

На правах рукописи

**ЧАЮН Иван Михайлович**

**СТАТИЧЕСКАЯ НЕСУЩАЯ СПОСОБНОСТЬ  
ПОДЪЕМНЫХ КАНАТОВ**

**Специальности: 05.02.02 - машиноведение и детали машин  
05.05.05 - подъемно-транспортные машины**

**Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
доктора технических наук**

**Одесса - 1993**

АВ 28959  
Работа выполнена в Одесском государственном политехническом университете.

Научный консультант: доктор технических наук, профессор  
Сергеев Святослав Тимофеевич

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор  
Гончаренко Неонила Константиновна,  
доктор технических наук, профессор  
Коковихин Юрий Иванович,  
доктор технических наук, профессор  
Олейник Николай Васильевич.

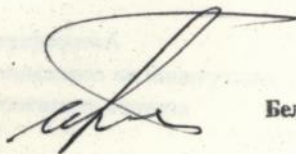
Ведущая организация - Украинский государственный институт  
краностроения

Защита состоится " 21 " декабря 1993г. в 14 час. на  
заседании специализированного совета Д 05.06.01 при Одесском  
государственном политехническом университете (270044, Одесса,  
проспект Т.Г.Шевченко, 1).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке университета.

Автореферат разослан " 18 " ноября 1993г.

Ученый секретарь  
специализированного совета



Белоконев И.М.



АВ-28, 954 3

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Технический прогресс обуславливается использованием высоко производительных экономичных машин и сооружений. Это требует уменьшения их веса, улучшения эксплуатационных характеристик, что вызывает необходимость применять при проектировании наиболее совершенные методы прочностных и жесткостных расчетов, которые возможно полнее отражали бы действительные условия нагружения конструкции и механические свойства материалов.

Известно, что прогрессивным направлением в прочностных расчетах деталей и сооружений является метод расчета по предельному состоянию. Для подъемных канатов, тяговых лент, грузонесущих кабелей и т.п. гибких деталей предельное состояние определяется их несущей способностью, т.е. предельным значением растягивающего усилия, которое способен выдержать канат или другая указанная деталь при определенной схеме статического нагружения.

Это имеет особо важное значение при малых запасах прочности, например, в буровых установках, где коэффициент запаса статической прочности каната равен 2. В аналогичных условиях находится грузонесущая броня каротажных кабелей при исследовании глубоких и сверхглубоких скважин, а также канаты и грузонесущие кабели подъемных и удерживающих устройств с коэффициентом запаса 1.7...1.5 и ниже. Знать несущую способность подъемных и тяговых деталей необходимо также для определения критических нагрузок в экстремальных ситуациях, например, при аварийном подъеме или буксировке, в случаях прихвата каротажного кабеля в скважине и т.п.

В общепринятом методе расчета канатов на прочность, предписанном правилами Госгортехнадзора, коэффициент запаса установлен от 3 до 9 и более. Такой высокий уровень запаса прочности объясняется многими факторами. Одним из главных интегральных факторов является весьма приближенная, грубая расчетная схема, на которой базируется данный метод. В расчете по правилам Госгортехнадзора вне зависимости от схемы нагружения используется одна единственная прочностная характеристика каната, которая соответствует (и то весьма приближенно) разрывному усилию прямого образца каната на испытательной машине или просто принимается равной 0.83 от суммарного разрывного усилия всех проволок. В этом одна из главных причин столь широкого интервала запасов прочности для различных назначений канатов и столь высокий их уровень.

Высокий уровень коэффициентов запаса прочности канатов является

весьма условным. Он отражает низкую точность расчетных схем, что не позволяет учесть (увидеть) действительный запас статической прочности. В конечном счете последнее представляет главную причину недостаточной надежности или недонпользованного прочностного ресурса канатов, что влечет экономические потери.

Расчет канатов на прочность станет значительно полноценней, позволит получить существенную экономию средств, если будет исходить из их несущей способности, т.е. основываться на прочностных характеристиках, отвечающих конкретной схеме и параметрам нагружения, конструктивному построению каната, а также полнее учитывать механические свойства его проволоки.

В определении жесткостных характеристик канатов, каротажных кабелей, металлостросов зубчатых ренней используются также недостаточно точные расчетные схемы. Это обуславливает основную причину разноречивости данных по модулям упругости и изгибным жесткостям канатов, а также по коэффициентам податливости металлостросов зубчатых ренней.

В решениях Украинской республиканской научно-технической конференции «Проблемы повышения качества и надежности стальных канатов» (г.Одесса, 14-16 мая 1991 г.) особо была отмечена целесообразность разработки новых методов расчета канатов на базе теории упругости, пластичности и метода конечных элементов (МКЭ), широкого применения ЭВМ; разработки инженерных методик расчета конструкционной прочности стальных канатов, т.е. их несущей способности для разных схем нагружения.

Цель и задачи исследования. Целью данной работы является: разработка метода теоретического определения и исследование статической несущей способности канатов, брони каротажных кабелей и тяговых лент при различных схемах нагружения; обобщение исследований по напряженно-деформированному состоянию канатов на основе МКЭ; разработка методик расчета жесткостных характеристик канатов, армируемых тросов зубчатых ренней с учетом упруго-пластического деформирования; исследование по оптимизации уровня первого нагружения (операции вытяжки) канатов. Достижение этой цели требует решения следующих задач, некоторые из которых имеют также самостоятельное значение.

1. Разработка общей расчетной схемы и обоснование критерия исчерпания статической несущей способности подъемных канатов, кабель-канатов, брони каротажных кабелей и тяговых лент.

2. Обобщение на основе МКЭ и решение новых задач линейной теории упругого деформирования канатов для различных схем нагружения. Разра-

ботка матричной формы представления деформаций проволок для канатов любого порядка свивки.

3. Исследование влияния поперечного сужения слоев проволок в прядях и прядей в канате на напряженное состояние проволок.

4. Разработка методики учета трения между элементами каната в зоне его набегания на блоки и барабаны.

5. Разработка общего метода составления глобальной матрицы жесткости каната, в том числе с учетом нарушения геометрической, физической и силовой симметрии в его поперечном сечении. Исследование изгибной жесткости и жесткостей влияния, связанных с изгибом канатов, каротажных кабелей, металлотросов зубчатых ремней.

6. Определение жесткостей гибких деталей с учетом упруго-пластического деформирования их элементов. Это исследование непосредственно подчинено расчету несущей способности. Кроме того, оно предусматривает решение самостоятельных важных для практики задач по определению условного модуля упругости канатов, каротажных кабелей при первом нагружении и коэффициентов податливости металлотросов зубчатых ремней.

7. Расчет несущей способности проволок при разных видах нагружения применительно к различным схемам растяжения канатов.

8. Исследование несущей способности и критической длины канатов для различных схем нагружения.

9. Исследование по разработке брони каротажных кабелей для сверхглубоких скважин.

10. Определение несущей способности тяговых лент.

11. Экспериментальная проверка теоретических результатов.

Научная новизна работы состоит в теоретическом обобщении и решении ряда новых задач на основании МНЭ по исследованию напряженно-деформированного состояния подъемных канатов, каротажных кабелей, металлотросов зубчатых ремней и других подобных гибких деталей; в создании основ теории упруго-пластического деформирования указанных деталей и, наконец самое главное, в разработке теории расчета статической несущей способности подъемных канатов, каротажных кабелей, тяговых лент при различных схемах нагружения, что является основой расчета их на прочность по методу предельного состояния. Это представляет решение крупной научной проблемы в области машиноведения и грузоподъемных машин, имеющей важное народно-хозяйственное значение - совершенствование прочностных расчетов канатов и др. деталей из витых проволок.

На защиту выносятся следующие результаты, обладающие научной но-

визной, которые получены лично автором в течение двадцатидвухлетнего периода.

1. Метод расчета статической несущей способности подъемных канатов, каротажных кабелей, тяговых лент и т.п. деталей при различных схемах нагружения, а также исследования основных технологических, конструкционных и эксплуатационных факторов, влияющих на их статическую несущую способность.

2. Теория нелинейного деформирования подъемных канатов, каротажных кабелей и т.п. деталей, базирующаяся на переменной жесткости характеристик, а также методика расчета самих жесткостей указанных деталей с учетом упруго-пластического деформирования.

3. Решение задач относящихся к прикладной теории пластичности по определению несущей способности стержней круглого и прямоугольного сечения (проволоки и тяговой ленты) при двух комбинациях нагружения: растяжение после предварительного изгиба с полной или частичной разгрузкой по изгибу; растяжение с одновременным изгибом после предварительного растяжения.

4. Методики расчета продольной жесткости канатов (условного модуля упругости), а также коэффициента податливости металлросов зубчатых ремней при первом нагружении с учетом возможных различных послесвивочных состояний проволок.

5. Общее решение задачи внешней статики каната, описывающее его деформированное состояние четырьмя деформациями: растяжением, кручением и изгибом в двух ортогональных плоскостях.

6. Методика составления глобальной матрицы жесткости канатов, каротажных кабелей, металлросов зубчатых ремней и др. подобных деталей.

7. Совокупность матричных преобразований, позволяющая на основании описания деформированного состояния элементов (стренг, прядей, проволок) в их собственной одинарном порядке свивки получать деформированное состояние проволок, но уже в канате сложного порядка свивки.

8. Методика учета совместного поперечного сужения слоев прядей в канате и слоев проволок в прядях.

9. Методика учета и исследование влияния на изгибную жесткость и напряженно-деформированное состояние каната трения между его элементами в зоне формирования изгиба на вращающемся барабане.

10. Простые, удобные для практического использования приближенные формулы несущей способности канатов при растяжении свободно подвешенным грузом и растяжении с изгибом на вращающемся барабане, полу-

ченные на основании общей разработанной теории расчета несущей способности канатов. Первая формула устанавливает взаимосвязь несущей способности каната с его интегральным конструктивным параметром, называемым относительной неуравновешенностью, которая характеризует способность каната к раскручиванию под действием свободно подвешенного груза. Вторая устанавливает связь несущей способности каната с основным эксплуатационным параметром - отношением диаметра барабана к диаметру каната.

11. Методика расчета остаточных усилий в проволоках канатов и т.п. деталей после разгрузки, которой предшествовало упруго-пластическое деформирование.

12. Рациональные режимы первого нагружения (операции вытяжки) канатов, металлостросов зубчатых ремней, каротажных кабелей по критерию минимума остаточных усилий и моментов упругой отдачи, а также условия назначения конструктивных параметров указанных деталей, при которых отсутствуют остаточные усилия в проволоках.

Достоверность полученных результатов обеспечивалась применением обоснованных, накопленных опытом адекватных аналитических исследований исходных упрощающих предпосылок, касающихся расчетного нагружения проволок в канате при определении их несущей способности и жесткостей с учетом упруго-пластического деформирования; использованием современных методов обработки экспериментальных данных по определению параметров аппроксимации диаграмм деформирования проволок; использованием достаточного объема экспериментальных данных, дающих основание судить об уровне сходимости расчетных и экспериментальных результатов, исследуемых прочностных и жесткостных характеристик; оценкой влияния на исследуемые расчетные характеристики несущей способности и жесткости канатов экспериментальных параметров во всем интервале их возможных значений. Уверенность в достоверности теоретических результатов, полученных на основании МНЭ, исходит также из того, что в ряду новых задач, решенных этим методом, находятся также задачи, по которым результаты совпадают с решениями ранее полученными другими методами.

Практическая ценность диссертационной работы состоит в следующем.

