

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования

«Уральский федеральный университет
имени первого Президента России Б.Н. Ельцина»



На правах рукописи

Семичев Юрий Станиславович

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ
СТАНИН ЗАКРЫТОГО ТИПА
РАБОЧИХ КЛЕТЕЙ ПРОКАТНЫХ СТАНОВ**

Специальность 05.02.09 – Технологии и машины обработки давлением

Диссертация на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Научный руководитель:

доктор технических наук,
доцент

Раскатов Евгений Юрьевич

Екатеринбург – 2019

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
ГЛАВА 1. АНАЛИЗ ИССЛЕДОВАНИЙ НАПРЯЖЕННО– ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ СТАНИН ПРОКАТНЫХ СТАНОВ И ВЫБОР МЕТОДА ИССЛЕДОВАНИЯ	11
1.1. Характеристика объекта исследования	11
1.2. Методы расчета напряженного состояния станин клетей действующих прокатных станов.....	15
1.3. Исследование напряжений в угловых элементах несущих деталей прокатных станов.....	19
1.4. Конструктивно-технологические решения, направленные на увеличение прочности галтели верхней поперечины станины	24
1.5. Методы исследования напряженно–деформированного состояния деталей сложных пространственных конструкций, работающих в условиях силового взаимодействия.....	29
1.6. Основы метода конечных элементов и выбор программы исследования напряженно-деформированного состояния станин клетей прокатных станов	32
1.7. Выбор типа конечного элемента в программе «ANSYS»	36
Выводы по главе 1	40
ГЛАВА 2. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПЛОТНОСТИ РАЗБИЕНИЯ КОНСТРУКТИВНОГО КОНЦЕНТРАТОРА НА ТОЧНОСТЬ РАСЧЕТА НАПРЯЖЕНИЙ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ	42
2.1. О возможных ошибках, возникающих при расчете деформированного состояния конструкций методом конечных элементов	42
2.2. Анализ напряженного состояния и выбор плотности разбиения на элементы в зоне кругового концентратора напряжений	49
2.3. Тестовые задачи для бесконечной пластины с круглым отверстием при одноосном растяжении.....	53

2.4. Оценка точности расчета методом конечных элементов с предложенной схемой разбиения на элементы сопоставлением с результатами расчета плоских задач, имеющих точные аналитические решения.....	58
2.5. Оценка точности расчета МКЭ с предложенной схемой разбиения на элементы сопоставлением со справочными данными.....	65
2.6. Оценка точности математического моделирования задач о концентрации напряжений по результатам эксперимента методом фотоупругости.....	68
Выводы по главе 2	72
ГЛАВА 3. РАЗРАБОТКА, ИССЛЕДОВАНИЕ И ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДА РАСЧЕТА НА УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ СТАНИНЫ ПРОКАТНОГО СТАНА	74
3.1. Построение математической модели узла верхняя поперечина станины-гайка нажимного винта	74
3.2. Привлечение элементов статистической теории усталостного разрушения для оценки запаса прочности галтели верхней поперечины станины	80
3.3. Метод оценки пределов выносливости стали 25Л с учетом реальной геометрии галтели верхней поперечины станины	86
Выводы по главе 3	89
ГЛАВА 4. РАЗРАБОТКА, ИССЛЕДОВАНИЕ И ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ВЕРХНЕЙ ПОПЕРЕЧИНЫ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩЕЙ БЕЗОТКАЗНУЮ РАБОТУ СТАНИН КЛЕТЕЙ ДЕЙСТВУЮЩИХ ПРОКАТНЫХ СТАНОВ	91
4.1. Исследование напряженного состояния и прочности станин клеток действующих прокатных станов.....	91
4.1.1. Станины прокатных станов ОАО «Северсталь».....	91
4.1.2. Станины прокатных станов ОАО «Корпорация ВСМПО – АВИСМА»	95

4.2. Анализ существующих технических решений для снижения максимальных напряжений в угловых соединениях	98
4.3. Разработка и обоснование технических решений, обеспечивающих существенно увеличенную долговечность станины	101
4.4. Применение галтелей с поднутрением стенки для обеспечения безотказной работы станин прокатных станов на ОАО «Северсталь» и ОАО «Корпорация ВСМПО-АВИСМА»	106
Выводы по главе 4	109
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	110
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	112

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования и степень ее разработанности.

Металлургическая промышленность, являясь базовой отраслью, вносит существенный вклад в экономику России. Высокие цены на металлопродукцию и её экспортная ориентированность обусловили в последние годы значительный вклад металлургической промышленности в прирост валового внутреннего продукта России и других макроэкономических показателей.

В настоящее время отчетливо просматривается тенденция роста объемов производства и потребления металлопродукции.

В соответствии со Стратегиями развития черной и цветной металлургии России на 2014 – 2020 годы и на перспективу до 2030 года, утвержденными приказом Министерства промышленности и торговли Российской Федерации № 839 от 05 мая 2014 года, перед отраслью поставлен ряд конкретных задач, **актуальными** из которых являются:

- повышение качественных характеристик продукции и совершенствование ее сортамента;
- значительное увеличение доли продукции, поставляемой на экспорт;
- сокращение доли импорта;
- дальнейшее продвижение отечественной металлопродукции на мировом рынке;
- ресурсосбережение и снижение негативного экологического воздействия на фоне повышения стоимости энергоресурсов и требований к охране окружающей среды.

Выполнение поставленных задач возможно только при использовании современного, высокотехнологичного и надежного оборудования. Но степень износа основных фондов, в том числе, в металлургической промышленности, достигает неблагоприятных для дальнейшего развития отрасли значений. Большинство тяжело нагруженных машин и оборудования находятся в эксплуатации 30-50 и более лет. Такое оборудование, устаревая морально и

физически, перестает соответствовать современным технологическим запросам и требованиям по предупреждению аварийных ситуаций, связанных с его разрушением. Аварийные ситуации, возникающие вследствие поломки базовых деталей мощных металлургических машин, приводят не только к длительным простоям целых производственных линий, но также зачастую сопровождаются человеческими жертвами. Но обновление всего парка тяжелых машин в короткие сроки путем полной их замены является невыполнимой задачей.

В то же время, современный технологический уровень тяжелых машин обеспечат модернизация систем привода, управления и механизации (20 % массы и стоимости оборудования) и сохранение для дальнейшей эксплуатации базовых деталей (станин клетей прокатных станов, колонн и поперечин гидравлических прессов) составляющих до 80 % массы и стоимости оборудования. Поэтому установление и устранение причин физического старения и обеспечение дальнейшей безотказной работы базовых деталей должны составить основу инновационного проекта обновления тяжелых машин.

Процесс физического старения находится в прямой связи с числом разрушений базовых деталей и экономическими затратами, связанными с ликвидацией последствий этих разрушений. Анализ разрушений базовых деталей тяжелых машин показал, что эти разрушения не связаны со старением всего объема материала детали в процессе длительной эксплуатации. Причины разрушения в виде локальных зон, конструктивных и технологических концентраторов напряжений, существовали с самого начала эксплуатации и были “заложены” в машину Заводом-изготовителем на стадиях проектирования, изготовления и монтажа. Своевременное выявление и устранение этих причин позволяет предотвратить значительный экономический ущерб, а в ряде случаев, и катастрофические последствия, вызванные разрушением базовых деталей.

Цель работы – разработка научно обоснованных технических решений, обеспечивающих дальнейшую безотказную эксплуатацию станин клетей действующих прокатных станов, длительное время работающих на металлургических заводах РФ.

Для достижения этой цели необходимо решение следующих основных **задач**:

1. Выбор, развитие и обоснование методов исследования напряженного состояния и прочности станин с учетом их реальной геометрии, условий взаимодействия с сопряженными деталями, режимов эксплуатации и характеристик усталостной прочности материала станин.

2. Проведение исследования напряженного состояния и запаса прочности станин ряда действующих прокатных станов металлургических заводов РФ и на основе этого анализ результатов экспертизы их состояния с указанием запасов усталостной прочности и возможности возникновения аварийной ситуации.

3. Разработка, исследование и обоснование технических решений, обеспечивающих повышенную долговечность станин действующих прокатных станов, как при проектном режиме, так и при увеличенной силе прокатки.

Научная новизна работы заключается в следующем:

1. Установлено, что максимальные напряжения в верхней поперечине станины не связаны с номинальными напряжениями изгиба и сдвига в поперечине, определяемыми методами сопротивления материалов, а находятся у основания расточки под гайку нажимного механизма, причем величина напряжений в данной зоне столь значительна, что может приводить к внезапному преждевременному усталостному разрушению станины.

2. Для расчета математических моделей станин МКЭ:

– предложена и обоснована возможность расчета галтели её контактной площадки с гайкой нажимного винта на локальных математических моделях станин, что существенно снижает трудоемкость и время расчета;

– получены количественные зависимости, связывающие геометрические параметры конструктивного концентратора напряжений с плотностью сетки разбиения, обеспечивающие необходимую точность расчета.

3. Конструктивным параметром, определяющим усталостную прочность станины, является эффективная площадь напряженной поверхности галтели её контактной площадки с гайкой нажимного винта, в пределах которой напряжения изменятся от σ_{\max} до $0,94\sigma_{\max}$.

4. Существенно увеличенную долговечность станины обеспечивает замена существующей радиусной галтели в верхней поперечине станины в месте перехода вертикального отверстия к контактной площадке станины с гайкой нажимного винта на галтель специальной формы с поднутрением стенки отверстия. Такая галтель, сохраняя существующую конструкцию деталей нажимного устройства и размеры отверстия в поперечине, снижает уровень максимальных напряжений до 3 раз и соответственно повышает запас усталостной прочности станины.

Теоретическая и практическая значимость диссертационной работы включает разработку и обоснование предложений по следующим направлениям:

- методам исследования, позволяющим определить запасы усталостной прочности станин действующих прокатных станов;
- конструктивным решениям, обеспечивающим существенно увеличенную долговечность станин клетей действующих прокатных станов.

Методология и методы исследования. Для достижения поставленной цели было использовано сочетание теоретических, экспериментальных и вычислительных методов исследований. Для решения поставленных задач использован метод конечных элементов, реализованный в программном комплексе Ansys. Геометрия моделей, входящих в расчетную схему нагружения станин, построена в программном пакете твердотельного моделирования SolidWorks. Методологической основой работы являются

современные исследования и классические труды отечественных и зарубежных ученых в области теории и практики проектирования прокатных клетей, в частности конструирования станин закрытого типа.

Экспериментальные исследования выполнены в производственных (натурных) условиях ОАО «Северсталь» и ПАО «Корпорация ВСМПО-АВИСМА».

На защиту выносятся:

- математическая модель процесса нагружения станин клетей прокатных станов с учетом режимов нагружения, реальной геометрии и характеристик усталостной прочности материала станин;

- результаты теоретических и экспериментальных исследований по определению напряжений, приводящих к возникновению усталостных трещин и разрушению станин;

- рекомендации по повышению прочности станин прокатных станов.

Достоверность научных положений, выводов и рекомендаций, сформулированных в диссертации, обоснована современными методами исследования напряженного состояния и прочности сложных конструкций и подтверждена результатами натурных исследований станин действующих прокатных станов. В галтелях ряда станин, для которых расчетный запас усталостной прочности составил $n < 1$, были обнаружены усталостные трещины. В галтелях ряда станин, для которых расчетный запас усталостной прочности составил $n > 1$, трещин не обнаружено.

Результаты диссертационной работы приняты к внедрению рядом отечественных металлургических предприятий. Проведена экспертиза состояния с определением запасов усталостной прочности проведена для станин клетей прокатных станов 1700 и 2800 на ОАО «Северсталь» и для станин клетей прокатных станов 1700 и 2000 на ПАО «Корпорация ВСМПО-АВИСМА».

Новая конструкции галтели контактной площадки верхней поперечины внедрены в станинах клетей прокатных станов ОАО «Северсталь» и приняты

для реализации в станинах клетей прокатных станов ПАО «Корпорация ВСПО-АВИСМА».

Апробация результатов исследования. Основные результаты научно-исследовательской работы опубликованы в ряде научно-технических изданий, обсуждены на научно-технических семинарах ОАО «Северсталь», ПАО «Корпорация ВСПО-АВИСМА», УрФУ, доложены на Международной научной конференции «Неделя металлов в Москве».

ГЛАВА 1. АНАЛИЗ ИССЛЕДОВАНИЙ НАПРЯЖЕННО– ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ СТАНИН ПРОКАТНЫХ СТАНОВ И ВЫБОР МЕТОДА ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1. Характеристика объекта исследования

По определению академика А. И. Целикова [1] прокатным станом называется машина или система машин, которые служат как для обработки материалов давлением между вращающимися валками, так и для вспомогательных операций, которыми сопровождается производство проката. Главнейшими типами прокатных станов являются:

- обжимные и заготовочные (в том числе блюминги и слябинги) с диаметром валков до 1500 мм;
- сортовые (в том числе рельсобалочные и крупносортовые) с диаметром валков до 900 мм;
- листовые (в том числе толстолистовые и холодно-прокатные) с длиной бочки валков до 5000 мм;
- трубопрокатные;
- для особых видов проката (в том числе деталепрокатные).

Основным элементом главной линии прокатных станов всех типов является рабочая клеть, состоящая из ряда элементов, назначение которых одинаково для всех прокатных станов. Главными деталями и механизмами клетки являются: прокатные валки, между которыми происходит обжатие прокатываемого металла; подшипники прокатных валков; установочные (или нажимные) механизмы валков, служащие для изменения расстояния между валками; проводки для направления прокатываемого металла при входе и выходе из валков; две вертикальные станины, в окнах которых расположены подушки прокатных валков (станинный узел). Восприятие и замыкание полного технологического усилия происходит в станинном узле. Устройство

Станинного узла показано на примере четырехвалковой клетки 2800 стана горячей прокатки полос (рисунок 1.1).

