

На правах рукописи

ТАРАСОВ СЕРГЕЙ СЕРГЕЕВИЧ

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДЕФОРМИРОВАНИЯ
СЛОИСТЫХ ПРОВОЛОЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ СПИРАЛЬНОГО ТИПА**

Специальность 01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва – 2013

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Московского авиационного института (национального исследовательского университета)».

Научный руководитель: **Данилин Александр Николаевич,**
доктор физико-математических наук, профессор

Официальные оппоненты: **Дмитриев Владимир Георгиевич,**
доктор технических наук, профессор,
профессор каф. «Здания и сооружения на транспорте»
Российской открытой академии транспорта (РОАТ
МИИТ)

Рыжов Сергей Викторович,
кандидат технических наук, доцент,
генеральный директор ЗАО НТЦ «Электросети»
(г. Москва)

Ведущая организация: **ОАО «Фирма ОРГРЕС»** (г. Москва)

Защита диссертации состоится «25» декабря 2013 г. в 15⁰⁰ часов на заседании диссертационного совета Д 212.125.05 в ФГБОУ ВПО «Московском авиационном институте (национальном исследовательском университете)» по адресу: 125993, Москва, А-80, ГСП-3, Волоколамское шоссе, д. 4.

С диссертацией можно ознакомиться в научно - технической библиотеке ФГБОУ ВПО «Московского авиационного института (национального исследовательского университета)».

Автореферат разослан «19» ноября 2013 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета

Федотенков Г.В.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы диссертации. В настоящее время задачи о деформировании гибких проволочных конструкций с учетом их внутреннего строения привлекает большое внимание разработчиков нового оборудования в области энергоснабжения объектов военного и гражданского назначения, космической техники, энергетики, подводного оборудования, строительства. Являются актуальными задачи, связанные с надёжностью функционирования и защитой от механических повреждений воздушных линий информационно-телекоммуникационного обеспечения авиационных и ракетных систем, быстровозводимых ракетных площадок и специальных платформ и др.

Анализ работоспособности воздушных линий электропередачи (ВЛ) заключается в решении целого ряда проблем, связанных с расчётами статических состояний и колебаний проводов, тросов и кабелей связи совместно с арматурой, гасителями колебаний и другими закрепленными на них устройствами. Решение многих из этих проблем возможно только при корректном учёте изгибно-крутильных жесткостей. В ряде задач эти параметры являются определяющими. Однако из-за сложной многопроволочной структуры провода или троса возникают известные проблемы в оценках их жесткостей, а также внутреннего трения. Например, изгибная жесткость может меняться по мере деформации провода, поскольку поводы провода могут проскальзывать относительно друг друга, а отдельные проволоки перемещаются внутри поводов. Следовательно, величина изгибной жесткости провода изменяется как вдоль провода, так и во времени.

Применение спиральной арматуры является одним из наиболее эффективных и дешёвых способов технического решения многих проблем, связанных с энергообеспечением и связью при помощи проводов, тросов и кабелей ВЛ. Применение спиральной арматуры обширно. Она используется в виде спиральных зажимов для натяжения, крепления проводов, тросов и кабелей, а также оперативного и надёжного ремонта проводов и тросов непосредственно на линии электропередачи. В последнем случае такой способ часто является *единственно возможным*. При неправильном подборе (расчёте) спирального зажима сердечник может потерять частично или полностью свои функции.

Анализ литературы и состояния исследований в области механики деформирования многослойных проволочных конструкций с учётом их внутренней структуры показывает, что для них до сих пор нет корректной теории деформирования, учитывающей взаимодействия проволочных слоёв (повивов).

В этой связи, разработка методов анализа напряженно-деформированного состояния многослойных проволочных конструкций, составленных из проволочных спиралей, является **актуальной и практически значимой проблемой**.

В связи с этим, **объектом** диссертационного исследования являются многослойные проволочные конструкции регулярной структуры, составленные из проволочных спиралей; **целью исследования** – разработка математической модели, позволяющей оценивать деформации, жесткость, несущую способность, оптимизировать конструктивные варианты рассматриваемых проволочных конструкций и систем из них.

Задачами работы являются:

1. Разработка модели деформирования проволочной конструкции, состоящей из слоёв (повивов) проволочных спиралей, на основе представления каждого повива в виде анизотропной безмоментной цилиндрической оболочки. При таком подходе провод или зажим представляется в виде системы вложенных друг в друга цилиндрических оболочек, взаимодействующих между собой силами давления и трения по модели Кулона.

2. Построение матриц податливости и жесткости спиральных конструкций различного назначения и вычисление их изгибных и крутильных жесткостей.

3. Разработка методик расчёта несущей способности натяжных и соединительных зажимов, выбора их длины для обеспечения надежной работоспособности.

4. Разработка подходов к получению конструктивных вариантов спиральных зажимов, близких к оптимальным, обеспечивающих функциональное назначение, надёжность и требуемый ресурс.

Методы исследования:

- уравнения изгиба и кручения упругих винтовых стержней;
- вариационный принцип Кастильяно,
- теория безмоментных цилиндрических оболочек,
- аналитические и численные методы решения начальных и краевых задач для систем обыкновенных дифференциальных уравнений.

Научная новизна работы заключается в следующем:

1. Разработана новая модель деформирования конструкций, образованных из проволочных слоёв (повивов), навитых по цилиндрической образующей относительно некоторого сердечника в центре конструкции. Характерными представителями таких конструкций являются провода ВЛ и спиральные зажимы. Согласно предложенной модели, каждый повив представляется с позиции энергетического подхода как эквивалентная по упругим свойствам анизотропная безмоментная цилиндрическая оболочка, а проволочная конструкция в целом рассматривается как система вложенных друг в друга цилиндрических оболочек, взаимодействующих между собой силами давления и трения.

2. На основе предложенной модели построены определяющие соотношения, связывающие продольные и поперечные деформации с соответствующими силовыми факторами; получены явные формулы для вычисления матриц жесткости и податливости. Получены также явные формулы для вычисления изгибных и крутильных жесткостей с использованием гипотезы плоских сечений.

3. В рамках предложенной модели сформулированы начальные и краевые задачи для расчёта многоповивных натяжных и соединительных спиральных зажимов конечной длины.

4. Предложены алгоритмы анализа несущей способности спиральных зажимов. Показано, что использование зажимов с переменным шагом позволяет управлять распределением усилий по длине зажима, уменьшить длину зажима и снизить его вес. Это становится особенно актуальным, когда сердечник представляет собой оптоволоконный кабель или композитный гибкий стержень.

5. В рамках разработанной модели показано, что предельная нагрузка на зажим не зависит от того, каким образом зажим смонтирован на провод, прикладывая либо соответствующую продольную нагрузку, либо крутящие моменты для обеспечения требуемого натяга.

Достоверность и обоснованность научных положений и результатов обеспечивается корректным использованием законов и уравнений механики деформируемого твердого тела, применением строгих математических методов решения сформулированных задач, а также успешными сравнениями результатов расчета с известными экспериментальными и теоретическими данными.

Практическую ценность диссертационной работы представляют:

1. Предложенные математические модели, методы и вычислительные алгоритмы, позволяющие анализировать несущую способность многослойных проволочных конструкций регулярной структуры, рассчитывать параметры проволочных спиралей, оптимизировать проектные решения. Спиральные зажимы различного назначения представляют наибольший интерес для применения разработанных схем анализа работоспособности проволочных конструкций.

2. Явные формулы для матриц жесткости и податливости, удобные для использования в различных вычислительных комплексах, в том числе, для решения задач о вибрациях, субколебаниях и пляски проводов ВЛ.

3. Простые алгоритмы для экспресс-оценок несущей способности проволочных конструкций, оптимизации их конструктивных параметров.

4. Возможность косвенной оценки коэффициентов трения проволочных повивов на основе экспериментов на сдергивание зажимов с сердечника.

5. Распространение предложенной теории на решение других задач о деформировании проволочных конструкций, не рассмотренных в настоящей диссертационной работе. К таким задачам, например, относятся расчёты многослойных ремонтных зажимов, проводов Аего-Z и с композитными сердечниками.

На защиту выносятся:

1. Новая математическая модель деформирования проволочной конструкции, состоящей из слоёв (повивов) проволочных спиралей или их прядей, подобно конструкции провода ВЛ или спирального зажима. В соответствии с этой моделью каждый повив представляется с позиции энергетического подхода как эквивалентная по упругим свойствам анизотропная цилиндрическая оболочка, а сама проволочная конструкция рассматривается как система вложенных друг в друга цилиндрических оболочек, между которыми допускается проскальзывание с учетом трения по модели Кулона.

2. Методики и явные формулы для определения матриц податливости и жесткости спиральных конструкций различного назначения.

3. Методики расчёта несущей способности натяжных и соединительных зажимов, выбора их длины для обеспечения надежной работоспособности.

4. Методики проектирования спиральных зажимов с неравномерным шагом скрутки с целью уменьшения давления на сердечник проводника.

5. Математическое доказательство, что предельная нагрузка на зажим не зависит от того, каким образом зажим смонтирован на провод, прикладывая либо соответст-

вующую продольную нагрузку, либо крутящие моменты для обеспечения требуемой величины натяга.

Апробация работы и публикации. Результаты диссертационной работы докладывались на:

- XVIII-м международном симпозиуме «Динамические и технологические проблемы механики конструкций и сплошных сред» им. А.Г. Горшкова. Ярополец. Московская обл., 2012 г.;
- Московской молодёжной научно-практической конференции «Инновации в авиации и космонавтике – 2012»;
- XII Международной конференции «Авиация и космонавтика-2013» 12-15 ноября 2013 г., Москва.

