

Реферат
на магистерскую диссертацию
магистранта группы АиУ-202м
Инновационного Евразийского университета
Логвиненко П.А.

Данная магистерская диссертация на тему «Анализ напряженно-деформированного состояния машиностроительных конструкций пакетом программ T-FLEX написана на 75 листах формата А4, содержит 4 главы, 29 рисунков, 0 таблиц, 47 использованных источников.

МОСТОВОЙ КРАН, БАРАБАН, НАПРЯЖЕННО-
ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ, КОНЕЧНЫЙ ЭЛЕМЕНТ,
КОНЦЕНТРАТОР НАПРЯЖЕНИЙ, СТАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ,
ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ, ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ, ПАКЕТ
ПРОГРАММ T-FLEX.

Цель исследования – разработать и оценить эффективность расчета параметрической модели грузоподъемных барабанов мостовых кранов АО «ПМЗ».

Объект исследования – барабан мостового крана.

Задачи диссертационной работы:

1. разработать параметрическую модель грузоподъемных барабанов АО «ПМЗ»;
2. выбрать метод анализа напряженно-деформированного состояния машиностроительных конструкций на ЭВМ;
3. оценить точность представления параметрической модели барабана и точность расчетов напряженно-деформированного состояния.

Для решения поставленной задачи в работе применялся метод конечных элементов. Суть метода конечных элементов заключается в замене исходной пространственной конструкции сложной формы на дискретную математическую модель, должным образом отражающую физическую сущность и свойства исходного изделия.

Научная новизна работы:

1. разработана параметрическая модель грузоподъемного барабана;
2. оценена и обоснована разбивка параметрической модели барабана на тип и количество конечных элементов;
3. произведена оценка точности конечно-элементной модели грузоподъемного барабана.

Полученные результаты:

1. разработан параметрический чертеж грузоподъемного барабана с учетом конструктивных и технологических особенностей;
2. рассчитаны деформации и напряжения, возникающие в грузоподъемном барабане;

3. выявлены конструктивные и технологические дефекты, уменьшающие несущую способность и надежность грузоподъемного барабана.

Практическая значимость работы:

1. легкий переход с одного типоразмера барабана на другой;
2. обработка барабана на станках с ЧПУ;
3. автоматизация процесса сварки;
4. повышение точности изготовления;
5. повышение надежности;
6. возможность полной автоматизации процесса изготовления;
7. уменьшение металлоемкости и трудоемкости изготовления.

По результатам диссертации были опубликованы 3 работы:

1. «Исследование напряженно-деформированного состояния машиностроительных конструкций пакетом программ T-FLEX». Материалы III Международная научно – практическая конференция «Наука и образование в XXI веке: динамика развития в евразийском пространстве».
2. «Использование T-FLEX для исследования напряжённого состояния барабана мостового крана конечно-элементным способом». Вестник ИнЕУ № 3(47) -2012.
3. «Совершенствование методики расчета конструкции барабана мостового крана с применением программного модуля T-FLEX Анализ». Вестник ИнЕУ № 4(48) -2012.

Реферат

Берілген магистерлық диссертация «Машинажасау конструкцияларының кернулік-деформациялық жағдайын T-FLEX бағдармалар пакеті арқылы талдау» тақырыбына арналған, 75 А4 форматындағы парақтарға жазылған. Төрт тараудан, 29 суреттер мен 0 түсініктеме кестеден және қолынданған 47 әдебиеттерден тұрады.

МОСТЫЛЫ КРАН, БАРАБАН, КЕРНУЛІК-ДЕФОРМАЦИЯЛЫҚ ЖАҒДАЙ, СОҢҒЫ ЭЛЕМЕНТ, КЕРНЕУ ТУҒЫҚҒЫШ, СТАТИКАЛЫҚ ТАЛДАУ, ДИНАМИКАЛЫҚ ТАЛДАУ, ПАРАМЕТРЛІК МОДЕЛЬ, T-FLEX БАҒДАРЛАМАСЫНЫҢ ЖИЙНЫ.

Зерттеудің мақсаты – «ПМЗ» АҚ мостылы крандардың барабандарының параметрлік моделдері есептеулерін тиімділігін жасау және оның аталау.

Зерттеу нысаны – мостылы кран барабаны.

Диссертациялық жұмыстың кезеңдері:

1. «ПМЗ» АҚ жүк көтергіш барабандардың параметрлік моделін жасау.
2. Машинажасау конструкцияларының кернеулік-деформациялық жағдайын ЭЕМ арқылы талдау әдісін тандау.
3. Параметрлік барабанның және оның кернеулік-деформациялық жағдайының есептеулерінің дәлдігін бағалау.
4. Параметрлік барабанның және оның кернеулік-деформациялық жағдайының есептеулерінің дәлдігін бағалау.

Бұл сұрақтарды шешу үшін соңғы элементтер әдісі қолданылды. Бұл әдістің мәні кеңістіктегі күрделі конструкцияны математикалық моделмен алмастырып қарау.

Жұмыстың ғылыми жаңалығы:

1. Жүк көтергіш барабанның параметрлік моделін жасау
2. Параметрлік барабан моделіне қолданылған соңғы элементтер саңы мен түрі бағаланын негізделген.
3. Жүк көтергіш барабан моделінің дәлдігіне баға берілген.

Қол жеткізілген нәтижелер:

1. Жүк көтергіш барабанның конструктивтік және технологиялық ерекшеліктерін ескере отырып жүк көтергіш барабанның параметрлік чертежі жасалған.
2. Жүк көтергіш барабанда пайда болған деформациялар мен кернеулер есептелген.
3. Жүк көтергіш барабанның төзімділік қабілеті мен сенімділігін азайтатын конструктивтік және технологиялық ақаулары анықталған.

Жұмыстың практикалық маңызы:

1. Барабанның бір өлшемнен екінші өлшемге тез ауысуы.
2. Барабанның СББ (сандық бағдарламалық басқару) станоктарында өнделуі.
3. Дәнкерлеу процесінің автоматтандырылуы.
4. Өндеу дәлдігінің жоғарылауы.

5. Сенімділіктің жоғарылауы.
6. Жасау процесінің толық автоматтандыру мүмкіндігі.
7. Жасаудың металл сиымдылығының және еңбек сиымдылығының азаюы.

Диссертация нәтижесі бойынша 3 жұмыс баспаланды:

1. «Машинажасау конструкцияларының кернеулік-деформациялық жағдайын T-FLEX бағдарламалар пакеті арқылы зерттеу» III халықаралық ғылыми-практикалық конференция материалдары «XXI ғасырдағы ғылым мен білім: евразиялық кеңестікте дамуы».
2. T-FLEX бағдарламасын соңғы элемент әдісі арқылы мостылы крандар барабанының кернеулік жағдайын зерттеуге қолдану. Вестник ИнЕУ №3 (47)-2012. (ИнЕУ жармасы №3 (47)-2012.).
3. «Мостылы крандар барабандарының құрылымын T-FLEX бағдарламалық модулі арқылы есептеулерін жетілдіру талдау» Вестник ИнЕУ №4 (48)-2012. -(ИнЕУ жармасы №4 (48)-2012).

Summary

This master's thesis on the topic «analysis of stress-strain state machine-building design software package T-FLEX» written on 75 sheets of A4 size, contains 4 chapters, 29 figures, 0 tables, 47 used sources.

BRIDGE CRANE, THE DRUM, THE STRESS-STRAIN STATE, FINITE ELEMENT, HUB OF VOLTAGES, STATIC ANALYSIS, DYNAMIC ANALYSIS, PARAMETRIC MODEL, PACKAGE T-FLEX.

The purpose of the study is to develop and evaluate a calculation of the parametric model bridge crane hoisting drums of PMZ.

The object of the research – drum crane.

Objectives of the thesis:

1. develop a parametric model of hoisting drum of PMZ;
2. choose the method of analysis of stress-strain State of engineering designs on the computer;
3. evaluate the accuracy of the parametric model of the drum and the accuracy of estimates of stressed-strained state.

For the decision of a task in the work of the applied finite element method. The finite element method is to replace the original complex form of spatial structures on discrete mathematical model, properly reflecting the physical essence of the original product.

The scientific novelty of this work:

1. a parametric model of hoisting drum;
2. assessed and justified unbundling parametric model of the drum in the type and number of finite elements;
3. evaluate the accuracy of finite element model of the hoisting drum.

The results:

1. a parametric drawing of hoisting drum in view of structural and technological features;
2. calculated deformation and tension arising in the quays drum;
3. identified constructive and technological defects that reduce the bearing capacity and reliability of hoisting drum.

Applied value:

1. easy transition from one drum to another type;
2. drum processing on CNC machines;
3. automation of the welding process;
4. improving accuracy of manufacture;
5. increased reliability;
6. the possibility of full automation of the manufacturing process;
7. the reduction in the intensity and complexity of manufacturing.

Based on the results of the thesis were published 3 hours:

1. "Examination of the deflected mode of engineering construction software package T-FLEX" Materials.(III)The international scientifically-practical

Conference «the science and education in XXI century: Dynamics of development in the EuroAsian space».

2. "The use of T-FLEX for a busy condition drum crane course-cell way." Journal of InEU No. 3 (47) -2012.

3. "Improving the methodology for calculating construction crane drum software module with T-FLEX Analysis» InEU Bulletin No. 4 (48) -2012.

Магістрант

П.А. Логвиненко

Инновационный Евразийский Университет

ЛОГВИНЕНКО ПАВЕЛ АЛЕКСАНДРОВИЧ

**Исследование и анализ напряженно-деформированного состояния
машиностроительных конструкций АО «ПМЗ» пакетом программ T-
FLEX**

6М070200 «Автоматизация и управление»

**Диссертация на соискание академической степени магистра технических
наук по специальности 6М070200 «Автоматизация и управление»**

**Научный руководитель:
к.т.н., профессор Деревягин С.И.**

Павлодар, 2013

Содержание

	Введение	4
1	Анализ методов исследований барабана мостового крана	7
1.1	Служебное назначение мостового крана	7
1.2	Техническая характеристика мостового крана	8
1.3	Конструктивные особенности барабана мостового крана	9
1.4	Анализ численных методов исследований	17
1.5	Метод конечных элементов	21
1.6	Метод граничных элементов	29
1.7	Выводы	32
2	Расчет и анализ напряженно-деформированного состояния барабана	34
2.1	Выбор методики расчета	34
2.2	Проектный расчет барабана	38
2.3	Теоретический анализ напряженно-деформированного состояния барабана	43
2.4	Постановка задачи для практического расчета напряженно-деформированного состояния барабана	46
2.5	Выводы	50
3	Практический анализ напряженно-деформированного состояния мостового крана	51
3.1	Создание математической модели мостового крана	51
3.2	Практическая оценка характера образования напряжений	55
3.3	Применение программного комплекса T-FLEX для оценки напряженно-деформированного состояния барабана	57
3.4	Выводы	69
4	Практическое использование результатов работы	70
	Заключение	71
	Список использованных источников	72
	Приложение А – Акт внедрения результатов работы	75

Обозначения и сокращения

В настоящей диссертации применяются следующие обозначения и сокращения:

ПМЗ – Павлодарский машиностроительный завод;
КЭ – конечный элемент;
ЧПУ – числовое программное управление;
ЭВМ – электронно-вычислительная машина;
МКЭ – метод конечных элементов;
МГЭ – метод граничных элементов;
 R_a и R_b – реакции в опорах;
 $M_{из}$ – изгибающий момент;
 σ – контактное напряжение;
[S] – допускаемый коэффициент запаса прочности;
 d – диаметр вала;
 D – диаметр барабана;
 E – модуль упругости;
 δ – толщина стенки барабана;
T-FLEX – программный комплекс;
 u – передаточное отношение;
 ε – деформация;
СЛАУ – система линейных алгебраических уравнений.

Введение

Механизация подъемно-транспортных, погрузочно-разгрузочных и складских работ в подавляющем большинстве решается с помощью кранов различных типов. От эффективности работы кранов во многом зависит эффективность работ в строительстве, промышленности, судостроении, сельском хозяйстве, на транспорте. Поэтому весьма актуальным является совершенствование приводов и металлоконструкций кранов с целью повышения производительности, точности позиционирования грузов, повышения безопасности производства работ. Особенную актуальность имеет задача повышения технического уровня специальных кранов, входящих в технологический цикл производства работ. К таким кранам относятся монтажные, металлургические, судостроительные краны, краны для обслуживания гидравлических, тепловых и атомных станций, перегрузочные краны портов. От эффективности работы механизмов кранов зависит их производительность, безопасность производства работ, надежность крана в целом. Барабаны таких кранов отличаются большим многообразием по габаритам, толщине стенки, количеству витков навивки, точности посадки груза. При проектировании специальных кранов часто невозможно выбрать серийно изготавливаемый барабан, в этом случае заводам-изготовителям кранов или специализированным предприятиям приходится проектировать и изготавливать оригинальный барабан. При этом требуется выполнить ряд ограничений: по массе, габаритам, передаточному отношению, уровню шума, энергоемкости. Методика расчета таких типов передач достаточно детально разработана в работах [3], [5], [8], [34], но методы выбора наилучшего решения по указанным выше ограничениям требуют дальнейшего развития.

Решение задач повышения эффективности работы кранов в современных условиях невозможно без применения методов оптимального проектирования, позволяющих снизить энергоемкость производства работ, металлоемкость приводов, от чего, как известно, большей частью зависит стоимость кранов.

Методы оптимального и автоматизированного проектирования нашли широкое применение в краностроении и позволяют решать целый ряд сложных инженерных задач. При этом можно назвать выдающихся отечественных и зарубежных ученых, сделавших большой вклад в теорию оптимального и автоматизированного проектирования: В. И. Брауде, М. М. Гохберг, А. П. Кобзев, В. Г. Соловьев, А. С. Липатов, А. В. Олешкевич, В. Л. Лифшиц, И. А. Невзоров, И. М. Соболев, Р. Б. Статников, А. А. Короткий, Д. Хедли, Д. Уайлд, Б. Банди, Н. Н. Панасенко, А. Н. Орлов, В. Н. Демокритов, Фам Ван Хой, В.Я. Недоводеев, Е. М. Кудрявцев, Д.И. Батищев, Д.Н. Решетов, Г. Реклейтис, А. Рейнвиндран, К. Рэкшел, В.Н. Тарасов, и другие.

Однако в связи с развитием теории оптимального проектирования в целом, и развитием новых типов приводов и систем их управления, а также в связи с повышением требований к энергоемкости, металлоемкости кранов и

крановых механизмов прикладная теория оптимального и автоматизированного проектирования должна получить дальнейшее развитие.

В процессе машиностроительного проектирования часто возникает необходимость оценки наиболее значимых физико-механических свойств деталей и узлов, или изделия в целом. Например, при проектировании необходимо оценить прочность деталей при заданных нагружениях или максимальные деформации корпуса изделия. Длительное время единственным средством оценки физико-механических свойств изделий были оценочные расчёты с использованием приближенных аналитических или полуэмпирических методик, приводимых в отраслевых справочных руководствах [39], [40], [41]. Точность подобных методик применительно к реальным объектам проектирования обычно не высока. Поэтому в конструкцию изделия закладываются значительные «коэффициенты запаса» (например, по прочности), снижающие риск принятия ошибочного проектного решения. Появление компьютерной техники и развитие вычислительной математики привели к серьезным изменениям традиционных подходов к инженерным расчётам.

Цель диссертационной работы – разработать и оценить эффективность расчета параметрической модели грузоподъемных барабанов мостовых кранов АО «ПМЗ».

Задачи диссертационной работы:

1. разработать параметрическую модель грузоподъемных барабанов АО «ПМЗ»;
2. выбрать метод анализа напряженно-деформированного состояния машиностроительных конструкций на ЭВМ;
3. оценить точность представления параметрической модели барабана и точность расчетов напряженно-деформированного состояния.

Для решения поставленной задачи в работе применяется метод конечных элементов. Суть метода конечных элементов заключается в замене исходной пространственной конструкции сложной формы на дискретную математическую модель, должным образом отражающую физическую сущность и свойства исходного изделия. Важнейшим элементом этой модели является конечно-элементная дискретизация изделия - построение совокупности элементарных объёмов заданной формы (т.н. конечных элементов, КЭ) объединённых в единую систему (т.н. конечно-элементную сетку).

Научная новизна работы:

1. разработана параметрическая модель грузоподъемного барабана;
2. оценена и обоснована разбивка параметрической модели барабана на тип и количество конечных элементов;
3. произведена оценка точности конечно-элементной модели грузоподъемного барабана.

Практическая значимость работы:

1. разработан параметрический чертеж грузоподъемного барабана с учетом конструктивных и технологических особенностей;
2. рассчитаны деформации и напряжения, возникающие в грузоподъемном барабане;
3. выявлены конструктивные и технологические дефекты, уменьшающие несущую способность и надежность грузоподъемного барабана.

Предполагаемые результаты исследования:

1. легкий переход с одного типоразмера барабана на другой;
2. обработка барабана на станках с ЧПУ;
3. автоматизация процесса сварки;
4. повышение точности изготовления;
5. повышение надежности;
6. возможность полной автоматизации процесса изготовления;
7. уменьшение металлоемкости и трудоемкости изготовления.

1. Анализ методов исследований барабана мостового крана

Основной задачей при разработке данной главы ставилось изучение служебного назначения крана, а также его конструктивных особенностей и выбор методов исследований барабана мостового крана на предмет оптимизации конструкции исходя из напряженно-деформированного состояния.

1.1 Служебное назначение мостового крана

Мостовые краны обслуживают всю площадь цеха или склада и могут перемещать грузы в любом направлении соответственно технологическому процессу. Они выполняются как с ручным, так и с электрическим приводом механизма подъема и передвижения.

Мостовые краны изготавливают грузоподъемностью от 1 до 500т, с пролетами 12-32м, высотой подъема 11-16м. скорость подъема крюка 2-40м/мин, скорость передвижения тележки 40-60 м/мин, моста – до 125м/мин.

Подъемные краны грузоподъемностью более 10т часто снабжают двумя или тремя подъемными механизмами: одним главным номинальной грузоподъемности и одним или двумя вспомогательными меньшей грузоподъемности (в 3-5 раз).

По типу грузозахватного органа подъемные краны делятся на крюковые, магнитные, рейферные, линейные и специальные [8].

Крюковые краны снабжены одним или двумя крюками и предназначены для перегрузки штучных грузов (рисунок 1.1). При перегрузке сыпучих и жидких материалов крюковыми кранами применяют специальные сосуды и ковши.

Магнитные краны по устройству почти не отличаются от крюковых. Разница состоит в том, что на крюк такого крана подвешивают электромагнит, служащий для транспортировки изделий из стали и чугуна или стального лома и стружки. При использовании магнитных кранов нет необходимости закреплять груз на крюке, так как электромагнит притягивает к себе сталь и чугун. При разгрузке следует отключить ток, питающий обмотку электромагнита.



Рисунок 1.1 - Общий вид мостового крана

Грейферный кран отличается от обычного крюкового крана тем, что вместо крюка предусмотрен специальный ковш, называемый грейфером. Грейферным краном транспортируют уголь, кокс, песок, гравий и другие сыпучие материалы. Открывается и закрывается грейфер с помощью двух барабанов, расположенных на тележке крана.

Литейный кран отличается от обычного крюкового тем, что имеет две тележки – главную и вспомогательную. Пути, по которым передвигается вспомогательная тележка, расположены ниже путей главной тележки. Пути вспомогательной тележки делают более узкими, чем главной. За счёт этого канаты главной тележки проходят в промежутках между путями главной и вспомогательной тележек.

1.2 Техническая характеристика мостового крана

Электрические подъёмные краны - это устройства служащие для вертикального и горизонтального перемещения грузов. Подвижная металлическая конструкция с расположенной на ней подъемной лебёдкой являются основными элементами подъёмного крана. Механизм подъемной лебёдки приводится в действие электрическим двигателем.

Подъемный кран представляет собой грузоподъемную машину циклического действия, предназначенную для подъема и перемещения груза, удерживаемого грузозахватным устройством (крюк). Он является наиболее распространенной грузоподъемной машиной, имеющей весьма разнообразное конструктивное исполнение и назначение.

Любой современный грузоподъемный кран в соответствии с требованиями безопасности, может иметь для каждого рабочего движения в трех плоскостях, следующие самостоятельные механизмы: механизм подъема - опускания груза, механизм передвижения крана в горизонтальной плоскости и

механизмы обслуживания зоны работы крана (передвижения тележки).

Грузоподъемные машины изготавливают для различных условий использования по степени загрузки, времени работы, интенсивности ведения операций, степени ответственности грузоподъемных операций и климатических факторов эксплуатации. Эти условия обеспечиваются основными параметрами грузоподъемных машин. К основным параметрам механизма подъема относятся: грузоподъемность, скорость подъема крюка, режим работы, высота подъема грузозахватного устройства.

Номинальная грузоподъемность - масса номинального груза на крюке или захватном устройстве, поднимаемого грузоподъемной машиной.

Скорость подъема крюка выбирают в зависимости от требований технологического процесса, в котором участвует данная грузоподъемная машина, характера работы, типа машины и ее производительности.

Режим работы грузоподъемных машин цикличен. Цикл состоит из перемещения груза по заданной траектории и возврата в исходное положение.

1.3 Конструктивные особенности барабана мостового крана

Мост крана представляет собой металлоконструкцию, служащую для передвижения по ней тележки для подъема груза. В самом простом случае – при малых пролетах и грузоподъемности – мост состоит из четырех стальных балок: двух главных, по которым движется тележка, и двух вспомогательных, скрепляющих главные балки. Все четыре балки соединены между собой с помощью сварки или заклепками и образуют жесткую прямоугольную раму. При больших пролетах и грузоподъемности приходится вместо одностенчатых балок применять фермы из стали различных профилей. Металлические конструкции моста изготавливают в виде решетчатой фермы и сплошной коробчатой сварной балки.

Мост движется по крановым путям, положенным по всей длине цеха на выступах стен или стальных колоннах. Крановые пути делают из специальных крановых рельсов и обычных железнодорожных, а также стальных шин квадратного или прямоугольного сечения с закругленными верхними кромками.

Тележка грузовая служит для подъема и перемещения груза вдоль моста крана и выполняется с помощью сварки или заклепок. На ее стальной раме монтируют ведущие и ведомые колеса. На тележке устанавливают: механизм движения тележки, состоящий из электродвигателя, редуктора, тормозного устройства и двух концевых выключателей; механизм подъема, включающий электродвигатель, редуктор, канатный барабан с канатом и крюковой подвеской, тормозное устройство и ограничитель подъема. Механизм подъема кранов, транспортирующих раскаленный металл, ядовитые, взрывчатые вещества или кислоты, должен быть снабжен двумя тормозами. При отказе одного из них второй должен удерживать груз на весу (рисунок 1.2).

