



СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ  
SIBERIAN FEDERAL UNIVERSITY



## ПРОСПЕКТ СВОБОДНЫЙ- 2017

МЕЖДУНАРОДНАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ МОЛОДЫХ УЧЕНЫХ

ЭЛЕКТРОННЫЙ СБОРНИК МАТЕРИАЛОВ  
МЕЖДУНАРОДНОЙ КОНФЕРЕНЦИИ СТУДЕНТОВ,  
АСПИРАНТОВ И МОЛОДЫХ УЧЕНЫХ  
“ПРОСПЕКТ СВОБОДНЫЙ 2017”  
ПОСВЯЩЕННОЙ ГОДУ ЭКОЛОГИИ В РФ

КРАСНОЯРСК, СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

17-21 АПРЕЛЯ 2017 Г.

**Министерство образования и науки Российской Федерации  
ФГАОУ ВО «Сибирский федеральный университет»**

**Проспект Свободный - 2017**

Материалы научной конференции  
посвященной Году экологии в Российской Федерации  
**17-21 апреля 2017 г.**

*Электронное издание*

Красноярск  
СФУ  
2017 г.

## **Цифровые технологии машиностроительных производств**

**ПРИМЕНЕНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ПОДМОДЕЛИРОВАНИЯ  
К МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЯМ ПОДЪЕМНОЙ ТЕХНИКИ АТОМНОЙ  
ПРОМЫШЛЕННОСТИ**

**Силкина Л. А.**

**Научный руководитель Лукин Р. С.**

*Сибирский федеральный университет*

**Введение.** Безопасность на атомной станции (АС) – одно из важнейших свойств для обеспечения защиты сотрудников и окружающей среды от радиационного излучения, как во время нормальной работы, так и при возможных авариях. Все системы АС должны соответствовать нормам и правилам конструирования, изготовления, монтажа и эксплуатации объектов ядерной техники. Любая рабочая конструкция должна быть проверена на возможность разрушения при рабочих нагрузках, сейсмической активности местности, должна удовлетворять допускаемым показателям безопасности. Как следствие, требуется рассчитывать напряжённно-деформируемое состояние металлоконструкций.

В качестве примера рассмотрим первоначальный вариант конструкции траверсы для подъёма груза на Ленинградской АЭС (2 энергоблок, год введения в эксплуатацию - 2018). Данная траверса относится к третьему классу безопасности атомной техники[2]. Задачей расчета является проверка прочности элементов металлоконструкции траверсы. Её общий вид, масса груза и самой траверсы представлены на рисунке 1.

**Постановка задачи в AnsysWorkbench.** Необходимо смоделировать траверсу, для сокращения объема модели учитывать симметрию конструкции, приложить нагрузку, соответствующую нормальным условиям эксплуатации, в половинном значении, силу тяжести и фиксацию в месте крепления траверсы. Схема нагружения и результат расчёта представлены на рисунке 2. Максимальные эквивалентные напряжения получились равными 227.48 МПа, а максимальное абсолютное перемещение – 3.62 мм.

В том случае, если в конструкции много степеней свободы, недостаточно того факта, что для расчёта используется только половина конструкции. Вычисляемая способность программы зависит от технических характеристик используемого компьютера, в частности от объема оперативной памяти, в которой будет размещаться матрица жесткости. Сгущение сетки приведёт к уточнениям результатов по всей конструкции, но ведёт к затрачиванию большого объема ресурсов компьютера (соответственно, к увеличению времени расчёта).

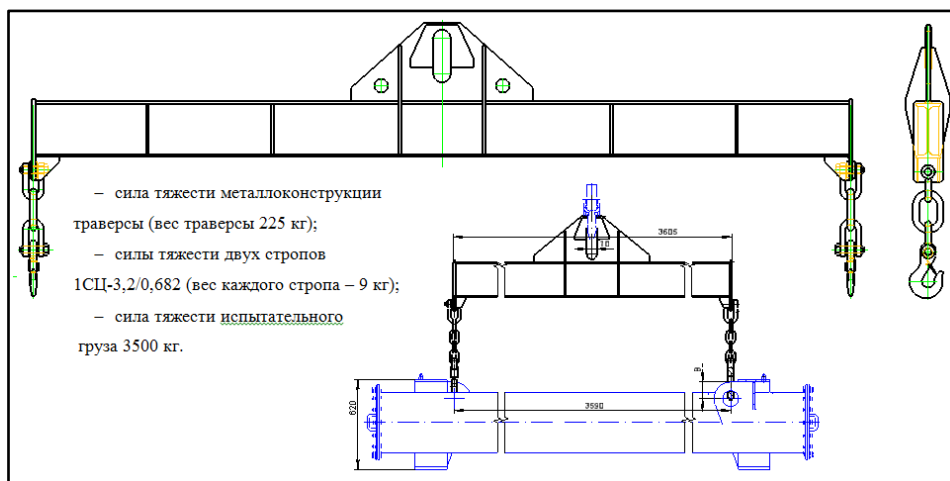


Рис.1– Конструкция траверсы и испытательный груз

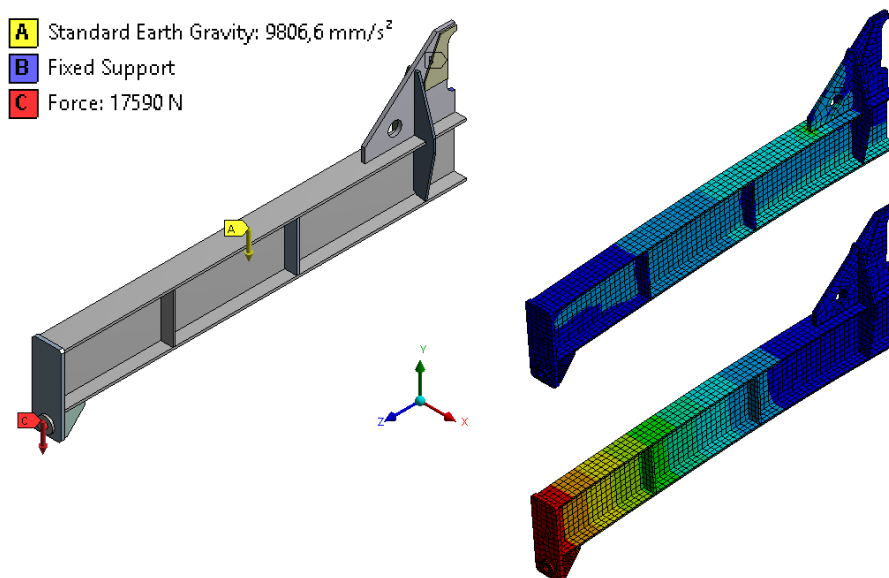


Рис.2– Расчётная схема нагружения и результаты расчёта: расчетная модель со схемой приложения нагрузок; абсолютные перемещения (макс:3.62 мм), эквивалентные напряжения (макс.: 227,48 МПа)