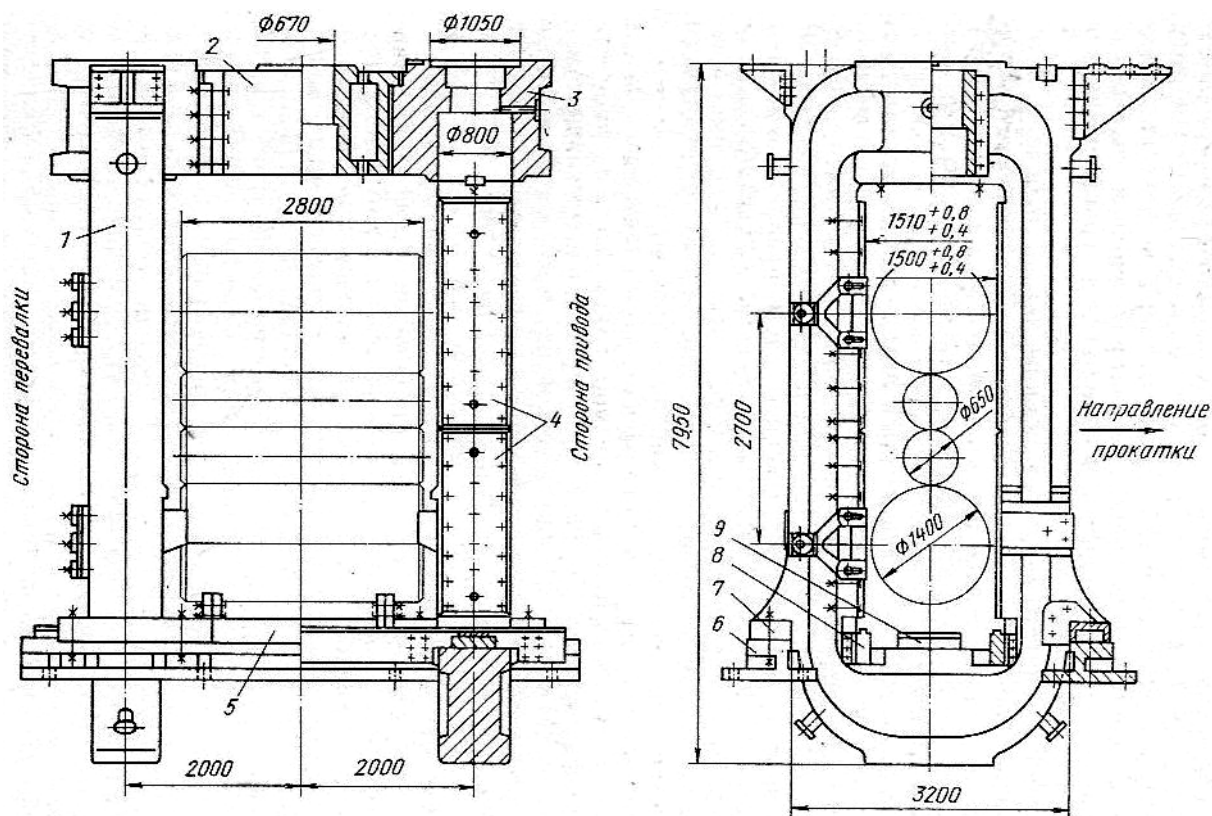


Рисунок 1.1 – Узел станин рабочей клетки 2800 стана горячей прокатки ПОЛОС

Станинный узел включает в себя две станины закрытого типа – левую 1 и правую 3, соединенные в верхней части траверсой 2, а в нижней части траверсой 5. Изнутри окна станины облицованы противоизносными планками 4. Лапами 7 станина опирается на плитовины 6, установленные на фундаменте. В нижней части станин устанавливаются брусья 8 для направления механизма перевалки опорных валков и проставку 9 для подушки нижнего валка.

Наиболее металлоемкими и трудоемкими по условиям изготовления, транспортировки и монтажа являются станины клеток прокатных станов, которые воспринимают давление металла на валки при прокатке. Так станина двухклетьевого непрерывного стана 2800 имеет массу 115 т при силе прокатки до 30 МН, станина стана 5000 имеет массу 330 т при силе прокатки до 120 МН.

Высокая нагруженность и весьма значительные габариты и масса станин определяют важность работ по обеспечению их прочностной надежности. В работе Б.А. Морозова [2] отмечено, что именно прочность станины лимитирует производительность прокатного стана. Это связано с тем, что валки и другие детали клетки периодически заменяются, для их изготовления могут использоваться более прочные материалы, а станина должна сохранять свою работоспособность в течение всего времени эксплуатации прокатного стана.

В то же время, практика эксплуатации показывает, что длительные простои линий производства проката, значительные расходы на ремонт и запасных части могут быть связаны именно с разрушением станин клеток прокатных станов. Во многих случаях тяжесть последствий аварийной ситуации усугубляется внезапностью произошедшего разрушения. «Внезапность» объясняется тем, что конструктивные концентраторы, где возникают максимальные напряжения, превышающие предел усталостной прочности материала, расположены в недоступных для прямого наблюдения местах. В этом случае длительный процесс возникновения и роста усталостной трещины остается незамеченным и проявляется в виде «внезапного» разрушения после достижения ею критического размера.

Такой, скрытой от прямого наблюдения, зоной в верхней поперечине станины является радиусная галтель в месте перехода вертикального отверстия к контактной площадке станины с гайкой нажимного винта (далее галтель в верхней поперечине станины). На рисунке 1.2 показан узел *C* гайки нажимного винта станины рабочей клетки стана трио (рисунок 1.1). Максимальные напряжения возникают на поверхности галтели радиуса R , которая недоступна для прямого наблюдения. Длительный рост усталостных трещин, оставаясь незамеченным, приводит к «внезапному» разрушению станины.

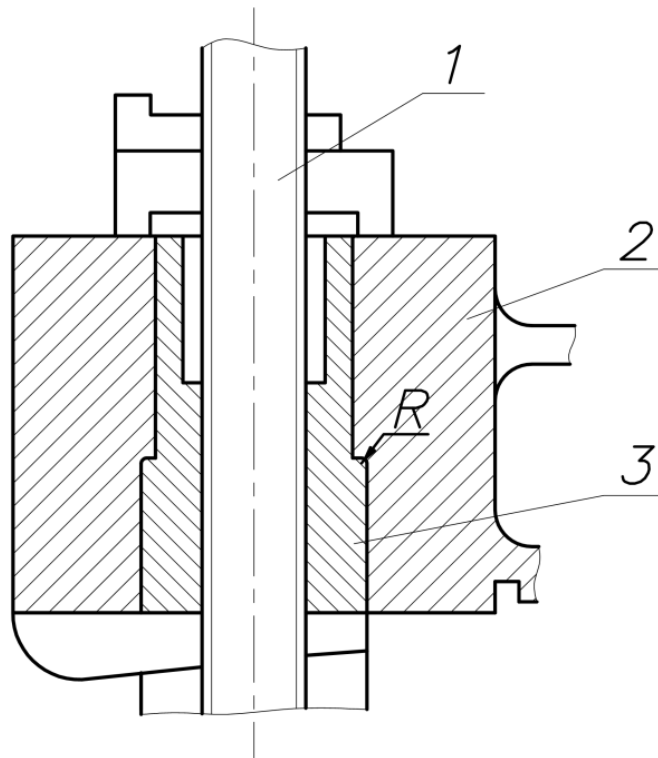


Рисунок 1.2 – Узел гайки нажимного винта стана трио
(узел С по рисунку 1.1):
1 – нажимной винт; 2 – верхняя поперечина станины; 3 – гайка
нажимного винта.

На рисунке 1.3 показаны типовые разрушения станин усталостной трещиной, которая началась на поверхности радиусной галтели в верхней поперечине станины [2].

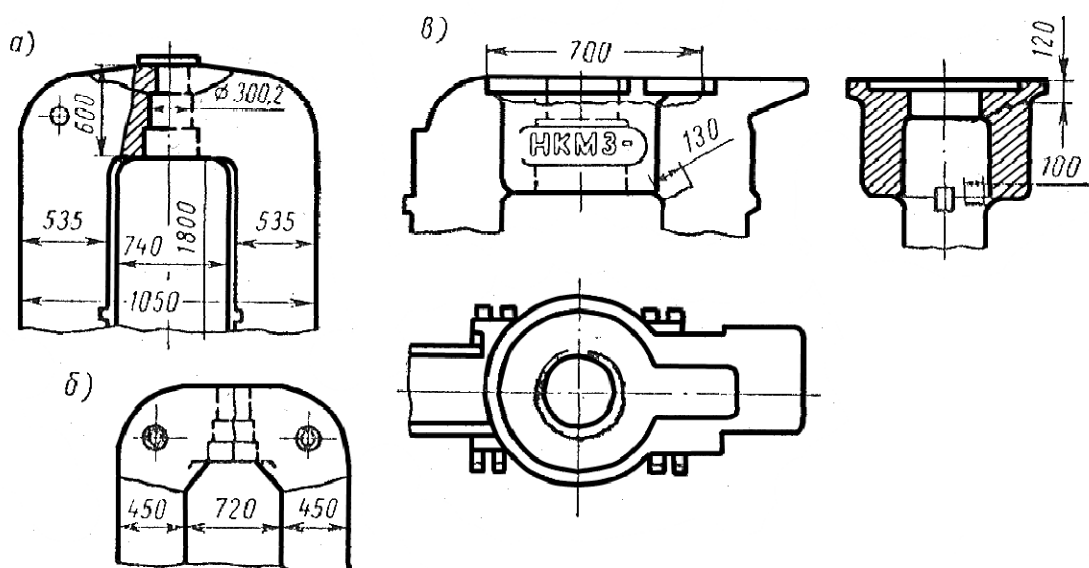


Рисунок 1.3 – Типовые разрушения станин усталостной трещиной на поверхности радиусной галтели в верхней поперечине станины

В настоящее время в металлургической промышленности России большинство прокатных станов находится в эксплуатации 30-50 и более лет. Во многих случаях станины этих станов спроектированы без оценки уровня напряжений и обеспечения усталостной прочности в зоне радиусной галтели в верхней поперечине станины. С увеличением сроков эксплуатации интенсифицируются процессы накопления усталостных повреждений, возникновения и роста усталостных трещин, что приводит к закономерному «внезапному» разрушению станин. Для возможности предупреждения таких разрушений рассмотрим методы исследования и расчета напряженного состояния и оценки прочности станин прокатных станов по материалам литературных источников.

1.2. Методы расчета напряженного состояния станин клеток действующих прокатных станов

Методы расчета напряженного состояния станин действующих прокатных станов подробно изложены в работе [1]. Методами сопротивления материалов производится расчет станины рабочей клетки на опрокидывание и усилия в опорах, расчет на прочность станин на вертикальные усилия прокатки. Напряжения в верхней поперечине, где расположены отверстия под нажимной винт и гайку нажимного винта, определяются вертикальными силами, поэтому далее покажем расчет станины под действием этих сил.

Эпюра изгибающих моментов и напряжений для прямоугольной станины под действием сосредоточенных сил P , направленных вертикально по оси симметрии станины, показана на рисунке 1.4, а.

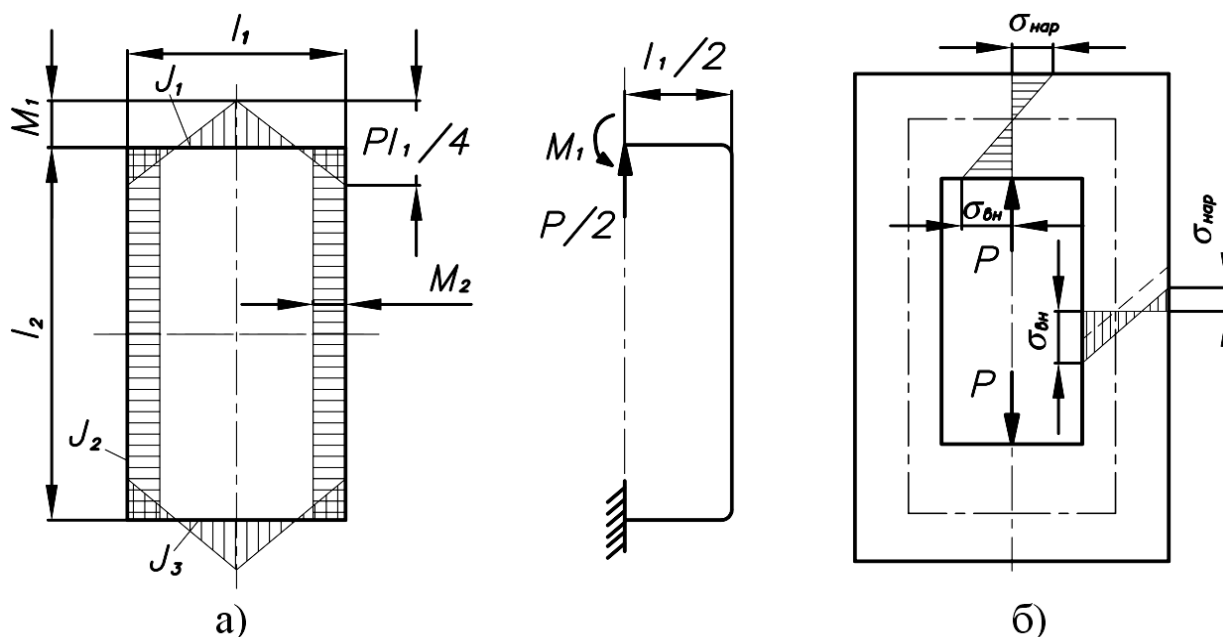


Рисунок 1.4 – Эпюры изгибающих моментов и напряжений в станине клетки прокатного стана:

а – эпюры изгибающих моментов; б – эпюры напряжений

Напряжения в станине подсчитываются по формулам:

– в середине поперечины:

$$\text{на внутреннем волокне } \sigma_{вн} = -\frac{M_1}{W_{вн}} \text{ (сжатие)}, \quad (1.1)$$

$$\text{на внешнем волокне } \sigma_{нар} = \frac{M_1}{W_{нар}} \text{ (растяжение)}, \quad (1.2)$$

– в стойке:

$$\text{на внутреннем волокне } \sigma_{вн} = \frac{P}{2F_2} + \frac{M_2}{W_{вн}} \text{ (растяжение)}, \quad (1.3)$$

$$\text{на внешнем волокне } \sigma_{нар} = \frac{P}{2F_2} - \frac{M_2}{W_{нар}} \quad (1.4)$$

В приведенных выше формулах F_2 , $W_{вн}$, $W_{нар}$ — площадь сечения стойки и моменты сопротивления по внутреннему и наружному волокнам.