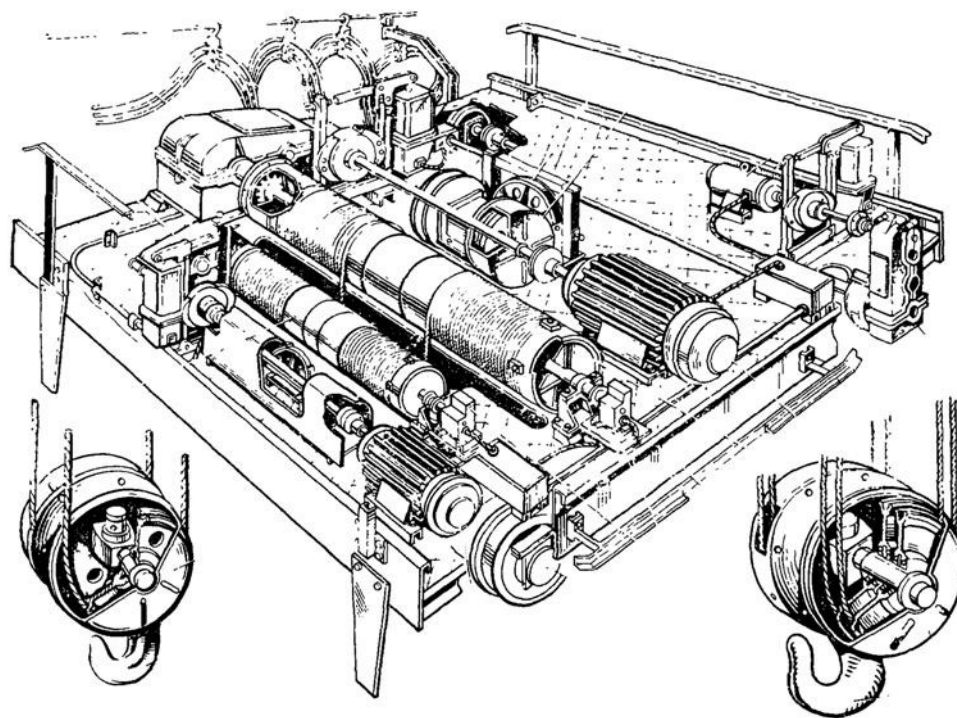


Рисунок 1.2 - Тележка крановая мостового крана

Барабаны на кранах служат для навивки канатов, при помощи которых поднимают и опускают груз. На поверхности барабана имеются спиральные канавки (ручьи), благодаря чему грузовой канат при наматывании ложится правильными рядами. Канавки по ширине делают немного больше диаметра грузового каната, чтобы он ложился свободно и не задевал ее боковых стенок (рисунок 1.3).

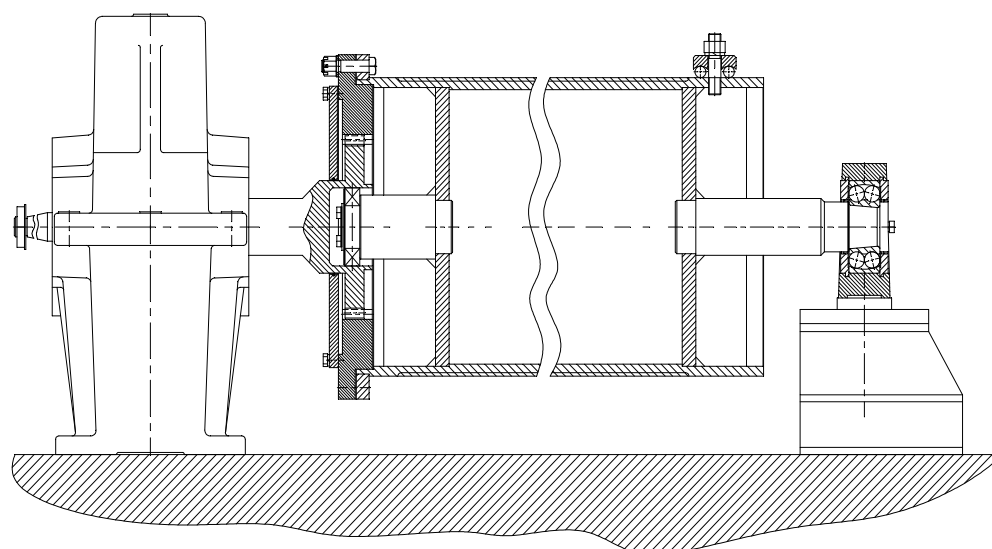


Рисунок 1.3 - Конструкция барабана крановой тележки

Канавки способствуют правильной укладке каната и предотвращают трение между его набегающей ветвью и уже уложенным витком. На одной

половине барабана они направлены вправо, а на другой половине – влево. Это необходимо для того, чтобы груз, подвешенный на двух ветвях каната, поднимался и опускался по вертикали без горизонтального перемещения вдоль барабана.

Барабаны изготавливают литыми из чугуна и стали или сварными из листовой стали. Литые барабаны тяжелее сварных на 40-50%. Все витки каната, навитого на барабан, имеют одинаковый диаметр, что при постоянной угловой скорости барабана позволяет получить постоянную скорость навивки. Крепление каната на барабане должно быть надежным и в то же время удобным для быстрой смены изношенного каната. Общий вид конструкции типового барабана представлен на рисунке 1.4.



Рисунок 1.4 - Общий вид конструкции типового барабана

Канатные барабаны кранов чаще устанавливают на вращающихся и реже на неподвижных осях. В первом случае барабан соединен с зубчатым колесом, закрепленным на шпонке, и вращается вместе с ним и осью (рисунок 2.3). Удобство обслуживания, смазки и ремонта – основные преимущества этой конструкции.

В механизмах подъема малой и средней грузоподъемности барабан приводится во вращение с помощью встроенной зубчатой муфты, а в механизмах подъема большой грузоподъемности – зубчатым колесом открытой зубчатой передачи [20].

В механизмах подъема используются цилиндрические барабаны с канавками, имеющими правое и левое направления нарезки и шаг не менее $1,1$ диаметра каната. Канат, наматывающийся на барабан, укладывается в канавках глубиной не менее $0,5 d_K$ (оптимальным является радиус канавки, равный $0,53 d_j$), образуя витки, которые располагаются на определенном расстоянии друг от друга. При сходе с барабана ветви каната располагаются симметрично относительно середины барабана. Применение барабанов с канавками не только обеспечивает правильную укладку каната, но и позволяет снизить контактные напряжения между ним и барабаном за счет увеличения площади контакта и, следовательно, повысить срок службы каната. Все витки каната, намотанного на барабан, имеют одинаковый диаметр, что при постоянной угловой скорости барабана позволяет получить постоянную скорость навивки.

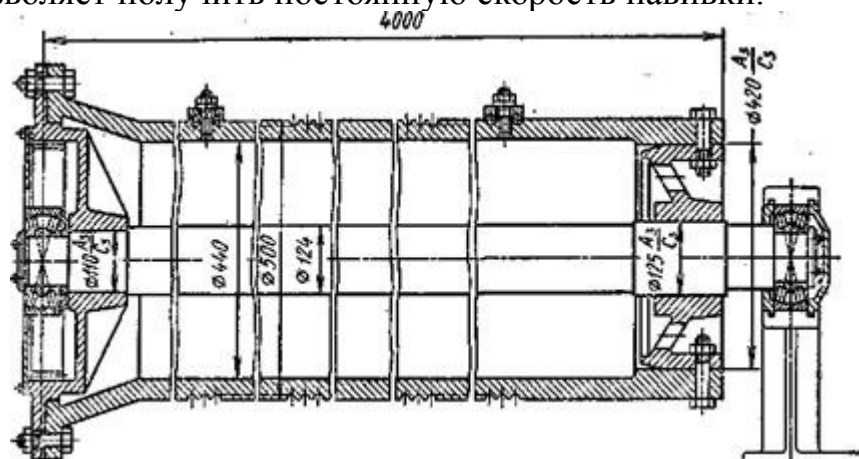


Рисунок 1.5 - Литой барабан

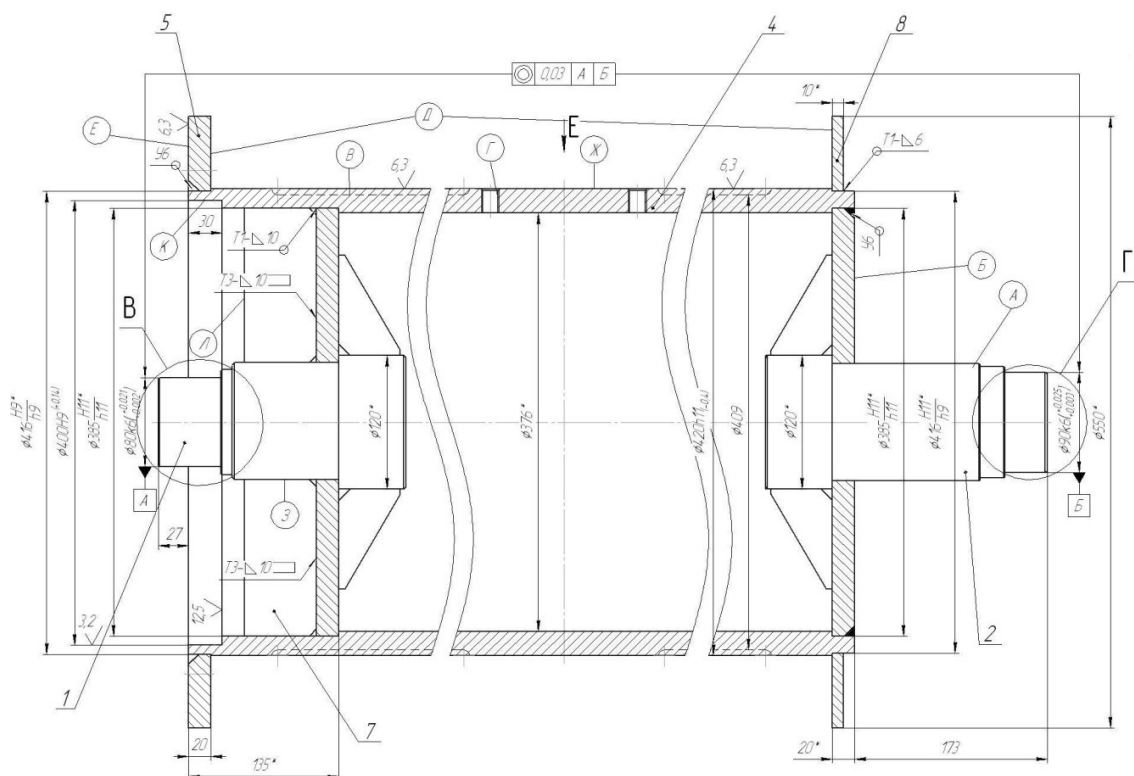


Рисунок 1.7 - Барабан

Между участками барабана с канавками размещается гладкая ненарезная часть (рисунок 1.5). Закрепление концов каната в большинстве случаев производится по краям барабана. При этом ветви каната, спускающиеся с барабана, подводятся к наружным блокам крюковой подвески, и при наматывании каната на барабан происходит его навивка от краев к середине. Сварно-литой барабан состоит из секционных литых обечаек, литого фланца и литой ступицы. Сварно-вальцованный барабан содержит вальцованные из листа обечайки, литую ступицу и листовой фланец. Одна из конструкций сварко-вальцованного барабана, выполненного из листового материала, показана на рисунке 1.6, а. Канавки на его обечайке получают обкаткой ее специальным роликом. При гладкой обечайке на нее навивается профилированная желобчатая лента 2, изготовленная прокаткой. Лента закрепляется на обечайке сваркой. Барабаны закрепляются на сплошных осях (рисунок 1.7) или имеют отдельные цапфы. Ось или цапфы опираются, как правило, на сферические подшипники качения, что компенсирует смещение и перекосы, вызываемые неточностью изготовления и монтажа, а также деформациями рамы тележки. Во вращение барабан приводится: в механизмах подъема малой и средней грузоподъемности — с помощью встроенной зубчатой муфты; в механизмах подъема большой грузоподъемности — с помощью зубчатого колеса открытой зубчатой передачи. В первом случае (рисунок 1.8) подшипник 1 устанавливается в корпусе, закрепленном на раме тележки, а подшипник цапфы располагается внутри

полости, выполненной на конце тихоходного вала редуктора. Зубчатый венец, представляющий одно целое с валом редуктора, и диск барабана, имеющий внутренние зубья, образуют встроенную в барабан зубчатую муфту. Диск соединяется с барабаном болтами. При этом соединении подшипник цапфы 3 выполняет лишь роль сферической опоры, так как при вращении барабана оба его кольца вращаются с одинаковой угловой скоростью. Повышенную надежность и долговечность за счет расширения площади контакта рабочих элементов дает применение муфты. Она состоит из втулки, устанавливаемой на конце выходного вала редуктора, фланца, который прикрепляется к диску барабана, и двух колец, скрепленных болтами. Рабочие поверхности втулки и фланца выполнены в виде гнезд, в которые установлены бочкообразные ролики.

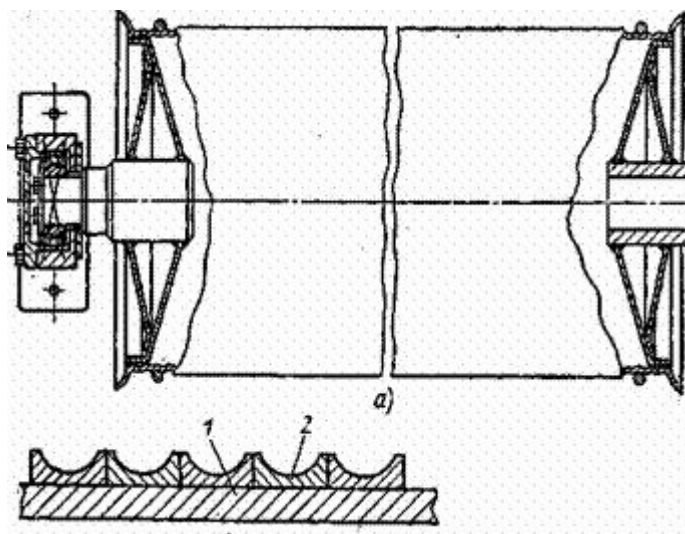


Рисунок 1.8 - Барабаны с вальцованной канавкой

При зубчатом зацеплении венец с внутренними зубьями также изготавливают отдельно от барабана и соединяют с его торцовым диском болтами. Соединение барабана с зубчатым колесом открытой пары, применяемое в механизмах подъема большей грузоподъемности, показано на рисунке 1.9. При соединении зубчатого колеса с диском барабана крутящий момент передается через запрессованные втулки, а колесо с барабаном скрепляется болтами с гайками. При расчете втулок на срез и на смятие их расчетное число принимается равным 0,75 от общего числа втулок. Число накладок должно быть не менее двух (рисунок 1.10).

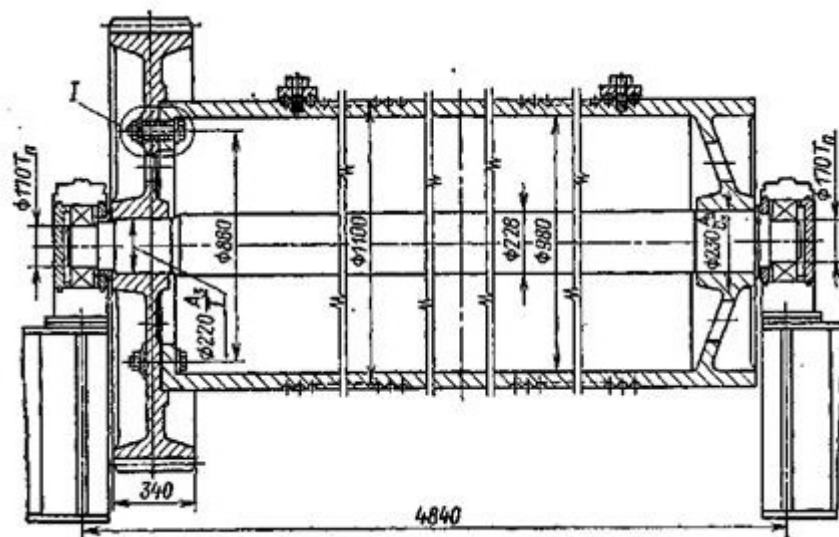


Рисунок 1.9 - Барабан с открытой зубчатой передачей

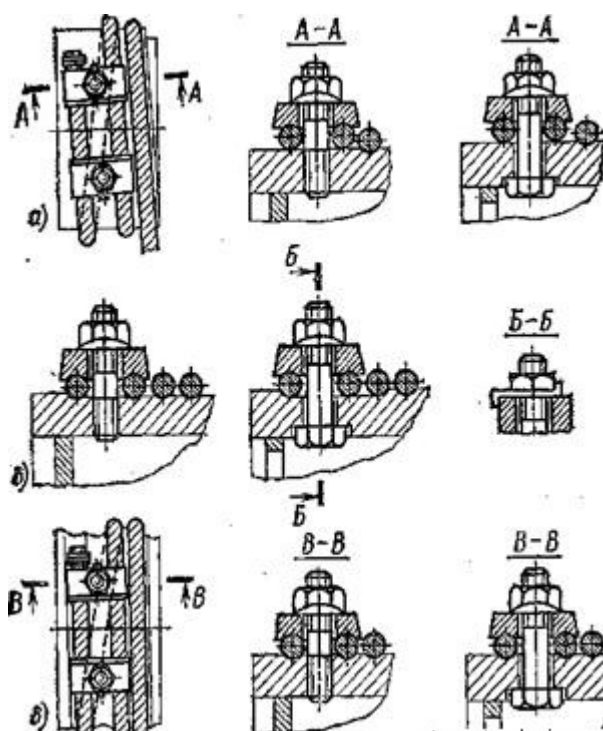


Рисунок 1.10 - Крепление каната на барабане

Варианты их закрепления к барабану шпильками и болтами показаны на рисунке 1.10 при установке: а — на гладкой части; б — на углубленной гладкой части; в — на нарезанной части.

1.4 Анализ численных методов исследований

Инженеры и ученые, специалисты в области физических наук, широко используют в последнее время численные методы исследований. Эти методы основаны на приближенном решении уравнений, описывающих физическую задачу. Одним из первых приближенных методов был метод конечных разностей, в котором разрешающие уравнения задачи аппроксимировались с помощью локальных разложений неизвестных функций в ряды, как правило, в усеченные ряды Тейлора.

Аналитические решения краевых задач получаются наиболее легко, когда область R однородная (т. е. свойства материала в R не изменяются от точки к точке), когда геометрия проста, когда граничные условия на контуре S сравнительно просты и, наконец, когда определяющие дифференциальные уравнения в частных производных линейны, вследствие чего суммирование некоторых их решений дает новое решение в R . Во многих дисциплинах были найдены аналитические решения, отвечающие точечному возмущению в бесконечной однородной среде. Это возмущение может представлять собой, например, тепловой источник или сток в задачах теплопереноса или может соответствовать сосредоточенной силе в упругом теле в задачах механики твердого тела [45]. Такие решения принято называть сингулярными решениями, поскольку они хорошо ведут себя всюду в области R , за исключением точки возмущения, где имеет место математическая аномалия — сингулярность. При наличии в теле нескольких точек возмущения для отыскания решения (в линейных задачах) можно суммировать отдельные решения.

Для «реальных задач» построить аналитическое решение зачастую не удается. Даже когда определяющие дифференциальные уравнения в частных производных линейны, область R может оказаться неоднородной, геометрия — нерегулярной, а граничные условия — трудно описываемыми простыми математическими функциями. В таких случаях, используя численные методы, при помощи вычислительных машин можно найти приближенное решение. Численные методы решения краевых задач можно разделить на два отчетливых класса: класс, который требует использования аппроксимаций во всей области R , и класс, который требует использования аппроксимаций только на границе S . В первый класс входят методы конечных разностей и конечных элементов, во второй — методы граничных элементов.

Для иллюстрации различий между этими двумя типами вычислительных приемов сопоставим методы граничных элементов с методами конечных элементов. Для простоты представим R двумерной плоской областью, ограниченной контуром S (рисунок 1.11). Метод конечных элементов требует, чтобы вся область R была разбита, как показано на рисунке 1.11 (а), на сетку элементов. При этом цель состоит в отыскании решения задачи в узлах сетки, решение же между узлами выражается в простой приближенной форме через значения в узлах. Связывая эти приближенные выражения с исходными дифференциальными уравнениями в частных производных, в конечном счете

приходим к системе линейных алгебраических уравнений, в которых неизвестные параметры — узловые значения в R — выражаются через известные величины в узлах сетки, находящихся на границе области. Эта система уравнений большая, но разреженная, т. е. хотя она и содержит большое число неизвестных параметров и, следовательно, большое число линейных уравнений, но каждое уравнение включает в явном виде только часть неизвестных параметров.

В методах граничных элементов на элементы разбивается только граница C области, как показано на рисунке 1.11 (b). Численное решение строится на основе полученных предварительно аналитических решений для простых сингулярных задач таким образом, чтобы удовлетворить приближенно заданным граничным условиям на каждом элементе контура C . Поскольку каждое сингулярное решение удовлетворяет в R определяющим дифференциальным уравнениям в частных производных, в этом случае нет необходимости делить саму область R на сетку элементов. Система уравнений, подлежащих решению, оказывается значительно меньше, чем система, которую нужно решить в той же краевой задаче, если использовать метод конечных элементов, однако, как будет показано ниже, уравнения теперь не разреженные.

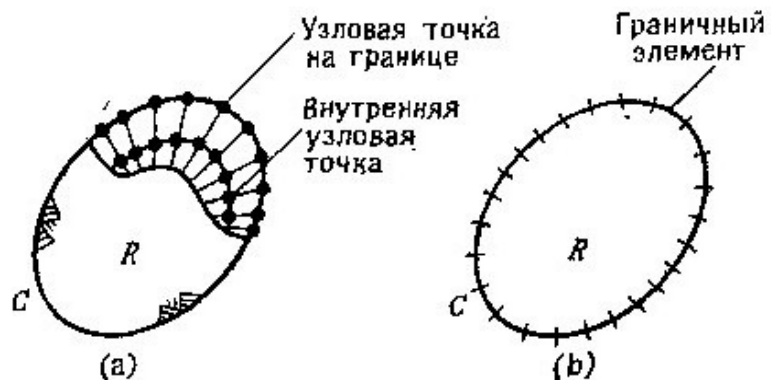


Рисунок 1.11 - Конечно-элементная и гранично-элементная аппроксимации: (a) конечные элементы; (b) граничные элементы.