Основная цель подмоделирования – получение удовлетворительных результатов по напряжениям в определённой области модели, где были получены неточные результаты на сетке недостаточной плотности. Поэтому, создавая подмодель области концентрации напряжений, можно получить уточнённый результат на более мелкой сетке. Основным принцип заключается в переносе (интерполяции) перемещений узлов, полученных из расчёта полной модели в местах размещения границ подмодели на узлы подмодели с более мелкой сеткой.

Основной выгодой применения подмоделирования является не только получение более точного результата в локальной области, но и возможность экспериментирования с

различными вариантами конструкции в интересующей области. Рассмотрена технология импортирования перемещений по алгоритму Shell-Solid, Solid-Solid (сводная таблица 1). В случае использования алгоритма Shell-Solid транслируются как линейные перемещения, так и повороты узлов оболочечных элементов. Результат импортирования перемещений представлен на рисунке 4. Полученные значения напряжения стоит сравнивать с расчётным сопротивлением растяжению, сжатию и изгибу. Его значение для материала 09Г2С, из которого сделана конструкция, равно 309,5 МПа [1]. Подмоделирование же показало, что реальные напряжения при данных условиях работы получаются больше допускаемых.

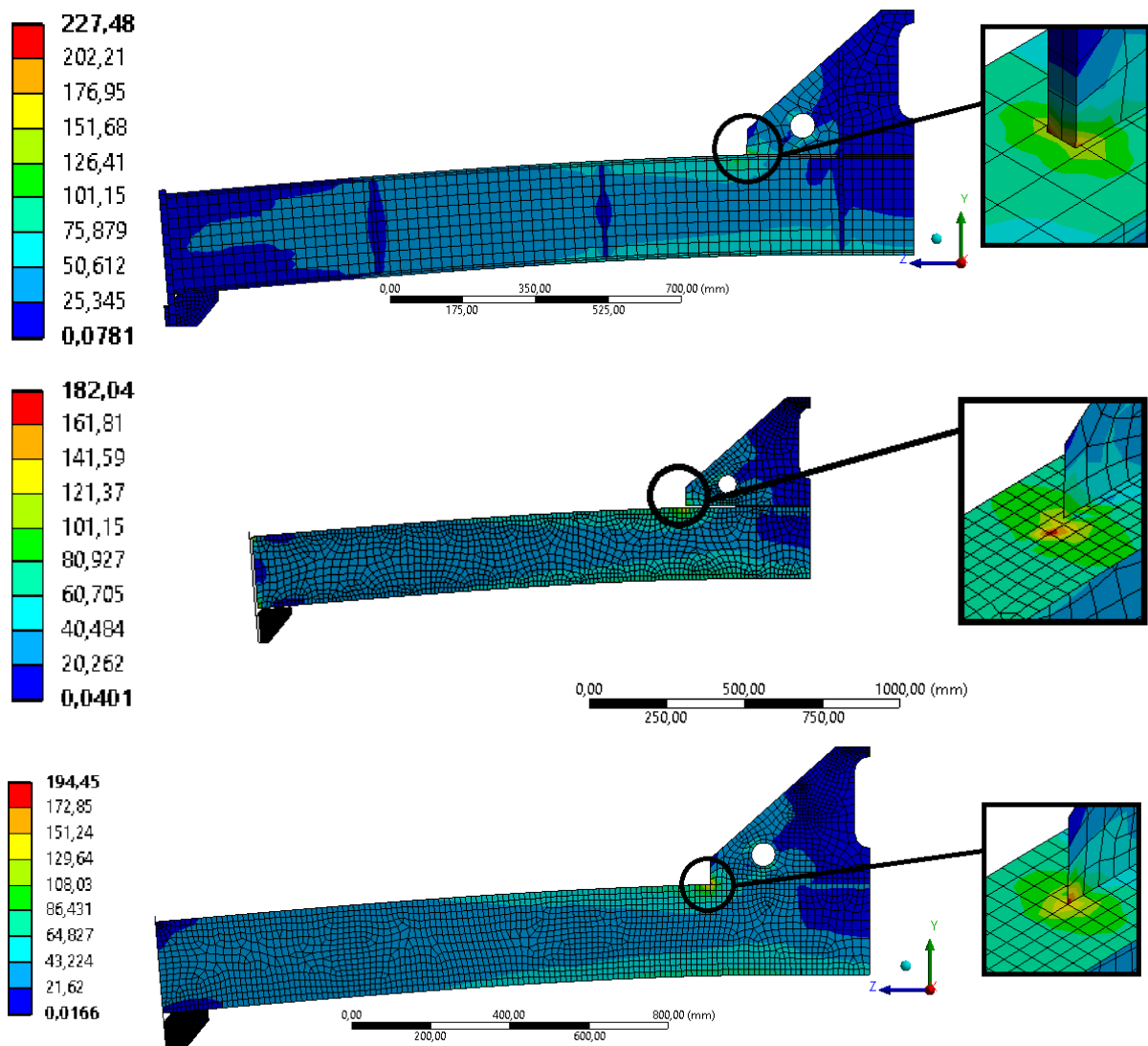


Рис. 3 – Место концентраций напряжений в различных технологиях представления

Рассмотрены следующие расчетные модели (Рисунок 3): Solid (модель описывается объёмными элементами, что приводит к неоправданному росту количества узлов при

должном качестве сетки), Shell с зазором (модель учитывает толщину листовых конструкций – построение модели по срединной поверхности, необходимо упрощение модели; соединение листов моделируется контактом типа Bounded-MPC), Shell без зазора (аналогично предыдущему случаю, но при этом листовые элементы продлеваются до пересечения для того, чтобы иметь общие узлы).

