

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

Институт машиностроения

(наименование института полностью)

Кафедра «Сварка, обработка материалов давлением и родственные
процессы»

(наименование кафедры)

22.04.01 Материаловедение и технология материалов

(код и наименование направления подготовки)

«Сварка и пайка новых металлических и неметаллических
неорганических материалов»

(направленность (профиль))

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

на тему «Оценка надежности сварных соединений»

Студент

П. А. Самойлов

(И.О. Фамилия)

_____ (личная подпись)

Научный
руководитель

О. В. Шашкин

(И.О. Фамилия)

_____ (личная подпись)

Консультанты

В. Г. Виткалов

(И.О. Фамилия)

_____ (личная подпись)

Руководитель программы Д.т.н., профессор, А.И. Ковтунов

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

_____ (личная подпись)

« _____ » _____ 20__ г.

Допустить к защите

Заведующий кафедрой Д.т.н., профессор, В.В Ельцов

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

_____ (личная подпись)

« _____ » _____ 20__ г.

Тольятти, 2018

Содержание

ВВЕДЕНИЕ	4
1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА	6
1.1 Номенклатура сварных конструкций, выпускаемых на ООО «Евротехника»	6
1.2 Анализ дефектов в сварных соединениях	7
1.3 Описание конструкции направляющей болта и условия ее эксплуатации	12
1.4 Технология изготовления направляющей болта	14
1.5 Механизм и стадийность усталостного разрушения направляющей болта	16
1.5.1 Зарождение усталостной трещины	17
1.5.2 Распространение усталостной трещины	19
1.6 Характеристики условий нагружения и усталостной прочности	21
1.6.1 Циклы, схемы и виды нагружения.....	21
1.6.2 Кривая усталости. Малоцикловая, многоцикловая и гигацикловая усталость	24
1.7 Задачи диссертации	26
2. КОМПЛЕКСНАЯ МЕТОДИКА АВТОМАТИЗИРОВАННОГО АНАЛИЗА ЭЛЕМЕНТОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ САД/САЕ-СИСТЕМ.....	28
2.1 Функции САЕ в составе САД/САЕ.....	28
2.2 Исследовательская роль САЕ	30
2.3 Решение прикладных задач средствами САЕ	30
2.4 Решение теоретических задач и выполнение вычислительных экспериментов в САЕ	32
2.5 Анализ и выбор программ для статического расчета	33
3. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ НАПРАВЛЯЮЩЕЙ БОЛТА ВЕРХНЕЙ ШТАНГИ	37
3.1 Основы метода конечных элементов	37
3.2 Уравнения МКЭ	37
3.3 Элементы матричной алгебры.....	38
3.4 Типы конечных элементов	41

3.5 Типовые уравнение МКЭ и их решение	41
3.6 Структура и этапы создания расчетной модели	47
3.7 Особенности проведения динамического расчета методом конечных элементов	49
4. ПРОВЕДЕНИЕ РАСЧЁТА НАПРАВЛЯЮЩЕЙ БОЛТА В СИСТЕМЕ	
ANSYS	52
4.1 Создание расчетной модели направляющей болта	52
4.2 Результаты статического расчета базового варианта направляющей болта	55
4.3 Результаты динамического расчета базового варианта направляющей болта	59
4.4 Повышение надежности конструкции направляющей болта.....	60
4.4.1 Результат исследования образца 2	62
4.4.2 Результат исследования образца 3	63
4.4.3 Результат исследования образца 4	65
5. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ОПТИМИЗАЦИИ КОНСТРУКЦИИ И ТЕХНОЛОГИИ ЕЁ ИЗГОТОВЛЕНИЯ	68
5.1 Обоснование выбора оптимальной конструкции	68
5.2 Технология изготовления направляющей болта	69
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	72
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	74

ВВЕДЕНИЕ

Производственное предприятие Amazone - АО „Евротехника“ в Самаре является дочерним предприятием группы компаний Amazone. Компания Amazone - АО „Евротехника“ - является ведущим производителем разбрасывателей минеральных удобрений, сеялок, агрегатов активной (роторные культиваторы и ротационные бороны) и пассивной (дисковые культиваторы и бороны) обработки почвы и опрыскивателей для защиты растений [1]. Качество является отличительной особенностью продуктов и всего предприятия.

В процессе эксплуатации сельскохозяйственных машин, сварные узлы подвергаются ударным нагрузкам, кручению, давлению, растяжению и т.д. Были случаи, когда сварной узел не выдерживал нагрузок, и происходил разрыв узла. Как следствие, причиной разрыва являлось некачественное сварное соединение. В июле 2015 года, выяснилось, что при эксплуатации, в течении некоторого времени, на внутренних секциях крыльев UR-3000 в сварном узле направляющей болта (верхнего), начали появляться поперечные разрывы пластины. При сварке узла, на основной метал оказывается большое термическое влияние, так как сварные швы находятся близко друг к другу. В результате высокого нагрева металла, его свойства могут значительно изменяться. Разрыв происходит не в сварных соединениях, а как следствие по основному металлу. В таких случаях необходимо провести анализ прочности конструкции. Развитие компьютерных программ создает условия для совершенствования методов расчета и ресурса в условиях эксплуатации конструкций, подвергающихся действию интенсивных переменных нагрузок.

На протяжении многих лет, широко применяются программные комплексы, при помощи которых проводят конечно элементный анализ сварных узлов. Данный способ позволяет получить различные результаты,

используя при этом несколько конечно элементных моделей, с различными характеристиками. Например, программный комплекс SIEMENS NX PLM Software позволяет проводить полный набор расчетов, включая статические и динамические расчеты, запасов прочности, собственных частот и форм колебаний, анализ устойчивости, задачи теплопередачи, нелинейных статических состояний, контактного взаимодействия и т. д. Расчетные программные комплексы обеспечивают разработку конечно-элементных моделей и анализа результатов.

Целью данной работы является повышение надежности сварного узла направляющей болта секции штанг UR-3000, путем изучения напряженно-деформируемого состояния и выбора оптимальной конструкции.

1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА

1.1 Номенклатура сварных конструкций, выпускаемых
на ООО «Евротехника»

AMAZONEN-WERKE - крупнейший производитель прицепной сельскохозяйственной техники. Производственные заводы с более 1.800 сотрудниками:

- головной завод в Hasbergen-Gaste около Osnabrück
- завод в Hude около Oldenburg
- завод в Forbach/Франция
- завод в Leipzig BGG
- завод в Самаре/Россия
- завод Tecklenburg-Leeden около Osnabrück.

В данный момент на предприятии АО „Евротехника“ выпускается около 20 наименований машин:

- Разбрасыватели удобрений: ZA-M1500; ZA-M900; ZG-B.
- Прицепные опрыскиватели: UG-3000; UR-3000; UX-11200.
- Сеялки: D9-60; D96000-TC; Citan; DMC Primera и т.д.

В основном, детали для сварки рам и узлов изготавливаются на самом заводе. Заготовки вырезаются из листа разных толщин на участке плазменной резки. Плазменный стол позволяет загружать листы длиной до 6м. Толщина листов от 2 до 50 мм. Сверление, фрезерование и точение деталей производится в обрабатывающих центрах. Гиб деталей производится в гибочном прессе. Гибочный пресс позволяет гнуть детали длиной до 4 м. Очистка деталей и подготовка под сварку производится на дробеструйной установке.

На участке сварки, свариваются мелкие детали, рамы машин, оси, а также крупногабаритные конструкции. Собираются и прихватываются

рамные конструкции и узлы в специальных приспособлениях, стапельных оснастках, кондукторах. Свариваются в поворотных устройствах, кантователях и т.д. Для длинных швов более 1 м применяются сварочные каретки. На заводе применяется механизированный способ сварки в среде защитного газа Ar 82% + 18% CO₂. На всех этапах производства деталей и узлов проводится меж операционный контроль. Детали, не соответствующие требованиям нормативно технической документации, отбраковываются либо дорабатываются. После сварки детали поступают на линию покраски. Применяется порошковая покраска. Детали перед покраской проходят мойку в щелочном растворе, высушиваются. Наносится порошковое покрытие, затем порошковый состав запекается в специальных печах при температуре 200°С. В сборочных цехах собираются базы машин, агрегаты, затем уже выпускаются готовые машины.

1.2 Анализ дефектов в сварных соединениях

Причины отказа сварных конструкций различны и зависят от характеристики изделий, условий их эксплуатации, применяемых материалов и технологий. Исследование различных сварных изделий позволяет сделать вывод, что причинами разрушений могут быть дефекты в сварных соединениях, понижающие их прочностные характеристики. В техническом понимании «Дефекты - это каждое несоответствие изделия требованиям установленной нормативной документацией, которое приводит к снижению степени пригодности изделия по назначению. В зависимости от степени влияния дефекты подразделяются на критические, значительные, малозначительные, устранимые и неустраиваемые» [2].

Критические дефекты - дефекты, при которых использование продукции по назначению практически невозможно.

Значительные дефекты - дефекты, которые существенно влияют на использование продукции.

Малозначительные дефекты - не оказывают существенного влияния на продукцию.

Устранимые дефекты - дефекты которые возможно устранить, и с небольшими затратами.

Неустраняемые дефекты - дефекты, которые технически устранить невозможно или экономически не целесообразно.

В связи с высокой надежностью ответственных сварных конструкций, работающих в условиях ударных знакопеременных нагрузках вопрос о влиянии дефектов в сварных соединениях на свойства конструкции весьма важен. Для оценки влияния дефекта в сварном шве на механические свойства необходимо знать чувствительность металла к дефектам. Чувствительность сварного соединения к дефектам существенно влияет на механические характеристики в зоне дефекта по сравнению с бездефектным швом что зависит от многих факторов: типа дефекта, расположения, размера дефекта, свойств металла, вида нагружений и условий эксплуатации. Следует так же различать чувствительность к дефектам при статических и переменных нагрузках. Критерии чувствительности сварных соединений к дефектам при переменных нагрузках считают эффективными коэффициенты концентрации напряжений, то есть отношением предела выносливости с дефектами и без дефектов (количество циклов до разрушения).

Пока не существует расчетов на прочность, которые учитывают вероятные характеристики распределения допустимых дефектов. Прочностные характеристики теоретически бездефектных конструкций обосновываются только расчетами напряжений пластической деформации, статическом и циклическом нагружении, часто приводящих к хрупкому

разрушению вызвано одноосным напряженным состоянием. Причинами напряжений являются внешние нагрузки и различные внутренние концентраторы. В процессе эксплуатации сельскохозяйственных машин происходит повреждение сварных соединений. Исходя из общего положения теории надежности разрушения эксплуатационные сварные соединения рассматривают как сумму повреждений обусловлено технологическим дефектом или снижением несущей способности изделий при отсутствии дефектов в процессе старения металлов. О большом влиянии технологических дефектов на повреждаемость сварных соединений можно проследить на примере повреждаемости в машиностроении.

Причины повреждаемости:

- наличие дефектов;
- усталостные трещины;
- некачественные материалы;
- нарушение технологии.

При эксплуатации некоторых видов прицепных сеялок и дисковых борон в единичных случаях выявлялись такие дефекты как трещины в сварных соединениях, а также и по основному металлу, на среднем крыле опрыскивателя UR 3000. В результате осмотра было выявлено, что трещина возникла в следствии удара о землю, так как секция крыла среднего имела механическое повреждение, а также деформирована штанга (рис. 1.1). Опрыскиватель UR наработал 9000 Га.

Стойка диска Catros 9001-Т имела похожий дефект (рис. 1.2). Образовалась усталостная трещина при наработке дисковой бороны около 7000 Га. Причины появления усталостной трещины, как следствие, могут быть концентраторы напряжений.



Рисунок 1.1 – Трещина в сварном соединении на средней секции крыла UR 3000, образовавшаяся в результате удара



Рисунок 1.2 – Усталостная трещина на стойке диска Catros

После устранения неисправностей, повторных дефектов имеющие трещины по основному металлу и в сварных соединениях замечено не было.

В последнее время участились случаи рекламаций по поводу разрыва направляющей болта верхней на секции внутренней (рис. 1.3). Разрыв происходит по основному металлу. Толщина металла направляющей болта 5мм, а ширина 45 мм.

При проведении осмотра узла, в месте разрыва, с внутренней стороны направляющей болта, выработки, деформация толщины и истирания металла не обнаружено. Так же был проведен замер толщины пластины равный 5 мм, что соответствует технической документации детали.



Рисунок 1.3 – Место разрыва секции внутренней

Так как количество аналогичных дефектов секции внутренней достаточно большое, можно сделать вывод, что для данного узла, направляющей болта, необходимо провести расчет сварного узла на прочность при помощи конечно элементного анализа, а также выяснить причину разрушения.

1.3 Описание конструкции направляющей болта и условия ее эксплуатации

Универсальный прицепной опрыскиватель UR-3000 (рис. 2) предназначен для приготовления, транспортировки и внесения химических средств защиты растений от вредителей, болезней и сорняков в форме суспензий, а также жидких минеральных удобрений для подкормки растений [3]. Используется в сухую погоду при температуре от 10°C до 40°C. Общие габариты: длина – 6270 мм, ширина – 2300 мм, высота – 3120мм. Масса опрыскивателя – 2350 кг [4].



Рисунок 2 – Опрыскиватель UR 3000

UR-3000 имеет 24 метровые штанги (рис. 3) с гидравлическим управлением (складывание/ раскладывание, подъем/ опускание, регулировка наклона) и стабилизатором колебаний. Штанги опрыскивателя состоят из четырех секций, сваренные из профильной трубы прямоугольной формы, для жесткости усилены распорками. Секции соединены между собой шарнирами и имеют фиксирующие устройства относительно друг друга как в рабочем,



Рисунок 3 – Штанги с гидравлическим управлением

так и в транспортном положениях [3]. Для изготовления узлов опрыскивателя применяется сталь марки 17Г1С.

Марка: 17Г1С Классификация: Конструкционная низколегированная сталь, предназначенная для изготовления сварных конструкций.

Применение: сварные детали, работающие под давлением при температуре от -40 до +475 °С.

Таблица 1 - Химический состав в % материала 17Г1С

C	Si	Mn	Ni	S	P	Cr	N	Cu	As
0.15 - 0.2	0.4 - 0.6	1.15 - 1.6	до 0.3	до 0.04	до 0.035	до 0.3	до 0.008	до 0.3	до 0.08

Таблица 2 - Механические свойства при T=20°C материала 17Г1С

Сортамент	Размер	σ_B	σ_T	δ_5	ψ	КСУ	Термообр.
-	мм	МПа	МПа	%	%	кДж / м ²	-
Лист		510	345-355	23		390-440	
Трубы		490	343	20			

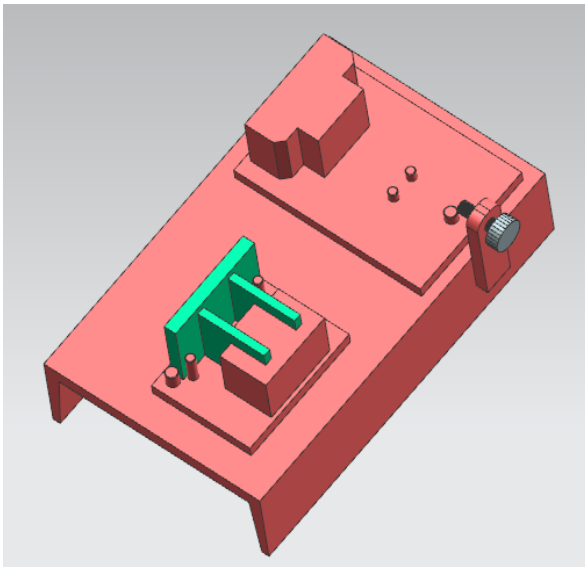
Таблица 3 - Технологические свойства материала 17Г1С

Свариваемость:	Без ограничений
Флокеночувствительность:	Не чувствительна
Склонность к отпускной хрупкости:	Не склонна

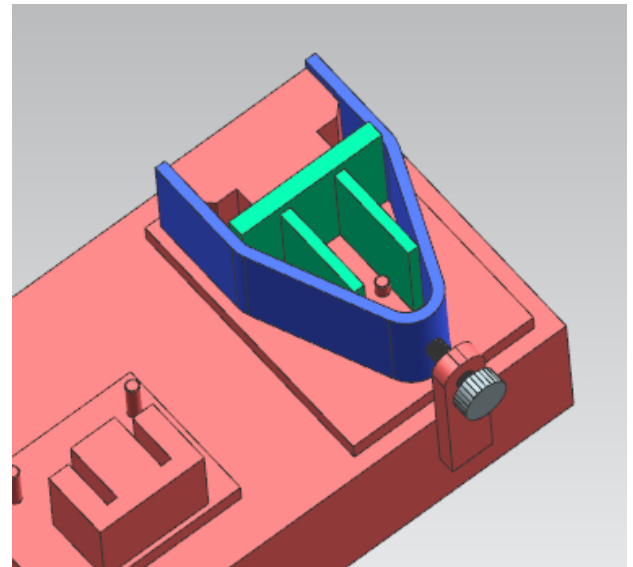
В процессе эксплуатации в разложенном состоянии, на секции крыльев действуют вибрационные нагрузки с малой интенсивностью ударов и сила, давящая вниз весом 350 кг на одну штангу, при движении масса нагрузки увеличивается.

1.4 Технология изготовления направляющей болта

В первую очередь изготавливается узел "направляющей болта верхней". Сборка и прихватка узла проводится в два этапа. На первом этапе в приспособление вкладываются пластины (рис. 4а), затем прихватываются. Прихваченные пластины вынимаются из стапеля и провариваются согласно чертежу. На втором этапе в приспособление устанавливается скоба и фиксируется винтовым прижимом. Во внутрь скобы вкладывается сваренный узел из пластин (рис. 4а), затем прихватывается в приспособлении. После прихватки деталь вынимается из стапеля и обваривается согласно чертежу.



а



б

Рисунок 4 – Сборка в приспособлении направляющей болта верхней

Основная сборка секции внутренней производится в стапеле (рис. 5). Детали последовательно вкладываются в ложементы, фиксируются прижимами и прихватываются в стапеле. Затем освобождаются все прижимы и пальцы, прихваченный узел вынимается из стапеля и проваривается согласно чертежу.



