя, качество продукции, состав и структуру характеризуемых свойств, основные требования к показателям качества.

В зависимости от цели оценки и назначения продукции система показателей качественно и количественно разделяется на группы.

Пример построения классификационных групп приведен на рис. 1.1, где все группы показателей взаимосвязаны и зависят от условий, в которых используется машина.

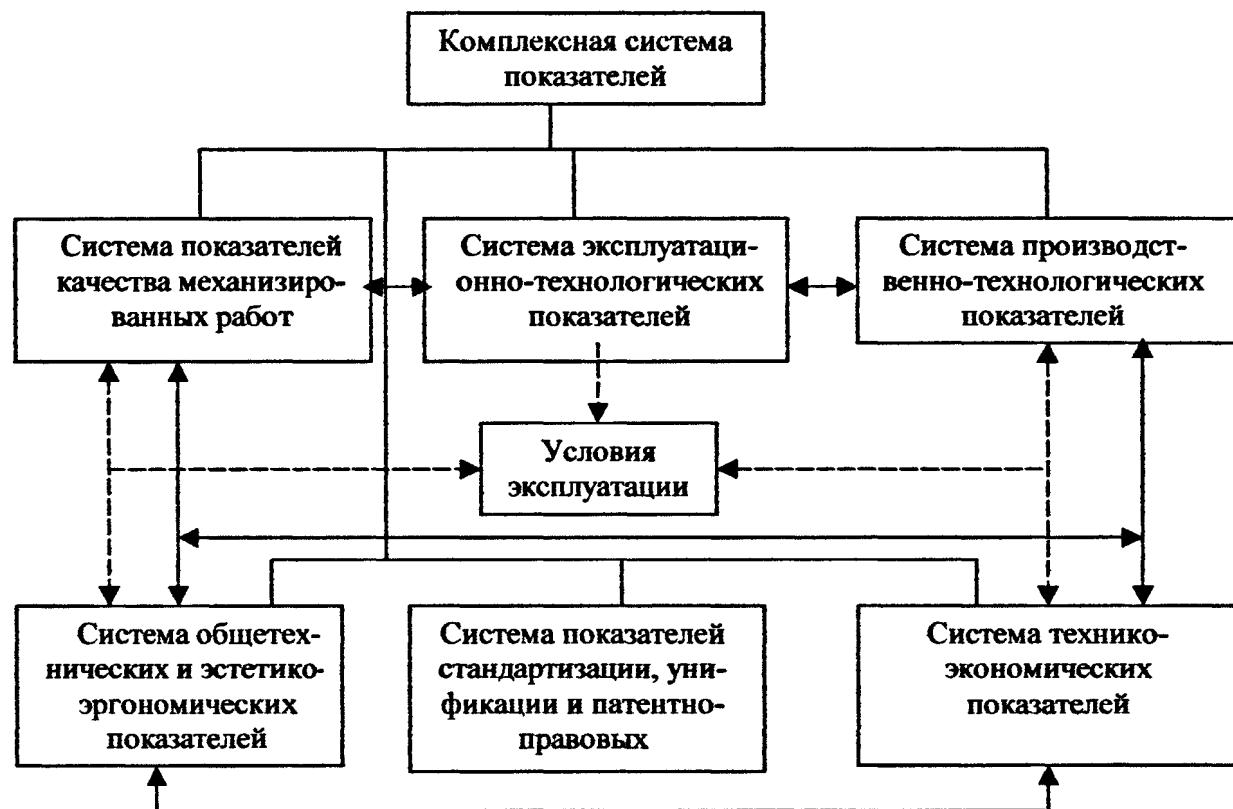


Рис. 1.1. Система показателей комплексной оценки качества машин и оборудования

Саакян Д.Н [99] группирует показатели по сходным признакам, классифицирует их и предлагает рассматривать обобщающие показатели как элементы общей системы в органической связи с другими показателями. Причем, такая система для одних групп или типов машин будет неполной, а для других некоторые показатели окажутся ненужными.

При проведении оценки промышленного изделия, прежде всего, должна быть сформулирована задача или цель оценки. После принятия решения о цели оценки качества продукции приступают к формированию номенклатуры показателей качества.

Основные группы показателей качества продукции и методы их определения, в зависимости от способа получения информации представлены в табл. 1.2 [25].

Основные группы показателей качества

Таблица 1.2

Наименование группы показателей качества	Методы определения значений показателей качества
1. Показатели назначения	Измерительный, регистрационный, расчетный
2. Показатели надежности	Регистрационный, расчетный
3. Показатели экономного использования сырья, материалов, топлива и энергии	Измерительный, расчетный
4. Эргономические показатели	Регистрационный, измерительный, расчетный
5. Показатели технологичности	Регистрационный, расчетный
6. Показатели стандартизации и унификации	Регистрационный
7. Патентно-правовые показатели	Регистрационный
8. Экономические показатели	Регистрационный
9. Дополнительные показатели	Расчетный

После проведенного анализа, нами предлагается дополнить принятую в [25] для оценки качества буровых установок номенклатуру (см. табл. 1.2) следующими показателями: экологические показатели; показатели транспортабельности и монтажепригодности. А прил. 3. дополнить соответственно: экологические показатели – себестоимость рекультивации после окончания строительства скважины, тыс.руб; допускаемое удельное давление на почву

при транспортировке, МПа; показатели транспортабельности и монтажепригодности – суммарная трудоемкость монтажа, чел.ч; коэффициент монтажепригодности; среднее время выполнения монтажных работ, ч; удельная себестоимость транспортировки, тыс.руб.

Известны три метода оценки уровня качества технических изделий: дифференциальный, комплексный и смешанный.

При дифференциальном методе оценки проводят сопоставление уровня качества изделия и базового образца по единичным показателям качества. При таком сопоставлении определяют: достигнут ли уровень базового образца в целом, по каким показателям он достигнут, какие из них наиболее сильно отличаются от базовых. Комплексный метод оценки применяют в тех случаях, когда необходимо характеризовать уровень качества одним обобщенным показателем. Обобщенный показатель предназначен сравнения качества разрабатываемой (или эксплуатируемой) продукции на определенный период времени с совокупностью показателей качества перспективного образца аналога. Обобщенный показатель представляет собой функцию от единичных показателей качества продукции.

Этот показатель может быть выражен:

- главным показателем, отражающим основное назначение продукции;
- интегральным показателем качества продукции;
- средним взвешенным показателем качества продукции.

При определении главного показателя устанавливают его функциональную зависимость от исходных показателей, отражающую физическую сущность процесса.

Интегральный показатель применяют, когда установлен суммарный полезный эффект от эксплуатации продукции и суммарные затраты на создание и эксплуатацию продукции.

Если, определение интегрального показателя по каким-либо причинам невозможно, например, при оценке технического уровня продукции, применяют дифференциальный метод оценки качества.

Оценка уровня качества сложного оборудования производится смешанным методом, основанном на совместном применении единичных и комплексных показателей.

Относительный показатель уровня качества по каждому единому показателю вычисляют по формулам:

$$q_i = \frac{P_i}{P_{i6}}; \quad (1.4)$$

$$q_i = \frac{P_{i6}}{P_i}, \quad (1.5)$$

где P_i – значение i -го показателя оцениваемого образца;

P_{i6} – значение i -го показателя базового образца.

Оценка относительного показателя по классификационному параметру не проводится.

Уровень качества по комплексному показателю определяют на основе сопоставления значений интегрального показателя по формуле:

$$q_a = \frac{I}{I_6}, \quad (1.6)$$

где I – значение интегрального показателя оцениваемого образца, эффект/руб;

I_6 – значение интегрального показателя базового образца (отечественного), эффект/руб;

Интегральный показатель (на примере буровой установки) вычисляется по формуле:

$$I = \frac{\Pi_{\Sigma}}{\frac{\Pi_o * \psi(t)}{K_n} + \bar{T}_1 * \left[\bar{C}_t + (\bar{C}_{y1} + \bar{C}_{z1}) * \left(\frac{1}{K_r} - 1 \right) + \bar{C}_{y1} * \gamma_{ro} \right] + \bar{C}_e + \bar{C}_c + \bar{C}_{mo}}, \quad (1.7)$$

где Π_{Σ} – суммарный полезный годовой эффект от эксплуатации изделия, выраженный в натуральных единицах;

Π_o – оптовая цена изделия, руб;

$\psi(t)$ – поправочный коэффициент, зависящий от срока службы изделия в t лет;

\bar{T}_1 – средняя наработка изделия в календарном году, ч;

\bar{C}_1 - средняя стоимость одного часа эксплуатации оцениваемого изделия (по затратам на запчасти), руб/ч;

\bar{C}_w - средняя стоимость одного часаостоя буровой установки по затратам, зависящим от времени, руб/ч;

\bar{C}_{x_1} - средняя стоимость одного часастоя буровой установки по затратам на ликвидацию осложнений и аварий, вызванных отказами оцениваемого изделия, руб/ч;

K_f – коэффициент готовности оцениваемого изделия;

$\gamma_{\text{тп}}$ – коэффициент, характеризующий несовмещенную с операциями бурения долю времени, затрачиваемого на техническое обслуживание изделия, за один час его работы в составе буровой установки;

\bar{C}_2 , \bar{C}_r и $\bar{C}_{\text{тп}}$ - средняя стоимость энергии, потребляемой изделием в календарном году при его работе в составе буровой установки, смазочных материалов, потребляемых изделием в календарном году при его работе в составе буровой установки и монтажа, демонтажа и транспортировки изделия в календарном году, соответственно, руб;

K_p - коэффициент роста полезного эффекта (для буровой установки комплекса бурового оборудования принимается по данным технико-экономических расчетов).

Обобщенный показатель качества изделия определяется по формуле

$$q = 0.85q_u + 0.10q_{\text{зр}} + 0.03q_{\text{пп}} + 0.02q_{\text{нам}}, \quad (1.8)$$

где q_u – относительный интегральный показатель качества;

q_m – относительный показатель качества, характеризующий металлоемкость изделия;

$q_{\text{зр}}$ – относительный комплексный эргономический показатель;

$q_{\text{нам}}$ – относительный обобщенный патентно-правовый показатель.

Относительный показатель качества q_u определяется по формуле:

$$q_u = \frac{m_{yb}}{m_v}, \quad (1.9)$$

где m_{yb} , m_v – удельная масса базового образца и оцениваемого изделия.

Относительный обобщенный патентно-правовой показатель вычисляется по формуле:

$$q_{\text{пат}} = \frac{P_{\text{нч}} + P_{\text{нз}}}{P_{\text{нч}} + P_{\text{нз}}}, \quad (1.10)$$

где $P_{\text{нч}}$, $P_{\text{нз}}$ – показатель патентной чистоты оцениваемого изделия и базового образца;

$P_{\text{нч}}$, $P_{\text{нз}}$ – показатель патентной защиты оцениваемого изделия и базового образца.

Сравнение оцениваемого изделия с зарубежным аналогом производится на основе сопоставления единичных показателей назначения, включая удельную массу из группы показателей экономного использования сырья, материалов, топлива и энергии.

В случаях, когда часть значений относительных показателей меньше единицы, вычисляется обобщенный показатель (q), выраженный в виде средневзвешенного арифметического показателя качества, по формуле

$$q = \sum_{i=1}^n m_i * (q_i) * q_i, \quad (1.11)$$

где $m_i(q_i)$ – параметр весомости i -го показателя, входящего в обобщенный показатель (q), определяется экспертным методом;

q_i – относительный i -й показатель качества;

$i = 1, 2, \dots, n$ – число показателей качества, составляющих средний взвешенный показатель.

В результате оценки уровня качества оборудования может быть принято следующее решение:

1. Уровень качества оцениваемого изделия равен или выше уровня базового образца (находится на уровне или выше лучших отечественных и зарубежных образцов), если все значения относительных показателей или относительная величина обобщенного показателя качества равны или более единицы.

2. Уровень качества оцениваемого комплекса равен или выше уровня базового образца, если уровень качества всех изделий, входящих в оцениваемый комплекс, равен или выше уровня изделий, входящих в базовый образец.

3. Уровень качества комплектной установки равен или выше уровня базового образца, если все изделия (комплексы), входящие в состав оцениваемой установки, находятся на уровне или выше уровня изделий базового образца.

4. Уровень качества оцениваемого изделия соответствует высшей категории качества, если величина обобщенного показателя качества составляет $q \geq 1.0$.

5. Уровень качества оцениваемого изделия соответствует первой категории, если величина обобщенного показателя качества составляет $0.95 \leq q < 1.0$.

(1.12)

В случаях, когда часть значений относительных показателей качества меньше единицы или часть изделий, входящих в комплекс или установку, ниже уровня базовых образцов, оценка уровня качества производится на основе сравнения обобщенных показателей с критериями, приведенными в п. 4 и 5.

Номенклатура показателей качества буровых установок и их комплексов

Приложение 2

Наименование показателя качества	Обозначение	Применимость показателей качества				
		в ТЗ	в стандартах	в ТУ	в КУ	в расч. эк. эфф.
1	2	3	4	5	6	7
1. Показатели назначения						
1.1. Допускаемая нагрузка на крюке, кН	Q_{max}	+	+	+	+	+
1.2. Условный диапазон глубин бурения, м	L_{max}	+	+	+	+	+
1.3. Наибольшая оснастка талевой системы	-	+	-	-	-	-
1.4. Диаметр талевого каната, мм	d_k	+	-	-	-	-
1.5. Скорость подъема крюка при расхаживании обсадных колонн и ликвидации аварий, м/с	V_{kmin}	+	-	-	-	-
1.6. Скорость установившегося движения при подъеме незагруженного элеватора, м/с	V_{kmax}	+	+	+	+	+
1.7. Мощность на приводном (входном) валу подъемного агрегата, кВт	N_{na}	+	+	+	+	+
1.8. Проходной диаметр стола ротора, мм	D_o	+	+	-	-	-
1.9. Мощность на приводном валу ротора, кВт	N_p	+	+	-	-	-
1.10. Допускаемая статическая нагрузка на стол ротора, кН	Q_{cm}^{st}	+	+	-	-	-
1.11. Момент, передаваемый столом ротора, кН \cdot м	M_{pc}	+	+	+	+	+
1.12. Число основных буровых насосов	-	+	+	+	+	+
1.13. Мощность привода бурового насоса, кВт	N_{nn}	+	+	+	+	+
1.14. Наибольшее давление на выходе насоса (в манифольде), МПа	P_{nmax}	+	+	+	+	+
1.15. Номинальная длина свечи, м	l_{ce}	+	+	+	+	+
1.16. Высота основания (отметка пола буровой), м	H_{oc}	+	+	+	+	+

Продолжение приложения 2

	1	2	3	4	5	6	7
1.17. Суммарный объем емкостей для бурового раствора, м ³	-	+	-	+	-	-	-
1.18. Степень механизации спуско-подъемных опрации, %	-	+	-	+	+	+	+
1.19. Полезный годовой эффект, м	P_E	-	-	-	+	+	+
2. Показатели надежности							
2.1. Коэффициент готовности	K_r	-	-	+	+	+	+
2.2. Полный средний срок службы, год	T_{nc}	+	-	+	+	+	+
2.3. Средняя наработка на отказ, ч	\bar{T}_{pk}	-	-	+	+	+	+
2.4. Средний ресурс до кап. ремонта, ч	\bar{T}_{nk}	+	+	+	+	+	+
3. Показатели экономного использования сырья, материалов, топлива и энергии							
3.1. Удельная масса, кг/кН	m_y	-	+	+	+	+	+
3.2. Удельный расход электроэнергии, кВт*ч/м	\mathcal{E}_{ay}	-	-	+	+	+	+
3.3. Удельный расход топлива, кг/м	\mathcal{E}_{ty}	-	-	+	+	+	+
3.4. Удельный расход смазочных материалов, кг/ч	q_{cy}	-	-	+	+	+	+
4. Эргономические показатели							
4.1. Эквивалентный уровень звука у пульта управления бурильщика, дБЛ	-	-	-	-	-	-	-
4.2. Эквивалентный уровень звука на рабочем месте дизайнера, дБЛ	-	-	-	-	-	-	-
4.3. Корректированное значение виброускорения у пульта управления бурильщика, м/с ²	-	-	-	-	-	-	-
4.4. Корректированное значение виброускорения на рабочем месте дизайнера, м/с ²	-	-	-	-	-	-	-
4.5. Комплексный эргономический показатель, балл	$K_{эр}$	-	-	-	-	-	-

Продолжение приложения 2

1	2	3	4	5	6	7
5. Показатели технологичности						
T_m	+	-	+	+	+	+
t_{nv}	-	-	-	+	+	-
6. Показатели стандартизации и унификации						
K_{np}	+	-	-	-	+	-
7. Патентно-правовые показатели						
$P_{nз}$	+	-	-	-	+	-
$P_{nч}$	+	-	-	+	-	-
8. Экономические показатели						
$Ц_o$	+	-	+	+	+	+
$\mathcal{Э}_{\phi}$	-	-	+	+	+	+
C_I	-	-	-	+	+	+
9. Дополнительные показатели						
I	-	-	-	+	+	-
9.1. Гарантийный срок эксплуатации, месяц						
I	-	-	-	-	+	-
9.2. Интегральный показатель качества, м/руб						
I	-	-	-	-	+	-

Общие характеристики буровых установок ВЗБТ

Приложение 3

№ п.п.	Показатели	Прил.№
1	Класс по ГОСТ 16293-89	BY 2900/175М
2	Основное назначение	Бурение разведочных и эксплуатационных скважин на нефть, газ и др. жидкое и газообразные полезные ископаемые в электрифицированных и неэлектрифицированных районах роторным способом и забойными двигателями
3	Для бурения скважин: О – одиночных; Г – группы скважин с передвижной ВЛБ на 4-х тяжеловозах в сторону приемных мостов; К – куста скважин с передвижной установки в эшелоне по рельсовым направляющим гидротолкателями	О О Г О Г О О Г К К К
4	Вид привода	II Э II Э II ДЭ II Э II ДЭ II Э II

Продолжение приложения 3

5	Компоновка трансмиссии приводов основных буровых машин, механизмов: индивидуальная групповая	И Гр	И Гр	И Э	И Б	И Б	И Б	И Б	И Б	И Б	И БМ	И БМ
6	Компоновка оборудования и сооружений буровой установки: Б – блочная; БМ – блочно-модульная	Э Б	Э Б	Э Б	Э Б	Э Б	Э Б	Э Б	Э Б	Э Б	ЭП БМ	ЭП БМ
7	Монтажеспособность различными способами монтажа и транспортирования: У – универсальная: крупными блоками ВЛБ, НБ на тяжеловозах ТГ-60 по трассе вне дорог мелкими блоками, отдельными узлами, агрегатами на специальных и универсальных автомобильных транспортных средствах по дорогам; БМ – модулями повышенной монтажеспособности и полной заводской готовности на специальных и универсальных транспортных средствах по дорогам	У	У	У	У	У	У	У	У	У		
8	Комплектность поставки										БМ (ЦС, НБ)	БМ
9	Климатическое исполнение											Повышенная, в т.ч. с мелкоблочном исполнении, раз- бирамые и собираемые при каж- дом перемонтаже
												Умеренное, с температурным рабочим диапазоном от -40 до +45 °C

Технические характеристики буровых установок

Приложение 4

Наименование показателей	БУ1600/100ДГУ БУ1600/100ДММ	БУ2900/175ДГУМ1 БУ2900/175ЭПК	БУ2900/175ЭП-М БУ2900/175ЭП-2	БУ2900/175ЭПБМ1 БУ2900/200ЭПК
Допускаемая нагрузка на крюке, кН	1000	1750	1750	2000
Условная глубина бурения, м	1600	2900	2900	2900
Наибольшая оснастка талевого механизма	4х5	-	-	-
Диаметр талевого каната, мм	25	25	25	25
Скорость подъема крюка при раскаждении колонны, м/с	0,1-0,2	0,1-0,2	0,1-0,2	0,1-0,2
Скорость подъема элеватора (без нагрузки), м/с, не менее	1,7/1,6	1,95/1,54	1,54	1,66
Расчетная мощность на входном валу подъемного агрегата, кВт	300	550	550	550
Лебедка буровая	ЛБ-750/	-	-	-
Насос буровой	НБА-475/НБА-600-1	НБА-600-1	НБА-600-1	НБА-600-1
Комплексы механизмов АСП	-	-	-	-
Ротор	P-560	P-560	P-560	P-560
Кронблок	-	-	-	-
Талевый блок	-	-	-	-
Вид привода	ДГ/Д	ДГ/ЭП	ЭП/ДЭП	ЭП
Высота основания (отметка пола буровой), м	5,0/6,4	5,5/7,75	6,1	6
Масса установки, т	372/330	359/528	308 (ЭП) 495 (ДЭП)	468
Вышка	-	-	-	-

Продолжение приложения 4

Наименование показателей	БУ3200/200ЭУК-2М2 БУ3200/200ЭУ-1М БУ3200/200ЭУ-1У	БУ5000/3200ДГУ-1 БУ5000/3200ДГУ-1Т	БУ5000/320ЭР БУ5000/320ЭР-0 БУНОС320ДЕ	БУ500/450ЭР-Т	БУ6500/400ЭР
Допускаемая нагрузка на крюке, кН	2000	3200	3200	4500	4000
Условная глубина бурения, м	3200	5000	5000	5000	6500
Наибольшая оснастка талевого механизма	5x6	6x7	6x7	6x7	6x7
Диаметр талевого каната, мм	28	32	32	32	35
Скорость подъема крюка при расхаждении колонны, м/с	0,2 ± 0,05	0,2	0,1-0,2	0,2	0,1-0,2
Скорость подъема элеватора (без нагрузки), м/с, не менее	1,5	1,82	1,6	1,5	1,6
Расчетная мощность на входном валу подъемного агрегата, кВт	670	1100	1100	1100	1475
Буровая лебедка	ЛБУ-22-720	ЛБУ-37-1100Д	ЛБУ-1100	ЛБУ-42-1100Г	ЛБУ2000ГМ
Буровой насос	УНБА-950А	УНБА-950А	УНБА-950А	УНБА-1180А	УНБА-950А
Комплексы механизмов АСП	АСП-3М1	АСП-3М4	АСП-3М4	-	АСП-3М5
Ротор	Р-700	Р-700	Р-700	Р-700	Р-700
Кронблок	УКБ-6-250	УКБА-6-400	УКБА-6-400	УКБА-7-500	УКБА-7-500
Талевый блок	УТБА-5-200	УТБА-5-320	УТБА-5-320	-	УТБА-6-400
Вид привода	Э	ДГ	ЭР	ЭР	ЭР
Высота основания (отметка пола буровой), м	7,2	8,0	8,0/6,2/8,0	8	8,0
Масса установки, т	-	6,7	6,75/0,6,7	6,7	6,7
Вышка	BMA-45x200-1	BMA-45x320	BMA-45x320	BMA-45x450	BУ-45x400

Продолжение приложения 4

Наименование показателей	БУ800/500ЭР БУ1НОС500ДЕ	НБО-1К	НБО-Д НБО-Э	БОЗД86-1	БОЗД86-2
Допускаемая нагрузка на крюке, кН	5000	2000	2250	3200	3260
Условная глубина бурения, м	80000	3200	3600	5000	5000
Наибольшая оснастка талевого механизма	6х7	-	-	-	-
Диаметр талевого каната, мм	-	-	-	-	-
Скорость подъема крюка при расхаждении колонн, м/с	0,2	0,2	0,19/0,18	0,16	0,16
Скорость подъема элеватора (без нагрузки), м/с, не менее	1,6	1,5	1,5	1,43	1,43
Расчетная мощность на входном валу агрегата, кВт	2200	670	700	690	690
Буровая лебедка	ЛБУ3000М1 УНВА-1180А1	ЛБУ22-720 УНВА-600А	ЛБУ-1200 УНВ-600А	ЛБУ-1200Д-1 УНВ-600А	ЛБУ-1200Д-П УНВ-600А
Комплексы механизмов АСЛ	АСП-3М6	-	-	-	-
Ротор	Р-950/Р-700	Р-700	Р-700	Р-700	Р-700
Кронблок	УКБА-7-600	УКБ-6-250	УКБ-6-270	УКБ-7-400	УКБ-7-400
Талевый блок	УТБА-6-500	УТБ-5225	УТБ-5-225	УТБ-6-320	УТБ-6-320
Вид привода	ЭР/ДЕ	Э	Д/Э	Д	Д
Высота основания (отметка пола буровой), м	10	7,2	-	6,5	6,5/8,0
Масса установки, т	8,5	5,7	-	5,2	5,2/6,0
Вышка	ВУ-45х500А	BMP-45х200У	-	-	-

Эргономические показатели буровых установок

Критерии оценки условий труда в зависимости от тяжести и напряженности трудового процесса

Условиями труда называются совокупность факторов трудового процесса и производственной среды, в которой осуществляется деятельность человека.

Организация и характер трудовой деятельности оказывают существенное влияние на изменение функционального состояния организма человека. Многообразие форм трудовой деятельности делятся на физический и умственный труд.

Опасными и вредными производственными факторами могут быть [114]:

1. Физические факторы: температура, влажность, скорость движения воздуха, тепловое излучение; неионизирующие электромагнитные поля и излучения; ионизирующие излучения; шум, ультразвук, инфразвук; вибрация; аэрозоли преимущественно фиброгенного действия; освещение (естественное и искусственное); электрически заряженные частицы воздуха (аэроионы).

2. Химические факторы: вредные вещества химической природы.

3. Биологические факторы: микроорганизмы – продуценты, препараты, содержащие живые клетки и споры микроорганизмов; патогенные микроорганизмы.

4. Факторы трудового процесса: физическая динамическая и статическая нагрузки; масса поднимаемого и перемещаемого груза; число стереотипных рабочих движений; рабочая поза, степень наклона корпуса; перемещения в пространстве; интеллектуальные, сенсорные, эмоциональные нагрузки; степень монотонности нагрузок; режим работы.

Выпущенное в 1999 г. "Руководство Р 2.2.755-99" [28], предлагает для оценки условий труда, новый вид показателей – показатели тяжести и напряженности трудового процесса. Тяжесть и напряженность трудового процесса характеризуются степенью функционального напряжения организма. Оно может быть энергетическим, зависящим от затрат мощности – при физическом труде, и эмоциональным – при умственном труде, когда имеет место информационная перегрузка.

В соответствии с классификацией условия труда подразделяются на четыре класса [28]: 1 – оптимальные; 2 – допустимые; 3 – вредные; 4 – опасные (экстремальные). В эти классы входят показатели, позволяющие оценить степень отклонений параметров производственной среды и трудового процесса от действующих предельно допустимых уровней.