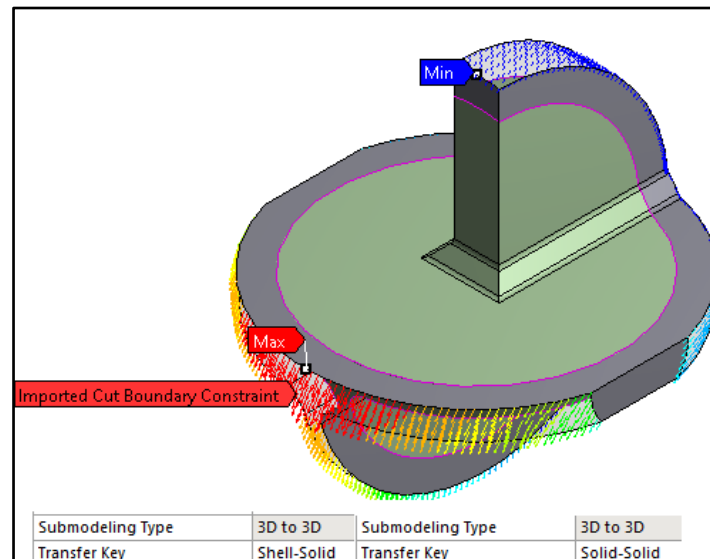


Рис.3– Импорт перемещений с модели на подмодель для трёх расчётных случаев

Для избежания сингулярности при подмоделировании подмодель необходимо максимально приблизить к реальной геометрии: добавить тавровые и сварные швы в местах стыков листов. 3D-подмодель с мелкой сеткой показана на рисунке 5.

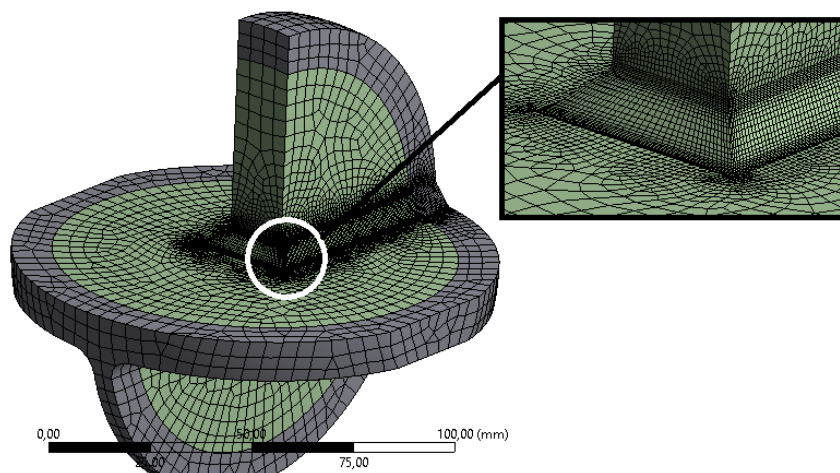
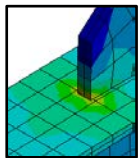
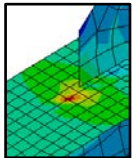
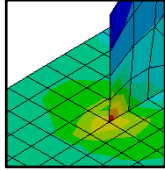
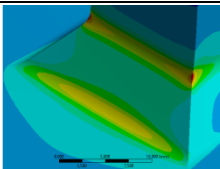
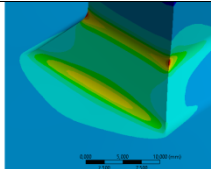
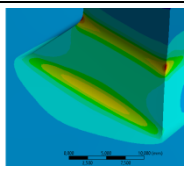


Рис.4–Подмодель с мелкой сеткой и сварными швами

Таблица 1 – Сводная таблица по результатам расчётов

Параметр	Solid-Solid	Shell-Solid с зазором	Shell-Solid без зазора
В моделиσ1, МПа	227,48	182,04	194,45
В подмодел ис2, МПа	701,41	775,77	736,36
Отношен иеσ2/σ1	3,08	4,42	3,79
Количество степеней свободы	125424	55284	75624
концентрации напряжений в модели			
Подмоделиро вание			

**Заключение.** Исследование показало, что подмоделирование хорошо применимо к листовым металлоконструкциям, где основная конструкция может быть смоделирована оболочечными элементами. Изначально более точной, не требующей дополнительной подготовки, но имеющей больше количество степеней свободы является 3D-модель (Solid). Но в случае ограничения по аппаратным ресурсам применяются оболочечные (Shell) модели. Они уступают по точности, но незаменимы в случае больших габаритов конструкции. Подмоделирование позволяет более точно определить напряжения в местах их концентрации.

Результаты расчёта показали, что данная металлоконструкция траверсы не проходит по критерию прочности, поэтому необходимо устранить концентраторы напряжений, которое связано с перепадом жёсткости.

#### Список использованных источников

1. СНиП II-23-81 Стальные конструкции [Текст]: нормативно-технический материал. – М., 2011. – 173 с.
2. НП001-97 Общие положения обеспечения безопасности атомных станций [Текст]: нормативно-технический материал. – М., 1998. – 74 с.



**ОЦЕНКА КОРРЕКТНОСТИ ЭКВИВАЛЕНТНОЙ ЗАМЕНЫ УПРУГИХ  
КОМПОНЕНТОВ СБОРОК ПРУЖИННЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ  
В КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫХ РАСЧЕТАХ НА ПРИМЕРЕ ОДШИПНИКОВЫХ ОПОР**

**Гостева Т. А.**

**Научный руководитель доц., канд. тех. наук Колбасина Н.А.**

*Сибирский федеральный университет*

Для расчета конечно-элементных моделей сборных многокомпонентных подсистем или компонентов со сложной геометрией требуются большие вычислительные ресурсы и, как следствие, скорость решения задачи значительно уменьшается. Но такие сложные компоненты можно заменить на эквивалентные элементы с учетом их наиболее значимых характеристик. В данной работе поиск такой эквивалентной замены был осуществлен на примере наиболее распространенного сборочного узла – подшипника.