Рисунок 5 – Сборка в стапеле секции внутренней

После сварки производится зачистка швов и околошовной зоны от брызг и окалины. Проводится визуальный контроль сварных швов на наличие дефектов. При обнаружении дефектов производится их устранение на рабочем месте. Затем согласно чертежу, контролируются размеры и соосность отверстий. После сварки и межоперационного контроля штанга UR 3000 транспортируется на участок покраски. Перед покраской деталь моется в щелочном растворе, просушивается, нагревается до 200°C и наносится порошковое покрытие, после этого деталь помещается в печь на два часа и происходит запекание порошкового покрытия. С участка покраски деталь отправляется на участок сборки. Штанги состоят из нескольких секций. Общая длина штанг составляет 12 м. Штанги устанавливают на специальное приспособление для сборки. В приспособлении на штанги устанавливаются цилиндры, шланги, форсунки, фиксаторы и т.д. Затем производятся необходимые настройки, проверяется работоспособность штанг и уже после устанавливается на предварительно собранный опрыскиватель UR 3000. Прицепные опрыскиватели используются в полевых условиях. Как уже было сказано выше, в процессе эксплуатации опрыскиватель UR подвергается статическим и динамическим нагрузкам с малой интенсивностью ударов в результате чего могут образовываться усталостные разрушения конструкций.

1.5 Механизм и стадийность усталостного разрушения

направляющей болта

«Известно, что общая долговечность образцов, деталей или элементов конструкций, работающих в условиях циклического нагружения, определяется в значительной степени периодом роста усталостной трещины, который в зависимости от различных факторов может изменяться в пределах 10-90% от общей долговечности образца или детали. Нередко в конструкциях по тем или иным причинам уже имеются трещины или другие

трещиноподобные дефекты. В этом случае живучесть материала конструкции будет определять скорость распространения в нем усталостной трещины» [7].

«Процесс разрушения металлических материалов при циклическом нагружении отличен от разрушения при однократных видах нагружения. Усталостное разрушение происходит при напряжениях, меньших предела прочности при статическом нагружении. Однако многократно приложенные циклические нагрузки приводят к постепенному накоплению локальных повреждений в металле, переходящих в субмикроскопические трещины, которые, подрастая, объединяются в макроскопическую трещину. Дальнейший рост усталостной трещины контролируется коэффициентами интенсивности напряжения у её вершины» [7].

1.5.1 Зарождение усталостной трещины

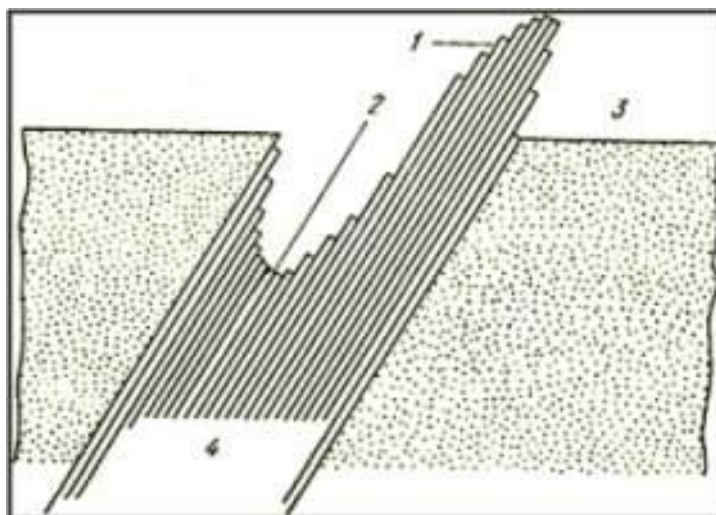
Зарождение усталостной трещины происходит на поверхности образцов в том месте, где напряжения от приложенной нагрузки достигают максимальных значений.

«Под действием циклических нагрузок на поверхности образцов образуются полосы локального скольжения и характеризуются рельефными участками. Такие рельефные участки связаны с неоднородностью структуры металлов. Они проявляются на поверхности в виде выступов (экструзии) и впадин (интрузии) (рис. 6)» [8, 9].



Рисунок 6 – Экструзии и интрузии, наблюдаемые в электронном микроскопе

Полосы образовавшихся экструзий и интрузий формируются под углом 45° относительно направлению растягивающего напряжения (рис. 7). На рисунке 8 приведена схема экструзий и интрузий образовавшаяся в процессе циклических нагрузок.



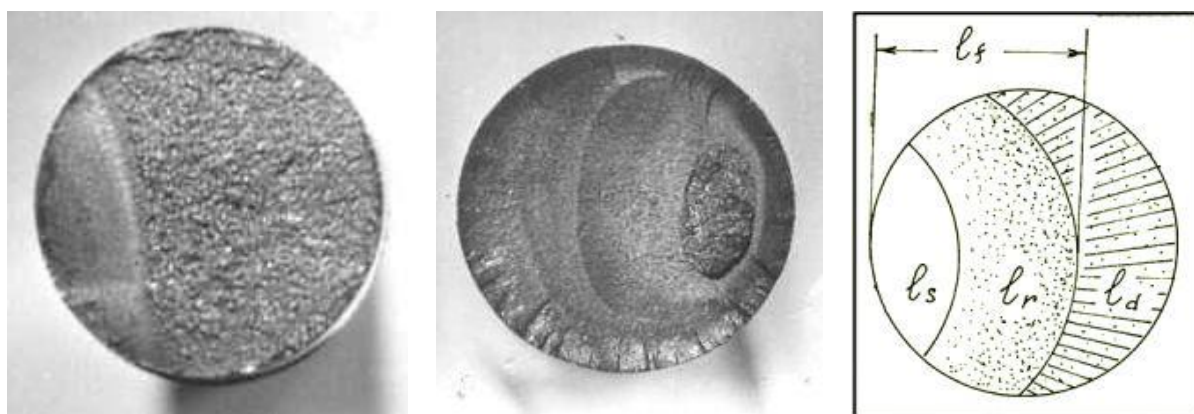
1- экструзии; 2- интрузии; 3- поверхность; 4- полосы скольжения

Рисунок 7 – Схематическое изображение образования выпуклостей (экструзий) и впадин (интрузий) в сталях, подвергнутых циклическим нагрузкам

«На поверхности усталостных изломов стадию формирования полос скольжения и распространения микротрещин можно наблюдать в виде зоны начального сдвигового разрушения» [10].

1.5.2 Распространение усталостной трещины

После образования усталостных микротрещин начинается стадия распространения усталостной макротрещины. На поверхности усталостных изломов отражается стадийность зон усталостного разрушения (рис. 8а, б). Образование только очага разрушения усталостный излом выглядит следующим образом (рис. 8 а). Иногда могут образоваться небольшое количество радиальных трещин, которые образуют около очага разрушения ступени сдвига и гребни (рис. 8 б).



а) усталостный излом б) усталостный излом в) схема строения усталостных изломов

Рисунок 8 - Усталостные изломы

«В общем случае процесс развития усталостной макротрещины включает (рис. 8 в) стадии медленного стабильного роста трещины, ускоренного нестабильного развития трещины и стадию долома, разрушение в которой происходит по механизмам статического разрушения». Зона долома наступает при достижении длины усталостной трещиной критического значения (рис. 8 в).

На этапе роста усталостной трещины за каждый цикл нагружения трещина раскрывается на определенное расстояние. Поверхность излома имеет ряд усталостных бороздок (рис. 9). Степень четкости выявления бороздок определяется проникающей в трещину окружающей средой и связанным с этим последующим образованием на поверхности излома характерного налета.

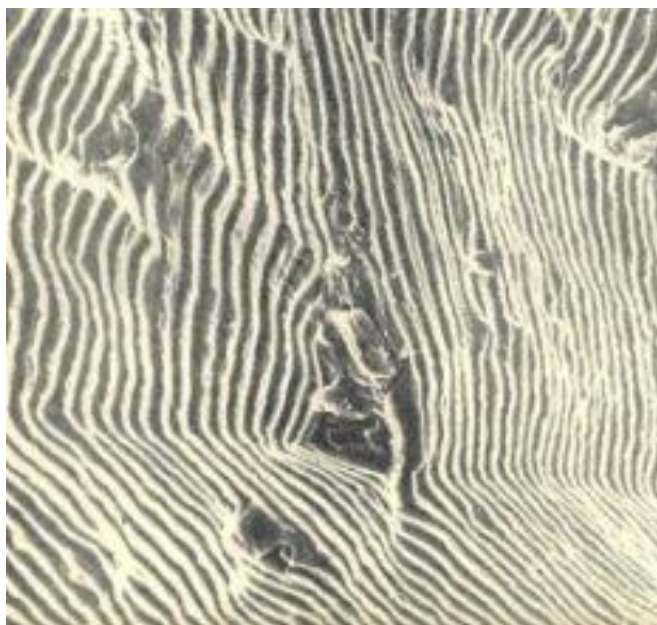
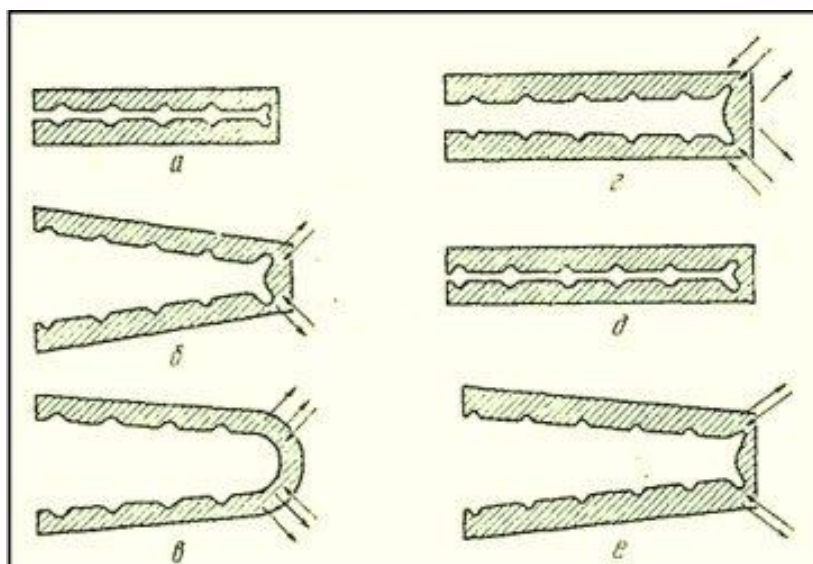


Рисунок 9 – Усталостные бороздки на поверхности излома

«В настоящее время наибольшее признание получила модель роста усталостной трещины, приводящая к образованию бороздок по Лейрду и Смитту (рис. 10)» [8, 10].

Усталостные бороздки появляются вследствие расширения и сжатия поверхностей трещины. «При расширении устья трещины вследствие растягивающих напряжений трещина продвигается, при двустороннем сжатии пластически деформированный металл у вершины трещины подвергается сплющиванию, которое впоследствии проявляется в виде образования усталостной бороздки. Наличие на поверхности излома усталостных бороздок однозначно свидетельствует о том, что имело место усталостное разрушение» [8].



а – ненагруженное состояние; б – небольшая растягивающая нагрузка; в – максимальная нагрузка; г – небольшая сжимающая нагрузка; д – максимальная сжимающая нагрузка; е – небольшая растягивающая нагрузка. Двойные стрелки одинакового направления (в) и (г) указывают на большую ширину полос скольжения, появляющихся во время развития трещины

Рисунок 10 – Механизм роста усталостной трещины, приводящий к образованию бороздок

Усталостные бороздки широко используют при диагностике конструкций усталостного разрушения, а также, для определения минимального напряжения цикла, скорости распространения трещины и других параметров разрушения [10-12].

1.6 Характеристики условий нагружения и усталостной прочности

1.6.1 Циклы, схемы и виды нагружения

Цикл нагружения – это совокупность последовательных значений переменных напряжений за один период их изменения.

Важнейшими параметрами цикла нагружения являются (рис. 11):

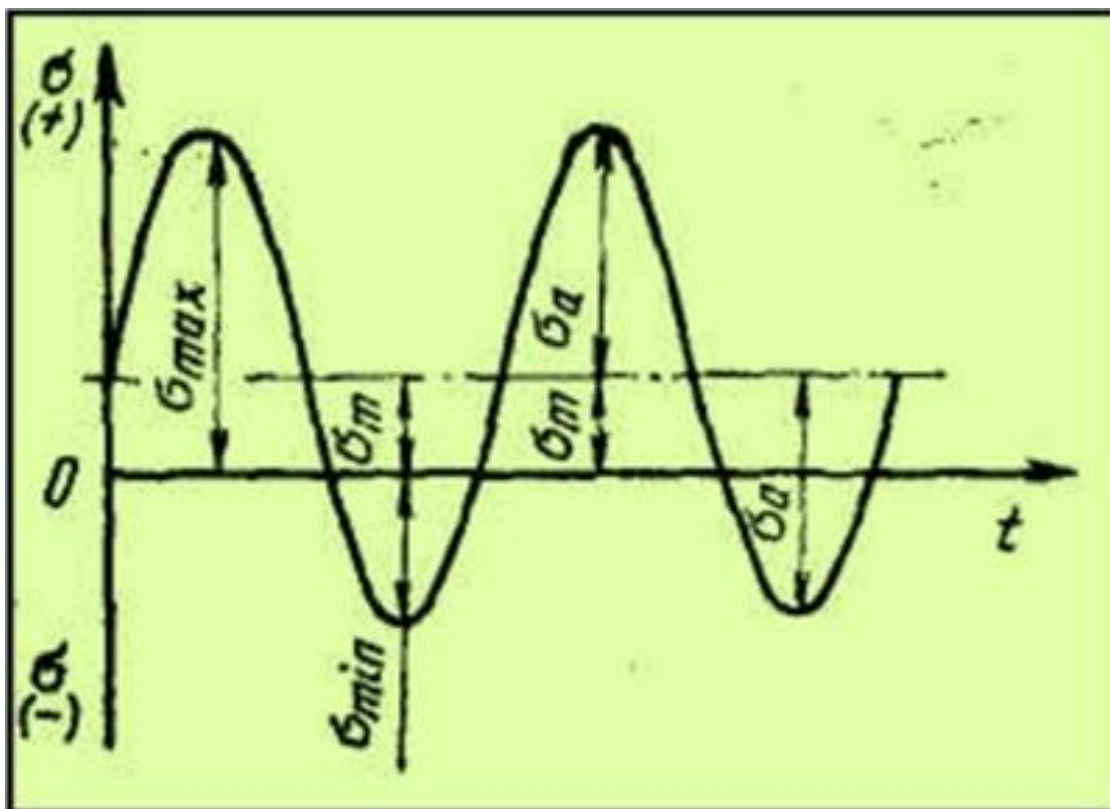
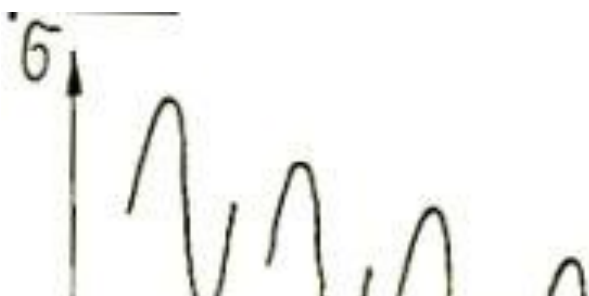


Рисунок 11 – Важнейшие параметры цикла нагружения

1. Максимальное и минимальное значения напряжения цикла;
2. Амплитуда напряжения;
3. Размах напряжения цикла;
4. Среднее напряжение цикла;
5. Коэффициент асимметрии цикла нагружения;
6. Частота и период нагружения.

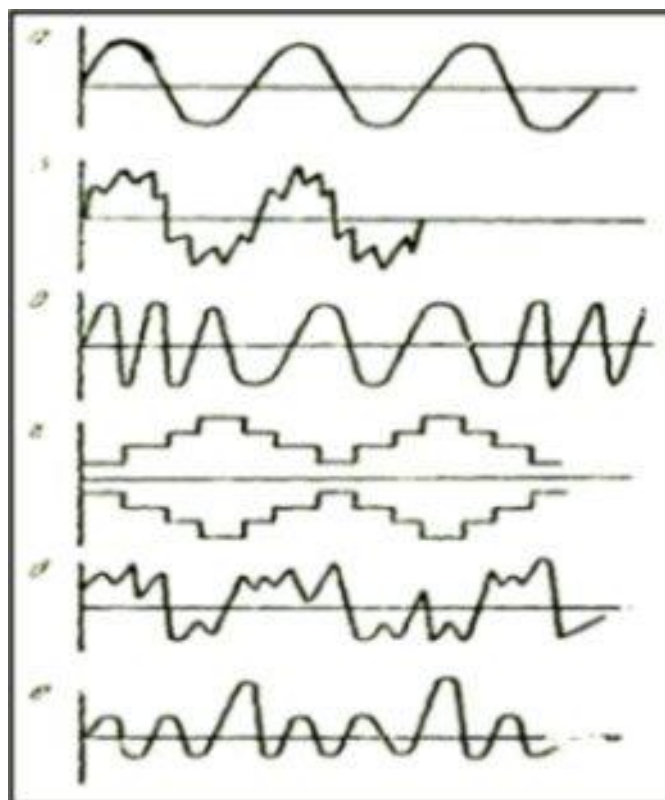
В зависимости от значения коэффициента асимметрии цикла нагружения R различают следующие виды циклов нагружения (рис. 12): знакопостоянные циклы; знакопеременные циклы и отнулевой.



а - растягивающие ($0 < R < 1$); б – от нулевой ($R = 0$); в - преимущественно растягивающие ($1 < R < 0$); г - симметричный ($R = -1$); д- преимущественно сжимающие ($-\infty < R < -1$); е - отнулевой сжимающий ($R = -\infty$); ж - сжимающие (1)

Рисунок 12 – Виды знакопостоянных (а, ж), знакопеременных (в, г, д) и отнулевых (б, е) циклов нагружения

Форма цикла (рис. 13) определяет длительность выдержки напряжения и значительно влияет на время до зарождения усталостной трещины [7]. При испытании на усталость используют мягкий и жесткий вид нагружения.



а - с постоянными амплитудами при синусоидальной (гармонической) форме циклов; б - бигармонической; в - с переменной частотой; г - программированный блочный цикл; д - произвольный цикл; е - с перегрузкой в гармоническом цикле

Рисунок 13 – Различные формы изменения амплитуды напряжения цикла

«Принято считать, что вид нагружения практически не влияет как на значение предела выносливости материала, так и на значение величин ограниченной долговечности при весьма больших перегрузках» [7].