Работа в опасных (экстремальных) условиях труда не допускается, за исключением ликвидации аварий, проведения экстренных работ для предупреждения аварийных ситуаций. При этом работа должна проводиться в соответствующих средствах индивидуальной защиты и при строгом соблюдении режимов, регламентированных для таких работ.

Методика оценки тяжести трудового процесса

Физическая тяжесть трудового процесса – это нагрузка на организм при труде, требующая преимущественно мышечных усилий и соответствующего энергетического обеспечения. Уровни факторов тяжести труда выражены в величинах, характеризующих трудовой процесс, независимо от индивидуальных особенностей человека, участвующего в этом процессе. Основными показателями тяжести трудового процесса являются: физическая динамическая нагрузка, масса поднимаемого и перемещаемого груза вручную, стереотипные рабочие движения, статическая нагрузка, рабочая поза, наклоны корпуса и перемещение в пространстве.

Каждый из указанных факторов трудового процесса для количественного измерения и оценки требуют своего подхода.

1. Физическая динамическая нагрузка выражается в единицах внешней механической работы за смену ($\text{кг}^*\text{м}$). Для подсчета физической динамической нагрузки (внешней механической работы) определяется масса груза, перемещаемого вручную в каждой операции и путь его перемещения в метрах. Подсчитывается общее количество операций по переносу груза за смену и суммируется величина внешней механической работы ($\text{кг}^*\text{м}$) за смену в целом. По величине внешней механической работы за смену в зависимости от вида нагрузки (региональная или общая) и расстояния перемещения груза определяют, к какому классу условий труда относится данная работа. Если расстояние перемещения груза разное, то суммарная механическая работа сопоставляется со средним расстоянием перемещения.

2. Для определения массы (кг) груза (поднимаемого или переносимого рабочими на протяжении смены, постоянно или при чередовании с другой работой) его взвешивают на товарных весах. Регистрируется только максимальная величина. Массу груза можно также определить по документам. Для определения суммарной массы груза, перемещаемого в течение каждого часа смены, вес всех грузов суммируется, а если переносимый груз одного веса, то этот вес умножается на число подъемов или перемещений в течение каждого часа.

3. Понятие “рабочее движение” в данном случае подразумевает движение элементарное, т.е. однократное перемещение тела или части тела из одного положения в другое. Стереотипные рабочие движения в зависимости от нагрузки делятся на локальные и региональные. Работы, для которых характерны локальные движения, как правило, выполняются в быстром темпе (60-250 движений в мин), и за смену количество движений может достигать нескольких десятков тысяч. Поскольку при этих работах темп, т.е. количество движений в единицу времени, практически не меняется, то, подсчитав, вручную или с применением какого-либо автоматического счетчика, число движений за 10-15 мин, рассчитывают число движений в 1 мин, а затем умножают на число минут, в течение которых выполняется эта работа. Время

выполнения работы определяют путем хронометражных наблюдений или по фотографии рабочего дня. Число движений можно определить также по дневной выработке.

Региональные рабочие движения выполняются, как правило, в более медленном темпе и легко подсчитать их количество за 10-15 мин или 1-2-повторяемые операции, несколько раз за смену. После этого, зная общее количество операций или время выполнения работы, подсчитывают общее количество региональных движений за смену.

4. Статическая нагрузка, связанная с поддержанием человеком груза или приложением усилия без перемещения тела или его отдельных звеньев, рассчитывается путем перемножения двух параметров: величины удерживаемого усилия и времени его удержания.

В производственных условиях статические усилия встречаются в двух видах: удержание обрабатываемого изделия и прижим обрабатывающего инструмента к обрабатываемому изделию. В первом случае величина статического усилия определяется весом удерживаемого изделия. Вес изделия определяется путем взвешивания на весах. Во втором случае, величина усилия прижима может быть определена с помощью тензометрических, пьезокристаллических или других датчиков, которые необходимо закрепить на инструменте или изделии. Время удерживания статического усилия определяется на основании хронометражных измерений (по фотографии рабочего дня).

5. Характер рабочей позы (свободная, неудобная, фиксированная, вынужденная) определяется визуально. Время пребывания в вынужденной позе, позе с наклоном корпуса или другой рабочей позе, определяется на основании хронометражных данных за смену.

6. Число наклонов за смену определяется путем их прямого подсчета или определением их количества за одну операцию и умножается на число операций за смену. Глубина наклонов корпуса (в градусах) измеряется с

помощью любого простого приспособления для измерения углов (например, транспортира).

7. Самый простой способ определения величины перемещения в пространстве – с помощью шагомера, который можно поместить в карман работающего или закрепить на его поясе, определить количество шагов за смену (во время регламентированных перерывов и обеденного перерыва шагомер снимать). Количество шагов за смену умножить на длину шага (мужской шаг в производственной обстановке в среднем равняется 0.6 м, а женский - 0.5 м), и полученную величину выразить в км.

Общая оценка по степени физической тяжести проводится на основе всех приведенных выше показателей. При этом в начале устанавливается класс по каждому измеренному показателю и вносится в протокол, а окончательная оценка тяжести труда устанавливается по показателю, отнесенному к наибольшей степени тяжести. При наличии двух и более показателей класса 3.1 и 3.2 [28] общая оценка устанавливается на одну ступень выше.

Интенсивность внешнего воздействия тяжести труда определяется по формуле [113, 114]:

$$\frac{I_{\phi}}{I_d} = \left(\frac{W_{\phi}}{W_d} \right)^2$$

где I_{ϕ} , I_d – фактическая и допустимые величины интенсивности тяжести труда;

W_{ϕ} , W_d – число фактических и допустимых стереотипных рабочих движений.

Оценка тяжести трудового процесса представлена в приложении 6. При этом, вначале устанавливают класс по каждому измеренному показателю, а окончательная оценка тяжести труда устанавливается по показателю, получившему наиболее высокую степень тяжести. При наличии двух и более показателей класса 3.1 и 3.2 условия труда по тяжести трудового процесса оцениваются на 1 степень выше (3.2 и 3.3 классы соответственно). При этом, наивысшая степень тяжести – класс 3.3.

Методика оценки напряженности трудового процесса

Напряженность трудового процесса характеризуется эмоциональной нагрузкой на организм при труде, требующем преимущественно интенсивной работы мозга по получению и переработке информации. Кроме того, при оценке степени напряженности учитывают сменность труда, позу, число движений и т.п.

Оценка напряженности труда профессиональной группы работников основана на анализе трудовой деятельности и ее структуры, которые изучаются путем хронометражных наблюдений в динамике всего рабочего дня, в течение не менее одной недели. Анализ основан на учете всего комплекса производственных факторов (стимулов, раздражителей), создающих предпосылки для возникновения неблагоприятных нервно-эмоциональных состояний (перенапряжении). Все факторы (показатели) трудового процесса имеют качественную или количественную выраженность и сгруппированы по видам нагрузок: интеллектуальные, сенсорные, эмоциональные, монотонные, режимные нагрузки.

Оценка напряженности трудового процесса представлена в приложении 7. Наивысшая степень напряженности труда соответствует классу – 3.3.

Общая оценка напряженности трудового процесса проводится следующим образом.

Независимо от профессиональной принадлежности (профессии) учитываются все 22 показателя, перечисленные в приложении 7. Не допускается выборочный учет каких-либо отдельно взятых показателей для общей оценки напряженности труда.

По каждому из 22 показателей в отдельности определяется свой класс условий труда. В том случае, если по характеру или особенностям профессиональной деятельности какой-либо показатель не представлен (например, отсутствует работа с экраном видеотерминала или оптическими

приборами), то по данному показателю ставится 1 класс (оптимальный) – напряженности труда легкой степени.

При окончательной оценке напряженности труда:

- “Оптимальный” (1 класс) устанавливается в случаях, когда 17 и более показателей имеют оценку 1 класса, а остальные относятся ко 2 классу. При этом отсутствуют показатели, относящиеся к 3 (вредному классу);

- “Допустимый” (2 класс) устанавливается в случаях, когда 6 и более показателей отнесены ко 2 классу, а остальные – к 1 классу, а также когда от 1 до 5 показателей отнесены к 3.1 и/или 3.2 степеням вредности, а остальные показатели имеют оценку 1 и/или 2 классов;

- “Вредный” (3 класс) устанавливается, когда 6 и более показателей отнесены к третьему классу.

При этом напряженный труд 1 степени (3.1) в тех случаях:

- когда 6 показателей имеют оценку только класса 3.1, а остальные показатели относятся 1 и/или 2 классам;

- когда от 3 до 5 показателей относятся к классу 3.1, а от 1 до 3 показателей отнесены к классу 3.2;

Напряженный труд 2 степени (3.2):

- когда 6 показателей отнесены к классу 3.2;

- когда более 6 показателей отнесены к классу 3.1;

- когда от 1 до 5 показателей отнесены к классу 3.1, а от 4 до 5 показателей – к классу 3.2;

- когда 6 показателей отнесены к классу 3.1 и имеются от 1 до 5 показателей класса 3.2.

В тех случаях, когда более 6 показателей имеют оценку 3.2, напряженность трудового процесса оценивается на одну степень выше – класс 3.3.

Интенсивность внешнего воздействия напряженности труда определяется по формуле [113, 114]:

$$\frac{I_{\Phi}}{I_{\Delta}} = \left(\frac{N_{\Phi}}{N_{\Delta}} \right)^2$$

где I_{Φ} , I_{Δ} – фактическая и допустимые величины интенсивности тяжести труда;

N_{Φ} , N_{Δ} – фактическое и допустимое число производственных объектов одновременного наблюдения.

Буровая установка оснащена самыми различными видами технологического оборудования. Их использование облегчает труд человека, делает его производительным. Однако работа этого оборудования связана с возможностью воздействия на работающих вышеуказанных производственных факторов, оценка эргономических показателей которых, к сожалению, в полной мере не осуществляется. Основным направлением облегчения и оздоровления условий труда, повышения его производительности является механизация и автоматизация работ и технологических процессов и использование роботов и манипуляторов.

Классы условий труда по показателям тяжести трудового процесса

Приложение 6

		Классы условий труда		
		Оптимальный (легкая физиче- ская нагрузка)	Допустимый (средняя физи- ческая нагруз- ка)	Вредный (тяжелый труд) 1 степени 2 степени
1	1	2	2	3.1 3.2
	1	2	3	4 5
1. Физическая динамическая нагрузка (единицы внешней механической работы за смену, кг*м)				
1.1. При региональной нагрузке (с преимущественным участием мышц рук и плечевого пояса) при перемещении груза на расстояние до 1 м:				
для мужчин		до 2500	до 5000	до 7000
для женщин		до 1500	до 3000	до 4000
1.2. При общей нагрузке (с участием мышц рук, корпуса, ног):				
1.2.1. При перемещении груза на расстояние от 1 м до 5 м:				
для мужчин		до 12500	до 25000	до 35000
для женщин		до 7500	до 15000	до 25000
1.2.2. При перемещении груза на расстояние более 5 м:				
для мужчин		до 24000	до 46000	до 70000
для женщин		до 1400	до 28000	до 40000
2. Масса поднимаемого и перемещаемого груза вручную, кг				
2.1. Подъем и перемещение (разовое) тяжести при чередовании с другой работой (до 2 раз в ч):				

Продолжение приложения 6

	1	2	3	4	5
для мужчин	до 15	до 30	до 35	до 40	более 45
для женщин	до 5	до 10	до 12	до 15	более 18
2.2. Подъем и перемещение (разовое) тяжести постоянно в течение рабочей смены:					
для мужчин	до 5	до 15	до 20	до 25	более 30
для женщин	до 3	до 7	до 10	до 12	более 15
2.3. Суммарная масса грузов, перемещаемых в течение каждого часа смены:					
2.3.1. С рабочей поверхности:					
для мужчин	до 250	до 870	до 1500	до 1800	более 2000
для женщин	до 100	до 350	до 700	до 1000	более 1200
2.3.2. С пола:					
для мужчин	до 100	до 435	до 600	до 750	более 900
для женщин	до 50	до 175	до 350	до 500	более 700
3. Стереотипные рабочие движения (количество за смену)					
3.1. При локальной нагрузке (с участием мыши кистей и пальцев рук)	до 20000	до 40000	до 60000	до 80000	более 100000
3.2. При региональной нагрузке (при работе с преимущественным участием мыши рук и плечевого пояса)	до 10000	до 20000	до 30000	до 40000	более 50000
4. Статическая нагрузка – величина статической нагрузки за смену при удержании груза, приложении усилий, кгс*с					
4.1. Одной рукой:					
для мужчин	до 18000	до 36000	до 70000	до 100000	более 140000
для женщин	до 11000	до 22000	до 42000	до 84000	более 84000
4.2. Двумя руками:					
для мужчин	до 36000	до 70000	до 140000	до 200000	более 200000
для женщин	до 22000	до 42000	до 84000	до 140000	более 140000

Продолжение приложения 6

4.3. С участием мышц корпуса и ног:	1	2	3	4	5
для мужчин	до 43000	до 100000 до 60000	до 200000 до 120000	более 200000 более 120000	
для женщин	до 26000				
5. Рабочая поза					
Свободная, удобная поза, возможность смены рабочего положения тела (сидя, стоя). Нахождение в позе стоя до 40% времени смены	Периодическое, до 25% времени смены, нахождение в неудобной (работа с поворотом туловища, неудобным размещением ко- нечностей и др.) и/или фиксированной позе; пребывание в вынужденной позе (на коленях, на корточках и т.п.) до 25% времени смены. Нахождение различных частей тела относительно друг друга). Нахождение в позе стоя до 60% времени смены	Периодическое, до 50% времени смены, нахождение в неудобной и/или фиксированной позе; пребывание в вынужденной позе (на коленях, на корточках и т.п.) до 25% времени смены. Нахождение в позе стоя до 80% времени смены.	Периодическое, более 50% времени смены, нахождение в неудобной и/или фиксированной позе; пребывание в вынужденной позе (на коленях, на корточках и т.п.) более 25% времени смены. Нахождение в позе стоя более 80% времени смены.		
6. Наклоны корпуса					
6. Наклоны корпуса (вынужденные более 30°), количество за смену	до 50	51-101	101-300	свыше 300	
7. Перемещения в пространстве, обусловленные технологическим процессом, км					
7.1. По горизонтали	до 4	до 8	до 12	более 12	
7.2. По вертикали	до 2	до 4	до 8	более 8	

Классы условий труда по показателям напряженности трудового процесса

Приложение 7

Показатели напряженности трудового процесса	Класс условий труда		
	Оптимальный (напряженность труда на легкой степени)	Допустимый (напряженность труда средней степени)	Напряженный труд
1	1	2	1 степени 2 степени
1	2	3	3.1 3.2 5
1. Интеллектуальные нагрузки			
1.1. Содержание работы	Отсутствует необходимость принятия решения.	Решение простых задач по инструкции.	Решение сложных задач с выбором по известным алгоритмам (работа по серии инструкций).
1.2. Восприятие сигналов (информации) и их оценка	Восприятие сигналов, но не требуется коррекция действий.	Восприятие сигналов с последующей коррекцией действий и операций.	Восприятие сигналов с последующим сопоставлением фактических значений параметров с их номинальными значениями. Заключительная оценка фактических значений параметров.
1.3. Распределение функций по степени сложности задания	Обработка и выполнение задания.	Обработка, выполнение задания и его проверка.	Обработка, проверка и контроль за выполнением задания.

Продолжение приложения 7

1	2	3	4	5
1.4. Характер выполняемой работы	Работа по индивидуальному плану.	Работа по установенному графику с возможной его коррекцией по ходу деятельности.	Работа в условиях дефицита времени.	Работа в условиях дефицита времени и информации с повышенной ответственностью за конечный результат.
2. Сенсорные нагрузки				
2.1. Длительность сосредоточенного наблюдения (в % от времени смены)	до 25	26-50	51-75	более 75
2.2. Плотность сигналов (световых, звуковых) и сообщений в среднем за 1 ч работы	до 75	76-175	176-300	более 300
2.3. Число производственных объектов одновременного наблюдения	до 5	6-10	11-25	Более 25
2.4. Размер объекта различия (при расстоянии от глаз работающего до объекта различия не более 0,5 м) в мм, при длительности сосредоточенного наблюдения (% времени смены)	более 5 мм-100%	5-1,1 мм-более 50%; 1-0,3 мм-до 50%; менее 0,3 мм-до 25%	1-0,3 мм-более 50%; 50%; менее 0,3 мм-25-50%	менее 0,3 мм-50%
2.5. Работа с оптическими приборами (микроскопы, лупы и т.п.) при длительности сосредоточенного наблюдения (% времени смены)	до 25	26-50	51-75	более 75
2.6. Наблюдение за экранами видеотерминалов (часов в смену):				
	до 2 до 3	2-3 3-5	3-4 5-6	более 4 более 6

Продолжение приложения 7

1	2	3	4	5
2.7. Нагрузка на слуховой анализатор (при производственной необходимостиости восприятия речи или дифференцированных сигналов)	Разборчивость слов и сигналов от 100% до 90%. Помехи отсутствуют.	Разборчивость слов и сигналов от 90% до 70%. Имеются помехи, на фоне которых речь слышна на расстоянии до 3,5 м.	Разборчивость слов и сигналов от 70% до 50%. Имеются помехи, на фоне которых речь слышна на расстоянии до 2 м.	Разборчивость слов и сигналов менее 50%. Имеются помехи, на фоне которых речь слышна на расстоянии до 1,5 м.
2.8. Нагрузка на голосовой аппарат (суммарное количество часов, наговариваемое в неделю)	до 16	16-20	20-25	более 25
3. Эмоциональные нагрузки				
3.1. Степень ответственности за результат собственной деятельности. Значимость ошибки.	Несет ответственность за выполнение отдельных элементов заданий. Влечет за собой дополнительные усилия в работе со стороны работника	Несет ответственность за функциональное качество вспомогательных работ (заданий). Влечет за собой дополнительные усилия со стороны вышестоящего руководства (бригадира, мастера и т.п.)	Несет ответственность за функциональное качество основной работы (задания). Влечет за собой исправления за счет дополнительных усилий всего коллектива (группы, бригады и т.п.)	Несет ответственность за функциональное качество конечной продукции, работы, задания. Влечет за собой повреждение оборудования, остановку технологического процесса, и может возникнуть опасность для жизни.
3.2. Степень риска для собственной жизни	Исключена			Вероятна
3.3. Степень ответственности за безопасность других лиц	Исключена			Возможна
4. Монотонность нагрузок				
4.1. Число элементов (приемов), необходимых для реализации простого задания или в многократно повторяющихся операциях	более 10	9-6	5-3	Менее 3

Продолжение приложения 7

1	2	3	4	5
4.2. Продолжительность (в с) выполнения простых производственных заданий или повторяющихся операций	Более 100	100-25	24-10	Менее 10
4.3. Время активных действий (в % к продолжительности смены). В осталльное время – наблюдение за ходом производственного процесса	20 и более	19-10	9-5	4 и менее
4.4. Монотонность производственной обстановки (время пассивного наблюдения за ходом техпроцесса в % от времени смены)	Менее 75	76-80	81-90	Более 90
5. Режим работы				
5.1. Фактическая продолжительность рабочего дня	6-7 ч	8-9 ч	10-12 ч	Более 12 ч
5.2. Сменность работы	Односменная работа (без ночной смены.)	Двухсменная работа (без ночной смены).	Трехсменная работа (рабочая в ночную смену).	Нерегулярная сменность с работой в ночное время.
5.3. Наличие регламентированных перерывов и их продолжительность	Перерывы регламентированы, достаточной продолжительности: 7% и более рабочего времени.	Перерывы регламентированы, недостаточной продолжительности: от 3 до 7% рабочего времени.	Перерывы не регламентированы и недостаточной продолжительности: до 3% рабочего времени.	Перерывы отсутствуют.

Ввод исходных данных для расчета производительности буровых установок различного типа

Расчет затрат машинного времени СПО за цикл бурения скважины

ВВОД ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

KBD=0 KBD=0 - ввод из файла, KBD=1 - ввод с клавиатуры Отменить ввод - Ctrl-C

NAME=БУ-2500ЭП Буровая установка БУ-2500ЭП

ZE[1]=22 - число зубьев звездочек на валу муфты и

ZE[2]=75 звездочек на подъемном валу лебедки, соответственно;

ZE[3]=24

ZE[4]=43

ZE[5]=29 - число зубьев звездочек на валу двигателя и

ZE[6]=42 звездочки на подъемном валу лебедки.

IMBE=580 - суммарный момент инерции подъемного вала и элементов связанных с ним, кг/м²м;

IMDE=50 - суммарный момент инерции вала муфты и элементов связанных с ним, кг/м²м;

IMTE=50 - суммарный момент инерции трансмиссионного вала, и элементов связанных с ними, кг/м²м;

KPDLE=0.9 - КПД подъемного агрегата с приводом;

KPDH=0.98 - КПД шкива;

AND=500 - мощность двигателя, кВт:

NE=500 - номинальная частота вращения двигателя, об/мин;

FE=1.9 - коэффициент перегрузочной способности двигателя, при разгоне;

LMAX=2500 - максимальная глубина скважины, м;

H=50 - средняя проходка на долото, м;

Lcv=25 - длина свечи бурильных труб, м;

HXC=35 - длина тяговой струны, м;

HC[1]=30 - длина струн талевого каната в начале периода разгона, м;

HC[4]=5 - длина струн талевого каната в конце периода замедления, м;

PR=1200 - плотность бурового раствора, кг/м³м²:

PC=7800 - плотность материала бурильных труб, кг/м³м²;

QT=300 - сила веса погонного метра бурильных труб, Н/м;

GTC=42000 - сила веса поступательно движущихся частей талевой системы, Н;

M=0.6 - показатель степени кривой проходки;

FT=0.2 - коэффициент трения колонны бурильных труб о стенку скважины;

E=1.01 - коэффициент переподъема свечи;

AIH=32.43 - момент инерции шкива талевого блока, кг/м²м;

QKT=33.8 - сила веса погонного метра талевого каната, Н/м;

DH=1.1 - диаметр шкива по дну желоба, м;

DB=0.55 - диаметр бочки барабана, м;

DK=0.028 - диаметр каната, м;

LB=1.2 - длина бочки барабана, м;

UTC=8 - кратность оснастки талевой системы;

P=100000 - превышение веса КНБК над весом бурильных труб такой же длины, Н;

LU=25 - длина утяжеленной бурильной трубы, м;

NU=2 - число свечей утяжеленных бурильных труб;

QU=2232 - сила веса погонного метра утяжеленных бурильных труб, Н;

OMAX=1600 - допускаемая нагрузка на крюке, кН;

NO=100000 - базовое число циклов нагружения подшипников;

Расчет затрат машинного времени СПО за цикл бурения скважины

ВВОД ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

KBD=0 KBD=0 - ввод из файла; KBD=1 - ввод с клавиатуры; Отменить ввод - Ctrl-C
NAME=БУ-2500ДЦУ Буровая установка БУ-2500ДЦУ
mufta=0 - учет оперативной муфты (0-без учета муфты, 1-с учетом муфты)
ZB=72 - число зубьев звездочки на подъемном валу лебедки;
ZK=33 - число зубьев звездочки на выходном валу КПП;
Z1[1]=21 - число зубьев звездочек ведущего вала КПП при работе
Z1[2]=21 на j-ой передаче;
Z1[3]=30
Z1[4]=35
Z2[1]=65 - число зубьев звездочек ведомого вала КПП при работе
Z2[2]=44 на j-ой передаче;
Z2[3]=44
Z2[4]=27
ZE[1]=31 - число зубьев звездочек: на валу двигателя;
ZE[2]=46 - на выходном валу суммирующего редуктора (внутренняя);
ZE[3]=27 - на выходном валу суммирующего редуктора (наружная);
ZE[4]=48 - на входном валу КПП (наружная);
IMV1=74 - суммарный момент инерции ведущего вала КПП и элементов связанных с ним, кг/м²м;
IMV2=137 - суммарный момент инерции ведомого вала КПП и элементов связанных с ним, кг/м²м;
IMBE=542 - суммарный момент инерции подъемного вала и элементов связанных с ним, кг/м²м;
IMDE=121 - суммарный момент инерции от выходного вала ТТК до выходного вала суммирующего редуктора включительно (и элементов связанных с ними) приведенный к последнему, кг/м²м;
KPDLE=0.61 - КПД подъемного агрегата с приводом;
KPDH=0.98 - КПД шкива;
NE=1600 - номинальная частота вращения двигателя, об/мин;
LMAX=2500 - максимальная глубина скважины, м;
H=50 - средняя проходка на долото, м;
Lcv=25 - длина свечи бурильных труб, м;
HXC=35 - длина тяговой струны, м;
HC[1]=30 - длина струн талевого каната в начале периода разгона и в
HC[4]=5 - конце периода замедления, соответственно, м;
PR=1200 - плотность бурового раствора, кг/м³м²м;
PC=7800 - плотность материала бурильных труб, кг/м³м²м;
QT=300 - сила веса погонного метра бурильных труб, Н/м;
GTC=42000 - сила веса поступательно движущихся частей талевой системы, Н;
M=0.6 - показатель степени уравнения кривой проходки;
FT=0.2 - коэффициент трения колонны бурильных труб о стенку скважины;
E=1.01 - коэффициент переподъема свечи;
AIH=32.43 - момент инерции шкива талевого блока, кг/м²м;
QKT=33.8 - сила веса погонного метра талевого каната, Н/м;
DH=1.1 - диаметр шкива по дну желоба, м;
DB=0.7 - диаметр бочки барабана, м;
DK=0.028 - диаметр каната, м
LB=1.2 - длина бочки барабана, м;
UTC=8 - кратность оснастки талевой системы;
P=100000 - превышение веса КНБК над весом бурильных труб такой же длины, Н;
LU=25 - длина утяжеленных бурильных труб, м;
NU=2 - количество утяжеленной бурильной трубы;
QU=2232 - сила веса погонного метра утяжеленных бурильных труб, Н;
D=2 - количество работающих двигателей.
TO=3 - общее время заполнения камеры опрессивной муфты воздухом, с;
MO=54000 - максимальный момент муфты, Н²м;
NO=1000000 - базовое число циклов нагружения подшипников;
X=2000 - число интервалов деления времени заполнения камеры муфты;
QMAX=1600 - допускаемая нагрузка на крюке, кН;
NV=600 - переключение частоты вращения (рац. использование ТТК - NV=600 и макс. использование ТТК - NV=400) при расчете установившегося скорости;