Опоры валов, вращающихся осей и других вращающихся и качающихся деталей наиболее часто выполняют на подшипниках качения. Так как подшипник является сборочной единицей, то для того, чтобы его смоделировать для расчета, необходимо сначала создать его составные детали, а затем смоделировать их взаимодействие. Этот процесс является весьма трудоемким, так как появляется большое количество контактов и, после разбиения деталей на конечные элементы, большое количество конечных элементов. Для упрощения процесса расчета можно рассмотреть подшипник как одно тело с определенной жесткостью и при проведении расчетов заменять подшипник на эквивалент.

Для решения данной задачи была использована программная среда AnsysWorkbench, так как она дает возможность проводить различные анализы одной геометрической модели одновременно. В разделе AnalysisSystem выбираем тип анализаStaticStructural, который позволит рассчитать перемещения, деформации, напряжения, а также внутренние усилия, возникающие в теле под действием статической нагрузки. Также в среде Workbench можно провести модальный анализ, который необходим для определения частот и форм (мод) собственных колебаний конструкций. Параметры конечно-элементной модели и физическо-технические данные задаются в приложении Mechanical или SpaceClaim.

Так как задача мультиконтактная, она требует больших вычислительных возможностей компьютера. Конструкция подшипника симметрична относительно продольной плоскости, значит при проведении анализа можно ограничиться только одной

половиной подшипника, а полученные результаты считать равными в обеих половинах подшипника.

Если число шариков в подшипнике нечетное, то существует несколько вариантов приложения нагрузки к внутреннему кольцу относительно положения шариков между кольцами: 1) нагрузка равномерно распределена между двумя шариками; 2) нагрузка неравномерно распределена между двумя шариками; 3) нагрузка направлена к одному шарiku. Эти способы задания нагрузки следует провести в двух вариантах: 1) рассчитать только одну половину подшипника, 2) рассчитать половину подшипника и вал, на который с натягом надето внутренне кольцо. Полученные результаты расчетов могут отличаться, так как вал должен являться для внутреннего кольца подшипника дополнительным условием жесткости.

Подшипник для данного анализа был взят из библиотеки КОМПАС. Также в среде КОМПАС подшипник был рассечен вдоль для того, чтобы ускорить вычислительный процесс, а также увидеть перемещения внутренних узлов сборки.

При генерации сетки необязательно ее уплотнять в местах контакта. Это связано с тем, что текущая задача подразумевает найти перемещения колец подшипника и определить его радиальную жесткость, а не найти контактные напряжения в узлах. Как видно из рисунка 1, была сгенерирована сетка, размер конечного элемента которой равен 0,001 мм. Перед проведением анализа необходимо задать граничные условия, а именно зафиксировать внешнее кольцо подшипника по всем координатам и ограничить его в повороте. Также необходимо ограничить перемещения подшипника в месте разреза по всем координатам, кроме направления приложения силы. Так как внутреннее кольцо подшипника разделено на 4 равные части, сила будет приложена к двум граням по 100 Н на каждую грань.

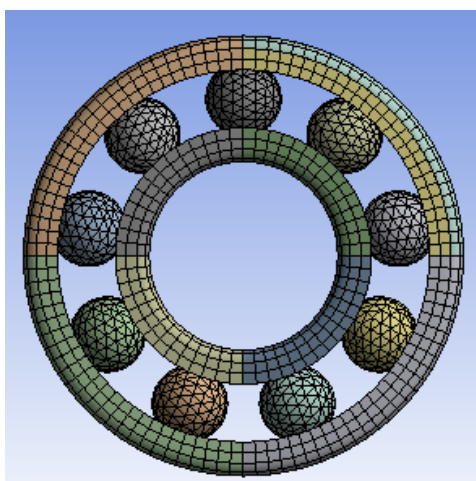


Рис.1 – Разбиение подшипника на конечные элементы

Исходя из вышеперечисленных предположений было проведено 6 различных анализов подшипника. Для нахождения зависимости между приложенной нагрузкой и величиной перемещения кольца подшипника был проведен еще один анализ с увеличением нагрузки на 10 Н. После проведенных анализов был сделан вывод, что при увеличении нагрузки на 10% перемещение каждого узла также увеличилось на 10%. Это говорит о том, что перемещение прямо пропорционально приложенной нагрузке. Коэффициент жесткости подшипника можно рассчитать по формуле 1:

$$k = \frac{F}{x} [H/M], \quad (1)$$

где  $F$  – приложенная сила,  $x$  – значение перемещения.

Согласно формуле 1, жесткость данного подшипника равна  $316'555'872$  Н/м.

Затем был проведен анализ сборки подшипника и вала, рассеченных вдоль плоскости XY. Перед проведением анализа была задана симметрия на сечении по нормали Z. Также необходимо зафиксировать внешнее кольцо подшипника. Контакты между шариками подшипника и его кольцами были заданы с трением, коэффициент трения равен 0,17. Сила прикладывалась к торцу вала и была задана покомпонентно, ее величина по оси Y равна 100 Н, направлена против направления оси, о чем говорит знак минус. Сборка была разбита на конечные элементы размером 0,002 мм. Из анализа полученных значений перемещений узлов видно, что при приложении силы на свободный торец вала он опустился вниз по оси Y, а внутренне кольцо подшипника перекошило: один край поднялся, а другой опустился по оси Y.

Затем было проведено еще несколько анализов и вместо задания симметрии было задано ограничение перемещений плоскости разреза по различным координатам. Из полученных результатов был сделан вывод, что найденные значения перемещений значительно отличаются от значений, полученных при задании симметрии. Исходя из полученных данных, можно сделать вывод о том, что пренебрегать заданием симметрии нельзя, так как при задании других граничных условий получаются совсем иные значения.