Технику граничных элементов можно пояснить более полно, если воспользоваться рисунком 1.12. Рисунок 1.12 (a) представляет область R , ограниченную контуром C , — это тот же тип краевой задачи, который обсуждался выше в связи с рисунком 1.11. Рисунок 1.12 (b) представляет бесконечную плоскость, а пунктирная линия C' отмечает след контура C на этой плоскости. Зачастую легче находить аналитические решения соответствующих дифференциальных уравнений для неограниченной области (рисунок 1.12 (b)), чем для фактической области R (рисунок 1.12 (a)). В частности, мы в состоянии найти сингулярное решение для точечного возмущения (например, источника, стока или сосредоточенной силы) в некоторой точке p в бесконечной области. Предположим на момент, что это сингулярное решение воспроизводит на пунктирной линии C' точно те условия, какие заданы на границе C (рисунок

1.12 (a)). Если бы это было так, то, поскольку решение поставленной задачи единственно, мы бы решили задачу рисунок. 1.12 (a), рассматривая задачу рисунок 1.12 (b).

Конечно, чрезвычайно маловероятно, что наше сингулярное решение будет действительно удовлетворять нужным условиям на C' . Однако, признав, что, если бы оно им удовлетворяло, мы решили бы задачу и смогли бы развить численную технику для отыскания набора сингулярных решений, которые, будучи сложены,

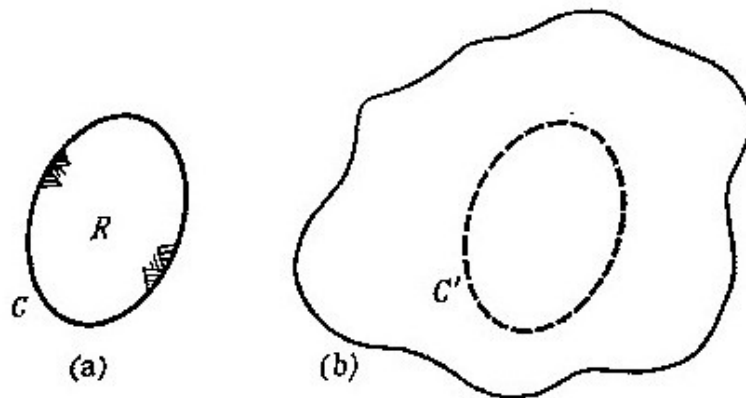


Рисунок 1.12 - Контур C и вспомогательный контур C'

дадут приближенно верные условия на C' . (Заметим, что суммируя решения, мы предполагаем линейность дифференциальных уравнений. Это допущение проходит через всю книгу). Такая техника развивается следующим образом.

Разделим прежде всего C' на ряд элементов и примем, что нас удовлетворит приближенное решение, которое отвечает заданным условиям на C только в средних точках элементов на C' . Если контур C' разделен на N элементов, то надо иметь N сингулярных решений, которые в сумме удовлетворят требуемым условиям в центре каждого элемента на C' . При этом основная задача заключается в размещении сингулярностей на C' — по одной в центре каждого элемента. Тогда суммарное воздействие всех N сингулярностей на произвольный элемент можно выразить через интенсивности сингулярностей. Хотя значения этих интенсивностей не известны, но зато из граничных условий известно их совместное влияние. Следовательно, можно записать систему N линейных алгебраических уравнений относительно N неизвестных значений интенсивностей сингулярностей.

С вычислительной точки зрения метод граничных элементов приводит к системе уравнений меньшего порядка, чем метод конечных элементов при решении той же задачи [42]. Вместе с тем в соответствии с вышесказанным мы видим, что эта меньшая система уравнений теперь уже неразряженная (как в методе конечных элементов): каждая сингулярность вносит вклад в каждое уравнение. Как только эти уравнения решены, можно построить решение в любой точке области R . Таким образом, можно произвольно выбирать точки (и

только эти точки), в которых желательно получить решение, вместо автоматической привязки результатов к ряду фиксированных точек (внутренним узлам сетки), как в методе конечных элементов. Поскольку в методе граничных элементов используется аналитическое решение, которое справедливо всюду в области R , он потенциально более точен, чем метод конечных элементов, в котором аппроксимации производятся в каждой подобласти R . Физические величины, связанные с производными решения (такие, как тепловые потоки), можно получить математически, дифференцируя сингулярные решения и суммируя их. Это также способствует повышению точности.

Вспомогательный контур C' на рисунке 1.12 (b) можно рассматривать как границу для двух различных задач. В одной из них — в так называемой внутренней задаче — рассматриваемая область R есть конечная область внутри контура C (рисунок 1.12 (a)). Другая задача называется внешней задачей, и в этом случае R — неограниченная область вне контура C .

Методы граничных элементов особенно привлекательны во внешних задачах, когда контур C определяет границу полости в бесконечном теле. Если основное сингулярное решение выбрано так, что оно удовлетворяет соответствующим граничным условиям на бесконечности, то линейная комбинация таких решений также будет удовлетворять этим граничным условиям. Тогда при решении данной задачи достаточно поместить сингулярности только вдоль вспомогательного контура C' .

С другой стороны, конечно-элементная модель задачи требует чтобы сетка была распространена «достаточно далеко» от границы полости, с тем чтобы условия, задаваемые на внешней границе сетки, не оказывали существенного влияния на решение вблизи полости. Элементы у внешней границы сетки можно принимать достаточно большими, поскольку решение задачи мало изменяется от точки к точке на больших расстояниях от полости. Вместе с тем переход в сетке от внутренней границы к внешней должен быть «достаточно гладким», чтобы в решении точнее представить градиенты.

Замечательное вычислительное преимущество метода граничных элементов заключается в том, что в нем довольно легко исследовать влияние перехода ко все более мелким элементам с целью выяснить, как результаты вычислений зависят от задания элементов на границе полости. Проводить подобный анализ в методе конечных элементов очень утомительно, поскольку в каждом случае требуется полная перестройка конечно-элементной сетки.

Цель решения подобных задач состоит в нахождении распределения напряжений и смещений в упругом теле, подверженном действию заданной системы объемных сил и заданных напряжений или смещений на границах [18]. В общем трехмерном случае это означает определение в точках тела шести компонент напряжений $\sigma_{ij} = \sigma_{ji}$ и трех компонент смещений как функций от координат этих точек. Уравнения равновесия (1.1) и соотношения напряжение — деформация (1.2) дают для этих девяти неизвестных девять уравнений:

$$\sigma_{ij} + \beta_i = 0, \sigma_{ij} = \sigma_{ji} = 2G \left(e_{ij} + \frac{\nu}{1-2\nu} e_{kk} \delta_{ij} \right) \quad (1.1)$$

Этих уравнений достаточно для определения девяти неизвестных величин, если допустить, что смещения u_i — непрерывные функции координат точек x_i [7]. После того как смещения найдены, деформации определяются согласно (1.2):

$$e_{ij} = 1/2 (u_{i,j} + u_{j,i}) \quad (1.2)$$

Аналитическое решение, на котором основан этот простой метод граничных элементов, характеризуется тем, что напряжения на концах элемента не определены. Тем не менее должны быть приняты специальные меры, чтобы получить значения смещений точно в граничных точках и вблизи них. Поэтому, оценивая решение на границе, необходимо исключить эти точки и условиться считать, что значения напряжений (и смещений) в центре элемента характерны для элемента в целом. Точно так же не следует пытаться вычислять смещения и напряжения внутри полуплоскости в точках, близких к концам элемента, поскольку в этих точках резко ухудшается качество численного решения. Для общей ориентации можно считать установленным, что численное решение надежно: на границе — в серединах элементов, а вне границы — на расстояниях от центра граничного элемента, превышающих его длину.

1.5 Метод конечных элементов

Метод конечных элементов привлек к себе внимание исследователей главным образом тем свойством, что сплошная среда разбивается на ряд элементов, которые можно рассматривать как конкретные ее части. При этом данный метод может основываться как на вариационных принципах, так и на более общих выражениях метода взвешенных невязок. Имеющаяся в настоящее время литература по конечным элементам весьма обширна и включает в себя вопросы расчета конструкций [35], течения жидкости [36] и другие виды задач.

Большой интерес, который был проявлен к этому методу в начале 1960-х гг., имел два важных следствия: во-первых, он породил впечатляющее количество работ по численным методам и эффективным инженерным подходам к решению задач и, во-вторых, привел к углубленному исследованию основных физико-математических принципов, таких как вариационные подходы и методы взвешенных невязок.

Первое из указанных следствий непосредственно связано с появлением мощных вычислительных машин, т. е. второго поколения, которые могли решать инженерные задачи, требующие хранения большого числового материала и проведения значительного объема вычислений. На некоторое время

непрерывный прогресс в вычислительной технике, включающий в себя создание ЭВМ третьего поколения, отвлек ученых от развития математических методов (и их физических основ), т. е. от указанного выше второго следствия. Эти методы, применение которых восходит ко времени, когда еще не было вычислительной техники [36], описывали различные пути решения уравнений задачи; к ним относятся методы Бубнова, коллокаций, наименьших квадратов, графические приемы решений, матричные разложения и метод передаточных матриц, комбинации различных приемов и т. д. К счастью, они не были забыты и вновь появились в литературе, иногда под другими названиями, подобными методам конечных элементов, Бубнова, конечно-элементных полос, неким схемам интегрирования по времени и т. д. Другим важным направлением приближенного анализа было развитие смешанных принципов, когда физические задачи можно выражать и решать самыми разными способами в соответствии с видом используемых аппроксимаций уравнений. Эти аппроксимации имеют основополагающее значение при машинной реализации различных численных методов. Использование смешанных методов восходит к Рейсснеру [35] и в более специфическом виде к Пиану [36] в методе конечных элементов. Прекрасное описание применения смешанных методов в строительной механике можно найти в книге Вашицу [42].

Методы интегральных уравнений рассматривались до последнего времени как некий тип аналитического метода, не связанный непосредственно с приближенными методами. Они стали известны благодаря работам советских ученых Н. И. Мухелишвили [35], С. Г. Михлина [36], В. Д. Купрадзе [42] и В. И. Смирнова [21], но они были не очень популярны среди инженеров. Трудно точно установить, кто первым предложил «прямой» метод исследования. В виде одного из вариантов он использован в книге В. Д. Купрадзе [35]. Однако с точки зрения инженера следует, по-видимому, считать, что метод был впервые предложен в работе Крузе и Риццо [36]. Именно прямой метод будет главным образом использоваться в этой книге, поскольку он наиболее приемлем для инженеров и ученых-механиков.

Еще в начале 1960-х гг. небольшая исследовательская группа Саутхемптонского университета уже работала над приложением интегральных уравнений к решению задач о напряженном состоянии. К сожалению, характер представления задачи, трудности определения соответствующих функций Грина и одновременное появление метода конечных элементов - все это привело к снижению значимости этой работы. В начале 1970-х гг. последние достижения в формулировке конечных элементов начали обнаруживать их связь с формулировкой граничных интегральных уравнений и привели к появлению обобщенных криволинейных элементов. Вопрос о том, насколько эффективно последние связывают граничные интегральные уравнения с другими

приближенными подходами, в то время не был решен. Это было сделано Бреббия, который в 1970-х гг. исследовал связь различных приближенных методов. Результатом этих исследований была вышедшая в 1978 г. книга [4], где впервые использован заголовок «Граничные элементы». Немного позже эта работа была расширена за счет включения временных и нелинейных задач. По этой теме состоялись представительные международные конференции в Саутхемптонском университете (1978, 1980 и 1982 гг.) и в Калифорнии (1981 г.). Первые публикации по нелинейным задачам появились в последнее десятилетие, хотя численная реализация линейных интегральных уравнений была известна в 1960-х годах. В 1971 г. опубликована работа Сведлоу и Круза [7]. Статья содержала обобщение исходных упругопластических уравнений с деформационным упрочнением, сформулированных ранее первым из авторов для случая пластического течения сжимаемых и анизотропных тел. Указанное уравнение представляло в развернутом виде тождество Сомильяны, включающее скорости пластических деформаций. Кроме того, впервые было получено исходное граничное интегральное уравнение для формулировки прямого метода граничных элементов для решения трехмерных задач; правда, при этом не были приведены ни примеры расчетов, ни интегральные выражения для внутренних напряжений. Однако авторы отметили существование интеграла (по области), который определяется с учетом пластических деформаций в общем представлении.

Эта первая работа была развита Риккарделой [4] в 1973 г., который применил критерий текучести Мизеса (изотропное упрочнение) к двумерным задачам, используя кусочно-постоянную интерполяцию пластических деформаций. Полное интегральное выражение для напряжений во внутренних точках не было представлено, так как автор установил наличие сингулярности в интеграле пластических деформаций. Тем не менее эта очевидная трудность была корректно обойдена сначала путем аналитического интегрирования члена, содержащего пластические деформации, а затем взятием произвольных также в замкнутом виде. Прямое следствие этой процедуры состоит в том, чтобы применить интерполяционные функции не так легко реализуемые, как постоянные величины. Используя довольно сложные технические приемы подразумеваемого решения, были решены несколько примеров и автор отметил, что результаты хотя и не очень убедительны, но все же вселяют надежду. Эта работа заслуживает определенного признания не только из-за того, что она первая в своем роде, но и из-за того, что подвела численную основу множеству последующих работ. Например, линейные граничные элементы впервые были предложены вместе с аналитическими выражениями для свободного члена. Интегралы в замкнутом виде оставались до недавнего времени единственно доступной формой представления членов, учитывающих пластические деформации.

В это же время Мендельсон [7] предложил и обсудил различные интегральные формулировки упругопластических задач, а именно: непрямую и

прямую бигармоническую формулировку, названную в этой работе полупрямым подходом. Были представлены частные решения некоторых примеров упругопластических задач, включая тривиальное выражение в замкнутом виде для задачи о кручении стержня круглого сечения, и несколько ранних численных результатов решения задачи о разрезной балке под воздействием чистого изгиба. Последняя решена с использованием так называемой полупрямой формулировки. В отличие от предыдущих работ, представленная прямая формулировка включала интегральные выражения для внутренних напряжений (для двумерных и трехмерных задач). Однако такого рода выражения позже рассматривались как некорректные из-за выражения для пластических деформаций, по которому они определялись.

В 1975 г. Мендельсоном и Альберсом [7] опубликовано продолжение упомянутой выше работы. Были получены численные результаты решения задачи о кручении стержня с квадратным поперечным сечением в рамках прямой формулировки (для функции депланации) и деформационной теории пластичности. Рассмотрены идеальная пластичность и деформационное упрочнение, а сопоставление результатов с решениями методом конечных разностей показало эффективность используемой численной реализации. В работе также содержатся некоторые дополнительные ранее полученные результаты решения задачи о балке, но в дополнение к полному решению, полученному путем полупрямой формулировки, было предложено применить прямую методику, правда, с неубедительными результатами.

Двумя годами позже Мухерджи [18] опубликовал теоретическую статью, в которой с надлежащей тщательностью свел трехмерную формулировку прямого метода граничных элементов к случаю плоского деформированного состояния. В этой работе он частично исправил уравнения, представленные в работах [4, 7] и предложил модифицированные версии для значений интегралов пластических деформаций. Подобные модификации основываются исключительно на свойстве несжимаемости пластических деформаций, следовательно, не могут быть использованы в задачах пластичности, в которых допускается появление пластической дилатансии (пластические потенциалы Друккера-Прагера или Кулона-Мора).

Еще в 1977 г. Шодоннерет [7] применила формулировку прямого метода граничных элементов для вязкопластического расчета плиты с вырезом. В ее исследовании были использованы оригинальные исходные уравнения, разработанные в O.N.E.R.A. (Франция), а полученные результаты были подтверждены экспериментальными исследованиями. К тому же приведенные интегральные уравнения основывались на представлении воздействия вязкопластических деформаций в форме “начальных напряжений”, численная реализация осуществлялась с использованием линейных граничных элементов, а интегрирование нелинейного члена проводилось на прямоугольных ячейках с использованием методики Риккарделлы, так как представленные в статье соответствующие интегральные выражения еще не были правильными.

В последующие годы был сделан решающий шаг в совершенствовании нелинейной формулировки метода граничных элементов. Бьюи [7] опубликовал работу, в которой предложил приемлемое выражение для (непосредственно по Михлину [18]) производной от сингулярного интеграла, представляющего нелинейный член. Здесь исследованы трехмерные интегральные выражения, и автор отмечает существование свободного члена в интегральном уравнении для внутренних напряжений, который не рассматривался в предыдущих публикациях. Однако этот свободный член не упрощает численную реализацию, потому что соответствующий интеграл по области (нелинейный член) все еще вычисляется в смысле его главного значения. Тем не менее, это первый случай, когда было предложено правильное интегральное выражение.

Признание предыдущей работы заставило Мухерджи и Кумара [4] заимствовать методику, ранее описанную Риккарделлой. Им удалось выполнить нелинейный расчет во временной зависимости некоторых примеров задачи о плоском напряженном состоянии, используя энергетический закон ползучести и полученные незадолго до этого исходные соотношения по Харту (металлические среды). В качестве методики решения принята самокорректирующаяся схема интегрирования по времени в сочетании с кусочно-постоянной пространственной интерполяцией как для неизвестных на границе, так и для неупругих деформаций.

Годом позже (1979) Теллес и Бреббиа [4] представили полную формулировку метода граничных элементов для трехмерных и двумерных задач пластичности. Были даны правильные выражения для внутренних напряжений, включая удовлетворительные результаты дифференцирования сингулярных интегралов по области. В их работе сделан акцент на численную реализацию интегральных выражений и вместе с соответствующими свободными членами предложена простая методика численного вычисления интегралов от пластических деформаций в смысле главного значения. Такая методика основывается на приложении поля постоянных пластических деформаций к дискретным интегральным уравнениям и дает возможность исследовать внутренние ячейки высокого порядка. В этой работе не приведено примеров решения каких-либо инженерных задач, однако впервые продемонстрирована возможность применения выражений высоких порядков для описания неупругих деформаций.

Таким образом, в 70-е годы замечен значительный прогресс в исследованиях, касающихся корректности формулировки метода граничных элементов. Но уже в начале нынешнего десятилетия этот метод был пригоден для решения многих практических задач с выбором более утонченных путей численной реализации. Например, уже в 1980 г. Теллес и Бреббиа [4] применили прямой метод граничных элементов для решения некоторых двумерных и упругопластических задач (плоское напряженное и плоское деформированное состояние). Нелинейный член рассматривался в форме “начальных деформаций” и в рамках этой формулировки можно было учесть несжимаемые пластические деформации, используя критерий текучести Мизеса

для изотропной среды с деформированным упрочнением, идеальную пластичность и режим релаксации деформаций. Было проведено численное решение с использованием линейных интерполирующих функций как для граничных элементов, так и для внутренних ячеек. В этой работе выявлены возможности применения метода граничных элементов в нелинейных расчетах в сопоставлении с решениями тех же задач методом конечных элементов.

В другой публикации [7] теми же авторами представлена формулировка в “начальных напряжениях” с четырьмя разными критериями текучести (Треска, Мизеса, Кулона-Мора и Друккера-Прагера). Это позволило учесть возможность пластической дилатансии. Кроме того, исследованы альтернативные формулировки прямого метода граничных элементов, а именно в начальных деформациях, начальных напряжениях при сведении к фиктивным усилиям и массовым силам. Среди представленных приложений – геотехническая задача о туннеле глубокого заложения убедительно демонстрирует пригодность метода граничных элементов для бесконечного пространства.

В 1981 г. были представлены первые удачные формулировки, использующие фундаментальные решения, которые удовлетворяют конкретным граничным условиям. Теллес и Бреббиа [4] реализовали сингулярное решение на полуплоскости в рамках различных, ранее предложенных ими формулировок. В этой работе с хорошими результатами решены задачи пластичности на конечных и полубесконечных областях без дискретизации границы полуплоскости, свободной от поверхностных усилий. Другая интересная реализация предложена Морджариа и Мухерджи [7], где представлена непрямая и бигармоническая формулировка метода граничных элементов с использованием фундаментального решения для плоских тел круглого и эллиптического очертания. Данная бигармоническая формулировка применена к решению одного из ранее рассмотренных авторами примеров, а также к решению уже исследованной задачи расчета плиты с трещиной, имеющей форму вытянутого эллипса.

Отмеченные выше примеры реализации убедительно показывают преимущества применения различных фундаментальных решений при реализации соответствующих различных типов задач.

Дальнейшее исследование также представлено Теллесом и Бреббиа в работе [4], где они предлагают гранично-элементарную реализацию вязкопластичности, использование которой удобно при едином подходе в исследовании пластичности, ползучести и вязкопластичности. В этой статье исходная модель упруговязкопластичных материалов Пэжины применена к четырем различным критериям текучести. Используемая процедура решения – простая схема интегрирования по времени Эйлера с ограничением числа шагов по времени. Приведенные примеры иллюстрируют возможности метода граничных элементов при решении рассмотренных классов нелинейных задач, учитывающих зависимости от времени.

Фактически применение метода конечных элементов восходит к работе А. Хренникоффа [35], предложившего необычную дискретизацию плоской полосы с помощью фермы с идеальными шарнирами. Дальнейшая разработка метода конечных элементов была предпринята Р. Курантом, Дж. Аргирисом, М. Тернером, Р. Клафом, Г. Мартином, Топпом и Дж. Сингом, и в настоящее время данный метод является одним из наиболее популярных численных методов решения задач механики сплошных сред. Вышедшая в 1976 г. библиография по этому методу содержит около 8 тыс. ссылок, а в настоящее время число работ в этой области превышает 30 тысяч.

Еще одним важным предшественником и основой метода граничных элементов является теория интегральных уравнений. Интегральное уравнение теории потенциала вывел Георг Грин. Метод интегральных граничных уравнений был существенно развит Фредгольмом, который доказал существование решения уравнения с помощью предельной дискретизации. Фредгольм также использовал метод теории потенциала и теорию линейных интегральных уравнений для решения статической задачи теории упругости однородных тел, когда на границе тела заданы смещения. Современные возможности численной реализации позволили расширить и улучшить формулировку проблем, связанных с интегральными уравнениями Фредгольма первого и второго родов, а также с интегральными уравнениями нефредгольмовского типа.

Возможности метода Фредгольма расширил В. Д. Купрадзе; с помощью теории потенциала и сингулярных интегральных уравнений он доказал существование решения, развил приближенный метод решения статических задач для однородных упругих тел и динамических задач для кусочно-однородных тел. Используя гипотетическое распределение поверхностной плотности источников, В. Д. Купрадзе сформулировал связь перемещений и напряжений на границе линейно-упругой среды, способствующую решению основных задач теории упругости. Развитые В. Д. Купрадзе непрямая и предложенная позднее прямая формулировки задачи, доказательства их эквивалентности выявили многие возможности метода граничных интегральных уравнений. Связь этого метода с методом граничных элементов показана в статье К. Бреббия и С. Уокера [4] и монографии [36]. В методе граничных элементов поведение исследуемых функций внутренней области описывается граничными интегральными уравнениями, а на границе представляется граничными элементами.