Станины прокатных станов работают под действием циклических нагрузок, поэтому для предупреждения усталостного разрушения соответствующий запас прочности n должен быть равен приблизительно двум [1]. Этот запас прочности для поперечины определяется по формуле

$$n = \frac{\sigma_r}{\frac{\sigma}{2} \left(1 + \frac{K_\sigma}{\varepsilon_{П\sigma} \cdot \varepsilon_{M\sigma}}\right)} \quad (1.5)$$

где σ_r - предел усталостной прочности материала при изгибе, отвечающий асимметрии цикла изменения напряжений в детали, МПа;

σ - номинальное напряжение в детали от максимальных усилий, действующих при нормальном процессе прокатки, МПа;

K_σ - эффективный коэффициент концентрации напряжений;

$\varepsilon_{П\sigma}$ и $\varepsilon_{M\sigma}$ - коэффициенты влияния качества поверхности и масштабного фактора.

Радиусная галтель в верхней поперечине станины расположена вблизи нейтральной оси поперечины. В этой зоне номинальные напряжения $\sigma=0$ (рисунок 1.4). В этом случае, запас усталостной прочности n в концентраторах, расположенных вблизи нейтральной оси достигает весьма больших значений (формула 1.5 при $\sigma \approx 0$), что снимает вопрос о более точной оценке напряженного состояния в конструктивном концентраторе, расположенном в этой зоне.

При минимальных значениях номинальных напряжений σ в средней части поперечины конструктивное оформление переходных сечений в этой зоне может быть произвольным или направленным на максимальную экономию габаритов и массы детали. Именно такое направление и было принято при проектировании узла верхняя поперечина станины-гайка нажимного винта для большинства прокатных станов.

Гайки нажимных винтов обычно выполняют одноступенчатыми (рисунок 1.5). Высоту гайки определяют исходя из допустимого удельного давления в резьбе 15-20 МПа, которая в соответствии с этим принимается приблизительно равной $(1,2-2) \cdot d_0$, где d_0 - наружный диаметр резьбы. Наружный диаметр гайки выбирают, исходя из удельного давления 60-80

МПа на поверхности контакта с верхней поперечиной станины. Диаметр одноступенчатой гайки обычно равен $(1,5-1,8) \cdot d_0$. Крупные гайки устанавливают в станине с гарантированным зазором обычно по посадке типа H/e для облегчения их замены. Для гайки с внешним диаметром, например, 500 мм, зазор между внешним диаметром гайки и диаметром отверстия под гайку в верхней поперечине станины будет составлять около 0,35 мм, что соответствует острому углу в месте перехода вертикального отверстия к контактной площадке станины с гайкой нажимного винта с весьма высоким уровнем концентрации напряжений.

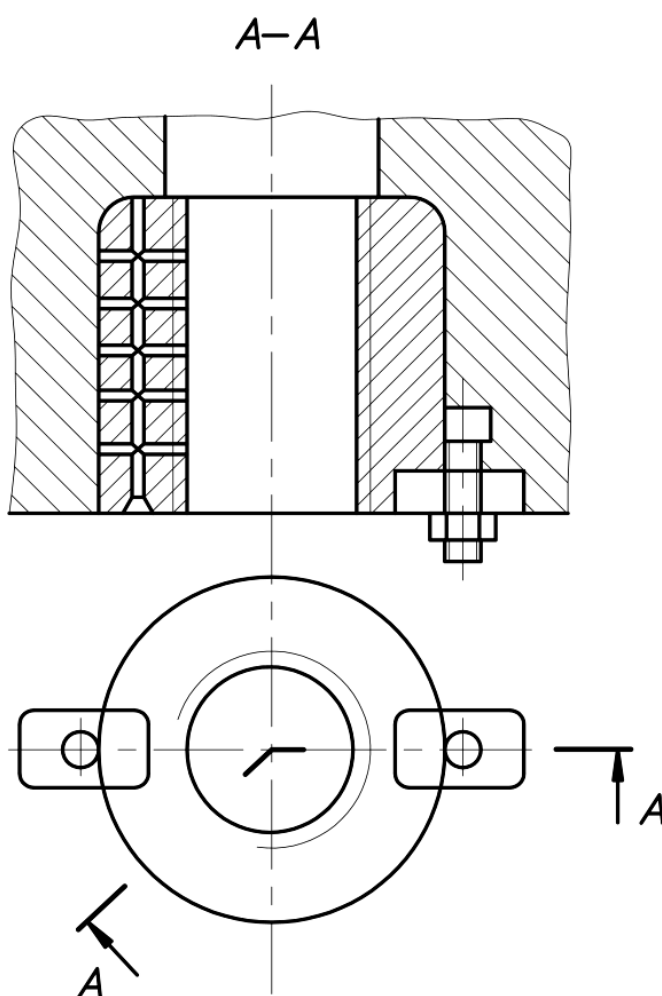


Рисунок 1.5 – Конструктивное оформление узла верхняя поперечина станины-гайка нажимного винта

Таким образом, в руководящих материалах по проектированию станин указания по конструктивному оформлению радиусной галтели в верхней

поперечине станины не связаны с оценкой и обеспечением необходимого запаса прочности верхней поперечины станины прокатного стана.

1.3. Исследование напряжений в угловых элементах несущих деталей прокатных станов

Контактная поверхность верхней поперечины станины с гайкой нажимного винта с сопряженной радиусной галтелью относится к обширному классу переходных угловых сопряжений, которые содержатся практически во всех силовых деталях машин. Применительно к несущим деталям прокатных станов и прессов исследование напряжений в угловых сопряжениях рассмотрено в работе [3].

Прочность деталей ступенчатой конфигурации определяют максимальные напряжения, возникающие в галтельных сопряжениях ступеней. Для учета этих напряжений используют безразмерный параметр - теоретический коэффициент концентрации напряжений K_T , который показывает во сколько раз максимальные напряжения в галтели σ_{\max} превышают номинальные напряжения $\sigma_{\text{ном}}$, которые определяются, обычно, методами сопротивления материалов.

$$\sigma_{\max} = K_T \cdot \sigma_{\text{ном}} \quad (1.6)$$

Типовые конструкции и схемы нагружения деталей с угловыми элементами, которые рассмотрены в работе [3], представлены на рисунках 1.6 и 1.7.

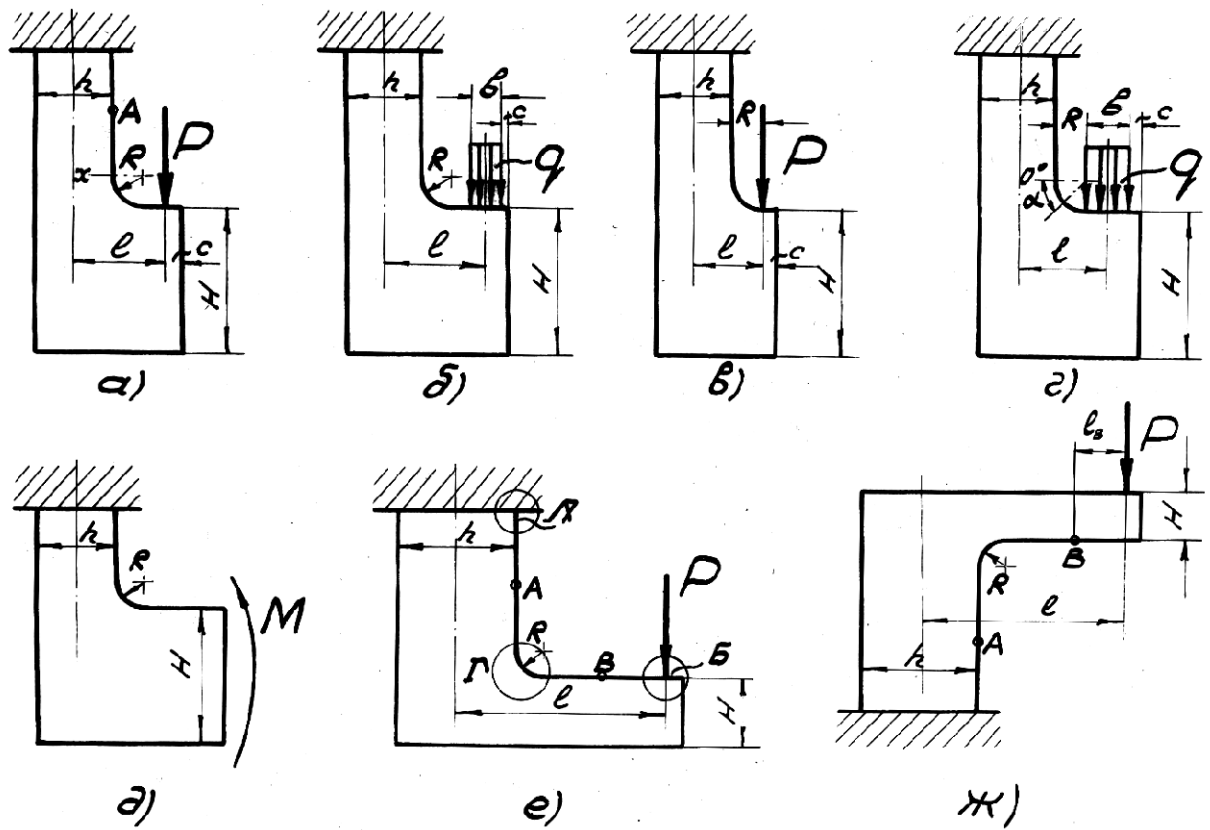


Рисунок 1.6 – Конструкции и расчетные схемы плоских деталей с угловыми элементами

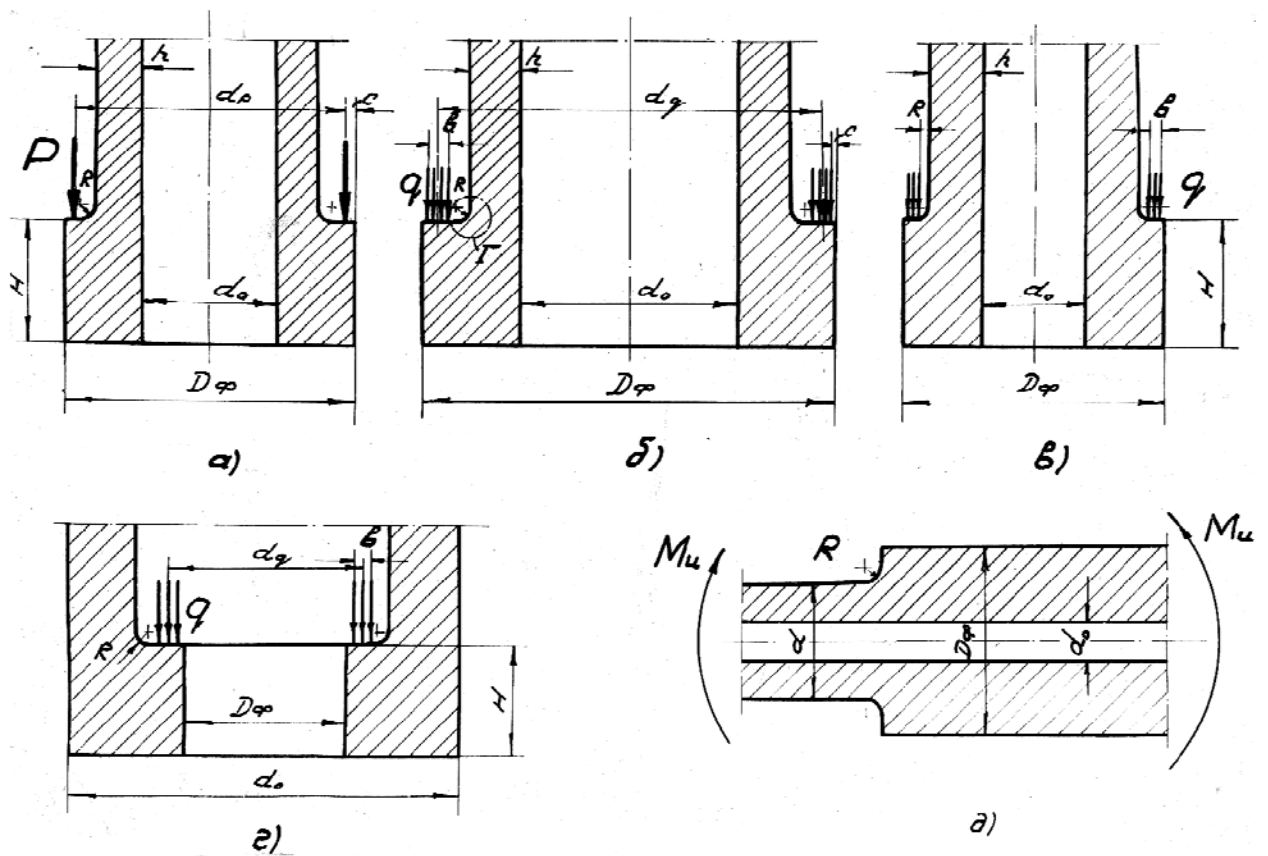


Рисунок 1.7 – Конструкции и расчетные схемы пространственных деталей с угловыми элементами

Расчеты коэффициентов концентрации K_T теоретическими и экспериментальными методами для плоских (рисунок 1.6) и осесимметричных (рисунок 1.7) деталей представлены в работах [4, 5, 6, 7] и большом количестве других работ отечественных и зарубежных авторов. Однако, их результаты не могут быть использованы для определения напряжений в радиусной галтели верхней поперечины станины клетки прокатного стана. Это связано с тем, что, во-первых, радиусная галтель расположена вблизи нейтральной оси верхней поперечины, где номинальные напряжения $\sigma_{ном}$ от действия изгибающих моментов близки к нулевым значениям (рисунок 1.4, б). Поэтому максимальные напряжения в этой зоне, подсчитанные по формуле 1.6, даже при наличии существенной концентрации напряжений, также будут близки к нулевым значениям. Во-вторых, верхняя поперечина станины, в которой расположена гайка нажимного винта (рисунок 1.1), не имеет осевой симметрии, поэтому для радиусной галтели нельзя использовать результаты, полученные для осесимметричных деталей, изображенных на рисунке 1.7.