1.6.2 Кривая усталости. Малоцикловая, многоцикловая и гигацикловая усталость

Усталостную прочность материала определяют путем усталостных испытаний. Чаще всего используют симметричный цикл. «При этом фиксируют количество циклов нагружения до разрушения образцов. Затем строят график в линейных координатах. Полученную таким образом кривую называют кривой усталости или кривой Вёлера» [7] (рис. 14).

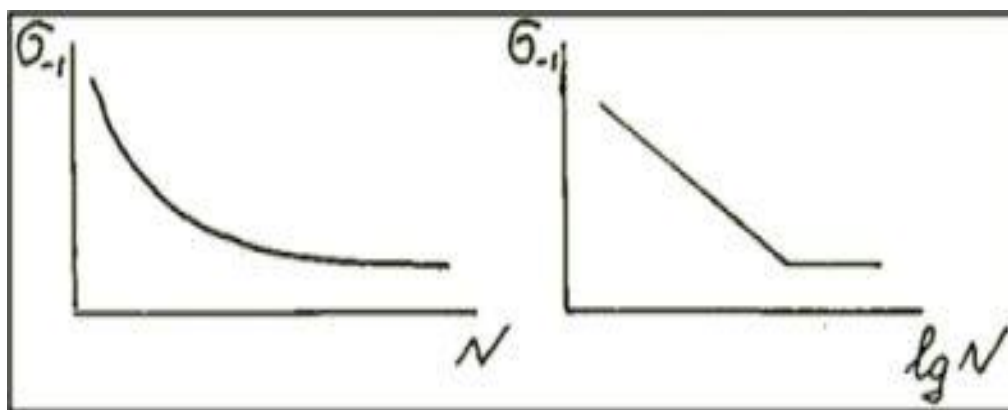
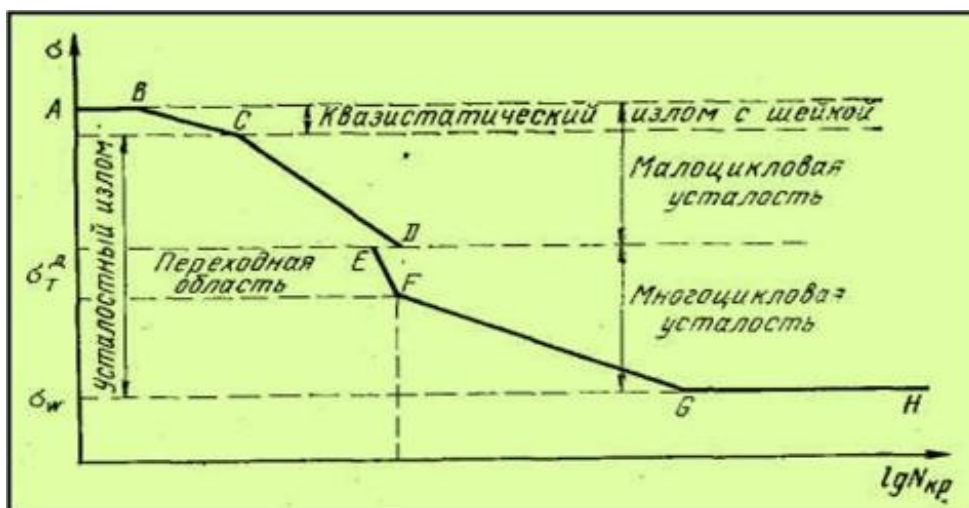


Рисунок 14 – Кривые усталости

«Кривые усталости с асимптотическим приближением правой ветви к горизонтали характерны для сплавов цветных металлов, а также для черных металлов в случае влияния коррозионной среды» [7, 8].

Схему полной кривой усталости представляют в виде, изображенном на рисунке 15.



$\sigma_{тД}$ – динамический предел текучести; $\sigma_{ш}$ - предел усталости (выносливости); N_k – количество циклов нагружения, соответствующее области разрыва кривой усталости; NR – база испытания

Рисунок 15 – Традиционное изображение схемы полной кривой усталости

Предел усталости – это величина максимального напряжения цикла, при которой разрушение образца не произойдет.

База испытания (NR) – это заданное количество циклов нагружения, до которых образцы испытывают на усталость. Для определения предела усталости значение базы NR принимают равным 10^7 циклов.

«Существуют данные [13-15] о построении кривой усталости в широком диапазоне циклов нагружения, включающих также область гигацикловой усталости 10^9 и более циклов. Приведенные в литературе результаты испытания различных конструкционных материалов на базе 10^8 – 10^9 циклов свидетельствуют, что в этом диапазоне циклов нагружения наблюдается снижение предела усталости материалов на 100–200 МПа» (рис. 16). Это означает, что концепция о существовании бесконечной долговечности при напряжениях ниже предела усталости ($\sigma_{ш}$) на базе 10^6 – 10^8 циклов неверна и не гарантирует предсказанной долговечности. Ее можно рассматривать лишь как удобное и экономически оправданное приближение

[19], а схема, приведенная на рисунке 14, является частью общей кривой усталости.

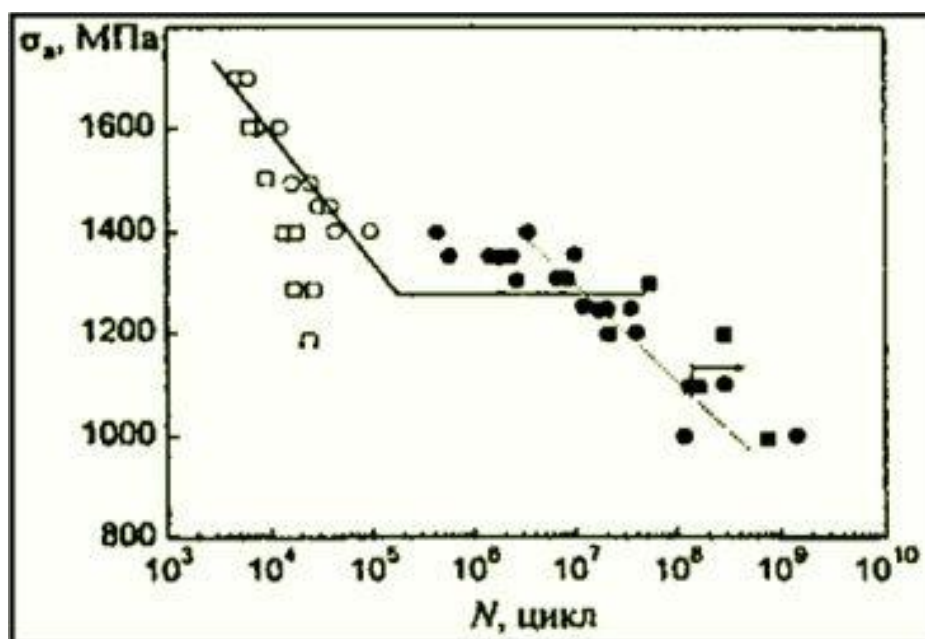


Рисунок 16 – Кривая усталости

Переход усталостного разрушения из области малоциклового усталости в область много и особенно в область гигацикловой усталости в большинстве случаев сопровождается изменением расположения очага зарождения усталостной трещины и механизма разрушения.

1.7 Задачи диссертации

Для достижения поставленной цели, необходимо решить следующие задачи:

- Провести анализ методов расчета и выбрать инструментарий для конечно элементного анализа;
- Разработать методику комплексного автоматизированного анализа;
- Провести конечно элементный анализ конструкции при статическом и динамическом нагружении;

- Предложить оптимальное решение по повышению надежности сварного узла направляющей болта верхней;
- Предложить технологические рекомендации по изготовлению штанг опрыскивателя UR 3000.

2 КОМПЛЕКСНАЯ МЕТОДИКА АВТОМАТИЗИРОВАННОГО АНАЛИЗА ЭЛЕМЕНТОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ CAD/CAE СИСТЕМ

Для того что бы получить надежные конструкции деталей машин и механизмов, необходимо применять прогрессивные методы расчета, с помощью новых компьютерных программ.

На сегодняшний день существует много программ и систем автоматизированного проектирования и анализа такие как: NX, SolidWorks, CATiA, AnSYS, NASTRAN, ABACUS и др. Для решения конкретной задачи требуется обоснованный выбор программного обеспечения [5].

Новый системный подход использования CAD/ CAE – систем, в рамках которого предложены процедуры: проектирования с использованием геометрического моделирования; прочностного анализа; эскизного проектирования и выработки рекомендаций для построения технологических процессов [5].

Развитие вычислительных программ способствовало распространению инженерного анализа практически на всех этапах проектирования машиностроительных изделий и технологий [6].

Положения предлагаемого подхода:

1. Определение ожидаемых нагрузок на узлы и элементы.
2. Учет технологических факторов.
3. Конструкционное соответствие реального изделия и его модели.
4. Предельное состояние несущей способности при действии статических и динамических нагрузок [6].

2.1 Функции CAE в составе CAD/CAE

Все многообразие инженерных расчетов для машиностроения можно разбить на два направления:

1. Конструкторские расчеты.

2. Имитация технологий.

В механических расчетах конструкций машин решаются задачи статики, динамики, кинематики и устойчивости.

В программном комплексе моделируется поведение конструкции, на которую воздействуют несколько нагрузок, с разными физическими значениями. Для получения достоверных результатов необходимо учесть их влияние на объект. Такие расчетные задачи необходимо решать комплексно. Программы CAE позволяют существенно облегчить их решение и сократить время расчета. Моделирование технологий включает компьютерный анализ технологических процессов сварки, термообработки, механообработки, обработки давлением.

В технологии проектирования и подготовки производства CAD/CAE/CAM местоположение CAE-программ можно обозначить на уровнях: «конструктор» и «технолог». На уровне «конструктор» создается объемная модель конструкции в CAD и проверяются функциональные возможности изделия в конструкторских CAE-программах. Если в CAE выявляется несоответствие функциональных возможностей анализируемой компьютерной модели тем параметрам, которые обозначены в техническом задании на разработку изделия, то конструкция подвергается редактированию в CAD и отправляется на повторную проверку в CAE.

Когда конструкторские программы CAE подтверждают, что расчетные параметры модели соответствуют заданным характеристикам, отдельные детали машины из сборки отправляются на уровень «технолог». Если проектируемая оснастка не обеспечивает изготовление бездефектной детали, она подвергается доработке в CAD.

«Проектирование в интегрированной среде CAD/CAE предполагает создание исходной геометрической модели и ее первичный расчет, а затем при необходимости циклическое повторение корректировок конструкции в CAD/CAE до полного совмещения расчетных результатов с требованиями

технического задания» [12]. На последнем шаге в программе выбирается наилучший проектный вариант. Поиск необходимых параметров конструкции, чаще ведут на параметрических моделях с использованием специальных средств [5].

2.2 Исследовательская роль САЕ

Компьютерное проектирование является одним из наиболее важных этапов жизненного цикла изделия, который связан с исследованием конструкции и оценкой ее эксплуатационных параметров средствами САЕ.

«Инженерный анализ конструкции является для конструктора в определенной степени чужим полем, поскольку целью САЕ является не синтез новой конструкции, а также, как в научном исследовании, получение новых знаний, в данном случае о свойствах проектируемого изделия. Компьютерный инженерный анализ по смыслу аналогичен научному исследованию. Его методология радикально отличается от основных принципов конструирования, и в плане постановки задачи, и в плане методов решения, и в плане интерпретации результатов» [5].

Компьютерный инженерный анализ является вычислительным экспериментом, а программы САЕ выполняют роль исследовательского инструмента. В российских источниках для обозначения виртуальных исследований с помощью компьютерных программ используются также термины «вычислительное моделирование» и «компьютерная симуляция».

2.3 Решение прикладных задач средствами САЕ

Компьютерные инструменты САЕ используются в исследованиях, направленных на поиск новых технических решений, конструкций и технологий.

Запас прочности. Исследование напряженно-деформированного состояния (НДС) металлургического оборудования под действием сосредоточенных и распределенных силовых нагрузок с учетом собственного

веса деталей позволяет снизить металлоемкость машины, одновременно повысив запас прочности и работоспособность основных узлов установки.

Статическая прочность. Исследование НДС отдельных деталей и узлов в статическом анализе позволяет обоснованно вносить изменения в геометрию деталей при заданной схеме нагружения и совершенствовать прочностные характеристики.

Жесткость. Исследование жесткости каркаса гоночного автомобиля под действием кинематических нагрузок позволяет проектировать детали, удовлетворяющие регламенту международных соревнований, условиям безопасной эксплуатации и требованиям технологичности. Техническое содержание проекта защищено патентами.

Усталостная прочность. Оценка НДС деталей вагонов по максимальной нагрузке стационарного цикла в условиях статического нагружения и использование оригинального метода расчетов на конечно-элементной сетке позволяет прогнозировать количество циклов до появления усталостной трещины или до разрушения детали.

Ударное воздействие. Исследование поведения бортового прибора при ударном нагружении однократными импульсными ускорениями, в виде полу синусоид, заключается в анализе отклика с учетом собственных колебаний конструкции и позволяет корректировать 3D-модель, повышая ее надежность.

Пластическая деформация в контактной зоне. Исследование контактного взаимодействия шероховатой поверхности с режущим инструментом в процессе механической обработки позволяет выявить основные закономерности получения сложно профильных поверхностей высокого качества при чистовой обработке и разработать необходимые для этого методы настройки станков с ЧПУ.

В большинстве случаев российские ученые для выполнения прикладных исследований выбирают программный комплекс ANSYS:

контактные напряжения, тепловые деформации и напряжения в волновом твердотельном датчике и другие задачи [5].

2.4 Решение теоретических задач и выполнение вычислительных экспериментов в САЕ

Компьютерные инструменты САЕ используются не только в прикладных исследованиях, но и в научных целях, для поиска новых закономерностей, например, при разработке новых материалов и нанотехнологий.

Многие задачи, с которыми приходится в настоящее время сталкиваться инженерам, не поддаются точному аналитическому решению либо требуют огромных затрат на экспериментальную реализацию выбора правильного варианта конструкции. К таким задачам относятся проектные задачи нано и микроэлектроники в связи с высокой стоимостью и трудоемкостью изготовления опытных образцов.

Корректировка компьютерных расчетов. «Компьютерные расчеты с целью обеспечения их достоверности дополняются экспериментальными данными. Дополнив численный эксперимент испытаниями на последних стадиях проектирования, можно достичь максимального соответствия полученных результатов реальному поведению конструкции. В вычислительном моделировании различают верификацию и валидацию расчетных моделей».

«Верификация проводится на начальном этапе и предполагает решение простой очевидной задачи с обязательным совмещением расчетных результатов с экспериментальными данными» [5].

«Валидация проводится для сложных расчетных моделей с целью уточнения отдельных параметров, характеризующих уникальное взаимодействие различных частей конкретной модели, и осуществляется также с использованием экспериментальных методик. Технология сочетания

компьютерного моделирования проектируемого изделия с экспериментальным подтверждением адекватности принятых конструкторских решений и расчетных моделей при сокращенном объеме экспериментальных исследований обеспечивает оптимальный баланс между точностью и стоимостью проекта» [5].

В дальнейшем, при проектировании конструкций, проведение экспериментов не требуется, достаточно получить подтверждение технических характеристик на верифицированных компьютерных моделях.

2.5 Анализ и выбор программ для статического расчета

На всех этапах изготовления и обслуживания продукции, а также проектирование, оформление конструкторской документации, создание экспериментальных конструкций, проведение испытаний, производство, складирование, отгрузку, утилизацию, составляют жизненный цикл изделия. «В настоящее время происходит объединение управляющих и производственных функций для эффективной организации всех этапов жизненного цикла на базе информационных технологий и систем автоматизированного проектирования (Product Life-Cycle Management, PLM)» [5].

В конструкторских бюро, научно-исследовательских организациях и промышленности, появилась потребность в быстрых, надежных и удобных для инженеров программах, осуществляющих широкий спектр инженерных расчетов (прочностных, гидродинамических, тепловых) послужила импульсом к разработке универсальных и специализированных пакетов компьютерных программ для инженерного анализа – CAE.

«Наблюдаемый в последнее десятилетие стремительный темп обновления и совершенствования программ CAE разработчиками намного опережает результативность и полноту их использования рядовыми инженерами» [5].

«CAE системы – системы автоматизации инженерных расчетов, составляющие основу технологий компьютерного инжиниринга является наиболее наукоемкой составляющей PLM технологий, так как именно эти программные системы предназначены для эффективного решения сложных нелинейных пространственных задач, описываемых системами нелинейных дифференциальных уравнений в частных производных, для решения которых применяется разнообразные варианты современного и наиболее мощного и универсального численного метода – метода конечных элементов» [17]. В области компьютерного моделирования и проблем механики деформируемого твердого тела лидерами являются такие программные комплексы как ANSYS, SOLIDWORKS, ABACUS, SIEMENS NX и т. д. Для того что бы выбрать наиболее подходящий программный комплекс, необходимо определить особенности, достоинства и недостатки каждой из программ. Подробно рассмотрим каждый из вышеперечисленных представленные программные комплексы.

«Расчетный комплекс ANSYS позволяет решать не только линейные прочностные, динамические и тепловые задачи, но также и контактные задачи, проводить геометрически нелинейные расчеты и оптимизацию. Возможно проводить расчет сложных сборок, включая контактные элементы. Начинаящие пользователи для быстрого освоения основных процедур постановки расчета могут использовать готовые шаблоны проведения типовых видов расчетов, которые последовательно описывают все основные шаги создания расчетной модели» [17]. «В комплексе реализованы средства автоматической генерации конечно - элементной сетки с возможностью дальнейшей ручной коррекции. При необходимости использования более мощных и сложных средств работы с расчетными моделями, пользователь может воспользоваться возможностями традиционного интерфейса ANSYS» [17]. Главный минус программного комплекса заключается в отсутствии меню на русском языке.

«ABAQUS - программный комплекс мирового уровня в области конечно-элементных прочностных расчетов, с помощью которого можно получать точные и достоверные решения для самых сложных линейных и нелинейных инженерных задач. Семейство продуктов Abaqus разрабатывается и поддерживается компанией Abaqus Inc. (USA) с 1978 года. Позволяет проводить такие типы анализа как, прочность, статика, динамика, кинематика, вибрация, контакт и т.д. Имеет широкий набор инструментов для оптимизации расчета конструкций и пост процессора. Минус программного комплекса состоит в том, что программа является сложной и требует определенных навыков создания шагов расчета. Имеет сложный алгоритм действий» [17].