1. Разработан общий метод расчета статической несущей способности подъемных канатов, грузонесущей брони каротажных кабелей и др. подобных деталей, который, используя обоснованный минимально достаточный коэффициент запаса прочности, позволяет выполнить проверочный расчет для конкретной схемы нагружения. В этом есть особая необходи-

ность, например, в таких случаях: при высоком уровне бесполезной нагрузки и других ограничениях, когда просто физически невозможно реализовать функции подъема или удержания иначе, как только при минимальном коэффициенте запаса прочности (удержание аэростатов возможно, на большей высоте или притопленных аппаратов в районах больших глубин, или при выполнении каротажа сверхглубоких скважин); в экстремальных ситуациях, когда неизбежно порой до неопределенного уровня происходит увеличение нагрузки (например, возрастание усилия в случае прихвата каротажного кабеля в скважине); при аварийном подъеме или буксировке.

В перспективе характеристиками несущей способности полезно будет дополнить таблицы ГОСТов на канаты. Использование таких характеристик, во-первых, позволит более рационально выбирать конструкции канатов в зависимости от назначения. Во-вторых, основываясь на несущей способности канатов, можно в перспективе построить их расчет по методу предельного состояния, обеспечив преимущества присущие этому методу.

2. Установлены допустимые значения относительной неуравновешенности канатов, при которых потеря (уменьшение) их несущей способности при свободном растяжении не превышает минимальных физически неизбежных величин. На этой основе открыта возможность целенаправленного изменения конструктивных параметров канатов с целью обеспечения указанной допустимой относительной неуравновешенности.

3. Раскрыты причины противоречивости данных по жесткостным характеристикам канатов, каротажных кабелей, металлотросов зубчатых репей и обеспечена возможность вычислять такие характеристики как модуль упругости канатов, коэффициент податливости металлотросов зубчатых репей с учетом напряженного состояния проволок. Указаны пути необходимого изменения жесткостных характеристик и повышения их стабильности.

4. Показана возможность повышения статической несущей способности канатов при различных схемах нагружения на 5...35% за счет применения проволоки с улучшенными пластическими свойствами, характеризуемыми ее равномерной предельной деформацией, которую необходимо и возможно увеличить до 5...6% за счет специальной термообработки.

5. Разработана методика вычисления изгибной жесткости канатов, металлотросов зубчатых репей при различных уровнях их натяжения и различных значениях кривизны изгиба. Эта возможность представляет практическую ценность при выборе канатов из числа стандартных или при проектировании новых конструкций с заданным интервалом данного пара-

метра.

6. Установлен рациональный уровень первого нагружения (режим технологической операции вытяжки канатов) по критериям отсутствия остаточных усилий и момента упругой отдачи после разгрузки. Он определен как растягивающая нагрузка равная 0.85...0.95 от агрегатного разрывного усилия каната.

7. Разработанная теория упруго-пластического деформирования канатов и других подобных деталей, включая расчет их статической несущей способности для основных схем нагружения и методику определения остаточных усилий, создадут перспективу решения других аналогичных задач. Среди них расчет несущей способности многопроволочных проводов ЛЭП; несущая способность канатов при растяжении с ограниченным кручением, решение задач повторно-статической несущей способности.

Реализация результатов исследования. Работа нашла широкое применение при исследовании и разработке грузонесущей брони каротажных кабелей для сверхглубоких скважин, в том числе для Кольской скважины глубиной 15 км. Результаты этих исследований (НИР №№ 944-45, 249-45, 285-45, по которым автор был ответственным исполнителем) приняты предприятием п/я Г-4614 для использования в проектировочных и проверочных расчетах.

Материалы исследований данной работы в виде трех отдельных методик с программами расчета на ЭВМ приняты к использованию Харьковским сталепроволочным канатным заводом.

Методики исследования и расчета изгибной жесткости и несущей способности подъемных канатов используются в отделе расчетов Украинского государственного института краностроения.

Результаты исследований по несущей способности канатов при растяжении свободно подвешенным грузом были использованы при рецензировании и составлении официального отзыва Отраслевой научно-исследовательской лаборатории канатов при Одесском политехническом институте (ныне ОНИИ «ОНИОСК») на проект ГОСТа «Канаты некрутящиеся многопрядные. Технические требования и сортамент», что позволило избежать принципиальных ошибок в ходе разработки ГОСТа такого наименования и предлагаемого содержания.

Эта же теория использована в той же лаборатории при анализе предельного растягивающего усилия (несущей способности) азростатных канатов для системы «Торос» и в процессе разработки конструкций удерживающих кабель-канатов для системы «Амур».

**Апробация работы.** Основные результаты диссертационной работы бы-

ли доложены, обсуждены и одобрены на следующих конференциях и семинарах: 7...10-ый Всесоюзные семинары-симпозиумы по проблемам прочности и долговечности стальных канатов (Одесса, 1969; 1970; 1971; 1972); Одиннадцатая Всесоюзная конференция по проблемам прочности и долговечности стальных канатов (Одесса, 1974); Всесоюзный научно-технический семинар «Прочность и долговечность стальных канатов» (Одесса, 1976); Четырнадцатая конференция «Проблемы повышения прочности и надежности стальных канатов» (Одесса, 1979); Всесоюзная научно-техническая конференция «Технические средства рационального морского и океанического промысла рыбы» (Севастополь, 1990).

Работа в целом доложена и одобрена на Украинской республиканской научно-технической конференции «Проблемы повышения качества и надежности стальных канатов» (Одесса, 1991); Всесоюзной научно-технической конференции «Технические средства океанического промышленного рыболовства» (Керчь, 1991); расширенном заседании кафедры «Динамика, прочность машин и сопротивление материалов» Одесского политехнического института (Одесса, 1992); Научно-методическом совете ВУЗов СНГ по подъемно-транспортным машинам (Одесса, 1992); Российской научно-технической семинаре с международным участием «Проблемы надежности и безопасной эксплуатации крановых металлоконструкций и стальных канатов» (Новочеркасск, 1992).

Публикации. По материалам диссертации в научных изданиях опубликовано 46 работ в том числе монография.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, десяти глав, заключения, списка литературы из 106 наименований, общим объемом 266 страниц машинописного текста, в том числе 47 рисунков, 44 таблицы.

#### СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во введении и первой главе обоснована актуальность темы диссертации, поставлена цель, сделан литературный обзор в области исследования напряженно-деформированного состояния канатов и других подобных деталей, проведен анализ методик расчета их прочностных и жесткостных характеристик, сформулированы задачи диссертационной работы.

Во второй главе «Общая расчетная схема определения статической несущей способности канатов» предложен и теоретически обоснован метод расчета статической несущей способности канатов, брони каротажных кабелей и т. п. деталей для различных схем нагружения.

Под статической несущей способностью понимается предельное рас-

тягивающее усилие, которое способен выдержать канат, броня кабеля и т.п. деталь при однократном нагружении. Вне зависимости от схемы нагружения в расчете предельного усилия выделяются две общие части.

Первая представляет задачу определения несущей способности проволоки на основе исследования ее упруго-пластического деформирования при таком расчетном нагружении, которое возможно полнее соответствовало бы схеме растяжения каната. При этом упрощающие исходные предположения, касающиеся расчета несущей способности проволоки, рассматриваются обособленно для каждой схемы нагружения каната.

Вторая часть в общей расчетной схеме представляет задачу непосредственного вычисления несущей способности каната. Здесь устанавливается элемент (проволока или группа проволок), который деформируясь первым подходит к исчерпанию своей несущей способности, предопределяя предельное состояние каната.

Критерием исчерпания несущей способности каната принято такое его предельное состояние, при котором исчерпывается ресурс пластической деформации одного или нескольких элементов. Условие, описывающее этот критерий, представлено так:

$$\bar{\epsilon}_{np}^{np} - \bar{\epsilon}_n^n \geq 0; \quad n = 1, 2, \dots, s, \quad (1)$$

где  $\bar{\epsilon}_{np}^{np} = \epsilon_{np}^{np} / \epsilon_T$  - в относительном измерении предельная равномерная деформация проволоки  $n$ -го элемента;  $\bar{\epsilon}_n^n$  - необходимая деформация  $n$ -го элемента из условия перехода к упруго-пластическому деформированию всех элементов каната или определенного их числа.

Таким образом, задача сводится к определению несущей способности каната по предельной деформации его элементов при следующих общих исходных предположениях:

1. Под элементами каната понимаем группы проволок одинакового сечения и геометрического положения относительно его осей.
2. Схематизацию диаграмм деформирования элементов принимаем по типу упруго-пластического тела с линейным упрочнением. Эффект Баушингера не учитываем.
3. Нагружение элементов считаем простым.
4. В качестве критерия исчерпания несущей способности каната принимаем такое его предельное состояние, при котором исчерпывается ресурс пластической деформации одного или нескольких элементов.

Общая формула несущей способности каната или другой подобной детали имеет выражение

$$P^{np} = \sum \bar{N} \sigma_T F \cos \alpha \cos \beta, \quad (2)$$

где  $\bar{N} = f(\bar{\epsilon}_{np}^{np}$ ;  $\lambda$ ;  $\mu$ ;  $|DK|$ ;  $|K|$ ) - относительное значение нормальной силы в поперечном сечении проволоки элемента в предельном состоянии каната, которое зависит от равномерной предельной деформации проволоки; параметров ее деформирования  $\lambda$ ,  $\mu$ , присущих конкретной схеме нагружения каната; вектора  $|DK|$  деформаций каната и его конструктивных параметров, отраженных в матрице  $|K|$ ;  $\sigma_T$  - напряжение предела текучести по линейно схематизированной диаграмме деформирования проволоки;  $F$  - суммарная площадь сечения проволок элемента;  $\alpha$  и  $\beta$  - углы свивки проволок и прядей.

Наряду с определением несущей способности каната, т.е. его предельного растягивающего усилия  $P^{np}$ , для практики представляет интерес вычисление растягивающего усилия  $P^{уп}$ , соответствующего предельному упругому состоянию каната. Его можно установить по формуле аналогичной (2), но можно вычислить и через жесткости каната. Таким же путем, оперируя переменными жесткостями с учетом упруго-пластического деформирования и основываясь на условии (1), можно также вычислить предельное растягивающее усилие, т.е. несущую способность каната. Если представить жесткости каната изменяющимися дискретно, то отмеченная расчетная формула может быть представлена в таком виде

$$P^{np} = P^{уп} + \sum_{j=2}^m \Delta P_j^{п.п.} \quad (3)$$

где  $P^{уп}$  - растягивающее усилие, соответствующее предельному упругому состоянию каната;  $\Delta P_j^{п.п.}$  - приращение растягивающего усилия за  $j$ -ый этап (интервал) упруго-пластического деформирования каната.

Третья глава «Метод конечных элементов в исследовании деформированного и напряженного состояния канатов» посвящена общему решению задачи внешней статики каната (рис. 1), которое описывает его деформированное состояние четырьмя деформациями: растяжения  $\epsilon = du/dx$ , кручения  $\theta = dv/dx$ , изгиба  $\chi$  и  $\zeta$ , в двух ортогональных плоскостях.

$$|DK| = |\epsilon \theta \chi \zeta|^T = |B|^{-1} \cdot |F|, \quad (4)$$

где  $|B|$  - глобальная матрица жесткости каната

$$|B| = \begin{vmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{13} & B_{14} \\ B_{21} & B_{22} & B_{23} & B_{24} \\ B_{31} & B_{32} & B_{33} & B_{34} \\ B_{41} & B_{42} & B_{43} & B_{44} \end{vmatrix}; \quad (5)$$

$|F| = |P \ M \ L \ \Gamma|^T$  - вектор нагрузок;  $P$  - концевая нагрузка;  $M$  - момент, скручивающий канат;  $L$  и  $\Gamma$  - моменты, изгибающие канат.