Известно, что метод конечных элементов неэффективен в случае удлиненных областей вследствие невозможности описания с необходимой точностью поведения модели при дискретизации как для двумерных, так и для трехмерных линейно-упругих задач и задач теории потенциала. При этом метод граничных элементов имеет явные преимущества по сравнению с методом конечных элементов; это касается также и ряда задач, сводящихся к решению уравнений Гельмгольца, Пуассона, Лапласа, Бубнова.

Метод Бубнова состоит в том, что решение исходного дифференциального уравнения заменяется разрешением условия ортогональности этого уравнения, преобразованного в соответствии с выбранным представлением для исходной функции, к самой функции. Данный метод достаточно универсален: он применим к линейным и нелинейным уравнениям (и системам уравнений) любого рода и порядка. Процесс решения при этом может строиться и путем сведения дифференциальных уравнений к алгебраическим, и путем сведения дифференциальных уравнений с частными производными к обыкновенному дифференциальному уравнению. Впервые этот метод описан Бубновым в работе [35] и монографии [36]. Подробнее с методом Бубнова, описанием его связи с вариационной задачей, историей и развитием этого метода можно ознакомиться в статье [42].

Метод конечных элементов, в котором используются элементы первого порядка, уже применялся для решения множества разнообразных задач динамики и электродинамики, и нет никакого сомнения, что он будет использоваться и в дальнейшем. Хотя метод элементов первого порядка не обеспечивает высокой точности решения, он тем не менее прост для понимания, для программирования и прежде всего для формулировки задач, в которых основные физические уравнения сложнее рассматривавшихся в этой главе.

Первое применение треугольных элементов для расчета электрических и других потенциальных полей, вероятно, принадлежит Куранту [35]. В его статье впервые были развиты методы кусочной аппроксимации, подобные методу конечных элементов. Методы треугольных элементов первого порядка в современном их виде были развиты Даффином [36], который указал способы решения и отметил не только возможность получения приближенных решений, но и ограничения для энергии поля.

Имеется много монографий и учебников по теории метода конечных элементов в приложении к механике.

Геометрическая гибкость, связанная с применением треугольников первого порядка, настолько понравилась многим исследователям, что иногда они используют эти элементы даже там, где элементы высших порядков, вероятно, дали бы более высокую точность при меньших затратах на вычисления. Андерсен [31] привел примеры хорошо работающих программ, в которых используются треугольные элементы первого порядка для повседневной работы по проектированию (конструированию, разработке).

Методы, конечных элементов первого порядка напоминают классические конечно-разностные методы, особенно когда используются итерационные методы решения системы уравнений. Интересной особенностью всех методов конечных элементов является единственность приближенного решения во всех точках области, а не только в определенных дискретно выбранных точках, как это имеет место в конечно-разностных методах. Поэтому дальнейшее

использование этих решений зачастую не требует никакой дополнительной аппроксимации.

1.6 Метод граничных элементов

Применение метода граничных элементов в решении задач пластичности подробно приведены в работе [4], в которой дано полное описание всех различных предлагаемых подходов при решении. Представленные примеры демонстрируют убедительные преимущества метода граничных элементов, когда результаты сопоставляются с результатами решения тех же задач методом конечных элементов. Значительное сокращение объема исходных данных, требуемого для решения задачи, может быть достигнуто при той же степени точности. Например, внутренние ячейки нужны только в области образования пластичности, и они не требуют какого-либо специального объединения, так как неизвестные в задаче вначале определяются на границе рассчитываемой области.

Возможность решения таких задач, как при воздействии в виде назначаемых перемещений, релаксация деформации и концентрация напряжений, показана с использованием сравнительно малой системы уравнений и достижением удовлетворительной точности. Аналогичные результаты в конечно-элементных исследованиях достигаются при усложнении дискретизации конечными элементами. К тому же области с границами в бесконечности могут быть должным образом смоделированы с использованием метода граничных элементов. Это свойство имеет большое значение в задачах, связанных с расчетом оснований, тоннелей и других подземных сооружений и без сомнений дает значительное преимущество метода граничных элементов в решении упругопластических задач на бесконечных или полубесконечных областях.

Кроме того, из представленных примеров и из решений многих других модельных задач, полученных в период этих исследований, обнаружен ряд интересных свойств граничных элементов.

Например, следует отметить, что рассмотрение симметрии фактически без дискретизации осей симметрии часто приводит к улучшенным результатам в сопоставлении с альтернативной методикой, в которой такие оси считаются физическими границами. Кроме того, как уже отмечено в работах [4, 7], метод граничных элементов применим к линейным расчетам конструкций из несжимаемых материалов (т.е. когда $\nu = 0.5$). Здесь это свойство сохраняется для формулировки в начальных деформациях и это действительно возможно благодаря применяемым упругопластическим соотношениям (приращения пластических деформаций вычисляются из модифицированных выражений для суммарных деформаций).

Другая описанная важная характеристика решений состоит в том, что они преодолевают хорошо известный недостаток метода конечных элементов,

впервые отмеченный Нагтегалом и др. [18]. Этот недостаток заключается в иногда встречающейся невозможности правильного представления предельной нагрузки из-за некоторых ограничений, вызванных несжимаемостью пластических деформаций. Недостаток присутствует всегда, когда внутренние деформации вычисляются как производные интерполированных перемещений внутри конечных элементов, и явно замечен в задачах трехмерного и плоского деформированного состояния.

Что касается точности, то опыт, полученный при решении задач, показывает, что если приращение нагрузки остается малым, то решения как в начальных деформациях, так и в начальных напряжениях приводят исключительно к одинаковым результатам (разница в назначаемой невязке условия сходимости). Тем не менее, если говорить о расходуемом машинном времени, то при варианте в начальных деформациях результат достигается быстрее, чем в начальных напряжениях. Однако это различие кажется очевидным из-за того факта, что в сравнении с программой, реализующей формулировки в начальных деформациях, которая ориентирована на критерий текучести Мизеса, обе версии подхода с формулировкой в начальных напряжениях более общие и могут реализовать четыре разных критерия текучести.

Как только приращение нагрузки было увеличено, формулировка в начальных деформациях и вторая версия формулировки в начальных напряжениях показали более устойчивые результаты, чем первая из процедур с формулировкой в начальных напряжениях, несмотря на специальные приемы во избежание отклонений в напряжениях за пределами поверхности текучести. Но в некоторых примерах, решенных со сравнительно большими приращениями нагрузки, чисто инкрементальная форма, реализованная в программе на основе формулировки в начальных напряжениях, обеспечила в равной степени устойчивые результаты, требуя меньше машинного времени, чем ее вторая версия.

Приведенное выше обсуждение демонстрирует равнозначность трех процессов и к тому же показывает, что эффективность подхода зависит от конкретной задачи. Желательно, чтобы в общем случае можно было воспользоваться всеми тремя вариантами.

По числу итераций, удастся установить предельное значение. Дынный максимум в обычных условиях, когда достигается это число итераций, должен свидетельствовать о том, что наступил момент разрушения. Этот прием часто используется в задачах, где вместо ненулевых поверхностных усилий назначаются перемещения, а материал является идеально пластичным. Чтобы выявить точную предельную нагрузку, такое максимальное указанное число должно быть достаточно большим. В большинстве решенных задач было достаточно 200 итераций, но при необходимости эта цифра увеличивается до 300.

Представленные результаты иллюстрируют возможности использованной формулировки и показывают, что решения этих классов задач,

которые до недавнего времени были объектом метода конечных элементов как единственно приемлемой альтернативы, теперь возможны в рамках метода граничных элементов.

В работе [7] было сделано сравнения требуемого машинного времени для решения задач МКЭ и МГЭ, поскольку такого рода информация была не доступна для задач, решаемых методом конечных элементов. Стоит отметить, что решение методом конечных элементов получено с контролем размера шага по времени; для этих решений использовалось одно и то же предельное значение шага по времени. Тот факт, что решение МГЭ потребовало большего числа шагов для достижения условия необходимости, объясняется исключительно желанием лучше представить особенность в углах, а также ужесточением назначенного здесь критерия необходимости, т.е. $({}^{k+1}\varepsilon_e^p - {}^k\varepsilon_e^p) \leq 0.0001 {}^k\varepsilon_e^p$. Однако решение МГЭ экономичнее, хотя число шагов по времени больше. Заметим, что ЭВМ типа IBM, а это делает разницу в затраченном машинном времени более ощутимой.

Интересное замечание, касающееся приложения метода граничных элементов к решению неупругих задач, состоит в использовании для неоднородных сред. Можно идти двумя путями. Первая возможность состоит в задании подобластей [4] путем назначения внутренних границ, окаймляющих однородные участки внутри области. Другая, действенная процедура могла бы использовать внутренние ячейки для интегрирования по полю начальных напряжений, в которых уравниваются разные константы материала. Эта вторая возможность представляется нам многообещающей, поскольку в обоих случаях поле начальных напряжений может быть рассмотрено единообразно. Однако модельные задачи, которые будут решены в будущем для проверки точности и эффективности вычислений, выявят наиболее приемлемый путь.

Если говорить о продолжении настоящей работы, то соответствующее фундаментальное решение [7] можно применить к осесимметричным неупругим задачам, следуя в точности изложенным здесь процедурам. Первая попытка сформулировать численную реализацию метода граничных элементов для решения такого рода задач доложена автором вместе с коллегами в работе [18].

1.7 Выводы

Проведенный литературный обзор показал следующие недостатки:

1. в большинстве работ выполняемые расчеты аналитические, громоздкие и с большим коэффициентом запаса прочности;
2. в ряде работ отсутствует аппарат расчета, либо заложены большие статистические данные, что не оптимально;
3. в части работ не получается найти оптимальный расчет, в итоге выходит расчет проверочный.

В нашем случае задача другая - сначала деталь сконструировали, а потом проверили. В связи с этим предлагается выбрать наиболее оптимальный численный метод решения подобных задач и подобрать необходимый пакет программ и приложений, позволяющий используя данный метод, автоматизировать механизм решения поставленной задачи. Наиболее оптимальным на мой взгляд методом является метод конечных элементов, который заложен в ряд приложений пакета программ T-FLEX. Данным программным продуктом предлагается провести анализ напряженно-деформированного состояния исследуемого барабана мостового крана, теоретические расчеты сравнить с практическими и сделать необходимые рекомендации.

2 Расчет и анализ напряженно-деформированного состояния барабана

Основной задачей при написании данной главы являлся выбор методики расчета барабана мостового крана, проектный расчет его конструктивных параметров, прочностной расчет, выявление слабых мест с учетом нагружения и концентраторов напряжений, а также анализ напряженно-деформированного состояний барабана.

2.1 Выбор методики расчета

Стремление к уменьшению массы машин при улучшении их качества вызывает необходимость использования в процессе проектирования наиболее совершенных методов расчета, в которых по возможности полно отражены действительные условия работы конструкции и механические свойства материалов.

При проектировании легких и экономичных машин часто приходится рассматривать деформацию деталей за пределами упругости. Это позволяет выявить дополнительные прочностные ресурсы конструкции. Так, например, в распространенном в машиностроении методе расчета по допускаемым напряжениям [34] за предельное состояние конструкции принимают такое, при котором эквивалентное напряжение в наиболее напряженной точке детали, изготовленной из пластичного материала, достигает величины предела текучести последнего. Коэффициент запаса детали по этому методу вычисляют как отношение предела текучести к максимальному эквивалентному напряжению. Однако очевидно, что в случае неоднородного напряженного состояния возникновение пластических деформаций в одной наиболее напряженной точке еще не означает наступления предельного состояния конструкции в целом. После наступления текучести в локальной зоне деталь еще может сопротивляться увеличению внешних сил до тех пор, пока пластические деформации не охватят значительного объема ее.

Для деталей из пластичного материала предельное состояние должно определяться величинами тех перемещений, при которых нарушаются условия нормальной эксплуатации, или же нагрузками, при которых конструкция перестает сопротивляться воздействию внешних сил (массовая текучесть) или разрушается.

Для деталей, выполненных из сравнительно хрупких материалов, за предельное состояние следует принимать такое, при котором наступает разрушение.

Нагрузки, соответствующие предельному состоянию, называют, предельными.

При расчете по предельному состоянию вначале определяют величину предельной нагрузки, после чего коэффициент запаса вычисляют как отношение этой нагрузки к действительной. Данный метод расчета позволяет создать более экономичные конструкции, чем метод допускаемых напряжений, поскольку в нем в основу положены величины предельных нагрузок, при которых исчерпывается несущая способность деталей.

Ввиду того, что предельное состояние наступает после образования в детали пластических деформаций, для вычисления предельных нагрузок требуется умение производить расчеты за пределами упругости.

Очевидно, что для установления наиболее эффективных условий пластического деформирования, правильного назначения размеров заготовок, определения остаточных напряжений, необходимых для расчета на прочность предварительно пластически деформированных деталей, нужно уметь выполнять расчеты за пределами упругости.

Технологические процессы обработки металлов давлением (прокатка,ковка,штамповка,волочение,прессование,навивка пружин) основаны на способности металла пластически деформироваться. Расчеты таких процессов необходимы для правильного выбора мощности прокатных станов, ковочных машин, штампов, волочильных станов, прессов, автоматов для навивки пружин и т. п. Во многих случаях они позволяют точно устанавливать размеры заготовок, выяснять оптимальные условия деформирования, обеспечивающие изготовление изделий высокого качества, и оценивать прочность заготовок в процессе деформирования их [3].

Так, например, при холодной гибке листового металла в V-образных штампах для того чтобы получить изделие заданной формы и размеров, следует правильно назначить радиус закругления пуансона, расстояние между опорами, а также предусмотреть размеры поперечного сечения заготовки, поскольку при гибке они сильно изменяются.

В случае волочения тонкостенных труб через матрицы необходимо правильно выбрать толщину стенки трубы, чтобы после изменения ее диаметра в результате волочения получить нужную толщину стенки.

При правке или рихтовании возникают остаточные напряжения, которые могут привести к короблению деталей вследствие перераспределения во времени остаточных напряжений. Наличие остаточных напряжений в двутавровой балке, выпрямленной в плоскости наименьшей жесткости, иногда приводит к боковому выпучиванию балки при изгибе ее в плоскости наибольшей жесткости. Поэтому в расчетах правки или рихтовки необходимо определять усилия, нужные для пластического деформирования деталей, а также вычислять остаточные напряжения, возникающие в результате этой технологической операции.

Если разрушение детали происходит по истечении значительного промежутка времени после нагружения, то напряжения и деформации в этот момент могут сильно отличаться от значений их при нагружении. Поэтому при анализе разрушения необходимо учитывать перераспределение напряжений за

счет ползучести материала. Расчеты деталей машин на ползучесть тесно связаны с расчетами за пределами упругости.

Из изложенного следует, что расчеты за пределами упругости имеют большое значение в машиностроении. Они основаны на использовании различных численных методов решения, в частности метода конечных элементов.

При разработке любой конструкции стоит задача оценки ее напряженно-деформированного состояния. Для этого нужно знать распределение напряжений в элементах проектируемой конструкции, а также величины перемещений отдельных ее точек как при статическом характере внешнего нагружения, так и в условиях действия нагрузок, изменяющихся во времени. При традиционном подходе для решения такой задачи в общем случае необходимо решить уравнения, обеспечивающие выполнение условий равновесия и совместности деформаций. Возникающая в связи с этим проблема заключается в том, что в случае сложной двумерной или трехмерной конструкции поведение системы описывается уравнениями с большим количеством неизвестных.

Одним из способов устранения этой трудности является использование приближенных методов решения. В настоящее время наиболее эффективным приближенным методом исследования напряженно-деформированного состояния моделей проектируемых конструкций является метод конечных элементов [33].

Ключевая идея метода конечных элементов заключается в следующем: сплошная среда (модель конструкции) заменяется дискретным путем разбиения ее на области – конечные элементы. В каждой области поведение среды описывается с помощью отдельного набора функций, представляющих собой напряжения и перемещения в этой области. Конечные элементы соединяются узлами. Взаимодействие конечных элементов друг с другом осуществляется только через узлы. Расположенные определенным образом, в зависимости от конструкции объекта и закрепленные в соответствии с граничными условиями, конечные элементы позволяют адекватно описать все многообразие моделей конструкций и деталей.

К конечному элементу могут быть приложены внешние нагрузки, которые приводятся к узлам данного элемента и носят название узловых нагрузок.

Для полноценного конечно-элементного анализа необходимо:

1. выбрать тип конечных элементов для всей модели, с помощью которых будет адекватно смоделирована реальная конструкция;
2. построить модель проектируемого объекта в трехмерном пространстве;
3. провести разбиение модели на конечные элементы;
4. выполнить весь комплекс необходимых вычислений;
5. визуализировать полученные результаты и корректно интерпретировать их с целью принятия правильных конструкторских решений.

При расчете методом конечных элементов вначале определяются перемещения узлов модели [33]. Величины внутренних усилий в элементе

пропорциональны перемещениям в узлах элемента. Коэффициентом пропорциональности выступает квадратная матрица жесткости элемента, количество строк которой равно числу степеней свободы элемента. Все остальные параметры конечного элемента, такие как внутренние усилия, напряжения, поле перемещений и т.п., вычисляются на основе его узловых перемещений. Основными типами применяемых на практике конечных элементов являются стержневые, пластинчатые, объемные и специальные. Наиболее удобным является использование пластинчатых конечных элементов, в качестве которых выступают трех- и четырехугольные пластины, работающие как на изгиб, так и на растяжение и сжатие в плоскости. Каждый из узлов такого конечного элемента имеет пять степеней свободы.

Основное достоинство метода конечных элементов даже при использовании треугольных элементов первого порядка заключается в присущей ему значительной «геометрической» гибкости. В отличие от многих других численных методов применимость метода конечных элементов существенно меньше зависит от геометрических форм, с которыми приходится иметь дело. Например, используя треугольные элементы, можно удовлетворительно представить любую двумерную область, границы которой могут быть аппроксимированы рядом прямолинейных отрезков. Необходимо также отметить, что сетка из треугольных элементов, с помощью которой моделируется внутренняя область задачи, не является регулярной ни геометрически, ни топологически. Это значит, что размеры и формы треугольников могут изменяться произвольно, а их взаимные соединения не обязательно должны следовать какой-либо регулярной структуре.

Приближенное решение данной физической задачи методом конечных элементов можно разделить на пять отдельных этапов[35]:

1. построение сетки из конечных элементов, т. е. разбиение области определения решения на элементы;
2. выявление источников и граничных значений величин задачи;
3. построение матричного представления для каждого элемента;
4. объединение всех элементов в ансамбль путем матричных преобразований и наложение граничных условий;
5. решение результирующей системы алгебраических уравнений;
6. вывод и оценка результатов.

В сущности на первом этапе геометрически и математически сложная граничная задача описывается для разъединенного набора элементов. Все последующие этапы служат для соединения этих элементов некоторым определенным способом с тем, чтобы получить желаемый результат. Три средних этапа включают в себя вычислительную работу повторяющегося и систематического характера, поэтому являются идеально подходящими для цифровых ЭВМ. Матричное представление каждого треугольного элемента может быть получено при условии, что известны только расположения вершин этого треугольника без какого-либо учета структуры разбиения. И наоборот,

объединение и наложение граничных условий требуют только знания топологии сетки, т. е. способа соединения треугольников между собой.

Методы, изложенные выше, воплощены в ряд программ. В этих программах используются только простейшие методы. Однако структура программ в основном идентична структуре многих очень больших программных комплексов, которые используются в настоящее время.

Методы конечных элементов неизбежно ведут к относительно сложному программированию, если предусматривается достаточная гибкость в структуре задачи. С другой стороны, даже на простейшем уровне программы методы конечных элементов могут (и должны) быть написаны так, чтобы они были в высокой степени Независимыми от конкретной задачи. Важно, чтобы пользователь методов конечных элементов приобрел некоторое понимание структуры программы, а также понимание связанной с этим методом математики. Однако было бы безрассудно заниматься целенаправленным созданием программы для конкретной задачи — создание эффективных и свободных от ошибок программ представляет сложную задачу, и зачастую лучше всего оставить ее специалистам.

2.2 Проектный расчет барабана

При разработке технологического процесса изготовления барабана необходимо знать, как получаются заданные размеры, в частности толщина стенки этого изделия, и от чего они зависят. Это позволяет более целенаправленно подойти к выбору материала барабана, проектированию технологических процессов изготовления сборочной единицы и детали «барабан». На основании этого осуществляется прочностной расчет и выбор подшипников. Существующая методика расчета приведена в [34] и позволяет не совсем точно определить необходимые параметры, а с учетом достаточных допущений.

Для этого составляется расчетная схема нагружения оси барабана изгибающими силами канатов $F_{\max}$ (рисунок 2.1 и 2.2).

Определяются следующие конструктивные размеры :

$$l_2 = l_n + l_0 + l_1 = 462 + 14 + 21 = 497 \text{ мм}; \quad (2.1)$$

где l_1, l_2, l_3, l_4, l_n — участки барабана.

Приняв $l_3 = l_4 = 50 \text{ мм}$,

$$l = l_6 + l_3 + l_4 = 1002 + 50 + 50 = 1102 \text{ мм} \quad (2.2)$$

Общая длина L_6 барабана при сдвоенном полиспасте определяется как сумма длин двух нарезных рабочих участков, одного среднего гладкого участка двух участков для размещения разгружающих витков и двух участков для витков, служащих для крепления конца каната накладками.