«SolidWorks Simulation предназначен для исследования напряженно-деформированного состояния систем произвольной сложности» [17]. Единая среда проектирования и анализа: Работа в одном окне; ассоциативная параметрическая 3D модель; единая библиотека материалов.

Решаемые задачи: Линейный статический анализ; тепловой анализ; расчет контактных взаимодействий; потери устойчивости; определение жизненного цикла конструкции; нелинейные расчеты; линейная и нелинейная динамика; имитация падения [23].

В программном комплексе SolidWorks есть помощник, который в процессе работы автоматически выдает подсказки и советы по шагам расчетов. Меню полностью на русском языке. В данном программном комплексе минусов не обнаружено.

«NX – это интерактивная система, предназначенная для автоматизированного проектирования, изготовления и расчетов изделий. NX является системой трехмерного моделирования, в которой инженер может создавать изделия любой степени сложности» [22].

Подсистема CAE позволяет при помощи расчетных методов оценить, как поведет себя модель изделия в реальных условиях эксплуатации. Она

обеспечивает симуляцию процессов и проверку работоспособности изделия без больших затрат времени и средств.

NX относится к системам автоматизированного проектирования и обладает широким набором инструментов [22]. NX распространена во всем мире и используется для разработки продукции ведущими мировыми производителями в отраслях промышленности.

«CATIA – система автоматизированного проектирования французской фирмы Dassault Systemes. Это комплексная система автоматизированного проектирования (CAD), технологической подготовки производства (CAM) и инженерного анализа (CAE), включающая в себя передовой инструментарий трёхмерного моделирования, подсистемы программной имитации сложных технологических процессов, развитые средства анализа и единую базу данных текстовой и графической информации» [24].

В данной работе для проектирования геометрической модели будет использоваться программный комплекс NX. Для статического и динамического расчета выбран программный комплекс ANSYS, так как в нем имеется библиотека материалов с заданными характеристиками для усталостного расчета, а также удобный интерфейс для исследования одновременно нескольких образцов.

3 ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ НАПРАВЛЯЮЩЕЙ БОЛТА ВЕРХНЕЙ ШТАНГИ

3.1 Основы метода конечных элементов

Инженерные конструкции представляют совокупность конструктивных элементов соединенные в конечном числе узлов. В сплошной среде, количество точек связи и количество составных элементов бесконечно, именно это и осложняет решение задач в сплошной среде. Введенное Тёрнером [18] понятие конечный элемент, позволяет преодолеть эту трудность путем разбиения сплошного тела на конечные элементы, взаимодействующие между собой в узлах. В случае принятия такой идеализации, задача сводится к обычной задаче строительной механики, которая может решаться численно [19].

Основная идея метода конечных элементов состоит в том, что любую непрерывную величину можно аппроксимировать дискретной моделью, которая создается из множества кусочно-непрерывных функций, определенных в конечном числе элементов. Кусочно-непрерывные функции строятся с помощью значений непрерывной величины в узлах. Таким образом, чтобы определить неизвестную непрерывную величину, нужно определить ее значения в узлах [19].

3.2 Уравнения МКЭ

Для созданной конечно-элементной модели, состоящей из n элементов и m узлов, составляются матрицы [25]:

Матрица сил, возникающих в узлах, где F_i – подматрица-столбец, с количеством элементов равным количеству степеней свободы узла.

$$F = \begin{matrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ \vdots \\ F_m \end{matrix}$$

Перемещения узлов, где δ_i – подматрица-столбец, с количеством элементов равным количеству степеней свободы узла.

$$\delta = \begin{pmatrix} \delta_1 \\ \delta_2 \\ \delta_3 \\ \vdots \\ \delta_m \end{pmatrix}$$

Матрица жесткости (квадратная матрица), где K_{ij} – квадратные подматрицы размерности $l \times l$, а l число компонент силы в рассматриваемых в узлах.

$$K = \begin{pmatrix} k_{11} & k_{12} & \dots & k_{1m} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ km_1 & km_2 & \dots & km_m \end{pmatrix}$$

$\{F\}_p$ – силы, уравнивающие действующие на элемент распределенные нагрузки;

$\{F\}_\varepsilon$ – силы в узлах обусловленные начальными деформациями.

Для упругого элемента основное соотношение может быть записано в виде

$$F = k \times \delta + F_p + F_\varepsilon$$

Или для напряжений:

$$\delta = S \times \delta + \sigma_p + \sigma_\varepsilon$$

$\{\delta\}$ □ напряжения в узлах;

$\{F\}$ – матрица напряжений элемента;

$\{\delta\}$ – матрица перемещений узлов;

$\{\sigma\}$ – напряжения возникающие в узлах от действия внешних нагрузок;

$\{\sigma\}_\varepsilon$ – напряжения в узлах обусловленные начальными деформациями.

3.3 Элементы матричной алгебры

Матрица (математика) – система элементов a_{ij} , расположенных в виде прямоугольной таблицы.

Матрицей размером $m \times n$ называют совокупность $m \cdot n$ чисел, расположенных в виде таблицы состоящей из m строк и n столбцов и записанных в виде:

$$A = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & \cdots & a_{1n} \\ a_{21} & a_{22} & \cdots & a_{2n} \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ a_{m1} & a_{m2} & \cdots & a_{mn} \end{pmatrix}$$

Основные операции над матрицами:

Сложение и вычитание матриц. Определяется для матриц одинакового размера. Суммой (разностью) матриц A и B , обозначаемой $A+B$ ($A-B$), называется матрица C , элементы которой определяются по формуле: $c_{ij}=a_{ij}+b_{ij}$ ($a_{ij}-b_{ij}$), где a_{ij} и b_{ij} – соответственно элементы матриц A и B .

Умножение матрицы на число. Произведением матрицы A и числа λ , обозначаемым λA , называется матрица B той же размерности, элементы которой $b_{ij}=\lambda a_{ij}$, где a_{ij} элементы матрицы A , то есть при умножении матрицы на число надо все элементы матрицы умножить на это число.

Свойства:

Пусть A, B, C , - матрица одного размера, α и δ любые действительные числа, тогда:

1. $A+B=B+A$
2. $(A+B)+C=A+(B+C)$
3. $\alpha(A+B)=\alpha A+\alpha B$
4. $(\alpha+\delta)A=\alpha A+\delta A$
5. $(\alpha\delta)A=\alpha(\delta A)$

Матрица, все элементы которой равны нулю называется нулевой.

Пусть O – нулевая матрица, тогда:

$$6. A+O=A$$

(-1) A – противоположная к A и обозначается $-A$.

$$7. A + (-A) = O.$$

Транспонирование матриц. Матрица A^T , полученная из данной матрицы A заменой ее строк столбцами с теми же номерами называется транспонированной:

$$A^T = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{21} & \dots & a_{n1} \\ a_{12} & a_{22} & \dots & a_{n2} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{1n} & a_{2n} & \dots & a_{nn} \end{pmatrix}$$

Умножение матриц. Произведением матриц $A_{m \times n}$ и $B_{n \times p}$ называется матрица $C_{m \times p} = A \cdot B$ (или проще AB), элементы которой $c_{ij} = \sum_{k=1}^n a_{ik} b_{kj}$ - элементы матриц A и B . Произведение AB существует только в том случае, когда первый множитель A имеет число столбцов равное числу строк второго множителя B .

Свойства умножения:

1. $AB \neq BA$ даже если оба произведения определены, но существуют матрицы A, B , такие что $AB = BA$, тогда они называются перестановочными.

Матрица E вида:

$$E = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 1 & 0 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 1 \end{bmatrix} \text{ называется единичной матрицей. } E - \text{ перестановочная с}$$

любой квадратной матрицей того же размера, т.е. $AE = EA = A$.

2. Умножение матриц ассоциативно, т.е. если определены произведения AB и $(AB)C$, то определены BC и $A(BC)$ и выполняется равенство:

$$(AB)C = A(BC).$$

3. Умножение матриц дистрибутивно по отношению к сложению, т.е.:

$$A(B+C) = AB+AC$$

$$(A+B)C=AC+BC.$$

4. Для любого числа λ :

$$\lambda(AB)=(\lambda A)B=A(\lambda B).$$

5. Если существует AB , то определено (существует) $B^T A^T$ и выполняется равенство:

$$(AB)^T=B^T A^T.$$

Обратная матрица: Матрица X , удовлетворяющая вместе с заданной матрицей A равенствам $XA=AX=E$, называется обратной к A и обозначается A^{-1} .

3.4 Типы конечных элементов

Существует большое разнообразие типов конечных элементов позволяющих моделировать различные физические задачи. Задача разбиения тела на конечные элементы неоднозначна. В некоторых случаях конструктивные элементы совпадают с конечными элементами. В этих случаях, моделирование конструкции не составит особого труда. Сложнее выполнить эту операцию для двумерных или трехмерных тел. Здесь, прежде всего, нужно выбрать тип конечных элементов. Плоские двумерные элементы применяются, в основном, для моделирования мембран, тонких пластин и тонкостенных оболочек. Объемные трехмерные элементы применяются, в основном, при исследовании полей температур и деформаций напряжений в массивных телах [20-21].

3.5 Типовые уравнение МКЭ и их решение

Рассмотрим типовое решение уравнений метода конечных элементов на примере балки. «Балка - одномерный, геометрический элемент произвольного поперечного сечения. Основным различием между балкой и стержнем является тип воспринимаемой нагрузки».

Узел конечного элемента имеет две степени свободы в: отклонение в поперечном направлении оси y (направление v) и вращение в плоскости осей $x-y$, u_z (относительно оси Z). В итоге, балочный элемент (с двумя узлами по концам) имеет 4 степени свободы.

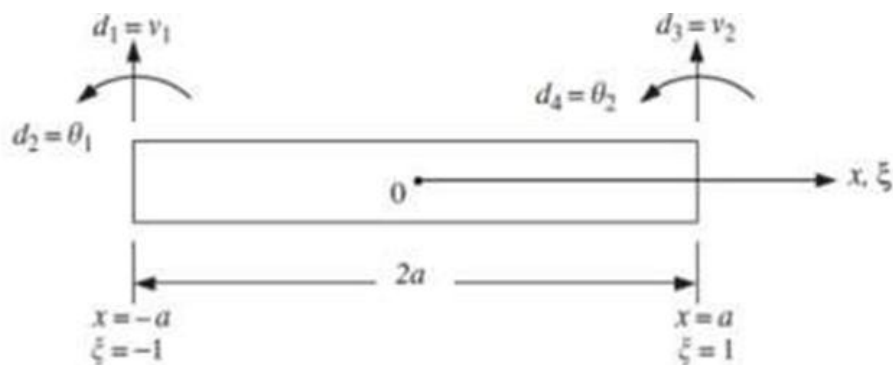


Рисунок 17 - Балочный конечный элемент

Рассмотрим конечный элемент длиной $l=2a$ с узлами 1 и 2 по концам, как показано на рисунке 17. Ось X определяет локальную систему координат элемента, начало оси находится посередине балки в центре среднего поперечного сечения балки.

«Для каждой степени свободы конечного элемента балки можно составить уравнения равновесия, получим четыре функции формы. Удобнее, когда функции формы определены относительными координатами в локальной системе координат. В относительной системе координат элемент определяется координатами -1 и $+1$, как показано на рисунке 17 [19]».

Отношение между натуральной системой координат и локальной системой координат можно определить отношением

$$\xi = \frac{x}{a} \quad (1)$$

Выведем четыре функции формы в локальной системе координат, в виде полинома третьего порядка, содержащего четыре неизвестные постоянные:

$$v \xi = a_0 + a_1 \xi + a_2 \xi^2 + a_3 \xi^3 \quad (2)$$

где $a_0 - a_3$ неизвестные постоянные. Выбран полином третьего порядка, т.к. четыре неизвестные в уравнении могут быть отнесены к каждой из четырех степеней свободы узлов элемента. Уравнение (2) может быть записано в матричной форме:

$$v \xi = \begin{bmatrix} 1 & \xi & \xi^2 & \xi^3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_0 \\ \alpha_1 \\ \alpha_2 \\ \alpha_3 \end{bmatrix} \quad (3)$$

или

$$v \xi = p^T \xi \alpha \quad (4)$$

где p – вектор базисной функции и α – вектор коэффициентов. Величина поворота элемента θ может быть получена дифференцированием уравнения (2) с учетом (1).

$$\theta = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial \xi} \frac{\partial \xi}{\partial x} = \frac{1}{a} \alpha_1 + 2\alpha_2 \xi + 3\alpha_3 \xi^2 \quad (5)$$

Четыре неизвестные постоянные $\alpha_0 - \alpha_3$ могут быть определены из граничных условий:

При $x = -a$ или $\xi = -1$

$$v(-1) = v_1$$

$$\frac{dv}{dx} \Big|_{\xi=-1} = \theta_1$$

При $x = +a$ или $\xi = +1$

$$v(1) = v_2$$

$$\frac{dv}{dx} \Big|_{\xi=1} = \theta_2$$

Применение граничных условий дает:

$$\begin{array}{r}
v_1 \\
\theta_1 \\
v_2 \\
\theta_2
\end{array}
=
\begin{array}{cccccc}
1 & -1 & 1 & -1 & & \\
0 & 1 & a & -2 & a & 3 & a & \alpha_0 \\
1 & 1 & & 1 & & 1 & & \alpha_2 \\
0 & 1 & a & 2 & a & 3 & a & \alpha_3
\end{array}
\quad (8)$$

или

$$d_e = A_e \alpha \quad (9)$$

Решение системы уравнений (8), относительно α можно записать:

$$\alpha = A_e^{-1} d_e \quad (10)$$

где

$$A_e^{-1} = \frac{1}{4} \begin{array}{cccc}
2 & a & 2 & -a \\
-3 & -a & 3 & -a \\
0 & -a & 0 & a \\
1 & a & -1 & a
\end{array} \quad (11)$$

Подставив выражение (10) в уравнение (4), получим

$$v = N \xi d_e \quad (12)$$

где $N \xi$ является матрицей функций формы:

$$N \xi = P A_e^{-1} = N_1 \xi \quad N_2 \xi \quad N_3 \xi \quad N_4 \xi \quad (13)$$

Функции формы, входящие в матрицу функций формы (13), записываются следующим образом:

$$\begin{aligned}
N_1 \xi &= \frac{1}{4} (2 - 3\xi + \xi^3) \\
N_2 \xi &= \frac{1}{4} a (1 - \xi - \xi^2 + \xi^3) \\
N_3 \xi &= \frac{1}{4} (2 + 3\xi - \xi^3) \\
N_4 \xi &= \frac{1}{4} a (-1 - \xi + \xi^2 + \xi^3)
\end{aligned} \quad (14)$$

функции формы $N_1 \xi$ и $N_3 \xi$ определяют перемещения, а функции $N_2 \xi$ и $N_4 \xi$ – вращение узлов.

Матрица напряжений.

Теперь, получив функции формы, следующим шагом будет вычисление матрицы напряжений элементов. Напряжение и деформации связаны следующим отношением:

$$\varepsilon_{xx} = Bd_e$$

где матрица напряжений определяется:

$$B = -yLN = -y \frac{\partial^2}{\partial x^2} N = -\frac{y}{a^2} \frac{\partial^2}{\partial \xi^2} N = -\frac{y}{a^2} N'' \quad (16)$$

Из (14), можно найти:

$$N = N_1'' \quad N_2'' \quad N_3'' \quad N_4'' \quad (17)$$

где

$$\begin{aligned} N_1'' &= \frac{3}{2} \xi \\ N_2'' &= \frac{a}{2} (-1 + 3\xi) \\ N_3'' &= -\frac{3}{2} \xi \\ N_4'' &= \frac{a}{2} (1 + 3\xi) \end{aligned} \quad (18)$$

Матрица жесткости.

Вычислив матрицу напряжений, можно вычислить матрицы жесткости и массы. Матрица жесткости может быть определена по следующему выражению:

$$\begin{aligned} k_e &= \int_V B^T c B dV = E \int_A y^2 dA \int_{-a}^a \frac{\partial^2}{\partial x^2} N^T \frac{\partial^2}{\partial x^2} N dx = \\ &= EI_z \int_{-1}^1 \frac{1}{a^4} \frac{\partial^2}{\partial \xi^2} N^T \frac{\partial^2}{\partial \xi^2} N a d\xi = \frac{EI_z}{a^3} \int_{-1}^1 N^T N'' d\xi \quad (19) \end{aligned}$$

где $I_z = \int_A y^2 dA$ момент инерции поперечного сечения балки относительно оси Z. Подставив (17) в (18), получим:

$$\begin{aligned}
& f_y a + f_{s1} \\
= & \frac{f_y a^2}{3} + m_{s1} \\
& f_y a + f_{s2} \\
& -f_y a^2/3 + m_{s2}
\end{aligned} \tag{24}$$

В заключительном уравнение МКЭ для балок есть форма (3.89), но элемент матрицы определен (5.21). (5.23) и (5.24). Найденные матрицы (9), (21), (23) и (24) используются в уравнении МКЭ:

$$k_e d_e + m_e d_e = f_e$$

«Метод конечных элементов (МКЭ) – численный метод решения дифференциальных уравнений с частными производными, а также интегральных уравнений, возникающих при решении задач прикладной физики. Метод широко используется для решения задач механики деформируемого твёрдого тела» [21].

3.6 Структура и этапы создания расчетной модели

«При выполнении конечно - элементного расчета необходимо четко понимать физику рассматриваемого процесса, так как программный комплекс использует данные введенные пользователем. В случае некорректно поставленной задачи полученное решение будет неточным или неверным» [26].

Процесс выполнения инженерного анализа сварных конструкций методом конечных элементов состоит из нескольких этапов (рисунок 18).