Расчет затрат машинного времени СПО за цикл бурения скважины

ВВОД ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

KBD=0 KBD=0 - ввод из файла; KBD=1 - ввод с клавиатуры; Отменить ввод - Ctrl-C

NAME=БУ-2500ЭУ Буровая установка БУ-2500ЭУ

ZB=72 - число зубьев звездочки на подъемном валу лебедки;

ZK=33 - число зубьев звездочки на выходном валу КПП;

Z1[1]=21 - число зубьев звездочек ведущего вала КПП при работе

Z1[2]=21 на j-ой передаче;

Z1[3]=30

Z1[4]=35

Z2[1]=65 - число зубьев звездочек ведомого вала КПП при работе

Z2[2]=44 на j-ой передаче;

Z2[3]=44

Z2[4]=27

ZE[1]=23 - число зубьев звездочки на валу двигателя (муфты);

ZE[2]=33 - число зубьев звездочки на входном валу КПП;

IMVE=74 - суммарный момент инерции ведущего вала КПП и элементов связанных с ним, кг/м²м;

IMV2=137 - суммарный момент инерции ведомого вала КПП и элементов связанных с ним, кг/м²м;

IMBE=542 - суммарный момент инерции подъемного вала и элементов связанных с ним, кг/м²м;

IMDE=136 - суммарный момент инерции выходного вала ЭМС-750 и элементов связанных с ним, кг/м²м;

KPDLE=0.71 - КПД подъемного агрегата с приводом;

KPDH=0.98 - КПД шкива:

AND=450 - мощность двигателя, кВт;

NE=750 - номинальная частота вращения двигателя, об/мин;

FE=1.9 - коэффициент перегрузочной способности двигателя при разгоне;

LMAX=2500 - максимальная глубина скважины, м;

H=50 - средняя проходка на долото, м;

Lcv=25 - длина свечи бурильных труб, м;

NXC=35 - длина тяговой струны, м;

HC[1]=30 - длина струн талевого каната в начале периода разгона и в

HC[4]=5 - конец периода замедления, соответственно, м;

PR=1200 - плотность бурового раствора, кг/м³м³м;

PC=7800 - плотность материала бурильных труб, кг/м³м³м;

OT=300 - сила веса погонного метра бурильных труб, Н/м;

GTC=42000 - сила веса поступательно движущихся частей талевой системы, Н;

M=0.6 - показатель степени кривой проходки;

FT=0.2 - коэффициент трения колонны бурильных труб о стенку скважины;

E=1.01 - коэффициент переподъема свечи;

AH=32.43 - момент инерции шкива талевого блока, кг/м²м;

OKT=33.8 - сила веса погонного метра талевого каната, Н/м;

DH=1.1 - диаметр шкива по дну желоба, м;

DB=0.7 - диаметр бочки барабана, м;

DK=0.028 - диаметр каната, м;

LB=1.2 - длина бочки барабана, м;

UTC=8 - кратность оснастки талевой системы;

P=1000000 - превышение веса КНБК над весом бурильных труб такой же длины, Н;

LU=25 - длина утяжеленной бурильной трубы, м;

NU=2 - число свечей утяжеленных бурильных труб;

OU=2232 - сила веса погонного метра утяжеленных бурильных труб, Н/м;

QMAX=1600 - допускаемая нагрузка на крюке, кН;

NO=1000000 - базовое число циклов нагружения подшипников:

Программы расчета энергозатрат и затрат машинного времени при спуско-подъемных операциях за цикл проводки скважины, на примере спуско-подъемного комплекса (СПК) буровых установок различных типов

```

#include <conio.h>
#include <math.h>
#include <string.h>
#include <iostream.h>
#include <iomanip.h>
#include <fstream.h>
#include <strstream.h>

/*
 * Программа расчета энергозатрат и затрат машинного времени при спуско-подъемных операциях за цикл проводки скважины, на примере спуско-подъемного комплекса (СПК) буровой установки БУ 2500-ДГУ
 */
/*
 * Расчет машинного времени осуществляется поэтапно:
 * - исходя из характеристики силового привода, приведенных масс системы и веса бурильной колонны рассчитываются элементы тахограммы подъема каждой свечи (период разгона, период замедления и период устанавливающегося движения) и ее время подъема;
 * - исходя из параметров кривой проходки рассчитывается количество подъемов каждой свечи за цикл проводки скважины;
 * - исходя из времени подъема каждой свечи и количества ее подъемов, рассчитывается суммарное машинное время подъема за цикл проводки скважины.
 */
const int ARR=132000; // 66000;
int S[ARR], SUM[ARR], NV[ARR];

double M, LMAX, LB, MTC, MPH, MPKI[4+1], MPKB[4+1], IMV2, MPV2,
MICK, MM, MMI, MM2, WPL[ARR], WPLS[ARR], WPLE[ARR], IMDE, MPDE[4+1], MNOM, MMAX,
WPLL[ARR], NN, KPDG, Z1[4+1], Z2[4+1], U[6+1], RB[4+1], HC[4+1], CVE[ARR], CQE[ARR],
W_SUM[ARR], WSP[ARR], VP[ARR], TP[ARR], SPIARRI, TJV[10+1], EPSL[ARR], OK[ARR], OC[ARR],
MK[ARR], MPZ[ARR], MPRED[ARR], ZE[4+1], ULE[6+1], IMBE, IMV1, MPBE, MPVE[6+1],
QSPK[ARR], MPLE[6+1], MPRE[ARR], KPDTC[ARR], KPDLE, NE, NM[ARR], NM1, VUE[ARR],
SZE[ARR], SUE[ARR], SRE[ARR], MCE, MPRESIARRI, TRE[ARR], TUE[ARR], TZE[ARR], TE[ARR],
LAMDE[ARR], TSUME[ARR], TSPE[ARR], ALSR, WSUM=0., WPSUM, WPMM[ARR], RBR, AND, FE, H,
Lcv, HXC, MMU, QMAX, W[ARR], WPM[ARR], WPMS[ARR], PR, PC, QT, GTC, FT, E, AIH, QKT, DP,
WPLSUM=0., ANP[ARR], DH, DK, DB, AM2, UTC, EP, AMI, P, GCV, KPDH, WU[ARR], CAv[ARR], ODK,
QU, LU, D, KPDtr, CVE1[ARR], CQE1[ARR], MCE1, AN1, VUE1[ARR], TLAMS=0, TLAMB[ARR],
TLSUM[ARR];

int JV, X, Y, YPM[ARR], SSUM, mufa, WP[ARR];
double TD, TO, TM[ARR], MU1[ARR], MO, MU11[ARR], TC[ARR],
PDM[ARR], DVM[ARR], VM[ARR], DSM[ARR], SSM[ARR], MUFC[ARR],
NMM[ARR], MMD[ARR], VPM[ARR], SPM[ARR], TPM[ARR], TMU[ARR],
Z, KEE, KE1, KE2, NO, MP, KPD SUM[ARR], WSPS=0, WUS=0;

typedef char * string;
string II,KPP,KK,KE,KV, ID1, ID2, ID3, ID4, ID5, ID6;
char BE(80)="";
int ZB, ZK, LKMAX, NL, NU, NV, I_MAX;
int TEST_FLAG_TRUE=0;
int JMI[ARR];
double AN, MCEM[ARR];

```

```

ofstream fout;
#define COUT fout
#define _getch()
ofstream mcad_te, mcad1_vu, mcad1_t;
//=====
const int MaxBuf=1000;
ifstream vvod;
int flag_parametr_is_absent=0;
int flag_vvod_from_kbd=0; // 1 - с клавиатуры, 0 - из файла
int Init_vvod( char * vvod_name);
int GetIntParam( char * param_name);
double GetDoubleParam( char * param_name);
void GetStringParam( char * param_name, char * param_string);
void ChangePointToZpt( char* f_in, char* f_out);
//=====
int main(int argc, char* argv[])
{
    mcad_te.open( "mcad_te.prn", ios::out|ios::trunc);
    mcad1_vu.open( "mcad1_vu.prn", ios::out|ios::trunc);
    mcad1_t.open( "mcad1_t.prn", ios::out|ios::trunc);
    fout.open( "fout.txt", ios::out|ios::trunc);
    //=====
    if( Init_vvod("vvod_bu.txt")==0 ) return 0;
    int kbd=GetIntParam( "KBD");
    if( kbd!=0) flag_vvod_from_kbd=1;
    //=====
    II = "<<< Значения передаточных отношений и приведенных масс >>>";
    KPP= "-- Коробка передач --";
    KK = " ZB ZK Z21 Z22 Z23 Z24 Z11 Z12 Z13 Z14 IMV2";
    ZB = GetIntParam( "ZB");
    ZK = GetIntParam( "ZK");
    Z2[1] = GetIntParam( "Z2[1]");
    Z2[2] = GetIntParam( "Z2[2]");
    Z2[3] = GetIntParam( "Z2[3]");
    Z2[4] = GetIntParam( "Z2[4]");
    Z1[1] = GetIntParam( "Z1[1]");
    Z1[2] = GetIntParam( "Z1[2]");
    Z1[3] = GetIntParam( "Z1[3]");
    Z1[4] = GetIntParam( "Z1[4]");
    IMV2 = GetIntParam( "IMV2");
    GetStringParam( "NAME", BE );
    KE = " ZE1 ZE2 ZE3 ZE4 IMBE IMVE IMDE KPDLE NE";
    ZE[1] = GetIntParam( "ZE[1]");
    ZE[2] = GetIntParam( "ZE[2]");
    ZE[3] = GetIntParam( "ZE[3]");
    ZE[4] = GetIntParam( "ZE[4]");
    IMBE = GetDoubleParam( "IMBE");
    IMV1 = GetDoubleParam( "IMV1");
    IMDE = GetDoubleParam( "IMDE");
    KPDLE= GetDoubleParam( "KPDLE");
    KPDH = GetDoubleParam( "KPDH");
    NE = GetDoubleParam( "NE");
    ID1 = " LMAX H Lcv HXC HCI";
    LMAX= GetDoubleParam( "LMAX");
    H = GetDoubleParam( "H");
    Lcv = GetDoubleParam( "Lcv");
    HXC = GetDoubleParam( "HXC");
    HC[1]= GetDoubleParam( "HC[1]");
    ID2 = " HC4 PR PC QT GTC";
    HC[4]= GetDoubleParam( "HC[4]");
    PR = GetDoubleParam( "PR");
    PC = GetDoubleParam( "PC");
    QT = GetDoubleParam( "OT");
}

```

```

GTC = GetDoubleParam( "GTC");
ID3 = " M   FT   E   AIH   QKT";
M = GetDoubleParam( "M");
FT = GetDoubleParam( "FT");
E = GetDoubleParam( "E");
AIH = GetDoubleParam( "AIH");
QKT = GetDoubleParam( "QKT");
ID4 = " DH   DK   DB   LB   UTC";
DH = GetDoubleParam( "DH");
DK = GetDoubleParam( "DK");
DB = GetDoubleParam( "DB");
LB = GetDoubleParam( "LB");
UTC = GetDoubleParam( "UTC");
ID6 = " P   ";
P = GetDoubleParam( "P");
NU = GetIntParam( "NU");
LU = GetDoubleParam( "LU");
OU = GetDoubleParam( "OU");
QMAX = GetDoubleParam( "QMAX");
D = GetDoubleParam( "D");
TO = GetDoubleParam( "TO");
MO = GetDoubleParam( "MO");
NO = GetDoubleParam( "NO");
X = GetIntParam( "X");
NV = GetIntParam( "NV");
mufta = GetIntParam( "mufta");
KV = "<<< END OF INPUT <<<";

//=====
vvod.close();
if( flag_parametr_is_absent) return 0;
//=====

/* // Расчет параметров кривой проходки и числа свечеподъемов за цикл бурения скважины
LKMAX - максимальная глубина скважины в свечах;
NL - индекс, под которым хранится информация параметров подъема незагруженного элеватора за цикл
бурения скважины;
S[N] - суммарное количество подъемов колонны из N свечи за цикл бурения скважины;
SUM[N] - нарастающее количество свечеподъемов.
*/
GCV = Lcv * QT;
LKMAX = int( LMAX / Lcv );
NL = LKMAX+1;
int I, J, K, L, N;
for (N=1; N<=LKMAX; N++)
{
    S[N] = int(1 + LMAX / H * (1. - pow( (Lcv*N/LMAX),(1./M)) ));
}
SUM[1]=S[1];
for (N=2; N<=LKMAX; N++)
{
    SUM[N] = SUM[N-1] + S[N];
}
SSUM = S[NL]= SUM[LKMAX];

// Расчет числа витков талевого каната в одном слое навивки на барабан

int LZ = int( LB /(DK+0.002) );
// Расчет радиусов слоев навивки каната на барабан
for (K=1; K<=4; K=K+1) {RB[K] = (DB + DK +1.70 *(K-1)*DK)/2.;}
// Расчет приведенного радиуса навивки каната на барабан
RBR = (RB[1] + RB[2] + RB[3]) / 3;

// Расчет передаточных отношений между валами подъемного агрегата //

```

```

/*
UE - передаточное отношение между валом муфты двигателя и входным валом КПП;
UB - передаточное отношение между выходным валом КПП и подъемным валом лебедки;
U[J] - передаточное отношение КПП при работе на J-ой передаче;
ULE[J] - передаточное отношение от выходного вала двигателя до подъемного вала на J-ой передаче.
*/
double UE1, UE2, UB;
    UE1 = double(ZE[2]) / ZE[1];
    UE2 = double(ZE[4]) / ZE[3];
    UB = double(ZB) / ZK;
    for (J=1; J<=4; J=J+1)
    {
        U[J] = Z2[J] / Z1[J];
        ULE[J] = UE1 * UE2 * U[J] * UB;
    }
    COUT << "Результаты расчета передаточных отношений" << endl;
    COUT << "ULE[1] ULE[2] ULE[3] ULE[4] UB UE1 UE2"
    << endl;
    COUT << ULE[1] <<, << ULE[2] <<, << ULE[3] <<, "
    << ULE[4] <<, << UB <<, << UE1 <<, << UE2 << endl;
// Рассчет масс поступательно движущихся и вращающихся элементов
// СПК, приведенных к талевому блоку
*/
/*
MPH - масса шкивов талевой системы, кг;
MTC - масса поступательно движущихся частей талевой системы, приведенная к талевому блоку, кг;
MPK[1], MPK[4] - масса талевого каната, находящегося в оснастке (без учета каната навитого на барабан), соответственно в начале периода разгона и в конце периода замедления, приведенная к талевому блоку, кг;
MPKB[1], MPKB[4] - масса талевого каната навитого на барабан, приведенная к талевому блоку, соответственно в начале периода разгона и в конце периода замедления, кг;
MPBE - масса вращающегося подъемного вала (барабана с вращающимися с ним элементами), приведенная к талевому блоку, кг;
MPVE[J], MPDE[J] - масса входного вала КПП и выходного вала ПКМ 1000 со связанными с ними элементами, соответственно, приведенные к талевому блоку, при работе на J-ой передаче, кг;
MPV2 - масса выходного вала КПП и связанных с ним элементов, приведенная к талевому блоку, кг;
MPLE[J] - суммарная масса вращающихся элементов подъемного агрегата при работе на J-ой передаче, приведенная к талевому блоку без учета каната, кг.
*/
    MTC = GTC / 9.81;
    double MPV2, MPVE[4+1], MPDE[4+1], rh = (DH+DK)/2.;
    MPH = A1H * UTC * (UTC+1.) * (2.*UTC+1.) / (6.*rh*rh);
    MPK[1] = (OKT*HC[1]*UTC*((UTC+2)*(UTC+1.) + 3.*UTC*(HXC/HC[1]-1.))/9.81;
    MPK[4] = (QKT*HC[4]*UTC*((UTC+2)*(UTC+1.) + 3.*UTC*(HXC/HC[4]-1.))/9.81;
    MPKB[1] = (QK1*2*3.14* UTC*UTC *15*RB[1])/9.81;
    MPV2 = IMV2 * (UTC*UB/RBR)*(UTC*UB/RBR);
    MPBE = IMBE * (UTC/RBR)*(UTC/RBR);
    for (J=1; J<=4; J=J+1)
    {
        MPVE[J] = IMV1 * (UTC*U[J]*UB/RBR)*(UTC*U[J]*UB/RBR);
        MPDE[J] = IMDE * (UTC*ULE[J]/RBR)*(UTC*ULE[J]/RBR);
        MPLE[J] = MPBE+MPV2+MPVE[J]+ MPDE[J];
    }
    COUT << endl;
    COUT << "Сумм. масса вращающихся элементов привода подъемного агрегата " << endl;
    COUT << " при работе на J-ой передаче, приведенная к талевому блоку, кг" << endl;
    COUT << "MPLE[1] MPLE[2] MPLE[3] MPLE[4]" << endl;
    COUT << MPLE[1] <<, " << MPLE[2] <<, " << MPLE[3] <<, " << MPLE[4] << endl;

    // Расчет нагрузки на крюк и КПД талевой системы
/*
OK[N] - сила веса бурильной колонны с учетом КНБК. Н:
QC[N] - сила веса талевого блока и бурильной колонны (с учетом выталкивающей силы бурового раствора и сил трения). кН:

```

KPD0 - КПД талевой системы при подъеме бурильной колонны максимального веса;
 KPDH - КПД шкива;
 KPDT[N] - КПД талевой системы, при подъеме БК из N свечей;
 MK[N] - масса колонны бурильных труб из N свечей, кг.
 */

```

    LU = NU*Lcv;
    double KPD0 = KPDH *(1-pow(KPDH,UTC)) /(UTC*(1-KPDH));
    for (N=1; N<=NL; N++)
    {
      if (N<=NU) QK[N] = QU*Lcv*N;
      else QK[N] = QU*LU + (N-NU)*Lcv*QT;
      if (N==NL) OK[N]=0.:
      QC[N] = (QK[N]* (1-PR/PC + FT) + GTC) /1000.:
      double t = 1/KPD0 + (0.04*(GCV*(NL-1)+P+GTC))/(QK[N]+GTC)-0.04;
      KPDT[N] = 1/t;
      MK[N] = QK[N] / 9.81;
      KPDtr = KPDLE / 0.97;
      KPDSUM[N] = KPDT[N]*KPDLE*KPDtr;
    }
  
```

// Расчет скоростей подъема колонны бурильных труб

```

/*
MNOM, MMAX - номинальный и максимальный момент двигателя, при разгоне, Н*м;
CVE[N] - коэффициент перевода скорости движения талевого блока в частоту вращения
вала двигателя и обратно;
CQE[N] - коэффициент перевода момента на выходном валу двигателя в движущую силу
талевого блока и обратно;
MCE - момент сопротивления, приведенный к двигателю от действия веса колонны бурильных труб и веса
подвижных частей талевой системы, Н*м;
VUE[N] - установившаяся скорость движения талевого блока, при подъеме БК из N свечей, м/с;
MPRE[N] - суммарная масса колонны бурильных труб, поступательно движущихся и вращающихся элементов СИК в период разгона, при подъеме БК из N свечей, приведенная к талевому блоку, т.
MCEMIN[N] - момент сопротивления, приведенный к валу двигателя от действия веса колонны бурильных труб
и веса подвижных частей талевой системы (используется при расчете времени включения муфты). Н*м;
JM[N] - номер передачи при расчете времени включения муфты;
*/

```

```

for (N=1; N<=NL; N++)
{
  for (K=1; K<=4; K++)
  {
    J=5-K;
    CVE[N] = RBR * 3.14 / (UTC * ULE[J] * 30);
    CQE[N] = UTC * ULE[J] * KPDT[N] * KPDLE / RBR;
    MCE = (QK[N] + GTC) / CQE[N];
    MCEMIN[N] = MCE;
    AN = 1857. - 0.3336*MCE/D;
    if (AN>NE) AN=NE;
    VUE[N] = AN*CVE[N];
    MUFC[N] = (((GCV*N+P)*(1-PR/PC+FT)+GTC)*RBR)/(UTC*KPDT[N]*KPDLE);
    if(AN>NV) break;
  }
  if (J<1 || J>4) cout << "J=" << J << ", ";
  // Приведенная масса системы, т
  MPRE[N] = (MPK[1]+MPKB[1]+MPH+MTC+MK[N]+MPLE[J])/1000.:
  JM[N] = J;
}

// Расчет времени и пути в период замедления
/*

```

```

MPZ[N] - суммарная масса колонны бурильных труб, поступательно движущихся и вращающихся элементов
СПК в период замедления, т;
TZE[N], SZE[N] - время (с) и путь (м) движения талевого блока в период замедления.
*/
for (N=1; N<=NL; N++)
{
    MPZ[N]=(MTC+MK[N]+MPK[4]+MPH)/1000.:
    // MPZ[N]=(MTC+MK[N]+MPBE+MPKB[4]+MPK[4]+MPH)/1000.:
    TZE[N]= VUE[N]* MPZ[N]/OC[N]:
    SZE[N]= VUE[N]* TZE[N]/2:
}

// Расчет момента развиваемого двигателем в период разгона скорости,
// времени и пути движения талевого блока при подъеме на высоту свечи
/*
JV - число интервалов при разбивке установившейся скорости движения талевого блока;
DV, DT - величина изменения скорости и времени на интервале, соответственно;
VPJ[L], TPJ[L], SPJ[L] - скорость (м/с), время (с) и путь (м) на рассматриваемом интервале скорости с индексом
L от 1 до JV, соответственно;
NM - частота вращения выходного вала ПКМ 1000, в период разгона, об/мин;
M1, MM, M2 - момент на выходном валу ПКМ 1000 в период разгона в начале, в середине и конце интервала
L скорости , соответственно, Н*м;
PD - движущая сила, развиваемая приводом в период разгона, приведенная к талевому блоку, кН;
TRF[N], SRE[N] - время (с) и путь (м) движения талевого блока в период разгона.
EPSL[N] - ошибка интегрирования.
*/
// Расчет времени включения муфты ПКМ 1000
/*
MMU - крутящий момент муфты в период наполнения, Н*м;
MO - максимальный момент муфты, Н*м;
TPM[N] - время включения муфты, с;
TO - время наполнения воздухом камеры муфты, с.
*/
for (N=1; N<=NL; N++)
{
    SSM[0]= 0.:
    VM[0] = 0.:
    WPMS[0]= 0.:
    VPM[N] = 0.:
    SPM[N] = 0.:
    WPL[1]=0.:
    WPLS[1]=0.:
    NM[1]=0.:
    for (Y=1; Y<=X; Y++)
    {
        TD = TO / X;
        TM[Y] = (Y * TD) - (TD/2);
        MU[Y]= (MO / TO) * TM[Y];
        MU1[Y] = MU[Y]/(KPDtr*ULE[JM[N]]):
        if (MCEM[N] >= MU1[Y])
        {
            TC[N] = TM[Y];
            VM[Y] = 0.:
            SSM[Y]= 0.:
            WPMS[Y]=0.:
            YPM[N] = Y;
            continue;
        }
        PDM[Y] = MU1[Y] * CQE[N]/1000.:
        DVM[Y] = (PDM[Y] - OC[N])*TD/(MPRE[N]):
        VM[Y] = VM[Y-1] + DVM[Y];
        DSM[Y] = TD * VM[Y];
        SSM[Y] = SSM[Y-1] + DSM[Y];
    }
}

```

```

        NMM[Y] = (VM[Y] * UTC * 30)/(3.14*RBR);
        MMD[Y] = (5566. - 2.997*(NMM[Y]*ULE[JM[N]]))*D;
        VPM[N] = VM[Y];
        SPM[N] = SSM[Y];
        YPM[N] = Y;
        TPM[N] = TM[Y];
            if (MUI[Y] > MMD[Y]*KPDtr)
                break;
        }

        I_MAX = 17;
for (I=4; I<=I_MAX; I++)
{
    JV = int( pow(2,I)+1);
    double DV = 0.82 * VUE[N] / JV;
        double DV_ = VUE[N] / int( pow(2.4)+1);
        int KM = int(VPM[N] / DV_);
        if (mufta==0)
        {
            KM=1;
            VP[KM] = 0.;
            TP[KM] = 0.;
            SP[KM] = 0.;
            WPLS[KM]=0.;
        }
        else
        {
            VP[KM] = VPM[N];
            TP[KM] = TPM[N]+TC[N];
            SP[KM] = SPM[N];
            WPLS[KM]=0.;
        }
    L=KM+1;
    MM1 = (5566.-2.997*(VP[L-1] / CVE[N]))*D;
    for (L=KM+1; L<=JV; L++)
    {
        VP[L] = VP[L-1] + DV;
        NM[L] = VP[L] / CVE[N];
        NN = (NM[L]+NM[L-1])/2;
        MM2 = (5566.-2.997*NM[L])*D;
        MM = (MM2+MM1)/2;
        MM1 = MM2;
        double DT, PD=MM*CQE[N]/1000.;

        if (PD-OC[N] >0)
        {
            DT = MPRE[N] * DV /(PD-OC[N]);
            // КПД гидротрансформатора
            KPDG = 0.000000014*NN*NN*NN-0.00000386*NN*NN+0.003124*NN+0.076;

            // Энергетические затраты на каждую итерацию (без учета КПД гидротрансформатора)
            // с учетом КПД гидротрансформатора
            WPLIL = (((((MM*3.14*((NM[L]+NM[L-1])/2))/30)*DT)/3600)/1000.)/KPDG;
            WPLS[L] = WPLS[L-1]+WPL[L];
            TP[L]=TP[L-1]+DT;
            SP[L]=SP[L-1] + ((VP[L]+VP[L-1]) * DT)/2.;

            if (SP[L] - (E*Lcv-SZE[N])>=0.) goto MET_26;
        }
        else goto MET_26;
    }
    TRE[N] = TP[L-1];
    SRE[N] = SP[L-1];
    WPLE[N]= WPLS[L-1];
/*LIST 4*/      goto MET_28;
}