На основании (4) получены выражения деформаций каната для различных схем нагружения. Например, в случае растяжения с изгибом при грузе в направляющих:

$$\varepsilon = P (A_{11} - A_{12}(A_{12} \cos \psi + A_{14} \sin \psi) / A_{22} + A_{13} / e^{-kx}) / |D|; \quad (6)$$

$$\theta = P (A_{12}(1 - \cos \psi - A_{26} \sin \psi / A_{22}) + A_{23} / e^{-kx}) / |D|; \quad (7)$$

$$\chi = P (A_{13} - A_{12}(A_{23} \cos \psi + A_{24} \sin \psi) / A_{22} + A_{33} / e^{-kx}) / |D|; \quad (8)$$

$$\zeta = P (A_{14} - A_{12}(A_{24} \cos \psi + A_{44} \sin \psi) / A_{22} + A_{34} / e^{-kx}) / |D|; \quad (9)$$

где  $|D| = B_{11} A_{11} + B_{12} A_{12} + B_{13} A_{13} + B_{14} A_{14}$ ;  $A_{11}, A_{12}, \dots, A_{44}$  - алгебраические дополнения матрицы жесткости. Заметим, если жесткости влияния  $B_{13}, B_{14}, B_{23}, B_{24}, B_{34}$  равны нулю,

$$\varepsilon = P \frac{B_{11} B_{22} - B_{12}^2 \cos \psi}{(B_{11} B_{22} - B_{12}^2) B_{11}}; \quad (10)$$

$$\theta = -P \frac{B_{12} (1 - \cos \psi)}{B_{11} B_{22} - B_{12}^2}; \quad (11)$$

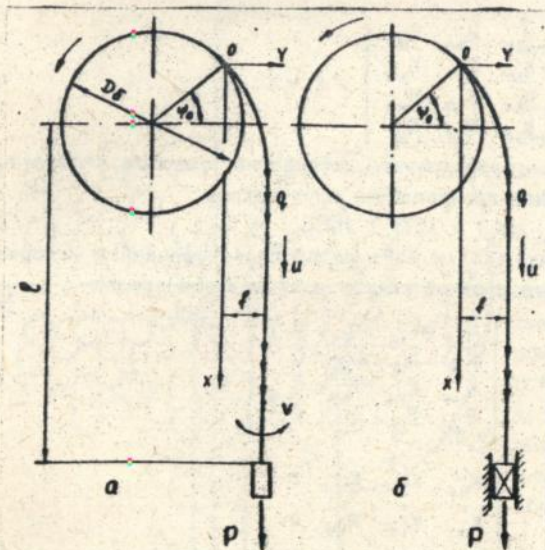


Рис. 1. Схемы растяжения каната с изгибом: а - свободным грузом; б - в направляющих.

$$\chi = P \frac{f e^{-kx}}{B_{33}}; \quad (12)$$

$$\zeta = P \frac{B_{12} \sin \psi}{B_{11} B_{44}}$$

Следует также отметить, что теоретически при диаметре барабана  $D \rightarrow \infty$  данная расчетная схема нагружения вырождается в известный случай растяжения каната в направляющих (чистое растяжение по терминологии, М.Ф. Глушко):  $\varepsilon = P / B_{11}$ . Таким же путем получены выражения деформаций ка-

ната для схем растяжения с изгибом при свободно подвешенном грузе; растяжения прямого каната свободно подвешенным грузом и грузом в направляющих, в том числе с учетом собственного веса каната. При этом имеют место аналогичные обобщения известных решений.

Четвертая глава «Матричная форма расчета деформаций проволок в канате» предлагает совокупность матричных преобразований, позволяющих на основании описания деформированного состояния элементов (прядей, проволок) в их собственном одинарном порядке свивки, получить деформированное состояние проволок, но уже в канате сложного порядка свивки. При этом матричная формула деформаций проволок имеет вид:

$$|DP| = |DK| \cdot |K|. \quad (13)$$

Здесь  $|DP|$  - блочная матрица  $1 \times s$  деформаций проволок элементов. Для проволоки  $i$ -го элемента

$$|DP|_i = |e \ t \ b \ n|, \quad i = 1, 2, \dots, s, \quad (14)$$

где  $e$ ,  $t$ ,  $b$  и  $n$  - деформации растяжения, кручения и изгиба проволок  $i$ -го элемента.

Матрица  $|K|$  коэффициентов деформаций проволок также является блочной размера  $1 \times s$ . В общем случае ее элемент  $|K|_i$  представляет матрицу размера  $4 \times 4$ .

$$|K|_i = \begin{bmatrix} K_{ee} & K_{te} & K_{be} & K_{ne} \\ K_{et} & K_{tt} & K_{bt} & K_{nt} \\ K_{ex} & K_{tx} & K_{bx} & K_{nx} \\ K_{er} & K_{tr} & K_{br} & K_{nr} \end{bmatrix}, \quad i = 1, 2, \dots, s, \quad (15)$$

где  $K_{ee}$ ,  $K_{te}$ , ...,  $K_{nr}$  - коэффициенты деформаций проволок в канате, которые получают в виде произведения двух матриц

$$|K|_i = |KT| \cdot |KF|. \quad (16)$$

Элементами матрицы  $|KT|$  и  $|KF|$  являются коэффициенты деформаций (рис. 2) прядей в канате двойной свивки и проволок в прядях

$$|KT| = \begin{bmatrix} \bar{K}_{ee} & \bar{K}_{te} & \bar{K}_{be} & 0 \\ \bar{K}_{et} & \bar{K}_{tt} & \bar{K}_{bt} & 0 \\ \bar{K}_{ex} & \bar{K}_{tx} & \bar{K}_{bx} & \bar{K}_{nx} \\ \bar{K}_{er} & \bar{K}_{tr} & \bar{K}_{br} & \bar{K}_{nr} \end{bmatrix}; \quad (17)$$

$$|KF| = \begin{bmatrix} K'_{ee} & K'_{te} & K'_{be} & 0 \\ K'_{et} & K'_{tt} & K'_{bt} & 0 \\ K'_{ev} & K'_{tv} & K'_{bv} & K'_{nv} \\ K'_{en} & 0 & K'_{bn} & K'_{nn} \end{bmatrix}. \quad (18)$$

На основании известных выражений строительной механики каната, полученных М.Ф. Глушко и дополненных исследованиями данной работы в части учета поперечного сужения слоев проволок от растяжения и кручения каната, а также учета трения в зоне формирования его изгиба:

$$K'_{\rho c} = \cos^2 \alpha (1 - K_{wc} \operatorname{tg}^2 \alpha); \quad (19)$$

$$K'_{j c} = \cos^2 \alpha \sin^2 \alpha \operatorname{tga} (1 + K_{wc}) r^{-1}; \quad (20)$$

$$K'_{\rho c} = -\cos^2 \alpha \sin^2 \alpha (1 + K_{wc}) r^{-1}; \quad (21)$$

$$K'_{\rho T} = \cos^2 \alpha \operatorname{tga} (r - K_{wc} \operatorname{tga}); \quad (22)$$

$$K'_{j T} = \cos^4 \alpha (1 + K_{wc} r^{-2} \operatorname{tg}^2 \alpha); \quad (23)$$

$$K'_{\rho T} = \cos^4 \alpha \operatorname{tga} (2 + \operatorname{tg}^2 \alpha - K_{wc} r^{-1} \operatorname{tga}); \quad (24)$$

$$K'_{\rho B} = \nu r \cos^2 \alpha \cos \varphi; \quad (25)$$

$$K'_{j B} = -\cos^2 \alpha \sin 2\alpha \cos \varphi; \quad (26)$$

$$K'_{\rho B} = \cos^2 \alpha \cos 2\alpha \cos \varphi; \quad (27)$$

$$K'_{j B} = -\cos^2 \alpha (1 + 2 \operatorname{tg}^2 \alpha) \sin \varphi; \quad (28)$$

$$K'_{\rho N} = \nu r \cos^2 \alpha \sin \varphi; \quad (29)$$

$$K'_{j N} = -\cos^2 \alpha \sin 2\alpha \sin \varphi; \quad (30)$$

$$K'_{wc} = \cos^2 \alpha (1 + 2 \operatorname{tg}^2 \alpha) \cos \varphi, \quad (31)$$

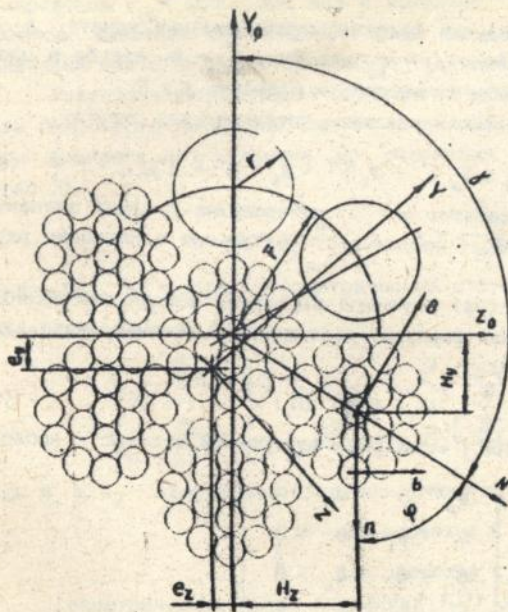


Рис. 2. Система координат в поперечном сечении каната.

где  $\alpha$  и  $r$  — угол и радиус свивки слоя проволок;  $\varphi$  — угол, определяющий положение проволоки в слое;  $\nu$  — коэффициент дополнительной деформации растяжения проволок на переходном участке в зоне набегания каната на барабан;  $K_{wc}$  и  $K_{wn}$  — коэффициенты поперечной деформации слоя проволок, имеющие смысловую аналогию с коэффициентами Пуассона для стержня с винтовой анизотропией свойств и зависящие от параметров свивки слоев и коэффициентов Пуассона проволок.

Аналогично получены выражения элементов матрицы (17).

Коэффициенты дополнительной деформаций растяжения проволок  $\nu$ , учитывающие трение, определены на основании обработки экспериментов известных работ И. Ф. Никитина, А. Ф. Самарского и В. М. Приходько. Расчетная формула получена в таком виде

$$\nu = \frac{R T_0}{\gamma \cos^2 \alpha E A} \quad (32)$$

где  $T_0$  - экспериментальное значение дополнительного усилия в элементе каната в зоне его набегания на барабан.

Пятая глава «Исследование глобальной матрицы жесткости канатов» включает методику составления матрицы жесткости каната (5) и исследование ее элементов, т.е. отдельных жесткостей.

Каждая из жесткостей каната, брони каротажного кабеля, металлоторса зубчатых реиней и т.п. детали рассматривается как вторая частная производная от удельной потенциальной энергии деформирования по соответствующей деформации

$$B_{kj} = \frac{\partial^2 u}{\partial \Delta_k \partial \Delta_j}; \quad k = j = 1, 2, 3, 4 \quad (33)$$

где  $u$  - удельная потенциальная энергия деформирования каната;  $\Delta_k, \Delta_j$  - деформации каната: растяжения  $\Delta_1 = \varepsilon$ ; кручения  $\Delta_2 = \theta$ ; изгиба в плоскости барабана  $\Delta_3 = \chi$ ; изгиба из плоскости барабана  $\Delta_4 = \zeta$ .

При упругом деформировании удельная потенциальная энергия

$$u = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^s \frac{m}{\cos \alpha \cos \beta} (\Phi_p \sigma^2 + \Phi_t \tau^2 + \Phi_u (b^2 + n^2)) \quad (34)$$

где  $s$  - число элементов каната;  $m$  - масса проволок в одном элементе;  $\Phi_p = E A$ ,  $\Phi_t = 2 E I$  и  $\Phi_u = E I$  - продольная, крутильная и изгибная жесткости проволок.