После этого был проведен анализ сборки полностью. Аналогично предыдущим анализам было ограничено перемещение внешнего кольца по всем координатам. Между валом и подшипником был задан связанный контакт, так как это имитирует посадку с натягом. Сетка была сгенерирована одинаковая на всех элементах сборки, размер ее элемента равен 0,002 м. Также была задана равномерная сетка на поверхности вала, внутреннем и внешнем кольце. Провести анализ без задания дополнительных ограничений не удастся, поэтому необходимо задать связанный контакт между верхними шариками и внешним кольцом подшипника. Сила была приложена к торцу вала по оси Y величиной в два раза больше, чем в анализе сборки в разрезе, то есть  $F = 200$  Н. Проанализировав полученные данные, был

сделан вывод о том, что если целью расчета является определить только величину прогиба вала под действием нагрузки, то можно рассчитать сборку в разрезе. Таким образом можно сократить время расчета.

Для того, чтобы определиться с видом эквивалентной замены подшипниковых опор, был проведен следующий анализ. Вал был закреплен на несколько пружин, жесткость которых равна жесткости подшипника (она была рассчитана выше). Модель была разбита на конечные элементы размером 0,002 м. Сила прикладывается аналогично предыдущим анализам – к торцу вала. Для первого анализа две пружины были прикреплены к торцу вала напротив друг друга вдоль оси Y, но решить задачу в такой постановке не удалось, возникла ошибка при запуске расчета из-за недостаточной закрепленности вала. Также при прикреплении к валу 3 пружин по каждой оси возникла аналогичная ошибка. Жесткость пружины, направленной вдоль оси вала, была равна модулю Юнга для стали, для двух остальных пружин жесткость была задана также, как и в предыдущем варианте крепления. Даже при закреплении вала на 9 пружин решить такую задачу не удалось по той же ошибке: недостаточно граничных условий.

Когда тело поддерживается не в достаточной степени, оно может перемещаться или вращаться целиком без деформации. Тело без каких-либо ограничений имеет шесть мод твердого тела: 3 перемещения и 3 вращения. Для того, чтобы убедиться в правильности задания пружин и в том, что валу действительно недостаточно такой поддержки, был проведен модальный анализ с креплением вала 3-мя и 9-ю пружинами, в результате которого были определены первые 15 мод. Проанализировав полученные данные были сделаны следующие выводы: частоты первых 3 мод почти равны нулю – это соответствует колебаниям твердого тела без деформаций по осям, следующие 3 моды с небольшими собственными частотами отражают вращательные колебания вокруг центра масс тела.

На рисунке 2 отображена 7-ая форма собственных колебаний с частотой 11'598 Гц. Как видно из рисунка, это изгибающая форма колебаний. Также по эпюре видно, как деформируется вал в местах крепления пружин – узлы переместились на большие расстояния относительно своего первоначального положения. Наличие последующих мод и их большие собственные частоты свидетельствует о том, что такой задаче действительно не хватает граничных условий.

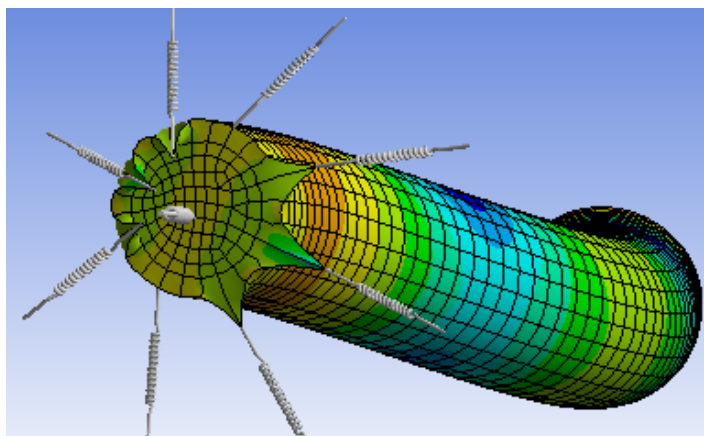


Рис.2 – Эпюра 7-ой формы собственных колебаний вала

Таким образом, крепить пружины к узлам вала является не совсем корректным решением, так как они не могут полностью имитировать подшипник. Потому как подшипник взаимодействует с валом целой поверхностью, а не некоторым числом узлов. Следовательно, нагрузка распределяется на всё место контакта вала и подшипника, а не относится к конкретным узлам. Следовательно, решить ее в таком варианте не получится. Эквивалентная замена подшипниковых опор не была определена.

Для получения корректной замены подшипника можно попробовать решить данную задачу в следующей постановке: на вал посадить с натягом кольцо по ширине подшипника, и к этому кольцу прикрепить пружины. Так нагрузка на вал в данном случае, возможно, будет похожей на нагрузку от целого подшипника.

#### Список использованных источников

1. Бруяка, В. А. Инженерный анализ в ANSYSWorkbench: учеб. пособие / В. А. Бруяка [и др.]. – Самара, 2010. – Ч.2. – 271 с.
2. Качанов, Л. М. Основы теории пластичности / Л. М Качанов; под ред. Л. Добровольского. – Москва: изд. «Наука», 1969. – 420 с.
3. Чигарев, А. В. Справочное пособие для инженеров: справ. пособие / А.В. Чигарев, А.С. Кравчук, А.Ф. Смалюк, проф. В.Г. Малинин. – Москва: изд. «Машиностроение», – 2004. – 512 с.
4. ANSYSHelp – Справочная система ANSYS

## СТАТИСТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ДОЛГОВЕЧНОСТИ РАДИАЛЬНЫХ ШАРИКОПОДШИПНИКОВ

Козлова Н.И., Кулешова О.В.

Научный руководитель, канд. техн. наук, Кулешов В.И.

*Сибирский Федеральный Университет*

В последние годы анализ и прогнозирование статистических данных находит все большее применение, что связано в определенной мере с интенсивным развитием информационных и компьютерных технологий. Наибольшее распространение получили следующие программные комплексы – STATISTICA и STATGRAPHICS (предоставлено в виде временной пробной версии).

В рамках магистерской дисциплины "Математические методы планирования экспериментов" проведены исследования рассеивания долговечности шариковых радиальных подшипников качения в программе Excel, STATISTICA и STATGRAPHICS.