```

```

MET_26: TRE[N] = TP[L-1];
SRE[N] = SP[L-1];
WPLE[N]=WPLS[L-1];
MET_28: TJV[I] = TRE[N];
if (I<=4) goto MET_260;
EPSL[N] = fabs( TVV[I] - TVV[I-1]);
if ( EPSL[N] <= 0.01) goto MET_237;
MET_260: ;
}
MET_237: NJV[N] = JV;
}
// Расчет пути и времени установившегося движения
// TUE[N], SUE[N] - время и путь установившегося движения талевого блока.
for (N=1; N<=NL; N++)
{
    SUE[N] = Lcv * E - SZE[N] - SRE[N];
    TUE[N] = SUE[N] / VUE[N];
}
/* Расчет машинного времени и степени неполноты тахограммы подъема колонны бурильных труб на длину
свечи и за цикл бурения скважины */
/*
TE[N], LAMDE[N] - машинное время (с) и степень исполноты тахограммы подъема колонны бурильных труб
из N свечей;
TSUME[N], TSPE[N] - суммарное и нарастающее машинное время подъема колонны бурильных труб из N
свечей, на длину свечи за цикл бурения скважины, соответственно, ч;
SLAMD - суммарное нарастающее значение степени неполноты тахограммы подъема за цикл бурения сква-
жины. */
double SLAMD = 0;
for (N=1; N<=NL; N++)
{
    TE[N] = TRE[N] + TUE[N] + TZE[N];
    // LAMDE[N] = TE[N] * VUE[N] / Lcv /E;
    LAMDE[N] = 1+ 10*VUE[N]*VUE[N] / Lcv;
    SLAMD = SLAMD + LAMDE[N] * S[N];
    TSUME[N] = TE[N] * S[N] / 3600;
    if ((N-1)>0) TSPE[N] = TSPE[N-1] + TSUME[N];
    else TSPE[1] = TSUME[1];
    // Методика Авакова
    TLAMB[N] = E * Lcv * LAMDE[N] / VUE[N];
    TLSUM[N] = TLAMB[N]*S[N]/3600;
    TLAMS = TLAMS + TLSUM[N];
    CAv[N] = (TE[N]*VUE[N]-E*Lcv)/(VUE[N]*VUE[N]*E);
}
// Расчет среднего значения степени неполноты тахограммы подъема
// за цикл бурения скважины
ALSR = SLAMD / 2. / S[NL];
// Расчет энергозатрат
for (N=1; N<=NL; N++)
{
    // Требуемая мощность при разгоне колонны из N свечей на один подъем, кВт
    ANP[N] = WPLE[N]/(TRE[N]/3600);
    // Суммарные энергетические затраты на один подъем при разгоне, кВт*ч
    WPLSUM = WPLSUM + WPLE[N];
    // Энергетические затраты на установившееся движение колонны из N свечей
    // (на один подъем), кВт*ч
    WU[N] = (QSPK[N]*VUE[N]*TUE[N]/3600)/KPDSUM[N];
    WUS = WUS + WU[N];
    // Энергозатраты на разгон и подъем (установившееся движение) при подъеме
    // на высоту свечи колонны из N свечи, кВт*ч
    W[N] = WPLE[N] + WU[N];
    W_SUM[N] = W[N]*S[N];
    // Суммарные энергозатраты на один подъем, кВт*ч
    WSP[N] = WPLE[N] + WU[N];
}

```

```

WSPS = WSPS + WSP[N];
}
// Суммарные энергозатраты на разгон и подъем (установившееся движение)
// при подъеме на высоту свечи колонны из N свечи, кВт*ч
for (N=1; N<=LKMAX; N++)
{
WSUM = WSUM + W_SUM[N];
}
// Формирование заголовка таблицы
if (musta==0) for(N=1;N<=NL;N++) TPM[N]=SPM[N]=VPM[N]=0;
if (1) // 0 -ист печати, 1 - печать
{
_getch();
COUT << BE << endl;
COUT << "Таблица результатов расчета" << endl;
COUT
<<"*****" << endl;
COUT << "N S OC MPR MPZ TR TU TZ T SR SU SZ TPM VU LAMD
KPDTC KR WPLE[N] ANP[N] WU[N] W_SUM[N] WSP[N] EPSL NV" << endl;
COUT << "CB CB KH T T C C C M M M C M/C
кВт*ч кВт кВт*ч кВт*ч кВт*ч" << endl;
COUT
<<"*****" << endl;
for (N=1; N<=NL; N++)
{
int N_=N;
if(N==NL) N_=0;
COUT << setiosflags(ios::left|ios::fixed) << setw(3) << N_ << " "
<< setiosflags(ios::left|ios::fixed) << setw(3) << S[N] << " "
<< setiosflags(ios::left|ios::fixed) << setw(4) << setprecision(3) << QSPK[N] << " "
<< setiosflags(ios::left|ios::fixed) << setw(5) << setprecision(3) << MPRE[N] << " "
<< setiosflags(ios::left|ios::fixed) << setw(5) << setprecision(3) << MPZ[N] << " "
<< setiosflags(ios::left|ios::fixed) << setw(6) << setprecision(3) << TRE[N] << " "
<< setiosflags(ios::left|ios::fixed) << setw(6) << setprecision(3) << TUF[N] << " "
<< setiosflags(ios::left|ios::fixed) << setw(6) << setprecision(3) << TZE[N] << " "
<< setiosflags(ios::left|ios::fixed) << setw(6) << setprecision(3) << TE[N] << " "
<< setiosflags(ios::left|ios::fixed) << setw(6) << setprecision(3) << SRE[N] << " "
<< setiosflags(ios::left|ios::fixed) << setw(6) << setprecision(3) << SUE[N] << " "
<< setiosflags(ios::left|ios::fixed) << setw(6) << setprecision(3) << SZE[N] << " "
<< setiosflags(ios::left|ios::fixed) << setw(6) << setprecision(3) << TPM[N] << " "
<< setiosflags(ios::left|ios::fixed) << setw(5) << setprecision(2) << VUE[N] << " "
<< setiosflags(ios::left|ios::fixed) << setw(6) << setprecision(3) << LAMDE[N] << " "
<< setiosflags(ios::left|ios::fixed) << setw(6) << setprecision(3) << KPDTC[N] << " "
<< setiosflags(ios::left|ios::fixed) << setw(6) << setprecision(5) << KR[N] << " "
<< setiosflags(ios::left|ios::fixed) << setw(7) << setprecision(3) << WPLE[N] << " "
<< setiosflags(ios::left|ios::fixed) << setw(7) << setprecision(3) << ANP[N] << " "
<< setiosflags(ios::left|ios::fixed) << setw(7) << setprecision(3) << WU[N] << " "
<< setiosflags(ios::left|ios::fixed) << setw(7) << setprecision(3) << W_SUM[N] << " "
<< setiosflags(ios::left|ios::fixed) << setw(7) << setprecision(3) << WSP[N] << " "
<< setiosflags(ios::left) << setw(7) << setprecision(3) << EPSL[N] << " "
<< setiosflags(ios::left) << setw(4) << CAv[N] << endl;
if(N%9==0) _getch();
}
COUT << endl;
}
COUT << endl << "||||| Печать результатов расчета показателей подъема незагруженного элеватора
>>>" << endl;
COUT << endl;
N=NL;
COUT << "NMAX = "<< setiosflags(ios::left|ios::fixed)<< setw(3) << LKMAX
<< " - максимальное число свечей в БК: " << endl;
COUT << "SSUM = "<< setiosflags(ios::left|ios::fixed)<< setw(3) << SSUM
<< " - суммарное число свечеподъемов за цикл бурения скважины: " << endl;
COUT << "GTC = "<< setiosflags(ios::left|ios::fixed)<< setw(4) << setprecision(3) << OC[N]

```

```

    << " - сила веса поступательно движущихся частей талевой системы, Н; "<< endl;
    COUT << "MPR[0] = "<< setiosflags(ios::left|ios::fixed)<< setw(5)<< setprecision(3)<< MPRE[N]
    << " - масса незагруженного элеватора и элементов СПК, приведенная к ТБ, в период раз-
    гона, т, "<< endl;
    COUT << "MPZ[0] = "<< setiosflags(ios::left|ios::fixed)<< setw(5)<< setprecision(3)<< MPZ[N]
    << " - масса незагруженного элеватора и элементов СПК, приведенная к ТБ, в период за-
    медления, т, "<< endl;
    COUT << "TRE[0] = "<< setiosflags(ios::left|ios::fixed)<< setw(8)<< setprecision(3)<< TRE[N]
    << " - время разгона незагруженного элеватора, с; "<< endl;
    COUT << "TUE[0] = "<< setiosflags(ios::left|ios::fixed)<< setw(8)<< setprecision(3)<< TUE[N]
    << " - время установившегося движения незагруженного элеватора, с; "<< endl;
    COUT << "TZE[0] = "<< setiosflags(ios::left|ios::fixed)<< setw(8)<< setprecision(3)<< TZE[N]
    << " - время замедления незагруженного элеватора, с; "<< endl;
    COUT << "TE[0] = "<< setiosflags(ios::left|ios::fixed)<< setw(8)<< setprecision(3)<< TE[N]
    << " - машинное время подъема незагруженного элеватора на длину свечи, с; "<< endl;
    COUT << "SRE[0] = "<< setiosflags(ios::left|ios::fixed)<< setw(7)<< setprecision(3)<< SRE[N]
    << " - путь разгона незагруженного элеватора, м; "<< endl;
    COUT << "SUE[0] = "<< setiosflags(ios::left|ios::fixed)<< setw(7)<< setprecision(3)<< SUE[N]
    << " - путь установившегося движения незагруженного элеватора, м; "<< endl;
    COUT << "SZE[0] = "<< setiosflags(ios::left|ios::fixed)<< setw(7)<< setprecision(3)<< SZE[N]
    << " - путь замедления незагруженного элеватора, м; "<< endl;
    COUT << "VUE[0] = "<< setiosflags(ios::left|ios::fixed)<< setw(5)<< setprecision(1)<< VUE[N]
    << " - скорость установившегося движения незагруженного элеватора, м/с; "<< endl;
    COUT << "LAMDE[0]= "<< setiosflags(ios::left|ios::fixed)<< setw(6)<< setprecision(3)<< LAMDE[N]
    << " - степень неполноты тахограммы, подъема колонны на высоту свечи; "<< endl;
    COUT << "KPTDC[0]= "<< setiosflags(ios::left|ios::fixed)<< setw(6)<< setprecision(3)<< KPTDC[N]
    << " - КПД талевой системы; "<< endl;
    COUT << "EPSL[0] = "<< setiosflags(ios::left)           << setw(8)<< setprecision(3)<< EPSL[N] << " -
ошибка интегрирования, с; "<< endl;
    COUT << "NJV[0] = "<< setiosflags(ios::left)           << setw(4)<< NJV[N]
    << " - число интервалов скорости при разбивке (итерация); "<< endl;

    COUT << endl << "     <<<< Машинное время подъема КБТ за цикл бурения скважины >>>> " << endl;
    COUT << endl;
    COUT << "SSUM   = "<< SSUM <<
    " - сумм. кол. свечеподъемов колонны за цикл бурения скважины; "<< endl;
    COUT << setprecision(1)<< "TSPE[NL] = " << TSPE[NL] <<
    " - сумм. маш. время подъема КБТ и незагруженного элеватора за цикл бурения скважины, ч; "<< endl;
    COUT << setprecision(1)<< "TSPE[NL-1]= " << TSPE[NL-1] <<
    " - сумм. машинное время подъема колонны за цикл бурения скважины, ч; "<< endl;
    COUT << setprecision(1)<< "TSUME[0] = " << TSUME[NL] <<
    " - сумм. маш. время подъема незагруженного элеватора за цикл бурения скважины, ч; "<< endl;
    COUT << setprecision(1)<< "ALSR   = "<< ALSR <<
    " - усредненное значение степени неполноты тахограммы подъема за цикл бурения скважины; "<<
endl;
    COUT << setprecision(3) << "TPM   = "<< TPM[N] <<
    " - время включения муфты, с; "<< endl;
    " - коэффициент эквивалентности подшипников последнего (тихоходного) шкива кронблока;" << endl;
    COUT << setprecision(1) << "WPLSUM= "<< WPLSUM <<
    " - суммарные энергозатраты на один подъем при разгоне, кВт*ч;" << endl;
    COUT << setprecision(1) << "WUS   = "<< WUS <<
    " - суммарные энергозатраты на один подъем при установившемся движении, кВт*ч;" << endl;
    COUT << setprecision(1) << "WSPS  = "<< WSPS <<
    " - суммарные энергозатраты на один подъем, кВт*ч;" << endl;
    COUT << setprecision(2) << "WSUM  = "<< WSUM <<
    " - суммарные энергозатраты на подъем КБТ, кВт*ч;" << endl;
    COUT << setprecision(1) << "TLAMS = "<< TLAMS <<
    " - сумм. маш. время подъема КБТ и незагруженного элеватора за цикл бурения скважины, ч;" << endl;

```

for (N=1; N<=NL; N++)

```

{
    mcad_te << TE[N] << endl;
    mcad1_vu << VUE[N] << endl;

```

```

        mcad1_t << TSPE[N] << endl;
    }
fout.close();
mcad_te.close();
mcad1_vu.close();
mcad1_t.close();
ChangePointToZpt( "fout.txt", "fout_z.txt"); // последняя!!!
    return 0;
}
int Init_vvod( char * vvod_name)
{
    char buf1[MaxBuf];
    vvod.open( vvod_name, ios::in|ios::nocreate);
    vvod >> buf1;
    if( vvod.fail())
    {
        cout << "/////////////////////////////" << endl;
        cout << "File \" " <<vvod_name<<"\" is absent!!!"<<endl;
        _getch();
        return 0;
    }
    vvod.seekg(ios::beg);
    return 1;
}
int GetIntParam( char * param_name)
{
    int      param_int;
    if( flag_vvod_from_kbd)
    {
        cout << param_name << " = ";
        cin >> param_int;
        cout << endl;
    }
    return param_int;
}
strstream strea;
    char buf[MaxBuf], param_name_in_file[MaxBuf];
vvod.clear( 0):
    vvod.seekg(ios::beg);
    int flag=0;
    param_int=-1;
    while( !vvod.eof())
    {
        vvod.getline( buf, MaxBuf);
        buf[80] = '\0';
        if( strchr(buf, '=')==0) continue;
        int i:
        for(i=0; i<MaxBuf, i++) if(buf[i]=='=') buf[i]=' ';
        buf[80] = '\0';
        if( strstr(buf, param_name)==0) continue;
strea.seekp(0);
strea.seekg(0);
strea << buf:
        strea >> param_name_in_file;
        if( strcmp( param_name_in_file, param_name)!=0) continue;
        flag=1:
        strea >> param_int;
        //cout << buf << endl;
    }
    if( flag==0)
    {
        flag_parametr is absent=1:
        cout << "/////////////////////////////" << endl;
        cout << "Parametr \" " <<param_name<<"\" is absent!!!"<<endl;
        _getch();
    }
}

```

```

        return -1;
    }
    return param_int;
}
double GetDoubleParam( char * param_name)
{
    double param_double;
    if( flag_vvod_from_kbd)
    {
        cout << param_name << " = ";
        cin >> param_double;
        cout << endl;
    }
    return param_double;
}
strstream strea;
char buf[MaxBuf], param_name_in_file[MaxBuf];
vvod.clear( 0);
vvod.seekg(ios::beg); //clear
int flag=0;
param_double=-1;
while( !vvod.eof())
{
    vvod.getline( buf, MaxBuf);
    buf[80] = '\0';
    if( strchr(buf, '=') == 0) continue;
    int i;
    for(i=0; i<MaxBuf; i++) if(buf[i]== '=') buf[i]= ' ';
    buf[80] = '\0';
    if( strstr(buf, param_name)== 0) continue;
    strea.seekp(0);
    strea.seekg(0);
    strea << buf;
    strea >> param_name_in_file;
    if( strcmp( param_name_in_file, param_name)!=0) continue;
    flag=1;
    strea >> param_double;
    //cout << buf << endl;
}
if( flag==0)
{
    flag_parametr_is_absent=1;
    cout << "#####" << endl;
    cout << "Parametr \" " << param_name << "\" is absent!!! " << endl;
    _getch();
    return -1.0;
}
return param_double;
}
void GetStringParam( char * param_name, char * param_string)
{
    if( flag_vvod_from_kbd)
    {
        cout << param_name << " = ";
        cin >> param_string;
        cout << endl;
    }
    strstream strea;
    char buf[MaxBuf], param_name_in_file[MaxBuf];
    vvod.clear( 0);
    vvod.seekg(ios::beg);
    int flag=0;
    while( !vvod.eof())
    {
        vvod.getline( buf, MaxBuf);

```

```

buf[80] = '\0';
if( strchr(buf, '=')==0) continue;
int i:
for(i=0; i<MaxBuf, i++) if(buf[i]=='=') buf[i]=' ';
buf[80] = '\0';
if( strstr(buf, param_name)==0) continue;
strea.seekp(0);
strea.seekg(0);
strea << buf:
    strea >> param_name_in_file;
    if( strcmp( param_name_in_file, param_name)!=0) continue;
    flag=1;
    strea >> param_name_in_file;
//cout << buf << endl;
//cout << param_name_in_file << endl;
param_name_in_file[80]='\0';
strcpy( param_string, param_name_in_file);
//cout << param_string << endl;
_getch();
}
if( flag==0)
{ flag_parametr_is_absent=1;
    cout << "##########################################" << endl;
cout << "Parametr \" " << param_name << "\" is absent!!! " << endl;
_getch();
strcpy( param_string, "no string! ");
return;
}
return;
}
void ChangePointToZpt( char* f_in, char* f_out)
{
    int c1;
    ifstream fstr_in;
    fstr_in.open( f_in);
    ofstream fstr_out;
    fstr_out.open( f_out, ios::out|ios::trunc);
    while ( !fstr_in.eof())
        { c1 = fstr_in.get( );
        if(c1 == (int)' ') c1= (int)':';
fstr_out.put((char)c1);
        }
    fstr_in.close();
    fstr_out.close();
    return;
}

```

```

#include <conio.h>
#include <math.h>
#include <string.h>
#include <iostream.h>
#include <iomanip.h>
#include <fstream.h>
#include <strstrca.h>

// Программа расчета энергозатрат и затрат машинного времени при спуско-
// подъемных операциях за цикл проводки скважины, на примере спуско-
// подъемного комплекса буровой установки БУ 2500-ЭП

/*
    Расчет машинного времени осуществляется поэтапно:
    - исходя из характеристики силового привода, приведенных масс системы и веса бурильной колонны рассчитываются элементы тахограммы подъема каждой свечи (период разгона, период замедления и период устанавливающегося движения) и ее время подъема;
    - исходя из параметров кривой проходки рассчитывается количество подъемов каждой свечи за цикл проводки скважины;
    - исходя из времени подъема каждой свечи и количества ее подъемов, рассчитывается суммарное машинное время подъема за цикл проводки скважины.
*/
const int ARR=8100;
int S[ARR], SUM[ARR], LK[ARR], NJV[ARR], SSUM, JV;
double M, LMAX, LB, MTC, MPH, MPKB[2+1], IMV2, MPV2, MICK, MM, MM1, MM2, NM[ARR], WPL[ARR], WPLSUM=0., IMDE, IMTE, MPTE[2+1], MPDE[2+1], MNOM, MMAX, WU[ARR], U[2+1], RB[4+1], HC[4+1], WPLS[ARR], WPLE[ARR], CVE[ARR], COEIARR, KPD_SUM[ARR], KPDtr, W[ARR], W_SUM[ARR], VP[ARR], TP[ARR], SP[ARR], TV[10+1], EPSL[ARR], QK[ARR], QC[ARR], MK[ARR], MPZ[ARR], MPRES[ARR], ZE[6+1], ULE[2+1], IMBE, IMVE, MPBE, MPVE[2+1], MPLE[2+1], MPREI[ARR], KPDT_C[ARR], KPDLE, NE, NM1, VUE[ARR], SZE[ARR], SUE[ARR], SRE[ARR], TRE[ARR], TUE[ARR], TZE[ARR], KR[ARR], MPRED[ARR], TE[ARR], LAMDE[ARR], TSUME[ARR], TSPE[ARR], ALSR, AND, FE, H, Lcv, HXC, WSUM=0., WUS=0., WSPPS=0., WPRS=0., WPUS=0., WPR[ARR], WPU[ARR], CAv[ARR], PR, PC, QT, GTC, FT, E, AIH, OKT, DP, WSP[ARR], DH, DK, DB, AM2, UTC, EP, AM1, P, GCV, KPDH, AN, QU, LU, ANP[ARR], QSPK[ARR, RBR];
typedef char * string;
string П, КРР, КК, КЕ, КВ, ИД1, ИД2, ИД3, ИД4, ИД5, ИД6;
char BE[80]="";
int ZB, ZK, LKMAX, NL, NU, J_mass[500];
int TEST_FLAG_TRUE=0;
ofstream fout;
#define COUT fout
#define _getch()
const int MaxBuf=1000;
ifstream vvod;
int flag_parametr_is_absent=0;
int flag_vvod_from_kbd=0; // 1 - с клавиатуры, 0 - из файла
int Init_vvod( char * vvod_name);
int GetIntParam( char * param_name);
double GetDoubleParam( char * param_name);
void GetStringParam( char * param_name, char * param_string);
void ChangePointToZpt( char* f_in, char* f_out);
void WriteFileToZub();
int main(int argc, char* argv[])
{
    //mcad_te.open( "mcad_te.prn", ios::out|ios::trunc);
    fout.open( "fout.txt", ios::out|ios::trunc);
    if( Init_vvod("vvod_bu.txt")!=0 ) return 0; //1      !!!
    int kbd=GetIntParam( "KBD");
    if( kbd!=0) flag_vvod_from_kbd=1;
    II = "      <<<< Передаточные отношения и приведенные массы >>>>:";
    KPP= "--- Коробка передач ---";
    GetStringParam( "NAME", BE );
    KE = "      ZE1 ZE2 IMBE IMDE AN NE FE";
}

```

```

ZE[1] = GetIntParam( "ZE[1]");
ZE[2] = GetIntParam( "ZE[2]");
ZE[3] = GetIntParam( "ZE[3]");
ZE[4] = GetIntParam( "ZE[4]");
ZE[5] = GetIntParam( "ZE[5]");
ZE[6] = GetIntParam( "ZE[6]");
IMBE = GetDoubleParam( "IMBE");
IMDE = GetDoubleParam( "IMDE");
IMTE = GetDoubleParam( "IMTE");
KPDLE= GetDoubleParam( "KPDLE");
KPDH = GetDoubleParam( "KPDH");
AND = GetDoubleParam( "AND");
NE = GetDoubleParam( "NE");
FE = GetDoubleParam( "FE");
ID1 = " LMAX H Lcv HXC HC1";
LMAX= GetDoubleParam( "LMAX");
H = GetDoubleParam( "H");
Lcv = GetDoubleParam( "Lcv");
HXC = GetDoubleParam( "HXC");
HC[1]= GetDoubleParam( "HC[1]");
ID2 = " HC4 PR PC OT GTC";
HC[4]= GetDoubleParam( "HC[4]");
PR = GetDoubleParam( "PR");
PC = GetDoubleParam( "PC");
QT = GetDoubleParam( "QT");
GTC = GetDoubleParam( "GTC");
ID3 = " M FT E AIH OKT";
M = GetDoubleParam( "M");
FT = GetDoubleParam( "FT");
E = GetDoubleParam( "E");
AIH = GetDoubleParam( "AIH");
QKT = GetDoubleParam( "QKT");
ID4 = " DH DK DB LB UTC";
DH = GetDoubleParam( "DH");
DK = GetDoubleParam( "DK");
DB = GetDoubleParam( "DB");
LB = GetDoubleParam( "LB");
UTC = GetDoubleParam( "UTC");
ID6 = " P ";
P = GetDoubleParam( "P");
NU = GetIntParam( "NU");
LU = GetDoubleParam( "LU");
KV = " <<< END OF INPUT <<<";

vvod.close();
if( flag_parametr_is_absent) return 0;
// Расчет параметров кривой проходки и числа свечеподъемов за цикл
// бурения скважины
    GCV = Lcv * QT;
    LKMAX = int( LMAX / Lcv );
NL = LKMAX+1;
int I, J, K, L, N = 0;
for (N=1; N<=LKMAX; N++)
{
    S[N] = int(I + LMAX / H * (I - pow( (Lcv*N/LMAX),(I/M) ) );
}
SUM[1]=S[1];
for (N=2; N<=LKMAX; N++)
{
    SUM[N] = SUM[N-1] + S[N];
}
SSUM = S[N]= SUM[LKMAX];

```

```

// Расчет числа витков талевого каната в одном слое навивки
// на барабан
    int LZ = int( LB / (DK+0.002) );
// Расчет радиусов слоев навивки каната на барабан
    for (K=1; K<=3; K=K+1) {RB[K] = (DB + DK +1.70 *(K-1)*DK)/2.;}
// Расчет приведенного радиуса навивки каната на барабан
    RBR = (RB[1] + RB[2] + RB[3]) / 3;
// Расчет передаточных отношений между валами подъемного агрегата
    double UE;
    UE = double(ZE[6]) / ZE[5];
    for (J=1; J<=2; J=J+1)
    {
        U[J] = ZE[2*J] / ZE[2*J-1];
        ULE[J] = UE * U[J];
    }

    COUT <<"Результаты расчета передаточных отношений" << endl;
    COUT <<"ULE[1] ULE[2] UE" << endl;
    COUT << ULE[1] << ". " << ULE[2] << ". "
        << UE << endl;

    MTC = GTC / 9.81;
    double MPDE[2+1], rh = (DH+DK)/2.;

    MPH = AIH * UTC * (UTC+1.) * (2.*UTC+1.) / (6.*rh*rh);
    MPK[1] = (OKT*HC[1]*UTC*((UTC+2)*(UTC+1.) + 3.*UTC*(HXC/HC[1]-1.))/9.81;
    MPK[4] = (QKT*HC[4]*UTC*((UTC+2)*(UTC+1.) + 3.*UTC*(HXC/HC[4]-1.))/9.81;
    MPKB[1] = (QKT*2*3.14* UTC*UTC *15*RB[1])/9.81;
    MPKB[4] = (OKT*2*3.14* UTC*UTC *LZ*(RB[1]+RB[2]+RB[3]))/9.81;
    MPBE = IMBE * (UTC/RBR)*(UTC/RBR);
    for (J=1; J<=2; J=J+1)
    {
        MPTE[J] = IMTE * (UTC*U[J] / RBR)*(UTC*U[J] / RBR);
        MPDE[J] = IMDE * (UTC*ULE[J]/RBR)*(UTC*ULE[J]/RBR);
        MPLE[J] = MPBE + MPDE[J] + MPTE[J];
    }
    COUT << endl;
    COUT <<"Сумм. масса вращающихся элементов привода подъемного агрегата " << endl;
    COUT <<" при работе на J-ой передаче, приведенная к талевому блоку, кг" << endl;
    COUT <<"MPLE[1] MPLE[2]" << endl;
    COUT << MPLE[1] << ". " << MPLE[2] << endl;

    LU = NU*Lcv;
    double KPD0 = KPDH *(1-pow(KPDH,UTC)) /(UTC*(1-KPDH));
    for (N=1; N<=NL; N++)
    {
        if (N<=NU) QK[N] = QU*Lcv*N;
        else OK[N] = OU*LU + (N-NU)*Lcv*OT;
        if (N==NL) QK[N]=0.;

        QC[N] = (QK[N]*( 1-PR/PC + FT) + GTC) / 1000.;

        double t = 1/KPD0 + (0.04*(GCV*(NL-1)+P+GTC))/(OK[N]+GTC)-0.04;
        KPDTc[N] = 1/t;
        MK[N] = QK[N] / 9.81;
        KPDtr = KPDLE / 0.97;
        KPDSUM[N] = KPDTc[N]*KPDLE*KPDtr;
    }

    // Расчет скоростей подъема колонны бурильных труб
    MNOM = AND *1000* 30/ (3.14* NE);
    MMAX = MNOM * FE;
    for (N=1; N<=NL; N++)
    {
        for (K=1; K<=2; K++)
        {