На основании (33) и (34) с учетом выражений деформаций проволок (13) и (14) получена единая формула, определяющая все жесткости каната, входящие в матрицу (5)

$$|B| = \sum_{i=1}^s \Lambda_i |K_i| |B \Pi_i| |K_i|^T \quad (35)$$

где  $\Lambda = m / \cos \alpha \cos \beta$ ;  $|B \Pi_i|$  - матрица внутренней жесткости проволок  $i$ -го элемента

$$|B \Pi_i| = \begin{vmatrix} \Phi_p & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \Phi_t & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \Phi_u & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \Phi_u \end{vmatrix} \quad (36)$$

Главная отличительная особенность предлагаемых формул жесткостей

по сравнению с известными состоит в том, что они имеют общий механический смысл, исчерпывают все возможные жесткости каната, определяются по единой формуле вне зависимости от порядка свивки. Их компактность достигнута за счет применения метода перемещений в отличие от ранее применяемого метода сил. Они основываются на одних и тех же зависимостях, что и деформации проволок. Это позволяет одновременно исследовать все факторы, влияющие на напряженно-деформированное состояние проволок и на жесткости каната.

Основными элементами новизны является возможность аналитического исследования влияния натяжения каната и кривизны на изгибную жесткость. Оба фактора проявляются через параметр  $\nu$ , учитывающий трение между элементами каната. При отсутствии трения ( $\bar{\nu}=\nu=0$ ) для канатов одинарной свивки изгибная жесткость  $B_{\text{из}}=(0.86\dots 0.94)\sum EI$ , а для канатов двойной свивки  $(1.25\dots 1.75)\sum EI$ . При  $\nu=1$  значение  $B_{\text{из}}$  соответствует максимально возможной изгибной жесткости, составляя примерно 0.7 от жесткости сплошного стержня с сечением в виде сечения каната при нулевых углах свивки. При уровне натяжения каната, по среднему напряжению  $\sigma_{\text{оп}}=250\dots 380$  МПа и кривизне, соответствующей изгибу подъемных канатов,  $B_{\text{из}}=0.16\dots 0.06$  от своих максимально возможных значений или с другой стороны  $B_{\text{из}}=(1.1\dots 3.0)\sum EI$ .

Разработанная методика позволяет учитывать влияние неравномерности свивочного натяжения элементов на жесткости каната и на смещение оси поворота его сечения по отношению к геометрическому центру (рис. 2):

$$e_z = \frac{S_{y_0}}{B_{\text{из}}} ; \quad \varphi_y = \frac{S_{z_0}}{B_{\text{из}}} . \quad (37)$$

Здесь  $S_{z_0}$ ;  $S_{y_0}$  - упруго-геометрические статические моменты сечения каната относительно осей  $z_0$ ,  $y_0$ :

$$S_{z_0} = \sum_{i=1}^n N_{y_i} \Lambda \left[ \delta_i \Phi_p K_{z_0 z_0}^2 + \Phi_i K_{i z_0}^2 + \Phi_u (K_{b_0}^2 + K_{n_0}^2) \right] ; \quad (38)$$

$$S_{y_0} = \sum_{i=1}^n N_{z_i} \Lambda \left[ \delta_i \Phi_p K_{z_0 z_0}^2 + \Phi_i K_{i z_0}^2 + \Phi_u (K_{b_0}^2 + K_{n_0}^2) \right] . \quad (39)$$

где  $N_y$  и  $N_z$  - координаты проволок относительно осей  $z_0$  и  $y_0$ :

$$\delta_i = \begin{cases} 0 & \text{для проволок с } \Phi_p = 0; \\ 1 & \text{для проволок с } \Phi_p = EI. \end{cases}$$

Геометрическая сумма координат (37) дает значение радиуса «штопора».

Шестая глава - Жесткости канатов при упруго-пластической деформи-

ровании» имеет значение как подчиненное расчету несущей способности канатов, так и самостоятельное в части определения продольной жесткости (модуля упругости) канатов и коэффициента податливости металл�росов зубчатых ренней с учетом полесвивочных зон пластичности в сечениях проволок.

При решении задач несущей способности канатов в случаях растяжения с кручением обосновано расчетное нагружение проволок в виде совместного растяжения с кручением при этой жесткости каната в стадии упруго-пластического деформирования

$$G_{ij} = \sum_{n=1}^s G_{ij} + \sum_{1}^{n'} G_{ij}^{n'} (\bar{\phi}_p; \bar{\phi}_u; \bar{\phi}_k), \quad (40)$$

где  $s$  - число элементов, которые деформируются упруго-пластически;  $\bar{\phi}_p$ ;  $\bar{\phi}_u$  и  $\bar{\phi}_k$  - относительные значения жесткостей проволок таких элементов. Их выражения получены путем интегрирования по сечению проволоки с учетом расположения зон упругости и пластичности

$$\bar{\phi}_p = \frac{\Phi_p}{EA} = \frac{1 - \bar{E}_T}{\lambda^2} \left[ \frac{1 + \lambda^2}{(1 + \Delta \bar{\epsilon}_{\text{ли}})^2} - 1 \right] + \bar{E}_T; \quad (41)$$

$$\bar{\phi}_k = \bar{\phi}_u = \frac{\Phi_u}{EI} = \frac{1 - \bar{E}_T}{\lambda^4} \left[ \frac{1 + \lambda^2}{(1 + \Delta \bar{\epsilon}_{\text{ли}})^2} - 1 \right]^2 + \bar{E}_T, \quad (42)$$

где  $\lambda = \bar{\gamma}_n / \bar{\epsilon}$  - параметр деформирования, представляющий отношение максимальной деформации в сечении проволоки от кручения к деформации растяжения;  $\Delta \bar{\epsilon}_{\text{ли}}$  - приращение интенсивности деформации в стадии упруго-пластического деформирования.

При  $\Delta \bar{\epsilon}_{\text{ли}} \geq \sqrt{1 + \lambda^2} - 1$  относительные жесткости  $\bar{\phi}_p = \bar{\phi}_k = \bar{\phi}_u = \bar{E}_T$ .

Исследования показали, что жесткости каната можно считать изменяющимися дискретно на границах двух соседних этапов (интервалов) деформирования каната и принимать при этом параметр  $\lambda$   $n$ -го элемента постоянным в пределах  $n$ -го этапа

$$\lambda_{nn} = \frac{\sigma_n (G_{22n} K_{\text{тс}n} - G_{12n} K_{\text{тс}n})}{2 \sqrt{3} (G_{22n} K_{\text{св}n} - G_{12n} K_{\text{св}n})}, \quad (43)$$

где  $G_{22n}$  и  $G_{12n}$  - жесткости каната на  $n$ -ом этапе деформирования.

Для случая растяжения прямого каната, металл�роса зубчатых ренней получены выражения продольной жесткости проволок с учетом полесвивочных зон пластичности

$$\bar{\Phi}_p = \frac{\Phi_p}{E\delta} = \frac{4}{\pi} \int_{-0.5}^{0.5} \bar{E} \sqrt{1 - 4\eta^2} d\eta, \quad (44)$$

где  $\bar{E} = \begin{cases} 1 & \text{в зоне упругого деформирования;} \\ \bar{E}_T & \text{в зоне пластического деформирования;} \end{cases}$   
 $\eta$  - относительная координата точек сечения проволоки.

После интегрирования и преобразований выражения  $\bar{\Phi}_p$  для трех интервалов деформирования получены в таком виде

$$\bar{\Phi}_{p1} = \omega + \nu \rho_1; \quad \bar{\Phi}_{p2} = \omega + \nu \rho_2; \quad \bar{\Phi}_{p3} = \bar{E}_T. \quad (45)$$

где  $\omega = \frac{1 + \bar{E}_T}{2}$ ;  $\nu = \frac{2(1 - \bar{E}_T)}{\pi}$ ;  $\rho_i = \eta_i \sqrt{1 - 4\eta_i^2} + \frac{1}{2} \arcsin 2\eta_i$ .

Аналогично решена задача продольной жесткости проволоки при различной степени разгрузки по свивочному изгибу.

На основании (44) получены также выражения продольной жесткости при растяжении с изгибом после предварительного растяжения, что необходимо для схем растяжения каната на вращающемся барабане (шквиве). Изгибная жесткость для этого случая

$$\bar{\Phi}_u = \frac{\Phi_u}{EI} = \frac{64}{\pi} \int_{-0.5}^{0.5} \bar{E} (\eta + \eta_0)^2 \sqrt{1 - 4\eta^2} d\eta, \quad (46)$$

где  $\eta_0$  - смещение оси поворота сечения проволоки относительно ее главной центральной оси, которая определяется на основании условия

$$\int_{-0.5}^{0.5} \bar{E} (\eta + \eta_0) \sqrt{1 - 4\eta^2} d\eta = 0. \quad (47)$$

Получены выражения  $\bar{\Phi}_p$  и  $\bar{\Phi}_u$  для пяти интервалов деформирования.

Исследования данной главы являются составной частью решения задачи несущей способности канатов, а также раскрывают причины понижения жесткостных характеристик канатов и металлоросов зубчатых ренней при первых циклах нагружения и указывает пути стабилизации указанных характеристик.

Седьмая глава «Несущая способность канатов при растяжении свободно подвешенным грузом» показывает реализацию общего метода, описанного во второй главе, при данной схеме нагружения. В ней также приведены исследования зависимости несущей способности канатов различных типов от их конструктивных параметров и свойств проволоки.

Нормальная сила в сечениях проволок элементов в предельном состоянии каната представлена в виде двух составляющих (рис.3)

$$\bar{N}_n = \bar{N}_n^{yn} + \bar{N}_n^{n\alpha}, \quad (48)$$

где  $\bar{N}_n^{yn}$ ;  $\bar{N}_n^{n\alpha}$  - составляющие при упругом и упруго-пластическом деформировании  $n$ -го элемента;

$$\bar{N}_n^{yn} = \sum_{j=1}^{n-1} \Delta \bar{N}_{nj}^{yn} + \Delta \bar{N}_{nn}^{yn}, \quad (n = 1, 2, \dots, s); \quad (49)$$

$$\bar{N}_n^{n\alpha} = \bar{N}_n \alpha_{nn}; \quad \bar{\varepsilon}_{np}^{np}; \quad \bar{\varepsilon}_\tau - (1 + \lambda_{nn}^2)^{-1/2}. \quad (50)$$

Комплекс формул для вычисления  $\bar{N}_n^{yn}$ , записанный в циклической последовательности их применения, имеет вид:

$$\Delta \bar{N}_{nn}^{yn} = \bar{\theta}_{nn} = \left[ 1 - \sum_{j=1}^{n-1} \Delta \bar{\varepsilon}_{ln}^{yn} \right] (1 + \lambda_{nn}^2)^{-1/2}; \quad (51)$$

$$\Delta \varepsilon_n = \frac{B_{22n} \Delta \bar{\theta}_{nn} \varepsilon_\tau}{B_{22n} K_{\sigma\varepsilon n} - B_{12n} K_{\sigma\theta n}}; \quad \Delta \theta_n = \Delta \varepsilon_n \frac{B_{12n}}{B_{22n}}; \quad (52)$$

$$\Delta \bar{N}_{nj}^{yn} = \bar{\theta}_{nj} = [K_{\sigma\varepsilon n} \Delta \varepsilon_j - K_{\sigma\theta n} \Delta \theta_j] \varepsilon_\tau^{-1}; \quad (53)$$

$$\Delta \bar{\gamma}_{nj} = \delta_n [K_{\varepsilon n} \Delta \varepsilon_j - K_{\theta n} \Delta \theta_j] [2\sqrt{3} \varepsilon_\tau]^{-1}; \quad (54)$$

$$\Delta \bar{\varepsilon}_{ln}^{yn} = \left[ \Delta \bar{\gamma}_{nj}^2 + \Delta \bar{\gamma}_{nj}^2 \right]^{1/2}, \quad (55)$$

где  $B_{22n}$  и  $B_{12n}$  - жесткости каната на  $n$ -ом этапе деформирования, вычисляемые по формуле (40).