На рисунке 1 представлены результаты расчета характеристик отказов подшипников № 7Н210 в пакете STATGRAPHICS.

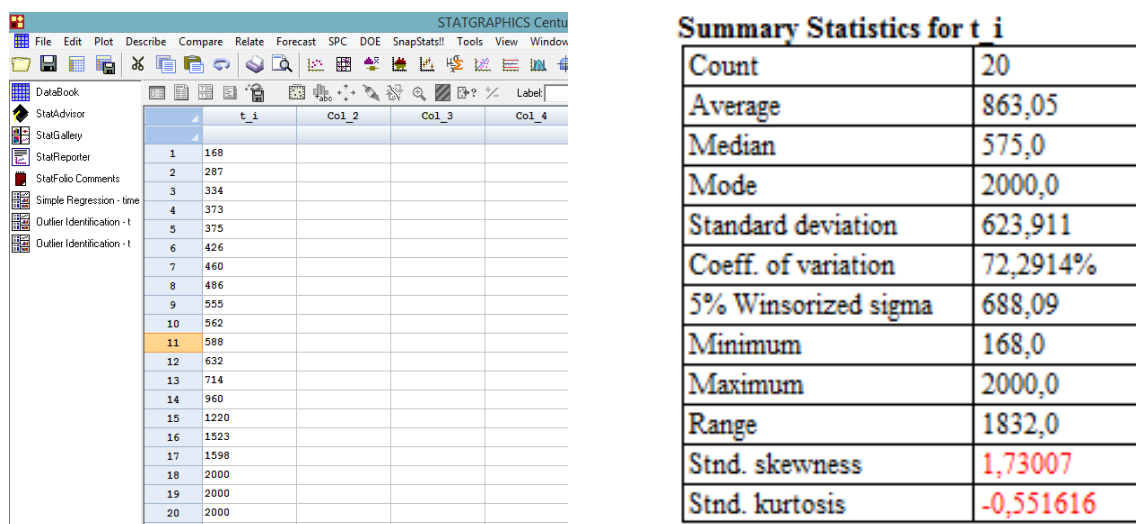


Рис.1 – Исходные данные и характеристики в программе STATGRAPHICS

А на рисунке 2 представлены результаты расчета характеристик долговечности подшипников с применением пакета STATISTICA.

Полученные в результате расчета характеристик отказов подшипников № 7Н210 для нормального закона распределения с применением пакета STATGRAPHICS, STATISTICA и в программе Excel (например коэффициент вариации - 0,72) совпадают.

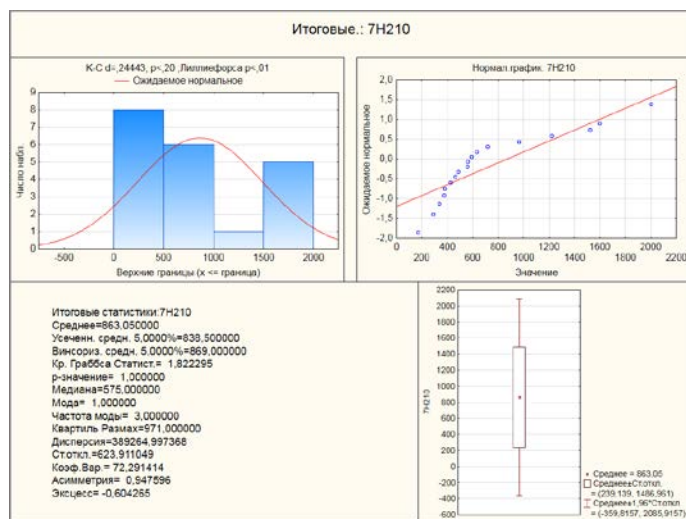


Рис. 2 – Результаты расчета характеристик в программе STATISTICA

Данные отказов долговечности подшипников № 7Н210 и № А210 рассматриваемых выборок отличаются различной грузоподъемностью.

На рисунке 3 представлены результаты регрессионной зависимости между долговечностью и грузоподъемностью в пакете STATISTICA.

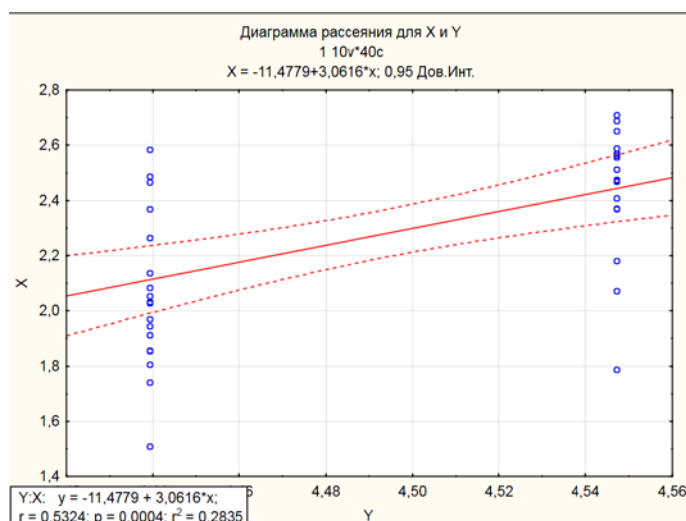


Рис. 3 – Результат регрессионного расчета с применением пакета STATISTICA

В результате исследования было уточнено значение показателя степени для долговечности подшипников в зависимости от грузоподъемности, с учетом 95% доверительного интервала (коэффициент корреляции  $r = 0,5324$ ).

На рисунке 4 представлены результаты расчетов регрессионной зависимости между долговечностью и грузоподъемностью полученные с помощью пакета STATGRAPHICS.