Работа в целом обсуждалась на заседании кафедры № 910Б Московского авиационного института (национального исследовательского университета) и научном семинаре им. А.Г. Горшкова «Проблемы механики деформируемого твердого тела и динамики машин». Основные результаты диссертации опубликованы в 3-х печатных работах [12-14] из Перечня, рекомендованного ВАК РФ.

Объем и структура работы Диссертационная работа состоит из введения, 5 глав, заключения, списка литературы. Работа содержит 117 страниц, 60 рисунков, 4 таблицы. Список литературы содержит 92 наименования.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертации, представлены объект и предмет научных исследований, сформулированы цель и задачи исследования, определена научная новизна и практическая ценность полученных автором результатов, приведены основные положения, выносимые на защиту; дано краткое содержание работы по главам.

В первой главе приведен обзор литературы по теме диссертации, представлены примеры задач, корректные решения которых можно получить только при использовании определяющих соотношений между деформациями и соответствующими обобщенными силами, учитывающих внутреннюю структуру провода или троса и, как следствие, связность деформаций.

В расчетной практике проволочные конструкции, подобные проводам воздушных линий электропередачи (ВЛ), рассматриваются как однородные по структуре стержни или нити с осредненными жесткостными параметрами без учета их внутреннего строения. Такой подход используется, например, при решении задач о стрелах провеса проводов между опорами в различных эксплуатационных режимах, или задач о колебаниях проводов под воздействием ветровых потоков [Бошнякович А.Д., Ванько В.И., Глазунов А.А. и др.]. Используют также принцип суммирования жесткостей каждой из проволок провода, а также различные эмпирические зависимости [Dubois H., Lilien J.L., Dal Maso F.]. Однако такие подходы не описывают известные эффекты при деформировании проводов [Papailiou K.O., Lilien J.L., Rawlins

С.В.], и их использование в расчетах может приводить к недопустимым ошибкам, например, при исследовании зависимости изгибной жесткости от тяжения (силы натяжения провода) или кривизны [Виноградов А.А., Papailiou К.О.].

Возможно использование метода «детального» конечно-элементного моделирования проволочной конструкции [Fekr M.R., McClure G., Farzaneh M.]. Хотя такой путь крайне трудоемок и "субъективен", поскольку результаты расчетов в значительной степени зависят от модели и геометрии контактных поверхностей, формируемых расчётчиком. Этот подход практически неприемлем при исследовании динамического поведения проволочных конструкций и оптимизации их конструкции.

Существует также подход, который связан с идеологией осреднения проволочных повивов. Здесь возможно использовать различные способы его реализации. Например, в работе Ч. Роулинса рассматривается деформирование произвольной спиральной проволоки, затем вводится гипотеза о совместной работе всех проволок повива или всего провода, которая приводит к взаимной увязке проволок в единый ансамбль. Однако в этом случае затруднительно ввести корректную модель межповивного взаимодействия с учетом сил трения.

В настоящее время появился класс задач, связанных с проектированием и изготовлением зажимов спирального типа, предназначенных для подвески, ремонта и соединения проводов ВЛ. Спиральный зажим представляет собой один или несколько повивов ограниченной длины, каждый из которых образован из отдельных спиральных проволок или их прядей. Конструкция спирального зажима очень хорошо сочетается с проводами, так как она обладает гибкостью и после монтажа фактически интегрируется с проводом в одно целое. С точки зрения механики, повивы спирального зажима, смонтированного на проводе, можно рассматривать как дополнительные внешние (для провода) повивы ограниченной длины.

При проектировании зажима ставится задача об определении его несущей способности, а также нахождении оптимальных значений конструктивных параметров, например, длины зажима, направления и шага (угла намотки) спиралей. При неудачном их выборе работа зажима может оказаться неэффективной и даже приводить к повреждениям ядра конструкции. Получить решения этих задач можно только на основе рассмотрения спиральной конструкции как системы взаимодействующих проволочных повивов с учетом сил трения.

Аналитических работ, посвященных расчёту несущей способности спиральных зажимов, весьма мало. Производственные и эксплуатационные компании имеют свои наработки в этом направлении, основанные на опытных данных. Экспериментальные исследования здесь имеют первостепенное значение, но вряд ли ими можно пользоваться для анализа работоспособности зажимов и оптимизации их конструкции. Наиболее интересными, близкими по тематике и методологии, представляются исследования Рыжова С.В., которым предложен оригинальный феноменологический подход к расчёту спиральных зажимов, основанный на анализе деформирования отдельной спирали, намотанной на сердечник.

Другой подход, впервые предложенный в работах Шалашилина В.И., Данилина А.Н., развивается в настоящей работе. Метод заключается в энергетическом осреднении и последующем сведении повива к некоторой эквивалентной по упругим

свойствам анизотропной цилиндрической оболочке. При таком способе проволочная конструкция, образованная слоями проволочных спиралей, рассматривается как система вложенных друг в друга оболочек, взаимодействующих между собой с учётом сил трения по модели Кулона. Отличительной чертой предлагаемого подхода является простота формулировки, наглядность, возможность получения явных формул и эффективных в вычислительном плане алгоритмов.

Во второй главе сформулирована математическая модель деформирования типовой проволочной конструкции, состоящей из нескольких повивов (проволочных слоев). Каждый проволочный повив трактуется как эквивалентная по упругим свойствам анизотропная цилиндрическая оболочка, а сама проволочная конструкция рассматривается как система вложенных друг в друга цилиндрических оболочек, которые взаимодействуют между собой силами давления и трения по модели Кулона. На основе этого подхода получены явные формулы для определения матриц податливости и жесткости проволочных конструкций.

Рассматривается деформация витка винтового стержня радиуса r под действием усилий, которые вызывают появление в стержне внутренних сил, постоянных по его длине. Сначала стержень нагружается силой P , направленной вдоль оси провода. Вызываемый момент Pr в сечении винтового стержня раскладывается на изгибающий $M_b(P)$ и крутящий $M_t(P)$ моменты: $M_b(P) = Pr \sin \alpha$, $M_t(P) = Pr \cos \alpha$. В сечении проволоки также появляется продольная сила $N(P) = P \sin \alpha$.

Затем рассматривается нагружение винтового стержня моментом M в плоскости, нормальной к продольной оси x . В этом случае в сечениях стержня возникают изгибающий и крутящий моменты $M_b(M) = -M \cos \alpha$, $M_t(M) = M \sin \alpha$.

Считается, что при действии поперечной нагрузки q (в направлении радиуса кривизны стержня ρ) точки оси стержня перемещаются на величину смещения w строго вдоль радиусов кривизны и эти перемещения постоянны по длине стержня. Тогда в сечениях стержня возникает продольная сила $N(q) = q\rho = qr/\cos^2 \alpha$.

При одновременном действии всех трех нагрузок в сечениях стержня появляются суммарные изгибающие, крутящие и продольные силовые факторы, величины которых равны

$$\begin{aligned} M_b &= M_b(P) + M_b(M) = Pr \sin \alpha - M \cos \alpha, \\ M_t &= M_t(P) + M_t(M) = Pr \cos \alpha + M \sin \alpha, \\ N &= N(P) + N(q) = P \sin \alpha + qr/\cos^2 \alpha. \end{aligned} \quad (1)$$

Потенциальная энергия деформации витка длиной S с учётом (1)

$$\begin{aligned} U &= \frac{1}{2} \int_0^S \left(\frac{M_b^2}{EJ_b} + \frac{M_t^2}{GJ_t} + \frac{N^2}{EF} \right) ds = \frac{S}{2} \left[\frac{1}{EJ_b} (Pr \sin \alpha - M \cos \alpha)^2 + \right. \\ &\quad \left. + \frac{1}{GJ_t} (Pr \cos \alpha + M \sin \alpha)^2 + \frac{1}{EF} \left(P \sin \alpha + \frac{qr}{\cos^2 \alpha} \right)^2 \right]. \end{aligned} \quad (2)$$

где EJ_b , GJ_t , EF – жесткости на изгиб, кручение и растяжение винтового стержня соответственно направлениям моментов M_b , M_t и силы N .

В качестве обобщенных перемещений выбираются удлинение Δ винтового стержня по продольной оси, угол закручивания стержня вокруг оси φ и площадь Sw , где w – перемещения точек винтового стержня вдоль радиуса кривизны.

Вводятся обобщенные силы, совершающие работу на этих обобщенных перемещениях:

$$P^* = P + N(q) \sin \alpha = P + qr \sin \alpha / \cos^2 \alpha, \quad (3)$$

$$M^* = M + N(q) r \cos \alpha = M + qr^2 / \cos \alpha.$$

Обобщенному перемещению Sw соответствует интенсивность q усилия, действующего на стержень вдоль радиуса кривизны.

Подстановка в (2) выражений для P и M через P^* , M^* и q , вытекающие из (3), приводит к выражению:

$$U = \frac{S}{2} \left\{ \frac{1}{EJ_b} \left[P^* r \sin \alpha - M^* \cos \alpha - qr^2 (\text{tg}^2 \alpha - 1) \right]^2 + \frac{1}{GJ_t} \left(P^* r \cos \alpha + M^* \sin \alpha - 2qr^2 \text{tg} \alpha \right)^2 + \frac{1}{EF} \left(P^* \sin \alpha + qr \right)^2 \right\}.$$

По теореме Кастильяно обобщенные перемещения: $\Delta = dU/dP^*$, $\varphi = dU/dM^*$, $Sw = dU/dq$.