Исследования напряженного состояния угловых переходов станин методами фотоупругости на пространственных и плоских моделях из оптически чувствительного материала и тензометрирования натуральных станин представлены в работе Б.А. Морозова [2]. По результатам исследований сделаны следующие выводы:

1. Напряжения на внутренней поверхности стоек и наружных поверхностях нижних поперечин по данным, полученным на всех типах моделей, совпадают с результатами расчета по методу А.И. Целикова [1], давая расхождение в пределах 10–20%.

2. На напряженное состояние верхней поперечины значительное влияние оказывает отверстие под гайку нажимного винта. Наибольшие растягивающие напряжения в точке А (рисунок 1.8) для широкого диапазона рассмотренных соотношений основных размеров в 2,5 - 3 раза превышают номинальные напряжения, подсчитанные для станины как для жесткой рамы.

3. При достаточно большом переходном радиусе $R=0,1d$ напряжения в точках C (рисунок 1.8) имеют величину меньшую, чем в точке A , и не являются расчетными. Однако, если радиус R взят меньше указанной величины, то напряжения в точках C резко возрастают. Количественная оценка напряжений в точке C не производилась, так как в модели при $R=0,2d$ переходная галтель превращается в острый угол и напряжения определить не удается.

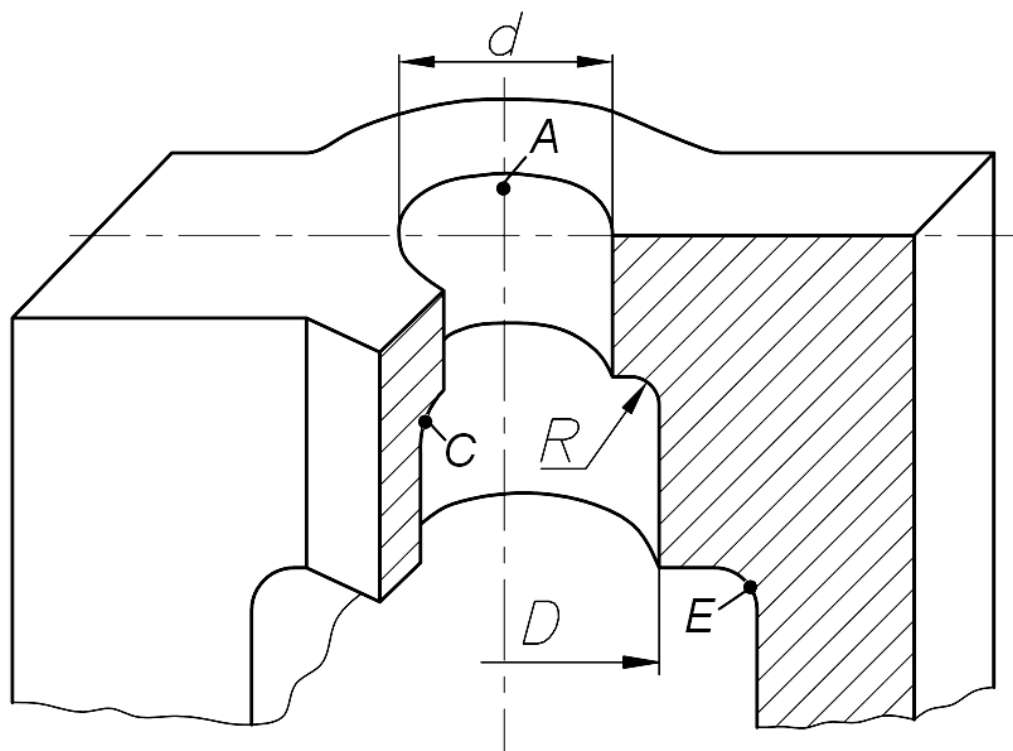


Рисунок 1.8 – Схема верхней поперечины станины прокатного стана: места A, C, E – зоны конструктивных концентраторов напряжений

Таким образом, в работе [2] не содержится каких-либо количественных оценок максимальных напряжений в радиусной галтели верхней поперечины станины, а критический радиус галтели оценивается в зависимости только от диаметра d отверстия под нажимной винт. Но напряженное состояние галтели в данном случае зависит также от ее расположения по высоте верхней поперечины, соотношения диаметров d и D нажимного винта и его гайки и ряда других факторов. Отсутствие таких зависимостей не позволяет использовать представленный в работе [2] материал для количественной оценки напряженного состояния и прочности станин прокатных станов и

разработки технических решений по обеспечению их дальнейшей надежной работы.

Количественная оценка напряженного состояния радиусной галтели верхней поперечины станины применительно к станине блюминга 1100 Кузнецкого металлургического комбината дана в работе [8]. Исследования проведены методом фотоупругости на двух пространственных моделях. Представленные ниже результаты по напряженному состоянию соответствуют нагрузке в 10 МН на одну станину.

Модель в масштабе 1:20, выполненная геометрически подобной натуре, служила для оценки общего напряженного состояния конструкции и определения напряжений во всех концентраторах, кроме радиусной галтели верхней поперечины станины. Модель, целиком выполненная из оптически-активного материала ЭД-М, исследовалась с применением «замораживания». Результаты исследования показали, что максимальные напряжения на верхнем контуре отверстия под нажимной винт и в угловых переходах внутреннего контура станины (точки *A* и *E*, рисунок 1.8) не превышают 140 МПа.

Напряжения в радиусной галтели верхней поперечины станины определены на локальной модели станины, воспроизводящей в масштабе 1:6,7 верхнюю поперечину. Модель выполнена из оптически неактивного стекла с клейкой из оптически-активного материала. Радиусы галтелей в модели составляли 0,5 мм, 1 мм и 2,7 мм, что соответствовало натурным радиусам 3,4 мм, 6,7 мм и 18,1 мм. В модели различные радиусы галтели получены путем переточки галтели с меньшего радиуса на больший.

Напряжение в натурной галтели радиусом 2 мм получено экстраполяцией и составило 250 МПа (рисунок 1.9). Таким образом, эта галтель является наиболее напряженным местом станины и определяет ее прочность и долговечность при эксплуатации.

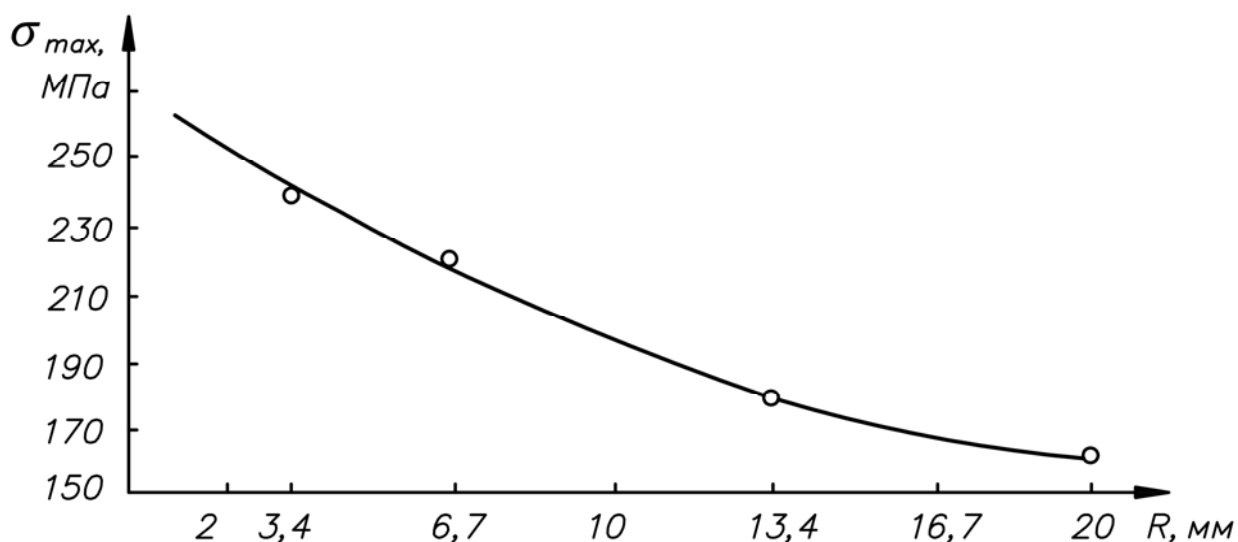


Рисунок 1.9 – Максимальные напряжения в галтели верхней поперечины станины в зависимости от радиуса галтели для станины блюминга 1100 КМК

Исследование, представленное в работе [1.12], впервые дало количественную оценку напряжений в радиусной галтели верхней поперечины станины и показало закономерность возникновения и развития усталостных трещин в этой зоне. Но для оценки напряженного состояния и прочности этой зоны для других действующих прокатных станов необходим метод расчета, позволяющий учитывать особенности конструкции и условия нагружения каждого прокатного стана.

1.4. Конструктивно-технологические решения, направленные на увеличение прочности галтели верхней поперечины станины

Разрушения станин ряда прокатных станов, связанные с возникновением и ростом усталостных трещин в галтели верхней поперечины станины, явились причиной поиска возможных путей снижения максимальных напряжений в этой зоне.

В работе [2] на основании опыта эксплуатации действующих прокатных станов и анализа результатов экспериментальных методов исследования станин предлагаются следующие конструктивные и технологические решения, направленные на повышение несущей способности станин действующих прокатных станов:

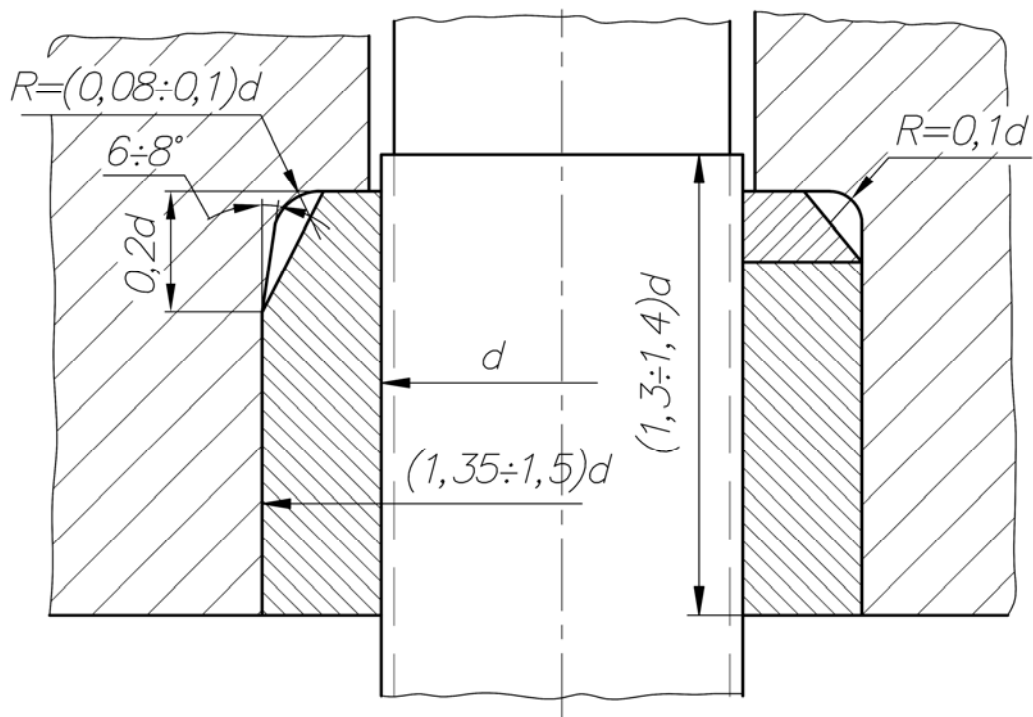
1. Дополнительная расточка отверстия в верхней поперечине под гайку нажимного винта для придания необходимого радиуса закругления галтели верхней поперечины станины (рисунок 1.10, а). При пределе текучести (при сжатии) для бронзы БрАЖ 9-4 $\sigma_T = 250\text{--}300$ МПа возможно увеличение допускаемых напряжений смятия до $[\sigma] = 120$ МПа, что в 1,5–2 раза превышает существующие нормы $[\sigma] = 60\text{--}80$ МПа. Можно сохранить прежние напряжения смятия, введя между гайкой и станиной дополнительную переходную шайбу, что, однако, несколько уменьшает высоту гайки (рисунок 1.10, а).