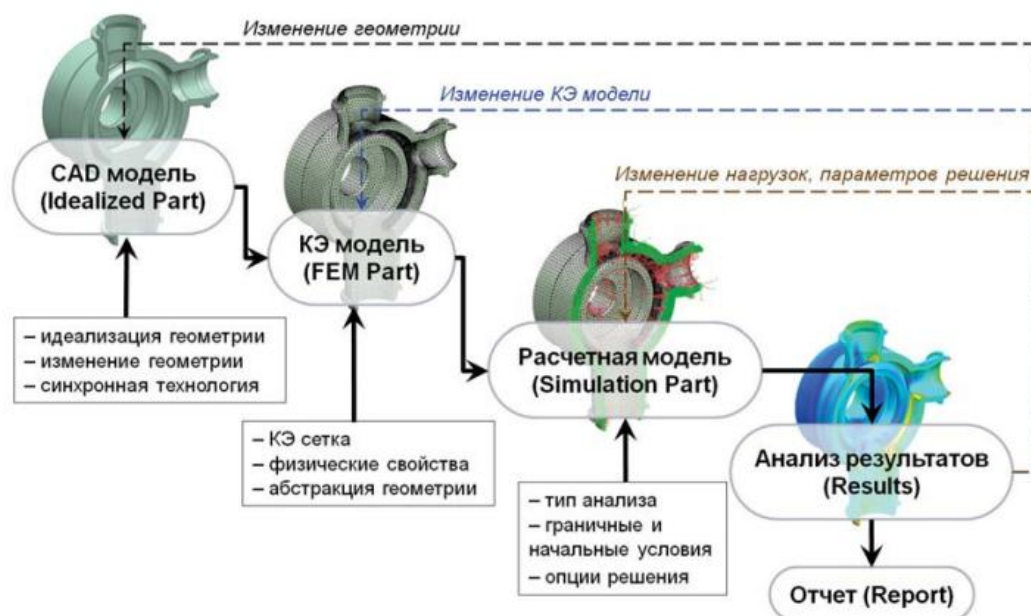


Рисунок 18 – Процесс создания расчетной модели.

Первый этап: Создание геометрической модели. На данном этапе необходимо создать простую геометрическую модель. Для того чтобы упростить расчет, нужно удалить с модели фаски, скругления, технологические отверстия, то есть исключить все геометрические элементы, которые могут усложнять расчет.

Второй этап: Создание конечно - элементной модели. На данном этапе необходимо создать конечно-элементную сетку, назначить материал, задать необходимые параметры, размер сетки, сопряжения и т.д. Кроме построения конечно-элементной сетки, так же задаются и физические свойства модели.

Третий этап: Создание расчетной модели. Определяются граничные условия, нагрузки, а также определяется взаимодействия контактов деталей. В данном разделе расчетной модели задаются параметры имитирующие реальное поведение конструкции при эксплуатации. Так же имеется модуль задания расчетных случаев, такие как: настройки решателя, тип решения, физические свойства и .т .д.

Четвертый этап: Численное решение задачи. Данный этап не требует участия инженера. Сопровождается мониторингом хода решения.

Пятый этап: Анализ полученных результатов. После расчета модели выводятся результаты анализа. В информационном окне отображаются напряжения, деформации, перемещения и т. д. После расчета результаты анализируются, строятся необходимые графики и составляется отчет. Для обработки результатов и создания отчета имеется большой набор инструментов.

3.7 Особенности проведения динамического расчета методом конечных элементов

Проведение динамического расчета методом конечных элементов в системе ANSYS состоит из двух этапов. На первом этапе необходимо получить поля напряжений и деформаций из решения статической задачи. Затем нужно перейти к заданию параметров модуля усталость и внести или изменить данные для усталостного расчета (рис.19). Предлагается выбрать варианты расчета как по напряжению, так и по деформациям. Далее необходимо определить коэффициент снижения предела выносливости по формуле 25:

$$K_f = K_v \left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{f\sigma}} - 1 \right) \quad (25)$$

Details of "Fatigue Tool" ?	
Domain	
Domain Type	Time
Materials	
Fatigue Strength Factor (Kf)	0,8
Loading	
Type	Ratio
Loading Ratio	0,
<input type="checkbox"/> Scale Factor	3,
Definition	
<input type="checkbox"/> Display Time	End Time
Options	
Analysis Type	Stress Life
Mean Stress Theory	Goodman
Stress Component	Signed von-Mises
Life Units	
Units Name	cycles
1 cycle is equal to	1, cycles

Рисунок 19 – Задание параметров модуля усталость

Данные факторы учитываются с соотношением коэффициентов:

K_y – коэффициент влияния поверхностного упрочнения.

K_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений.

$K_{d\sigma}$ - коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения.

$K_{f\sigma}$ - коэффициент влияния шероховатости поверхности (подбирается по монограмме).

В качестве типа нагружения выбираем ассиметричный цикл регулярного нагружения с заданным значением отнулевой. Тип анализа выбираем по напряжениям. Для описания кривой усталости выбираем SN подход, так как кривая усталости задана последовательностью точек амплитуд.

После того как заданы все необходимые коэффициенты в модуле усталость запускается динамический расчет. Модуль усталость является калькулятором для выполнения динамического расчета, который существенно ускоряет процесс вычисления поставленной задачи.

4 ПРОВЕДЕНИЕ РАСЧЁТА НАПРАВЛЯЮЩЕЙ БОЛТА В СИСТЕМЕ ANSYS

4.1 Создание расчетной модели направляющей болта

Для удобства дальнейшего исследования, а также более точных результатов было принято решение упростить расчетную модель, то есть исследовать не всю конструкцию секции внутренней, а только узел направляющей болта верхней (рис. 20), который представляет наибольший интерес.

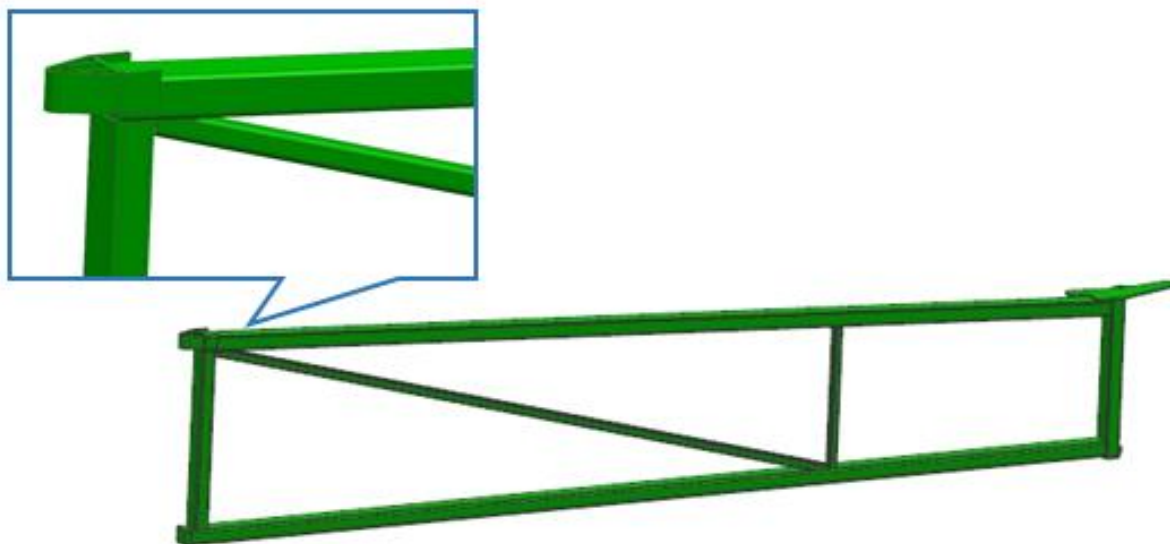


Рисунок 20 – Секция внутренняя крыла UR3000

В программном комплексе ANSYS использованы три основных модуля: модуль управления материалами Engineering data; модуль создания геометрических моделей Space Claim и модуль симуляции Mechanical [25].

В модуле Space Claim была создана простая геометрическая модель направляющей болта верхней (рис. 21). Сборка узла направляющей болта верхней состоит из набора объемных компонентов. Проведена идеализация геометрии, то есть исключены из расчета скругления, фаски и компоненты не оказывающие влияния на ожидаемые результаты.

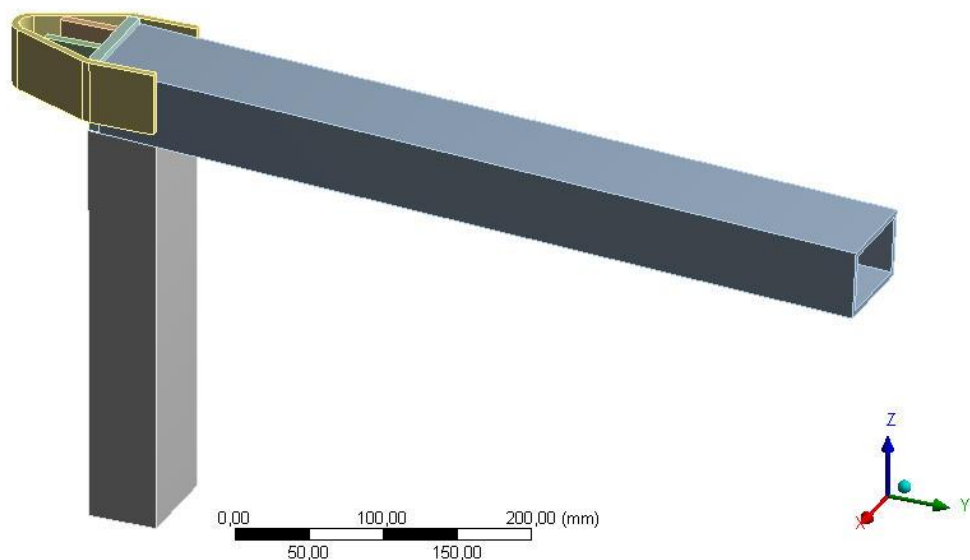


Рисунок 21 – Геометрическая модель направляющей болта верхней секции внутренней штанги UR 3000

В модуле управления материалами Engineering data применен материал Structural steel. Свойства материала Structural steel соответствует характеристикам стали 17Г1С. На рисунке 22 приведены характеристики стали такие как: модуль юнга, коэффициент Пуассона и т.д.

1	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Material Field Variables	Table			
3	Density	7850	kg m ⁻³		
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion				
5	Coefficient of Thermal Expansion	1,2E-05	C ⁻¹		
6	Isotropic Elasticity				
7	Derive from	Young...			
8	Young's Modulus	2E+05	MPa		
9	Poisson's Ratio	0,3			
10	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa		
11	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa		
12	Alternating Stress Mean Stress	Tabular			
13	Interpolation	Semi-Log			
14	Scale	1			
15	Offset	0	Pa		
16	Strain-Life Parameters				
17	Display Curve Type	Strain...			
18	Strength Coefficient	9,2E+08	Pa		
19	Strength Exponent	-0,106			
20	Ductility Coefficient	0,213			
21	Ductility Exponent	-0,47			
22	Cyclic Strength Coefficient	1E+09	Pa		
23	Cyclic Strain Hardening Exponent	0,2			
24	Tensile Yield Strength	250	MPa		

Рисунок 22 – Характеристика материала Structural steel заданного для узла направляющей болта верхней

Далее все операции решения статической задачи производились в модуле Mechanical. В разделе Connections созданы взаимодействия контактов между деталями, которые формируют сварные соединения. В разделе Mesh произведена генерация конечно-элементной сетки (рис. 23) с задаваемым пользователем установками. Сетка создается на всей модели и является основой для решения матричных уравнений. Размер конечно-элементной сетки составляет 5 мм.

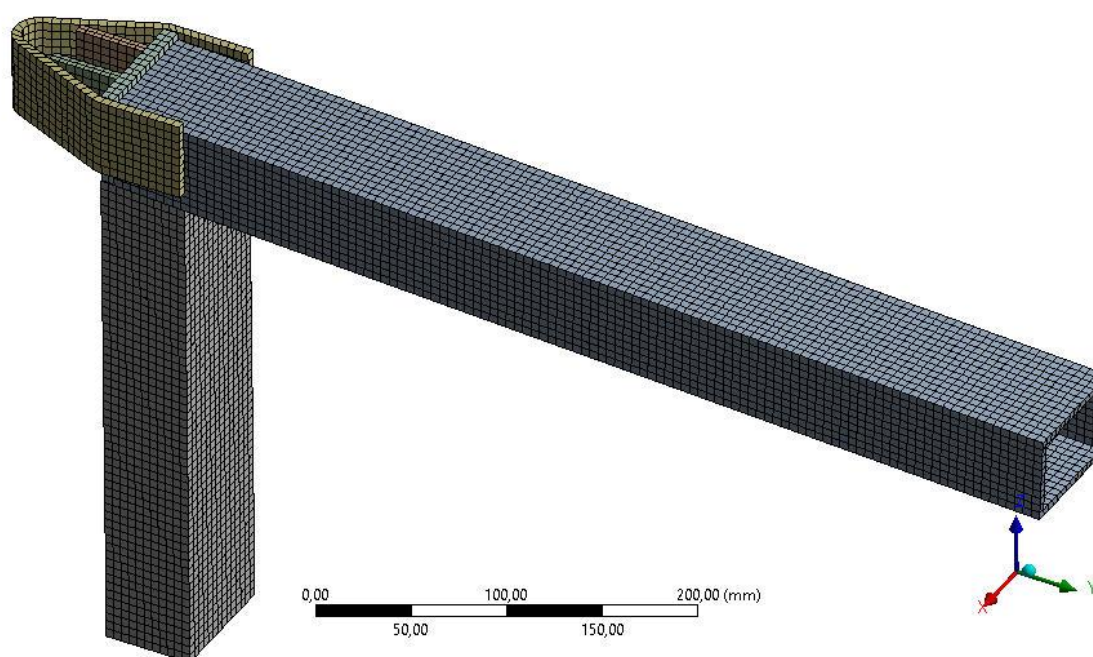


Рисунок 23 – Генерация конечно-элементной сетки узла направляюще болта верхней секции внутренней штанг UR 3000

В разделе Static Structural для узла направляющей болта верхней были определены внешние воздействия на конструкцию такие как закрепления и нагрузки, которые являются важной составляющей для корректного решения статической задачи. Для компонентов под номерами 123965532 и 123965444 задано ограничение фиксировано по всем шести степеням свободы, а для компонента под номером 73302159 приложена нагрузка по оси Y и сила Force равная $4000\text{N} = 400 \text{ кг}$. Заданные условия обеспечивают реальное

поведение конструкции при эксплуатации. На рисунке 24 представлена схема прилагаемых нагрузок и ограничений.

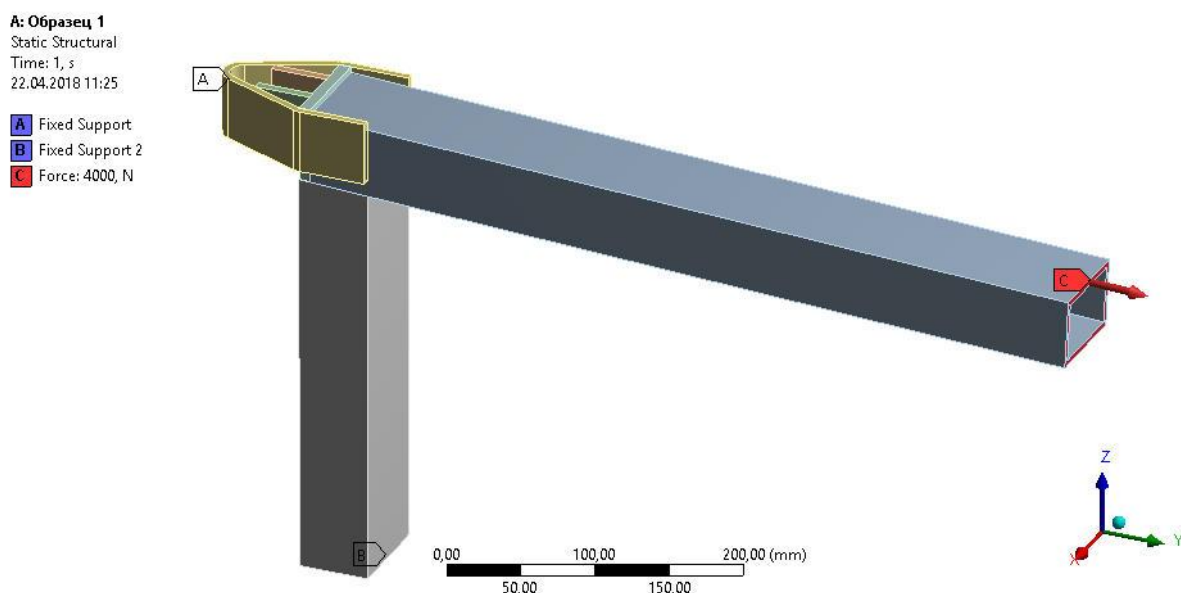


Рисунок 24 – Схема граничных условий и нагрузок

Все необходимые условия для решения статической задачи направляющей болта верхней секции внутренней штанг UR 3000 заданы и подготовленная модель была запущена на расчет. Так же был задан вывод результатов в постпроцессоре: перемещение; деформация и напряжение.

4.2 Результаты статического расчета базового варианта направляющей болта

После расчета модели в блоке Solution выводятся результаты такие как: общие деформации; перемещение по узлам; напряжения по узлам и т. д. На рисунке 25 изображено напряжение узла направляющей болта верхней. Максимальное напряжение по узлам составляет 64,025 МПа, а минимальное напряжение 0,013 МПа. Максимальная деформация узла равна 0,021 мм. Исходя из результатов расчета можно сделать вывод, что напряжения имеются в той же области где и происходит разрыв пластины.

Далее необходимо провести жизненный цикл узла направляющей болта верхней, который показывает будет ли конструкция работать в течении заявленного времени или же она требует доработки. Полученные результаты статического анализа будут использоваться в дальнейшем расчете жизненного цикла и запаса прочности конструкции. Для данной расчетной конструкции направляющей болта верхней определено минимальное количество циклов равное 1000000.