В конце каждого этапа деформирования должно проверяться условие (1)  $\bar{\varepsilon}_{np}^{np} \bar{\varepsilon}_{nm}^n \geq 0$  ( $n = 1, 2, \dots, s$ ), где  $\bar{\varepsilon}_{nm}^n$  - необходимая деформация  $n$ -го элемента для реализации  $m$ -го этапа деформирования каната

$$\bar{\varepsilon}_{nm}^n = \varepsilon_\tau^{-1} \left[ (K_{\sigma\varepsilon n} \varepsilon_m - K_{\sigma\theta n} \theta_m)^2 + \delta_n^2 (K_{\varepsilon n} \varepsilon_m - K_{\theta n} \theta_m)^2 / 12 \right]^{1/2};$$

$\varepsilon_m$  и  $\theta_m$  - деформации каната в конце  $m$ -го этапа его деформирования.

В общем случае при неполном последнем этапе определяется деформация растяжения элемента, по которому не соблюдается условие (1). Далее используются аналогичные формулы, что и при полном этапе.

Исследования показали, что расчетная схема мало чувствительна к изменению экспериментальных конструктивных параметров: коэффициента поперечного сужения неметаллических сердечников; изгибной жесткости прядей в канатах двойной свивки; параметров схематизированной диаграммы растяжения проволоки. Несущественно также влияние на несущую спо-

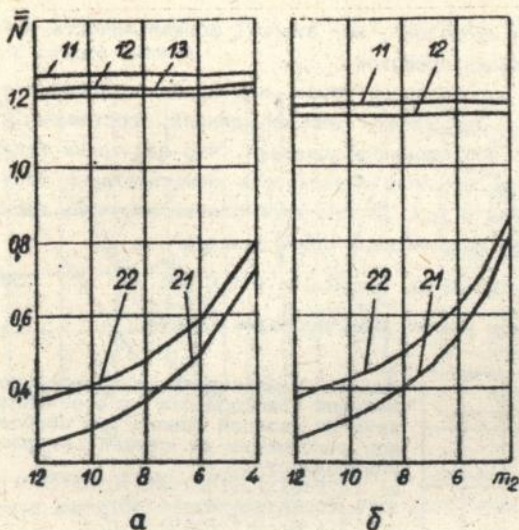


Рис. 3. Нормальная сила в сечениях проволок в момент исчерпания несущей способности каната при числе прядей  $m_2$  в наружном слое:  
 а - 12(1+6)-6(1+6+12)+о.с.; диаметр 20.5 мм;  
 б - 12(1+6)-6(1+6)+о.с.; диаметр 9.3 мм.

способность канатов изменение углов свивки и радиусов слоев элементов каната. Расхождение расчетных и опытных данных разрывного усилия канатов, т.е. несущей способности при данной схеме нагружения, не превышает 10% (рис. 4). Основными факторами уменьшающими несущую способность канатов при свободном растяжении выступают, во-первых, относи-

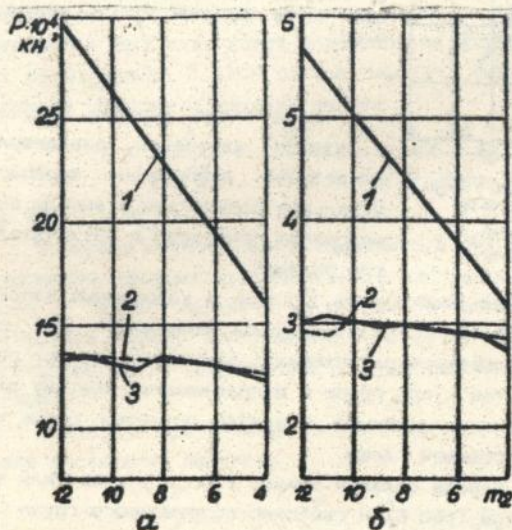


Рис. 4. Графики теоретических (2) и опытных (3) значений несущей способности канатов при свободном растяжении; 1 - суммарное разрывное усилие всех проволок:  
 а - 12(1+6)-6(1+6+12)+о.с.; диаметр 20.5 мм;  
 б - 12(1+6)-6(1+6)+о.с.; диаметр 9.3 мм.

тельная неуравновешенность каната  $\psi$ , которая является интегральным конструктивным параметром ( $\psi = \sigma_{12}/\sigma_{12\max}$ , где  $\sigma_{12}$  и  $\sigma_{12\max}$  - продольно-крутильная жесткость данного каната и ее максимальное значение, возможное при одностороннем направлении

свивки всех слоев прядей и проволок); во-вторых, ограниченность равномерной предельной деформации проволок.

При подъеме свободно подвешенного груза, как правило, используются накрутящиеся канаты. Это канаты двойной свивки, состоящие из двух и более слоев прядей. Исследования показали, что для таких канатов имеет место практически линейная зависимость относительной несущей способности от параметра  $\psi$  (рис. 5). На этой основе получена простая удобная формула несущей способности таких канатов

$$P^{np} = P_0 (1.022 - 0.925 \psi), \text{ при } 0.2 \leq \psi \leq 0.65, \quad (56)$$

где  $P_0$  - суммарное разрывное усилие всех проволок каната.

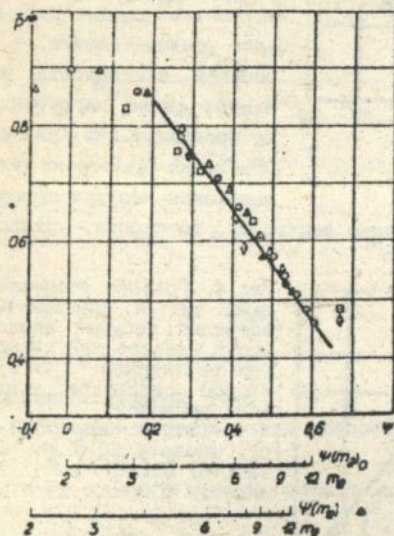


Рис. 5. Зависимость относительной несущей способности многослойных канатов двойной свивки при свободном растяжении от степени неуравновешенности:

□)  $18(1 \pm 6) \pm 12(1 \pm 6) \pm 6(1 \pm 6) + 1(1 \pm 6)$ ;

○)  $12(1 \pm 6) \pm 6(1 \pm 6) + 1(1 \pm 6)$ ;

●)  $12(1-6) - 6(1-6-12) + \text{o. c.}$ ;

◆)  $16(1-6) - 5(1-6-12) - 5 \times 1 + \text{o. c.}$ ;

▲)  $12(1-6) - 6(1-6) + \text{o. c.}$ ;

◇)  $16(1-6) - 5(1+6+12) - 5 \times 1 + \text{o. c.}$ ;

△)  $12(1-6) - 6(1+6) + \text{o. c.}$ ;

○)  $12(1-6) - 6(1+6+12) + \text{o. c.}$

при числе прядей  $m_2$  в наружном слое.

Аналогичная формула получена с учетом изменения равномерной предельной деформации проволок. Остальные результаты и выводы исследования приведены в заключительном разделе.

Восьмая глава «Несущая способность канатов и каротажных кабелей при растяжении концевым грузом и распределенной нагрузкой». При этой схеме нагружения канат испытывает растяжение с кручением как при свободно подвешенном грузе, так и при грузе в направляющих. Поэтому расчет несущей способности самих проволок в канате остается таким же, как и в предыдущей схеме седьмой главы.

Несущая способность каната большой длины, т. е. с учетом силы тяжести его собственного веса (рис. 6) и свободно подвешенного груза

$$P^{np} = \sum_{i=1}^n N_i \sigma_{\tau} F \cos \alpha \cos \beta - q l, \quad (57)$$

где  $q$  - сила тяжести веса единицы длины каната;  $l$  - длина вертикального отвеса каната.

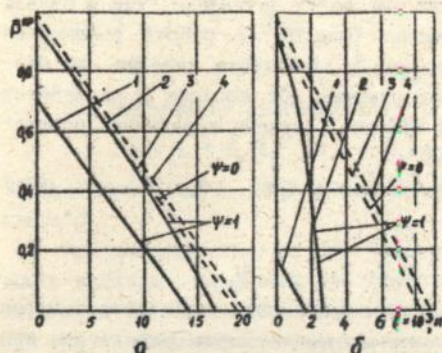


Рис. 6. Влияние на несущую способность канатов (кабелей) собственного веса при различных схемах растяжения:

а - прядь 0+6 ( $\delta=1$  мм;  $\alpha=16^\circ$ ;  $\sigma=1.6$  кН/мм<sup>2</sup>;  $q=3.85$  Н/м);  
б - кабель бронированный (диаметр брони 49 мм;  $\alpha=14^\circ 40'$ ;  $n=42$ ;  $\sigma=1.6$  кН/мм<sup>2</sup>;  $q=61$  Н/м;  $\delta=3.2$  мм).

1 - свободное растяжение;  
2 - растяжение в направляющих;  
3 - канат (кабель) уравновешенный ( $\psi=0$ );  
4 - стержень эквивалентного сечения прочности и веса.

Критическая длина каната, т.е. предельная длина, после увеличения которой канат разорвется под действием его собственного веса в условиях свободного растяжения, определяется такой зависимостью

$$l^{np} = \sum_{i=1}^n \bar{N}_i \sigma_i F \cos \alpha_i \cos \beta_i / q. \quad (58)$$

Несущая способность канатов и кабель-канатов с учетом их силы тяжести от собственного веса при грузе в направляющих в отличие от предыдущих двух схем может определяться только методом последовательных приближений. В этом случае параметр деформирования проволок для верхнего (опасного) сечения каната

$$\lambda = \frac{\delta}{2\sqrt{3}} \cdot \frac{[N(2+v) + G_{22}v]K_{1c} - G_{12}vK_{1e}}{[N(2+v) + G_{22}v]K_{ec} - G_{12}vK_{ee}}. \quad (59)$$

где  $N = G_{22} - G_{12}^2 / G_{11}$ ;  $v = q l / P$ .

В первом приближении  $\lambda$  вычисляется при  $v_1 = q l / (P_0 - q l)$  и определяется несущая способность  $P_1$  по расчетной схеме, описанной в главе 7. Приняв параметр нагружения второго приближения  $v_2 = q l / P_1$ , определяем второе приближение  $P_2$  несущей способности каната и т.д. Достаточно 4...5 приближений для достижения необходимой точности вычислений.

В расчете критической длины канатов и кабель канатов при данной схеме растяжения параметр

$$\lambda = \frac{\delta}{2\sqrt{3}} \cdot \frac{(2G_{22} - G_{12}^2 / G_{11})K_{1c} - G_{12}K_{1e}}{(2G_{22} - G_{12}^2 / G_{11})K_{ec} - G_{12}K_{ee}}. \quad (60)$$

Исследования показали, что задача уменьшения собственного веса канатов и кабель-канатов при большой длине их вертикального отвеса в случае растяжения с кручением стоит еще более актуально, чем в случае наличия только деформации растяжения (рис.6). В работе рассмотрен путь решения этой задачи применительно к каротажным кабелям для исследования глубоких и сверхглубоких скважин. Он состоит в применении каротажных кабелей со ступенчатой броней. Получено выражение, определяющее площади ступеней брони

$$F_{i-1} = (\Phi_{i-1} + q l_i) / ([\sigma] - \gamma l_i), \quad (61)$$

где 
$$\Phi_{i-1} = \begin{cases} P & \text{при } i = 1; \\ [\sigma] F_{i-1} & \text{при } i = 2, 3, \dots, n; \end{cases}$$

$q = q_T K + q_0 - q_p$ ;  $q_T$  - нагрузка от единицы длины кабеля за вычетом массы брони;  $q_0$  - сопротивление движению единицы длины кабеля при его подъеме из скважины;  $q_p$  - выталкивающая сила бурового раствора, действующая на единицу длины кабеля;  $K$  - коэффициент динамичности;  $[\sigma]$  - допускаемое напряжение в проволоках брони;  $\gamma$  - удельный вес материала брони;  $l_i$  - длина  $i$ -ой ступени.