2. Упрочнение посредством обкатки роликами наиболее нагруженной части верхней поперечины в точках С (рисунок 1.8) и примыкающих к ним мест.

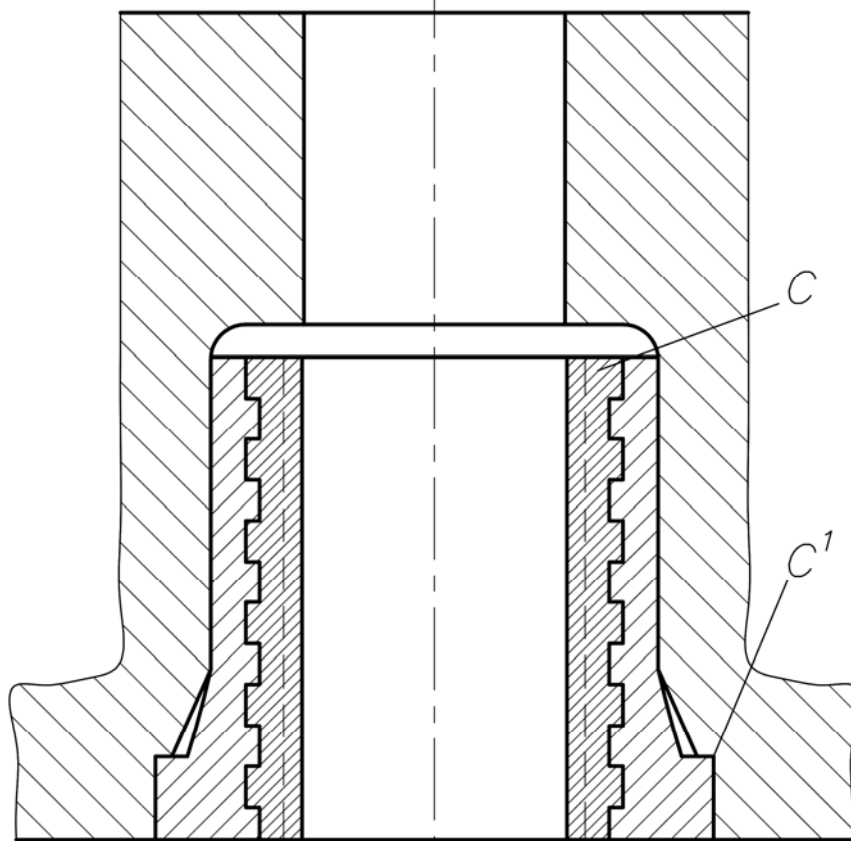
3. При проектировании новых станов повышение нагрузочной способности станины можно получить, применяя биметаллические гайки с буртом, передающим усилие от гайки на нижнюю поверхность поперечины (рисунок 1.10, б). Этим достигается уменьшение концентрации напряжений в точке С, и перенесение максимальных напряжений из зоны растяжения в зону сжатия.

Решения по пунктам 1 и 2 не были приняты в связи с необходимостью усложнения конструкции гайки нажимного винта и отсутствием уточненных расчетных оценок напряженного состояния, обосновывающих необходимость увеличения прочности галтели верхней поперечины для станин действующих прокатных станов.

Для новых станов техническое решение по пункту 3 также не было принято. Это связано с тем, что при проектировании новых станов можно снизить максимальные напряжения соответствующим увеличением радиуса галтели верхней поперечины и не усложнять конструкцию узла.



а)



б)

Рисунок 1.10 – Рациональные конструкции гаек нажимного винта:
 а – модернизация существующей конструкции; б – конструкция гайки
 нажимного винта для вновь проектируемой станины

Одним из способов, позволяющих снизить максимальные напряжения в угловом сопряжении, является применение галтели специальной формы вместо радиусной галтели. В работе [2] разработка и напряженное состояние таких галтелей показано на примере плоского углового соединения (рисунок 1.11, а).

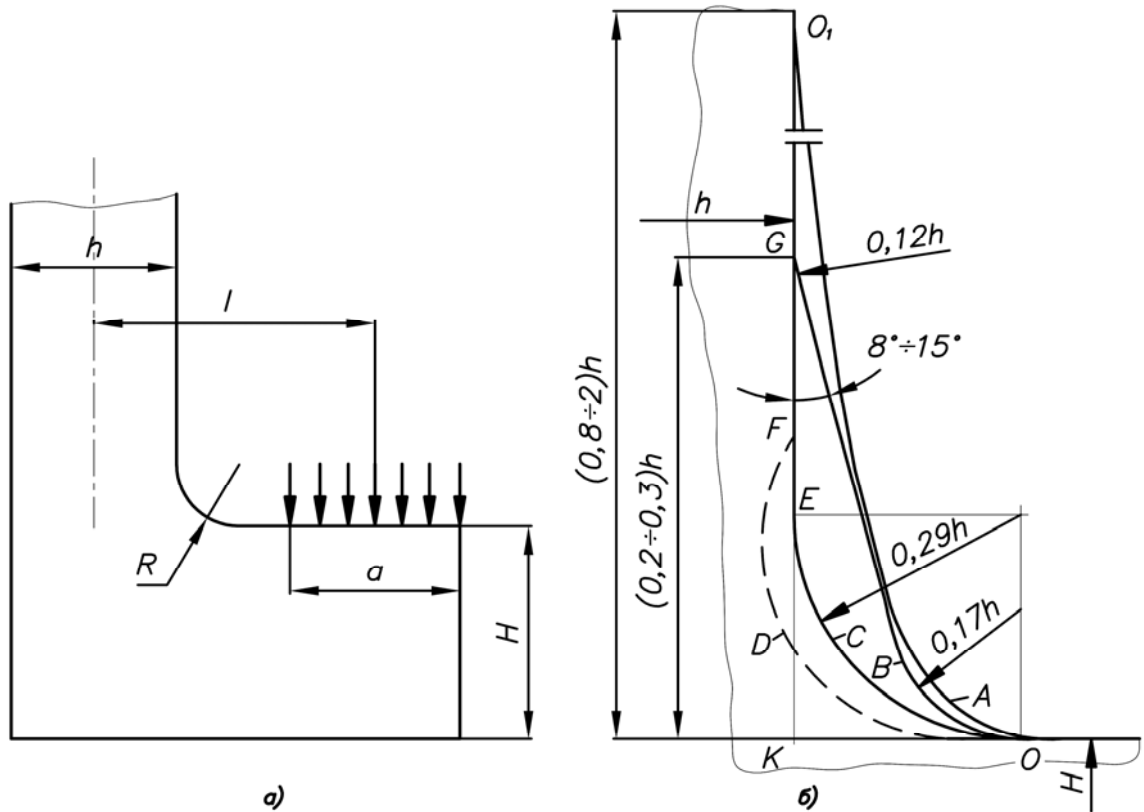


Рисунок 1.11 – Модель углового соединения с различной формой переходных сечений: а - геометрия и схема нагружения углового соединения; б - геометрия переходных сечений

Исследование проведено на моделях методом фотоупругости. Последовательным снятием материала модели из наименее напряженных мест с последующей фиксацией напряженного состояния получен оптимальный профиль, совпадающий с профилем «обтекаемой» кривой (кривая OAO_1 , рисунок 1.11, б). В галтели, выполненной по «обтекаемой» кривой, максимальные напряжения не превышают номинальных напряжений $\sigma_{ном}$. Для детали по рисунку 1.11, а:

плечо приложения равнодействующей силы P

$$l = 0,5h + R + 0,2h = 0,7h + R, \quad (1.7)$$

номинальные напряжения

$$\sigma_{\text{ном}} = \sigma_{\text{изг}} + \sigma_{\text{раст}} = \frac{P}{\delta h^2} (H + 6l) \quad (1.8)$$

Применение оптимальных переходных кривых не всегда возможно в связи со значительно большими их размерами по сравнению с радиусными сопряжениями. Уменьшенные или приближенные по форме к оптимальной кривой переходные сечения *OAG* и *OBG* и радиусная галтель *OCE* (рисунок 1.11, б) дают более высокие напряжения. Коэффициенты концентрации максимальных напряжений

$$\alpha_{\sigma} = \sigma_{\text{макс}} / \sigma_{\text{ном}} \quad (1.9)$$

для различных типов переходных сечений представлены в таблице 1.

Таблица 1.1 – Коэффициенты концентрации напряжений в угловом соединении для различных типов переходных сечений

Обозначение кривой	<i>OAO₁</i>	<i>OAG</i>	<i>OBG</i>	<i>OCE</i>	<i>ODF</i>
Коэффициент концентрации α_{σ}	1	1,15	1,35	1,5	2

Замена оптимальной галтели круговым сопряжением, имеющим радиус, равный короткой стороне оптимальной кривой, повышает максимальные напряжения в 1,5 раза. Наиболее значительное снижение напряжений, до $\alpha_{\sigma} = 2$, дает выкружка с поднутрением, часто применяемая конструкторами для увеличения площади контактной поверхности.

На основании изложенного можно констатировать, что оптимальное и приближенное к оптимальному переходное сечение требует размер короткой стороны равный, по крайней мере, ширине контактной площадки. В работе [1] указано, что гайка нажимного винта и отверстие под гайку выполняются по посадке типа *H/e* с гарантированным зазором. При такой посадке для гайки с внешним диаметром, например, 500 мм, максимальный зазор между

гайкой и стенкой отверстия не превышает 0,35 мм, что исключает для действующих прокатных станов возможность использования как больших радиусных галтелей, так и приближенных оптимальных галтелей.

Результаты представленного выше обзора показывают, что ни одно из предложенных конструктивно-технологических решений не было использовано для повышения прочности верхних поперечин станин действующих прокатных станов. Это обусловлено, во-первых, тем, что принятые методы расчета не дают возможности оценить запасы прочности в зоне радиусной галтели верхней поперечины. Отсутствие таких оценок не позволяет обосновать необходимость изменения конструкции действующего прокатного стана, спроектированного и изготовленного ведущими заводами тяжелого машиностроения.

Во-вторых, предложенные технические решения требуют изменения и усложнения конструкции узла верхняя поперечина станины-гайка нажимного винта, что не может быть осуществлено в действующих прокатных станах.

1.5. Методы исследования напряженно-деформированного состояния деталей сложных пространственных конструкций, работающих в условиях силового взаимодействия

Станины клетей крупных прокатных станов для обеспечения заданных технологических параметров имеют габариты и массу предельные по возможностям крупнейших машиностроительных заводов и транспорта. Основным технологическим параметром прокатного стана является сила прокатки, которая передается на его станины. Весьма большие силы, воспринимаемые станинами, определяют высокие требования к их прочности и долговечности, которые должны обеспечиваться на протяжении всего периода эксплуатации стана.

Первым этапом оценки и обеспечения прочности станин является исследование их напряженного состояния с установлением величин максимальных напряжений в зонах конструктивных концентраторов. Станины прокатных станов имеют сложную геометрию и работают в

силовом контакте с сопряженными деталями, поэтому методы исследования их напряженного состояния должны учитывать, как реальную геометрию деталей, так и условия их взаимодействия. Для исследования напряженно-деформированного состояния (НДС) деталей с учетом сцепления, проскальзывания и различных параметров шероховатости применяются аналитические, численные и экспериментальные методы.

Аналитические методы решают задачи распределения полей напряжений напрямую, формируя системы дифференциальных уравнений на основании фундаментальных физических принципов. Точное решение, если удастся получить уравнения в замкнутой форме, возможно только для простейших случаев геометрии, нагрузок и граничных условий [9].

Довольно широкий круг задач может быть решен с использованием приближенных решений систем дифференциальных уравнений. Эти решения имеют форму рядов, в которых младшие члены отбрасываются после исследования сходимости. Как и точные решения, приближенные требуют регулярной геометрической формы и простых граничных условий. Такие решения не могут быть применены к большинству практических задач. Принципиальное преимущество аналитических методов состоит в том, что они обеспечивают глубокое понимание исследуемой проблемы.

В общем случае контактные задачи с учетом реальных свойств материала и особенностей поверхностей контактирующих тел не поддаются аналитическому решению и могут быть изучены приближенно, в частности, с применением численных методов и ЭВМ [9].

Численными методами может быть исследован более широкий круг проблем. Энергетические методы [10] позволяют отыскивать минимум выражения для полной потенциальной энергии конструкции на всей заданной области. Этот подход хорошо работает только при решении определенных задач. Метод граничных элементов [11] аппроксимирует функции, удовлетворяющие решаемой системе дифференциальных уравнений. Размерность задачи понижается, поскольку элементы

представляют только границы моделируемой области. Однако применение этого метода требует знания фундаментального решения системы уравнений, которое бывает трудно получить.

Метод конечных разностей [12] преобразует систему дифференциальных уравнений и граничные условия в соответствующую систему алгебраических уравнений. Этот метод позволяет решать нерегулярные задачи со сложными геометрией, граничными условиями и нагрузками. Однако процесс решения методом конечных разностей часто оказывается слишком медленным из-за того, что требование регулярной сетки на всей исследуемой области приводит к системам уравнений очень больших порядков.