В матричной форме

$$(\Delta \varphi Sw)^T = A (P^* M^* q)^T, \quad (4)$$

где элементы матрицы $A = \|a_{ij}\|$ ($i, j = 1, 2, 3$)

$$\begin{aligned} a_{11} &= Sr^2 \left(\frac{1+\psi}{EJ_b} \sin^2 \alpha + \frac{\cos^2 \alpha}{GJ_t} \right), \quad a_{12} = a_{21} = Sr \left(\frac{1}{GJ_t} - \frac{1}{EJ_b} \right) \sin \alpha \cos \alpha, \\ a_{22} &= S \left(\frac{\sin^2 \alpha}{GJ_t} + \frac{\cos^2 \alpha}{EJ_b} \right), \quad a_{13} = a_{31} = -Sr^3 \left(\frac{\text{tg}^2 \alpha - (1+\psi)}{EJ_b} + \frac{2}{GJ_t} \right) \sin \alpha, \\ a_{23} &= a_{32} = -Sr^2 \left(\frac{2\text{tg}^2 \alpha}{GJ_t} + \frac{1-\text{tg}^2 \alpha}{EJ_b} \right) \cos \alpha, \quad a_{33} = Sr^4 \left[\frac{(1-\text{tg}^2 \alpha)^2 + \psi}{EJ_b} + \frac{4\text{tg}^2 \alpha}{GJ_t} \right]; \end{aligned} \quad (5)$$

безразмерный коэффициент $\psi = J_b / Fr^2$.

Далее рассматривается система из n винтовых стержней и сопоставляется с цилиндрической оболочкой радиуса r и длины L (шаг спирали), нагруженной по торцам погонным продольным усилием T , крутящим моментом H и внутренним давлением p , как это показано на рис. 1.

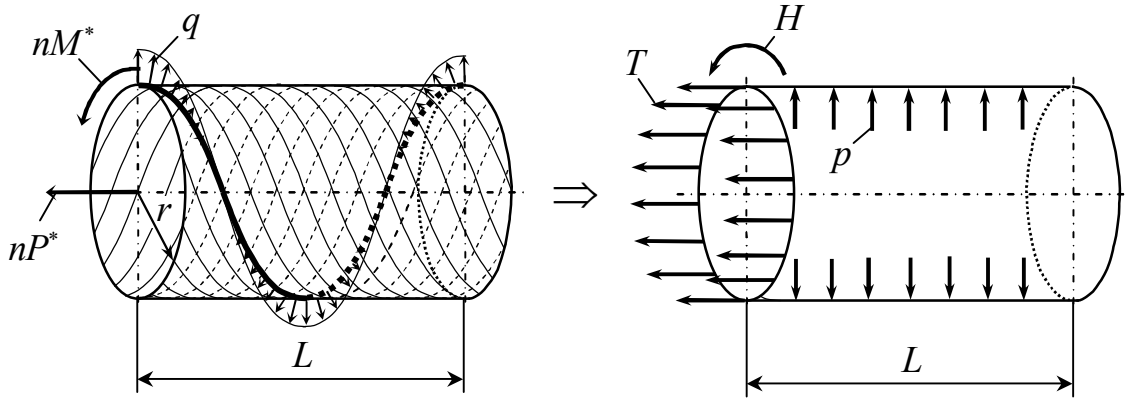


Рис. 1. Сведение одного повива провода к эквивалентной оболочке

Нагрузки P^* , M^* , q , действующие на отдельный стержень системы, и нагрузки, действующие на оболочку, связываются соотношениями: $P^* = T 2\pi r/n$, $M^* = H/n$, $q = p 2\pi r L/(nS)$, где n – количество винтовых стержней.

Вводится относительное удлинение $\varepsilon = \Delta/L$ и относительный угол закручивания $\theta = \varphi/L$. Тогда (4) преобразуется к виду:

$$(\varepsilon \theta w)^T = B(T H p)^T, \quad (6)$$

где элементы матрицы B вычисляются с учётом (5) по формуле

$$B = A \cdot D/n, \quad (7)$$

где диагональная матрица $D = \text{diag}(2\pi r/L, 1/L, 2\pi r/S)$.

Соотношения (6), (7) позволяют построить выражения изгибных и крутильных жесткостей для проводов ВЛ и иных подобных структур. Для этого спиральная проволочная конструкция трактуется как стержень со специфичными механическими свойствами. Это позволяет записать соотношения между усилиями, действующими на стержень, и его деформациями в пределах закона Гука в общем виде $(\varepsilon \theta k)^T = B(N H M)^T$ или $(N H M)^T = R(\varepsilon \theta k)^T$, где ε , θ , k – относительное удлинение, относительный угол закручивания и кривизна оси стержня; N , H , M – продольная сила, крутящий и изгибающий моменты в стержне; B и R – матрицы податливостей и жесткостей, связанные соотношением $R = B^{-1}$. Отсюда следуют традиционные определения жесткостей на растяжение, кручение и изгиб, если матрицы B и R диагональны. Этому соответствует предельный случай, когда рассматривается изотропный стержень в главных центральных осях.

Провод представляет собой систему, состоящую из сердечника (центральной проволоки) и проволочных слоев (повивов), каждый из которых можно моделировать как анизотропную цилиндрическую безмоментную оболочку с соотношениями вида (6), (7). Возникающие в проводе продольная сила N и крутящий момент H складываются из сил и моментов, действующих на сердечник (0) и повивы ($i = 1, \dots, n$):

$$N = N^{(0)} + \sum_{i=1}^n N^{(i)} = N^{(0)} + 2\pi \sum_{i=1}^n r^{(i)} T^{(i)}, \quad H = H^{(0)} + \sum_{i=1}^n H^{(i)}. \quad (8)$$

Принимается, что слои провода уложены без зазора и натяга. Такое допущение позволяет исключить из (6) давление $p^{(i)}$ и записать

$$\left(\varepsilon^{(i)} \theta^{(i)} \right)^T = \bar{B}^{(i)} \left(T^{(i)} H^{(i)} \right)^T, \quad (9)$$

где элементы матрицы $\bar{B}^{(i)}$ размерности 2×2 имеют вид

$$\bar{b}_{11}^{(i)} = b_{11}^{(i)} - \frac{b_{13}^{(i)} b_{31}^{(i)}}{b_{33}^{(i)}}, \quad \bar{b}_{12}^{(i)} = b_{12}^{(i)} - \frac{b_{13}^{(i)} b_{32}^{(i)}}{b_{33}^{(i)}}, \quad \bar{b}_{21}^{(i)} = b_{21}^{(i)} - \frac{b_{23}^{(i)} b_{31}^{(i)}}{b_{33}^{(i)}}, \quad \bar{b}_{22}^{(i)} = b_{22}^{(i)} - \frac{b_{23}^{(i)} b_{32}^{(i)}}{b_{33}^{(i)}}.$$

Считается также, что повивы не проскальзывают друг относительно друга, т.е. что их деформации одинаковы. Это позволяет записать (8) в виде $(N H)^T = R(\varepsilon \theta)^T$, где

$$R = \begin{pmatrix} E^{(0)} F^{(0)} & 0 \\ 0 & G^{(0)} J_t^{(0)} \end{pmatrix} + \sum_{i=1}^n \begin{pmatrix} 2\pi r^{(i)} & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix} C^{(i)}.$$

Здесь $E^{(0)}$, $G^{(0)}$ – модули на растяжение и сдвиг силового сердечника; площадь $F^{(0)} = \pi d^{(0)2}/4$, полярный момент инерции $J_t^{(0)} = \pi d^{(0)4}/32$; $d^{(0)}$ – диаметр проволоки сердечника; матрица $C^{(i)} = (\bar{B}^{(i)})^{-1}$.

Полученная в результате матрица R является матрицей жесткости для спиральной структуры при её работе на растяжение и кручение. Следует ожидать, что ввиду встречной намотки повивов провода элементы $R_{12} = R_{21}$ малы по сравнению с диагональными R_{11} и R_{22} . Тогда R_{11} и R_{22} можно рассматривать как классические жесткости провода на растяжение и кручение.

Для вычисления изгибной жесткости кривизна κ , радиус кривизны ρ и изгибающий момент стержня связываются соотношением $\kappa = 1/\rho = M_b/EJ_b$. В свою очередь, изгибающий момент $M_b = \int_F y \sigma dF$, где y – расстояние от элемента dF до нейтрального волокна, σ – нормальное напряжение в поперечном сечении F .

При выполнении гипотезы плоских сечений удлинение волокна стержня с сечением dF равно $\varepsilon = y/\rho$.

Если рассматривать i -й повив как оболочку, состоящую из продольных волокон, в которых действуют напряжения $\sigma^{(i)} = T^{(i)}/d^{(i)}$, то с учётом (9) следует закон Гука для продольного волокна в виде $\varepsilon^{(i)} = \bar{b}_{11}^{(i)} T^{(i)} = \bar{b}_{11}^{(i)} d^{(i)} \sigma^{(i)}$.