```

```

J=3-K;
CVE[N] = RBR * 3.14 / UTC / ULE[J] / 30. ;
COE[N] = UTC * ULE[J] * KPDTC[N] * KPDLE / RBR;
double MCE = (QK[N] + GTC) / CQE[N];
    AN = AND*30.0*1000.*1.4/(MCE*3.14);
    if( AN>1000) AN=1000;
    VUE[N] = AN*CVE[N];
    if( AN >= 500) break;
}

J_mass[N] = J;
// Приведенная масса системы, т
MPRE[N] = (MPK[1]+MPKB[1]+MPH+MTC+MK[N]+MPLE[J])/1000.;

// Расчет времени и пути в период замедления//
for (N=1; N<=NL; N++)
{
    MPZ[N]= (MTC+MK[N]+ MPK[4]+MPH)/1000. ;
    // MPZ[N]= (MTC+MK[N]+MPKB[4]+MPBE+MPK[4]+MPH)/1000. ;
    TZE[N]= VUE[N]* MPZ[N]/QC[N];
    SZE[N]= VUE[N]* TZE[N]/2;
}
WPL[1]=0. ;
WPLS[1]=0. ;
VP[1] = 0. ;
TP[1] = 0. ;
SP[1] = 0. ;
for (N=1; N<=NL; N++)
{
MM1= AND*FE*30.*1000./(500.*3.14);
    for (I=1; I<=12; I++)
    {
        JV = int( pow(2,I)+1 +0.01);
        double DV = VUE[N] / JV;
        for (L=2; L<=JV; L++)
        {
            VP[L] = VP[L-1] + DV;
            NM[L] = VP[L] / CVE[N];
            MM2= AND*FE*30.*1000./(NM[L]*3.14);
            if (NM[L]<=500.) MM2=MM1;
            MM = (MM2+MM1) / 2;
            MM1=MM2;
            double DT, PD=MM*CQE[N]/1000. ;
            if (PD-QC[N] >0)
            {
                DT = MPRE[N] * DV /(PD-QC[N]);
// Энергозатраты на каждую итерацию
                WPL[L] = (((MM*3.14*((NM[L]+NM[L-1])/2))/30)*DT)/3600./1000. ;
                WPLS[L] = WPLS[L-1] + WPL[L];
                TP[L]=TP[L-1]+DT;
                SP[L]=SP[L-1] + ((VP[L]+VP[L-1]) * DT)/2. ;
                if (SP[L] - (E*Lcv-SZE[N])>=0.) goto MET_26;
            }
            else goto MET_26;
        }
        TRE[N]= TP[L-1];
        SRE[N]=SP[L-1];
        WPLE[N]=WPLS[L-1];
/*LIST 4*/      goto MET_28;
MET_26: TRF[N] = TP[L-1];
        SRE[N] = SP[L-1];
        WPLE[N]=WPLS[L-1];
MET_28: TVT[I] = TRE[N];

```

```

        if (I==1) goto MET_260;
        EPSL[N] = TVJ[I] - TVJ[I-1];
        if (EPSL[N] <= 0.001) goto MET_237;
    MET_260: ;
    MET_237: NJV[N] = JV;
}

// Расчет пути и времени установившегося движения
for (N=1; N<=NL; N++)
{
    SUE[N] = Lcv * E - SZE[N] - SRE[N];
    TUE[N] = SUE[N] / VUE[N];
}

// Расчет машинного времени и степени неполноты тахограммы подъема
// колонны бурильных труб на длину свечи и за цикл бурения скважины
double SLAMD = 0.0;
for (N=1; N<=NL; N++)
{
    TE[N] = TRE[N] + TUE[N] + TZE[N];
    // LAMDE[N] = TE[N] * VUE[N] / Lcv / E;
    LAMDE[N] = 1 + 2.4 * VUE[N] * VUE[N] / Lcv / E;
    SLAMD = SLAMD + LAMDE[N] * S[N];
    TSUME[N] = TE[N] * S[N] / 3600.0;
    if ((N-1)>0) TSPE[N] = TSPE[N-1] + TSUME[N];
    else          TSPE[1] = TSUME[1];
    CAv[N] = (TE[N]*VUE[N]-E*Lcv)/(E*VUE[N]*VUE[N]);
}

// Расчет среднего значения степени неполноты тахограммы
// подъема за цикл бурения скважины
ALSR = SLAMD / 2.0 / S[NL];
// Расчет энергозатрат
for (N=1; N<=NL; N++)
{
    ANP[N] = WPLE[N]/(TRE[N]/3600);
    WPLSUM = WPLSUM+WPLE[N];
    WPR[N] = WPLE[N]*S[N];
    WU[N] = (QSPK[N]*VUE[N]*TUE[N]/3600)/KPDSUM[N];
    WPU[N] = WU[N]*S[N];
    WUS = WUS + WU[N];
    W[N] = WPLE[N] + WU[N];
    W_SUM[N] = W[N]*S[N];
    WSPIN[N] = WPR[N] + WPU[N];
    WSFS = WSFS + W[N];
}
// Суммарные энергозатраты на разгон и подъем (установившееся движение)
// при подъеме на высоту свечи колонны из N свечи, кВт*ч
for (N=1; N<=LKMAX; N++)
{
    WSUM = WSUM + WSP[N];
    WPRS = WPRS + WPR[N];
    WPUS = WPUS + WPU[N];
}
// Формирование заголовка таблицы

```

```

#include <conio.h>
#include <math.h>
#include <string.h>
#include <iostream.h>
#include <iomanip.h>
#include <fstream.h>
#include <strstream.h>

// Программа расчета энергозатрат и затрат машинного времени при спуско-
// подъемных операциях за цикл проводки скважины, на примере спуско-
// подъемного комплекса (СПК) буровой установки БУ 2500-ЭУ
/*
    Расчет машинного времени осуществляется поэтапно:
    - исходя из характеристики силового привода, приведенных масс системы и веса бурильной колонны рассчитываются элементы тахограммы подъема каждой свечи (период разгона, период замедления и период устанавливающегося движения) и ее время подъема;
    - исходя из параметров кривой проходки рассчитывается количество подъемов каждой свечи за цикл проводки скважины;
    - исходя из времени подъема каждой свечи и количества ее подъемов, рассчитывается суммарное машинное время подъема за цикл проводки скважины.
*/
const int ARR=8100;
int S[ARR], SUM[ARR], LK[ARR], NJV[ARR], JV, SSUM;
double M, LMAX, LB, MTC, MPH, MPKI[4+1], MPKB[4+1], IMV2, MPV2, MICK, MM, MM1, MM2,
TLAMS=0, IMDE, MPDE[4+1], MNOM, MMAX, W[ARR], W_SUM[ARR],
RBR, Z1[4+1], Z2[4+1], U[6+1], RB[4+1], HC[4+1], CAv[ARR], CVE[ARR], CQE[ARR], KR[ARR],
WPL[ARR], WPLSIARRI, WPLEIARRI, VP[ARR], TP[ARR], SPIARR, TIV[10+1], EPSLIARRI, OK[ARR],
QC[ARR], MK[ARR], MPZ[ARR], MPRED[ARR], ZE[2+1], ULE[6+1], IMBE, IMVE, MPBE, MPVE[6+1],
WSP[ARR], MPLE[6+1], MPRE[ARR], KPDTC[ARR], KPDLE, NE, NM[ARR], NM1, VUE[ARR], SZE[ARR],
SUEIARRI, SREIARRI, KPDSUMIARRI, TRE[ARR], TUE[ARR], TZE[ARR], KPDtr, MPRESIARRI, TE[ARR],
LAMDE[ARR], TSUME[ARR], TSPE[ARR], ALSR, AND, FE, H, Lcv, HXC, WPLSUM=0., WU[ARR],
WSUM=0., PR, PC, QT, GTC, FT, E, AIH, QKT, DP, ANP[ARR], WSPS=0., DH, DK, DB, AM2, UTC, EP, AM1,
P, GCV, KPDH, WUS=0., LU;
typedef char * string;
string II,KPP,KK,KE,KV,ID1,ID2,ID3,ID4,ID5,ID6;
char BE[80]="";
int ZB, ZK, LKMAX, NL, NU;
int TEST_FLAG_TRUE=0;
ofstream fout;
#define COUT fout
#define _getch()
ofstream mcad_te;
const int MaxBuf=1000;
ifstream vvod;
int flag_parametr_is_absent=0;
int flag_vvod_from_kbd=0; // 1 - с клавиатуры, 0 - из файла
int Init_vvod( char * vvod_name);
int GetIntParam( char * param_name);
double GetDoubleParam( char * param_name);
void GetStringParam( char * param_name, char * param_string);
void ChangePointToZ(pt( char* f_in, char* f_out));
int main(int argc, char* argv[])
{
    mcad_te.open( "mcad_te.prn", ios::out|ios::trunc);
    fout.open( "fout.txt", ios::out|ios::trunc);
    if( Init_vvod("vvod_bu.txt") == 0 ) return 0;
    int kbd=GetIntParam( "KBD");
    if( kbd!=0 ) flag_vvod_from_kbd=1;
    II = " <<< Значения передаточных отношений и приведенных масс >>>";
    KPP= "-- Коробка передач --";
    KK = " ZB ZK Z21 Z22 Z23 Z24 Z11 Z12 Z13 Z14 IMV2";
    ZB = GetIntParam( "ZB");
    ZK = GetIntParam( "ZK");
}

```

```

Z2[1] = GetIntParam( "Z2[1]");
Z2[2] = GetIntParam( "Z2[2]");
Z2[3] = GetIntParam( "Z2[3]");
Z2[4] = GetIntParam( "Z2[4]");
Z1[1] = GetIntParam( "Z1[1]");
Z1[2] = GetIntParam( "Z1[2]");
Z1[3] = GetIntParam( "Z1[3]");
Z1[4] = GetIntParam( "Z1[4]");
IMV2 = GetIntParam( "IMV2");
GetStringParam( "NAME", BE );
KE = "    ZE1 ZE2 IMBE IMVE IMDE KPDLE AN NE FE";
ZE[1] = GetIntParam( "ZE[1]");
ZE[2] = GetIntParam( "ZE[2]");
IMBE = GetDoubleParam( "IMBE");
IMVE = GetDoubleParam( "IMVE");
IMDE = GetDoubleParam( "IMDE");
KPDLE= GetDoubleParam( "KPDLE");
KPDH = GetDoubleParam( "KPDH");
AND = GetDoubleParam( "AND");
NE = GetDoubleParam( "NE");
FE = GetDoubleParam( "FE");
ID1 = "    LMAX H Lcv HXC HC1";
LMAX= GetDoubleParam( "LMAX");
H = GetDoubleParam( "H");
Lcv = GetDoubleParam( "Lcv");
HXC = GetDoubleParam( "HXC");
HC[1]= GetDoubleParam( "HC[1]");
ID2 = "    HC4 PR PC QT GTC";
HC[4]= GetDoubleParam( "HC[4]");
PR = GetDoubleParam( "PR");
PC = GetDoubleParam( "PC");
QT = GetDoubleParam( "QT");
GTC = GetDoubleParam( "GTC");
ID3 = "    M FT E AIH QKT";
M = GetDoubleParam( "M");
FT = GetDoubleParam( "FT");
E = GetDoubleParam( "E");
AIH = GetDoubleParam( "AIH");
OKT = GetDoubleParam( "OKT");
ID4 = "    DH DK DB LB      UTC ";
DH = GetDoubleParam( "DH");
DK = GetDoubleParam( "DK");
DB = GetDoubleParam( "DB");
LB = GetDoubleParam( "LB");
UTC = GetDoubleParam( "UTC");
ID6 = "    P ";
P = GetDoubleParam( "P");
NU = GetIntParam( "NU");
LU = GetDoubleParam( "LU");
KV = " <<< END OF INPUT <<<";
vwod.close();
if( flag_paramctr_is_absent) return 0;
// Расчет параметров кривой проходки и числа свечеподъемов за цикл
// бурения скважины
    GCV = Lcv * QT;
    LKMAX = int( LMAX / Lcv );
    NL = LKMAX+1;
    int I, J, K, L, N = 0;
    for (N=1; N<=LKMAX; N++)
    {
        S[N] = int(I + LMAX / H * (I - pow( (Lcv*N/LMAX),(1./M)) ));
    }
    SUM[1]=S[1];

```

```

for (N=2; N<=LKMAX; N++)
{
    SUM[N] = SUM[N-1] + S[N];
}
SSUM = S[N]= SUM[LKMAX];
// Расчет числа витков талевого каната в отном слое навивки
// на барабан
int LZ = int( LB /(DK+0.002) );
// Расчет радиусов слоев навивки каната на барабан
for (K=1; K<=4; K=K+1) {RB[K] = (DB + DK +1.70 *(K-1)*DK)/2.;}
// Расчет приведенного радиуса навивки каната на барабан
RBR = (RB[1]+RB[2]+RB[3]) / 3;
// Расчет передаточных отношений между валами подъемного агрегата
double UE, UB;
UE = double(ZE[2]) / ZE[1];
UB = double(ZB) / ZK;
for (J=1; J<=4; J=J+1)
{
    U[J] = Z2[J] / Z1[J];
    ULE[J] = UE * U[J] * UB;
}
// Рассчет масс поступательно движущихся и вращающихся элементов
// СПК, приведенных к талевому блоку
MTC = GTC / 9.81;
double rh = (DH+DK)/2.;
MPH = A1H * UTC * (UTC+1.) * (2.*UTC+1.) / (6.*rh*rh);
MPK[1] = (OKT*HC[1]*UTC*((UTC+2)*(UTC+1.) + 3.*UTC*(HXC/HC[1]-1.))/9.81;
MPK[4] = (QKT*HC[4]*UTC*((UTC+2)*(UTC+1.) + 3.*UTC*(HXC/HC[4]-1.))/9.81;
MPKB[1] = (QKT*2*3.14* UTC*UTC *15*RB[1])/9.81;
MPKB[4] = (QKT*2*3.14* UTC*UTC *LZ*(RB[1]+RB[2]+RB[3]))/9.81;
MPBE = IMBE * (UTC/RBR)*(UTC/RBR);
MPV2 = IMV2 * (UTC*UB/RBR)*(UTC*UB/RBR);
for (J=1; J<=4; J=J+1)
{
    MPVE[J] = IMVE * (UTC*U[J]*UB/RBR)*(UTC*U[J]*UB/RBR);
    MPDE[J] = IMDE * (UTC*ULE[J]/RBR)*(UTC*ULE[J]/RBR);
    MPLE[J] = MPBE + MPV2 + MPVE[J] + MPDE[J];
}
COUT << endl;
// Расчет нагрузки на крюке и КПД талевой системы
LU = NU*Lcv;
double KPD0 = KPDH *(1-pow(KPDH,UTC)) /(UTC*(1-KPDH));
for (N=1; N<=NL; N++)
{
    if (N<=NU) OK[N] = OU*Lcv*N;
    else QK[N] = QU*LU + (N-NU)*Lcv*QT;
    if (N==NL) QK[N]=0.;

    OC[N] = (OK[N]*(1-PR/PC + FT) + GTC) /1000.:
    double t = 1/KPD0 + (0.04*(GCV*(NL-1)+P+GTC))/(QK[N]+GTC)-0.04;
    KPDTc[N] = 1/t;
    MKINj = OK[N] / 9.81;
    KPDtr = KPDLE /0.97;
    KPDSUM[N] = KPDTc[N]*KPDLE*KPDtr;
}

// Расчет скоростей подъема колонны бурильных труб
MNOM = AND * 1000* 30/ (3.14* NE);
MMAX = MNOM * FE;
for (N=1; N<=NL; N++)
{
    for (K=1; K<=4; K++)
    {
        J=5-K;
        CVE[N] = RBR * 3.14 / UTC / ULE[J] / 30;
    }
}

```

```

CQE[N] = UTC * ULE[J] * KPDTC[N] * KPDLE / RBR;
double MCE = (QK[N] + GTC) / CQE[N];
    if ((MCE-7500)<=0) VUE[N] = (750. - MCE / 150) * CVE[N];
else VUE[N]=(714.-0.3811* pow(2.718,(0.000479*MCE))) * CVE[N];
if((1.5*MNOM -MCE)>=0.) break;
}

// Приведенная масса системы, т
MPRE[N] = (MPK[1]+MPKB[1]+MPH+MTC+MK[N]+MPLE[J])/1000.;

{
    // Расчет времени и пути в период замедления
    for (N=1; N<=NL; N++)
    {
        MPZ[N]= (MTC+MK[N]+MPK[4]+MPH)/1000.;
        // MPZ[N]= (MTC+MK[N]+MPBE+MPKB[4]+MPK[4]+MPH)/1000.;
        TZE[N]= VUE[N]* MPZ[N]/OC[N];
        SZE[N]= VUE[N]* TZE[N]/2;
    }

    // Расчет момента развиваемого двигателем в период разгона, скорости, //
    // времени и пути движения талевого блока при подъеме на высоту свечи //
    VP[1] = 0.;

TP[1] = 0.;
SP[1] = 0.;
    WPL[1]= 0.;
    WPLS[1]=0.;

for (N=1; N<=NL; N++)
{
    MM1=MMAX;
    for (I=1; I<=13; I++)
    {
        JV = int( pow(2,I)+1 +0.01);
        double DV = 0.97*VUE[N] / JV;
        for (L=2; L<=JV; L++)
        {
            NM1 = 714. - 0.3811 * pow(2.718,(0.000479*MMAX));
            VP[L] = VP[L-1] + DV;
            NM[L] = VP[L] / CVE[N];
            if (NM[L]-NM1<0.) MM2=MMAX;
            else
            {
                if (NM[L]-700.<0.)
                    MM2 = (log((714-NM[L])/0.3811)) / 0.000479;
                else MM2 = 150 * (750-NM[L]);
            }
            MM = (MM2+MM1) / 2;
            MM1=MM2;
            double DT. PD=MM*COE[N]/1000.:
            if (PD-QC[N]>0)
            {
                DT = MPRE[N] * DV /(PD-OC[N]);
                // Энергозатраты на каждую итерацию
                WPL[L] = (((MM*3.14*((NM[L]+NM[L-1])/2))/30)*DT)/3600.)/1000.;
                WPLS[L] = WPLS[L-1] + WPL[L];
                TP[L]=TP[L-1]+DT;
                SP[L]=SP[L-1] + ((VP[L]+VP[L-1]) * DT)/2.;
                if (SP[L] - (E*Lcv-SZE[N])>=0.) goto MET_26;
            }
            else goto MET_26;
        }
        TRE[N]= TP[L-1];
        SRE[N]=SP[L-1];
        WPLE[N]=WPLS[L-1];
    }
}

```

```

/*LIST 4*/      goto MET_28;
MET_26: TRE[N] = TP[L-1];
SRE[N] = SP[L-1];
WPLE[N]=WPLS[L-1];
MET_28: TJV[I] = TRE[N];
if (I==1) goto MET_260;
EPSL[N] = TJV[I] - TJV[I-1];
if (EPSL[N] <= 0.01) goto MET_237;
MET_260: ;
MET_237: NJV[N] = JV;
// Расчет пути и времени установившегося движения
for (N=1; N<=NL; N++)
{
    SUE[N] = Lcv * E - SZE[N] - SRE[N];
    TUE[N] = SUE[N] / VUE[N];
}
// Расчет машинного времени и степени исполноты тахограммы подъема /
// колонны бурильных труб на длину свечи и за цикл бурения скважины/*
double SLAMD = 0;
for (N=1; N<=NL; N++)
{
    TE[N] = TRE[N] + TUE[N] + TZE[N];
    LAMDE[N] = TE[N] * VUE[N] / Lcv / E;
    // LAMDE[N] = 1+ 6*VUE[N]*VUE[N] / Lcv;
    SLAMD = SLAMD + LAMDE[N] * S[N];
    TSUME[N] = TE[N] * S[N] / 3600.;
    if ((N-1)>0) TSPE[N] = TSPE[N-1] + TSUME[N];
    else TSPE[1] = TSUME[1];
    // Методика Авакова
    CAv[N] = (TE[N]/(E*VUE[N]))-(Lcv/(VUE[N]*VUE[N]));
    double TLAMB[ARR], TLSUM[ARR];
    TLAMB[N] = E * Lcv * LAMDE[N] / VUE[N];
    TLSUM[N] = TLAMB[N]*S[N]/3600;
    // TLSUM[N] = TE[N]*S[N]/3600;
    TLAMS = TLAMS + TLSUM[N];
}
// Расчет среднего значения степени исполноты тахограммы подъема
// за цикл бурения скважины
ALSR = SLAMD / 2. / S[NL];
// Расчет энергозатрат
for (N=1; N<=NL; N++)
{
    ANP[N] = WPLE[N]/(TRE[N]/3600.);
    WPLSUM = WPLSUM+WPLE[N];
    WU[N] = (QSPK[N]*VUE[N]*TUE[N]/3600)/KPDSUM[N];
    WUS = WUS + WU[N];
    W[N] = WPLE[N] + WU[N];
    W_SUM[N] = W[N]*S[N];
    WSPINJ = WPLE[N] + WU[N];
    WSFS = WSFS + WSPINJ;
}
for (N=1; N<=LKMAX; N++)
{
    WSUM = WSUM + W_SUM[N];
    WPRS = WPRS + WPRINJ;
    WPUS = WPUS + WPU[N];
}
// Формирование заголовка таблицы

```

Вывод результатов расчета энергозатрат и затрат машинного времени буровых установок различных типов

БУ-2500ДГУ

Результаты расчета передаточных отнопсий

ULE[1] ULE[2] ULE[3] ULE[4] UB UE1 UE2
17,815, 12,0594, 8,44158, 4,44005, 2,18182, 1,48387, 1,77778

Сумм. масса вращающихся элементов привода подъемного агрегата
при работе на J-ой передаче, приведенная к талевому блоку, кг

MPL[E]{1} MPL[E]{2} MPL[E]{3} MPL[E]{4}
1,82871e+007, 8,65491e+006, 4,50008e+006, 1,61254e+006

<<< Печать результатов расчета показателей подъема незагруженного элеватора >>>

NMAX = 100 - максимальное число свечей в БК;

SSUM = 3150 - суммарное число свечеподъемов за цикл бурения скважины;

GTC = 42.000 - сила веса поступательно движущихся частей талевой системы, Н:

MPR[0] = 1722,914 - масса незагруженного элеватора и элементов СПК, приведенная к ТБ, в период разгона,
т,

MPZ[0] = 57,329 - масса незагруженного элеватора и элементов СПК, приведенная к ТБ, в период замедления.
т,

TRE[0] = 18,616 - время разгона незагруженного элеватора, с;

TUE[0] = 2,906 - время установившегося движения незагруженного элеватора, с:

TZE[0] = 2,496 - время замедления незагруженного элеватора, с;

TE[0] = 24,018 - машинное время подъема незагруженного элеватора на длину свечи, с;

SRF[0] = 17,655 - путь разгона незагруженного элеватора, м:

SUE[0] = 5,314 - путь установившегося движения незагруженного элеватора, м;

SZE[0] = 2,281 - путь замедления незагруженного элеватора, м;

VUE[0] = 1.8 - скорость установившегося движения незагруженного элеватора, м/с:

LAMDE[0]= 2,337 - степень исполноты тахограммы, подъема колонны на высоту свечи;

KPDTС[0]= 0,525 - КПД талевой системы;

EPSI[0]= 0,006 - ошибка интегрирования, с:

NJV[0] = 8193 - число интервалов скорости при разбивке (итерация);

<<< Машинное время подъема КБТ за цикл бурения скважины >>>

SSUM = 3150 - сумм. кол. свечеподъемов колонны за цикл бурения скважины;

TSPE[NL] = 58,6 - сумм. маш. время подъема КБТ и незагруженного элеватора за цикл бурения скважины, ч;

TSPE[NL-1]= 37,6 - сумм. машинное время подъема колонны за цикл бурения скважины, ч;

TSUME[0] = 21,0 - сумм. маш. время подъема незагруженного элеватора за цикл бурения скважины, ч;

ALSR = 1,8 - усредненное значение степени исполноты тахограммы подъема за цикл бурения скважины;

TPM = 0,000 - время включения муфты, с:

WPLSUM= 152,3 - суммарные энергозатраты на один подъем при разгоне, кВт*ч;

WUS = 925,7 - суммарные энергозатраты на один подъем при установившемся движении, кВт*ч;

WSPS = 1077,9 - суммарные энергозатраты на один подъем, кВт*ч;

WSUM = 27767,60 - суммарные энергозатраты на подъем КБТ, кВт*ч;

TLAMS = 68,1 - сумм. маш. время подъема КБТ и незагруженного элеватора за цикл бурения скважины, ч.

БУ-2500ЭП

Результаты расчета передаточных отношений

ULE[1] ULE[2] UE
4.9373, 2.59483, 1.44828

Сумм. масса вращающихся элементов привода подъемного агрегата

при работе на J-ой передаче, приведенная к талевому блоку, кг

MPL[E11] MPL[E12]
1,55673c+006, 704574

<<< Печать результатов расчета показателей подъема незагруженного элеватора >>>

NMAX = 100 - максимальное количество свечей в БК;

SSUM = 3150 - суммарное число свечеподъемов за цикл бурения скважины;

GTC = 42.000 - сила веса поступательно движущихся частей талевой системы, Н;

MPR[0] = 813,386 - масса незагруженного элеватора, элементов СПК, приведенная к ТБ, в период разгона, т;

MPZ[0] = 57,329 - масса незагруженного элеватора, элементов СПК, приведенная к ТБ, в период замедления, т.