Метод конечных элементов [13] распространяется практически на неограниченный класс задач, так как позволяет использовать различные элементы простых форм для получения разбиений. Размеры конечных элементов, которые могут быть скомбинированы для получения приближения к любым нерегулярным границам, в разбиении иногда различаются в десятки раз. Допускается приложение нагрузки произвольного вида к элементам модели и наложение граничных условий любого типа. Основной проблемой становится увеличение временных затрат для получения результата. Изменение любого существенного аспекта в модели обычно требует полного повторного решения задачи. Однако, это незначительная цена, поскольку метод конечных элементов часто является единственно возможным способом решения. Метод применим ко всем классам проблем распределения полей, которые включают в себя прочностной анализ конструкций, перенос тепла, течение жидкости и электромагнетизм.

При решении многих сложных нелинейных контактных задач, возникающих в современном машиностроении и не поддающихся аналитическим решениям и решениям с помощью численных методов, необходимо проводить экспериментальные исследования.

Для определения контактных перемещений и напряжений применяются следующие методы: метод хрупких тензочувствительных покрытий, метод измерения перемещений точек поверхности элемента индикаторами часового типа или механотронными датчиками, ультразвуковой метод, рентгенография, магнитоабсорбционный метод, методы акустоупругости, инфракрасной радиометрии, радиоспектроскопический. Кроме того, используются оптические методы (голография, интерферометрия, поляризационно–голографическая интерферометрия, метод оптически чувствительных покрытий, делительных сеток, поляризационно–оптический метод исследования напряжений и его отдельные направления, спекл-графия, спекл-интерферометрия, изодин, каустик и псевдокаустик, теневой метод, основанный на преломлении лучей света в зоне высокой концентрации контактных напряжений. Существуют различные типы приборов и аппаратуры для проведения тензометрических измерений. В ряде случаев контактного взаимодействия напряженно–деформированное состояние среды определяется процессом резания.

На основании результатов анализа различных методов исследования НДС деталей и конструкций, а также принимая во внимание современный уровень развития информационных технологий, для расчета станин прокатных станов выбран метод конечных элементов (МКЭ), позволяющий получать результаты со степенью точности, допустимой при инженерных расчетах сложных конструкций.

1.6. Основы метода конечных элементов и выбор программы исследования напряженно-деформированного состояния станин клеток прокатных станов

Возникновение МКЭ связано с решением задач космических исследований (1950 г.). Этот метод создан на базе строительной механики и теории упругости, а уже потом был осмыслен математиками, которые часто называют данный метод вариационно–разностным, подчеркивая тем самым его математическую природу. Существенный толчок в своем развитии МКЭ

получил после того, как было доказано (1963 г.), что этот метод можно рассматривать как один из вариантов известного в строительной механике метода Рэлея–Ритца, который путем минимизации потенциальной энергии позволяет свести задачу к системе линейных уравнений равновесия.

Связь МКЭ с процедурой минимизации позволила широко использовать его при решении задач в других областях техники. Метод применялся к задачам, описываемым уравнениями Лапласа или Пуассона (например, электромагнитные поля). Решение этих уравнений также связано с минимизацией некоторого функционала. Известны решения с помощью этого метода задач распространения тепла, задач гидромеханики и, в частности, задач о течении жидкости в пористой среде.

Область применения МКЭ существенно расширилась, когда было показано (1968 г.), что уравнения, определяющие элементы в задачах строительной механики, распространения тепла, гидромеханики, могут быть легко получены с помощью таких вариантов метода взвешенных невязок, как метод Галеркина или способ наименьших квадратов. Установление этого факта сыграло важную роль в теоретическом обосновании МКЭ, так как позволило применять его при решении многих типов дифференциальных уравнений. Таким образом, МКЭ из численной процедуры решения задач строительной механики превратился в общий метод численного решения дифференциальных уравнений или систем дифференциальных уравнений. Этот прогресс был достигнут за довольно короткий срок, благодаря совершенствованию быстродействующих ЭВМ.

Основная идея метода конечных элементов состоит в том, что любую непрерывную величину (перемещение, температура, давление и т.п.) можно аппроксимировать моделью, состоящей из отдельных элементов (участков). На каждом из этих элементов исследуемая непрерывная величина аппроксимируется кусочно-непрерывной функцией, которая строится на значениях исследуемой непрерывной величины в конечном числе точек рассматриваемого элемента.

В общем случае непрерывная величина заранее неизвестна, и нужно определить значения этой величины в некоторых внутренних точках области. Дискретную модель, однако, очень легко построить, если сначала предположить, что известны числовые значения этой величины в некоторых внутренних точках области (далее «узлы»). Построение дискретной модели происходит следующим образом:

- область определения непрерывной величины разбивается на конечное число подобластей, называемых элементами. Эти элементы имеют общие узловые точки и в совокупности аппроксимируют форму области;

- в рассматриваемой области фиксируется конечное число точек. Эти точки называются узловыми точками или просто узлами;

- значение непрерывной величины в каждой узловой точке первоначально считается известным, однако эти значения в действительности еще предстоит определить путем наложения на них дополнительных ограничений в зависимости от физической сущности задачи;

- используя значения исследуемой непрерывной величины в узловых точках и ту или иную аппроксимирующую функцию, определяют значение исследуемой величины внутри области.

Аппроксимирующие функции выбираются в виде линейных, квадратичных или кубических полиномов. Для каждого элемента можно подбирать свой полином, но полиномы подбираются таким образом, чтобы сохранить непрерывность величины вдоль границ элемента. Этот полином, связанный с данным элементом, называют «функцией элемента».

С этой точки зрения конструкцию можно рассматривать как некоторую совокупность конструктивных элементов, соединенных в конечном числе узловых точек. Если известны соотношения между силами и перемещениями для каждого отдельного элемента, то, используя известные приемы строительной механики, можно описать свойства и исследовать поведение конструкции в целом.

В сплошной среде число точек связи бесконечно, и именно это составляет основную трудность получения численных решений в теории упругости. Понятие «конечных элементов» представляет собой попытку преодолеть эту трудность путем разбиения сплошного тела на отдельные элементы, взаимодействующие между собой только в узловых точках, в которых вводятся фиктивные силы, эквивалентные поверхностным напряжениям, распределенным по границам элементов. Если такая идеализация допустима, то задача сводится к обычной задаче строительной механики, которая может быть решена численно.

Таким образом, при использовании МКЭ решение краевой задачи для заданной области ищется в виде набора функций, определенных на некоторых подобластях (конечных элементах) [14].

Механика контактных взаимодействий деформируемых твердых тел представляет большую и активно развивающуюся область механики сплошных сред. Лишь в результате решения контактных задач могут быть сформулированы граничные условия на поверхности деформируемых тел, адекватные действительности [15, 16]. На данный момент практически все комплексы, использующие МКЭ, могут решать задачи статики как в линейной, так и в нелинейной постановках с достаточной точностью. Поэтому при выборе расчетного пакета для анализа взаимодействия базовых деталей машин к нему, прежде всего, предъявляются требования надежного и удобного описания контактных взаимодействий и наличия базовых методов решения контактных задач в конечно-элементной постановке [17, 18, 19, 20, 21, 22, 23; 24]. При выборе конечно-элементного комплекса, с помощью которого проводились все расчеты напряженно-деформированного состояния конструкций в данной работе, к нему были предъявлены следующие требования:

– препроцессор комплекса должен обеспечивать возможность трехмерного твердотельного моделирования геометрии;

– препроцессор комплекса должен иметь возможность создания конечно-элементных сеток в автоматическом и полуавтоматическом режимах;

– библиотека конечных элементов комплекса должна содержать все основные типы элементов для расчета на прочность;

– комплекс должен предоставлять средства решения задач контактного взаимодействия типа «поверхность – поверхность» с учетом трения, обеспечивая при этом возможность описания как геометрических, так и математических зазоров и натягов, а также предоставлять возможность выбора метода решения контактных задач;

– постпроцессор комплекса должен обеспечивать наглядное представление полученных расчетом результатов (перемещения, деформации, напряжения, контактные давления, раскрытие/нераскрытие контактных стыков, взаимные смещения контактных поверхностей);

– надежность результатов, получаемых комплексом, должна быть подтверждена его широким использованием в мировой расчетной практике.

Существует большое количество российских и зарубежных программных комплексов, предназначенных для расчета конструкций МКЭ (МЕГА, ФИТТИНГ, ДИАНА, ЛИРА, АПМ WinMachine, ANSYS, Cosmos, MSC/NASTRAN, MSC/MARC, LS-DYNA и т.д.). Эти программы ориентированы как на решение общих задач по напряженно-деформированному состоянию сложных конструкций, так и на решение ряда специальных задач.

Среди всего многообразия конечно-элементных программ для использования был выбран комплекс ANSYS, наилучшим образом отвечающий указанным требованиям.

1.7. Выбор типа конечного элемента в программе «ANSYS»

Программный комплекс «ANSYS», обладая весьма широкими возможностями для решения различного рода задач, возникающих при исследовании базовых деталей тяжелых машин, предъявляет особые

требования к подбору определенного класса конечных элементов, плотности их расположения в единице объема. На рис. 1.12. показаны основные типы конечных элементов, используемые при дискретизации непрерывных трехмерных объектов для проведения расчетов на прочность. Каждый из этих элементов имеет свои особенности.

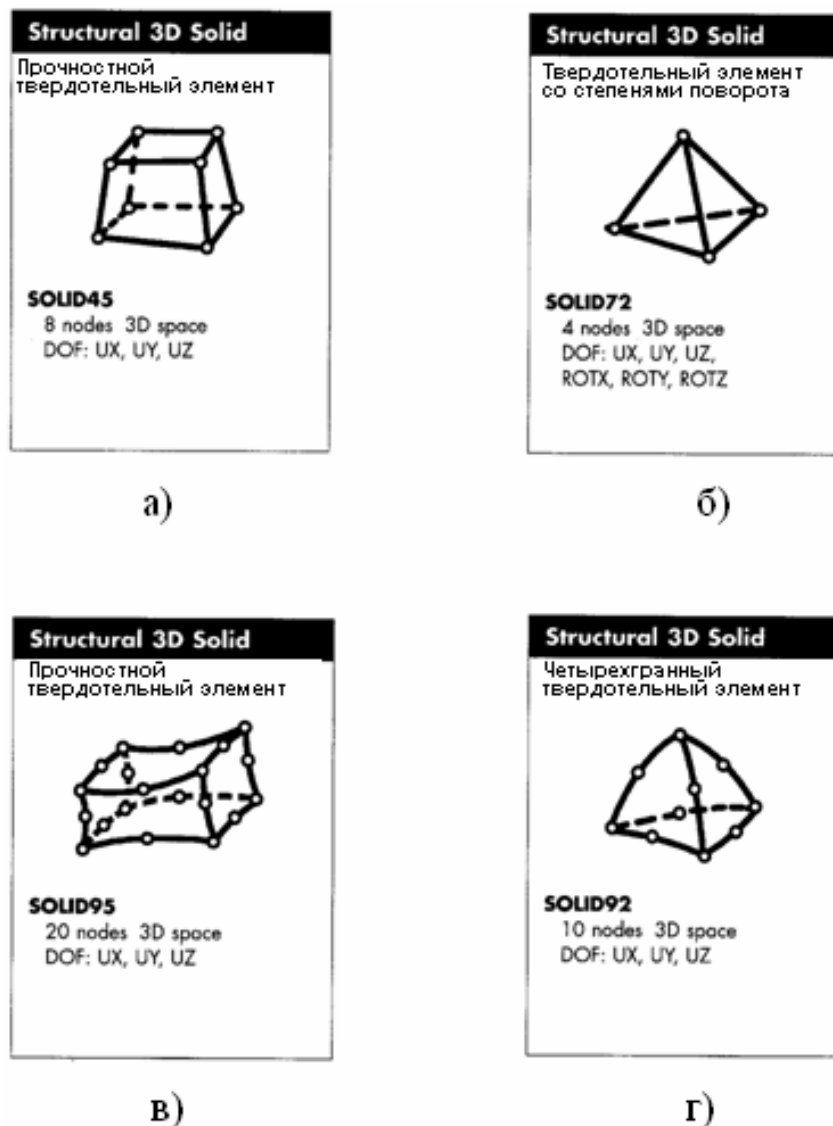


Рисунок 1.12 – Типы конечных элементов, используемые при прочностных расчетах конструкций:

- а - 8-узловой гексаэдрический элемент 1-го порядка с 3-мя степенями свободы в узле;
- б - 4-узловой тетраэдрический элемент 1-го порядка с 6-ю степенями свободы в узле;
- в - 20-узловой гексаэдрический элемент 2-го порядка с 3-мя степенями свободы в узле;
- г - 10-узловой тетраэдрический элемент 2-го порядка с 3-мя степенями свободы в узле

Элементы первого порядка (рисунок 1.12, а, б) имеют преимущество перед элементами второго порядка (рисунок 1.12, в, г) с точки зрения скорости формирования матрицы жесткости, что существенно влияет на время выполнения расчетов с учетом того, что решение контактной задачи – процесс итерационный. Гексаэдрические элементы (рисунок 1.12, а, в) предпочтительней тетраэдрических (рисунок 1.12, б, г), поскольку последние имеют склонность к физически необоснованным осцилляциям полей напряжений в концентраторах. Кроме того, использование тетраэдрических элементов приводит к сильному увеличению размерности модели, что также сказывается на времени счета. Исходя из вышесказанного, в данной работе был выбран для использования 8-узловой гексаэдрический элемент 1-го порядка SOLID45 с 3-мя степенями свободы в узле (рисунок 1.18, а). Геометрия базовых деталей большинства тяжелых машин не очень сложная, что позволяет проводить конечно-элементное разбиение этих деталей на гексаэдрические элементы в полуавтоматическом режиме. При этом данный тип элемента дает прекрасные результаты как при исследовании НДС в зонах концентрации напряжений, так и при решении контактных задач [16]. Также данный тип элементов позволяет минимизировать необходимые расчетные ресурсы.