Тогда для i -го повива

$$E^{(i)} J_b^{(i)} = M_b^{(i)} \rho^{(i)} = \rho \int_F y \frac{\varepsilon^{(i)}}{\bar{b}_{11}^{(i)} d^{(i)}} dF = \frac{1}{\bar{b}_{11}^{(i)} d^{(i)}} \int_F y^2 dF^{(i)}. \quad (10)$$

Принимается, что при изгибе провода кривизна изгиба осей всех повивов и сердечника одинакова, а $M_b = \sum_{i=0}^n M_b^{(i)}$. Поэтому изгибная жесткость с учетом (10) оказывается равной $EJ_b = \rho \sum_{i=0}^n M_b^{(i)} = \sum_{i=0}^n E^{(i)} J_b^{(i)} = 0.05 d^{(0)4} E^{(0)} + \pi \sum_{i=1}^n r^{(i)3} c_{11}^{(i)}$, где первое слагаемое – жесткость центральной проволоки.

Для сравнения в диссертации представлены оценки жесткостей проводов серии АС, полученные по разработанной в работе методике и посчитанные по инженерным методикам, используемым в практике проектирования ВЛ. Показано, что реше-

ния могут существенно различаться (в разы и десятки раз) в зависимости от модели провода или троса. Дано также сопоставление крутильных жесткостей проводов серии АС, посчитанных по разработанной методике, с их значениями, полученными экспериментально. На рис. 2-а) показано сопоставление крутильных жесткостей проводов серии АС отечественного производства, посчитанных по разработанной методике (маркеры) и полученных по эмпирически найденной формуле $GJ_t = 0.00027d^4$ (сплошная линия; Dubois H., Lilien J.L., Dal Maso F.), где d – внешний диаметр провода в мм. Зависимости изгибных жесткостей от внешнего диаметра провода представлены на Рис. 2-б).

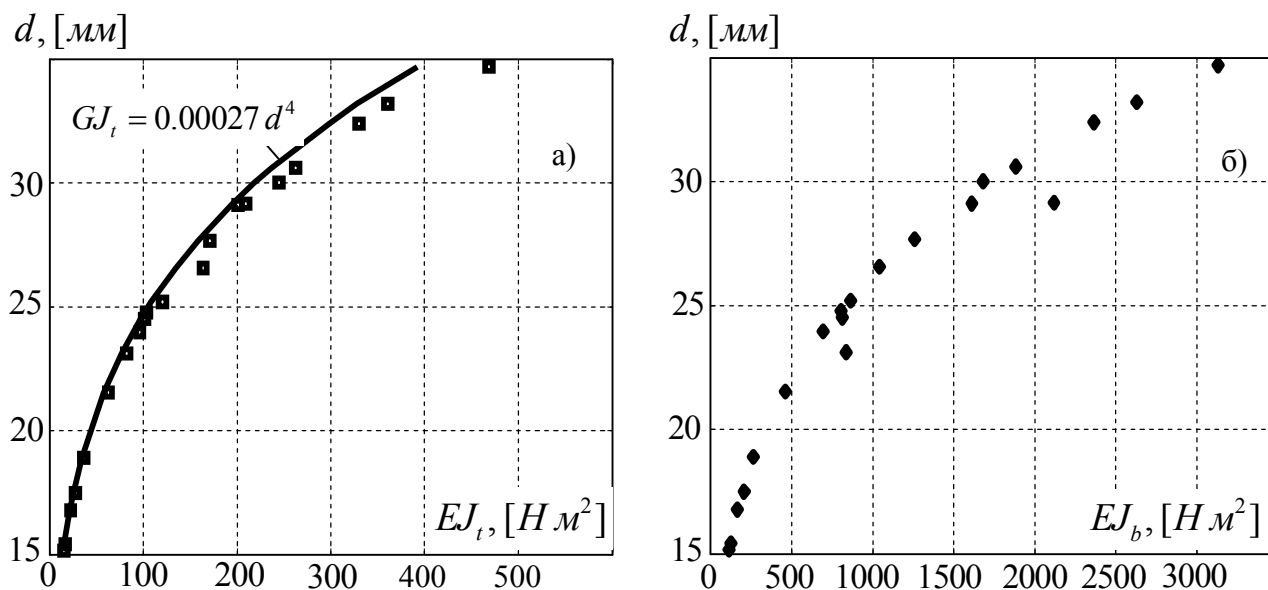


Рис. 2. Зависимости крутильных (а) и изгибных (б) жесткостей от внешнего диаметра проводов

Третья глава посвящена моделированию деформирования спиральных зажимов совместно с повивами провода или троса. Сделан анализ конструктивных схем спиральных зажимов и их назначения. Сформулирована общая задача и построены асимптотические решения первого приближения.

Даны оценки параметров межповивного взаимодействия. Предложены способы экспресс-оценок распределения силовых факторов вдоль оси проволочных спиральных конструкций и анализа их несущей способности.

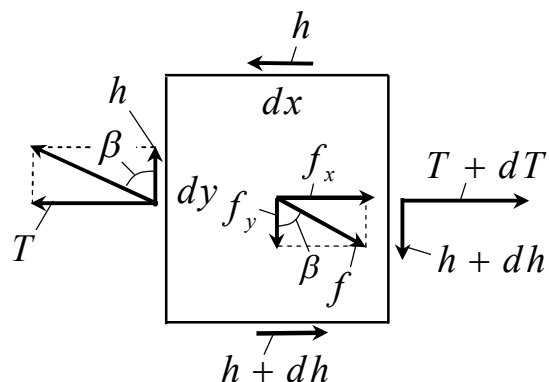


Рис. 3. Равновесие элемента кольца эквивалентной оболочки

Показано, что использование зажимов с переменным шагом позволяет существенно перераспределить нагрузку на сердечник вдоль длины зажима. Это особенно актуально для зажимов, применяемых для кабелей оптоволоконной связи и проводов с композитными силовыми сердечниками.

Спиральный зажим также как и повив провода ВЛ сводится к эквивалентной цилиндрической оболочке. Для решения задачи о взаимодействии зажима с сердечником (проводом,

тросом, кабелем) рассматривается равновесие элементарного кольца длиной dx под действием продольного усилия T , окружного усилия $h = H/(2\pi r^2)$ и силы трения f , составляющие которой в продольном и окружном направлениях обозначаются через f_x и f_y . Элемент такого кольца длиной dy в окружном направлении показан на рис. 3.

Из условий равновесия элемента следуют уравнения

$$dT/dx = -f_x, \quad dH/dx = -2\pi r^2 f_y. \quad (11)$$

По закону сухого трения сила трения, распределенная по поверхности контакта между зажимом и сердечником, равна $f = k_T p$, где p – давление по поверхности контакта, k_T – коэффициент трения. Считается, что сила f направлена вдоль равнодействующей сдвигающего усилия, образованного силами T и h , т.е.

$$f_x = f |T| / \sqrt{T^2 + h^2}, \quad f_y = f |h| / \sqrt{T^2 + h^2}; \quad h = H/2\pi r^2. \quad (12)$$

Контактное усилие p при заданных усилиях T и h и радиальном перемещении (натяге) зажима $w = w_0$ определяется из третьего уравнения (6).

В качестве первого приближения рассмотрено закрепления зажима на опоре, позволяющее ему свободно поворачиваться: $H_0 = 0$. Тогда второе уравнение (11) имеет тривиальное решение $H(x) \equiv 0$, а для первого уравнения начальная задача принимает вид

$$dT/dx = -k_T (w_0 - b_{31}T)/b_{33} = -k_T (a_0 + a_1T), \quad T(0) = T_0, \quad (13)$$

где $a_0 = w_0/b_{33}$, $a_1 = -b_{31}/b_{33}$ с коэффициентами

$$b_{31} = -\frac{2\pi r^4}{n} \sin \alpha \left(\frac{\operatorname{tg}^2 \alpha - 1 - \psi}{EJ_z} + \frac{2}{GJ_t} \right), \quad b_{33} = \frac{2\pi r^5}{n} |\sin \alpha| \left[\frac{(1 - \operatorname{tg}^2 \alpha)^2 + \psi}{EJ_z} + \frac{4\operatorname{tg}^2 \alpha}{GJ_t} \right].$$

Если спирали навиты с постоянным шагом то решение (13) дается формулой

$$T(x) = T_\infty + (T_0 - T_\infty) e^{-k_T a_1 x}, \quad (14)$$

Отметим, что решение (14) имеет асимптотическую составляющую $T_\infty = \lim_{x \rightarrow \infty} T = -w_0/|b_{31}|$. Характер его изменения показан на рис. 4. Длина зажима, необходимая для того, чтобы он удерживал усилие T_0 , должна быть не меньше l_{\min} . Из решения (13) следует, что величина $l_{\min} = \ln(1 - T_0/T_\infty)/(k_T a_1)$.

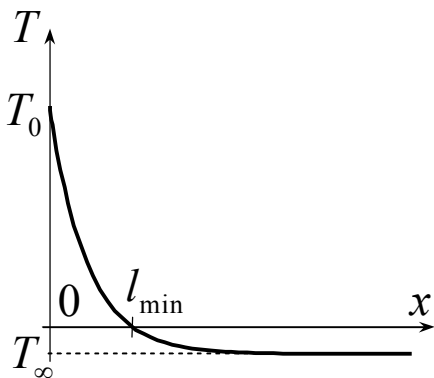


Рис. 4. Характер изменения решения (14)

Если шаг спиралей переменный, то уравнение (13) интегрируется численно с использованием стандартных алгоритмов.