Исследование теоретического варианта идеально равнопрочной брони и ступенчатой показало, что уже трехступенчатая конструкция брони практически решает проблему создания кабеля для каротажа Кольской скважины глубиной 15 км. При запасе прочности  $n = 1.5$  и пределе прочности проволоки  $\sigma_n = 2400$  МПа вес каротажного кабеля с трехступенчатой броней получается только на 25% больше конструкции с идеально равнопрочной броней.

Девятая глава «Несущая способность канатов при растяжении грузом в направляющих и растяжении на неподвижном блоке». Для этих двух схем расчетное нагружение проволок в канате принято одинаковым в виде растяжения после предварительного изгиба. Несущая способность проволоки получается путем интегрирования выражения

$$\bar{N} = \frac{N}{\sigma_T A} = \frac{4}{\pi} \int_{-0.5}^{0.5} \bar{\sigma} \sqrt{1 - 4 \eta^2} d\eta. \quad (62)$$

В зависимости от предварительного изгиба  $\bar{\epsilon}_{ум}$  и последующего растяжения  $\bar{\epsilon}_e$  получено шесть выражений  $\bar{N}$  на основании (62).

При  $\bar{\epsilon}_{ум} < 1$  и  $0 < \bar{\epsilon}_p \leq 1 - \bar{\epsilon}_{ум}$  нормальная сила  $\bar{N} = \bar{\epsilon}_p$ .

При  $\bar{\epsilon}_{ум} < 1$  и  $1 - \bar{\epsilon}_{ум} \leq \bar{\epsilon}_p \leq 1 + \bar{\epsilon}_{ум}$

$$\bar{N} = \omega \bar{\epsilon}_p + \nu [(\bar{\epsilon}_p - 1)\varphi_1 - \bar{\epsilon}_{ум}\psi_1 / 3] + (1 - \bar{\epsilon}_T) / 2. \quad (63)$$

При  $\bar{\epsilon}_p > \bar{\epsilon}_{ум} + 1$  нормальная сила  $\bar{N} = 1 - \bar{\epsilon}_T + \bar{\epsilon}_p \bar{\epsilon}_T$ .

При  $\bar{\epsilon}_{\text{ум}} > 1$  и  $0 \leq \bar{\epsilon}_p \leq 2$ .

$$\bar{N} = \omega \bar{\epsilon}_p + \nu [(\bar{\epsilon}_p - 1)\varphi_1 + \varphi_2 - \bar{\epsilon}_{\text{ум}}(\psi_1 - \psi_2) / 3]. \quad (64)$$

При  $2 \leq \bar{\epsilon}_p \leq 2 + \bar{E}_T(\bar{\epsilon}_{\text{ум}} - 1)$

$$\bar{N} = \omega \bar{\epsilon}_p + \nu [(2 - \bar{\epsilon}_p - \bar{E}_T)\varphi_1 + \varphi_2 \bar{E}_T - \bar{\epsilon}_{\text{ум}} \bar{E}_T(\psi_1 - \psi_2) / 3]. \quad (65)$$

При деформации растяжения  $\bar{\epsilon}_p > 2 + \bar{E}_T(\bar{\epsilon}_{\text{ум}} - 1)$

$$\bar{N} = 1 + \bar{E}_T(\bar{\epsilon}_p - 1) + \nu \bar{E}_T(\varphi_2 + \bar{\epsilon}_{\text{ум}}\psi_2 / 3 - \pi/4). \quad (66)$$

В выражениях (63)...(66) обозначения  $\omega$ ;  $\nu$ ;  $\varphi_1$  и  $\psi_1$  такие же, как в главе 6.

На основании (62)...(66) установлено влияние на несущую способность проволок деформации как свивочного изгиба, так и изгиба на неподвижном барабане. Показано, что это влияние в направлении уменьшения несущей способности канатов может достигать до 35% при ограниченной равноосерной предельной деформации проволоки  $\epsilon_{\text{пр}}^{\text{пр}}$ . Установлено минимально необходимое значение  $\epsilon_{\text{пр}}^{\text{пр}} = (2.2...2.4) \epsilon_T$ , при котором фактор предварительного изгиба практически не влияет на несущую способность.

В аналогичном виде получены также выражения нормальной силы  $\bar{N}$ , т.е. несущей способности проволоки, при растяжении после предварительного свивочного изгиба с разгрузкой по изгибу. Это решение описывает напряженное состояние канатов, брони каротажных кабелей, металлостросов зубчатых ремней свитых с преформацией. Последняя значительно уменьшает влияние послесвивочного напряженного состояния на несущую способность.

Расчет несущей способности каната в целом при исследуемых в данной главе схемах нагружения выполняется по общей формуле (2), т.е. сводится к вычислению нормальной силы в сечениях всех элементов (проволок каната) по формулам (62)...(66) в зависимости от деформации изгиба и растяжения:

$$\bar{\epsilon}_{\text{ум}n} = \left[ (D_e + D_k)^{-1} (K_{bx_n}^2 + K_{nx_n}^2)^{1/2} + 0.5 (\sin^2 \alpha / r + \sin^2 \beta \cos^2 \alpha \cos 2\alpha / \bar{r}) \right] \delta_n \epsilon_T^{-1}, \quad n = 1, 2, \dots, s; \quad (67)$$

$$\bar{\epsilon}_{p_n}^{\text{пр}} = K_n K_{ee_n} \bar{\epsilon}_{\text{пр}}^{\text{пр}} / K_{ee_j} - 2 K_{ex_n} (D_\sigma + D_k)^{-1} \epsilon_T^{-1}. \quad (68)$$

где  $K_{bx_n}, \dots, K_{ex_n}$  - коэффициенты деформаций проволок  $n$ -го элемента;  $K_{ee_j}$  - коэффициент элемента, имеющего максимальное значение среди всех элементов данного каната (для канатов с металлическим сердечником

$$K_{ee} = 1); K_n = 1 - 0.05 \bar{\epsilon}_{\text{ум}}.$$

Расхождение расчетных и опытных данных по различным конструкциям канатов при интервале  $D/d = 10 \dots 30$  не превышает 14%. Опытные данные взяты из работ С. Т. Сергеева.

Методика расчета несущей способности канатов при растяжении в направляющих с учетом свивочных напряжений аналогична рассмотренной выше.

Проведенные исследования напряженно-деформированного состояния проволок во всем интервале деформации  $\bar{\epsilon}_p$  вплоть до исчерпания несущей способности позволили установить критерий отсутствия остаточных усилий в элементах каната после разгрузки

$$\bar{\epsilon}_i \cos^2 \alpha_i \cos^2 \beta_i = \text{const} \quad (i = 1, 2, \dots, s), \quad (69)$$

где  $\bar{\epsilon}_i$  - остаточная деформация 1-го элемента, которую он мог бы получить при беспрепятственной разгрузке. Установлен также уровень растягивающего усилия (операции вытяжки канатов), при котором этот критерий может быть реализован.

Десятая глава «Несущая способность канатов и тяговых лент при растяжении на вращающемся барабане» показывает, что как и при других схемах нагружения канатов расчет их несущей способности представляет решение двух задач. Первая - это определение несущей способности проволоки в канате при нагружении в виде растяжения  $\bar{\epsilon}_p^u$  с одновременным изгибом  $\bar{\epsilon}_{\text{ум}}$  после предварительного растяжения  $\bar{\epsilon}_p^p$ . При этом функция деформации по сечению проволоки представлена в таком виде

$$\bar{\epsilon} = \bar{\epsilon}_p^p + \bar{\epsilon}_{\text{ум}} (k + (\eta + \eta_0)/(0.5 + \eta_0)). \quad (70)$$

На ее основе определяются напряжения по характерным зонам сечения для шести случаев деформирования, которые обособляются соотношениями между деформациями растяжения и изгиба.

Под несущей способностью проволоки при указанном нагружении понимается значение нормальной силы  $\bar{N}$ , при котором исчерпывается ее равномерная предельная деформация  $\bar{\epsilon}_{\text{пр}}^{\text{нр}}$ . От величины  $\bar{\epsilon}_{\text{пр}}^{\text{нр}}$  зависит предельное значение деформации предварительного растяжения  $\bar{\epsilon}_p^p$ , которая вынуждена быть меньше  $\bar{\epsilon}_{\text{пр}}^{\text{нр}}$  в связи с необходимостью обеспечить последующий изгиб с растяжением, обусловленные навивкой каната на барабан. В конечном счете несущая способность проволоки в канате определяется указанной предельной деформацией растяжения

$$\bar{N} = \begin{cases} \bar{\epsilon}_{\text{пр}}^{\text{нр}} & \text{при } \bar{\epsilon}_p^p \leq 1; \\ 1 - \bar{\epsilon}_t + \bar{\epsilon}_p^p \bar{\epsilon}_t & \text{при } \bar{\epsilon}_p^p > 1. \end{cases} \quad (71)$$

$$\text{Здесь } \bar{\epsilon}_p^p = \bar{\epsilon}_{\text{пр}}^{\text{нр}} - K_b \bar{\epsilon}_{\text{ум}} (k + (\eta_0 + \eta_0)/(0.5 + \eta_0)). \quad (72)$$

где  $K_n$  - коэффициент, учитывающий влияние вида нагружения на равномерную предельную деформацию проволоки  $\bar{\epsilon}_{np}^{np}$ ;  $\eta_c$  - координата точки сечения проволоки, в которой при исчерпании ее несущей способности достигается  $\bar{\epsilon}_{np}^{np}$ . Для практических расчетов можно принимать  $K_n = 1$ ;  $\eta_c = 0$ .

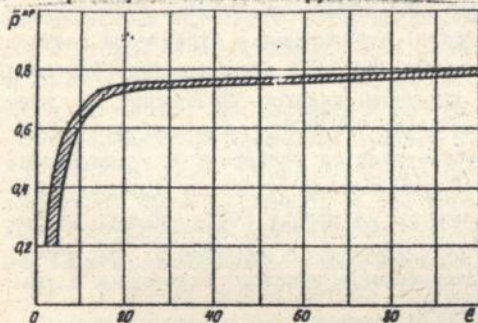
Предельная деформация растяжения  $\bar{\epsilon}_p^{np}$  в (72) определяется путем последовательных приближений. В качестве первого приближения можно принимать  $\bar{\epsilon}_p^{np} = \bar{\epsilon}_{np}^{np}$ . При этом для каждого приближения по  $\bar{\epsilon}_p^{np}$  необходимо вначале также путем последовательных приближений определить смещение  $\eta_0$  по трансцендентным уравнениям, полученным на основании (47). Расхождение теоретических и опытных значений несущей способности проволоки при данном нагружении не превышает 7%. Аналогично решена задача несущей способности тяговой ленты прямоугольного сечения.