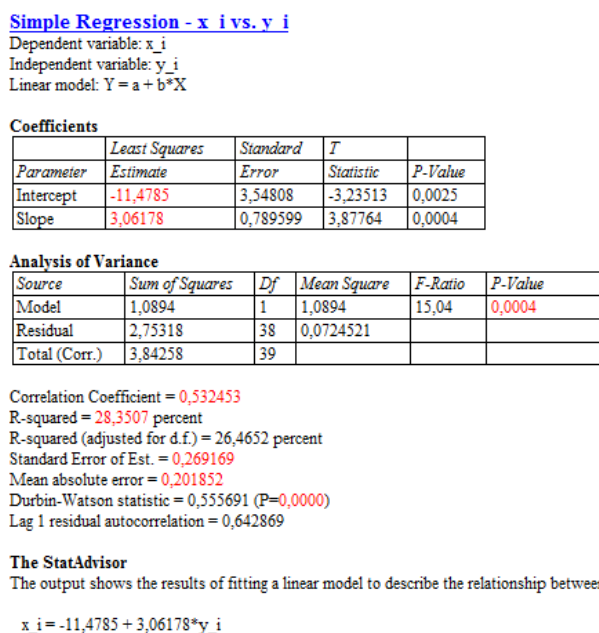


Рис. 4 – Данные линейной модели регрессии в программе STATGRAPHICS

В рассмотренном примере значение степени  $m=3,061$  совпадает со стандартным ( $m=3$ ) и расчеты совпадают с результатами в программе Excel.

На рисунке 5 приведена матрица эксперимента зависимости долговечности подшипников ( $L$ ) № 7Н210 и № А210 от грузоподъемности ( $C$ ) и нагрузки ( $P$ ) -  $L=a_{12}(C/P)^3$ , для приведения к линейной форме значения прологарифмированы.



Рис.5 – Матрица эксперимента в программе STATISTICA



На рисунке 5 приведена поверхность отклика и уравнение зависимости долговечности подшипников (L) № 7Н210 и № А210 от грузоподъемности (Y) и нагрузки (X).

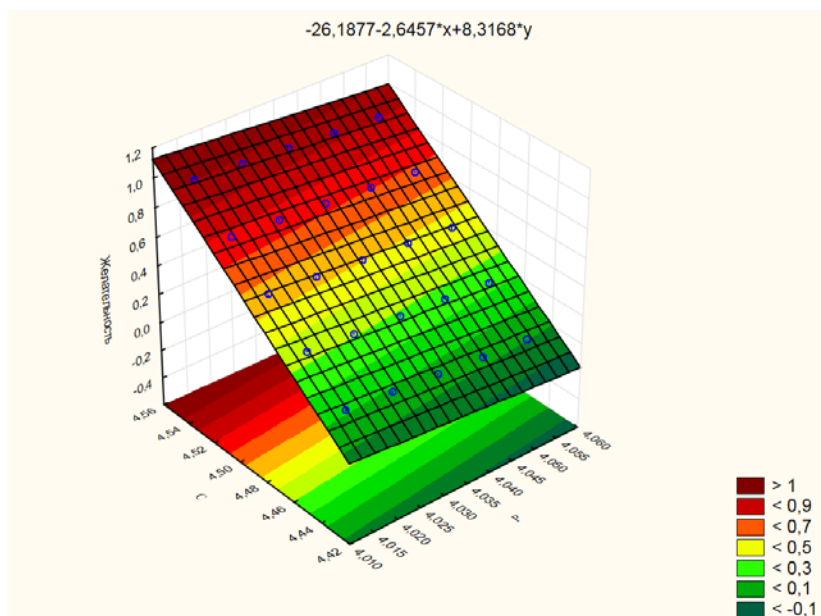


Рис. 6 – Поверхность отклика и уравнение зависимости долговечности подшипников № 7Н210 и № А210 с применением пакета STATISTICA

В ходе работы было освоено применение программ STATISTICA и STATGRAPHICS для анализа статистических данных. Результаты расчета характеристик и функциональной зависимости долговечности подшипников № 7Н210 и № А210 от грузоподъемности и нагрузки, полученные с применением этих программных комплексов совпадают с результатами расчетов в Excel, что свидетельствует о их достоверности.

В вопросе выбора того или иного пакета следует связать общую оценку качества этих программ прежде всего с его ценой. Но пакеты предназначены в основном для тех пользователей, которые уже имеют определенный опыт в статистике.

#### **Список использованных источников**

1. Статистические методы обработки результатов механических испытаний: справочник. / М.Н. Степнов.– М.: Машиностроение, 1985. 232 с.
2. Методы планирования и обработки результатов инженерного эксперимента: справоч. / Н.А. Спирин. – М: Машиностроение, 2004. 258 с.
3. Режим доступа: <http://www.xlstat.com> .

**ОЦЕНКА КАЧЕСТВА ИЗОБРАЖЕНИЯ В СИСТЕМАХ МАШИННОГО ЗРЕНИЯ****Усатов А.Б.****Научный руководитель доцент, канд. техн. наук Комраков В.В.***Гомельский государственный технический университет им. П.О. Сухого**г. Гомель, Республика Беларусь*

Качество цифрового изображения, получаемого с помощью цифровых камер в системах машинного зрения, зависит от условий освещения, а также от характеристик регистрирующей системы: соотношения сигнал/шум, статистических характеристик шума, градационных характеристик, интервалов дискретизации спектральных (цветовых) характеристик и т.д. Оценка качества изображения является достаточно сложной комплексной задачей. Для решения задачи оценки качества изображения в общем виде нужно найти количественные оценки, которые наилучшим образом соответствуют субъективным.

Возможны два подхода к оценке качества изображений: количественная оценка с помощью использования математических методов (среднеквадратическая ошибка,  $L_p$ -норма [1], меры, учитывающие особенности восприятия изображения зрительной системой человека) и субъективная оценка на основе экспертных оценок. Субъективные и количественные оценки качества изображений могут быть абсолютными или сравнительными. Абсолютная мера качества используется для оценки одного изображения, т.е. изображению присваивается соответствующая категория в рейтинговой шкале.

Для различных задач машинного зрения необходимо получать изображение с максимально возможной резкостью. Резкость изображения – один из важнейших показателей его качества, во многом определяющий пригодность изображения к дальнейшей обработке. Резкость изображения – это степень размытости границы между двумя соседними участками изображения с разной оптической плотностью (яркостью) [2]. На рисунке 1 слева представлено резкое изображение, на рисунке 1 справа – тоже изображение, но размытое.