Реакции в опорах находятся по формулам

$$R_A = \frac{F_{\max} [l_2 + (l_2 + b)]}{l}, \quad (2.3)$$

$$R_B = 2F_{\max} - R_A. \quad (2.4)$$

$$R_A = \frac{6,9[497 + (497 + 29)]}{1102} = 9,5 \text{ кН};$$

$$R_B = 2 \cdot 6,9 - 6,19 = 7,61 \text{ кН}.$$

Изгибающие моменты в расчетных сечениях (под ступицами дисков барабана) получаются по формулам

$$M_{u1} = R_A l_4; \quad (2.5)$$

$$M_{u2} = R_B l_3. \quad (2.6)$$

$$M_{u1} = 6,19 \cdot 0,05 = 0,31 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_{u2} = 7,61 \cdot 0,05 = 0,38 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

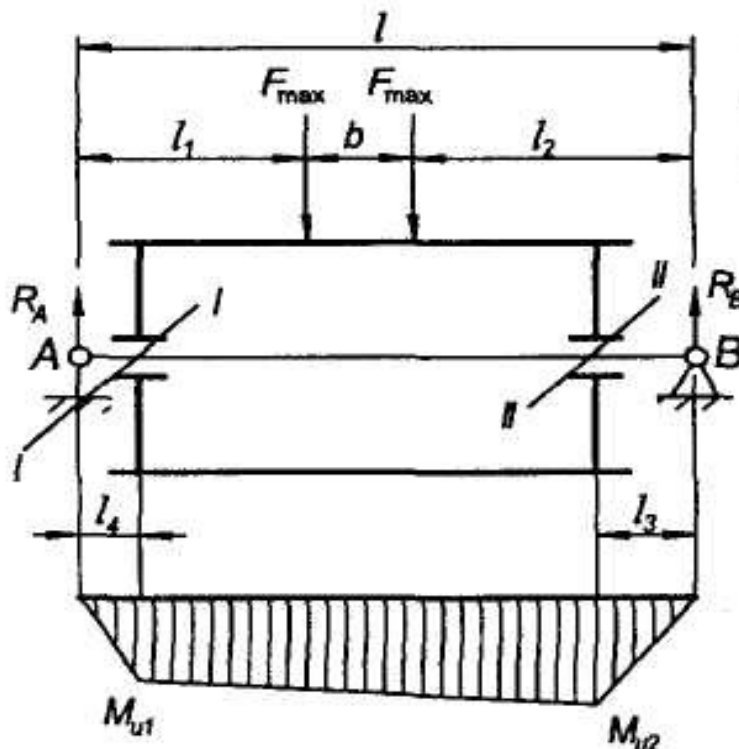


Рисунок 2.1 - Расчетная схема оси барабана

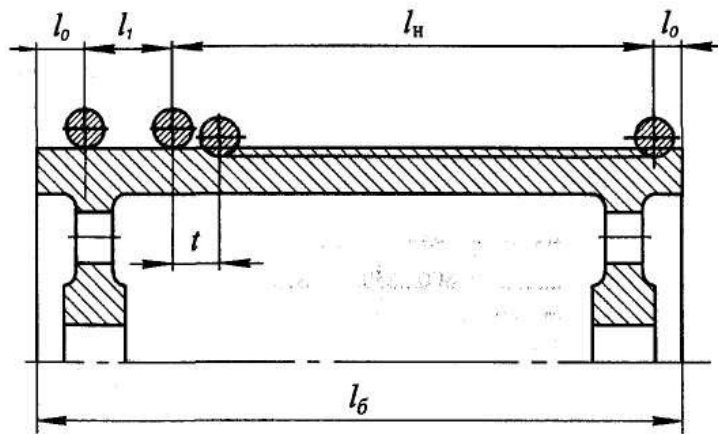


Рисунок 2.2 – Расчетная схема приводного барабана

При натяжении каната его витки создают сжимающую нагрузку в виде внешнего распределенного радиального давления, приложенного к поверхности барабана. По мере удаления от мест, где ветви каната сбегает с барабана, это давление уменьшается, так как вследствие сжатия цилиндрической оболочки барабана под ранее навитыми витками усилия в последующих витках уменьшаются. Кроме того, барабан подвергается кручению и изгибу.

Принимаем в качестве материала оси сталь 45 (предел выносливости $\sigma_{-1}=257$ МПа). Допускаемое напряжение

$$[\sigma]_u = \frac{\sigma_{-1}}{k_0 [S]}, \quad (2.7)$$

где k_0 – коэффициент, учитывающий конструкцию детали (для валов и осей $k_0=2,0 \dots 2,8$); принимаем $k_0=2,5$;

$[S]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности (для групп режимов работы M1...M5 $[S]=1,4$; для M6 $[S]=1,6$; для M7 и M8 $[S]=1,7$).

$$[\sigma]_u = \frac{257}{2,5 \cdot 1,4} = 73,4 \text{ МПа.}$$

Диаметр оси в наиболее опасном сечении (под правой ступицей) находится из выражения:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_u}{0,1 [\sigma]_u}}, \quad (2.8)$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{0,38 \cdot 10^6}{0,1 \cdot 73,4}} = 88 \text{ мм.}$$

С учетом ослабления сечения шпоночным пазом принимаем $d=90$ мм и конструируем ось барабана.

Исходя из диаметра оси под ступицей барабана $d=90$ мм, назначаем диаметр под подшипником $d_{п}=90$ мм.

Учитывая невысокую точность монтажа оси барабана, выбираем шариковые радиальные сферические двухрядные подшипники средней серии №1308 по ГОСТ28428-90. Для принятого типоразмера подшипника выполняется условие

$$R_B=7,61 \text{ кН} < C_0=8,8 \text{ кН},$$

где R_B – радиальная нагрузка на подшипник;

C_0 – статическая грузоподъемность подшипника №1308.

Таким образом, статическая прочность обеспечена.

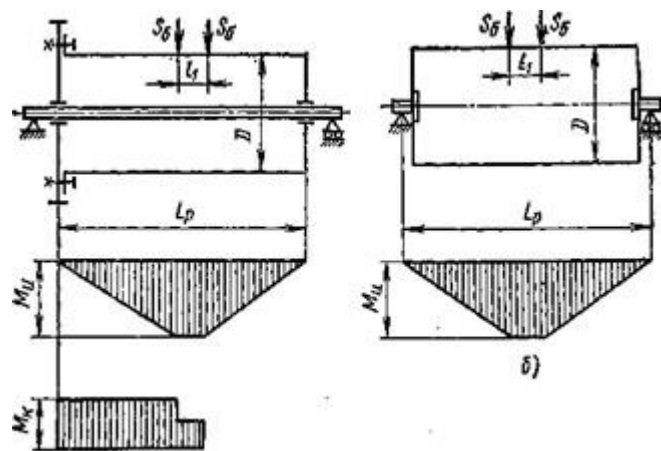


Рисунок 2.3 – Эпюры изгибающих и крутящих моментов

Толщина стенки барабана вычисляется следующим образом. В качестве материала барабана примем сталь 40Х с $[\sigma]_{сж}=137$ Мпа.

Приближенное значение толщины стенки находится по формуле:

$$\delta = 0,95 \frac{S_{\max}}{t \cdot [\sigma]_{сж}}, \quad (2.9)$$

где $S_{\max}$ – наибольшее статическое натяжение каната, Н;

t – расстояние между соседними витками каната, м;

$[\sigma]_{сж}$ – допускаемое напряжение, Мпа.

$$\delta = 0,95 \frac{20207}{0,018 \cdot 137 \cdot 10^6} = 0,0078 \text{ м}.$$

Исходя из условий технологии изготовления для стального барабана:

$$\delta \geq 0,01 \cdot D_{\sigma 0} + 0,003, \quad (2.10)$$

где D_{60} – диаметр барабана по дну канавок, м;

$$\delta \geq 0,01 \cdot 0,313 + 0,003 = 0,0061 \text{ м.}$$

Значение коэффициента ψ , учитывающего влияние деформаций стенки барабана и каната:

$$\psi = \left(1 + \frac{E_k \cdot F_k}{E_\delta \cdot \delta \cdot t} \right)^{-\frac{1}{2}}, \quad (2.11)$$

E_k – модуль упругости каната, для шестипрядного каната с органическим сердечником $E_k = 88260$ МПа;

$F_k = 86,28 \cdot 10^{-6}$ – площадь сечения всех проволок каната, м²;

E_δ – модуль упругости стенки барабана, для литых стальных барабанов $E_\delta = 186300$ МПа;

$$\psi = \left(1 + \frac{88260 \cdot 10^6 \cdot 86,28 \cdot 10^{-6}}{186300 \cdot 10^6 \cdot 0,0061 \cdot 0,018} \right)^{-\frac{1}{2}} = 0,854.$$

Окончательно толщина цилиндрической стенки барабана определяется зависимостью:

$$\delta = 1,07 \cdot \psi \cdot \frac{S_{\max}}{t \cdot [\sigma]_{сж}}; \quad (2.12)$$

Так как отношение длины барабана к его диаметру $\frac{L}{D_{60}} = \frac{1,120}{0,315} = 3,56 > 2$, то допускаемые напряжения $[\sigma]_{сж}$ в этой формуле следует уменьшить на величину C – коэффициента, учитывающего количество намотанных канатов на барабан, %. При навивке на барабан двух концов каната, для $\frac{L}{D_{60}} \cdot \frac{d_k}{D_{60}} = 0,1; 0,2; 0,3$ можно принять $C = 5; 10; 15\%$ соответственно, где d_k – диаметр каната.

$$\frac{L}{D_{60}} \cdot \frac{d_k}{D_{60}} = \frac{1,120}{0,315} \cdot \frac{0,015}{0,315} = 0,169.$$

С учётом линейной интерполяции $C = 8,45\%$.

$$[\sigma]_{сж} = \frac{(100 - C)}{100} \cdot [\sigma_{сж}] = \frac{(100 - 8,45)}{100} \cdot 137 \cdot 10^6 = 125 \text{ МПа.}$$

С учетом уточнений толщина цилиндрической стенки будет равна:

$$\delta = 1,07 \cdot 0,854 \cdot \frac{20207}{0,018 \cdot 125 \cdot 10^6} = 0,0082 \text{ м.}$$

Принимаем толщину стенки барабана $\delta = 0,022$ м.

Задача об исследовании напряженно-деформированного состояния барабана мостового крана носит прикладной характер. Для оптимизации процесса необходим теоретический анализ деформирования и напряжения барабана.

2.3 Теоретический анализ напряженно-деформированного состояния барабана

Исследуем процесс деформирования на примере барабана. Барабан медленно поворачивается вокруг горизонтальной оси.

На начальной стадии деформирования, когда состояние материала далеко от предельного, появляются пластические деформации. Ставится задача о расчете напряженно-деформированного состояния материала; определения областей активного нагружения и разгрузки. После того, как материал перешел в запредельное состояние, начинается течение материала. Требуется исследовать кинетику процесса течения материала.

Процесс нагружения осуществляется по шагам [36]. Замкнутую систему уравнений можно записать в следующей форме:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Delta \sigma_{11}}{\partial x_1} + \frac{\partial \Delta \sigma_{12}}{\partial x_2} + \Delta X_1 &= 0 \\ \frac{\partial \Delta \sigma_{12}}{\partial x_1} + \frac{\partial \Delta \sigma_{22}}{\partial x_2} + \Delta X_2 &= 0 \end{aligned} \quad (2.13)$$

$$\begin{pmatrix} \Delta \sigma_{11} \\ \Delta \sigma_{22} \\ \Delta \sigma_{12} \end{pmatrix} = D \begin{pmatrix} \Delta u_{1,1} \\ \Delta u_{2,2} \\ \Delta u_{2,1} + \Delta u_{1,2} \end{pmatrix}, \quad (2.14)$$

где $D = \begin{cases} D^* (\sigma_{ij}^{j-1}, \mu^{j-1}, \nu, E, \nu^j, \eta) & \text{при } \Delta \mu = \mu^j - \mu^{j-1} > 0, \\ D^e & \text{при } \Delta \mu < 0. \end{cases}$

D^e – матрица упругих модулей. Коэффициенты матрицы D^* зависят от величины напряжений, достигнутых на предыдущем шаге нагружения, коэффициента Пуассона, модуля Юнга и параметров, характеризующих дилатансию и внутреннее трение материала. Примем, что начальные напряжения в материале равны:

$$\sigma_{11}^0 = k \sigma_{22}^0, \quad \sigma_{22}^0 = -\mu(H - x_2), \quad \sigma_{12}^0 = 0, \quad (2.15)$$

где k, H — const. Краевые условия ставятся на контакте троса с барабаном: 1) $|\sigma_r^j| \leq -f\sigma_n^j$ — условие сухого трения, 2) $u_n = 0$ — условие непроникания, стенки барабана предполагаются абсолютно жесткими. Здесь f — коэффициент внешнего трения ($f = \text{const}$); σ_r^j — касательное, σ_n^j — нормальное напряжения на границе.

Участки границы, где выполняются строгое неравенство или равенство, заранее неизвестны и определяются в ходе решения задачи. Если $|\sigma_r^j| < -f\sigma_n^j$, то выполняются два кинематических условия (прилипания):

$$u_n = 0, \quad u_r = 0, \quad (2.16)$$

Если же на границе трение развито полностью, то

$$|\sigma_r^j| = -f\sigma_n^j, \quad u_n = 0. \quad (2.17)$$

Для определения неизвестных участков границы, на которых выполняются условия (4) или (5) на каждом шаге нагружения строится итерационный процесс. Он заканчивается, когда во всех точках раздела различных типов краевых условий выполняются условия:

$$\left(\frac{\sigma_r^j}{\sigma_n^j} \right)^- = \left(\frac{\sigma_r^j}{\sigma_n^j} \right)^+, \quad (2.18)$$

где индексами $+, -$ обозначены односторонние пределы соответствующих напряжений. Более общий случай, когда учитывается различие в значениях статического f_{st} и динамического f_d коэффициентов трения, рассматривается аналогично. Здесь условие непрерывности (6) заменяется условием на скачок

отношения напряжений: $\left| \left(\frac{\sigma_r^j}{\sigma_n^j} \right)^- - \left(\frac{\sigma_r^j}{\sigma_n^j} \right)^+ \right| = f_{st} - f_d$. Таким образом, задача с краевыми условиями, содержащими неравенства, сводится к решению последовательности задач с условиями типа равенств.

Для численного моделирования поставленной задачи используют метод конечных элементов. Область деформирования разбивается сеткой, в узлах которой определяются приращения перемещений, в элементах вычисляются приращения напряжений, в каждой точке вычисляется угол мобилизованного внутреннего трения; находятся области активного нагружения и упругой разгрузки. Полученные поля напряжений и их приращений позволяют находить все характеристики механического состояния в исследуемой области [45].

Рассмотрим задачу со следующими исходными параметрами: угол дилатансии $\varphi = -5^\circ$; параметр упрочнения материала $\eta = 0.001$; коэффициент

Пуассона $\nu = 0.3$; модуль упругости $E = 10 \text{ МПа}$; максимальное значение параметра нагружения $\vartheta = 30^\circ$; шаг по параметру нагружения $\Delta\vartheta = 1^\circ$. На рисунке 2.4 приведены изолинии поверхностей $\mu(x_1, x_2)$ и $\Delta\mu(x_1, x_2)$ при $\vartheta = 30^\circ$. Видны области активного нагружения и упругой разгрузки. При $\Delta\mu > 0$ – активное нагружение, $\Delta\mu < 0$ – упругая разгрузка.

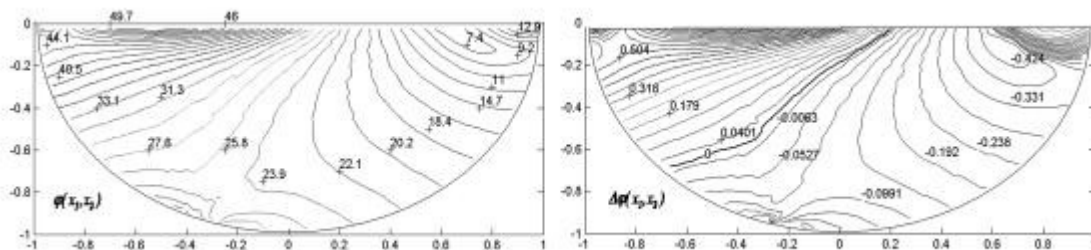


Рисунок 2.4 - Изолинии поверхностей $\mu(x_1, x_2)$ и $\Delta\mu(x_1, x_2)$

Исследуем влияние угла дилатансии. На рисунке 2.5 приведены изолинии поверхности $\mu(x_1, x_2)$ для $\vartheta = 10^\circ$ и $\vartheta = -9^\circ$ соответственно. Решение показывает, что уменьшение угла дилатансии приводит к увеличению угла φ вблизи свободной поверхности, и переход в предельное состояние осуществляется раньше [35].

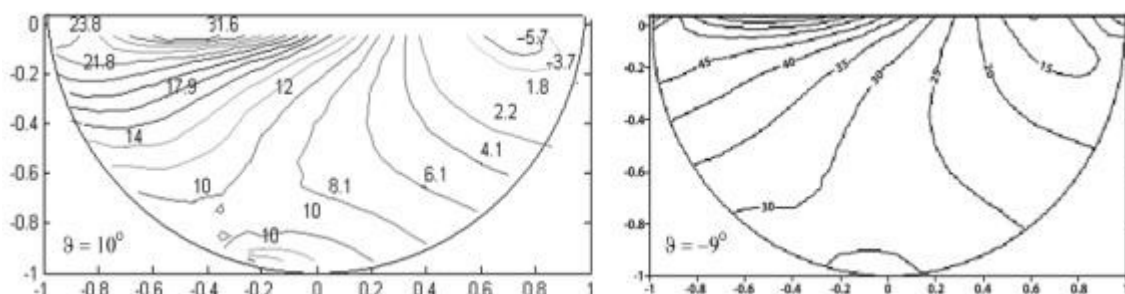


Рисунок 2.5 – Изолинии поверхности $\mu(x_1, x_2)$ при различных углах дилатансии

Рассмотрим напряженное состояние троса, примыкающего к свободной поверхности барабана. Пусть σ – нормальное напряжение в сечении слоя. На подошву слоя действует сила трения. Выписывается условие равновесия слоя. Так как барабан не выдерживает растягивающих напряжений, на решение накладывается дополнительное неравенство $P \geq 0$. Определяются участки слоя (кластеры), где действует сжимающее напряжение $P > 0$. На границах кластеров $P = 0$. Если в одном из кластеров сжатие превышает критическое значение σ , то происходит потеря устойчивости слоя и начинается течение материала. В движение приходит часть кластера, которая находится выше критической точки $x = b^0$. Обозначим через a^0 и b^0 – начало и конец части кластера (троса),

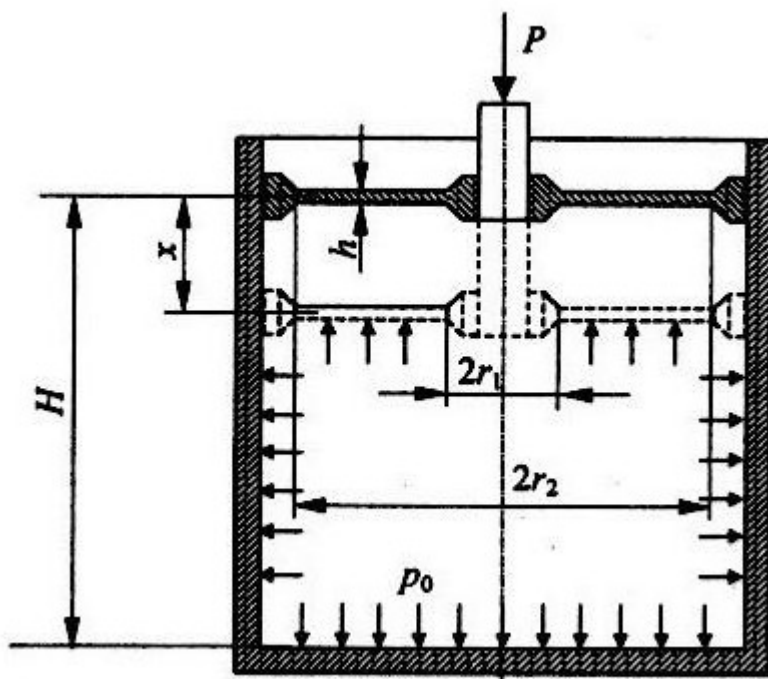
которая придет в движение. В процессе движения они меняются: $a = a(t)$; $b = b(t)$. После потери устойчивости трос начинает скользить по неподвижному материалу. Движение троса можно описать следующим уравнением:

$$\frac{l}{g} \frac{dv}{dt} = f(a(t)) - f(b(t)) - \operatorname{tg} \mu_k (b(t) - a(t)), \quad (2.19)$$

где g – ускорение свободного падения; l , $v = v(t)$ – длина троса и его скорость, μ_k – кинематический угол трения; $\alpha(0) = 0$, $a(0) = a^0$, $b(0) = b^0$, $y = f(x)$ – заданный профиль свободной поверхности. Решением уравнения (2.19) является функция $a(t)$, которая описывает движение троса. Далее рассчитывается новая конфигурация профиля; новый профиль разбивается на кластеры и вся процедура расчета повторяется снова.

2.4 Постановка задачи для практического расчета напряженно-деформированного состояния барабана

Постановка задачи. Пусть требуется рассчитать барабан мостового крана.



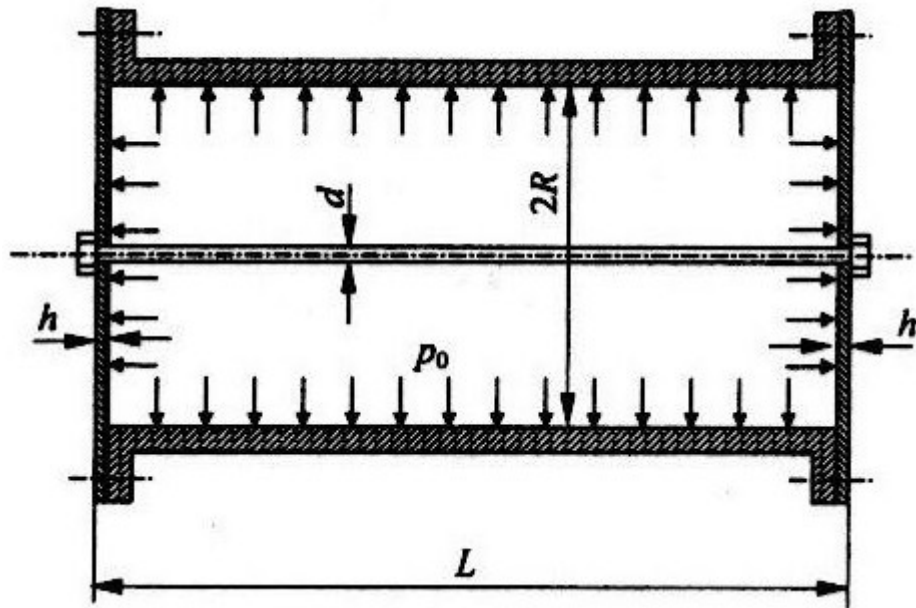


Рисунок 2.6 – Схема нагружения барабана

Тогда приходим к следующей постановке задачи о расчете напряженного состояния барабана, растягиваемого в направлениях осей ox и oy напряжениями σ_t и σ_m , где σ_t - окружное напряжение, а σ_m - меридиональное напряжение для сплошной цилиндрической оболочки.

В рассматриваемом случае

$$\sigma_t = \frac{pR}{S}; \quad \sigma_m = \frac{pR}{2S}; \quad (2.20)$$

где, p - максимальное давление на поверхности барабана, S –толщина барабана, R - диаметр барабана.

Пусть имеется барабан, ослабленный концентраторами напряжений в виде галтелей в местах стыка.

Центры галтелей находятся в точках [11]

$$P_{mn} = mw_1 + nw_2 \quad (m, n = 0, \pm 1, \pm 2, \dots) \quad (2.21)$$

$$w_1 = 2; \quad w_2 = 2l \exp(a); \quad l > 0; \quad I_m w_2 > 0$$

Обозначим контур галтели в точке P_{mn} через L_{mn} , а внешность контуров L_{mn} через D_z . Начало координат поместим в центре одной из галтели L_{00} , направим вдоль линии центров ось абсцисс, а ось y ортогонально.