TRE[0] = 4,548 - время разгона незагруженного элеватора, с;

TUE[0] = 12,783 - время установившегося движения незагруженного элеватора, с;

TZE[0] = 2.153 - время замедления незагруженного элеватора, с;

TE[0] = 19,484 - машинное время подъема незагруженного элеватора на длину свечи, с;

SRE[0] = 3,391 - путь разгона незагруженного элеватора, м;

SUE[0] = 20,162 - путь установившегося движения незагруженного элеватора, м;

SZE[0] = 1,698 - путь замедления незагруженного элеватора, м;

VUE[0] = 1,6 - скорость установившегося движения незагруженного элеватора, м/с;

LAMDE[0]= 1.236 - степень неполноты тахограммы подъема колонны на высоту свечи;

KPDTC[0]= 0,525 - КПД талевой системы;

EPSL[0] = 0,00293 - ошибка интегрирования;

NJV[0] = 4097 - число интервалов скорости при разбивке (итерации);

<<< Машинное время подъема КБТ за цикл бурения скважины>>>

SSUM = 3150 - сумм. кол. свечеподъемов колонны за цикл бурения скважины;

TSPE[NL] = 38,0 - сумм. машинное время подъема КБТ и незагруженного элеватора, ч;

TSPE[NL-1]= 21,0 - сумм. машинное время подъема колонны за цикл бурения скважины, ч;

TSUME[0] = 17,0 - сумм. машинное время подъема незагр. элеватора за цикл бурения скважины, ч.

ALSR = 1,2 - усредненное значение степени исполнности тахограммы подъема за цикл бурения скважины;

WPLSUM= 67,0 - суммарные энергозатраты на один подъем при разгоне, кВт*ч;

WUS = 441,1 - суммарные энергозатраты на один подъем при установившемся движении, кВт*ч;

WSPS = 508,1 - суммарные энергозатраты на один подъем, кВт*ч;

WPRS= 2299,1 - суммарные энергозатраты на разгон, кВт*ч;

WPUS= 10937,7 - суммарные энергозатраты на установившееся движение, кВт*ч;

WSUM = 13236,9 - суммарные энергозатраты на подъем, кВт*ч.

БУ-2500ЭУ

Результаты расчета передаточных отношений

ULE[1] ULE[2] ULE[3] ULE[4] UB UE
9.68944. 6.55901. 4.5913. 2.41491. 2.18182. 1.43478

Сумм. масса вращающихся элементов привода подъемного агрегата (без подъемного вала)

при работе на J-ой передаче, приведенная к талевому блоку, кг

MPLIE111 MPLIE121 MPLIE131 MPLIE141
7,37818c+006, 3,65619c+006, 2,05071c+006, 934929

<<< Печать результатов расчета показателей подъема незагруженного элеватора >>>

NMAX = 100 - максимальное число свечей в БК;

SSUM = 3150 - суммарное число свечеподъемов за цикл бурения скважины;

GTC = 42.000 - сила веса поступательно движущихся частей талевой системы, Н;

MPR[0] = 1045,299 - масса незагруженного элеватора, элементов СПК, приведенная к ТБ, в период разгона, т;

MPZ[0] = 57.329 - масса незагруженного элеватора, элементов СПК, приведенная к ТБ, в период замедления, т;

TRE[0] = 10.088 - время разгона незагруженного элеватора, с;

TUE[0] = 10.255 - время установившегося движения незагруженного элеватора, с;

TZE[0] = 2,108 - время замедления незагруженного элеватора, с;

TE[0] = 22.451 - машинное время подъема незагруженного элеватора на длину свечи, с;

SRE[0] = 7.788 - путь разгона незагруженного элеватора, м;

SUE[0] = 15.835 - путь установившегося движения незагруженного элеватора, м;

SZE[0] = 1,627 - путь замедления незагруженного элеватора, м;

VUE[0] = 1.5 - скорость установившегося движения незагруженного элеватора, м/с;

LAMDE[0]= 1,373 - степень неполноты тахограммы, подъема колонны на высоту свечи;

KPDTC[0]= 0,525 - КПД талевой системы;

EPSL[0] = 0,0051 - ошибка интегрирования, с;

NJV[0] = 4097 - число интервалов скорости при разбиении (итерация);

<<< Машинное время подъема КБТ за цикл бурения скважины >>>

SSUM = 3150 - сумм. кол. свечеподъемов колонны за цикл бурения скважины;

TSPE[NL] = 53,6 - сумм. маш. время подъема КБТ и незагруженного элеватора за цикл бурения скважины, ч;

TSPE[NL-1]= 33,9 - сумм. машинное время подъема колонны за цикл бурения скважины, ч;

TSUME[0] = 19,6 - сумм. маш. время подъема незагруженного элеватора за цикл бурения скважины, ч;

ALSR = 1,3 - усредненное значение степени неполноты тахограммы подъема за цикл бурения скважины;

WPLSUM= 92,6 - суммарные энергозатраты на один подъем при разгоне, кВт*ч;

WUS = 700,2 - суммарные энергозатраты на один подъем при установившемся движении, кВт*ч;

WSPS = 792,9 - суммарные энергозатраты на один подъем, кВт*ч;

WSUM = 20377,4 - суммарные энергозатраты на подъем КБТ, кВт*ч;

TLAMS = 53,6 - сумм. маш. время подъема КБТ и незагруженного элеватора за цикл бурения скважины, ч.

Буквенные обозначения, наименование параметров, единицы измерения и исходные данные, относящиеся к расчету прочности зубчатых передач

Обозначение		Наименование	Исходные данные
в тексте	в программе		
a_ω	Aw	Межосевое расстояние, мм	
a_α	a_alfa	Коэффициент, учитывающий статистическое распределение погрешностей и критерий допустимого повреждения активных поверхностей зубьев	0.3
b_1 b_2	Venca_1 Venca_2	Ширина венца зубчатого колеса, мм	160 212
b_ω		Рабочая ширина венца зубчатой передачи, мм	160
c'	CUDj	Удельная нормальная жесткость пары зубьев, Н/(мм*мкм)	
c_r	C_gam	Средняя удельная торцовая жесткость зубьев пары зубчатых колес, Н/(мм*мкм)	
d	d1z d2z	Делительный диаметр, мм	
d_a	da1 da2	Диаметр вершин зубьев, мм	
d_b	db1 db2	Основной диаметр, мм	
E		Модуль упругости материала зубчатого колеса, МПа	
F_t		Окружная сила на делительном цилиндре в торцовом сечении, Н	
F_{Ft}		Окружная сила на делительном цилиндре при расчете на выносливость при изгибе, Н	
$F_{Ht(n)}$	FHt[N]	Окружная сила на делительном цилиндре при расчете на контактную выносливость, Н	
F_β	F_beta	Допуск на направление зуба, мкм	25
f_{kE}	f_kE	Отклонение положения контактных линий вследствие упругой деформации и зазора в подшипниках, мкм	0
f_{ky}^o	f0_ky	Фактическое отклонение положения контактных линий в начальный период работы передачи, мкм	
f_{kZ}	f_kZ	Отклонение положения контактных линий вследствие погрешности изготовления, мкм	
f_{pb}	f_pb1 f_pb2	Предельное отклонение шага зацепления, мкм	21 21

g_o	g^0	Коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса при расчете коэффициентов K_{Hv} и K_{Fv}	5.3
H_{K1}	HK1	Твердость сердцевины зубчатого колеса	235
H_{K2}	HK2		270
H_{O1}	H01	Твердость поверхности зубчатого колеса	50
H_{O2}	H02		56
h_{i1}	ht1	Толщина упрочненного слоя до исходной структуры (сердцевины), мм	2
h_{i2}	ht2		2
K_A	KA	Коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку (не учтенную в циклограмме нагружения)	1.25
$K_{F(n)}$	KF[N]	Коэффициент нагрузки	при расчете на прочность зубьев при изгибе
K_{FE}	KFE	Коэффициент эквивалентной нагрузки	
$K_{Fv(n)}$	KFVz[N]	Коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку	
K_{Fa}	KFAz	Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями	
$K_{FB(n)}$	KFBz[N]	Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	
$K_{H(n)}$	KH[N]	Коэффициент нагрузки	
K_{HE}	KHE	Коэффициент эквивалентной нагрузки	
K_{Ha}	KHAz[N]	Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями	
$K_{H\beta(n)}$	KHBz[N]	Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	
$K_{Hv(n)}$	KHVz[N]	Коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку	
$K_{H\omega(n)}$	KHWz[N]	Коэффициент, учитывающий приработку зубьев	
M	Modul_m	Нормальный модуль, мм	8
$M_{c(n)}$	MCEZ[N]	Вращающий момент, Н*м	
$N_{ci(n)}$	N_Ci[N]	Текущее число циклов напряжений	
n_n		Частота вращения, мин ⁻¹	
q_F	Qf	Показатель степени кривой усталости при расчете на изгибную выносливость	
q_H		Показатель степени кривой усталости при расчете на контактную выносливость	
R_a	Ra	Шероховатость поверхности по ГОСТ 2789-73 (высота неровностей профиля), мкм	1.6

S_F	SF1 SF2	Расчетный коэффициент запаса прочности при расчете на изгибную выносливость	1.75 1.55
S_H	SH1 SH2	Расчетный коэффициент запаса прочности при расчете на контактную выносливость	1.3 1.3
$v_{(n)}$	Vz[N]	Окружная скорость на делительном цилиндре, м/с	
$\frac{\omega_{Fv(n)}}{\omega_{Hv(n)}}$	W_Hv[N]	Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	
x_1 x_2	X1 X2	Коэффициент смещения	0 0
Y_A	Y_A	Коэффициент, учитывающий двухстороннее приложение нагрузки	1
Y_d	Y_d1 Y_d2	Коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности зуба	1.1 1.05
Y_{FS}	YFS1 YFS2	Коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений	
Y_g	Y_g1 Y_g2	Коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба	0.8 0.7
Y_R	Y_r1 Y_r2	Коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности	1.05 1.05
Y_T	Y_t	Коэффициент, учитывающий технологию изготовления	1
Y_X	Y_x	Коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса	1
Y_Z	Y_Z1 Y_Z2	Коэффициент, учитывающий влияние способа получения заготовки зубчатого колеса	0.8 0.8
Y_β	Y_beta	Коэффициент, учитывающий наклон зуба	
Y_δ	Y_delta	Коэффициент, учитывающий градиент напряжений и чувствительность материала к концентрации напряжений (опорный коэффициент)	
Y_ϵ	Y_eps	Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев при расчете на выносливость при изгибе	1
Y_α	Y_alfa	Значение приработки, уменьшающее отклонение шага зацепления f_{pb} в результате износа, мкм	
Z_E	ZEZ	Коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес, $(\text{МПа})^{-0.5}$	190
Z_{FC}	Z_FC	Долговечность зубчатой передачи при изгибе	
Z_H	ZH	Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев	
Z_{HC}	Z_HC	Долговечность зубчатой передачи при контактной выносливости	
Z_L	ZL	Коэффициент, учитывающий влияние вязкости масла	1

Z_R	ZR	Коэффициент, учитывающий влияние исходной шероховатости сопряженных поверхностей зубьев	0.95
Z_X	ZX1 ZX2	Коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса	1 1
Z_v	Z_v1 Z_v2	Коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости	
Z_e	Z_eps	Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий (перекрытие зубьев)	
Z_ω	ZW	Коэффициент, учитывающий влияние перепада твердостей материалов сопряженных поверхностей зубьев	1
Z_1 Z_2	Zz1 Zz2	Число зубьев	21 31
Z_v	ZV1 ZV2	Эквивалентное число зубьев	
α_t	alfa_t	Делительный угол профиля в торцовом сечении, рад	
α_{tw}	alfa_tw	Угол зацепления, рад	
β	Beta	Угол наклона, град	0
β_b	beta_b	Основной угол наклона, рад	
δ_F	delta_F	Коэффициенты, учитывающие влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев при расчетах на изгибную и контактную выносливость соответственно	0.014
δ_H	delta_H	Коэффициенты, учитывающие влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев при расчетах на изгибную и контактную выносливость соответственно	0.006
ε_a	eps_a1 eps_a2	Коэффициент торцового перекрытия	
ε_β	eps_beta	Коэффициент осевого перекрытия	
ε_γ	eps_gam_ma	Суммарный коэффициент перекрытия	
$\sigma_{Fi(n)}$	SIG_Fi[N]	Напряжение изгиба в опасном сечении на переходной поверхности зуба, МПа	
$\sigma_{Flim(n)}$	SIG_Flim1 SIG_Flim2	Предел выносливости зубьев при изгибе, МПа	
$\sigma_{Flim(b)}$	SIG_Flim01 SIG_Flim02	Предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений, МПа	
σ_{FP}	SIG_FP	Допускаемое напряжение изгиба зуба, МПа	
$\sigma_{Hi(n)}$	SIG_Hi[N]	Расчетное контактное напряжение, МПа	
$\sigma_{Hlim(n)}$	SIG_Hlim1[N] SIG_Hlim2[N]	Предел контактной выносливости, МПа	
$\sigma_{HP(n)}$	SIGHP	Допускаемое контактное напряжение, МПа	
σ_{T1} σ_{T2}	Sigma_T1 Sigma_T2	Предел усталости материала зубчатого колеса, МПа	540 700
$\nu_{H(n)}$	nu_H[N]	Динамическая добавка	
$\sigma_{H0(n)}$	SIG_H0[N]	Контактное напряжение, МПа	

		Наличие или отсутствие модификации головки зуба	нет	
		Степень точности передачи по ГОСТ 1643-81		
		Циклограмма нагружения		
		Марка стали	колеса шестерни	
			38Х2Н2МА 12ХН3А	
		Способ упрочняющей обработки	колеса шестерни	
			Закалка ТВЧ Цементация	

Примечания:

1. Приняты следующие основные и дополнительные индексы для буквенных обозначений расчетных параметров:

F – относящийся к изгибной прочности;

H – относящийся к контактной прочности;

P – дополнительный индекс, относящийся к допускаемому напряжению;

1 – относящийся к центральному колесу;

2 – относящийся к сателлиту;

i – индекс, обозначающий расчетные напряжения;

n – индекс, относящийся к подъему бурильной колонны из n свечей.

Отсутствие цифрового индекса означает отношение к любому зубчатому колесу передачи.

Ввод исходных данных при расчете зубатой планетарной передачи на прочность

Расчет затрат машинного времени СПО за цикл бурения скважины

// ВВОД ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

KBD=0 KBD=0 - ввод из файла; KBD=1 - ввод с клавиатуры; Отменить ввод - Ctrl-C
NAME=БУ 2500-ЭПБМ Буровая установка БУ 2500-ЭПБМ

ZE[1]=20 - число зубьев звездочек на валу муфты (МП 1070) и
ZE[2]=99 звездочек на подъемном валу лебедки, соответственно;
ZE[3]=25
ZE[4]=65
ZE[5]=1 - число зубьев звездочек на валу двигателя (муфты МП 500) и
ZE[6]=1 звездочки на подъемном валу лебедки;
KPDLE=0.94 - КПД подъемного агрегата с приводом;
KPDH=0.98 - КПД шкива;
AND=500 - мощность двигателя, кВт;
NE=500 - номинальная частота вращения двигателя, об/мин;
FE=1.9 - коэффициент перегрузочной способности двигателя, при разгоне;
LMAX=2500 - максимальная глубина скважины, м;
H=50 - средняя проходка на долото, м;
Lcv=25 - длина свечи бурильных труб, м;
HXC=35 - длина тяговой струны, м;
HC[1]=30 - длина струи талевого каната в начале периода разгона, м;
HC[4]=5 - длина струи талевого каната в конце периода замедления, м;
PR=1200 - плотность бурового раствора, кг/м³м³;
PC=7800 - плотность материала бурильных труб, кг/м³м³;
QT=300 - сила веса погонного метра бурильных труб, Н/м;
GTC=42000 - сила веса поступательно движущихся частей талевой системы, Н;
M=0.6 - показатель степени кривой проходки;
FT=0.2 - коэффициент трения колонны бурильных труб о стенку скважины;
E=1.01 - коэффициент переподъема свечи;
AIH=32.43 - момент инерции шкива талевого блока, кг/м²м;
QKT=33.8 - сила веса погонного метра талевого каната, Н/м;
DH=1.1 - диаметр шкива по дну желоба, м;
DB=0.55 - диаметр бочки барабана, м;
DK=0.028 - диаметр канате, м;
LB=1.2 - длина бочки барабана, м;
UTC=8 - кратность оснастки талевой системы;
P=100000 - превышение веса КНБК над весом бурильных труб такой же длины, Н;
LU=25 - длина утяжеленной бурильной трубы, м;
NU=2 - число свечей утяжеленных бурильных труб;
QU=2232 - сила веса погонного метра утяжеленных бурильных труб, Н;

// ВВОД данных при расчете зубьев на контактную выносливость

Zz1=21 - число зубьев центрального колеса;
Zz2=31 - число зубьев сателлита;
Modul_m=8 - нормальный модуль, мм;
Venca_b1=160 - ширина венча центрального колеса, мм;
Venca_b2=212 - ширина венча сателлита, мм;
X1=0 - коэффициент смещения центрального колеса;
X2=0 - коэффициент смещения сателлита;
Beta=0 - угол наклона, град;
Ra=1.6 - шероховатость поверхности, мкм;
f_kE=0 - отклонение положения контактных линий вследствие деформации и
зазора в подшипниках, мкм;

ht1=2 - толщина упрочненного слоя центрального колеса, мм;
 ht2=2 - толщина упрочненного слоя сателлита, мм;
 H01=50 - твердость поверхности зуба (средняя), центрального колеса [по HRC];
 H02=56 - твердость поверхности зуба (средняя), сателлита [по HRC];
 HK1=235 - твердость сердцевины зуба (средняя) центрального колеса [по HV];
 HK2=270 - твердость сердцевины зуба (средняя) [по HV];
 Sigma_T1=540 - предел текучести материала центрального колеса, МПа;
 Sigma_T2=700 - предел текучести материала сателлита, МПа;
 ZEZ=190 - коэффициент, учитывающий механические свойства материалов
 сопряженных зубчатых колес;
 KA=1.25 - коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку
 (не учтенный в циклограмме нагружения);
 delta_H=0.006 - коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев при расчете на контактную прочность;
 g0=5.3 - коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления
 зубьев шестерни и колеса при расчете коэффициентов KHVz и KHFz;
 F_beta=25 - допуск на направление зуба, мкм;
 f_pb1=21 - предельное отклонение шага зацепления центрального колеса, мкм;
 f_pb2=21 - предельное отклонение шага зацепления сателлита, мкм;
 a_alfa=0.3 - коэффициент, учитывающий статистическое распределение погрешностей
 и критерии допустимого повреждения активных поверхностей зубьев;
 SH1=1.3 - расчетный коэффициент запаса прочности зубьев центрального колеса;
 SH2=1.3 - расчетный коэффициент запаса прочности зубьев сателлита;
 ZR=0.95 - коэффициент, учитывающий влияние исходной шероховатости сопряженных
 поверхностей зубьев;
 ZL=1 - коэффициент, учитывающий влияние вязкости масла;
 ZX1=1 - коэффициент, учитывающий размеры центрального колеса;
 ZX2=1 - коэффициент, учитывающий размеры сателлита;
 ZW=1 - коэффициент, учитывающий влияние перепада твердостей материалов
 сопряженных поверхностей зубьев;
 Nsat=4 - число сателлитов;
 Omega=1.2 - коэффициент несравненности распределения нагрузки среди сателлитов;
 NZ=0 - число рейсов при максимальной нагрузке;

// Ввод данных при расчете на изгибную выносливость

delta_F=0.016 - коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев при расчете на изгибную прочность;
 Y_eps=1 - коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев при расчете на
 выносливость при изгибе
 Y_g1=0.8 - коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности
 поверхности зуба центрального колеса;
 Y_g2=0.7 - коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности
 поверхности зуба сателлита;
 Y_d1=1.1 - коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения при
 отсутствии деформационного упрочнения центрального колеса;
 Y_d2=1.05 - коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения при
 отсутствии деформационного упрочнения сателлита;
 Y_Z1=0.8 - коэффициент, учитывающий влияние способа получения заготовки
 центрального колеса;
 Y_Z2=0.8 - коэффициент, учитывающий влияние способа получения сателлита;
 Y_A=1 - коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки;
 SIG_Flim01=1080 - предел выносливости зубьев центрального колеса соответствующий базовому числу
 циклов напряжений;
 SIG_Flim02=930 - предел выносливости зубьев центрального колеса соответствующий
 базовому числу циклов напряжений;
 SF1=1.75 - расчетный коэффициент запаса прочности зубьев центрального колеса;
 SF2=1.55 - расчетный коэффициент запаса прочности зубьев сателлита;
 Y_r1=1.05 - коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности центрального
 колеса;
 Y_r2=1.05 - коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности сателлита;
 Qf=6 - показатель степени кривой усталости при расчете на изгибную выносливость;

Методика расчета долговечности (ресурса) зубчатой передачи привода лебедки буровой установки БУ 2500-ЭНБМ1 на контактную и изгибную выносливость

Определение геометрических и кинематических параметров зубчатой пары

Делительный угол профиля в торцовом сечении

$$\alpha_t = \arctg \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos \beta} \quad (3.1)$$

Угол зацепления

$$\operatorname{inv} \alpha_{rw} = \frac{2(x_1 + x_2) \operatorname{tg} 20^\circ}{z_1 + z_2} + \operatorname{inv} \alpha_t \quad (3.2)$$

при $x_1 + x_2 = 0$, $\alpha_t = \alpha_{rw}$.

$$\text{Межосевое расстояние } a_w = \frac{(z_1 + z_2) * m}{2 \cos \beta} * \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{rw}}, \text{ мм} \quad (3.3)$$

$$\text{Делительный диаметр: для шестерни } d_1 = \frac{m * z_1}{\cos \beta} \quad (3.4)$$

$$\text{колеса } d_2 = \frac{m * z_2}{\cos \beta}, \text{ мм.} \quad (3.5)$$

Диаметры вершин зубьев

$$d_{a1} = d_1 + 2m * (1 + x_1) \quad (3.6)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m * (1 + x_2), \text{ мм} \quad (3.7)$$

Основные диаметры

$$d_{b1} = d_1 * \cos \alpha_t \quad (3.8)$$

$$d_{b2} = d_2 * \cos \alpha_t, \text{ мм} \quad (3.9)$$

Углы профиля зуба в точках на окружностях вершин

$$\alpha_{a1} = \arccos \frac{d_{b1}}{d_{a1}} \quad (3.10)$$

$$\alpha_{a2} = \arccos \frac{d_{b2}}{d_{a2}} \quad (3.11)$$

Составляющие коэффициента торцевого перекрытия

$$\varepsilon_{a1} = \frac{z_1 (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_{rw})}{2\pi} \quad (3.12)$$

$$\varepsilon_{a2} = \frac{z_2 (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_{rw})}{2\pi} \quad (3.13)$$

Коэффициент торцового перекрытия $\varepsilon_\alpha = \varepsilon_{\alpha1} + \varepsilon_{\alpha2}$. (3.14)

$$\text{Осевой шаг } p_x = \frac{\pi * m}{\sin \beta} \quad (3.15)$$

$$\text{Коэффициент осевого перекрытия } \varepsilon_\beta = \frac{b_w}{p_y} \quad (3.16)$$

$$\text{Суммарный коэффициент перекрытия } \varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta \quad (3.17)$$

$$\text{Основной угол наклона } \beta_b = \arcsin(\sin \beta * \cos 20^\circ). \quad (3.18)$$

Эквивалентные числа зубьев

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} \quad (3.19)$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} \quad (3.20)$$

$$\text{Окружная скорость } v_{(n)} = \frac{2 * N_{on} * \varphi * \eta_{mc(n)} * \eta_{na} * u_{mc} * u_{vmp} * d_i}{Q_{c(n)} * R_p}, \text{ м/с.} \quad (3.21)$$

Расчет долговечности (ресурса) зубчатой передачи привода лебедки буровой установки БУ 2500-ЭПБМ1 на контактную выносливость

Более всего рабочая поверхность зубчатой передачи подвержена усталостному изнашиванию, обусловленному повторным деформированием микроЭБОБЪЕКТОВ материала, приводящего к возникновению и развитию усталостных трещин и дальнейшего его выкрашивания. При поверхностных упрочнениях развитие усталостных трещин возможно как на поверхности упрочненного слоя, так и под слоем. Вследствие чего наблюдается отслаивание частиц металла [67, 68, 107].

Предупреждение преждевременного выхода из строя зубчатых колес из-за усталостного выкрашивания и отслаивания и расчет их долговечности (ресурса) является целью проводимых ниже расчетов на прочность рабочих поверхностей зубьев.

В приводимой методике рассматривается расчет зацепления сцепляющихся зубчатых колес, применимый к передачам с подвижными и неподвижными осями, даны указания к нахождению величин, входящих в основные расчетные зависимости для планетарной передачи.

Коэффициент, учитывающий механические свойства сопряженных зубчатых колес определяют из выражения $Z_E = \sqrt{0.175 * E}$, где E – модуль упругости материала зубчатого колеса, для сталей при $E = 2.1 * 10^5$ МПа принимаем $Z_E = 190$.

Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления [35]

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_i} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_{nw}}} \quad (3.22)$$

Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий при $\varepsilon_B = 0$ (прямозубые передачи) [35]

$$Z_s = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_a}{3}} \quad (3.23)$$

Вращающий момент на центральном колесе (на валу двигателя)

$$M_{c(n)} = \frac{Q_{c(n)} * R_p}{u_{m.c} * u_{n.aj} * \eta_{m.c(n)} * \eta_{na}}, \text{ Н*м.} \quad (3.24)$$

где $Q_{c(n)}$ – сила веса талевого блока и бурильной колонны (с учетом выталкивающей силы бурового раствора и сил трения), кН;

R_p – приведенный радиус навивки каната на барабан, м;

$u_{m.c}$ – кратность оснастки талевой системы;

$u_{n.aj}$ – передаточное отношение КПП;

$\eta_{m.c(n)}$, η_{na} – к.п.д. талевой системы при подъеме бурильной колонны из n свечей и подъемного агрегата с приводом соответственно.

Окружная сила на делительном цилиндре

$$F_{Ht(n)} = \frac{2000 * M_{c.n}}{d_1} = \frac{2000 * M_{c.n}}{d_2}, \text{ Н.} \quad (3.25)$$

Коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку принимают $K_A = 1.25$ согласно таблицам 3.1, 3.2 и 3.3 [35].