В работе предлагается вариант переменного шага изменения угла подъема проволок в виде $\alpha(x) = \alpha_0 + c(x/l)^k$, где значения параметров варьируются в пределах: $c = 0 \div 0.8$, $k = 1 \div 3$. В качестве примера приведен анализ напряженно-деформированного состояния натяжного спирального зажима, навитого на композитный сердечник диаметром 6 мм, выдерживающего 3500 кГ. Ре-

результаты интегрирования уравнения (13), показаны на рис. 5. Для сравнения на графиках тонкими линиями показаны распределения растягивающей силы и давления для случая зажима с постоянным шагом скрутки. Для этого случая был подобран угол наклона спиралей, обеспечивающий ту же минимально допустимую длину зажима. Возможность уменьшения уровня давления на сердечник вследствие его перераспределения по длине зажима имеет *большое значение для практики*, поскольку при использовании в качестве сердечника композитных стержней или кабелей имеются весьма жесткие ограничения на величины давления.

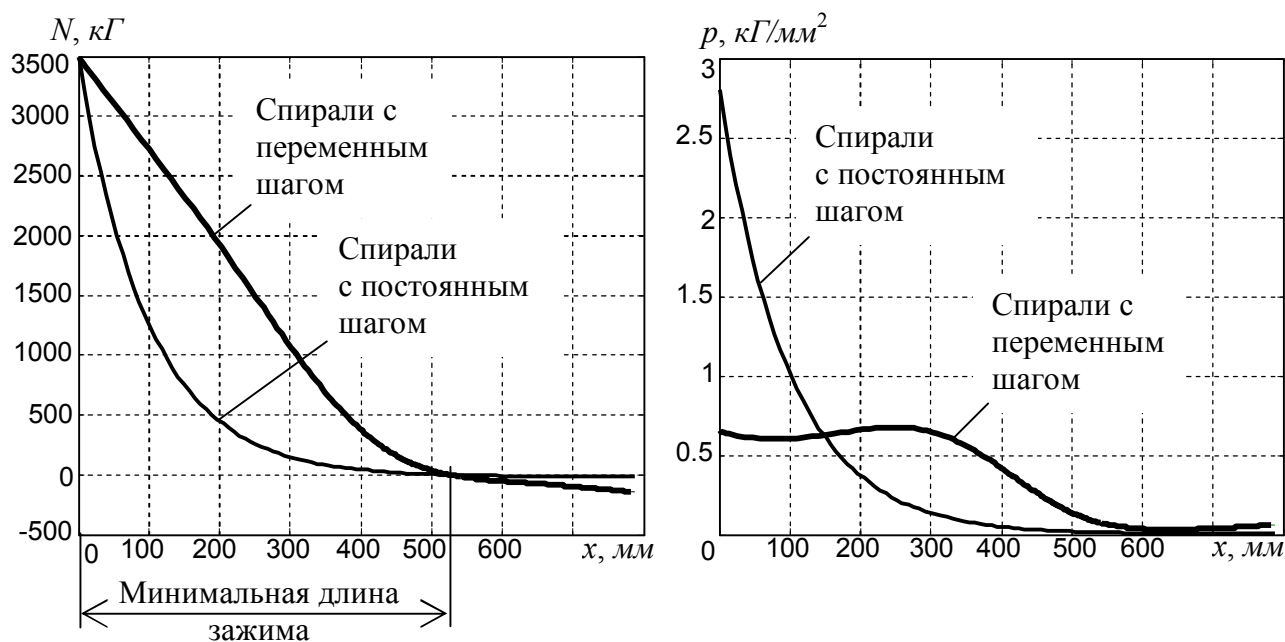


Рис. 5. Распределения суммарной растягивающей силы и среднего давления на сердечник по длине зажима

В заключительном параграфе 3 главы дана общая формулировка краевой задачи о взаимодействии зажима конечной длины с сердечником. Система уравнений для осевого усилия T и крутящего момента H в зажиме, а также для смещения u и угла поворота φ зажима относительно провода записывается в виде

$$\begin{aligned} dT/dx &= -k_T p \cdot \sin \beta, & dH/dx &= -2\pi r^2 k_T p \cdot \cos \beta, \\ du/dx &= \varepsilon = b_{11}T + b_{12}H + b_{13}p, & d\varphi/dx &= \theta = b_{21}T + b_{22}H + b_{23}p, \end{aligned} \quad (15)$$

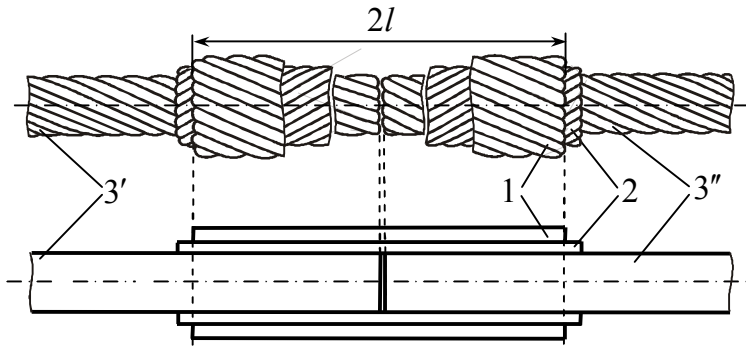
где $p = (w_0 - b_{31}T - b_{32}H)/b_{33}$. Уравнения (15) имеют множество асимптотических решений, определяемых условием $p = 0$. Это условие обеспечивается таким сочетанием T и H , при котором зажим получает прогиб $w_0 = b_{31}T^0 + b_{32}H^0$. Нагруженный таким образом зажим монтируется на провод без зазора и контактных усилий. Здесь имеет место неопределённость. Действительно, придать зажиму прогиб w_0 можно, например, нагрузив его по концам усилиями: $T^0 = w_0/b_{31}$, $H^0 = 0$; или моментами: $H^0 = w_0/b_{32}$, $T^0 = 0$. После того, как действующие на зажим торцевые усилия T^0 или моменты H^0 будут сняты, он испытает деформацию и на поверхности контакта возникнут контактное давление p и тангенциальные усилия трения. Очевидно, что конечное состояние зажима будет существенно зависеть от его начального состоя-

ния. Важным параметром взаимодействия является угол, определяющий направление сил трения на поверхности контакта. В работе анализируются различные варианты их направления, например, вдоль равнодействующей сдвигающего усилия.

В итоге в рамках модели показывается, что *предельная нагрузка не зависит от того, каким образом зажим смонтирован на провод.*

Четвёртая глава посвящена модели деформирования соединительного зажима, состоящего из протектора-фиксатора – внешнего стального слоя и алюминиевого

токопроводящего повива, как это показано на рис. 6.



Следуя общей методологии, каждый повив (проволочный слой) трактуется с позиции энергетического подхода как эквивалентная по упругим свойствам анизотропная цилиндрическая оболочка. На основе этого подхода исследованы *два режима* истощения несущей способности зажима:

Рис. 6. Соединительный зажим спирального типа и его схема: 1 – внешний повив (протектор-фиксатор); 2 – токопроводящий повив; 3', 3'' – соединяемые провода

1) Сползание (сдвигание)

зажима происходит по поверхности контакта между токопроводящим повивом и собственно проводом, а верхний и токопроводящий повивы деформируются как единое целое.

2) Сползание происходит сначала по поверхности между верхним и токопроводящим повивами, и далее, с ростом нагрузки, сползание зажима происходит по поверхности контакта между токопроводящим повивом и проводом.

Первый режим возникает в случае, когда величина коэффициента трения $k_T^{(1)}$ по поверхности между верхним и токопроводящим повивами велика настолько, чтобы обеспечить их совместную деформацию без проскальзывания друг относительно друга. В то же время считается, что происходит проскальзывание по поверхности между токопроводящим повивом и проводом.

Соотношения упругости для верхнего ($i = 1$) и токопроводящего повивов ($i = 2$) имеют, в соответствии с (6) и (7), вид

$$\left(\varepsilon^{(i)} \quad \theta^{(i)} \quad w^{(i)} \right)^T = B^{(i)} \left(T^{(i)} \quad H^{(i)} \quad p^{(i)} \right)^T, \quad (16)$$

где относительное удлинение, угол закручивания и радиальное перемещение обозначены соответственно через $\varepsilon^{(i)}$, $\theta^{(i)}$ и $w^{(i)}$, а соответствующие им продольные усилия, крутящий момент и внутреннее давление через $T^{(i)}$, $H^{(i)}$ и $p^{(i)}$.