В плоскости барабана действуют средние напряжения

$$\sigma_x = \sigma_t; \quad \sigma_y = \sigma_m; \quad \sigma_{xy} = 0 \quad (2.22)$$

В поставленной задаче о напряженном состоянии имеем следующие краевые условия

$$\sigma = -P; \int_0^{2\pi} u_r d\theta = -\frac{\pi\lambda}{K}q, \quad (2.23)$$

где σ – нормальное напряжение, u_r – нормальное (радиальное) перемещение, P – искомое давление на поверхности L_{mn} , K – модуль объемного сжатия.

Для расчета напряженного состояния барабана воспользуемся формулами Колосова-Мусхелишвили [7]. Тогда для краевых условий (4) получим следующие граничные условия для определения двух аналитических функций $\Phi(z) = \varphi'(z)$, $\Psi(z) = \psi'(z)$ и искомого давления q :

$$\Phi(\tau) + \overline{\Phi(\tau)} - [\tau\Phi'(\tau) + \Psi(\tau)]e^{2i\theta} = -q, \quad (2.25)$$

$$\int_0^{2\pi} \operatorname{Re}\{e^{-i\theta} [\varphi(\tau) - \tau\overline{\Phi(\tau)} + \overline{\psi(\tau)}]\} d\theta = -\frac{2\pi\lambda\mu}{K}q \quad (2.24)$$

Здесь κ , μ – упругие постоянные материала барабана;

$$t = le^{iq} + mw_1 + nw_2 \quad (m, n = 0, \pm 1, \pm 2, \dots).$$

Следовательно задача о расчете напряженно-деформированного состоянии барабана сводится к определению двух аналитических функций $\Phi(z)$ и $\Psi(z)$. Решение краевой задачи, на основании работы [7] ищем в следующем виде

$$\begin{aligned} \varphi(z) = & \alpha_0 z - \alpha_2 \lambda^2 \zeta^2(z) + \sum_{k=1}^{\infty} \alpha_{2k+1} \frac{\lambda^{2k+2} \gamma^{(2k+1)}(z)}{(2k+1)!} + \frac{\sigma_t + \sigma_{**}}{4} z; \\ \psi(z) = & \beta_0 z - \beta_2 \lambda^2 \zeta^2(z) - \alpha_1 \lambda^2 Q(z) + \sum_{k=1}^{\infty} \beta_{2k+2} \frac{\lambda^{2k+2} \gamma^{(2k+1)}(z)}{(2k+1)!} - \\ & - \sum_{k=1}^{\infty} \alpha_{2k-1} \frac{\lambda^{2k+2} Q^{(2k)}(z)}{(2k+1)!} + \frac{1}{2}(\sigma_{**} - \sigma_t)z \end{aligned} \quad (2.26)$$

Здесь $g(z)$ – эллиптическая функция Вейерштрасса

$$\gamma(z) = \frac{1}{z^2} + \sum_{n,j=1}^{\infty} \left[\frac{1}{(z - P_{nj})^2} - \frac{1}{P_{nj}^2} \right],$$

$z(z)$ – дзета функция Вейерштрасса

$$\zeta(z) = \frac{1}{z} + \sum_{m,n} \left[\frac{1}{z - P_{mn}} + \frac{1}{P_{mn}} + \frac{z}{P_{mn}^2} \right],$$

$Q(z)$ – специальная мероморфная функция

$$Q(z) = \sum_{m,n} \left\{ \frac{\bar{P}_{mn}}{(z - P_{mn})^2} - 2z \frac{\bar{P}_{mn}}{P_{mn}^3} - \frac{\bar{P}_{mn}}{P_{mn}^2} \right\},$$

где $\bar{P}_{mn}$ – величина, сопряженная с P_{mn} .

На основании выполнения условий двоякопериодичности система граничных условий на L_{mn} ($m, n = 0, \pm 1, \pm 2, \dots$) заменяется функциональными уравнениями на контуре L_{00} .

Для составления уравнений относительно остальных неизвестных коэффициентов a_{2k} , b_{2k} представлений (2.26) функций $j(z)$ и $y(z)$ разложим эти функции в ряды Лорана [4] в окрестности начала координат. Подставив эти разложения в краевое условие на контуре L_{00} ($t = 1e^{iq}$), и сравнив коэффициенты при одинаковых степенях e^{iq} , получим [4] две бесконечные системы линейных алгебраических уравнений относительно коэффициентов a_{2k} , b_{2k} .

В уравнении совместности деформаций продольное усилие в оси F определяется по формуле

$$F = \frac{p_0 R^2}{4} \frac{\pi}{1 + \frac{8h^2 l}{3}(1 - \mu^2)d^2 R^2} = 84,2 \text{ кН.} \quad (2.27)$$

Напряжение в оси барабана

$$\sigma_a = \frac{4N}{\pi d^2} = 268 \text{ МПа.}$$

Коэффициент запаса прочности

$$s = \frac{\sigma_T}{\sigma_a} = 1,31.$$

Максимальное напряжение в днищах:
без оси

$$\max \sigma_r = \frac{3}{4} \frac{p_0 R^2}{h^2} = 200 \text{ МПа,}$$

с осью

$$\max \sigma_r = \frac{3}{4} \frac{p_0 R^2}{h^2} - \frac{3}{\pi h^2} = 200 - 44,7 = 155,3 \text{ МПа.}$$

2.5 Выводы

1. Как видно из приведенных расчетов, полученные значения имеют ряд допусков и достаточный запас прочности.
2. Тела представлены в виде идеализированных геометрических тел.
3. Невозможно учесть дефекты конструкции.
4. Невозможно учесть влияние сварных швов на прочность всей конструкции.
5. Все возможные дефекты учитываются эмпирическими коэффициентами.
6. Для ликвидации дефектов увеличивают толщину элементов, входящих в узел.

После проведения ручных расчетов для выявления реальной картины происходящих процессов, необходимо было определить возникающую неравномерность нагружения. Поэтому потребовалось трехэтапное моделирование, включающее геометрический, динамический и прочностной анализ модели барабана. Все это с успехом позволяет сделать программный комплекс T-FLEX.

3 Практический анализ напряженно-деформированного состояния мостового крана

Основной задачей при написании данной главы являлось математическое моделирование, практический анализ характера образования напряжений, а также применение программного комплекса T-FLEX для оценки напряженно-деформированного состояния барабана мостового крана.

3.1 Создание математической модели мостового крана

Решение проблемы повышения надежности и безопасности эксплуатации грузоподъемных кранов во многом зависит от решения следующих задач:

- точными расчетами по определению напряженно-деформированного состояния отдельных элементов крана;
- повышения организационно-технической и исполнительской дисциплины эксплуатации кранов;
- точного выполнения всех предписаний по техническому контролю, планово предупредительным ремонтам и техническому обслуживанию, как по времени и составу этих операций, так и по качеству;
- повышения уровня оснащённости грузоподъемных кранов приборами и устройствами безопасности с одновременным повышением их надежности и числа контролируемых параметров.

Математическая модель механической части основана на двухмассовой расчетной схеме крана мостового типа [20] (рисунок 3.1).

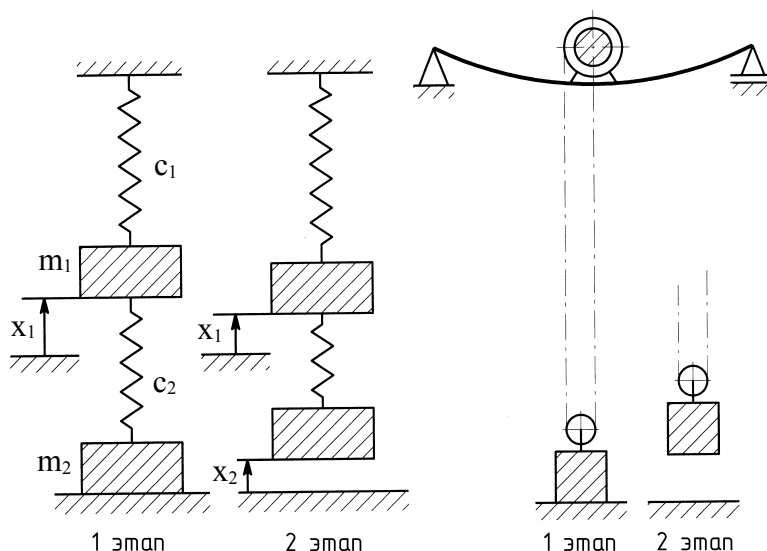


Рисунок 3.1 - Расчетная модель мостового крана

Масса m_1 складывается из приведенной массы кранового моста и массы тележки, а масса m_2 – из массы груза и крюковой подвески или грейфера. Жесткость полиспаста обозначена через c_2 , а жесткость кранового моста – через

c_1 и зависит от положения тележки. Длина каната намотанного на барабан обозначена как l , x_1 и x_2 – координаты моста и груза соответственно.

Расчет механической части происходит в два этапа. На первом этапе происходит нагружение каната и прогиб моста

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + (c_1 + c_2)x_1 = -c_2 l. \quad (3.1)$$

Второй этап начинается с момента, когда усилие в полиспасте F_2 достигнет величины $m_2 g$. Уравнение движения для второго этапа выглядит следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + (c_1 + c_2)x_1 - c_2 x_2 &= -c_2 l; \\ m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} - c_2 x_1 + c_2 x_2 &= c_2 l - m_2 g. \end{aligned} \right\} \quad (3.2)$$

По этим уравнениям рассчитаны изменения перемещений и усилия, действующие в механизмах крана.

В модели учтено влияние момента развиваемого тормозом, демпфирования и момента от сил инерции вращающихся масс механизма.

Момент сил инерции $M_{ин}$ вращающихся масс механизма, отнесенный к валу электродвигателя, состоит из моментов сил инерции массы вала с ротором и масс остальных валов, приведенных к валу двигателя:

$$M_{ин} = J_1 \frac{d\omega_1}{dt} + J_2 \frac{d\omega_2}{u_{1-2}\eta_{1-2}dt} + \dots + J_i \frac{d\omega_i}{u_{1-i}\eta_{1-i}dt}, \quad (3.3)$$

где $J_1, J_2, \dots, J_i$ – моменты инерции масс, расположенных соответственно на первом, втором и i -м валах;

$\frac{d\omega_1}{dt}, \frac{d\omega_2}{dt}, \dots, \frac{d\omega_i}{dt}$ – угловые ускорения соответственно первого, второго и i -го валов;

u_{1-2} и η_{1-2} – передаточное число и КПД между первым и вторым валами;

u_{1-i} и η_{1-i} – передаточное число и КПД между первым и i -тым валами.

Разработанная математическая модель позволяет:

- исследовать процессы нагружения крана мостового типа;
- исследовать режимы работы механизма подъема и его привода;
- имитировать срабатывание ограничителя грузоподъемности и изучать происходящие при этом процессы.

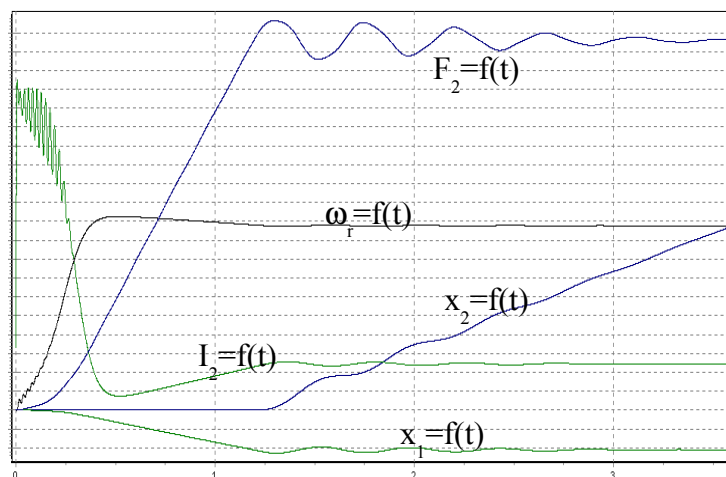


Рисунок 3.2 – Результаты моделирования

Когда узловые значения перемещений и напряжений на границе известны, можно вычислить внутренние перемещения и напряжения, воспользовавшись соответствующими выражениями, представленными также в дискретной форме. Поскольку здесь не требуется вычисления сингулярных интегралов, можно воспользоваться стандартными квадратурными схемами.

Интересно отметить, что использование фундаментального решения для полубесконечной области делает необязательным дискретное представление свободной от напряжений части границы [36], поскольку перемещения и напряжения на этой части поверхности определяются так же, как и для внутренних точек. Это обстоятельство приводит к системе уравнений меньшего порядка и, кроме того, позволяет не вводить каких-либо численных аппроксимаций на свободной от нагрузок поверхности. Поэтому с одинаковой легкостью можно решать задачи как для полубесконечных, так и конечных областей.

Перемещения во внутренних точках описываются уравнением (3.4) при $c = 1$, а именно:

$$u = \int_{\Gamma} u^* p d\Gamma - \int_{\Gamma} p^* u d\Gamma. \quad (3.4)$$

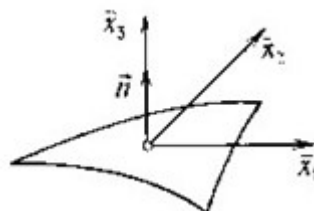


Рисунок 3.3 – Конечный элемент

В большинстве практических случаев конструктор интересуют не только напряжения внутри тела и на любой поверхности, но и полный тензор напряжений на границе (рисунок 3.3). С этой целью можно найти предел

интегральных выражений, когда точка приложения нагрузки движется к границе. Однако подобная процедура, по-видимому, не приведет к точным результатам (за исключением случая свободной от напряжений поверхности, когда используется фундаментальное решение для полупространства), и, более того, она дает сингулярные граничные интегралы, которые можно вычислять только в смысле главного значения [35]. Менее громоздкий подход состоит в восстановлении части компонент тензора напряжений путем представления усилий в локальной системе координат и получения соотношении между деформациями и перемещениями в направлении касательной к границе [42]. Эта процедура не требует интегрирования и приводится ниже.

Возьмем трехмерный граничный элемент общего вида с локальной системой декартовых координат, две оси которой касательные к поверхности элемента (рисунок 3.3). С учетом выражения (3.4) для узловых перемещений в локальной системе координат получим

$$\bar{\mathbf{u}} = \Phi^T \bar{\mathbf{u}}^n \quad (3.5)$$

Три компоненты тензора деформаций $(\bar{\varepsilon}_{11}, \bar{\varepsilon}_{12}, \bar{\varepsilon}_{22})$ на поверхности граничного элемента можно представить в виде

$$\bar{\varepsilon}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial \bar{x}_i} + \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial \bar{x}_j} \right), \quad i, j = 1, 2 \quad (3.6)$$

где для элементов высокого порядка используются соответствующие преобразования координат. Эти соотношения вместе с уравнениями закона Гука дают три дополнительные связи, которые можно использовать вместе с уравнениями равновесия и в результате получить шесть компонент тензора напряжений

$$\bar{\sigma}_{11} = \frac{1}{1-\nu} [\nu \bar{\sigma}_{33} + 2G (\bar{\varepsilon}_{11} + \nu \bar{\varepsilon}_{22})], \quad \bar{\sigma}_{12} = 2G \bar{\varepsilon}_{12}, \quad (3.7)$$

$$\bar{\sigma}_{22} = \frac{1}{1-\nu} [\nu \bar{\sigma}_{33} + 2G (\bar{\varepsilon}_{22} + \nu \bar{\varepsilon}_{11})], \quad \bar{\sigma}_{13} = \bar{p}_1,$$

$$\bar{\sigma}_{33} = \bar{p}_3, \quad \bar{\sigma}_{23} = \bar{p}_2.$$

Для двумерных задач процедура аналогична, различие состоит лишь в том, что требуется найти только компоненту деформации, тогда можно записать

$$\bar{\varepsilon}_{11} = \partial \bar{u}_1 / \partial \bar{x}_1, \quad (3.8)$$

и окончательные выражения для плоского деформированного состояния примут вид

$$\bar{\sigma}_{11} = (1/1 - \nu) (\nu \bar{\sigma}_{22} + 2G \bar{\varepsilon}_{11}), \quad \bar{\sigma}_{12} = \bar{p}_1, \quad \bar{\sigma}_{22} = \bar{p}_2, \quad (3.9)$$

В случае плоского напряженного состояния ν следует заменить на $\bar{\nu}$.

Исследование математической модели механизма подъема груза позволило сделать следующие выводы:

- при совершенствовании ограничителей грузоподъемности необходимо уделить особое внимание проблеме выбега вращающихся масс, решение этой проблемы возможно за счет уменьшения скорости подъема при достижении величины момента от действия силы F_2 к предельному значению, а также за счет использования быстро замыкающихся короткоходовых тормозов;
- на электрических кранах мостового типа возможно применение косвенных методов определения массы поднимаемого груза по частоте вращения n ;
- определены предпочтительные области применения различных информативных параметров для определения массы поднимаемого груза;
- при использовании косвенных методов определения тензора напряжений необходимо определение компонента деформации.

3.2 Практическая оценка характера образования напряжений

Характер образования напряжений зависит от конструктивных особенностей барабана и способов его изготовления. Немаловажное значение имеют и концентраторы напряжений, возникающие при приварке оси барабана. Приварку оси к барабанам при изготовлении, в зависимости от конструкции барабана, возможно производить как снаружи, так и изнутри барабана. Однако, в условиях ремонта, когда внутри барабана существуют внутри корпусные устройства приварку оси изнутри осуществить практически невозможно. В этом случае приварку производят, преимущественно, только снаружи. Приблизительную оценку характера образования напряжений в сварном шве приварки оси к барабану в зависимости от принятой технологии сварки можно произвести с применением программы T-FLEX.

Данная программа позволяет решать методом конечных элементов задачи теории упругости в постановках плоских напряжений и деформаций с изотропными или ортотропными свойствами материалов. Напряжение в направлении, нормальном к плоскости модели, предполагается отсутствующим. Задача плоских деформаций предполагает отсутствие деформаций вне плоскости модели. Эта задача подходит для моделирования объектов с весьма большой толщиной в направлении, нормальном к плоскости модели, что

характерно для тела барабана. Поле перемещений определяется двумя компонентами вектора перемещений в каждой точке.

В моей работе оценивали напряженно деформированное состояние модели соединения сварным швом одной стенки крышки 76 х 6 мм. с барабаном из стали 20 толщиной стенки 75 мм. Остаточные напряжения после сварки не учитывали. Принят стационарный, полностью установившейся процесс нагружения корпуса барабана и оси.

Рассматривали три варианта заделки осей в барабан: со сварным швом, выполненным изнутри барабана, со сварным швом, выполненным снаружи барабана и со сварным швом, выполненным снаружи барабана в условиях «затеснения». Сетка конечных элементов варьировалась по величине от 1 до 12 мм. Наименьшую величину сетка имела в районе сварного шва. По условиям нагружения действующее давление со сварным швом, выполненным изнутри барабана, касалось только внутренней части оси, в то время как при сварном шве, выполненным снаружи барабана и шве, выполненным снаружи барабана в условиях «затеснения» - локального контакта поверхности оси со стенкой барабана - под давлением оказывается внутренняя и наружная часть оси.

Полученные расчетом напряжения в сварном шве, выполненным изнутри барабана, составляют от -10 кг/мм², сжимающих в корневой части шва, до 6-8 кг/мм², растягивающих в вершине шва. Напряжения в сварном шве, выполненным снаружи барабана составляют от -10 - 20 кг/мм², сжимающих в корневой части шва, до 8-12 кг/мм², растягивающих в вершине шва. В итоге различие в характере напряжений сварных швов, выполненных изнутри и снаружи барабана незначительно.

Таким образом, выполнение сварки с наружным сварным швом не приводит к заметному увеличению напряжений в сварном соединении, по сравнению со сварным швом, выполняемым изнутри барабана.

Для определения влияния уровня остаточных сварочных напряжений на долговечность корпуса проведено расчетное исследование с вариацией величины эквивалентной амплитуды напряжений в диапазоне изменения $\sigma_a=400-100$ МПа. По результатам расчетов построены кривые, приведенные на рисунок 3.4

Максимальная расчетная величина остаточной сварочной деформации ($\epsilon_{ост}$) составила $4,3 \cdot 10^{-3}$. Величина предельной пластической деформации -0,69. Таким образом, вклад остаточной деформации в общую повреждаемость соединения, согласно гипотезе линейного суммирования повреждений, не превышает 0,0062, то есть может не учитываться.

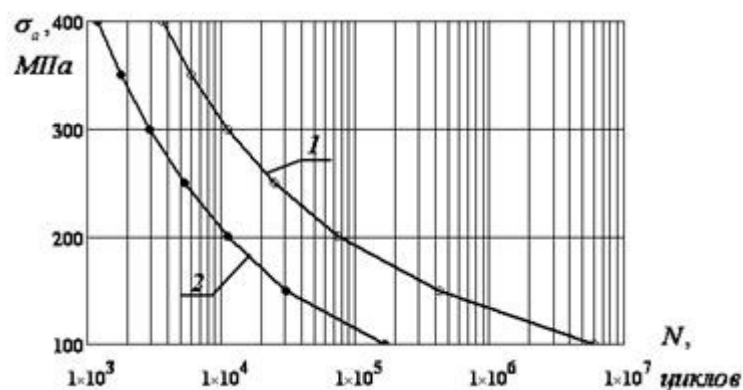


Рисунок 3.4 - Влияние остаточных сварочных напряжений на долговечность корпуса барабана: 1 - эксплуатационные напряжения; 2 - с учетом сварочных напряжений.

По данным [8], корпуса барабанов **МОСТОВЫХ** кранов при нормативных условиях и мерах по предупреждению стояночной коррозии способны выдержать более 10000 пусков и остановов без появления трещин. Учитывая, что в данной работе моделировали штатные условия пуска и останова, можно считать, что полученные данные по оценке долговечности сварного барабана не противоречат опыту эксплуатации. Очевидно, что без учета влияния сварочных остаточных напряжений используемая методика дает завышенные результаты при оценке ресурса.

3.3 Применение программного комплекса T-FLEX для оценки напряженно-деформированного состояния барабана

Современное развитие вычислительных средств позволяет исследовать поведение механизмов на основе их электронных аналогов (3D-моделей). Одним из таких инструментов является программный комплекс T-FLEX, который содержит в своем составе необходимые для выполнения работ три модуля: T-FLEX CAD, T-FLEX Динамика, T-FLEX Анализ. Зачастую полученные в подобных системах результаты дают более обширную картину происходящих процессов, чем это может дать натурный эксперимент. Что дает больше инструментов для оптимизации конструкций и в целом большее представление об их состоянии и «критических параметрах эксплуатации». Проведение натурного эксперимента позволяет получить «точку достоверности», то есть некоторые возможные для натурного эксперимента результаты. При комплексном подходе к исследованиям становится возможным получать необходимую «точку достоверности» не по результатам специально планируемых экспериментов, а по измеренным параметрам текущих технологических процессов. При типовых исследованиях, когда достоверность модели не вызывает сомнений, численные методы позволяют отразить более детальную и плавную картину работы механизмов, по всему исследуемому

диапазону параметров, без сомнений о ее достоверности. При этом экономятся значительные средства и время.