Коэффициент внешней динамической нагрузки при расчетах на усталостную прочность K_d

Таблица 3.1

Режим нагружения двигателя	Режим нагружения ведомой машины			
	равномерный	с малой неравномерностью	со средней неравномерностью	со значительной неравномерностью
Равномерный	1.00	1.25	1.50	1.75
С малой неравномерностью	1.10	1.35	1.60	1.85
Со средней неравномерностью	1.25	1.50	1.75	2.00 и выше
Со значительной неравномерностью	1.50	1.75	2.00	2.25 и выше

Характерные режимы нагружения двигателей

Таблица 3.2

Режим нагружения	Виды двигателей
Равномерный	Электродвигатель; паровые и газовые турбины при стабильных режимах эксплуатации и небольших пусковых моментах.
С малой неравномерностью	Гидравлические двигатели, паровые и газовые турбины при больших часто возникающих пусковых моментах.
Со средней неравномерностью	Многоцилиндровый двигатель внутреннего сгорания.
Со значительной неравномерностью	Одноцилиндровый двигатель внутреннего сгорания.

Характерные режимы нагружения ведомых машин

Таблица 3.3

Режим нагружения	Вид рабочей машины
Равномерный	Электрический генератор; равномерно работающие ленточные, пластинчатые конвейеры; легкие подъемники; упаковочные машины; вентиляторы; перемешивающие устройства и мешалки для веществ равномерной плотности; турбокомпрессоры; легкие центрифуги; механизмы с вращающимися деталями.
С малой неравномерностью	Неравномерно работающие ленточные и пластинчатые транспортеры (для штучных грузов); шестеренчатые и ротационные насосы; главные приводы станков; тяжелые подъемники; механизмы с вращающимися деталями кранов; промышленные и рудничные вентиляторы; тяжелые

Со средней неравномерностью	центрифуги; перемешивающие устройства и мешалки для веществ с переменной плотностью; поршневые многоцилиндровые, струйные и дозировочные насосы; экструдеры; каландры; вращающиеся печи; станы холодной прокатки.
Со значительной неравномерностью	Экструдеры для резины; мешалки с прерывающимся процессом для резины и пластмасс; легкие шаровые мельницы; деревообрабатывающие станки (пилы, токарные); одноцилиндровые поршневые насосы; нереверсивные станы горячей прокатки; подъемные машины.

Коэффициент, учитывающий влияние проявления погрешностей зацепления на динамическую нагрузку: при твердости $H > 350HV$ δ_H определяется по табл. 3.4 [35, 67].

Коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса g_n , для n -ой степени точности по нормам плавности при модуле m , определяется по табл. 3.5 [35].

Значения коэффициентов δ_H и δ_F

Таблица 3.4

Передача	$H_1 \leq HB 350$		$H_1 \geq HB 350$	
	$H_2 \leq HB 350$	$H_2 \geq HB 350$	δ_H	δ_F
С прямыми зубьями: без модификации (нефланкированными)	0.006	0.016	0.014	0.016
с модификацией (фланкированными)	0.004	0.011	0.010	0.011
С непрямыми зубьями	0.002	0.006	0.004	0.006

$$\text{Передаточное отношение зубчатой пары } u = \frac{z_2}{z_1} + 1 \quad (3.26)$$

Удельная окружная динамическая сила

$$\omega_{Hv(n)} = \delta_H * g_v * v_{(n)} * \sqrt{\frac{a_w}{u}}, \text{ Н/мм} \quad (3.27)$$

Значение коэффициента g_o

Таблица 3.5

Модуль m , мм	Степень точности по нормам плавности по ГОСТ 1643-81					
	5	6	7	8	9	10
до 3.55 св 3.55	2.8	3.8	4.7	5.6	7.3	10.0
до 10	3.1	4.2	5.3	6.1	8.2	11.0
св 10	3.7	4.8	6.4	7.3	10.0	13.5

$$\text{Динамическая добавка } \nu_{H(n)} = \frac{\omega_{Hv(n)} * b_w * d_1}{2000 * M_{c(n)} * K_A} \quad (3.28)$$

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса определяют для прямозубых передач, при выполнении условия $\frac{v * z_1}{1000} < 1$ по формуле

$$K_{Hv(n)} = 1 + \nu_{H(n)} \quad (3.29)$$

Допуск на погрешность направления зуба F_β , для n -ой степени точности определяется по нормам контакта, при ширине зубчатого венца b , из табл. 3.6 [32].

Значение коэффициента F_β

Табл. 3.6

Степень точности	Обозн.	Модуль m , мм	Ширина зубчатого венца или длина контактной линии, мм							
			до 40	св 40 до 100	св 100 до 160	св 160 до 250	св 250 до 400	св 400 до 630	св 630 до 1000	св 1000 до 1250
3	F_β	от 1 до 10	4.5	6	8	10	11	14	16	20
4	F_β	от 1 до 10	5.5	8	10	12	14	18	22	25
5	F_β	от 1 до 16	7	10	12	16	18	22	25	30
6	F_β	от 1 до 16	9	12	16	20	25	28	32	40
7	F_β	от 1 до 25	11	16	20	25	28	32	40	50
8	F_β	от 1 до 40	18	25	32	40	45	56	-	-
9	F_β	от 1 до 55	28	40	50	63	71	90	-	-
10	F_β	от 1 до 55	45	63	80	100	112	140	-	-

11	F_β	от 1 до 55	71	100	125	160	180	224	-	-
12	F_β	от 1 до 55	112	160	200	250	280	355	-	-

Отклонение положения контактных линий вследствие погрешностей изготовления: $f_{kZ} = 0.3 * F_\beta$. (3.30)

Фактическое отклонение положения контактных линий в начальный период работы передачи: $f_{kY}^o = f_{kE} + f_{kZ}$ (3.31)

Удельная нормальная жесткость пары зубьев: при $x_1 = 0$ и $x_2 = 0$

$$\frac{1}{c'} = 0.05139 + \frac{0.1425}{z_{v1}} + \frac{0.186}{z_{v2}}, \text{ Н/(мм}^2\text{мкм}) (3.32)$$

Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий в начальный период работы передачи

$$K_{H\beta(n)}^o = 1 + \frac{0.4 * f_{kY}^o * b_w * c' * \cos\alpha_i}{F_{Ht(n)} * Z_k^2 * K_A * K_{Hw(n)}} (3.33)$$

Коэффициент, учитывающий приработку зубьев

$$K_{Hw(n)} = 1 - \frac{20}{(0.01 * H_{Hw} + 2)^2 * (v_{(n)} + 4)^{0.25}} (3.34)$$

Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий

$$K_{H\beta(n)} = 1 + (K_{H\beta(n)}^o - 1) * K_{Hw(n)} (3.35)$$

Средняя удельная торцовая жесткость зубьев пары зубчатых колес

$$c_y = c' * (0.75 * \varepsilon_n + 0.25), \text{ Н/(мм}^2\text{мкм}) (3.36)$$

Предельное отклонение шага зацепления (f_{pb1} и f_{pb2}), для n -ой степени точности по нормам плавности при модуле m и соответствующих делительных диаметрах определяется из табл. 3.7 [32], а суммарное отклонение равно

$$f_{pb\Sigma} = \sqrt{f_{pb1}^2 + f_{pb2}^2}. (3.37)$$

Значение коэффициента f_{pb}

Таблица 3.7

Степ. точн.	Обозн.	Модуль m , мм	Делительный диаметр, мм						
			до 125	св 125	св 400	св 800 до 1000	св 1000 до 2500	св 2500	св 4000 до 6300
			Мкм						
3	f_{pb}	от 1 до 3.5	2.4	2.6	3.0	3.4	3.8	-	-
		-3.5 - 6.3	3.0	3.4	3.4	3.8	4.2	4.8	-
		-6.3 - 10	3.4	3.8	4.2	4.2	4.8	5.3	5.6
4	f_{pb}	от 1 до 3.5	3.8	4.2	4.8	5.3	5.6	-	-
		-3.5 - 6.3	4.8	5.3	5.3	5.6	6.7	7.5	-
		-6.3 - 10	5.3	5.6	6.7	6.7	7.5	8.5	9.5
5	f_{pb}	от 1 до 3.5	5.6	6.7	7.5	8.5	9.5	-	-
		-3.5 - 6.3	7.5	8.5	8.5	9.5	10	12	-
		-6.3 - 10	8.5	9.5	10	10	12	13	14
		-10 - 16	-	10	12	12	13	15	16
6	f_{pb}	от 1 до 3.5	9.5	10	12	13	15	-	-
		-3.5 - 6.3	12	13	13	15	17	19	-
		-6.3 - 10	13	15	17	17	19	21	24
		-10 - 16	-	17	19	19	21	24	26
7	f_{pb}	от 1 до 3.5	13	15	17	19	21	-	-
		-3.5 - 6.3	17	19	19	21	24	26	-
		-6.3 - 10	19	21	24	24	26	30	34
		-10 - 16	-	24	26	26	30	34	38
		-16 - 25	-	30	34	34	38	38	42
8	f_{pb}	от 1 до 3.5	19	21	24	26	30	-	-
		-3.5 - 6.3	24	26	26	30	34	38	-
		-6.3 - 10	26	30	34	34	38	42	48
		-10 - 16	-	34	38	38	42	48	53
		-16 - 25	-	42	48	48	53	53	60
		-25 - 40	-	-	60	60	67	67	75
9	f_{pb}	от 1 до 3.5	26	30	34	38	42	-	-
		-3.5 - 6.3	34	38	38	42	48	53	-
		-6.3 - 10	38	42	45	48	53	60	67
		-10 - 16	-	48	53	53	60	67	75
		-16 - 25	-	60	67	67	75	75	85
		-25 - 40	-	-	85	85	95	95	106
		-40-55	-	-	106	118	118	132	132
10	f_{pb}	от 1 до 3.5	38	42	48	53	60	-	-
		-3.5 - 6.3	48	53	53	60	67	75	-
		-6.3 - 10	53	60	67	67	75	85	95

		-10 - 16	-	67	75	75	85	95	106
		-16 - 25	-	85	95	95	106	106	118
		-25 - 40	-	-	118	118	132	132	150
		-40-55	-	-	150	150	170	170	190
11	f_{pb}	от 1 до 3.5	56	63	71	80	90	-	-
		-3.5 - 6.3	71	80	80	90	100	112	-
		-6.3 - 10	80	90	100	100	112	125	140
		-10 - 16	-	100	112	112	125	140	160
		-16 - 25	-	125	140	140	160	160	180
		-25 - 40	-	-	180	180	200	200	224
		-40-55	-	-	224	250	250	280	280
12	f_{pb}	от 1 до 3.5	75	85	95	106	118	-	-
		-3.5 - 6.3	95	106	106	118	132	150	-
		-6.3 - 10	106	118	132	132	150	170	170
		-10 - 16	-	132	150	150	170	180	190
		-16 - 25	-	170	190	190	210	212	240
		-25 - 40	-	-	236	236	260	260	300
		-40-55	-	-	300	320	335	375	375

Пределы контактной выносливости σ_{Hlim} определяются по выражениям, приведенным в табл. 3.8 [35].

Уменьшение погрешности шага зацепления в результате приработки

$$y_{\alpha 1} = 0.075 * f_{pb1} \quad (3.38)$$

$$y_{\alpha 2} = \frac{160}{\sigma_{Hlim}} * f_{pb2} \quad (3.39)$$

$$\text{среднее } y_{\alpha} = \frac{y_{\alpha 1} + y_{\alpha 2}}{2}, \text{ мкм.} \quad (3.40)$$

Таблица формул для определения предела контактной выносливости σ_{Hlim}
Таблица 3.8

Способ термической и химико-термической обработки зубьев	Средняя твердость поверхностей зубьев	Сталь	Формула для расчета значений
1. Отжиг, нормализация или улучшение	Менее 350 HV	Углеродистая и легированная	$\sigma_{Hlim} = 2H_{HV} + 70$
2. Объемная и поверхностная закалка	38...50 HRC		$\sigma_{Hlim} = 17H_{HRC} + 200$
3. Цементация и нитроцементация	Более 56 HRC	Легированная	$\sigma_{Hlim} = 23H_{HRC}$
4. Азотирование	550...750 HV		$\sigma_{Hlim} = 1050$

Примечание: Соотношения между твердостями, выраженные в единицах HRC, HV и HB определяют по рис. 3.1.

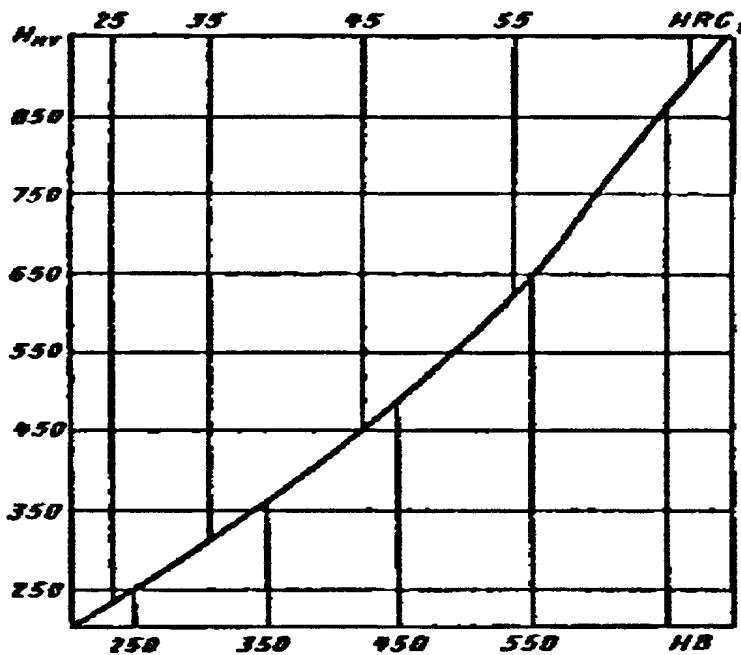


Рис. 3.1. График соотношений твердостей, выраженных в единицах HB, HRC и HV

Коэффициент, учитывающий статистическое распределение погрешностей и критерий допустимого повреждения активных поверхностей зубьев $a_{\alpha}=0.3$ для $H > 350$ HV и $a_{\alpha}=0.2$ для $H \leq 350$ HV [35].

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями принимают $K_{H\alpha} = 1$ – для прямозубых передач.

$$\text{Коэффициент нагрузки } K_{H(n)} = K_A * K_{Hv(n)} * K_{HB(n)} * K_{H\alpha} \quad (3.41)$$

Контактное напряжение при $K_H=1$

$$\sigma_{HO(n)} = Z_K Z_H Z_e \sqrt{\frac{F_{H(n)}}{b_w * d_1} * \frac{u+1}{u}}, \text{ МПа} \quad (3.42)$$

Расчетное контактное напряжение определяют по формуле

$$\sigma_{Hi(n)} = \sigma_{HO(n)} * \sqrt{K_{H(n)}}, \text{ МПа.} \quad (3.43)$$

Допускаемое контактное напряжение, не вызывающее опасной контактной усталости материала

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H_{lim}}}{S_H} Z_L Z_R Z_v Z_x Z_{\omega}, \text{ МПа} \quad (3.44)$$

где Z_L – коэффициент, учитывающий влияние вязкости масла $Z_L=1$;

Z_R – коэффициент, учитывающий влияние исходной шероховатости сопряженных поверхностей зубьев, для $R_a = 1.25 - 0.63$ $Z_R = 1$, $R_a = 2.5 - 1.25$ $Z_R = 0.95$, $R_a = 40 - 10$ $Z_R = 0.9$;

Z_v – коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости, определяется из рис. 3.2. в пределах 1.00...1.04 или при $H_v \leq 350$ по выражению $Z_{v(n)} = 0.85 * v_{(n)}^{0.1}$ и при $H_v \geq 350$ по выражению $Z_{v(m)} = 0.925 * v_{(n)}^{0.05}$. А также можно определить среднее значение коэффициента Z_v по выражению

$$Z_{v,sp} = \frac{\sum Z_{v(n)} * N_{ci(n)}}{N_{H\Sigma}}. \quad (3.45)$$

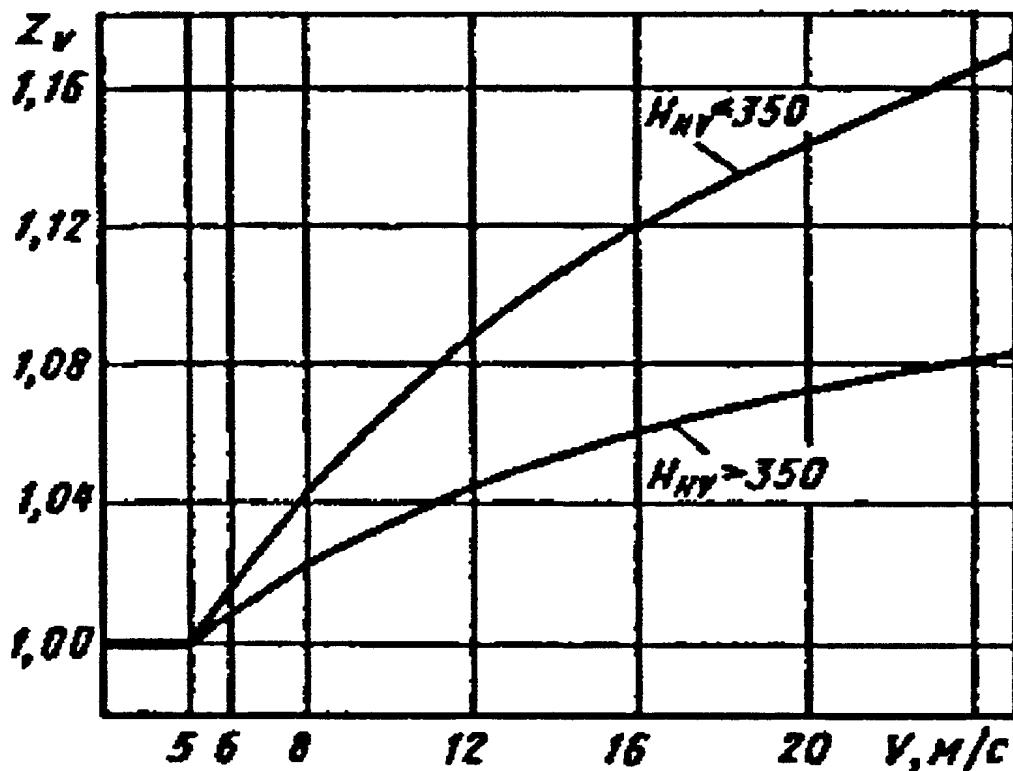


Рис. 3.2. График для определения коэффициента Z_v

Z_x – коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса, при $d < 700$ мм, принимают $Z_x = 1$;

Z_m – коэффициент учитывающий влияние перепада твердостей материалов сопряженных поверхностей зубьев $Z_m = 1$.

S_H - коэффициент запаса прочности при расчете на контактную выносливость. При отсутствии необходимых фактических статических данных можно применить следующие минимальные коэффициенты запаса прочности: для зубчатых колес с однородной структурой материала $S_{Hmin} = 1.1$; для зубчатых колес с поверхностным упрочнением зубьев $S_{Hmin} = 1.2$. Для передач, выход из строя которых связан с тяжелыми последствиями, значение минимальных коэффициентов запасов прочности следует увеличивать до $S_{Hmin}=1.25$ и $S_{Hmin} = 1.35$ соответственно.

Расчет долговечности (ресурса) зубчатой передачи привода лебедки буро-вой установки БУ 2500-ЭПБМ1 на изгиб

$$\text{Окружная сила } F_{Ft} = \frac{2000 * M_{c(n)}}{d_1} = \frac{2000 * M_{c(n)}}{d_2}, \text{ Н.} \quad (3.46)$$

Коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений: для зубчатых колес, нарезанных фрезой без протуберанца

$$Y_{rs} = 3.47 + \frac{13.2}{z_v} - 27.9 \frac{x}{z_v} + 0.092 * x^2 \quad (3.47)$$

$$\text{Коэффициент, учитывающий наклон зуба } Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta * \frac{\beta}{120} \quad (3.48)$$

Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев $Y_s=1$ для прямозубых передач.

Удельная окружная динамическая сила

$$\omega_{Fv(n)} = \delta_F * g_o * v_{(n)} * \sqrt{\frac{a_w}{u}}, \text{ Н/мм} \quad (3.49)$$

Коэффициент, учитывающий влияние проявления погрешностей зацепления на динамическую нагрузку: при твердости $H < 350HV$ $\delta_F = 0.016$ (табл. 3.4).

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса определяют для прямозубых передач, при выполнении условия $\frac{v^* z_1}{1000} < 1$ по формуле

$$K_{Fv(n)} = 1 + \frac{\omega_{Fv(n)} * b_w}{F_{Fv(n)} * K_A}. \quad (3.50)$$

Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий

$$K_{FB(n)} = (K_{H\beta(n)})^n, \quad (3.51)$$

где $h = 2*m$;

показатель степени

$$N_F = \frac{(b_w/h)^2}{(b_w/h)^2 + b_w/h + 1}; \quad (3.52)$$

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями $K_{Fa} = K_{Ha}$.

$$\text{Коэффициент перегрузки } K_{F(n)} = K_A * K_{Fv(n)} * K_{FB(n)} * K_{Fa} \quad (3.53)$$

Расчетные напряжения

$$\sigma_{F(n)} = \frac{F_{F(n)}}{b_w * m} * K_F * Y_{FS1} * Y_\beta * Y_s \quad (3.54)$$

Коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба (Y_{g1} и Y_{g2}) для зубчатых колес с нешлифованной переходной поверхностью зубьев принимают $Y_g = 1$ [35].

Коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения (Y_{d1} и Y_{d2}) при отсутствии деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности принимают $Y_d = 1$ [35].

Коэффициент, учитывающий влияние способа получения заготовки зубчатого колеса (Y_{z1} и Y_{z2}) принимают: для поковок и штамповок $Y_z = 1$, для проката $Y_z = 0.9$ и для литых заготовок $Y_z = 0.8$ [35].

Коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки Y_A , при одностороннем приложении нагрузки принимают $Y_A = 1$ [35].

Коэффициент, учитывающий технологию изготовления (Y_{T1} и Y_{T2}), поскольку в технологии изготовления шестерни и колеса нет различия, принимают $Y_T = 1$ [35].

Предел выносливости при изгибе

$$\begin{aligned} \sigma_{Flimb1} &= \sigma_{Flimb1}^o * Y_{g1} * Y_{z1} * Y_{d1} * Y_{A1} * Y_{T1} \text{ и} \\ \sigma_{Flimb2} &= \sigma_{Flimb2}^o * Y_{g2} * Y_{z2} * Y_{d2} * Y_{A2} * Y_{T2}, \text{ МПа.} \end{aligned} \quad (3.55)$$

Допускаемое напряжение

$$\sigma_{F_{P1}} = \frac{\sigma_{F_{limb1}} * Y_g Y_{R1} Y_{X1}}{S_{F1}} \text{ и } \sigma_{F_{P2}} = \frac{\sigma_{F_{limb2}} * Y_g Y_{R2} Y_{X2}}{S_{F2}} \quad (3.56)$$

где Y_g – коэффициент, учитывающий градиент напряжений и чувствительность материала к концентрации напряжений (опорный коэффициент), определяется из выражения

$$Y_g = 1.082 - 0.172 * \lg m; \quad (3.57)$$

Y_R – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности: для шлифованной и зубофрезерованной поверхности при шероховатости не более $R_z = 40$ мкм $Y_R = 1$, для полированной поверхности при цементации, нитроцементации, азотировании $Y_R = 1.05$, при нормализации и улучшении $Y_R = 1.2$, при закалке ТВЧ, когда закаленный слой повторяет очертание впадины между зубьями $Y_R = 1.05$, при закалке ТВЧ, когда закаленный слой распределяется на все сечение зуба $Y_R = 1.2$;

Y_X – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса, определяется из выражения

$$Y_{X1} = 1.05 - 0.000125 * d_1 \text{ и } Y_{X2} = 1.05 - 0.000125 * d_2. \quad (3.58)$$

S_F – коэффициент запаса прочности при расчете на изгибную выносливость. Для стали 38Х2Н2МА $S_F = 1.75$; для стали 12ХН3А $S_F = 1.55$.

Пределы выносливости зубьев, соответствующие базовому числу циклов напряжений и значения коэффициентов $\sigma_{F_{lim}}^0$, Y_g , Y_d и S_F приведены в табл. 3.9 [30, 35, 109, 110].