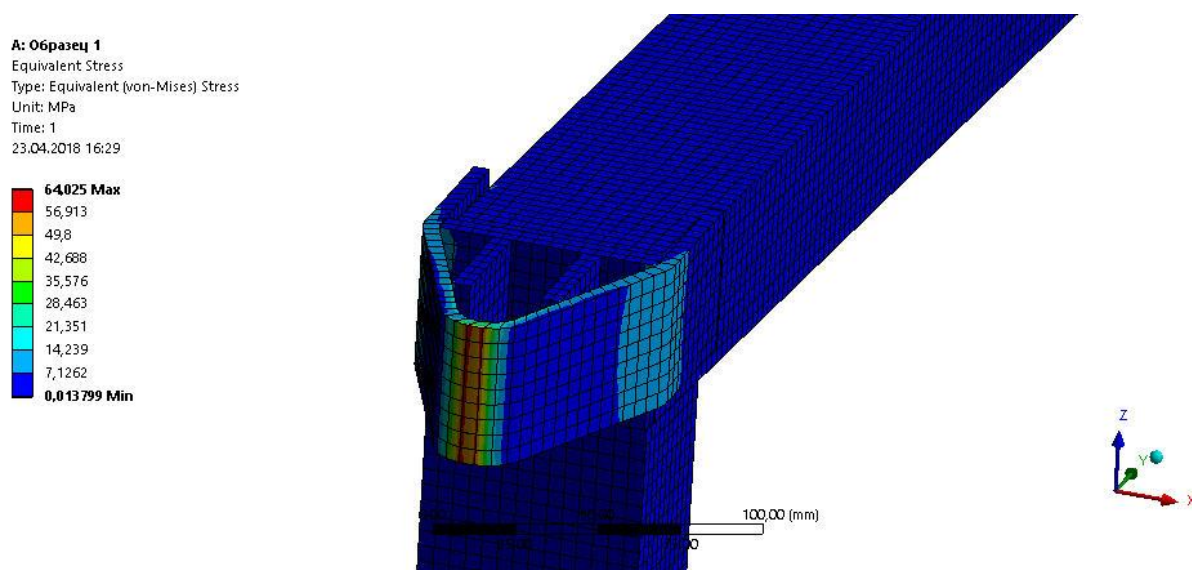


Рисунок 25 – Напряжение узла направляющей болта верхней

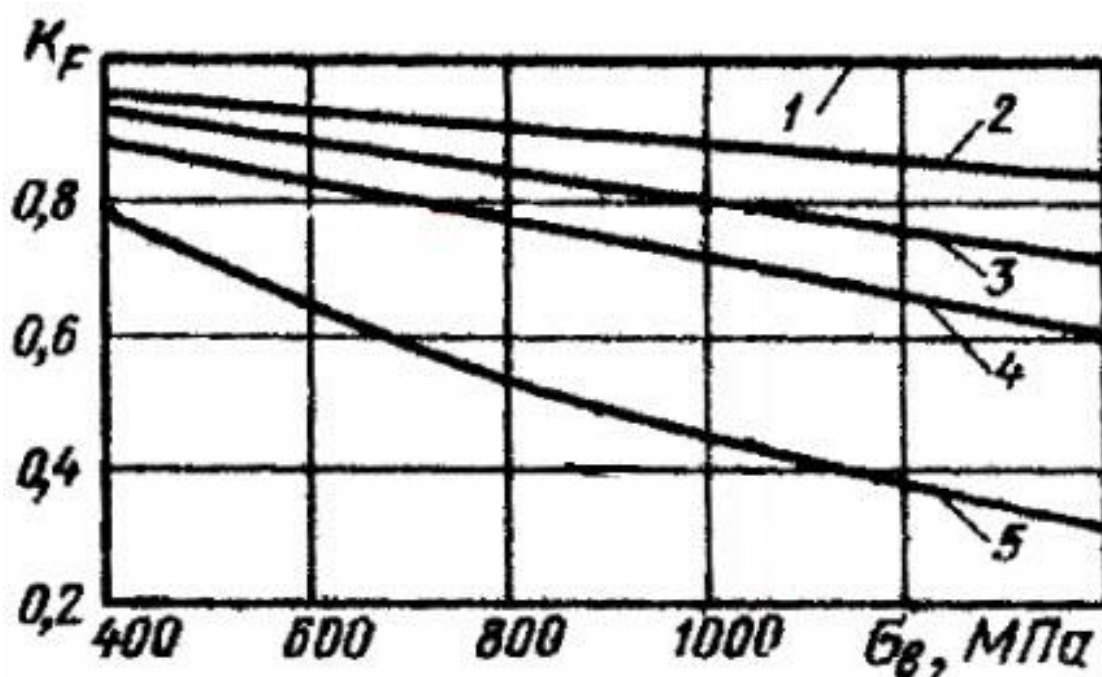
Запас прочности так же определяет надежность конструкции. Если коэффициент полученного результата меньше 1, то конструкция требует доработки и не будет работать заявленное время эксплуатации, если же коэффициент полученного результата больше 1, то количество циклов, которое заложено в расчет конструкция проработает без разрушения.

Модуль Fatigue системы ANSYS реализован в виде калькулятора в блоке постпроцессора, поэтому история нагружения может быть, как прочитана из файлов результатов, так и введена вручную. Основная часть информации для усталостного расчета содержится в результатах анализа. Остальная информация вводилась в разделе Fatigue Tool.

Для повышения надежности направляющей болта было разработано несколько видов усилений и проведен расчет на усталость.

Раздел Fatigue Tool содержит следующий основной набор действий:

- фактор усталости Fatigue Strength Factor (K_F) – коэффициент влияния качества обработки поверхности определяется на основе номограмм [27-28]. Значение коэффициента качества обработки будет равно $K_F = 0,7$, так как предел прочности, применяемой стали равен 1000 МПа.



1 – обработка поверхности путем полирования; 2 – обработка поверхности путем шлифования; 3 – обработка поверхности путем тонкого точения; 4 – обработка поверхности путем грубого точения; 5 – наличие окалины на поверхности.

Рисунок 26 – номограмма для определения коэффициента влияния качества обработки поверхности

- тип нагружения Туре. Используется для задания вида пропорционального нагружения: отнулевой цикл регулярного нагружения $R=0$; симметричный цикл регулярного нагружения $R= - 1$; асимметричный

цикл регулярного нагружения с заданным значением $R = 0,1$ - используется в данном проекте.

- задание метода кривой усталости Analysis Type. Выбираем SN подход Stress Life расчет по напряжениям. Для метода учета асимметрии цикла напряжений выбран пункт Mean Stress Theory который позволяет выбрать способ получения приведенных значений характеристик цикла напряжения. Для получения эквивалентных амплитуд симметричного цикла напряжений выбрано соотношение Гудмана (Goodman).

- задание метода учета сложного напряженного состояния Stress Component. Для метода учета сложного напряженного состояния выбран способ получения приведенных значений характеристик цикла напряжений, удельной энергии формоизменения со знаком [29] (Signet von Mises).

Так же необходимо проверить заданные характеристики усталостных свойств материала в модуле Engineering Data → Project в строке Alternating Stress (рис.27).

	B	C
1	Cycles	Alternating Stress (Pa)
2	10	3,999E+09
3	20	2,827E+09
4	50	1,896E+09
5	100	1,413E+09
6	200	1,069E+09
7	2000	4,41E+08
8	10000	2,62E+08
9	20000	2,14E+08
10	1E+05	1,38E+08
11	2E+05	1,14E+08
12	1E+06	8,62E+07
*		

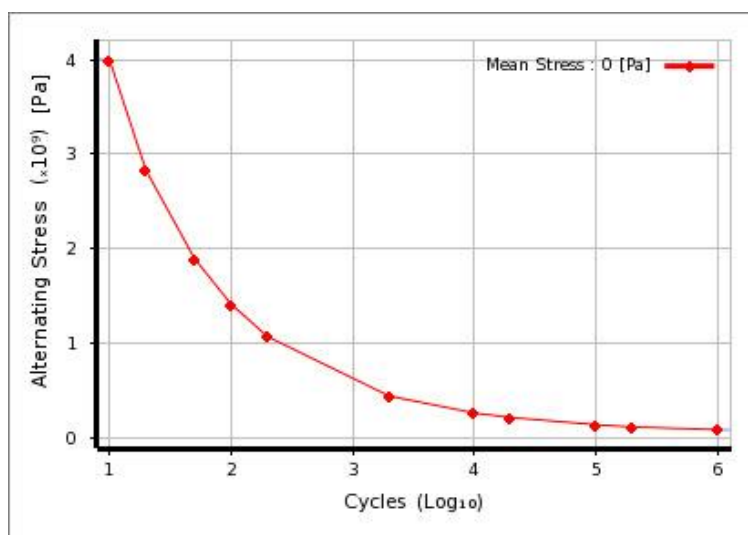


Рисунок 27 – характеристики усталостных свойств материала в модуле Engineering Data

После того как все необходимые данные были внесены, модель узла направляющей болта верхней запускается на расчет сопротивления усталости и выводятся результаты для их анализа.

4.3 Результаты динамического расчета базового варианта направляющей болта

Результат жизненного цикла направляющей болта верхней показал, что данная конструкция при заданных нагрузках выдерживает как минимум 95343 цикла (рис. 28) из заданных минимальных 1000000 циклов.

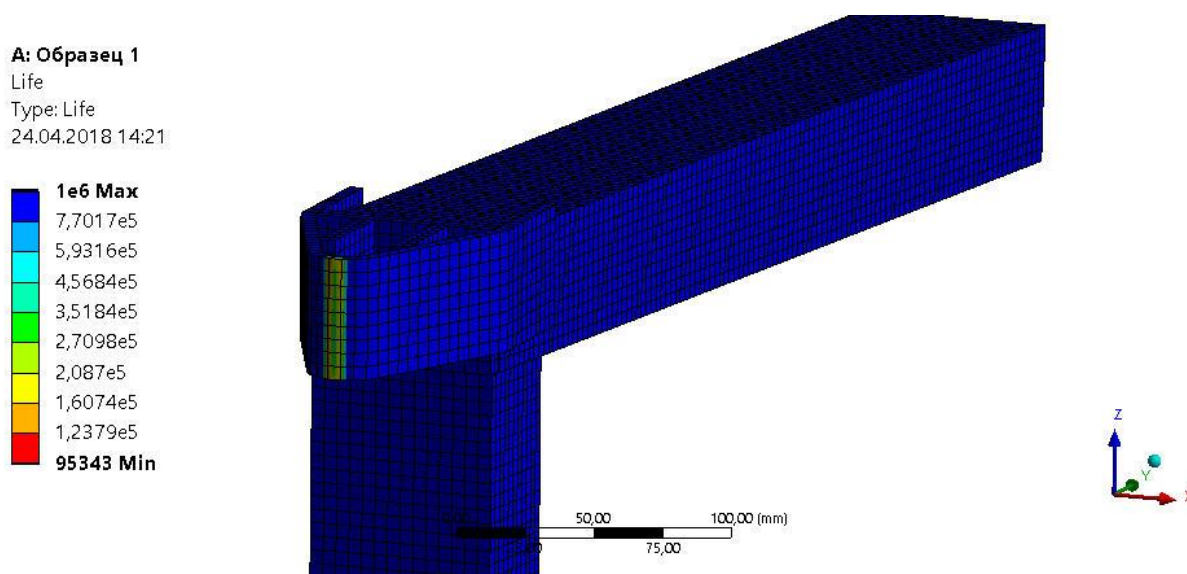


Рисунок 28 – Количество циклов до образования усталостной трещины образца 1

Фактор безопасности (коэффициент запаса прочности) пластины номер 123965532 имеет коэффициент 0,67429 (рис. 29). Как уже было сказано ранее коэффициент, полученный на основании результатов меньше единицы, говорит о том, что конструкция узла направляющей болта верхней не выдержит заданное количество циклов (1000000) и ее необходимо доработать.

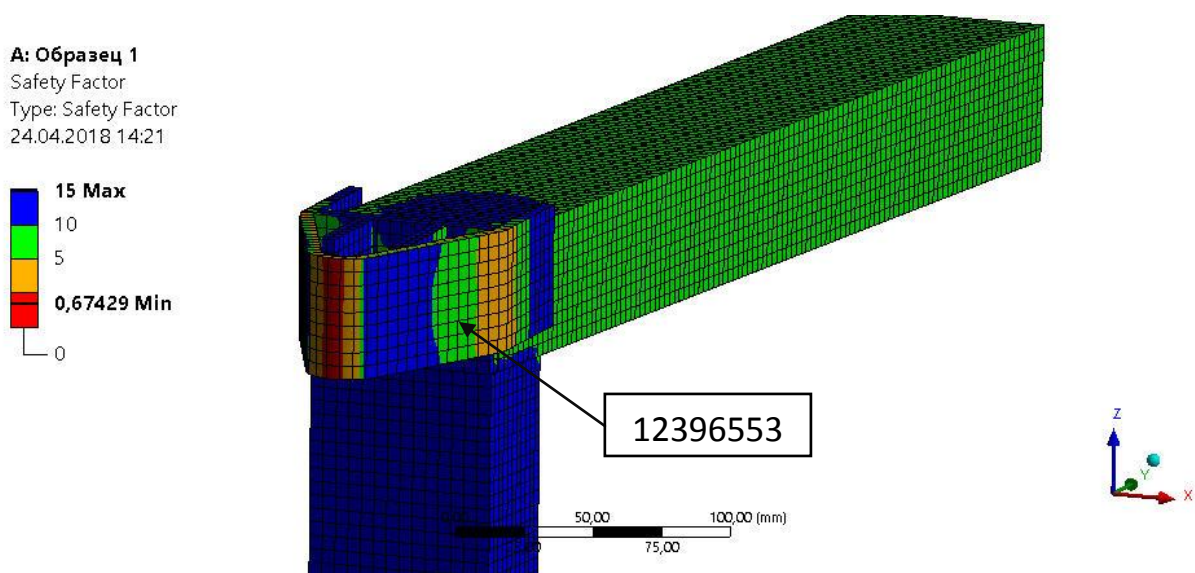


Рисунок 29 – Фактор безопасности (запас прочности) пластины номер 123965532

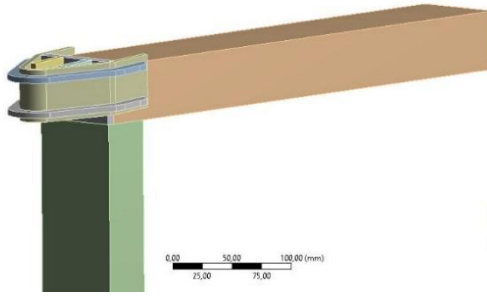
Детали конструкции имеющие большой коэффициент фактора безопасности (запаса прочности) имеют большой запас прочности, при заданном количестве циклов нагружения. Коэффициент запаса прочности ограничен и не может превышать 15 единиц.

На основании проведенного анализа можно сделать вывод, что конструкция направляющей болта верхней секции внутренней штанг опрыскивателя UR 3000 необходимо доработать следующим образом, разработать усиления, которые продлят срок службы эксплуатации данного узла. Для этого было спроектировано несколько видов усилений, проведено исследование каждого образца по вышеописанной методике.

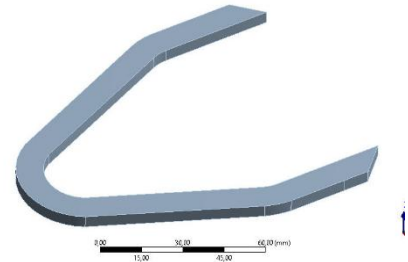
4.4 Повышение надежности конструкции направляющей болта

Для повышения надежности сварной конструкции направляющей болта верхней было разработано несколько видов усилений, проведено исследование каждого образца по вышеописанной методике. Образец под номером 2: (рис. 30 а) имеет усиления в виде пластин (рис. 30 б), толщиной 5мм, ширина пластины 10 мм по всей длине детали под номером 123965532. Усиления установлены на расстоянии по 5 мм от каждого края.

Geometry
25.04.2018 18:27



а) с усилениями

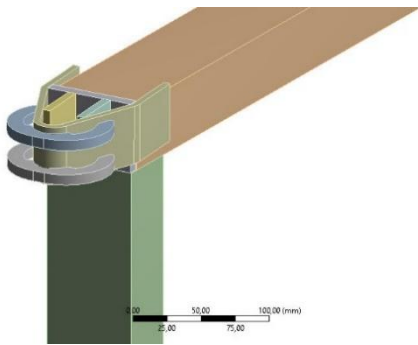


б) усиление

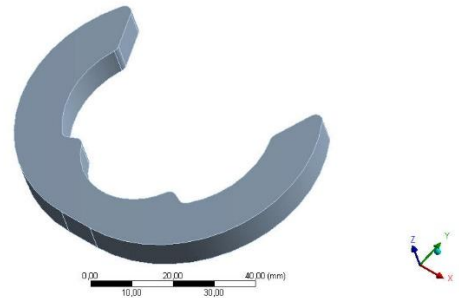
Рисунок 30 – Образец 2

Образец под номером 3: имеет усиление в виде пластин, но не по всей длине пластины направляющей болта, а лишь только в опасной точке (рис. 31).

Geometry
25.04.2018 20:32



а) с усилениями



б) усиление

Рисунок 31 – Образец 3

Образец под номером 4: увеличена толщина основной пластины с 5 мм до 8мм (рис. 32).

D: Образец 4
Solution
Time: 1, s
25.05.2018 15:45

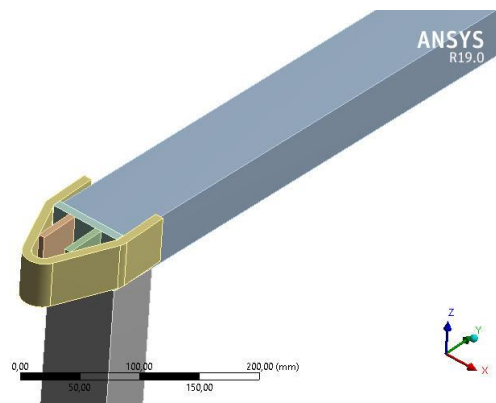


Рисунок 32 – Образец 4

4.4.1 Результат исследования образца 2

Как уже было сказано ранее расчет проходил по вышеописанной схеме с теми же закреплениями и нагрузкой. На рисунке 33 изображено напряжение по элементам образца под номером 2. Минимальное напряжение равно 0,011902 МПа, а максимальное 39,841 МПа.