Одним из наиболее важных этапов в конечно-элементном анализе является построение на модели сетки конечных элементов (КЭ), то есть разделение всей модели на маленькие кусочки (конечные элементы), связанные между собой в узлах. Построение КЭ сеток проводится путем изыскания компромисса между затрачиваемыми на решение ресурсами и точностью получаемых результатов.

Рекомендуемые правила, возникшие вследствие особенностей МКЭ, и которых необходимо придерживаться при построении КЭ сетки на модели следующие:

- более частая сетка (меньшие размеры КЭ) требуется в областях с высокой концентрацией напряжений, т.е. там, где ожидается большой

градиент деформаций и напряжений. Именно такой тип напряженного состояния наиболее характерен для таких элементов деталей металлургических машин и оборудования, как галтели цилиндров, технологические отверстия траверс и впадины витков резьбы колонн гидравлических прессов, галтели станин прокатных станов и т.п. В то же время редкая сетка (бóльшие размеры КЭ) может применяться в зонах с более или менее постоянными деформациями или напряжениями, а также в областях, не представляющих особого интереса.

– чем меньше линейный размер КЭ, тем большее количество элементов в модели, при этом время вычисления экспоненциально возрастает, а ошибки анализа уменьшаются. Однако, ошибки уменьшаются не до нуля, так как с увеличением числа элементов накапливаются ошибки округления ЭВМ [25].

– необоснованное уменьшение размеров элементов может привести к увеличению размерности задачи на порядок, не дав желаемых результатов в отношении точности получаемого решения.

Программный комплекс ANSYS использует два основных метода построения сетки: построение произвольной сетки и построение упорядоченной сетки. Каждый метод имеет свои преимущества и недостатки в отношении затрачиваемого времени на создание сетки, получения решения и точности найденного результата. В работах [25, 26] говорится, что КЭ сетка может генерироваться в ручном режиме, полуавтоматическом или в автоматическом. В последнем случае двумя способами: заданием вручную размеров элементов для отдельных участков модели, либо полностью автоматически с указанием степени точности разбиения (от 1 для самого малого размера КЭ до 10 самого большого размера КЭ). Обзор литературы показал, что ни в одном из рассмотренных источников не даны количественные зависимости, связывающие плотность конечно-элементной сетки в зонах конструктивных концентраторов с необходимой точностью расчета.

Выводы по главе 1

1.1. Значительное число «внезапных» разрушений станин прокатных станов связано с возникновением и развитием усталостных трещин в галтелях верхних поперечин.

1.2. Методы расчета, которые были приняты при проектировании станин действующих прокатных станов, не позволяли с достаточной точностью оценить уровень максимальных напряжений в узле верхняя поперечина станины-гайка нажимного винта. Отсутствие таких оценок привело к созданию конструкций, в которых не были обеспечены необходимые запасы усталостной прочности деталей узла.

1.3. Результаты экспериментальных исследований, проведенные на моделях методом фотоупругости, показали, что для ряда станин действующих прокатных станов максимальные напряжения в галтели верхней поперечины достигают 250 МПа, что значительно превышает предел усталостной прочности стали 25Л, из которой изготовлены станины. Дальнейшая эксплуатация станин при столь высоком уровне напряжений приведет к возникновению трещин и разрушению станины.

1.4. Предложенные в ряде работ конструктивно-технологические решения по увеличению прочности узла верхняя поперечина станины-гайка нажимного винта не были приняты в связи с отсутствием расчетных оценок, обосновывающих закономерность разрушения станин при существующем конструктивном исполнении этого узла. Поэтому при дальнейшей эксплуатации прокатных станов возможны «внезапные» разрушения станин за счет возникновения и развития усталостных трещин в верхних поперечинах.

1.5. Проведен анализ современных методов исследования напряженного состояния сложных пространственных узлов и деталей с учетом

конструктивных и технологических особенностей, определяющих их прочность.

1.6. На основании результатов анализа методов исследования для расчета напряженного состояния станины прокатного стана выбран метод конечных элементов, реализованный в программе «ANSYS».

1.7. Точность расчета методом конечных элементов в существенной степени зависит от плотности разбиения объема детали на конечные элементы. Обзор литературы показал, что ни в одном из рассмотренных источников не даны количественные зависимости, связывающие плотность конечно-элементной сетки в зонах конструктивных концентраторов с необходимой точностью расчета.

ГЛАВА 2. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПЛОТНОСТИ РАЗБИЕНИЯ КОНСТРУКТИВНОГО КОНЦЕНТРАТОРА НА ТОЧНОСТЬ РАСЧЕТА НАПРЯЖЕНИЙ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Отсутствие количественных зависимостей, связывающих плотность конечно-элементной сетки в зонах конструктивных концентраторов с необходимой точностью расчета, в ряде случаев приводит к ошибочным результатам и неверным техническим решениям [27]. В качестве примера рассмотрим расчет МКЭ двухэксцентриковых валов кривошипных горячештамповочных прессов (КГШП), представленный в работе [28].

2.1. О возможных ошибках, возникающих при расчете деформированного состояния конструкций методом конечных элементов

В работе [28] рассматривается оптимизация конструкции двухэксцентриковых валов тяжелых кривошипных горячештамповочных прессов (КГШП). Оптимизация заключается в выборе геометрии переходной зоны от опорной части вала к диску эксцентрика, обеспечивающей уменьшение величины максимальных напряжений по сравнению с радиусной формой зоны переходного сечения (рисунок 2.1, место А). Вал имеет две плоскости симметрии как по геометрии, так и по схеме нагружения, что при составлении расчетной модели позволяет рассматривать одну четвертую часть вала.

В базисных конфигурациях двухэксцентриковых валов зона перехода в плоскости симметрии вала выполнена как четверть окружности радиуса R_4 (рисунок 2.2, а). Сравнимый контур галтельного перехода (рисунок 2.2, б) состоит из поверхности, которая в плоскости симметрии представлена линией, образованной концевыми круговыми дугами, сопряженными с линиями контуров вала и эксцентрикового диска и прямой линией, соединяющей эти дуги.

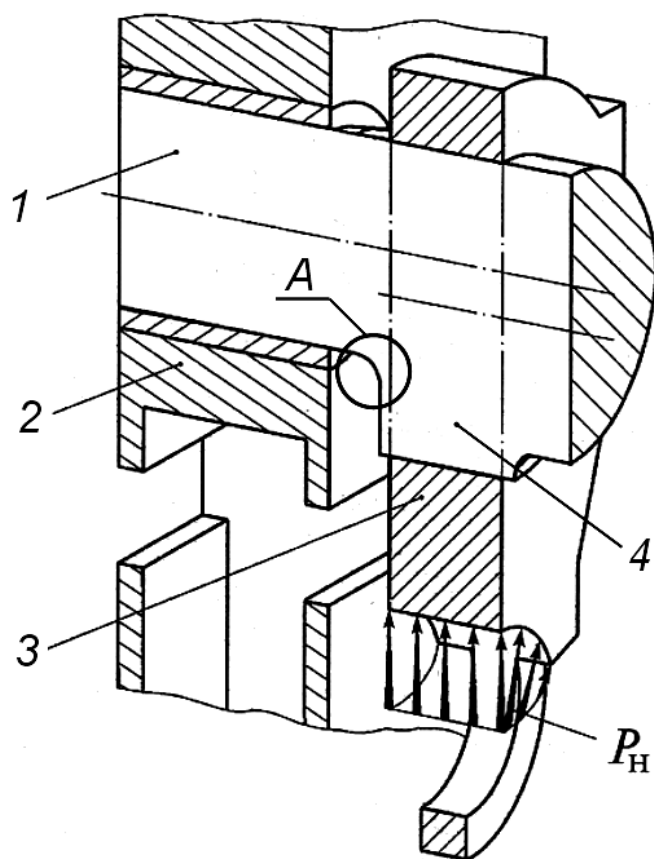


Рисунок 2.1 – Узел двухэксцентрикового вала:
 1 – цилиндрическая опорная часть вала; 2 – стойка; 3 – шатун;
 4 – цилиндрический диск эксцентрика; А – переходная зона;
 P_H – технологическая нагрузка.

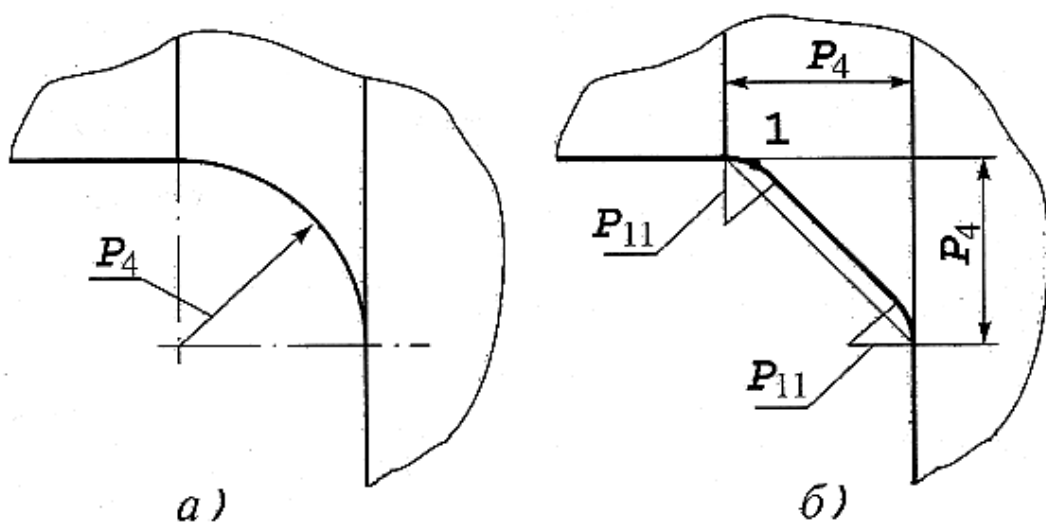


Рисунок 2.2 – Конструктивные варианты контуров галтельных переходов от опорной части вала к эксцентриковому диску:
 а, б – радиальный R и комбинированный K контуры

Объединенный ансамбль МКЭ всего вала включал в себя построенные препроцессором комплекса МАКС цилиндрические области, представленные пентаэдрами первого порядка, и зоны галтелей заданных конфигураций, образованные по программе COSMOS произвольными тетраэдрами первого порядка. С учетом ожидаемых высоких градиентов напряжений аппроксимация областей галтельных переходов реализована сетками элементов с большим сгущением, чем в цилиндрических областях.

На рисунке 2.3. показана конечно-элементная сетка и напряженное состояние эксцентрикового вала прессы силой 160 МН. Для радиусной галтели (рисунок 2.2, а) параметр $P_4 = 200$ мм, для комбинированной галтели (рисунок 2.2, б) параметр $P_4 = 200$ мм, параметр $P_{11} = 100$ мм. Сопоставление вариантов производится по эквивалентным напряжениям.

Результаты расчета показали, что в комбинированной галтели максимальные напряжения $\sigma_{K \text{ макс}}$ в 1,25 раза меньше, чем максимальные напряжения $\sigma_{R \text{ макс}}$ в радиусной галтели: $\sigma_{K \text{ макс}} = 355$ МПа, $\sigma_{R \text{ макс}} = 441$ МПа. Столь существенное различие максимальных напряжений для комбинированной и радиусной галтелей при одинаковой их базе (размер P_4 , рисунок 2.2) несколько отличается от общепринятых представлений. Так по данным работы [2] уменьшение максимальных напряжений лишь в 1,11 раза по сравнению с круговой галтелью радиуса R обеспечивает галтель, форма которой близка к форме теоретической оптимальной кривой, но база в одном из направлений увеличена до $2R$. Это заставляет более внимательно оценить в расчете [28] влияние плотности разбиения на элементы зоны переходной галтели двухэксцентрикового вала на величину максимальных напряжений в этой зоне.