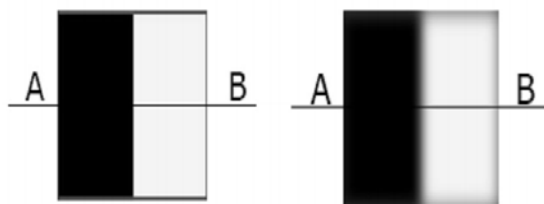


Рис. 1 – Исходное изображение и размытое изображение

Предлагается определять меру резкости изображения  $S$  путем нахождения угла

наклона профиля яркости изображения на границе перепада, представленной на рисунке 2.

$$S_i = \operatorname{tg} \alpha = \frac{G}{w}, \quad (1)$$

где  $i$  – количество краевых пикселей на изображении,  $w$  – это ширина перепада,  $G$  – это разница между значениями яркостей пикселей, обозначенных  $a$  и  $b$ .

$$S_i = \operatorname{tg} \alpha = \frac{I(a) - I(b)}{w} \quad (2)$$

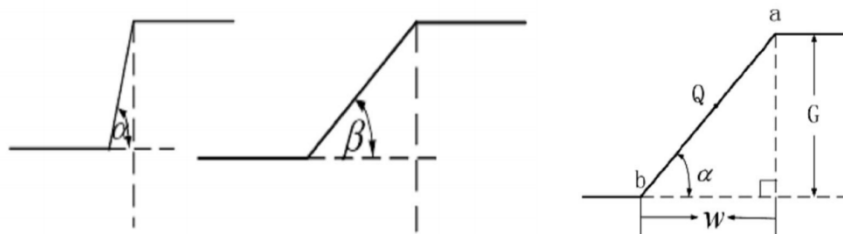


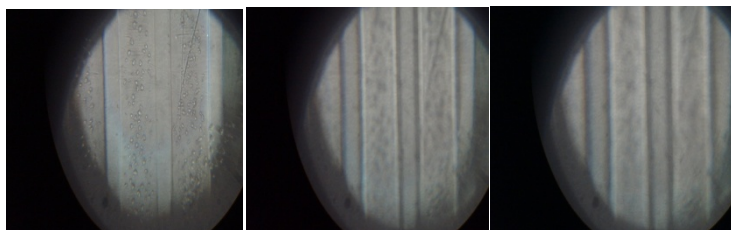
Рис. 2 –Схема вычисления угла наклона

Предложенный алгоритм включает следующие шаги:

1. Выделить краевые пиксели, используя детектор краев.
2. Для каждого краевого пикселя, определить направление градиента.
3. Для каждого краевого пикселя, вдоль направления градиента найти ближайшие пиксели с минимальным и максимальным значениями яркостей и определить расстояние между ними [3].
4. Вычислить меру резкости для каждого краевого пикселя.
5. Максимальное значение из всех полученных является мерой резкости изображения  $S: S = \max\{S_i\}$ .

Были проведены эксперименты на полутоновых изображениях. В результате установлено, что чем более размыто изображение, тем больше значение меры резкости  $S$ . Это позволяет из нескольких изображений объекта выбрать те, которые обладают наибольшей резкостью и использовать их для дальнейшей обработки.

Примеры вычисления предложенной оценки резкости изображений представлены на рисунке 3.



$R = 1 \quad S = 43,00$

$R = 3 \quad S = 24,00$

$R = 5 \quad S = 14,37$

Рис.3 – Изображения с разной степенью размытия и их количественная оценка резкости  $S$

Для оценки резкости цветных изображений они преобразуются в одно из цветовых пространств  $YCbCr$ ,  $HSV$ ,  $HSL$  и мера  $S$  вычисляется только для компоненты яркости.

Еще одним параметром, который определяет качество изображений, является контраст. Контраст – это градационная характеристика черно-белого или цветного изображения по различию в светлоте (насыщенности цвета) его наиболее ярких и наиболее темных участков[4].

Поскольку изображение имеет сложный сюжетный характер, то это порождает необходимость при определении его контрастности выходить из контраста отдельных комбинаций элементов изображения. При этом все элементы считаются равнозначными, и контраст каждой их пары вычисляется по формуле (3). Пиксели для сравнения можно выбирать различными способами. Наиболее простой способ – сравнение соседних пикселей в горизонтальном и вертикальном направлении.

$$C_{ij} = \frac{L_i - L_j}{L_i + L_j}, \quad (3)$$

где  $L_i$ ,  $L_j$  – яркости элементов изображения.

Далее, применяя правило суммирования контрастов, вычисляют набор величин, которые определяют восприятие каждой пары элементов изображения. Проводя усреднение матрицы локальных контрастов, получают суммарный контраст. Полученный результат может быть использован как один из параметров оценки визуального качества изображения.

На основании изложенного предлагается ещё один метод оценки качества изображения. Его суть состоит в следующем. Экспериментально было установлено, что оптимальное, с точки зрения субъективного восприятия, изображение имеет нормальное распределение яркостей его элементов. Для удобства дальнейших расчетов был применен критерий нормального распределения. По степени отклонения реального распределения яркостей от нормального проводилась оценка качества изображения. Кроме количественной оценки качества изображения, данный метод позволяет получить информацию о наличии и весовом соотношении яркостных градаций изображения. Результаты оценки качества изображения, полученные по данному методу, хорошо коррелируют с субъективной оценкой визуального качества изображения. Если в (1) вместо  $G$  подставить (3), получится так называемая смешанная оценка резкости и яркости изображения.

Определение абсолютной количественной оценки качества изображения является очень сложной, трудоемкой и до сих пор не решенной до конца задачей, которая требует дальнейшего рассмотрения.

### Список использованных источников

1. Limb J. Distortion Criteria of the Human Viewer. IEEE Transactions on Systems // Man and Cybernetics, 1979, 9(12),778-793.
2. Гонсалес Р., Вудс Р. Цифровая обработка изображений. СПб.: Питер, 2012.1072 с.
3. Shnayderman A., Gusev A., Eskicioglu A.M. An SVD-Based Gray-Scale Image Quality Measure for Local and Global Assessment // IEEE Transactions on image processing, 2006, 15(2), 12-14.
4. ГибсонУ. Распознавание образов. М.: АСТ Ермак, 2005.384 с.