Существует несколько методик исследования деформаций и нагрузений барабанов мостовых кранов — методами сопромата и методом конечных элементов [3], [35]. В моей работе с использованием метода конечных элементов, реализованного в модулях прочностного анализа системы T-FLEX, исследуется модель цилиндрического барабана. В качестве базового продукта для решения задачи оценки жесткости барабанов был выбран модуль прочностного анализа поверхностных и твердотельных моделей T-FLEX.

Для этой цели был выбран комплекс систем T-FLEX, имеющий необходимые приложения. Смысл этапов расчета заключался в следующем:

1. построение трехмерной модели барабана.
2. В системе T-FLEX Динамика определяли схему нагружения для расчета напряженно-деформированного состояния.
3. В системе T-FLEX Анализ по найденной схеме нагружения определяли напряженно-деформированное состояние.

В процессе создания автоматизированной системы проектирования кранов мостового типа необходимо знать распределение напряжений в элементах проектируемой конструкции, а также величину перемещений отдельных ее точек как при статическом нагружении, так и в условиях действия нагрузок, изменяющихся во времени. При традиционном подходе для решения такой задачи необходимо решение уравнений, обеспечивающих выполнение условий равновесия и совместности деформации.

Поведение конструкции описывается уравнениями с большим количеством неизвестных. В настоящее время в связи с внедрением компьютерной технологии в инженерную практику расчета наиболее эффективным приближенным методом является метод конечных элементов.

T-FLEX Анализ ориентирован на решение физических задач в объемной постановке. Для математической аппроксимации изделия используется её эквивалентная замена сеткой из тетраэдральных элементов. Тетраэдральный конечный элемент удобен для автоматической генерации расчётной сетки, так как с помощью тетраэдра можно с очень большой точностью аппроксимировать сколь угодно сложную форму изделия.

Конструкция, представляющая собой распределенную систему сложной геометрической формы, представляется в виде совокупности конечных элементов. Конечные элементы, аппроксимирующие исходную конструкцию, считаются связанными между собой в граничных точках - узлах, в каждом из которых вводится по три поступательных степени свободы (для задач механики). Действующие на конструкцию внешние нагрузки приводятся к эквивалентным силам, прикладываемым в узлах конечных элементов. Ограничения на перемещение конструкции (закрепления) также переносятся на конечные элементы, которыми моделируется исходный объект. Поскольку каждый КЭ имеет заранее определенную форму и известны его геометрические характеристики и характеристики материала, для каждого КЭ, которыми

моделируется конструкция, можно записать систему линейных алгебраических уравнений (СЛАУ), определяющих смещение узлов КЭ под действием приложенных в эти узлы сил.

Решение поставленной задачи заключается в следующем.

Записывая систему уравнений для каждого конечного элемента, аппроксимирующего исходную физическую систему, мы рассматриваем их совместно и получаем систему уравнений для полной конструкции. Порядок этой системы уравнений равен произведению количества подвижных узлов конструкции на число введённых степеней свободы в одном узле. В T-FLEX Анализе обычно это соответствует десяткам или сотням тысяч алгебраических уравнений. Формируя систему уравнений для всей конструкции и решая её, получаем значения искомой физической величины (например, перемещений) в узлах конечно-элементной сетки, а также дополнительные физические величины, например, напряжения.

Для проведения исследования была использована пространственная параметрическая модель барабана мостового крана (рисунок 3.5).

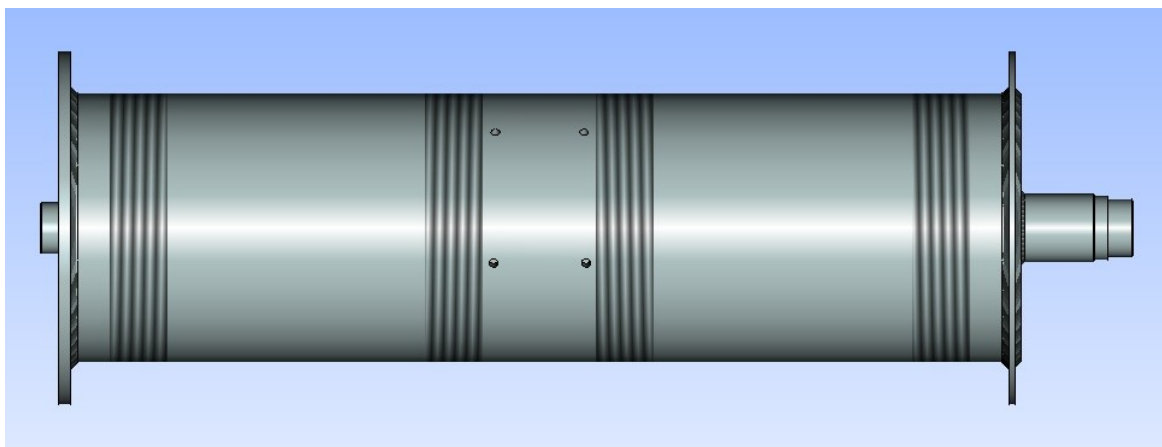


Рисунок 3.5 - Создание твердотельной модели барабана

Статический анализ – позволяет осуществлять расчёт напряжённого состояния конструкций под действием приложенных к системе постоянных во времени сил. На сегодняшний день это, пожалуй, наиболее востребованная в проектировании задача. С помощью модуля «Статический анализ» пользователь может оценить прочность разработанной им конструкции по допускаемым напряжениям, определить наиболее слабые места конструкции и внести необходимые изменения (оптимизировать) изделие. При этом между трёхмерной моделью изделия и расчётной конечно-элементной моделью поддерживается ассоциативная связь. Параметрические изменения исходной твёрдотельной модели автоматически переносятся на сеточную конечно-элементную модель.

Преимущества такого интегрированного решения для пользователя очевидны: за счёт прямой программной интеграции сохраняется ассоциативная связь расчётной математической модели и электронной объемной модели

изделия. То есть пользователь может, например, изменить размеры анализируемого изделия, обновить конечно-элементную модель, и сразу же получить результаты расчёта измененной модели. При этом ему не понадобится повторно осуществлять ввод геометрии, экспорт-импорт, задание граничных условий и т.п. Очевидно, что это очень удобно с точки зрения пользователя, и позволяет в короткие сроки просчитать несколько вариантов, и выбрать из них оптимальный.

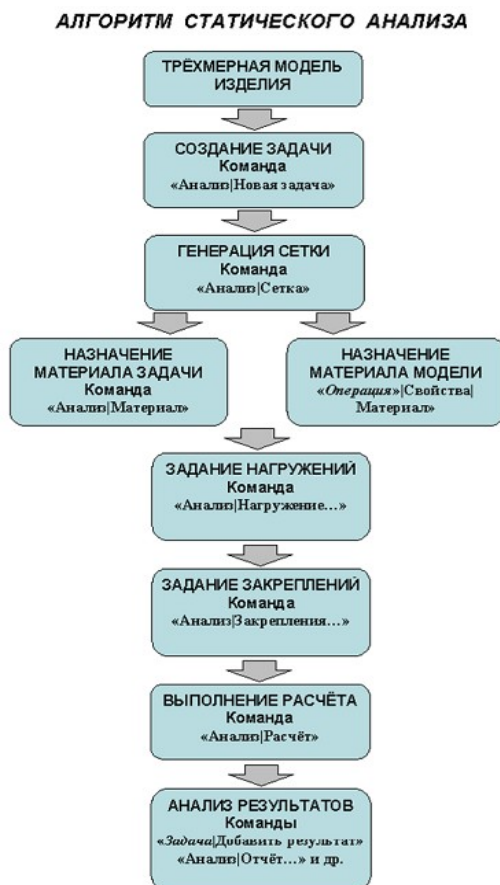


Рисунок 3.6 - Особенности этапов статического анализа

Статический анализ модели осуществляется в несколько этапов. Перечислим необходимые для выполнения анализа элементы.

Для осуществления статических расчётов необходимо выполнить следующие шаги:

Шаг 1. Создание объёмной твердотельной модели изделия. Перед началом работы в системе T-FLEX Анализа пользователь должен подготовить твердотельную трёхмерную модель (рисунок 3.6), которую он будет рассчитывать. Твердотельная модель может быть построена в среде T-FLEX CAD или импортирована из других систем. Статические расчёты могут выполняться над одной или несколькими операциями-телами.

Шаг 2. Создание «Задачи». «Задача» создаётся с помощью команды: Клавиатура - Текстовое меню – Пиктограмма - «Анализ - Новая задача - конечно-элементный анализ»

Для осуществления статического расчёта при создании задачи пользователь указывает её тип – «Статический анализ» (рисунок 3.7), в окне свойств команды. Если в сцене присутствует несколько тел, необходимо выбрать одно или несколько соприкасающихся тел, для которых будет создана новая задача.

Шаг 3. Задание материала. Одним из обязательных элементов любого расчёта является материал задачи. Подробное описание способов задания материалов для расчёта приводится в соответствующем разделе описания препроцессора.

Шаг 4. Создание сетки. Для осуществления конечно-элементного моделирования необходимо построение конечно-элементной сетки (рисунок 3.8). По умолчанию, команда построения такой сетки инициируется автоматически при создании задачи. Пользователь может также создать сетку, используя команду T-FLEX Анализа «Анализ-Сетка».

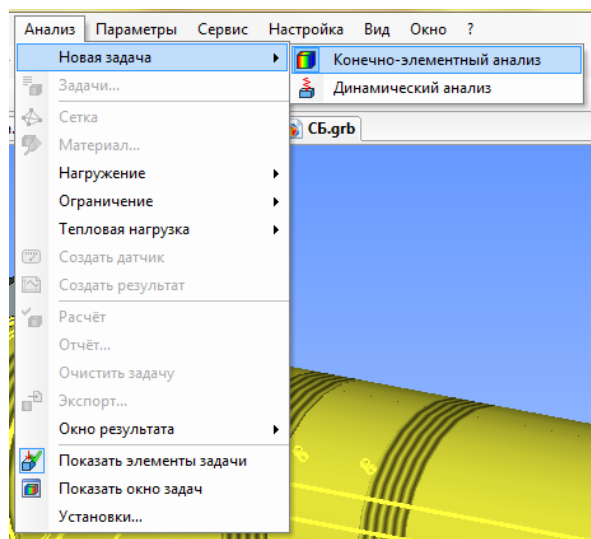


Рисунок 3.7 - Статический анализ

При создании сетки пользователь определяет различные параметры дискретизации твердотельной модели. Конечно-элементная сетка существенным образом может влиять на качество получаемых решений в случае сложной пространственной конфигурации изделий. Подробно параметры управления генерацией конечно-элементной сетки рассматриваются в соответствующем разделе описания препроцессора T-FLEX Анализа.

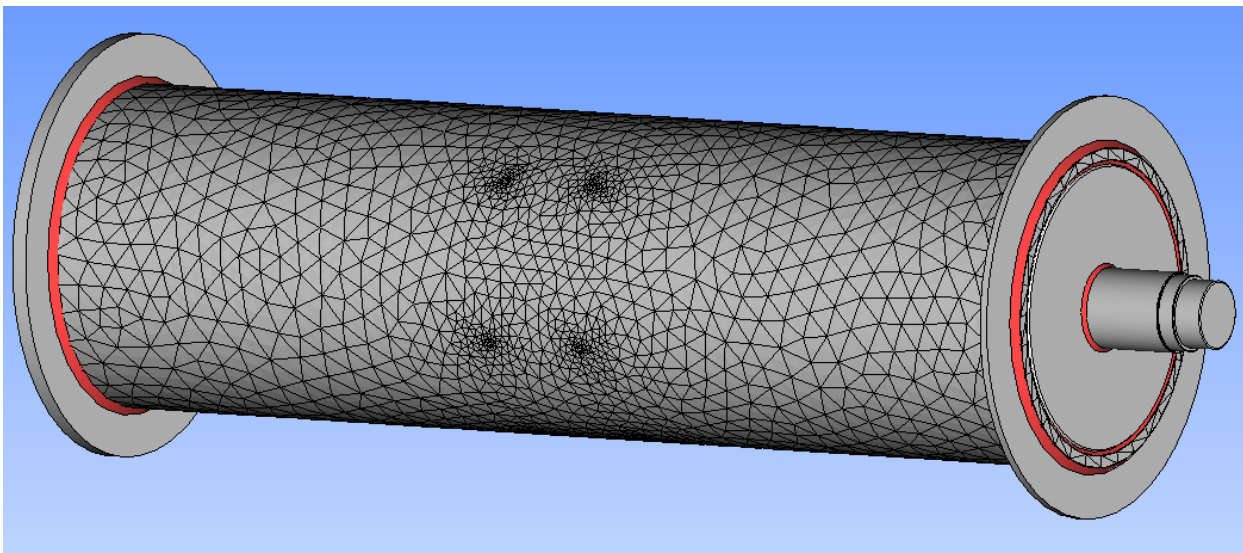


Рисунок 3.8 - Генерация сетки

Шаг 5. Наложение граничных условий. В статическом анализе роль граничных условий выполняют закрепления и приложенные к системе внешние нагрузки. Этап задания граничных условий очень ответственный и требует хорошего понимания расчётчиком сути решаемой задачи. Поэтому, прежде чем приступить к наложению граничных условий, следует хорошо продумать физическую сторону задачи (рисунок 3.9).

Шаг 6. Выполнение расчёта. После того как для модели была построена конечно-элементная сетка и наложены граничные условия (закрепления и нагружения), можно запустить процесс формирования и решения линейных алгебраических уравнений статического анализа. Для запуска расчёта активной задачи можно использовать команду: Клавиатура - Текстовое меню - Пиктограмма - «Анализ-Расчёт».

Расчёт выбранной задачи можно также запустить из контекстного меню по нажатию на имени выбранной задачи в дереве задач.

По умолчанию, перед расчётом открывается диалог «Параметров задачи» статического анализа. В данном диалоге пользователь может установить требуемые режимы и настройки расчёта, а также задать отображаемые в дереве задач типы результатов. Подробное описание назначения настроек задачи рассмотрено далее в разделе «Настройки процессора линейной статики». Большинство режимов выбираются процессором автоматически в зависимости от размерности решаемой задачи и наложенных граничных условий.

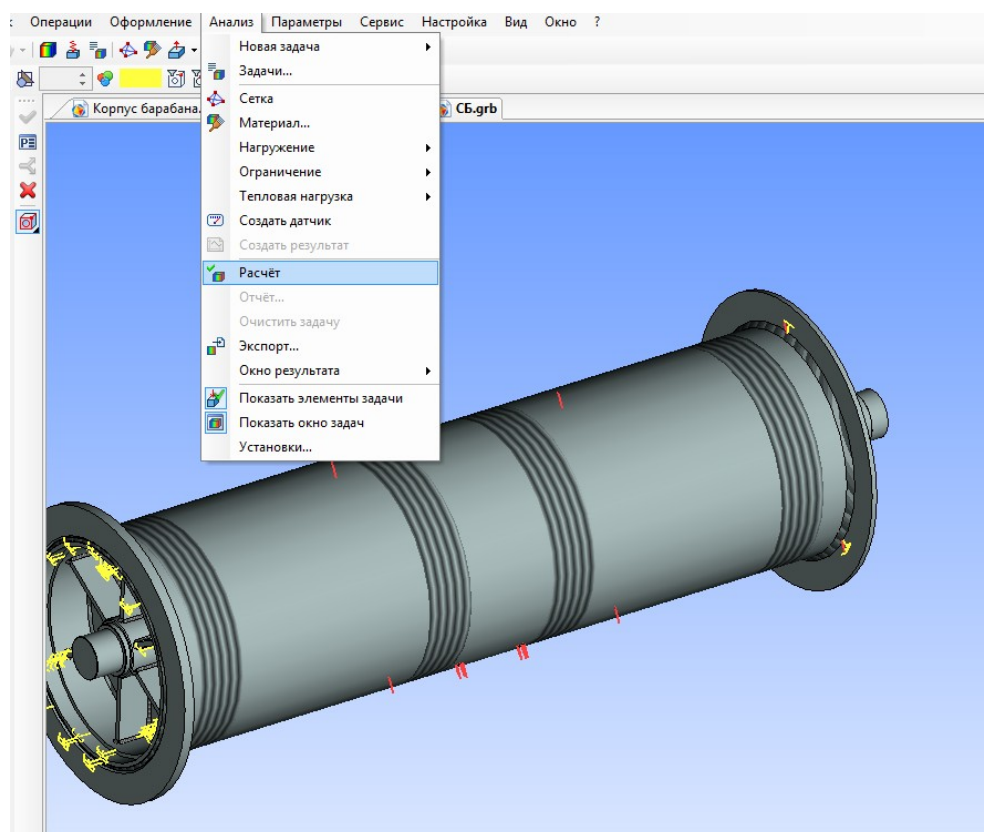


Рисунок 3.9 - Наложение граничных условий

После прохождения всех этапов мы получаем визуальные результаты (рисунок 3.10). Пользователь может оценить прочность разработанной им конструкции по допускаемым напряжениям, определить наиболее слабые места конструкции и внести необходимые изменения (оптимизировать) изделие. При этом между трёхмерной моделью изделия и расчётной конечно-элементной моделью поддерживается ассоциативная связь. Параметрические изменения исходной твёрдотельной модели автоматически переносятся на сеточную конечно-элементную модель.

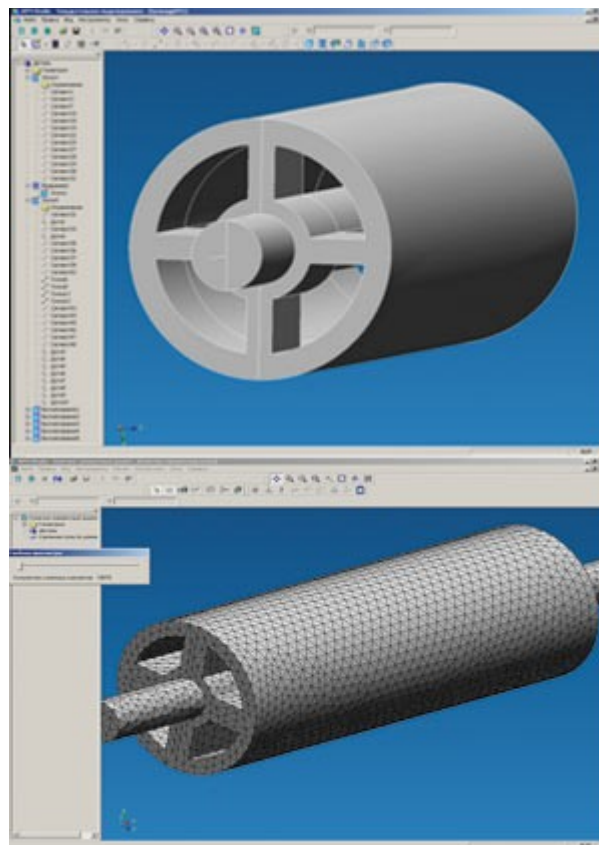


Рисунок 3.11 - Пример модели барабана

В моей работе для данной модели исследовалось влияние толщины стенки, количества кольцевых ребер жесткости, наличие концентраторов напряжений. Результаты расчета выводились как суммарные перемещения всей модели вдоль осей X, Y и Z. Максимальная величина прогиба выбиралась как максимальное значение для изолинии прогибов в центре модели (рис. 3.11). Для получения статистических данных была выбрана величина нагрузки в 25000 Н.

Для рассмотрения напряженно-деформированного состояния при сложном нагружении барабана (растяжение-сжатие, изгиб и кручение) кроме обычных геометрических характеристик и их сечений и заданных сил необходимо определить некоторые дополнительные геометрические характеристики поперечных сечений и силовые факторы.

При имеющихся условиях закрепления и нагружения барабана заданными продольными и поперечными силами, деформации сечения будут различны, что приведет к проявлению дополнительных, нормальных и касательных напряжений сечениях, которые могут достигать величин, соизмеримых с основными напряжениями изгиба.

После того как модель была создана и в нее были внесены все необходимые корректировки, производились дальнейшие действия:

первое – модель закреплялась, разбивалась на конечные элементы (КЭ), шаг разбивки составлял 200 мм;

второе - задавались действующие на нее нагрузки;

производилась оценка ее напряженно-деформированного состояния. После генерации КЭ – сетки модель представляется с помощью пластинчатых элементов, она нагружалась усилиями, высота ребра 300мм. Прежде чем отправить модель на расчет, обращались к опции «Параметры расчета» в меню «Расчет». Выбор этой опции приводит к открытию диалогового окна «Установки», с помощью которого можно изменить те параметры, которые заданы по умолчанию. Первый параметр – это количество сечений для расчета напряжений. Следующие параметры расчета – это характеристики разбиения сечения, в него «вписывают» плоские конечные треугольной формы.

По умолчанию использовалась равномерная сетка разбиения. На результаты статического расчета влияло, кроме рассмотренных выше параметров (грузоподъемность, веса механизмов и т.д.), и значение ускорения свободного падения, которое используется при учете веса и по умолчанию равно $9,81 \text{ м/с}^2$. По умолчанию использовался метод LDL, который характеризуется тем, что вся задача (вся матрица жесткости) находится в оперативной памяти компьютера, а если ее недостаточно, то операционная система создает временные файлы на жестком диске. Метод имеет ограничение по размерности задач – примерно 300 тысяч степеней свободы, однако это число может варьироваться в зависимости от ширины ленточной матрицы жесткости конкретной модели. В данном случае каждый узел имеет 6 степеней свободы модель – 50000 узлов.

Карта нагрузок позволила проанализировать распределение различных внутренних реактивных силовых факторов (сил и моментов), возникающих в элементах модели конструкции. Карта эквивалентных напряжений с показом максимальных значений напряжений на конструкции пролетной балки приведена на рисунке 3.11. Пользуясь настройками диалога, можно просматривать результаты составляющих и нормальных напряжений в плоскости осей X и Y локальной системы координат конструкции.