Несущую способность каната при этой схеме нагружения удобнее вычислять по формуле (3), которая приводится к такому виду

$$P^{np} = \min \left[ \bar{N}_n \frac{\Delta P}{\bar{\epsilon}_p^{np} (\Delta P)_n^{np}} \right]; n = 1, 2, \dots, s, \quad (73)$$

где  $\bar{N}_n$  - несущая способность проволоки, определяемая по (71) с учетом (72) при  $\kappa = 2 K_{ex} \delta^{-1} (K_{bx}^2 + K_{nx}^2)^{-1/2}$ .

На рис. 7 показана теоретическая зависимость относительной несущей способности канатов различных конструкций от отношения  $e = D/d$  диаметра барабана к диаметру каната.



Расхождение расчетных и опытных данных для канатов различных конструкций в интервале отношения  $D/d = 10 \dots 30$  не превышает 7%. Опытные данные взяты из работ С. Т. Сергеева.

Рис. 7. Зависимость несущей способности канатов от отношения  $e = D/d$ .

Подробные выводы, касающиеся этой схемы нагружения канатов, приведены в заключении.

### Заключение

Выполненная работа позволила получить практические и научные результаты, которые обособлены в две группы. К первой группе (п.п. 1...15) отнесены те из них, которые непосредственно касаются разработанного метода расчета и анализа несущей способности канатов.

Ко второй группе отнесены результаты и выводы по деформированию канатов в упруго-линейной постановке, полученные на основе применения МКЭ и метода перемещений. Результаты обеих групп взаимосвязаны, т.к. решения, относящиеся ко второй группе, во многом являются математическим обеспечением исследований упруго-пластического деформирования и несущей способности канатов. Ниже изложены основные выводы и результаты обеих групп, начиная с первой группы.

1. Общей базой совершенствования расчета стальных канатов на статическую прочность может стать расчет по характеристикам, представляющим несущую способность канатов для основных схем нагружения. Разработанный в диссертации метод позволяет вычислять такие характеристики. Он учитывает схему нагружения каната, все его конструктивные особенности и деформативные свойства проволоки - ее равномерную предельную деформацию. Критерием исчерпания несущей способности каната следует принимать такое его предельное состояние, при котором деформация растяжения одного или нескольких элементов достигает равномерной предельной деформации проволоки, установленной при контроле ее свойств по диаграмме растяжения. В качестве элементов следует объединять группы проволок, обладающих в поперечном сечении каната геометрической, физической и силовой симметрией.

2. При выполнении отдельных НИР метод уже получил практическое применение. Это относится к работам, выполненным в Отраслевой научно-исследовательской лаборатории канатов МЧМ СССР (впоследствии Одесский научно-исследовательский отдел стальных канатов ВНИИметиза, а ныне Одесская научно-исследовательская фирма «ОНИОСК») по разработке и прочностному расчету канатов и кабель-канатов подъемных и удерживающих устройств. На основе расчетов по разработанному методу выполнено рецензирование и техническое заключение на проект ГОСТа «Канаты некрутящиеся многопрядные. Технические требования и сортамент». Это позволило предотвратить ошибки по классификации канатов, включенных в указанный проект ГОСТа как некрутящиеся.

Метод получил широкое применение в НИР №944-45 «Разработка грузонесущего элемента одно и трехжильного каротажных кабелей для сверхглубоких скважин», выполненной совместно Одесским политехническим институтом и предприятием п/я Г-4614 по Постановлению Совета Министров СССР. В первую очередь разработка предназначалась для исследования Кольской скважины глубиной 15 км. Отдельные элементы разработанной теории использованы в НИР №249-45 и №485-45.

3. Предложенный метод обеспечивает удовлетворительную точность и обладает универсальностью. В рамках созданной теории в работе исследу-

дованы следующие схемы нагружения канатов и кабель-канатов: растяжение свободно подвешенным грузом; растяжение грузом в направляющих; растяжение концевым усилием и распределенной по длине нагрузкой в виде собственного веса каната, а также сил сопротивления (последние применительно к схеме подъема каротажного кабеля из скважины); растяжение после изгиба на неподвижном блоке (борабанае); растяжение с последующим изгибом на вращающемся блоке (барабанае). При этой схеме нагружения исследована также несущая способность тяговой ленты.

4. Разработанный метод основывается на решении двух основных задач: определение собственной несущей способности элемента (проволоки) при нагружении, соответствующем схеме растяжения каната, что относится к прикладной теории прочности; вычисление нормальной силы в сечении каждого элемента в предельном состоянии каната с последующим суммированием.

Первая задача, если ее рассматривать в строгой постановке, представляет нерешенную проблему теории пластичности. Поэтому в работе при ее решении приняты упрощения как общего, так и частного характера. Частные упрощения касаются комбинаций деформаций проволок для каждой схемы нагружения каната.

При схемах нагружения каната в виде растяжения свободно подвешенным грузом и растяжения концевым усилием с распределенной по длине нагрузкой деформирование проволок рассматривается как растяжение с одновременным кручением. В случае растяжения каната в направляющих и после изгиба на неподвижном блоке деформирование проволоки в расчете принято в виде растяжения после изгиба с определенной степенью разгрузки по изгибу. При растяжении каната на вращающемся блоке (барабанае) деформирование проволоки принято в виде растяжения с одновременным изгибом после предварительного растяжения. Такие же комбинации нагружения проволок приняты и при определении жесткостей канатов, а также коэффициентов податливости металлотросов зубчатых ремней в стадии упруго-пластического деформирования.

5. В рамках метода расчета несущей способности канатов, а также в решении отдельных самостоятельных задач жесткости каната рассматриваются переменными, причем в первом случае состоящими из двух составляющих. Одна от элементов, деформирующихся упруго; вторая от элементов, которые деформируются упруго-пластически. Вычисление вторых слагаемых сводится к задаче определения жесткостей проволок в стадии упруго-пластического деформирования при указанных выше в п. п. 4 нагружениях. При этом жесткости каната можно считать изменяющимися дискретно.

6. Уменьшение несущей способности каната по сравнению с суммарным разрывным усилием всех его проволок имеет весьма широкий интервал, который зависит от четырех основных факторов: свивочных напряжений; конструктивных параметров каната; схемы и параметров его нагружения; равномерной предельной деформации проволоки, из которой изготовлен канат. При различных схемах нагружения влияние указанных четырех факторов проявляется в разной степени.

7. При любой схеме нагружения свивочные напряжения не могут оказывать уменьшающее влияние на несущую способность каната, если равномерная предельная деформация проволоки  $\epsilon_{\text{пр}}^{\text{нр}} \geq (2.2 \dots 2.4) \epsilon_{\text{т}}$ . В этом случае при растяжении каната грузом в направляющих, когда он испытывает только продольную деформацию, получается минимальное неизбежное уменьшение его несущей способности по сравнению с суммарным разрывным усилием всех его проволок. Оно составляет от 18 до 8%. Больше относится к канатам двойной свивки, меньше - одинарной свивки. В случае, если указанное условие по величине  $\epsilon_{\text{пр}}^{\text{нр}}$  не соблюдается (это имеет место, например, для канатов с металлическим сердечником ГОСТ 7666-88 из проволоки  $\sigma_{\text{в}} = 2200 \dots 1900$  МПа), уменьшение несущей способности при данной схеме доходит до 30...35% по отношению к суммарному разрывному усилию всех проволок.

8. Свивочное напряженное состояние оказывает существенное влияние также на условный модуль упругости канатов, коэффициент податливости металлотов зубчатых режней, остаточные усилия и момент упругой отдачи при первой нагружении. Особенно значительно это влияние для канатов одинарной свивки, находящихся перед растяжением непосредственно в послесвивочном напряженном состоянии. Так в интервале деформации растяжения каната, равной  $\epsilon_{\text{т}}$ , среднее значение модуля упругости в таком состоянии будет 0.85...0.75 от величины, присущей естественно ненапряженному состоянию. В работе получены зависимости условного модуля упругости, коэффициента податливости металлотов зубчатых режней от деформации растяжения каната и степени разгрузки по свивочному изгибу.

9. Установлены рациональные уровни первого нагружения, в том числе операции вытяжки канатов, по критериям отсутствия остаточных усилий и моментов упругой отдачи. Получено условие выбора конструктивных параметров с точки зрения отсутствия остаточных усилий в элементах каната, возникающих в результате разгрузки после первого нагружения.

10. Для схем растяжения свободно подвешенным грузом и растяжения концевым усилием с распределенной по длине нагрузкой, когда одновременно с растяжением канат испытывает кручение, интегральным конструк-

тивным параметром, корреспондирующим с уменьшением несущей способности каната, является коэффициент его относительной неуравновешенности  $\psi$ . Разные конструктивные типы канатов имеют допустимую величину  $\psi$ , при которой кручение каната в условиях указанных схем нагружения приводит к уменьшению более чем на неизбежную величину их несущей способности. Так в случае растяжения свободно подвешенным грузом при обычно применяемых углах свивки для многослойных канатов  $[\psi] \leq 0,2$ , для однослойных двойной свивки с органическим сердечником  $[\psi] \leq 0,5$ .

Многослойные канаты имеют зависимость их несущей способности от коэффициента  $\psi$  в интервале  $0,15 \leq \psi \leq 0,65$  близкую к линейной. Это дало возможность получить предельно простую приближенную формулу для вычисления несущей способности указанных канатов. Погрешность вычисления по приближенной формуле сравнительно с общей расчетной схемой и экспериментальными данными не превышает 7%. Аналогичные формулы могут быть получены и для других типов канатов при указанной схеме их нагружения.

Уменьшение несущей способности неуравновешенных канатов при растяжении с кручением обуславливается, во-первых тем, что недостаточность  $\epsilon_{np}^{np}$  по отношению к одним элементам не позволяет полностью проявить несущую способность другим элементам; во-вторых, кручения проволок элементов уменьшает их собственную несущую способность. Оба эти фактора являются следствием одной причины - кручения каната.

11. Неуравновешенность каната оказывает также отрицательное влияние на его критическую длину, при которой канат разрывается от действия собственного веса. Например, критическая длина однослойного, т.е. полностью неуравновешенного кабель-каната, при числе проволок в слое  $n = 42$  и  $\sigma_s = 1600$  МПа в 3 раза меньше уравновешенной конструкции и в 3,5 раза эквивалентного стержня. В рамках разработанной теории расчета несущей способности канатов при растяжении с кручением получены методики определения критической длины любой конструкции каната при соответствующих схемах нагружения.

12. При разработке грузонесущей брони каротажных кабелей с коэффициентом запаса прочности  $n = 1,5$  для сверхглубоких скважин установлено, что реально осуществимой является броня с числом ступеней 3 и более при пределе прочности проволоки  $\sigma_s = 2400 \dots 3200$  МПа соответственно для исследования скважин глубиной 15 и 20 км. В этом случае приемливая уравновешенность по  $\psi$  достигается, когда верхняя ступень брони имеет 4 слоя, средняя 3, а нижняя 2 слоя проволок с чередующимся направлением свивки слоев.

В пределах указанных параметров разработаны конструкции брони

одно и трехжильных каротажных кабелей для исследования Кольской скважины глубиной 15 км. Относительный вес такого каротажного кабеля только на 25% выше теоретического конструктивного варианта с идеально равнопрочной броней.

13. Основным параметром нагружения, с уменьшением которого уменьшается несущая способность канатов при растяжении с изгибом, естественно является отношение  $e = D/d$  диаметра блока (барабана) к диаметру каната. Исследования показали, что характер функции относительной несущей способности канатов  $\bar{P}^{np}$  (отношение ее абсолютного значения к суммарному разрывному усилию всех проволок) от параметра  $e$  в первом приближении можно считать независимым от конструкции каната.