Соотношения (16) обращаются и записываются в виде

$$\begin{pmatrix} T^{(i)} \\ H^{(i)} \\ p^{(i)} \end{pmatrix} = D^{(i)} \begin{pmatrix} \varepsilon^{(i)} \\ \theta^{(i)} \\ w^{(i)} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} D_1^{(i)} & D_3^{(i)} \\ D_2^{(i)} & d_{33}^{(i)} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \varepsilon^{(i)} \\ \theta^{(i)} \\ w^{(i)} \end{pmatrix}; \quad i = 1, 2.$$

Здесь:

$$D^{(i)} = \|d_{mn}^{(i)}\| = (B^{(i)})^{-1}; \quad m, n = 1, 2, 3;$$

$$D_1^{(i)} = \begin{pmatrix} d_{11}^{(i)} & d_{12}^{(i)} \\ d_{21}^{(i)} & d_{22}^{(i)} \end{pmatrix}, \quad D_2^{(i)} = (d_{31}^{(i)} \quad d_{32}^{(i)}), \quad D_3^{(i)} = \begin{pmatrix} d_{13}^{(i)} \\ d_{23}^{(i)} \end{pmatrix}.$$

Считается, что верхний и токопроводящий повивы имеют натяги $w_0^{(1)}$ и $w_0^{(2)}$, которые выбираются при монтаже. При совместной работе повивов зажима они деформируются так, что $(\varepsilon^{(1)} \quad \theta^{(1)})^T = (\varepsilon^{(2)} \quad \theta^{(2)})^T = (\varepsilon \quad \theta)^T$, $w^{(1)} = w_0^{(1)}$, $w^{(2)} = w_0^{(2)}$. Это условие позволяет переписать (16) в виде

$$\begin{pmatrix} T \\ H \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} T^{(1)} + T^{(2)} \\ H^{(1)} + H^{(2)} \end{pmatrix} = (D_1^{(1)} + D_1^{(2)}) \begin{pmatrix} \varepsilon \\ \theta \end{pmatrix} + w_0^{(1)} D_3^{(1)} + w_0^{(2)} D_3^{(2)}, \quad p = a_0 + a_1 T + a_2 H;$$

$$a_0 = d_{33}^{(1)} w_0^{(1)} + d_{33}^{(2)} w_0^{(2)} - (D_2^{(1)} + D_2^{(2)}) (D_1^{(1)} + D_1^{(2)})^{-1} (w_0^{(1)} D_3^{(1)} + w_0^{(2)} D_3^{(2)}),$$

$$a_1 = (D_2^{(1)} + D_2^{(2)}) (D_1^{(1)} + D_1^{(2)})^{-1} \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad a_2 = (D_2^{(1)} + D_2^{(2)}) (D_1^{(1)} + D_1^{(2)})^{-1} \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \end{pmatrix}.$$

Считается, что при проскальзывании в предельном состоянии окружные силы трения не возникают. Тогда из условий равновесия элемента кольца длиной dx (рис.

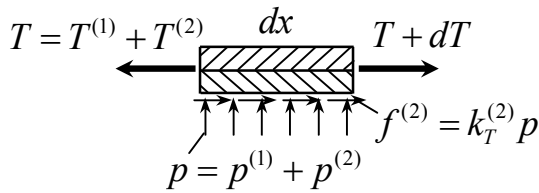


Рис. 7. Равновесие элемента зажима длиной dx

Решается, когда $T(l) = 0$:

$$T_{пред.} = T_\infty (1 - e^{k_T^{(2)} a_1 l}) = a_0 / a_1 \cdot (e^{k_T^{(2)} a_1 l} - 1). \quad (17)$$

Далее рассматривается случай, когда величина коэффициента трения $k_T^{(1)}$ по поверхности между верхним и токопроводящим повивами недостаточно велика и сначала достигается предельная величина усилия в верхнем повиве $T_{пред.}^{(1)}$. Решение этой задачи аналогично и предельная нагрузка оказывается равной

$$T_{пред.}^{(1)} = T_\infty^{(1)} (1 - e^{k_T^{(1)} a_1^{(1)} l}); \quad T_\infty^{(1)} = -a_0^{(1)} / a_1^{(1)}.$$

При этом распределение давления $p^{(1)}$ по длине зажима на токопроводящий повив определяется формулой $p^{(1)}(x) = a_0^{(1)} e^{k_T^{(1)} a_1^{(1)} (l-x)}$.

Предельное значение усилия для токопроводящего повива определяется в результате решения задачи:

$$dT^{(2)} / dx = f^{(1)} - f^{(2)} = k_T^{(1)} p^{(1)} - k_T^{(2)} p, \quad T^{(2)}(0) = T_0^{(2)}. \quad (18)$$

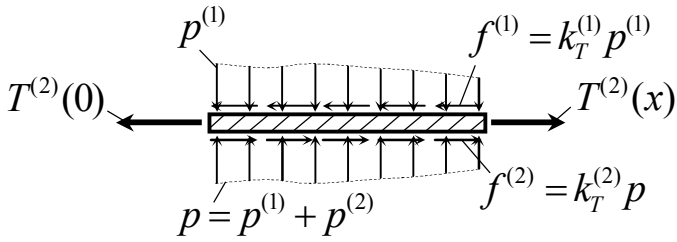


Рис. 8. Токопроводящий повив и действующие на него силы

Здесь $p = p^{(1)} + p^{(2)}$, где $p^{(2)}$ – давление, которое даёт токопроводящему повиву прогиб, равный его натягу $w_0^{(2)}$.

В соответствии с (16)

$$p^{(2)} = a_0^{(2)} + a_1^{(2)} T^{(2)},$$

где $a_0^{(2)} = w_0^{(2)} / b_{33}^{(2)}$, $a_1^{(2)} = -b_{31}^{(2)} / b_{33}^{(2)}$.

Тогда задача (18) сводится к виду

$$dT^{(2)} / dx = (k_T^{(1)} - k_T^{(2)}) a_0^{(1)} e^{k_T^{(1)} a_1^{(1)} (l-x)} - k_T^{(2)} (a_0^{(2)} + a_1^{(2)} T^{(2)}), \quad T^{(2)}(0) = T_0^{(2)},$$

общим решением которого является

$$T^{(2)}(x) = C e^{-k_T^{(2)} a_1^{(2)} x} + T_\infty^{(2)} - \frac{k_T^{(1)} - k_T^{(2)}}{k_T^{(1)} a_1^{(1)} - k_T^{(2)} a_1^{(2)}} a_0^{(1)} e^{k_T^{(1)} a_1^{(1)} (l-x)}, \quad T_\infty^{(2)} = -\frac{a_0^{(2)}}{a_1^{(2)}}.$$

Отсюда, следует

$$T_{пред.}^{(2)} = T_\infty^{(2)} \left(1 - e^{k_T^{(2)} a_1^{(2)} l}\right) + \frac{k_T^{(1)} - k_T^{(2)}}{k_T^{(1)} a_1^{(1)} - k_T^{(2)} a_1^{(2)}} a_0^{(1)} \left(e^{k_T^{(2)} a_1^{(2)} l} - e^{k_T^{(1)} a_1^{(1)} l}\right).$$

Найденные выражения для предельных значений усилий для верхнего и токопроводящего повивов позволяют вычислить суммарную предельную силу $N_{пред.} = 2\pi r (T_{пред.}^{(1)} + T_{пред.}^{(2)})$, которую выдерживает зажим.

В качестве примера исследована несущая способность шлейфового зажима ШС-15,2-01 (по каталогу ЭССП) для соединения проводов марки АС120/19 внешним диаметром 15.2 мм. Для данной марки зажима экспериментально установлена величина силы сползания зажима с провода $N_{пред.} \approx 2300 \text{ кГ}$. Эта величина позволяет оценить коэффициент трения по поверхности между оболочками, моделирующими токопроводящий повив и верхний повив собственно провода. Из (17) следует значение $k_T^{(2)} = \ln(1 - T_{пред.}^{(2)} / T_\infty^{(2)}) / (a_1 l) \approx 0.13$. Натяг протектора-фиксатора при его монтаже на токопроводящий повив на проводе принимался равным $w_0^{(1)} = 0,954 \text{ мм}$, натяг токопроводящего повива при его монтаже на провод – $w_0^{(2)} = 0,76 \text{ мм}$.

На рис. 9 показаны распределения по длине зажима суммарной растягивающей силы, а также давления токопроводящего повива на провод, соответствующие первому режиму исчерпания несущей способности зажима.

На рис. 10 (а) показаны распределения по длине зажима продольных сил по повивам зажима и суммарной растягивающей силы. На рис. 10 (б) – распределения давлений между протектором-фиксатором и токопроводящим повивом, а также между токопроводящим повивом и собственно проводом. Для сравнения на рис. 10 пунктирными линиями показаны также распределения продольных сил (N_1) и давления (p_1) вдоль оси зажима, состоящего только из одного алюминиевого повива, т.е. зажима без протектора-фиксатора.

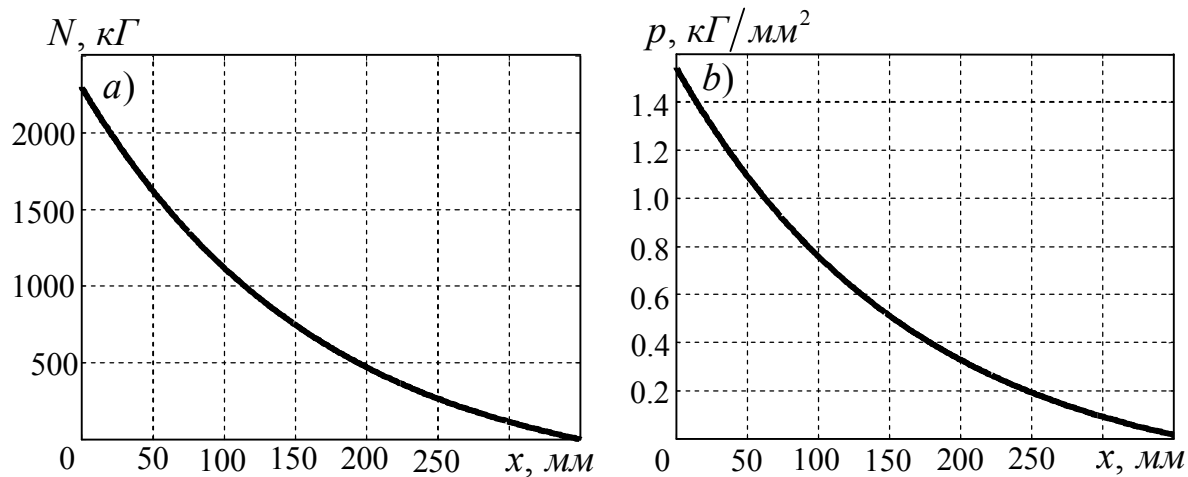


Рис. 9. Распределение суммарной растягивающей силы в зажиме (а) и давления зажима на провод (b) по его длине для первого режима истощения несущей способности зажима