Значения параметров $\sigma_{F_{lim}}^0$, Y_g , Y_d и S_F для цементированных (12ХН3А) и закаленных при нагреве ТВЧ (38Х2Н2МА)

Таблица 3.9

Легированная сталь	Твердость зубьев на поверхности	$\sigma_{F_{lim}}^0$	Y_g	Y_d	S_F
12ХН3А	56 – 62	930	0.7	1.05	1.55
38Х2Н2МА	50 – 55	1080	0.8	1.1	1.75

Программа расчета долговечности зубчатой передачи планетарной КПП буровой установки БУ 2500-ЭПБМ1

```

#include <conio.h>
#include <math.h>
#include <string.h>
#include <iostream.h>
#include <iomanip.h>
#include <fstream.h>
#include <strstream.h>

// Программа расчета долговечности зубчатой передачи при спуско-подъемных
// операциях за цикл проводки скважины, на примере спуско-подъемного
// комплекса (СПК) буровой установки БУ 2500-ЭПБМ1

const int ARR=200;
int S[ARR], SUM[ARR], LK[ARR], NV[ARR], SSUM, JV;
double M, LMAX, LB, MNOM, MMAX, U[2+1], RB[4+1], HC[4+1], CVE[ARR], COE[ARR], KPDSUM[ARR],
KPDTr, QK[ARR], QC[ARR], ZE[6+1], ULE[2+1], KPDTC[ARR], KPDLE, NE, VUE[ARR], AND, FE, H, Lcv,
HXC, PR, PC, QT, GTC, FT, E, AIH, QKT, DH, DK, DB, UTC, EP, P, GCV, KPDH, AN, QU, LU, RBR;
// Расчет зубьев на контактную выносливость
double Zz1, Zz2, Modul_m, Venca_b1, Venca_b2, X1, X2, Beta, Beta_rad, Ra, f_kE, ht1, ht2, H01, H02, HK1,
HK2, Sigma_T1, Sigma_T2, SIG_Hi[100], alfa_t, alfa_tw, Aw, alfa_a1, alfa_a2, eps_a1, eps_a2, eps_alfa, Px,
eps_beta, eps_gamma, beta_b, ZV1, ZV2, Vz[100], nu_H[100], ZEZ, ZH, Z_eps, KA, delta_H, g0, w_Hv[100], Uz,
F_beta, f_kZ, f0_kY, C_gam, f_pb1, f_pb2, SIG_Hlim1, SIG_Hlim2, f_pbsum, Y_a1, Y_a2, Y_a, a_alfa, KH[100],
SIG_H0[100], SH1, SH2, N_Hlim1, N_Hlim2, ZN1, ZN2, NK1, NK2, ZR, ZL, ZX1, ZX2, ZW, Z_vl[100],
Z_v2[100], SIG_HPi[100], d1z, da1.d2z, da2, db1, db2, SIG_HP2[100], SIG_HP[100], Z_HC, KHz, KHVz[100],
KHBz[100], KHAz[100], OMHVz, KHB0z[100], KHWz[100], CUDj, Nsat, Omega, Fht[200], MCEZ[100],
MCZ[100], N_Ci[100], N_Hsum=0, N_C, Sum_Z1, Sum_Z2, SIGHP, Sum1=0, Sum2=0, ANZ[ARR], N_Fsum=0,
N_Fi[ARR];

// Расчет на контактную выносливость

double YFS1, YFS2, Y_beta, Y_eps, w_Fv[100], FFT[100], KFVz[100], HZ, NF, KFBz[100], KFAz[100], KF[100],
SIG_Fi[100], Y_g1, Y_g2, Y_d1, Y_d2, Y_A, Y_T1, Y_T2, SIG_Flim01, SIG_Flim02, SIG_Flim1, SIG_Flim2,
SIG_FPi, SIG_FPx, SF1, SF2, Y_delta, Y_r1, Y_r2, Y_X1, Y_X2, SUM_Z=0, Qf, Z_FC, Y_Z1, Y_Z2, SZV=0,
SZV_v, delta_F, SIG_H0Z, SIG_HiZ, FhtZ, N_CiZ, SumZ=0, MCQZ, KHzZ, NZ, AZUB, Vz_Z, w_HvZ, nu_HZ,
KHVz_Z, KHB0z_Z, KHWz_Z, KHBz_Z;
typedef char * string;
string II, KPP, KK, KE, KV, ID1, ID2, ID3, ID4, ID5, ID6;
char BE[80]="";
int ZB, ZK, LKMAX, NL, NU, J_mass[500];
int TEST_FLAG_TRUE=0;
ofstream fout;
#define COUT fout
#define _getch()
//ofstream mcad_te;
const int MaxBuf=1000;
ifstream vvod;
int flag_parametr_is_absent=0;
int flag_vvod_from_kbd=0; // 1 - с клавиатуры, 0 - из файла
int Init_vvod( char * vvod_name);
int GetIntParam( char * param_name);
double GetDoubleParam( char * param_name);
void GetStringParam( char * param_name, char * param_string);
void ChangePointToZpt( char* f_in, char* f_out);
void WriteFileToZub();
double GradToRad( double g) { return g*3.1415926/180.;}
double RadToGrad( double r) { return r*180./3.1415926;}
```

```

double GradTMinFromGrad( double grad)
{
    double g = floor( grad );
    double m = grad-g;
    return g + (m*60./100); // gradus.minut
}
int ReadMassive();
int main(int argc, char* argv[])
{
    //mcad_te.open( "mcad_te.prn", ios::out|ios::trunc);
    fout.open( "fout.txt", ios::out|ios::trunc);
    if( Init_vvod("vvod_bu.txt") == 0 ) return 0; //!!!
    int kbd=GetIntParam( "KBD");
    if( kbd!=0) flag_vvod_from_kbd=1;
    II = "      <<<< Передаточные отношения и приведенные массы >>>>";
    KPP= "— Коробка передач —";
    GetStringParam( "NAME", BE );
    KE = " ZE1 ZE2 IMBE IMDE KPDLE AN NE FE";
    ZE[1] = GetIntParam( "ZE[1]");
    ZE[2] = GetIntParam( "ZE[2]");
    ZE[3] = GetIntParam( "ZE[3]");
    ZE[4] = GetIntParam( "ZE[4]");
    ZE[5] = GetIntParam( "ZE[5]");
    ZE[6] = GetIntParam( "ZE[6]");
    KPDLE= GetDoubleParam( "KPDLE");
    KPDH = GetDoubleParam( "KPDH");
    AND = GetDoubleParam( "AND");
    NE = GetDoubleParam( "NE");
    FE = GetDoubleParam( "FE");
    ID1 = " LMAX H Lcv HXC HC1";
    LMAX= GetDoubleParam( "LMAX");
    H = GetDoubleParam( "H");
    Lcv = GetDoubleParam( "Lcv");
    HXC = GetDoubleParam( "HXC");
    HC[1]= GetDoubleParam( "HC[1]");
    ID2 = " HC4 PR PC QT GTC";
    HC[4]= GetDoubleParam( "HC[4]");
    PR = GetDoubleParam( "PR");
    PC = GetDoubleParam( "PC");
    OT = GetDoubleParam( "OT");
    GTC = GetDoubleParam( "GTC");
    ID3 = " M FT E AIH QKT";
    M = GetDoubleParam( "M");
    FT = GetDoubleParam( "FT");
    E = GetDoubleParam( "E");
    AIH = GetDoubleParam( "AIH");
    QKT = GetDoubleParam( "QKT");
    ID4 = " DH DK DB LB UTC";
    DH = GetDoubleParam( "DH");
    DK = GetDoubleParam( "DK");
    DB = GetDoubleParam( "DB");
    LB = GetDoubleParam( "LB");
    UTC = GetDoubleParam( "UTC");
    ID6 = " P ";
    P = GetDoubleParam( "P");
    NU = GetIntParam( "NU");
    LU = GetDoubleParam( "LU");
    OU = GetDoubleParam( "OU");
    KV = " <<<< END OF INPUT <<<<";

// ВВод данных при расчете зубьев на контактную выносливость //

Zz1 = GetDoubleParam( "Zz1");
Zz1 = GetDoubleParam( "Zz1");

```

```

Zz2 = GetDoubleParam( "Zz2");
Modul_m = GetDoubleParam( "Modul_m");
Venga_b1 = GetDoubleParam( "Venga_b1");
Venga_b2 = GetDoubleParam( "Venga_b2");
X1 = GetDoubleParam( "X1");
X2 = GetDoubleParam( "X2");
Beta = GetDoubleParam( "Beta");
Ra = GetDoubleParam( "Ra");
f_kE = GetDoubleParam( "f_kE");
ht1 = GetDoubleParam( "ht1");
ht2 = GetDoubleParam( "ht2");
H01 = GetDoubleParam( "H01");
H02 = GetDoubleParam( "H02");
HK1 = GetDoubleParam( "HK1");
HK2 = GetDoubleParam( "HK2");
Sigma_T1 = GetDoubleParam( "Sigma_T1");
Sigma_T2 = GetDoubleParam( "Sigma_T2");
ZEZ = GetDoubleParam( "ZEZ");
KA = GetDoubleParam( "KA");
delta_H = GetDoubleParam( "delta_H");
g0 = GetDoubleParam( "g0");
F_beta = GetDoubleParam( "F_beta");
f_pb1 = GetDoubleParam( "f_pb1");
f_pb2 = GetDoubleParam( "f_pb2");
a_alfa = GetDoubleParam( "a_alfa");
SH1 = GetDoubleParam( "SH1");
SH2 = GetDoubleParam( "SH2");
ZR = GetDoubleParam( "ZR");
ZL = GetDoubleParam( "ZL");
ZX1 = GetDoubleParam( "ZX1");
ZX2 = GetDoubleParam( "ZX2");
ZW = GetDoubleParam( "ZW");
Nsat = GetDoubleParam( "Nsat");
Omega = GetDoubleParam( "Omega");
NZ = GetDoubleParam( "NZ");
delta_F = GetDoubleParam( "delta_F");
Y_eps = GetDoubleParam( "Y_eps");
Y_g1 = GetDoubleParam( "Y_g1");
Y_g2 = GetDoubleParam( "Y_g2");
Y_d1 = GetDoubleParam( "Y_d1");
Y_d2 = GetDoubleParam( "Y_d2");
Y_Z1 = GetDoubleParam( "Y_Z1");
Y_Z2 = GetDoubleParam( "Y_Z2");
Y_A = GetDoubleParam( "Y_A");
SIG_Flim01 = GetDoubleParam( "SIG_Flim01");
SIG_Flim02 = GetDoubleParam( "SIG_Flim02");
SF1 = GetDoubleParam( "SF1");
SF2 = GetDoubleParam( "SF2");
Y_r1 = GetDoubleParam( "Y_r1");
Y_r2 = GetDoubleParam( "Y_r2");
Qf = GetDoubleParam( "Qf");
vvod.close();
if( flag_parametr_is_absent) return 0;

// Расчет параметров кривой проходки и числа свечеподъемов за цикл
// бурения скважины
    GCV = Lcv * OT;
    LKMAX = int( LMAX / Lcv );
    NL = LKMAX+1;
    int J, K, N = 0;
    for (N=1; N<=LKMAX; N++)
    {
        S[N] = int(1 + LMAX / H * (1. - pow( (Lcv*N/LMAX) ,(1/M) ) );
    }
}

```

```

        }
        SUM[1]=S[1];
        for (N=2; N<=LKMAX; N++)
        {
            SUM[N] = SUM[N-1] + S[N];
        }
        SSUM = S[N]- SUM[LKMAX];
        // Расчет числа витков талевого каната в одном слое навивки
        // на барабан
        int LZ = int( LB /(DK+0.002) );
        for (K=1; K<=3; K=K+1) {RB[K] = (DB + DK +1.70 *(K-1)*DK)/2.;}
        RBR = (RB[1] + RB[2] + RB[3]) / 3;

        // Расчет передаточных отношений между валами подъемного агрегата
        double UE;
        UE = double(ZE[6]) / ZE[5];
        for (J=1; J<=2; J=J+1)
        {
            U[J] = ZE[2*J] / ZE[2*J-1];
            ULE[J] = UE * U[J];
        }

        // Расчет нагрузки на крюке и КПД талевой системы
        LU = NU*Lcv;
        double KPD0 = KPDH *(1-pow(KPDH,UTC)) /(UTC*(1-KPDH));
        for (N=1; N<=NL; N++)
        {
            if (N<=NU) QK[N] = QU*Lcv*N;
            else QK[N] = QU*LU + (N-NU)*Lcv*QT;
            if (N==NL) QK[N]=0.:
            QC[N] = (QK[N]* (1-PR/PC + FT) + GTC) / 1000.:
            double t = 1/KPD0 + (0.04*(GCV*(NL-1)+P+GTC))/(QK[N]+GTC)-0.04;
            KPDTc[N] = 1/t;
            KPDTc[N] = KPDLE / 0.97;
            KPDSUM[N] = KPDTc[N]*KPDLE;
        }

        // Расчет скоростей подъема колонны бурильных труб
        MNOM = AND *1000* 30/ (3.14* NE);
        MMAX = MNOM * FE;
        for (N=1; N<=NL; N++)
        {
            for (K=1; K<=2; K++)
            {
                J=3-K;
                CVE[N] = RBR * 3.14 / UTC / ULE[J] / 30.;
                CQE[N] = UTC * ULE[J] * KPDTc[N] * KPDLE / RBR;
                MCZ[N] = (OK[N] + GTC) / COE[N];
                AN = AND*30.0*1000.*1.4/(MCZ[N]*3.14);
                if( AN>1000) AN=1000;
                VUE[N] = AN*CVE[N];
                if( AN >= 500) break;
            }
            J_mass[N] = J;
            MCEZ[N] = MCZ[N]*Omega/Nsat;
            ANZ[N] = AN;
        }

        // Расчет зубьев на контактную выносливость
    
```

```

    COUT << endl;
    alfa_t = atan( (sin(GradToRad(20))/cos(GradToRad(20)))

```

```

        / cos(GradToRad(Beta)) );
alfa_t = RadToGrad( alfa_t );
COUT << "1. alfa_t " << alfa_t << " [grad]" << endl;
alfa_tw = 2*(X1+X2)*(sin(GradToRad(20))/cos(GradToRad(20)))/(Zz1+Zz2)
        + GradToRad(alfa_t);
alfa_tw = RadToGrad( alfa_tw );
COUT << "2. alfa_tw " << alfa_tw << " [grad]" << endl;
Aw = (Zz1+Zz2)*Modul_m/(2*cos(GradToRad(Beta)));
Aw = Aw * cos(GradToRad(alfa_t))/cos(GradToRad(alfa_tw));
COUT << "3. Aw " << Aw << " [mm]"<<endl;
d1z = Modul_m*Zz1/cos(GradToRad(Beta));
d2z = Modul_m*Zz2/cos(GradToRad(Beta));
COUT << "4. d1z, d2z " << d1z<<, "<<d2z<<" [mm]"<<endl;
da1 = d1z + 2*Modul_m*(1+X1);
da2 = d2z + 2*Modul_m*(1+X2);
COUT << "5. da1, da2 " << da1<<, "<< da2<<" [mm]"<<endl;
db1 = d1z * cos(GradToRad(alfa_t));
db2 = d2z * cos(GradToRad(alfa_t));
COUT << "6. db1, db2 " << db1<<, "<< db2<<" [mm]"<<endl;
alfa_a1 = acos( db1/da1);
alfa_a1 = RadToGrad( alfa_a1);
alfa_a2 = acos( db2/da2);
alfa_a2 = RadToGrad( alfa_a2);
COUT << "7. alfa_a1 " << alfa_a1 << " [grad]" << endl;
COUT << " alfa_a2 " << alfa_a2 << " [grad]" << endl;
double dtt = sin(GradToRad(alfa_a1))/cos(GradToRad(alfa_a1));
dtt = dtt - sin(GradToRad(alfa_tw))/cos(GradToRad(alfa_tw));
eps_a1 = Zz1 * dtt / (2*3.1415926);
dtt = sin(GradToRad(alfa_a2))/cos(GradToRad(alfa_a2));
dtt = dtt - sin(GradToRad(alfa_tw))/cos(GradToRad(alfa_tw));
eps_a2 = Zz2 * dtt / (2*3.1415926);
COUT << "8. eps_a1, eps_a2 " << eps_a1<<, "<< eps_a2 <<endl;
eps_alfa = eps_a1 + eps_a2;
COUT << "9. eps_alfa " << eps_alfa << endl;
Px = 3.1415926*Modul_m / sin(GradToRad(Beta));
COUT << "10. Px " << Px << endl;
eps_beta = Venca_b1/Px;
COUT << "11. eps_beta " << eps_beta << endl;
eps_gamma = eps_alfa + eps_beta;
COUT << "12. eps_gamma " << eps_gamma << endl;
beta_b = asin( sin(GradToRad(Beta))*cos(GradToRad(20)) );
beta_b = RadToGrad( beta_b );
COUT << "13. beta_b " << beta_b << " [grad]" << endl;
ZV1 = Zz1/(cos(GradToRad(Beta))*cos(GradToRad(Beta))*cos(GradToRad(Beta)));
COUT << "14. ZV1 " << ZV1 << endl;
ZV2 = Zz2/(cos(GradToRad(Beta))*cos(GradToRad(Beta))*cos(GradToRad(Beta)));
COUT << " ZV2 " << ZV2 << endl;
COUT << endl;
COUT << ***** << endl;
COUT << "** Результаты расчета на контактную выносливость **" << endl;
COUT << ***** << endl;
COUT << endl;
for (N=1; N<=LKMAX; N++)
{
    N_Ci[N] = Nsat*(E*Lcv*UTC * U[J_mass[N]]*S[N]/ (3.14*2*RBR));
    N_C = Nsat*(E*Lcv*UTC * U[NLJ]*1/(3.14*2*RBR));
    N_Hsum = N_Hsum + N_Ci[N];
    N_Fi[N] = Nsat*(E*Lcv*UTC * U[J_mass[N]]*S[N]/(3.14*2*RBR));
    N_Fsum = N_Fsum + N_Fi[N];
    Vz[N] = ANZ[N]*d1z*3.14/60000;
    double tt = sin(GradToRad(alfa_tw))/cos(GradToRad(alfa_tw));
    ZH = sqrt(2*cos(GradToRad(beta_b)) / tt ) / cos(GradToRad(alfa_t));
    Z_eps = sqrt((4-eps_alfa)/3);
}

```

```

FHt[N] = 2000*MCEZ[N] / dIz;
double Prov = Vz[N]*Zz1/1000.;

Uz = Zz2/Zz1+1;
w_Hv[N] = delta_H*g0*Vz[N] * sqrt(Aw/Uz);
nu_H[N] = w_Hv[N]*Venca_b1*dIz/(2000.*MCEZ[N]*KA);
KHVz[N] = 1 + nu_H[N];
f_kZ = 0.3 * F_beta;
f0_kY = f_kE + f_kZ;
CUDi = 1/(0.05139+0.1425/ZV1+0.186/ZV2);
KHB0z[N] = 1+(0.4*f0_kY*Venca_b1*CUDj*cos(GradToRad(alfa_t)))
/(FHt[N]*Z_eps*Z_eps*KA*KHVz[N]) + 0.14*((Venca_b1/dIz)*(Venca_b1/dIz));
KHWz[N] = 1.-20/(pow(0.01*HK1+2), 2)*pow((Vz[N]+4), 0.25));
KHBz[N] = Omega + (KHB0z[N]-1)*KHWz[N];
C_gam = CUDj*(0.75*eps_alfa+0.25);
f_pbsum = sqrt(f_pb1*f_pb1 + f_pb2*f_pb2);
SIG_Hlim1 = 17*H01 + 200;
SIG_Hlim2 = 23*H02;
Y_a1=0.075*f_pb1;
Y_a2 = (160/SIG_Hlim2)*f_pb2;
Y_a = (Y_a1+Y_a2)/2;
KHAz[N] = 0.9+0.4*sqrt(2*(eps_gamma-1)/eps_gamma) *((C_gam*Venca_b1*(a_alfa*f_pbsum-
Y_a)/(FHt[N]*KA*KHBz[N]*KHVz[N])));
KH[N] = KA*KHVz[N]*KHBz[N];

// Расчетное контактное напряжение

SIG_H0[N] = ZEZ*ZH*Z_eps*sqrt(FHt[N]/(Venca_b1*dIz)*((Uz+1)/Uz));
SIG_Hi[N] = SIG_H0[N]*sqrt(KH[N]);
if(H01>=350) Z_v1[N] = 0.95 * pow(Vz[N], 0.1);
else Z_v1[N] = 0.925* pow(Vz[N], 0.05);
if(H02>=350) Z_v2[N] = 0.95 * pow(Vz[N], 0.1);
else Z_v2[N] = 0.925* pow(Vz[N], 0.05);
SIG_HP1[N] = (SIG_Hlim1 / SH1) * ZR * Z_v1[N]* ZL * ZX1;
SIG_HP2[N] = (SIG_Hlim2 / SH2) * ZR * Z_v2[N]* ZL * ZX2;
double s1, s2;
s1 = 0.5 * (SIG_HP1[N] + SIG_HP2[N]);
s2 = 1.25 * SIG_HP2[N];
if(s1<s2) SIG_HP[N] = s1;
else SIG_HP[N] = s2;
SZV = SZV + Z_v1[N]*N_Ci[N];
SZV_v = SZV/N_Hsum;
SIGHP = (SIG_Hlim1 / SH1) * ZR *SZV_v* ZL * ZX1;
MCQZ = ((1600000 + GTC) / CQE[N])*Omega/Nsat;
FHtZ = 2000*MCQZ / dIz;
SIG_H0Z = ZEZ*ZH*Z_eps*sqrt(FHtZ/(Venca_b1*dIz)*((Uz+1)/Uz));
N_CiZ=Nsat*(E*Lcv*UTC * 2.6*NZ/(3.14*2*RBR));

AZUB = AND*30.0*1000.*1.4/(MCQZ *3.14);
Vz_Z = AZUB*dIz*3.14/60000;
w_HvZ = delta_H*g0*Vz_Z * sqrt(Aw/Uz);
nu_HZ = w_HvZ*Venca_b1*dIz/(2000.*MCOZ*KA);
KHVz_Z = 1 + nu_HZ;
KHB0z_Z = 1+(0.4*f0_kY*Venca_b1*CUDj*cos(GradToRad(alfa_t)))
/(FHtZ*Z_eps*Z_eps*KA*KHVz_Z);
KHWz_Z = 1.-20/(pow((0.01*HK1+2), 2)*pow((Vz_Z+4), 0.25));
KHBz_Z = 1 + (KHB0z_Z-1)*KHWz_Z;
KHzZ = KA*KHVz_Z*KHBz_Z;
SIG_HiZ = SIG_H0Z*sqrt(KHzZ);
SumZ = (N_CiZ*pow(SIG_HiZ, 6));
if(SIG_Hi[N]>SIG_Hlim1)
{
    Sum1 = Sum1 + (N_Ci[N]*pow(SIG_Hi[N], 6));
}

```

```

    }
    else
    {
        Sum2 = Sum2 + (N_Ci[N]*(pow( SIG_Hi[N], 20)/pow( SIG_Hlim1,14)));
    }
    Z_HC = (N_Hsum+N_CiZ)*pow( SIGHP, 6)/(Sum1+Sum2+SumZ);

// Расчет на изгибную выносливость

FFt[N] = FHt[N];
YFS1 = 3.47+13.2/ZV1-(27.9*X1)/ZV1+0.092*X1;
YFS2 = 3.47+13.2/ZV2-(27.9*X2)/ZV2+0.092*X2;
Y_beta = 1 - (eps_beta*Beta)/120;
w_Fv[N] = delta_F*g0*Vz[N] * sqrt(Aw/Uz);
KFBz[N] = 1. + (w_Fv[N]*Venca_b1)/(FFt[N]*KA);
HZ = 2*Modul_m;
    NF = ((Venca_b1/HZ)*(Venca_b1/HZ))/((Venca_b1/HZ)*(Venca_b1/HZ)
        +(Venca_b1/HZ)+1);
    KFBz[N] = pow(KHBz[N], NF);
    KFAz[N] = KHAz[N];
    KF[N] = KA*KFBz[N]*KFBz[N];
    Y_X1 = 1.05-0.000125*d1z;
    Y_X2 = 1.05-0.000125*d2z;
    Y_delta = 1.082-0.172*log10(Modul_m);
SIG_Fi[N] = (FFt[N]/(Venca_b1*Modul_m))*KF[N]*YFS1*Y_beta*Y_eps;
SIG_Flim1 = SIG_Flim01*Y_g1*Y_Z1*Y_d1*Y_A;
SIG_Flim2 = SIG_Flim02*Y_g2*Y_Z2*Y_d2*Y_A;
SIG_FP1 = (SIG_Flim1/SF1)*Y_delta*Y_r1*Y_X1;
SIG_FP2 = (SIG_Flim2/SF2)*Y_delta*Y_r2*Y_X2;
SUM_Z = SUM_Z + (N_Fi[N]*pow( SIG_Fi[N], Qf));

// Долговечность зубчатой передачи при изгибе

Z_FC = N_Fsum*pow( SIG_FP1, Of) / SUM_Z;
}

// Формирование заголовка таблицы //
```

Приложение 15

Результаты расчета передаточных отношений

ULE[1] ULE[2] UE

4,95, 2,6, 1

* Определение геометрических и кинематических параметров зубчатой пары *

1. alfa_t 20 [grad]
2. alfa_tw 20 [grad]
3. Aw 208 [mm]
4. d1z, d2z 168, 248 [mm]
5. da1, da2 184, 264 [mm]
6. db1, db2 157,868, 233,044 [mm]
7. alfa_a1 30,9094 [grad]
alfa_a2 28,0251 [grad]
8. eps_a1, eps_a2 0,784565, 0,830369
9. eps_alfa 1,61493
10. Px 1,#INF
11. eps_beta 0
12. eps_gamma 1,61493
13. beta_b 0 [grad]
14. ZV1 21
ZV2 31

* Результаты расчета на контактную выносливость *

ZEZ 190
ZH 2,49457
Z_eps 0,89164
KA 1,25
delta_H 0,006
g0 5,3
F_beta 25
f_kZ 356,914
f0_kY 7,5
CUDj 15,5822
C_gam 22,7688
f_pbsum 29,6985
Y_a1 1,575
Y_a2 2,6087
Y_a 2,09185
SIG_Hlim1 1050
SIG_Hlim2 1288
SIGHP 784,582
SZV_v 1,02251
N_CiZ 0
SIG_HiZ 1374,4
KHzZ 1,27235

* Результаты расчета на изгибную выносливость *

YFS1 4,09857
YFS2 3,89581
Y_beta 1
Y_eps 1
HZ 16
NF 0.900901
SIG_Flim1 760,32
SIG_Flim2 546,84
SIG_FP1 434,998
SIG_FP2 360,395
Y_delta 0,926669
Y_X1 1,029
Y_X2 1,04987

NMAX = 100 - максимальное количество свечей в БК;

SSUM = 3150 - суммарное число свечеподъемов за цикл бурения скважины;

Z_HC = 171 - Ресурс зубчатой передачи при контактной выносливости

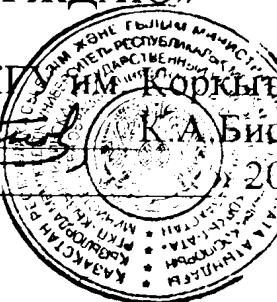
Z_FC = 242 - Ресурс зубчатой передачи при изгибной выносливости

«УТВЕРЖДАЮ»

Ректор КГУ им. Коркыт Ата

К.А. Бисенов

«_____» 2002 г.



АКТ ВНЕДРЕНИЯ
результатов НИР в учебный процесс КГУ

Результаты диссертационной работы Жабагиева Аслана Мухамедиевича внедрены в учебном процессе Кзыл-Ординского Государственного Университета им. Коркыт Ата на кафедрах «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов» и «Бурение и разработки нефтяных и газовых месторождений». В частности, разработанная автором методики расчета энергозатрат и затрат машинного времени при спускоподъемных операциях за цикл проводки скважины, на примере спуско-подъемного комплекса (СПК) буровой установки БУ 2500-ДГУ, БУ 2500-ЭУ и БУ 2500-ЭП и созданный на ее основе комплекс алгоритмов и программ применяются при выполнении курсовых и дипломных проектов а также в студенческой научно-исследовательской работе.

Использование в учебном процессе методики, предложенной Жабагиевым А.М. позволяет повысить качество обучения студентов, расширить их творческие возможности при проектировании и анализе существующих и создаваемых оборудований.

Зав.кафедрой «БиРНГМ» : Р.Т.Кубенов - Р.Т.Кубенов

Зав.кафедрой «МиОНГП» : Е.Кодаров Е.Кодаров

Начальник учебного отдела Ж.М.Майгельдиева Ж.М.Майгельдиева