Во всем интервале значений  $e$  обособляется три участка. Участок  $30 \leq e \leq 100$  и более, в пределах которого  $\bar{P}^{np}$  монотонно практически линейно уменьшается с уменьшением параметра  $e$ . При этом угловой коэффициент весьма мал и равен 0.00057. Средний участок  $30 \geq e \geq 10$ , на котором зависимость  $\bar{P}^{np}(e)$  нелинейная. Используя полигональную аппроксимацию зависимости  $\bar{P}^{np}(e)$ , построенной на основе разработанной теории, удается получить приближенную удобную для практического применения расчетную формулу несущей способности канатов при растяжении на вращающемся барабане. Погрешность вычислений этой формулы по отношению к точной и экспериментальным данным не превышает 5...7%.

Характер зависимости несущей способности тяговых лент при растяжении с изгибом на вращающемся барабане по основным параметрам такой же, как и подъемных канатов.

14. Влияние равномерной предельной деформации проволоки  $\epsilon_{np}^{np}$  на несущую способность канатов зависит от схемы нагружения, конструкции каната, наличия послесвивочных зон пластичности в сечениях проволок. Увеличение значений параметра  $\epsilon_{np}^{np}$  до 4...5% позволяет повысить несущую способность канатов при растяжении с изгибом на 5...15%, а при растяжении свободно подвешенным грузом на 30...35%.

15. Недостаток предлагаемой теории связан с необходимостью большого объема многократно повторяющихся вычислений. Однако он относительно легко преодолевается при использовании разработанных программ расчета на ЭВМ. Математическое обеспечение указанных программ основывается на взаимосвязанных матричных формулах деформаций проволок и жесткостей канатов, полученных путем применения МКЭ на основе метода перемещений.

16. Использование МКЭ и метода перемещений в данной работе для исследования деформированного состояния канатов в отличие от ранее применяемого метода сил в известных работах оказалось весьма продук-

тивными. Позволило повысить уровень обобщения решенных и новых решаемых задач, получить качественно новые результаты в том числе в упруго-линейной постановке. Основные выводы и результаты, полученные на основании МКЭ состоят в следующем.

16.1. Применение МКЭ на основе метода перемещений позволило разработать методику составления глобальной матрицы жесткости канатов. Элемент матрицы, т.е. любая жесткость каната, рассматривается как вторая частная производная от удельной потенциальной энергии деформирования каната по соответствующей его деформации. При этом смешанные производные представляют собой попарно одинаковые жесткости влияния.

16.2. Получены две единые матричные формулы. Одна для жесткостей каната, вторая для всех деформаций проволок. Они являются общими для канатов любого порядка свивки. Такое решение устраняет ступенчатость в определении жесткостей канатов двойной и тройной свивки, имеющуюся в формулах известных работ; обеспечивает полную одинаковость напряженных состояний как при определении жесткостей канатов, так и деформаций их проволок, в том числе с учетом отклонений от геометрической, физической, а также силовой симметрии в поперечном сечении каната.

16.3. Получены расчетные формулы и исследовано совместное поперечное сужение слоев проволок и прядей в канатах двойной свивки при растяжении с кручением. Основой формул являются коэффициенты поперечной деформации слоев, которые имеют смысловую аналогию с коэффициентами Пуассона для анизотропного тела, в частности стержня с винтовой анизотропией свойств. Установлено, что учет поперечного сужения слоев проволок в прядях и прядей в канате двойной свивки с металлическим сердечником дает уточнение значений продольной жесткости и соответствующей деформации на 10...15%. Для канатов двойной свивки с органическим сердечником поперечным сужением слоев проволок в прядях можно пренебрегать, т.к. его влияние не превышает 2...3%.

16.4. Разработана методика учета трения между элементами каната в зоне переходного участка формирования его изгиба на блоке (барабанае). На этой основе получена аналитическая зависимость изгибной жесткости каната от его натяжения и кривизны изгиба. Уточнены интервалы теоретических значений изгибной жесткости канатов. Например, для каната одинарной свивки конструкции 1+6+12 он составляет (0.88...20) от суммарной изгибной жесткости всех проволок, а для каната двойной свивки конструкции  $6 \times (1+6+12) + 0.с.$  интервал равен (1.25...160). Нижняя граница в указанных интервалах соответствует полному отсутствию трения, а верхняя состоянию трения покоя. Верхняя граница зависит от конструкции каната в части количества слоев проволок (прядей). К ней

жесткость стремится при увеличении радиуса изгиба и натяжения каната.

16.5. Решена новая задача деформированного состояния каната при растяжении с кручением и изгибом в двух плоскостях (в плоскости навивки на барабан и в другой плоскости ей ортогональной). Установлено, что деформация изгиба из плоскости навивки на барабан появляется в случае растяжения каната с изгибом при грузе в направляющих. При остальных схемах нагружения эта деформация имеет место только в случае канатов с нарушенной симметрией геометрического, физического и силового характера в их поперечном сечении. Указанная асимметрия оказывает существенное влияние на напряженное состояние. Например, при ослаблении свивочного натяжения двух прядей из шести максимальное значение эквивалентного напряжения при  $D/d = 30$  примерно в 2 раза больше, чем в случае идеальной симметрии в сечении.

16.6. Получены формулы для определения координат приведенного (упругого) центра тяжести сечений каната. Он смещается относительно геометрического центра вследствие нарушения геометрической, физической или силовой симметрии сечения каната. Показано, что приведенный центр тяжести сечения находится на пересечении двух ортогональных осей, относительно которых изгибные жесткости каната имеют минимальные значения.

Это исследование касается известного явления, называемого «штопором». Показано, что радиус «штопора» может быть определен через координаты приведенного центра тяжести сечения как их геометрическая сумма.

Введено понятие о главных жесткостях каната. Это будут жесткости относительно ортогональных осей, проходящих через приведенный центр тяжести сечения. Они вычисляются как собственные значения соответствующей глобальной матрицы жесткости каната.

17. Опыт использования в данной работе МКЭ и разработанная теория упруго-пластического деформирования канатов, включая расчет их статической несущей способности для основных схем нагружения, создают перспективу решения других аналогичных задач. Среди них расчет несущей способности проводов ЛЭП; несущая способность канатов при растяжении с ограниченным кручением в случае наличия вертлюга; несущая способность канатов при растяжении с кручением на вращающемся блоке (барабане). Наконец, использование теории расчета статической несущей способности и методики определения остаточных усилий позволяют приступить к решению задач повторно-статической несущей способности канатов и других многопроволочных деталей.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих рабо-

гах:

1. Чаюн И.М. Прочностные и жесткостные характеристики стальных канатов. - 245 с. - Деп. в УкрИНТЭИ 26.08.92, №1362-Ук92.
2. Чаюн И.М. К вопросу о расчете несущей способности канатов // Расчеты и конструирование деталей машин и приборов. - К.: УкрНИИТИ 1969. - С.101-105.
3. Чаюн И.М. Остаточные усилия в проволоках спиральных канатов после первого растяжения // Стальные канаты. - Вып. 7. - К.: Техніка, 1970. - С.85-88.
4. Чаюн И.М. О влиянии пластических свойств проволоки на статическую несущую способность канатов // Стальные канаты. - Вып.9. - К.: Техніка, 1972. - С.101.
5. Чаюн И.М. Расчет несущей способности канатов на ЭВМ // Стальные канаты. - Вып. 10. - К.: Техніка, 1973. - С.33-38.
6. Чаюн И.М., Козлов В.Т., Волков Н.С., Масенжник Я.З. Основные конструктивные характеристики ступенчатой брони сверхдлинных кабелей для геофизических работ // Кабельная техника. - М., 1974. - Вып.10(116). - С.3-5.
7. Чаюн И.М., Долгов Н.С. Методики расчета несущей способности и критической длины канатов и кабель-канатов // Прочность и долговечность стальных канатов. - К.: Техніка, 1975. - С.180-188.
8. Чаюн И.М. Методика расчета остаточных усилий в полиметаллическом канате // Теория и практика производства метизов: Межвуз. сб. - Вып.11. - Магнитогорск, 1975. - С.133-138.
9. Чаюн И.М., Голуб Б.Н. Об одной критерии выбора углов свивки канатов и кабель-канатов // Прочность и долговечность стальных канатов. - К.: Техніка, 1975. - С.247.
10. Чаюн И.М. Влияние конструктивных характеристик канатов на их несущую способность // Теория и практика метизного производства: Межвуз. сб. - Вып.5. - Свердловск: УПИ, 1976. - С.72-77.
11. Чаюн И.М., Малиновский В.А. К вопросу оптимизации режимов обтяжки канатов // Теория и практика метизного производства. - Вып. 5. - Свердловск: УПИ, 1976. - С.77-83.
12. Чаюн И.М. Продольная жесткость и модуль упругости канатов и кабель-канатов при первом нагружении. - 23 с. - Деп. в ВИНТИ 12.04.77, №1375-77Деп. // Деп. рукописи / ВИНТИ. - М., 1978. - №1. - Б/о 562 // РЖ. Механика. - 1977 - №7. - Реф. 7В1058.
13. Чаюн И.М. Анализ несущей способности канатов при свободном растяжении // Теория и практика производства метизов: Межвуз. сб. - Вып.7. - Свердловск: УПИ, 1978 С.127-132.

14. Чаюн И. М., Кравцов Э. Д. Влияние жесткости металлостроса зубчатых ремней // Детали машин: Техн. сб. - Вып. 35. - К., 1982. - С. 64-65.
15. Чаюн И. М. К вопросу составления матриц жесткости. - 8 с. - Деп. в УкрНИИТИ 7.06.89, №1520-Ук89. // Деп. науч. работы / ВИНТИ. - М., 1989. - №11. - Б/о 955.
16. Бабенко О. П., Чаюн И. М. Визначення залишкових зусиль способом зіставлення залишкових деформацій // Матеріали науково-технічної конференції «Машинобудування та економіка». - Одеса, 1970. - С. 5-8.
17. Чаюн И. М. Деформированно-напряженное состояние и несущая способность проволоки в канате при его растяжении на вращающемся барабане // Тезисы докладов на конференции «Технические средства океанического промышленного рыболовства». - Севастополь, 1990. - С. 57.
18. Чаюн И. М. Исследование влияния поперечного сужения на деформированное и напряженное состояние элементов каната при растяжении с кручением // Технические средства рационального морского и океанического промысла рыбы: Сб. - Севастополь, 1990. - С. 39.
19. Чаюн И. М. Исследование прочностных и жесткостных характеристик стальных канатов с учетом упруго-пластического деформирования // Тезисы докладов Украинской республиканской научно-технической конференции «Проблемы повышения качества и надежности стальных канатов». - Днепропетровск, 1991. - С. 22-23.
20. Чаюн И. М. Теоретическое определение жесткостных характеристик металлостросов зубчатых ремней // Детали машин: Респ. межвед. науч.-техн. сб. - Вып. 53. - К., 1991. - С. 48-54.
21. Чаюн И. М. Влияние поперечного сужения каната при свободном растяжении на напряженное состояние его проволок. - 8 с. - Деп. в УкрНИИТИ 02.01.91, №9-Ук91 // Деп. науч. работы / ВИНТИ. - М., 1991. - №4. - Б/о 502.
22. Чаюн И. М. Статическая несущая способность проволоки в подъемном канате // Стальные канаты. - К.: Либідь, 1991. - С. 50-56.
23. Чаюн И. М. Влияние потери устойчивости проволок в натянутом канате на его изгибную жесткость // Стальные канаты. - К.: Либідь, 1991. - С. 41-49.
24. Чаюн И. М. Модель изгибной жесткости металлостросов зубчатых ремней // Детали машин: Респ. межвед. науч.-техн. сб. - Вып. 54. - К., 1992. - С. 94-100.