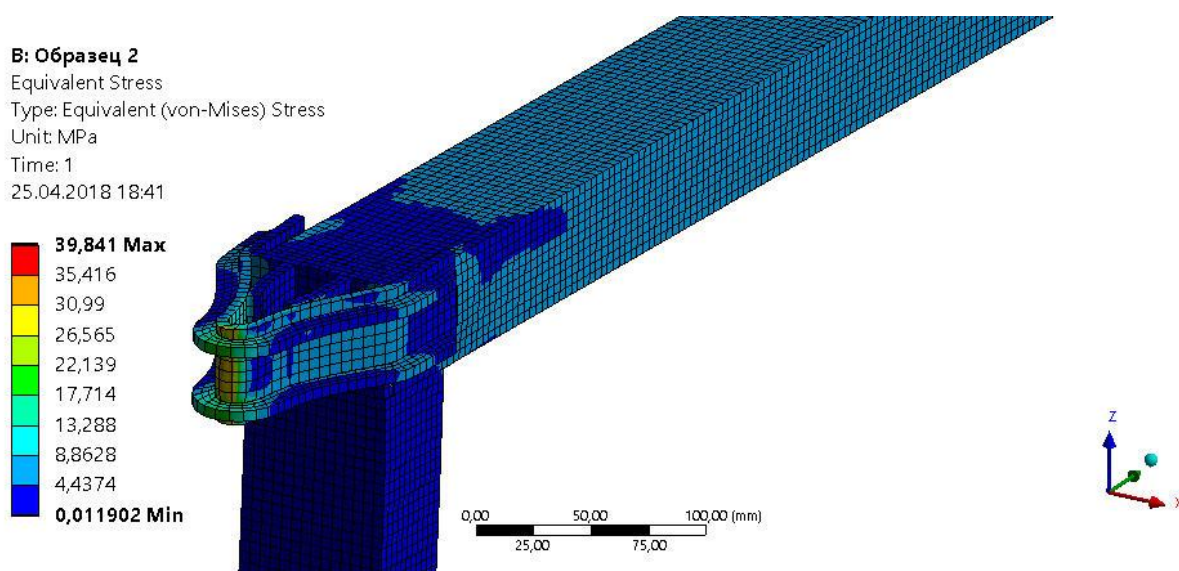


Рисунок 33 – Напряжение по элементам образца 2

Результат исследования жизненного цикла образца 2 (рис. 34) показывает, что при заданном количестве циклов (1000000) разрушения не произойдет, конструкция считается надежной.

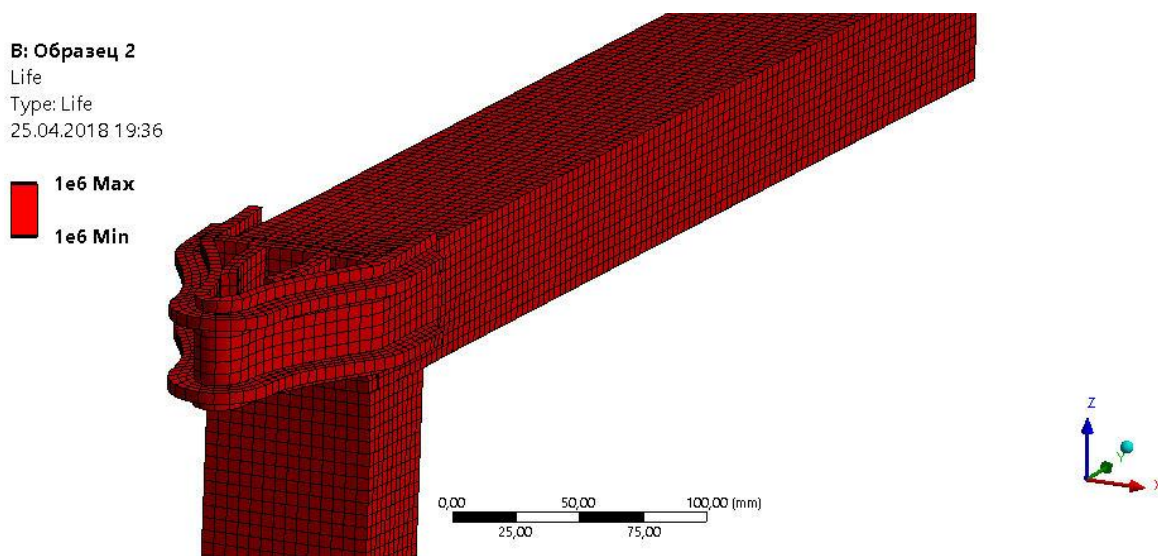


Рисунок 34 – Результат жизненного цикла образца 2

На рисунке 35 отображены результаты фактора безопасности (запаса прочности). Коэффициент фактора безопасности составляет 1,0035 что больше единицы, это также говорит о надежности конструкции.

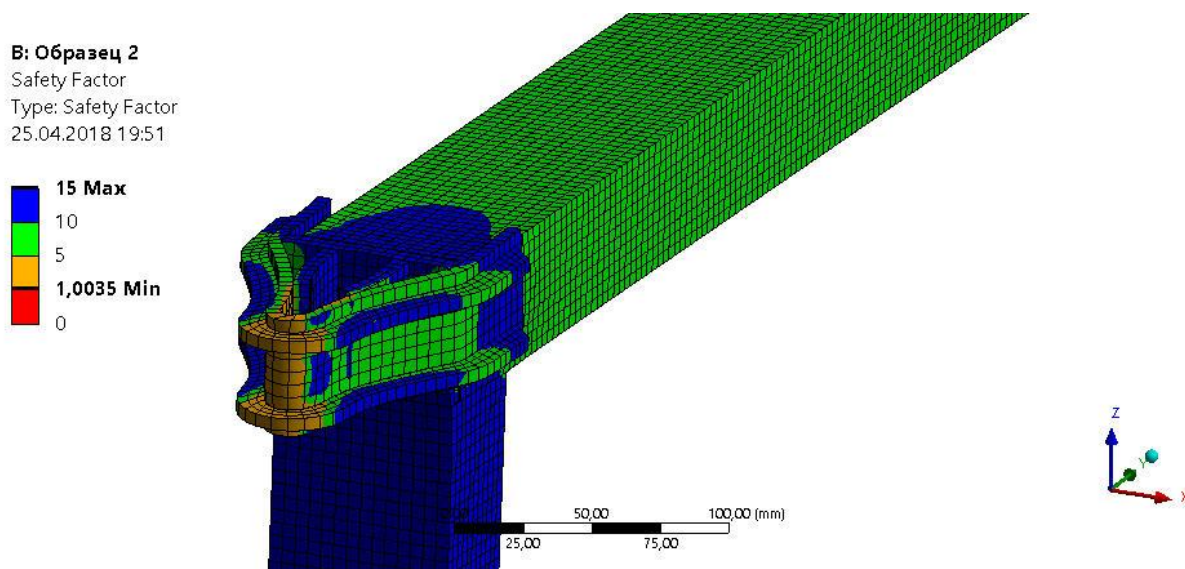


Рисунок 35 – Запас прочности образца 2

На основании результатов анализа можно сделать вывод, что применяемые усиления повышают надежность конструкции и увеличивает срок эксплуатации конструкции.

4.4.2 Результат исследования образца 3

На рисунке 36 изображено напряжение по элементам образца 3. Минимальное напряжение равно 0,007693 МПа, а максимальное 35,119 МПа.

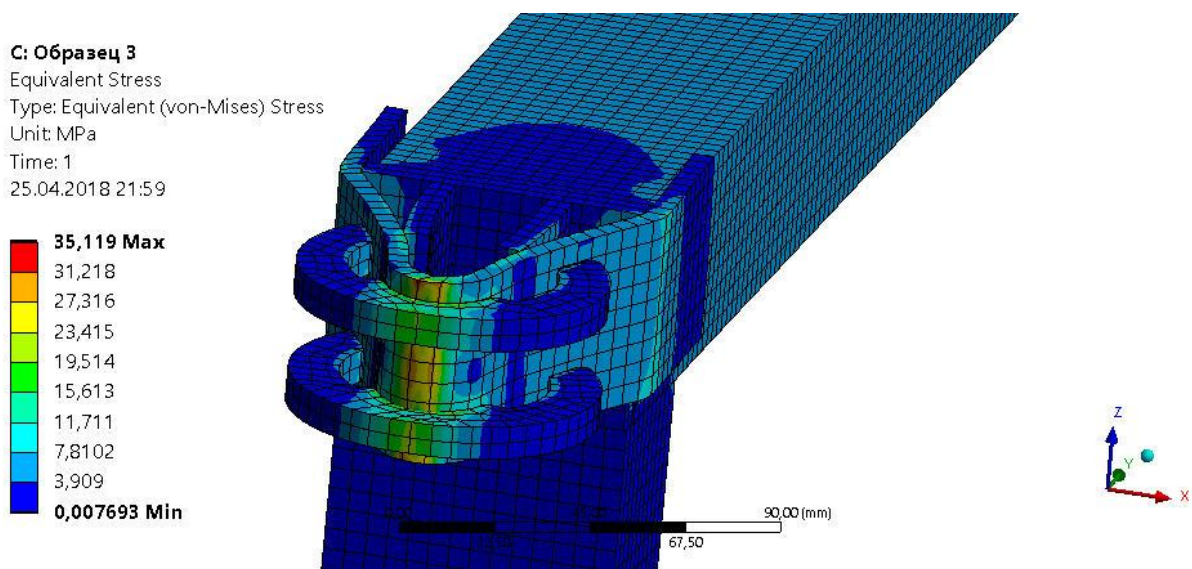


Рисунок 36 – Напряжение по элементам образца 3

Результат исследования жизненного цикла образца 3 (рис. 37) показывает, что при заданном количестве циклов (1000000) так же, как и на образце 2 разрушения не произойдет, конструкция считается более надежной чем образец под номером 2.

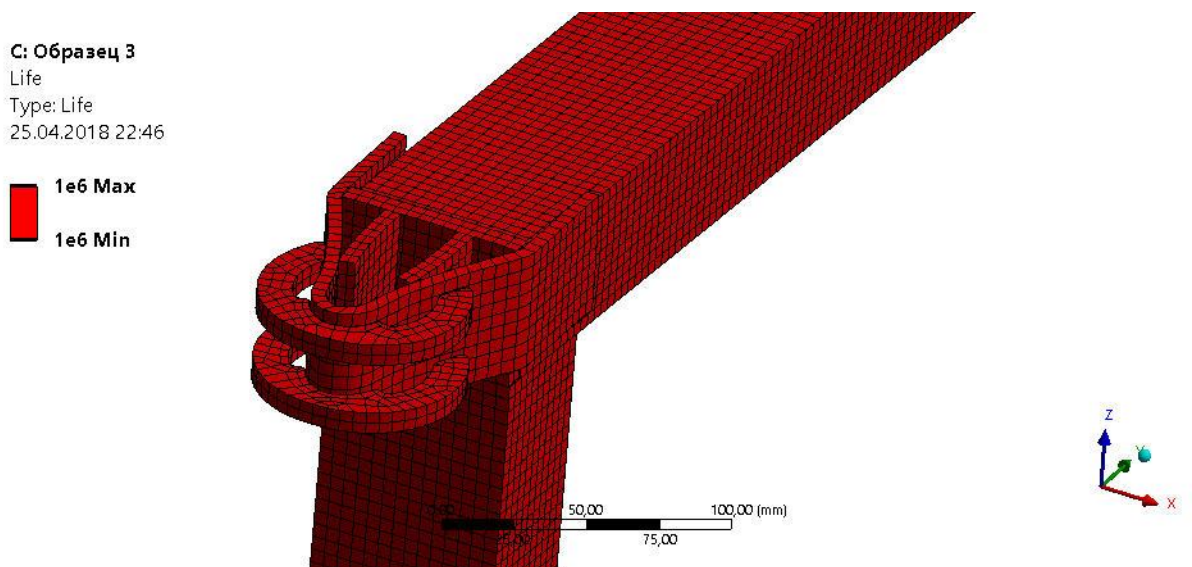


Рисунок 37 – Результат жизненного цикла образца 3

На рисунке 38 отображены результаты фактора безопасности (запаса прочности) образца 3. Коэффициент фактора безопасности составляет 1,1384. Образец 3 имеет больший запас прочности по сравнению с образцом 2, следовательно, срок эксплуатации образца 3 увеличивается.

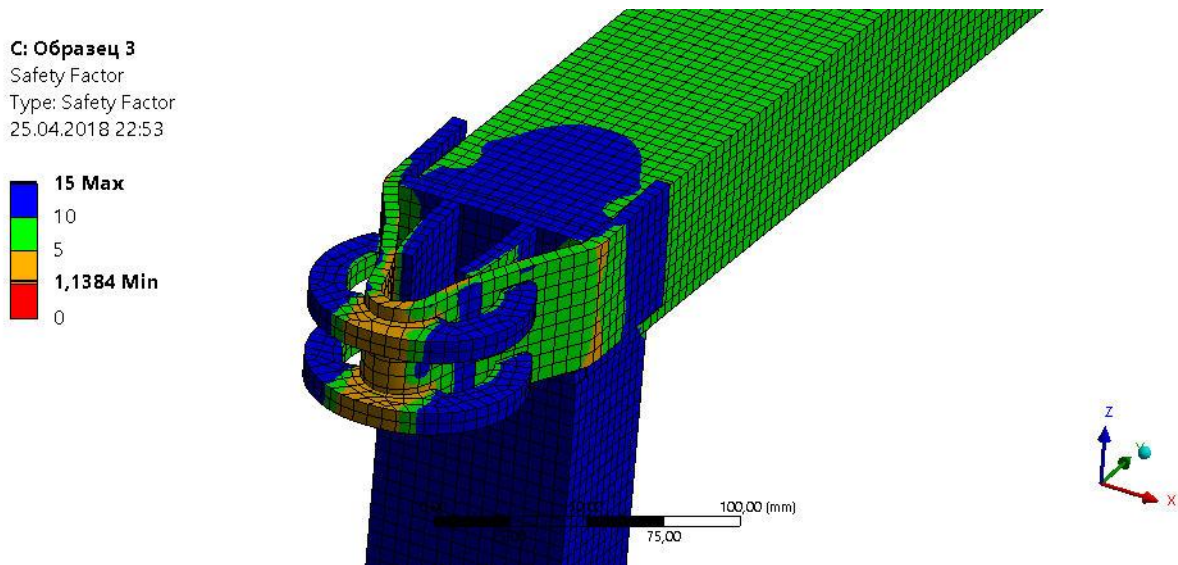


Рисунок 38 – Запас прочности образца 3

4.4.3 Результат исследования образца 4

Для образца 4 пластина номер 123965532 была увеличена с 5 мм до 8 мм без усилений. Результат образца 4 напряжения по элементам изображен на рисунке 39.

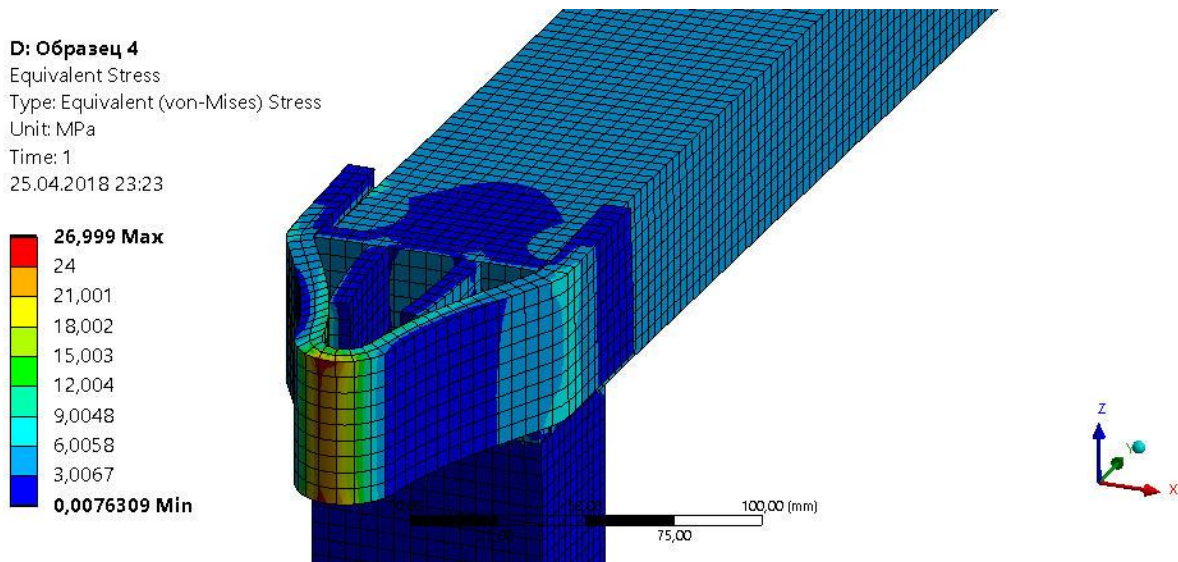


Рисунок 39 – Напряжение по элементам образца 4

При увеличении пластины до 8 мм напряжение по элементам снизилось по сравнению с предыдущими образцами. Максимальное напряжение составляет 26,999 МПа. Результат жизненного цикла составляет

более 1000000 циклов. Коэффициент запаса прочности увеличился и составляет 1,4808 (рис. 40).

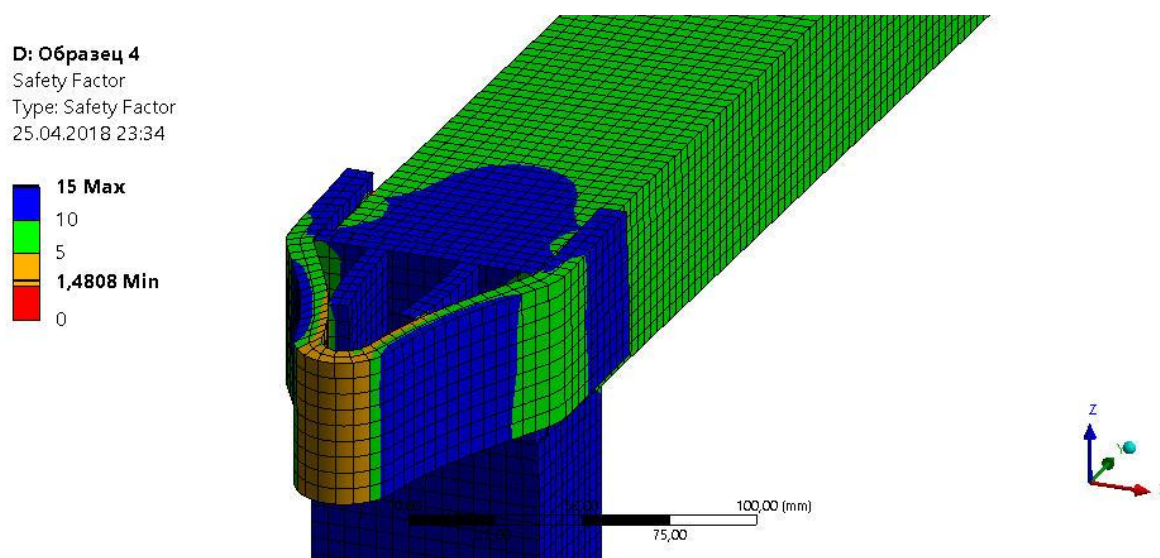


Рисунок 40 – Запас прочности образца 4

На основании проведенного анализа и полученных результатов можно сделать вывод, что четвертый образец является самым надежным, так как имеет высокий запас прочности из всех представленных образцов (таблица 4).