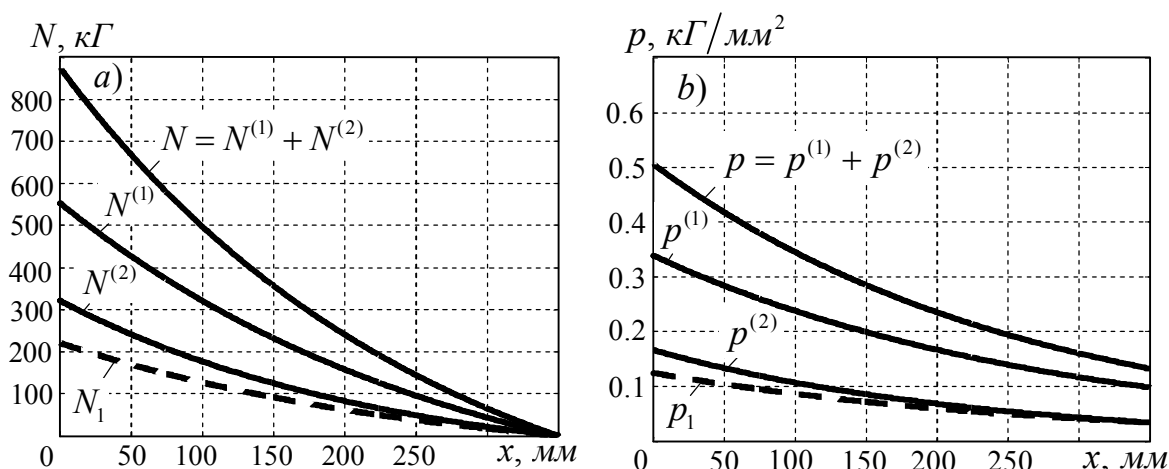


Рис. 10. Распределение растягивающих сил в повивах (а) и давления между повивами (b) по длине зажима для второго режима истощения его несущей способности

Таким образом, показано, что предельная нагрузка для второго режима истощения несущей способности соединительного зажима оказывается существенно меньшей по сравнению с предельной нагрузкой для первого режима. Следовательно, что для повышения несущей способности зажима необходимо обеспечить контакт между повивами зажима без проскальзывания. Этого можно добиться, увеличивая предварительный натяг внешнего повива на токопроводящий повив, надетый на провод, а также коэффициент трения по поверхности между внешним и токопроводящим повивами соединительного зажима.

Пятая глава посвящена модели деформирования натяжного зажима, конструкция которого состоит из одного или нескольких повивов, каждый из которых образован из прядей проволоки с использованием специальных фрикционных покрытий. Такой спиральный зажим предназначен для подвески и натяжения проводов, а также тросов и кабелей ВЛ, как это показано на рис. 11.

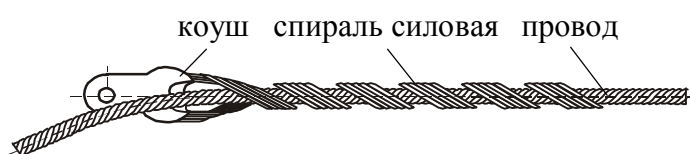


Рис. 11. Натяжной спиральный зажим на проводе ВЛ

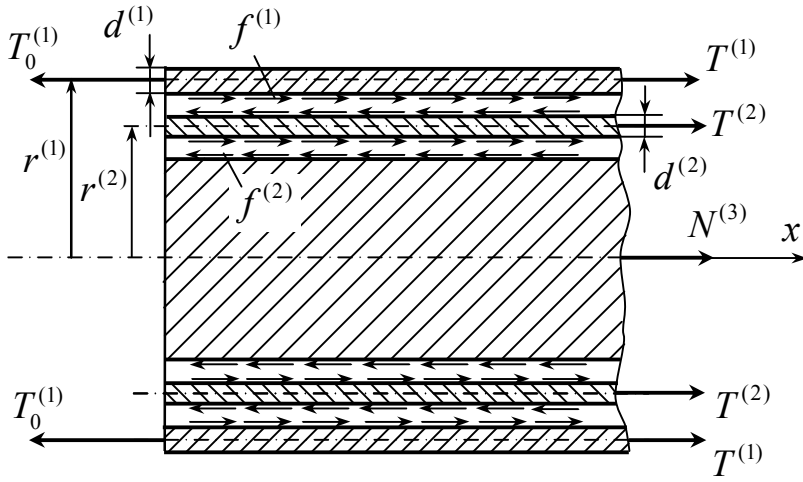


Рис. 12. Взаимодействие зажима, внешнего повива провода и внутренней его частью

В главе даётся уточнённая модель деформирования спирального зажима с учётом взаимодействия с повивами провода ВЛ: рассматривается проволочная система (рис. 12), состоящая из зажима, внешнего повива провода и внутренней его частью, которая далее называется ядром.

Уравнения равновесия зажима и внешнего повива провода имеют вид:

$$\begin{aligned}
 dT^{(1)}/dx &= -f_x^{(1)} \left(1 - 0.5d^{(1)}/r^{(1)}\right), \\
 dH^{(1)}/dx &= -f_y^{(1)} 2\pi r^{(1)2} \left(1 - 0.5d^{(1)}/r^{(1)}\right)^2, \\
 dT^{(2)}/dx &= f_x^{(1)} \left(1 + 0.5d^{(2)}/r^{(2)}\right) - f_x^{(2)} \left(1 - 0.5d^{(2)}/r^{(2)}\right), \\
 dH^{(2)}/dx &= f_y^{(1)} 2\pi r^{(2)2} \left(1 + 0.5d^{(2)}/r^{(2)}\right)^2 - f_y^{(2)} 2\pi r^{(2)2} \left(1 - 0.5d^{(2)}/r^{(2)}\right)^2,
 \end{aligned} \tag{19}$$

где величины

$$f^{(1)} = k_T^{(1)} p^{(1)}, \quad f^{(2)} = k_T^{(2)} p^{(2)};$$

$$p^{(1)} = \left(w_0^{(1)} - b_{31}^{(1)} T^{(1)} - b_{32}^{(1)} H^{(1)}\right) / b_{33}^{(1)}, \quad p^{(2)} = p^{(1)} r^{(1)} / r^{(2)} - \left(b_{31}^{(2)} T^{(2)} + b_{32}^{(2)} H^{(2)}\right) / b_{33}^{(2)};$$

$$f_x^{(1)} = f^{(1)} \sin \beta^{(1)}, \quad f_y^{(1)} = f^{(1)} \cos \beta^{(1)}; \quad f_x^{(2)} = f^{(2)} \sin \beta^{(2)}, \quad f_y^{(2)} = f^{(2)} \cos \beta^{(2)}.$$

Начальные условия –

$$T^{(1)}(0) = T_0^{(1)}, \quad T^{(2)}(0) = 0; \quad H^{(1)}(0) = H^{(2)}(0) = 0. \tag{20}$$

В случае жесткого закрепления зажима на опоре, когда $\theta^{(1)} = 0$, из второго уравнения (16) с учетом выражения для $p^{(1)}$ из (16), следует, что

$$H_0^{(1)} = - \left(b_{22}^{(1)} - b_{23}^{(1)} \frac{b_{32}^{(1)}}{b_{33}^{(1)}} \right)^{-1} \left[\frac{b_{23}^{(1)}}{b_{33}^{(1)}} w_0^{(1)} + \left(b_{21}^{(1)} - b_{23}^{(1)} \frac{b_{31}^{(1)}}{b_{33}^{(1)}} \right) T_0^{(1)} \right]. \tag{21}$$

Тогда начальные условия для уравнений (19) запишутся в виде

$$T^{(1)}(0) = T_0^{(1)}, \quad T^{(2)}(0) = 0; \quad H^{(1)}(0) = H_0^{(1)}, \quad H^{(2)}(0) = 0, \tag{22}$$

где $H_0^{(1)}$ дается формулой (21).

В качестве примера рассмотрена практическая задача о взаимодействии натяжного зажима марки НС-17,1-01 (по каталогу ЭССП от XI.2004 г.) и провода марки АС 150/24. Параметры зажима: радиус срединной поверхности $r^{(1)} = 10,45 \text{ мм}$; диаметр проволок $d^{(1)} = 3,8 \text{ мм}$; модуль на растяжение $E^{(1)} = 20000 \text{ кГ/мм}^2$; коэффици-

ент Пуассона $\mu^{(1)} = 0,29$; угол наклона проволок относительно поперечного сечения провода $\alpha^{(1)} = 67^\circ$; количество проволок $n^{(1)} = 14$; технологический натяг $w_0^{(1)} = 0,9 \text{ мм}$. Коэффициент трения между анизотропными оболочками, моделирующими повивы зажима и провода, принимался $k_T^{(1)} = 0,6$.

Параметры внешнего повива провода: радиус срединной поверхности $r^{(2)} = 7,2 \text{ мм}$; диаметр проволок $d^{(2)} = 2,7 \text{ мм}$; модуль на растяжение $E^{(2)} = 6300 \text{ кГ/мм}^2$; коэффициент Пуассона $\mu^{(2)} = 0,34$; угол наклона проволок относительно поперечного сечения провода $\alpha^{(2)} = 103,6^\circ$; количество проволок $n^{(2)} = 16$; технологический натяг $w_0^{(2)} = 0,2 \text{ мм}$. Коэффициент трения между оболочкой, моделирующей внешний повив провода, и цилиндрической поверхностью ядра провода (внутренней части провода) принимался равным $k_T^{(2)} = 0,15$.