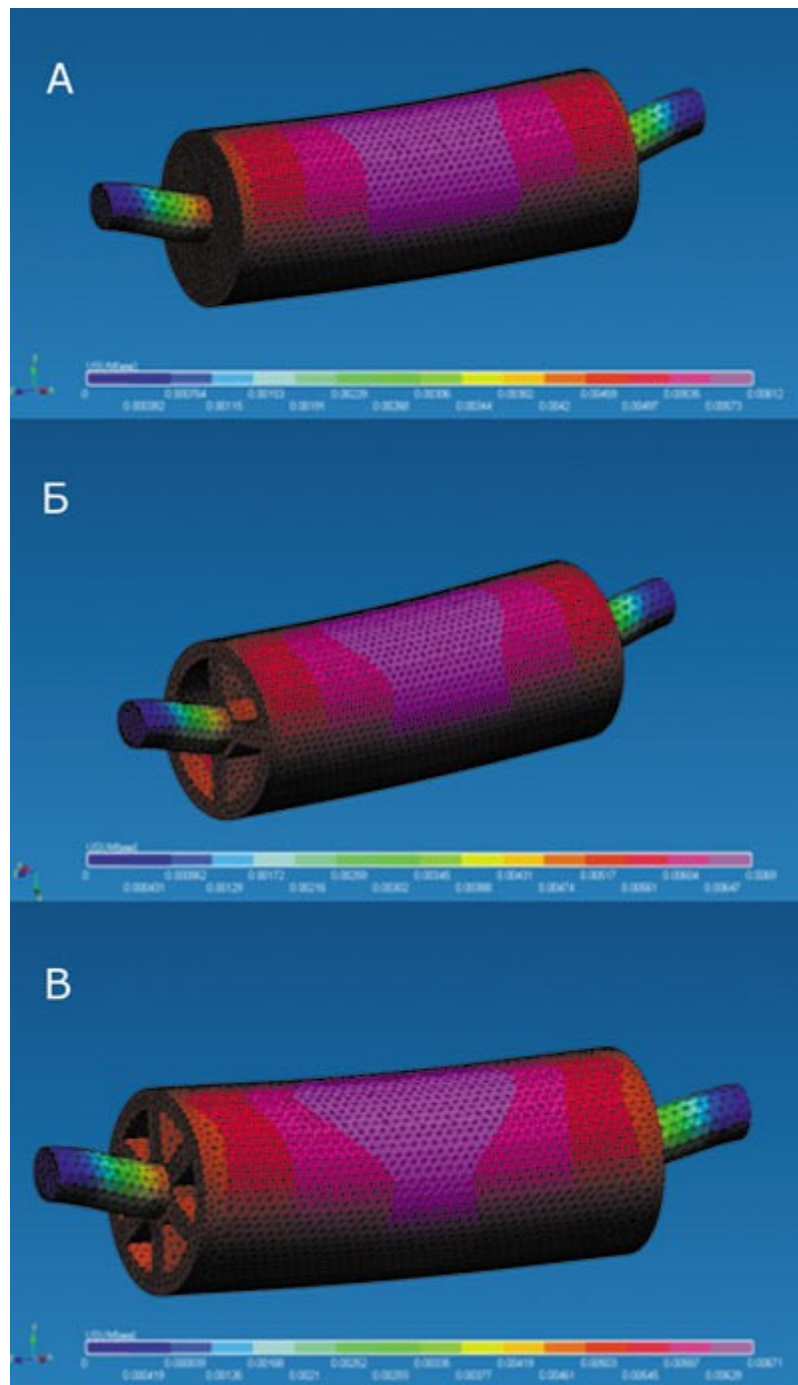
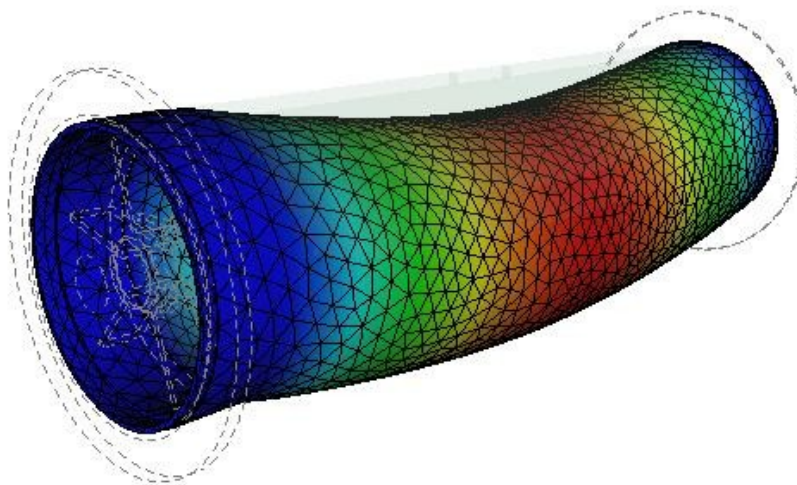
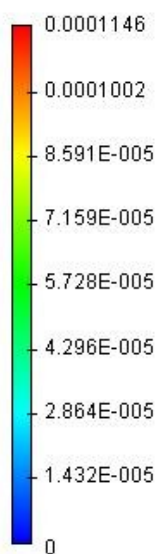


Рисунок. 3.11 - а — прогиб барабана со сплошной стенкой; б — прогиб барабана с четырьмя продольными ребрами жесткости при нагрузке под углом 90° ; в — прогиб барабана с шестью продольными ребрами жесткости при нагрузке под углом 90°

Результатами анализа устойчивости являются два основных параметра: коэффициент критической нагрузки - расчетное значение коэффициента, произведение которого на приложенные к системе нагрузки дает фактическое значение критической нагрузки, приводящей систему в неустойчивое состояние. Например, для нашей модели коэффициент линейного расширения составил $1.3E-005$ 1/К.

Задача: "Задача_0"
 Перемещения, модуль, м
 Масштаб перемещений: 303.47



Задача: "Задача_0"
 К-т запаса по эквивалентным напряжениям
 Масштаб перемещений: 303.47

Min = 2.117

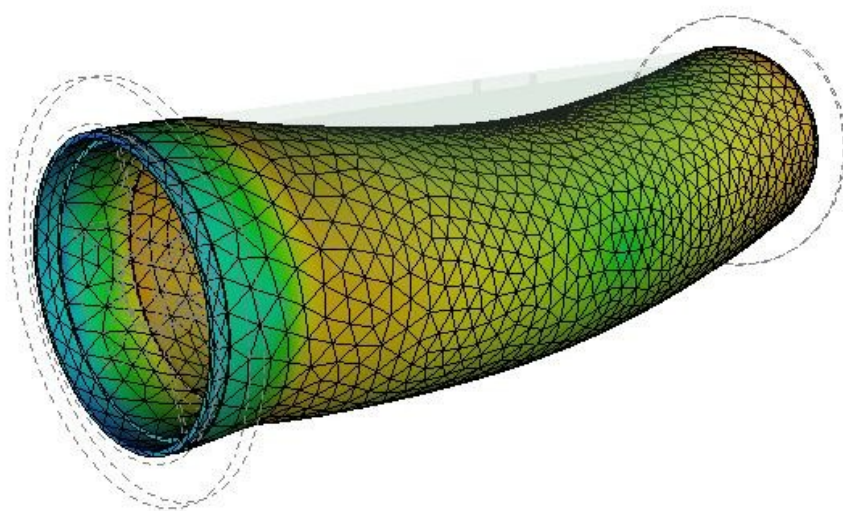
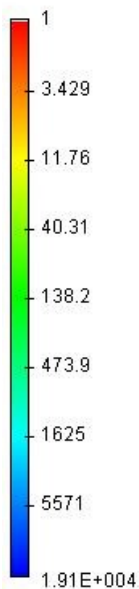


Рисунок 3.12 - Анализ результатов

Это означает, что первая форма устойчивого равновесного состояния для данной модели имеет критическую нагрузку 600 кН. Этот тип результата отражает форму равновесного устойчивого состояния конструкции, соответствующую определенной критической нагрузке. Формы равновесных состояний, отображаемые в окне постпроцессора после завершения расчета, представляют собой относительные перемещения. Анализируя эти формы, можно сделать заключения о характере перемещений в случае потери устойчивости.

Вторым параметром является коэффициент запаса по эквивалентным напряжениям. Предварительные расчеты показали, что барабан имеет многократный запас прочности при заданной нагрузке в условиях равномерного распределения сил. Изменение коэффициента запаса по длине барабана наглядно представлено на рисунке 3.12.

Шаг 7. Генерация отчета по результатам расчета. Пользователь может анализировать результаты расчета не только используя постпроцессор, встроенный в T-FLEX CAD 3D.

В T-FLEX Анализ есть специальная возможность создать независимый электронный документ в HTML-формате, содержащий сведения о рассчитанной задаче с эпюрами результатов. Этот отчет можно передать независимым партнерам или сохранить в архиве для последующего изучения.

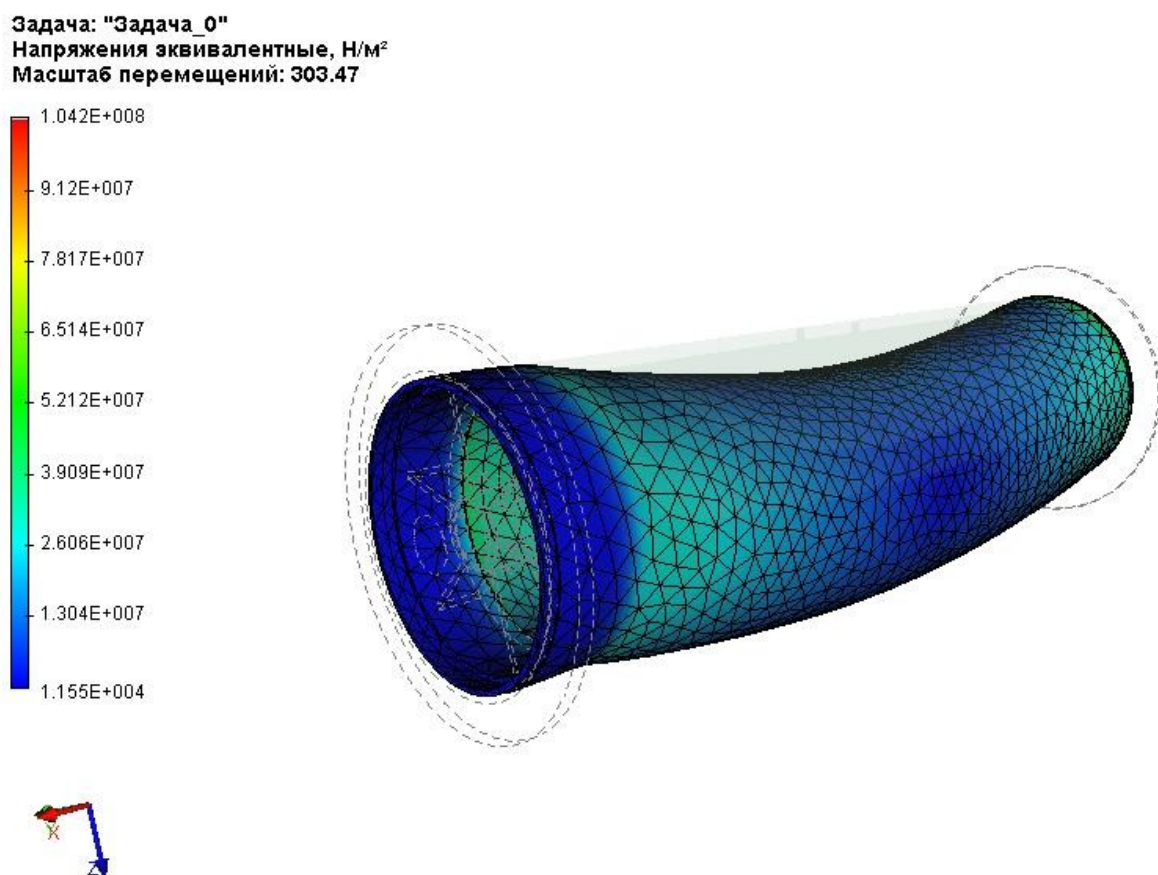


Рисунок 3.13 - Анализ результатов

3.4 Выводы

В моей работе для данной модели барабана исследовалось влияние толщины стенки, количества кольцевых ребер жесткости, наличие концентраторов напряжений.

В результате проведенной работы с учетом того, что рассматривались три варианта заделки осей в барабан: со сварным швом, выполненным изнутри барабана, со сварным швом, выполненным снаружи барабана и со сварным швом, выполненным снаружи барабана в условиях «затеснения», можно сделать выводы, что полученные расчетом напряжения в сварном шве, выполненном изнутри барабана, составляют от -10 кг/мм², сжимающих в корневой части шва, до $6-8$ кг/мм², растягивающих в вершине шва. Напряжения в сварном шве, выполненном снаружи барабана составляют от $-10 - 20$ кг/мм², сжимающих в корневой части шва, до $8-12$ кг/мм², растягивающих в вершине шва. В итоге различие в характере напряжений сварных швов, выполненных изнутри и снаружи барабана незначительно.

Таким образом, выполнение сварки с наружным сварным швом не приводит к заметному увеличению напряжений в сварном соединении, по сравнению со сварным швом, выполняемым изнутри барабана.

Если анализировать прогиб барабана со сплошной стенкой, прогиб барабана с четырьмя продольными ребрами жесткости при нагрузке под углом 90° , прогиб барабана с шестью продольными ребрами жесткости при нагрузке под углом 90° , то можно увидеть, что в первом случае прогиб меньше чем во втором и третьем, то есть выбор барабана со сплошной стенкой оптимален.

Таким образом, механизм определения основных параметров барабана и их влияния на его работоспособность с помощью T-FLEX Анализ значительно упрощает существующие методики и позволяет создать простой инструмент для принятия решений при изготовлении и эксплуатации барабанов мостовых кранов, а также разработке технологических процессов, что позволит повысить эффективность использования оборудования.

4. Практическое использование результатов работы

По результатам выполненной магистерской работы на тему «Анализ напряженно-деформированного состояния машиностроительных конструкций пакетом программ T-FLEX» был составлен акт внедрения в производство, приведенный в Приложении А. Данный акт внедрения составлен совместно с АО «Павлодарский машиностроительный завод», на котором с 1 июня 2013 года используются результаты данной работы в производстве. Использование результатов работы заключается в рекомендациях по расчету барабанов мостовых кранов АО «Павлодарский машиностроительный завод» пакетом программ T-FLEX.

Результатом внедрения работы являются:

1. легкий переход с одного типоразмера барабана на другой;
2. обработка барабанов на станках с ЧПУ;
3. автоматизация процесса сварки;
4. повышение точности изготовления;
5. повышение надежности;
6. уменьшение металлоемкости и трудоемкости изготовления.

Заключение

В результате проведенной диссертационной работы было сделано следующее:

1. разработана параметрическая модель грузоподъемного барабана мостового крана;
2. выбран метод анализа напряженно-деформированного состояния барабана на ЭВМ;
3. оценена точность представления параметрической модели барабана и точность расчетов напряженно-деформированного состояния.

Научная новизна работы заключалась в оценке и обоснование разбивки параметрической модели барабана на тип и количество конечных элементов и оценке точности конечно-элементной модели грузоподъемного барабана.

Практическая значимость работы заключалась в разработке параметрического чертежа грузоподъемного барабана с учетом конструктивных и технологических особенностей; расчете деформации и напряжений, возникающих в грузоподъемном барабане и выявлении конструктивных и технологических дефектов, уменьшающих несущую способность и надежность грузоподъемного барабана.

Использование результатов для дальнейшего применения на производстве в частности на АО «ПМЗ» позволит легко переходить с одного типоразмера барабана на другой; обрабатывать барабаны на станках с ЧПУ; автоматизировать процесс сварки; повысить точность изготовления; повысить надежность; полностью автоматизировать процесс изготовления; уменьшить металлоемкость и трудоемкость изготовления.

Список использованных источников

1. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Т1. – М. : Машиностроение, 1980. – 728 с.
2. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Т2. - М. : Машиностроение, 1980. - 559 с.
3. Биргер И.А., Мавлютов Р.Р. Сопротивление материалов: Учебное пособие. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986. – 560 с.
4. Бреббия К. и др. Методы граничных элементов: Пер. с англ./Бреббия К., Телес Ж., Вроубел Л. – М.: Мир, 1987. – 524 с., ил.
5. Горбачевич А.Ф., Шкред В.А. Курсовое проектирование по технологии машиностроения: [Учеб. пособие для машиностроит. спец. вузов]. – 4-е изд., перераб. и доп. - Мн. : Выш. школа, 1983. – 256 с., ил.
6. Горошкин А.К. Приспособление для металлорежущих станков. Справочник 7-е издание, переработано и дополнено. - М.: Машиностроение 1979.
7. Громадка Т., Лей Ч. Комплексный метод граничных элементов в инженерных задачах: Пер. с англ. – М.: Мир, 1990. – 303 с., ил.
8. Грузоподъемные машины. Учебное пособие для вузов. По ред. М.П. Александрова. М.: Высшая школа, 1973.
9. Допуски и посадки: Справочник. В 2-х ч./В.Д. Мягков, М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. - Л. : Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1983. Ч. 1. 543 с.; Ч. 2. 448 с.
10. Дьячков В.Б., Кабатов Н.Ф., Несинов М.У. Специальные металлорежущие станки общемашиностроительного применения: Справочник. - М. : Машиностроение, 1983. - 304 с.
11. Иосилевич Г.Б. Концентрация напряжений и деформаций в деталях машин. – М.: Машиностроение, 1981. – 224 с., ил.
12. Классификатор ЕСКД. Введение. - М. : Изд-во стандартов, 1986. - 16 с.
13. Классификатор ЕСКД. Иллюстрированный определитель деталей. Классы 71, 72, 73, 74, 75, 76 (в отдельных книгах) М. : Изд-во стандартов, 1986, 6 книг.
14. Ковшов А.Н. Технология машиностроения: Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов. - М. : Машиностроение, 1987. – 320 с.
15. Колесов И.М. Методические указания к выполнению курсового проекта. Сборка. - М. : Мосстанкин, 1980. - 45 с.
16. Косилова А.Г., Мещеряков Р.К., Калинин М.А. Точность обработки, заготовки и припуски в машиностроении: Справочник технолога. - М. : Машиностроение, 1976. - 288 с.
17. Краткий справочник нормировщика – машиностроителя. – Мн. : Беларусь, 1976. - 287 с.

18. Крауч С., Старфилд А. Методы граничных элементов в механике твердого тела: Пер. с англ. – М.: Мир, 1987. – 328 с., ил.
19. Липатов А. С. Развитие работ по автоматизированному проектированию ПТО во ВНИИПТМАШе // Проблемы развития и совершенствования подъемно-транспортной техники. Тез. докл. Всес. науч.-техн. конф. -М.: 1988. с. 10-11.
20. Лифшиц В. Л. Оптимальное проектирование крановых металлоконструкций / В. Л. Лифшиц, Л. А. Невзоров, И. М. Смородинский. М.: ЦНИИГГЭИстроймаш, сер. 1, разд. 2, 1974. -54 с.
21. Малинин Н.Н. Прикладная теория пластичности и ползучести. Учебник для студентов вузов. Изд. 2-е, перераб. и доп. М., Машиностроение, 1975, - 400 с., ил.
22. Маталин А.А. Технология машиностроения: Учебник для машиностроительных вузов по специальности «Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты». - Л. : Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1985. - 512 с.
23. Матвеев В.В., Байков Ф.И., Свиридов Ю.И. Проектирование экономических технологических процессов в машиностроении. Челябинск: Южно-Уральское книжное изд-во, 1979. - 111 с.
24. Металлорежущие станки: Учебник для машиностроительных вузов/Под ред. В.Э. Пуша. - М. : Машиностроение, 1985. - 256 с.
25. Новиков М.П. Основы технологии сборки машин и механизмов. - М. : Машиностроение, 1980. - 592 с.
26. Обработка металлов резанием: Справочник технолога/Под ред. Г.А.Монахова. – 3-е изд. – М. : Машиностроение, 1974. – 598 с.
27. Обработка металлов резанием: Справочник под редакцией А.А.Панова. - М. : Машиностроение, 1988.
28. Общемашиностроительные нормативы времени вспомогательного обслуживания рабочего места и подготовительно – заключительного для технического нормирования станочных работ. Крупносерийное производство. - М. : Машиностроение, 1964, - 323 с.
29. Орлов А. Н. Оптимизация крановых конструкций и их автоматизированное проектирование. JL: ЛПИ им. Калинина, 1987. -85с.
30. Проектирование технологии автоматизированного машиностроения: Учеб. для машиностроит. спец. вузов/ И.М. Баранчукова, А.А. Гусев, Ю.Б. Крамаренко и др.; под ред. Ю.М. Соломенцева. – 2-е изд., испр. – М. : Высш. шк., 1999.
31. Работнов Ю.Н. Механика деформируемого твердого тела. – Учеб. Пособие для вузов. – 2-е изд., испр. – М.: Наука. Гл. ред. Физ.-мат. Лит., 1988. – 712 с.
32. Расчеты экономической эффективности новой техники: Справочник/Под ред. К.М, Великанова. – Л. : Машиностроение, 1975.- 430 с.
33. Расчеты машиностроительных конструкций методом конечных элементов: Справочник/В.И. Мяченков, В.П. Мальцев, В.П. Майборода и др.;

Под общ. ред. В.И. Мяченкова. – М.: Машиностроение, 1989. – 520 с.: ил.

34. Расчет на прочность деталей машин: Справочник/И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с., ил.

35. Сильвестер П., Феррари Р. Метод конечных элементов для радиоинженеров и инженеров-электриков: Пер. с англ. – М.: Мир, 1986. – 229 с., ил.

36. Соболев И. М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / И. М. Соболев, Р. Б. Статников. М.: Наука, 1981. 112 с.

37. Соловьев В. Г. Автоматизация эскизного проектирования крановых механизмов подъема// Вестник машиностроения. — 1987. № 7.6. с. 44-46.

38. Солонин И.С., Солонин С.И. Расчет сборочных и технологических размерных цепей. – М. : Машиностроение, 1980. - 110 с.

39. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т. 1/Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1985. - 623 с., ил.

40. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т. 2/Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1986. - 496 с., ил.

41. Справочник по кранам. В 2-х томах./Александров М. П., Брауде В. И., Гохберг М. М. и др.; Под общ. Ред. Гохберга М. М.-Л.: Машиностроение, 1988, т. 2.- 559 с.

42. Телес Д.К.Ф. Применение метода граничных элементов для решения неупругих задач/Пер. с англ. В.Н. Сидорова; Под ред. В.М. Лиховцева. – М.: Стройиздат, 1987. – 160 с., ил.

43. Технологичность конструкции изделий: Справочник/Под ред. Ю.Д. Адамирова. - М. : Машиностроение, 1985. - 368 с.

44. Технология машиностроения (специальная часть): Учебник для машиностроительных специальностей вузов/А.А. Гусев, Е.Р. Ковальчук, И.М. Колесов и др. - М. : Машиностроение, 1986. - 480 с.

45. Тимошенко С.П., Гудьер Дж. Теория упругости: Пер. с англ./Под ред. Г.С.Шапиро. – 2-е изд. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1979, - 560 с.

46. Хальфин М. Н. Проектирование крановых механизмов/ М. Н. Хальфин, А. А. Короткий, В. Г. Полежаев и др. Новочеркасск: ЮРГТУ, 2006. -224 с.

47. Худобин Л.В. и др. Курсовое проектирование по технологии машиностроения: Учеб. пособие для машиностроит. спец. вузов/Л.В. Худобин, В.Ф. Гурьянихин, В.Р. Берзин. – М. : Машиностроение, 1989 – 288 с. : ил.