Таблица 4 – Результаты расчетов направляющей болта

№ п/п	Наименование образца	Эквивалентные напряжения, МПа		Кол-во циклов до разрушения	Коэффициент запаса прочности
		min	max		
1	Образец №1	0.013799	64.025	95343	0.67429
2	Образец №2	0.011902	39.841	>1000000	1.0035
3	Образец №3	0.007693	35.119	>1000000	1.1384
4	Образец №4	0.0076309	26.999	>1000000	1.4808

Однако, при увеличении толщины пластины до 8 мм могут появиться сложности в технологическом процессе изготовления данной конструкции. Усложняется гиб пластины. Разность толщин 8 мм и 4 мм требует повышенного внимания к процессу сварки, так как для толщины металла 8 мм потребуется больше тепловой энергии [30], а для 4 мм меньше,

следовательно, повышается вероятность не провара пластины большей толщины. Также увеличивается и вес конструкции.

5 РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ОПТИМИЗАЦИИ КОНСТРУКЦИИ И ТЕХНОЛОГИИ ЕЁ ИЗГОТОВЛЕНИЯ

5.1 Обоснование выбора оптимальной конструкции

Как уже было сказано выше увеличение толщины металла в качестве усиления не всегда является правильным решением, так как может усложняться технологический процесс гибки деталей. При гибке деталей на гибочном прессе, большей толщины могут образовываться микротрещины в месте сгиба. Процесс сварки требует повышенной квалификации сварщика, а также изменение режимов сварки в технологическом процессе. Больше сварочных напряжений и перегрев металла меньшей толщины. Образец под номером 4 не является оптимальным, хотя и имеет самый большой запас прочности и меньшие напряжения.

Образец под номером 2 имеет коэффициент запаса прочности чуть больше единицы (1.0035) по сравнению с образцом под номером 3 (1.1384), следовательно, чем выше коэффициент запаса прочности тем надежнее будет являться конструкция. Образец под номером 2 имеет большую протяженность сварного шва, что приводит к перегреву металла, в результате чего образуются сварочные напряжения и изменение структуры металла.

Образец под номером 3 имеет достаточный коэффициент запаса прочности. Эквивалентные напряжения снижены почти в два раза. Усиления просты в изготовлении и имеют небольшую толщину металла (5 мм), такую же толщину имеет пластина направляющей болта штанги. Сварные соединения равномерно распределены, и имеют небольшую протяженность 10 – 25 мм, что позволяет избежать сварочных напряжений и перегрева металла при сварке. Так же, равномерно распределены напряжения в изделии и снижены деформации. Масса конструкции увеличивается не значительно. Исходя из выше описанных характеристик можно сделать вывод, что образец под номером 3 является наиболее оптимальной и технологичной конструкцией.

Рекомендуется исключить из технологического процесса резку на плазме пластины 45 мм x 260 мм x 5 мм, так как при резке плазмой [32] возникают следующие недостатки технологического процесса. Металл подвергается термическому влиянию и может изменять свои свойства по контуру детали. После резки на плазме потребуется механическая обработка кромок контура изделия (скругления), так как резкие переходы снижают прочностные характеристики изделия. Так же, на необработанных кромках детали при гнбе могут возникать микротрещины, которые в результате динамических нагрузок начнет постепенно раскрываться, что приведет к разрушению конструкции. Волокна проката стали так же существенно влияют на прочность конструкции. Волокна проката стали должны располагаться вдоль оси растяжения металла, следовательно, при укладке листов на плазму следует учитывать расположение волокон проката металла. Поэтому для изготовления пластины рекомендуется закупать у поставщика металла готовые полосы 45 мм x 5 мм длиной 6000 м и резать их на сегменты по 260 мм затем уже производить гнб. Полоса имеет скругления кромок по 1,5 мм, а также гарантированное расположение волокон проката металла. Применение таких мероприятий должно исключить появление трещин при гнбе пластин на гнбочном прессе.

5.2 Технология изготовления направляющей болта

Разработка технологического процесса изделия включает в себя [31]:

1. Изучение методов сборки.
2. Определение последовательности соединения деталей и сборочных единиц.
3. Выбор методов контроля качества сборки, выбор оборудования и средства производства.

Технологический процесс изготовления направляющей болта:

1. Пластины направляющей болта 45 мм x 260 мм x 5мм резать на ленточной пиле «МЕВА» из полосы 45 x 5 мм, L = 6000 мм. Снять заусенцы.
2. Пластины 40мм x 45 мм x 5 мм и 70 мм x 55 мм x 8 мм резать на плазме. Врезы на деталях не допускаются. Зачистить детали от брызг и окалины шлифовальной машинкой.
3. Произвести очистку деталей под сварку на автоматической дробеструйной установке. Использовать мелкую дробь. Колотая дробь не допускается.
4. Гиб на прессе пластины 45 мм x 260 мм x 5мм производить согласно чертежу. Строго соблюдать радиусыгиба и размеры междугибами. Провести визуальный контроль на наличие микротрещин в местахгиба. При визуальном контроле использовать лупу с пятикратным увеличением.
5. Провести межоперационный контроль деталей. Допускается контролировать 30 % от партии. Детали должны иметь гладкую поверхность. Вмятины более 0.5 мм не допускаются. Особое внимание уделять в местах сгиба. Наличие микротрещин и других дефектов не допускается.
6. Скомплектовать узел. Детали укладывать в контейнеры 300 мм x 300 мм x 450мм. На контейнерах должна быть информация: наименование и номер детали, чертеж детали, количество штук в контейнере, вес.
7. Сборка и прихватка в стапеле. Установленные в стапель детали должны быть жестко зафиксированы. Прихватки ставить в начале и в конце сварного шва. Длина прихватки 5 – 10 мм, высота прихватки не более 3 мм. Прихватку и сварку производить механизированной сваркой в среде защитных газов Ar 82 % +18% CO₂. Диаметр проволоки 1 мм. Зазор в сварном соединении не должен превышать 1.5 мм. Диаметр проволоки свыше 1мм не допускается.

Таблица 5 – Режимы прихватки и сварки

$I_{св}, A$	$U_{дуги}, V$	$V_{пров.}, м$ <i>мин</i>	<i>Расх. газа,</i> <i>л/мин</i>	<i>Диам.</i> <i>пров., мм</i>	<i>Положение</i>
140-160	18,5-19.5	4,7	10-12	1	нижнее

8. Сварка. Строго соблюдать режимы и последовательность сварки. Наносить антипригарный спрей только на холодные детали. При сварке узла, направляющей болта с усилением, расположенные рядом сварные швы проваривать, выдерживая температурный режим между наложением сварных швов не более 200°С. Остужать на воздухе. Перекрещивание сварных швов не допускаются. Запрещено остужать детали холодными жидкостями. Сварные швы не должны быть выпуклыми. Катет сварного шва 3мм, допуск на отклонение 0 + 0,5 мм. Подрезы, прожоги, не провары, неравномерность шва, кратеры не допускаются.
9. Зачистка после сварки от брызг и окалины. Зачистку от брызг производить зубилом. Не допускать врезы в основной металл, наклепы и т.д. Складевать в специальные стойки.
10. Контроль. Провести контроль сварных соединений и околошовной зоны. Наличие любых дефектов в сварных швах и околошовной зоне не допускаются. При контроле использовать катетомер и лупу с пятикратным увеличением. Складевать в специальные стойки.

Нарушение требований технологического процесса снижает качество изготавливаемого изделия, а также снижает срок его эксплуатации, поэтому необходимо строго соблюдать инструкции по изготовлению сварных узлов, и последовательно выполнять указанные рекомендации и требования.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данном проекте были выявлены причины разрушения узла направляющей болта штанг опрыскивателя UR 3000. Рассмотрены рост усталостной трещины и характеристики усталостного разрушения. Исходя из выявленных проблем были поставлены и решены задачи.

Проведен анализ методов расчета с использованием CAD/CAE-систем и выбран инструментарий. Для конечно-элементного анализа был выбран статический и динамический расчет методом конечных элементов.

Разработана методика комплексного автоматизированного анализа. Проведен анализ и выбор программ для статического расчета. Были рассмотрены несколько программных комплексов, такие как Siemens NX, SolidWorks, Abacus, Catia и Ansys. В данной работе геометрическая модель направляющей болта штанги опрыскивателя разрабатывалась и проектировалась в системе автоматизированного проектирования Siemens NX.

Создание конечно-элементной модели и конечно-элементный анализ направляющей болта штанг опрыскивателя проводился в расчетном комплексе ANSYS. Расчетный комплекс ANSYS позволяет решать линейные прочностные, динамические и тепловые задачи, а также проводить оптимизацию сварной конструкции.

На основании полученных результатов статического и динамического расчета было установлено, что направляющая болта штанги опрыскивателя является ненадежной, так как до образования усталостной трещины конструкция выдержала 95343 цикла из заданных 1000000. Следовательно, была проведена оптимизация конструкции следующим образом: разработаны и спроектированы различные виды усиления трех образцов.

После проведения статического и динамического расчета на основании результатов была выбрана оптимальная конструкция образца 3, который по результатам расчета показал, что разрушения не произойдет при заданных 1000000 циклов. Также было видно, что напряжения распределились из

одной критической точки в распределенную область. Так же было установлено, что необходимо исключить операцию резку на плазме пластины размерами 45 мм x 260 мм x 5 мм, так как при раскладке листа необходимо учитывать расположение волокон проката, который в процессегиба может привести к появлению микротрещин в месте сгиба, а заменить ее на стандартную полосу размером 45 мм x 5 мм длиной 6 м, и из нее резать сегменты по 260 мм. Волокна проката будут располагаться вдоль направлениягиба, следовательно, вероятность появления микротрещин значительно снижается. Также полоса по всей длине имеет скругления кромок, что так же повышает прочностные характеристики конструкции.

Предложена новая технология изготовления конструкции направляющей болта штанги опрыскивателя. В технологии расписана рекомендуемая последовательность операций с указанными требованиями и режимами сварки.

На основании проведенной работы можно сделать вывод, что данный проект является эффективным, так как поставленные задачи решены, цель достигнута. Проведен анализ методов расчета и выбран инструментарий для конечно элементного анализа.

Разработана методика комплексного автоматизированного анализа в системе ANSYS, в который входит статический расчет методом конечных элементов для выявления напряжений. После получения результатов статического расчета, с указанием необходимых коэффициентов и значений рассчитывается жизненный цикл изделия.

Проведен конечно элементный анализ конструкции при статическом и динамическом нагружении. Предложены технологические рекомендации по изготовлению штанг опрыскивателя UR 3000.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Концепция предприятия АО «Евротехника». [Электронный ресурс] / 2018. – Режим доступа: <http://www.amazone.ru/5116.asp> (дата обращения: 23.11.2017).
2. А. В. Федотов, Основы теории надежности и технической диагностики: конспект лекций [Текст] / А. В. Федотов, Н. Г. Скабкин. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2010. – 64 с.
3. О. Лукашина, Современная техника. [Текст] // Агропромышленная газета, 16 апреля 2006 г. Стр.4.
4. Руководство по эксплуатации универсального опрыскивателя UR 3000. 171 с.
5. Терлецкая А.М., Даненова Г.Т., Лимарева И.Г., Сайлаукызы Ж.С. Комплексная методика автоматизированного анализа элементов пространственных механизмов с использованием CAD/CAE-систем. [Текст] // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. – 2014. - №5-2. – С. 36-40.
6. Норенков И.П., Нургужин М.Р. Информационная поддержка машиностроительных изделий. [Текст] // Сборник трудов Международного симпозиума информационные и системные технологии в индустрии, образовании и науке, посвященной 50-летию КарГТУ. (Караганда, 24-25 сентября 2003 г.). – Караганда: КарГТУ, 2003. – С.16-18.
7. Школьник, Л.М. Скорость роста трещин и живучесть металла. [Текст] / Л.М. Школьник.– 215 с.
8. Коцаньда, С. Усталостное растрескивание металлов : пер. с пол. [Текст] / С. Коцаньда ; под ред. С.Я. Яремы. – М. : Metallurgia, 1990. – 623 с.
9. Энгель, Л. Растровая электронная микроскопия. Разрушение : справ. изд. [Текст]/ Л. Энгель, Г. Клингел. – М. : Metallurgia, 1986. – 232 с.

10. Ботвина, Л.Р. Кинетика разрушения конструкционных материалов [Текст] / Л.Р. Ботвина. – М : Наука, 1989. – 230 с.
11. Фрактография – средство диагностики разрушенных деталей [Текст] / М.А. Балтер [и др.]. – М.: Машиностроение, 1978. – 184 с.
12. Расчеты и испытания на прочность в машиностроении: Метод оценки сопротивления металлических материалов усталостному разрушению по шагу усталостных бороздок (МР-189–86). – М.: ВНИИНМАШ, 1986. – 36 с.
13. Bathias, C. There is no infinite fatigue life in metallic materials// Fatigue Fract. Engng. Mater. Sci., 1999. V. 22, No. 7. P. 559–566.
14. Murakami, Y, Nomoto T., Ueda T. Factors influencing the mechanism of superlong fa-tigue failure in steels// Fatigue Fract. Engng. Mater. Sci., 1999.V. 22. № 7. – P. 581–590.
15. Ботвина, Л.Р. Гигацикловая усталость – новая проблема физики и механики разрушения / Л.Р. Ботвина [Текст] // Заводская лаборатория. – 2004. – № 4. – Т. 70. – С. 41–51.
16. О. В. Шашкин., Сафонов М. В. Изучение напряженно-деформированного состояния в сварных и паяных конструкциях при статическом нагружении. [Текст] – М.: Учебное пособие. – Тольятти, 2014.
17. П. Н. Латышев, Каталог САПР. Программы и производители 2014-2015 [Текст] // СОЛОН-ПРЕСС. – Москва, 2015. 691 с.
18. Logan, Daryl L. A First Course in the Finite Element Method, SI Version, 5th Edition. б.м. :CL Engineering, 2011.
19. А.Ю. Шаманин. Методические указания к практическим работам по дисциплине прочность корабля. Расчеты конструкций методом конечных элементов в ANSYS. [Текст] - МГАВТ, 2012-77с.

20. Release 11.0 Documentation for ANSYS. [Электронный ресурс] <http://www.kxcad.net/ansys/ANSYS/ansyshelp/ansys.set.html>.
21. Каплун, А. Б., Морозов, Е. М. и Олферьева, М. А. ANSYS в руках инженера: Практическое руководство. [Текст] Москва: Едиториал УРСС, 2003.
22. Гончаров П. С., Ельцов М. Ю., Коршиков С. Б., Лаптев И. В., Осюк В. А. [Текст] // NX для конструктора машиностроителя. – М: ДМК Пресс, 2010. – 504 с.
23. Алямовский А. А., Инженерные расчеты в SolidWorks Simulation. М.: ДМК Пресс, 2010. 464 с.
24. Введение в систему автоматизированного проектирования САПР V5. Часть 1 – Проектирование деталей: Составители: Сергеев Е.М., Епифанов А.Н., Горшков А.П., Сдобняков В.В. Практикум. – Нижний Новгород: Нижегородский госуниверситет, 2014. – 81 с.
25. Бруйка В.А. Инженерный анализ в ANSYS Workbench: Учебное пособие. [Текст] / В.А. Бруйка, В.Г. Фокин, Е.А. Солдусова, Н.А. Глазунова, И.Е. Адеянов. – Самара: Самар. Гос. Техн ун-т, 2010. – 271с.
26. Гончаров П. С., Артамонов И. А., Халитов Т. Ф., Денисихин С. В., Сотник Д. Е. NX Advanced Simulation. Инженерный анализ. – М.: ДМК Пресс, 2012. – 504 с.
27. Берендеев Н.Н. Применение системы ANSYS к оценке усталостной долговечности. Учебно-методический материал по программе повышения квалификации «Новые подходы в исследованиях и разработках информационно-телекоммуникационных систем и технологий». Нижний Новгород, 2006, 83 с.
28. Расчеты на прочность деталей машин: Справочник/Биргер И.А., Шор Б.Ф., Иосилевич Г.Б.. – М. Машиностроение, 1993. – 640 с.

29. Алпеева Т.В., Емельянов В.М., Котельников А.А. Исследование распределения напряжений в сварных соединениях трубчатых элементов [Текст] // Известия Юго-Зап. гос. ун-та. 2011. № 5–1 (38). С. 133–138.
30. Сидоров В. П. Теория и технология сварочных процессов: сб. задач для студ. спец. 150202 "Оборудование и технология сварочного производства" [Текст] / В. П. Сидоров; ТГУ ; Автомех. ин-т ; каф. "Оборудование и технология сварочного производства". - Изд. 2-е, испр.; ТГУ. - Тольятти: ТГУ, 2009. - 227 с.
31. Локтев И.И., Власов В.А., Тихомиров И.А. Вопросы моделирования технологического процесса [Текст] // Известия томского политехнического университета, 2005. Т. 308. №6. стр. 90-94.
32. Казаков Ю.В. Сварка и резка металлов [Текст]/ Под ред. Ю.В. Казакова. Учеб. пособие. – Тольятти: ТГУ. – 394 с.
33. Локтев И.И., Власов В.А., Тихомиров И.А. Вопросы моделирования технологического процесса [Текст] // Известия томского политехнического университета, 2005. Т. 308. №6. стр. 90-94.
34. Shun Yao Cai, Weizhen Chen, Mohammad M. Kashani, Paul J. Vardanega, Colin A. Taylor [Текст]// Fatigue life assessment of large scale T-jointed steel truss bridge components. Journal of Constructional Steel Research 133 - 2017. 499 – 509.
35. Lu XiuGuang and Sheng Xuanyu., Simulation And Analysis Of Vtype Weld Joint Welding Process Based On 3d Model. [Текст]// International Journal of Recent Scientific Research Vol. 6, Issue, 4, pp.3760-3763, April, 2015.