Результаты расчётов отражены частично на графиках рис. 13, 14. На рис. 13 (a), (b) представлены соответственно зависимости усилий $T^{(i)}$ и крутящих моментов $H^{(i)}$, действующих в зажиме ($i = 1$) и внешнем повиве провода ($i = 2$) от продольной координаты x . Изменение растягивающей силы во внутренней части провода (ядре) вдоль координаты x показано на рис. 14 (a). На рис. 14 (b) дано распределения давлений $p^{(i)}$ между зажимом и внешним повивом провода ($i = 1$), а также между внешним повивом провода и его внутренней частью ($i = 2$).

На рисунках 13, 14 сплошные линии представляют собой решение начальной задачи (19), (22), когда поворот зажима запрещен (случай жесткого крепления). Пунктирные линии соответствуют начальной задаче (19), (20), когда зажим на опоре может поворачиваться свободно.

Начальная величина усилия в зажиме вычислялась как $T_0^{(1)} = N_0^{(1)} / (2\pi r^{(1)})$, где сила $N_0^{(1)}$ принималась равной 2300 кГ .

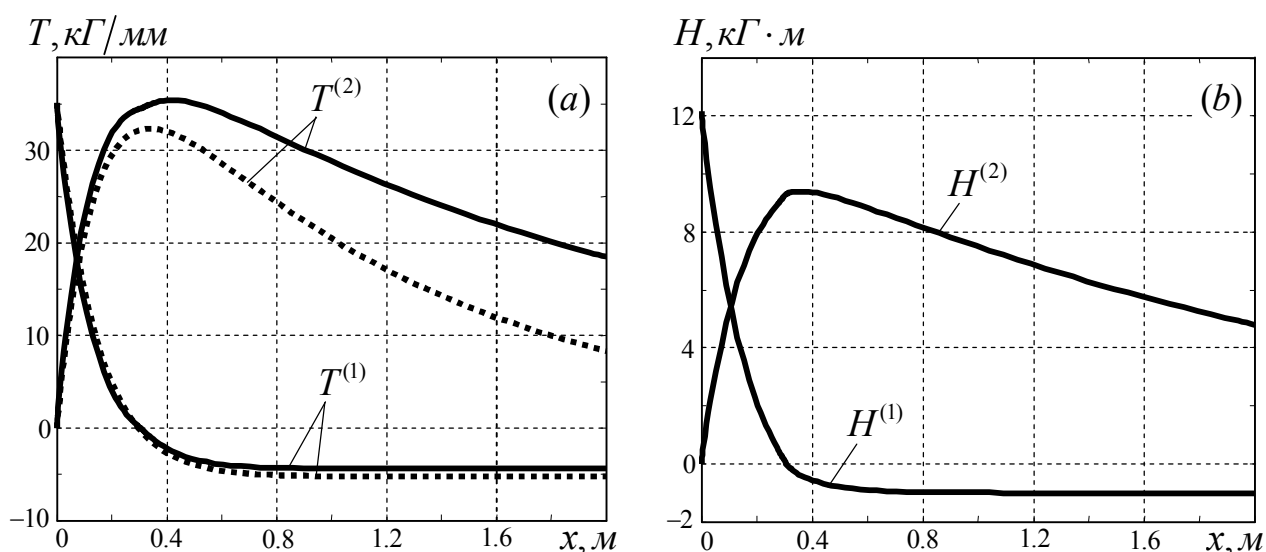


Рис. 13. Изменение продольных усилий $T^{(i)}$ (a) и крутящих моментов $H^{(i)}$ (b) в зажиме ($i = 1$) и внешнем повиве провода ($i = 2$) по оси x .

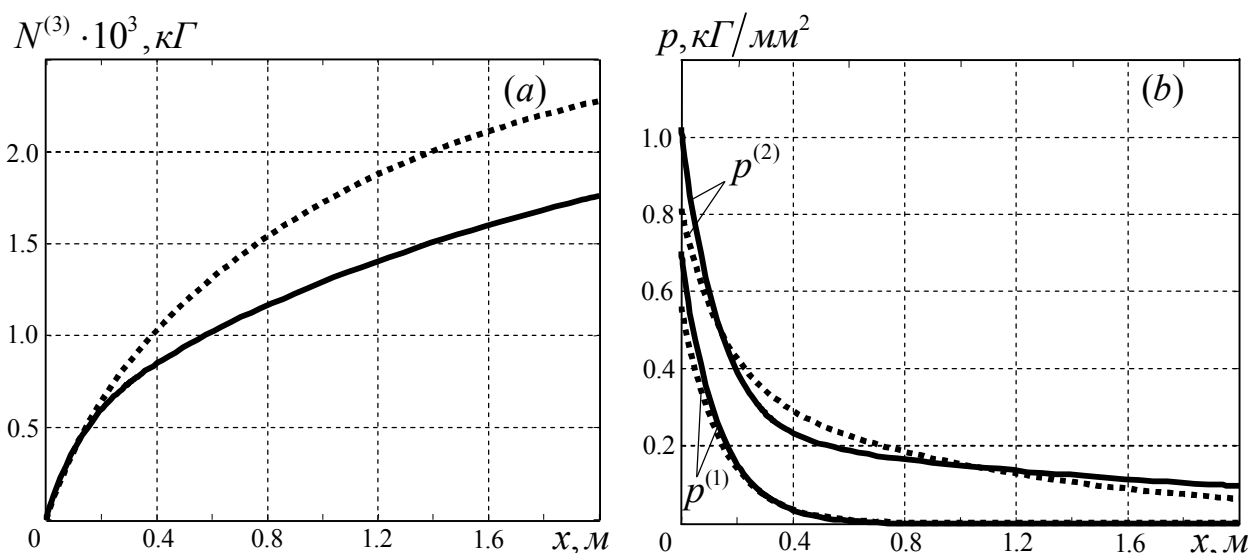


Рис. 14. Изменение растягивающей силы во внутренней части провода $N^{(3)}$ (a) и внутренних давлений $p^{(i)}$ (b) между зажимом и внешним повивом провода ($i = 1$), а также между внешним повивом провода и его внутренней частью ($i = 2$) по оси x

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ

1. На основе энергетического осреднения разработана математическая модель деформирования конструкций, образованных из проволочных слоёв (повивов), навитых по цилиндрическим образующим относительно силового сердечника в центре конструкции (провода ВЛ, спиральные зажимы). Согласно предложенной модели, каждый повив представляется как эквивалентная по упругим свойствам анизотропная безмоментная цилиндрическая оболочка, а проволочная конструкция в целом рассматривается как система вложенных друг в друга цилиндрических оболочек, взаимодействующих между собой силами давления и трения по модели Кулона.

2. На основе предложенной модели построены определяющие соотношения, связывающие продольные и поперечные деформации с соответствующими силовыми факторами: получены явные формулы для вычисления матриц жесткости и податливости. Получены также явные формулы для вычисления изгибных и крутильных жесткостей с использованием гипотезы плоских сечений.

3. Сформулированы начальные и краевые задачи для расчёта многоповивных натяжных и соединительных спиральных зажимов конечной длины.

4. Предложены алгоритмы анализа несущей способности спиральных зажимов. Показано, что использование зажимов с переменным шагом позволяет управлять распределением усилий по длине зажима, уменьшить длину проволок зажима и снизить его вес, что особенно актуально для применения к оптоволоконным кабелям или проводам с композитным силовым сердечником.

5. Доказано, что предельная нагрузка на зажим не зависит от того, каким образом зажим смонтирован на провод, прикладывая либо соответствующие продольные силы, либо крутящие моменты для обеспечения требуемого натяга.

СПИСОК ОСНОВНЫХ ПУБЛИКАЦИЙ

1. Данилин А.Н., Кузнецова Е.Л., Рабинский Л.Н., Тарасов С.С. Новая модель деформирования проволочных систем спиральной структуры // Нелинейный мир. 2011. Т.9. №10. – С.635-645.
2. Данилин А.Н., Козлов К.С., Кузнецова Е.Л., Тарасов С.С. Моделирование колебаний гасителя вибрации проводов воздушных систем энергоснабжения // Труды МАИ (электронный журнал). Сер. Математика. Физика. Механика. № 64. 05 марта 2013.
3. Данилин А.Н., Захаров А.П., Кузнецова Е.Л., Курдюмов Н.Н., Тарасов С.С. Деформирование спиральных зажимов для проводов воздушных линий электропередачи // Нелинейный мир. 2011. Т.11. №4. – С.234-242.
4. Виноградов А.А., Данилин А.Н., Козлов К.С., Козлов С.А., Рабинский Л.Н., Тарасов С.С. О применении метода наименьших квадратов для обработки цифровых сигналов виброиспытаний гасителей колебаний проводов воздушных линий электропередачи // В сб. материалов XVIII Международного симпозиума «Динамические и технологические проблемы механики конструкций и сплошных сред» им. А.Г. Горшкова. Ярополец, 13-17 февраля, 2012. Т.1. – М.: ООО «ТР-принт», 2012. С.51-52.
5. Данилин А.Н., Тарасов С.С. Математическое моделирование деформирования многослойных конструкций регулярной структуры из проволочных спиралей. // В сб. материалов XII Международной конференции «Авиация и космонавтика-2013» 12-15 ноября 2013 г., Москва. Тезисы докладов. - СПб.: Мастерская печати, 2013. С.398-400.