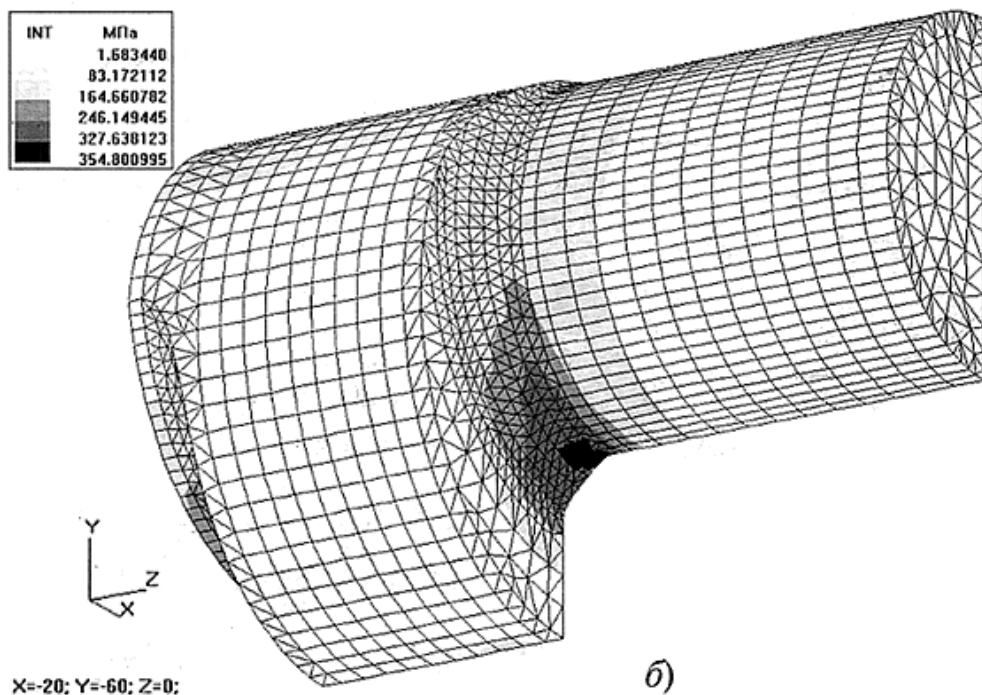
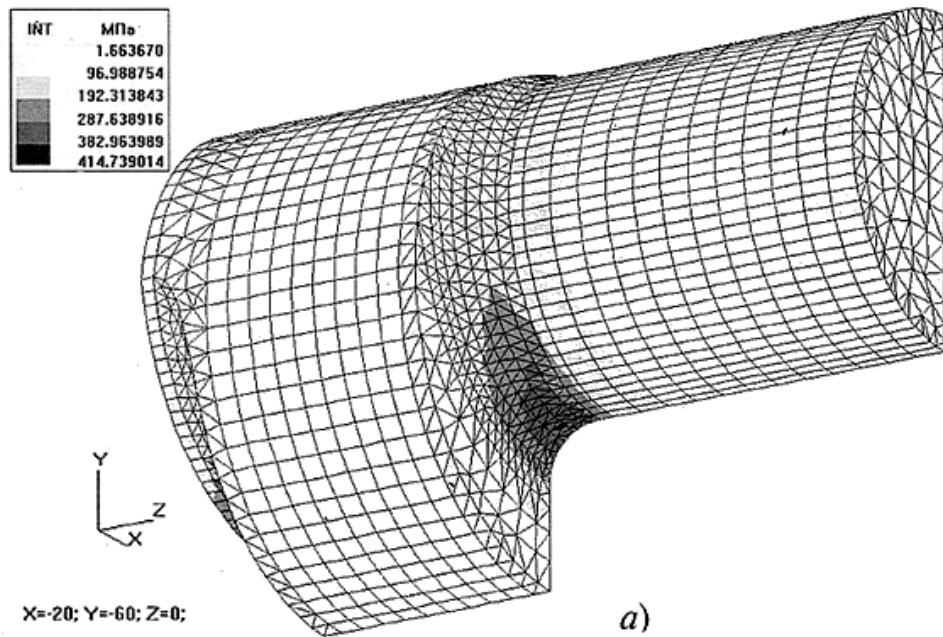


Рисунок 2.3 – Конечно-элементная сетка и напряженное состояние ($\sigma_{\text{ЭКВ}}$, МПа) объемных моделей эксцентрикового вала прессы силой 160 МН: а – радиусная галтель: $P_4 = 200$ мм; б – комбинированная галтель: $P_4 = 200$ мм, $P_{11} = 100$ мм

В конечно-элементных моделях (рисунок 2.3.) на линии сечения плоскостью симметрии поверхностей радиальной и комбинированной галтелей число элементов одинаково и равно 6. Поэтому в радиальной

галтели при дуге 90° на один элемент разбиения приходится дуга 15° , а в комбинированной галтели на один элемент разбиения приходится дуга $22,5^\circ$. Так как в зоне конструктивного концентратора существует градиент напряжений как вдоль контура, так и по нормали к контуру, то относительно более крупное разбиение (меньшая плотность) радиусной зоны в комбинированной галтели должно приводить к большему сглаживанию пиков и занижению максимальных напряжений.

Для приближенной оценки погрешностей, связанных с плотностью разбиения на элементы расчетной пространственной модели, проведены расчеты плоских моделей вала для условий плоской деформации. Размеры, схемы закрепления и нагружения радиусной ($P_4 = 200$ мм) и комбинированной ($P_4 = 200$ мм, $P_{11} = 100$ мм) плоских моделей соответствовали размерам, схемам закрепления и нагружения пространственных моделей.

Конечно-элементные сетки радиусной и комбинированной плоских моделей, соответствующие объемным моделям, также содержали по 6 элементов между точками сопряжения горизонтальной линии опорного вала с вертикальной линией эксцентрика (рисунки 2.4, а и 2.4, б). Также, как и в пространственных моделях на 1 элемент разбиения в радиусной галтели приходилась дуга 15° , а на 1 элемент разбиения в комбинированной галтели приходилась дуга $22,5$. Плоские модели для сравнительной оценки точности расчета имели по $7,5^\circ$ дуги на 1 элемент разбиения как для радиусной, так и для комбинированной галтелей. Соответственно, для обеих моделей была увеличена плотность разбиения внутренних областей, прилегающих к поверхностям галтелей (рисунки 2.5, а и 2.5, б).

Результаты расчетов представлены в таблице 2.1. Максимальные напряжения в комбинированной галтели даны в сопоставительной форме по отношению к максимальным напряжениям в радиусной галтели.

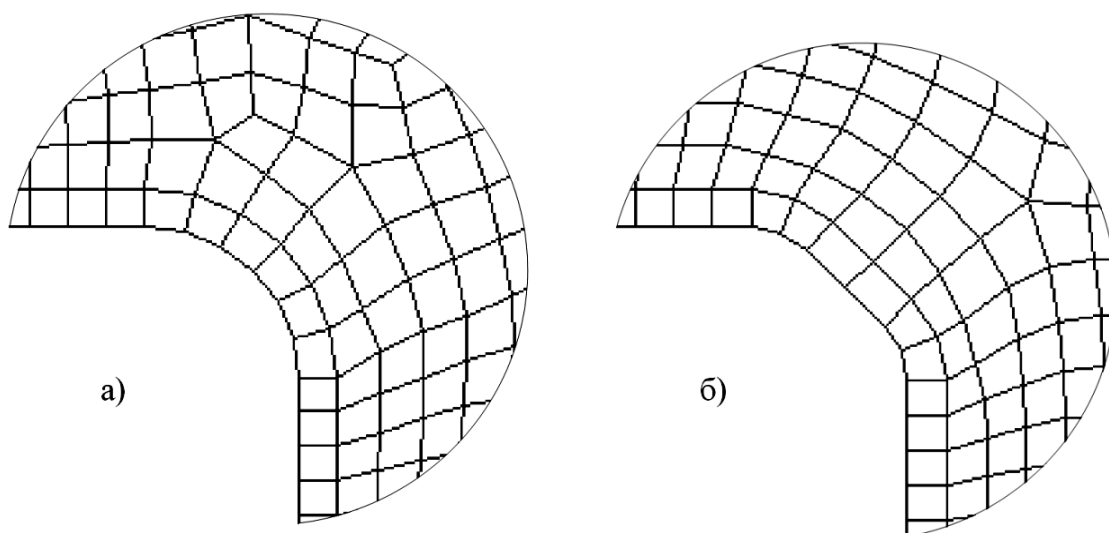


Рисунок 2.4 – Конечно-элементные сетки плоских моделей эксцентрикового вала с 6 элементами разбиения на контуре галтели:
 а - радиусная галтель; б – комбинированная галтель

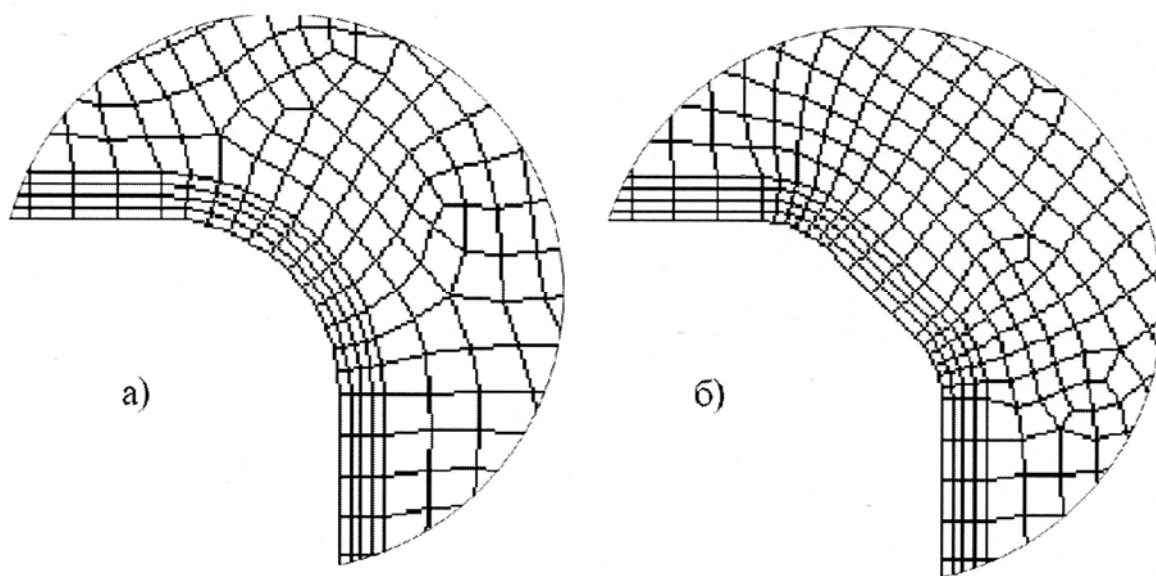


Рисунок 2.5 – Конечно-элементные сетки плоских моделей эксцентрикового вала, содержащие дугу 7,5° на 1 элемент разбиения на контуре галтели:
 а - радиусная галтель; б – комбинированная галтель

В плоских моделях, также, как и в объемных, при 6 элементах разбиения напряжения в комбинированной галтели действительно меньше, чем в радиусной галтели: $\sigma_{K \text{ макс}} = 0,91 \cdot \sigma_{R \text{ макс}}$. При увеличении плотности элементов до дуги 7,5°, приходящейся на 1 элемент разбиения для обеих моделей соотношение максимальных напряжений существенно изменяется.

В этом случае максимально напряженной становится комбинированная галтель, напряжения в которой на 6% больше, чем в радиусной галтели.

Таблица 2.1 – Соотношения максимальных напряжений в галтелях эксцентрикового вала

Тип модели	Система разбиения	Максимальное напряжение в радиусной галтели	Максимальное напряжение в комбинированной галтели
Объемная модель	6 элементов на дуге 90°	1	0,8
Плоская модель	6 элементов на дуге 90°	1	0,91
Плоская модель	дуга 7,5° на 1 элемент разбиения	1	1,06

Представленный выше пример показывает, что недостаточно обоснованный подход к выбору плотности разбиения конечно-элементной сетки вызывает не только количественное занижение результатов расчета, но, в ряде случаев, приводит к ошибочной оценке технических решений при выборе рациональных конструктивных вариантов деталей. В данном случае по результатам решения пространственной модели двухэксцентрикового вала [28] получено ошибочное представление о существенно меньшей величине напряжений в комбинированной переходной галтели по сравнению с радиусной галтелью. Уточненный расчет с предложенной и обоснованной нами плотностью конечно-элементной сетки показал, что при заданной базе зоны перехода минимальный уровень напряжений обеспечивает радиусная галтель.

Число примеров, показывающих зависимость точности получаемых результатов от плотности разбиения на элементы в зонах конструктивных концентраторов, можно было бы значительно увеличить. Поэтому для получения необходимой точности расчетов методом конечных элементов необходимо иметь определенные количественные зависимости, связывающие

плотность разбиения на элементы математической модели конструкции с геометрией конструктивного концентратора напряжений.

2.2. Анализ напряженного состояния и выбор плотности разбиения на элементы в зоне кругового концентратора напряжений

Выбор рациональной плотности разбиения на элементы зоны конструктивного концентратора напряжений будем вести на основе рассмотрения задач, имеющих точное аналитическое решение. Одной из наиболее известных и часто используемых в практических приложениях является задача Кирша [29, 30] о напряженном состоянии растянутой пластины с круглым отверстием.

Напряженное состояние растянутой бесконечной пластинки с круглым отверстием выражается формулой

$$\sigma = \frac{p}{2} \cdot \left(1 + \frac{r_1^2}{r^2}\right) - \frac{p}{2} \cdot \left(1 + 3\frac{r_1^4}{r^4}\right) \cdot \cos 2\theta, \quad (2.1)$$

где p - распределенная растягивающая нагрузка, приложенная к пластине, МПа;

r_1 - радиальная координата, мм;

r - радиус отверстия, мм;

θ - угловая координата.

Эпюры растягивающих напряжений вдоль контура отверстия и по нормали к контуру отверстия показаны на рис. 2.6. Максимальное напряжение $\sigma_{\max} = 3p$.

Сопротивление усталости в зоне концентрации определяет, как максимальное напряжение σ_{\max} , так и скорость уменьшения этого напряжения по мере удаления вглубь металла [31]. Скорость уменьшения характеризуется тангенсом угла наклона касательной к эпюре распределения напряжений на контуре концентратора. Этот тангенс пропорционален

производной $d\sigma/dx$, где x – расстояние от поверхности до некоторой точки поперечного сечения, взятое по радиусу. Тогда величина

$$G = dx / dy = \operatorname{tg} \theta \quad (2.2)$$

называется градиентом напряжений и имеет размерность $(\text{кгс}/\text{мм}^2)/\text{мм}$.

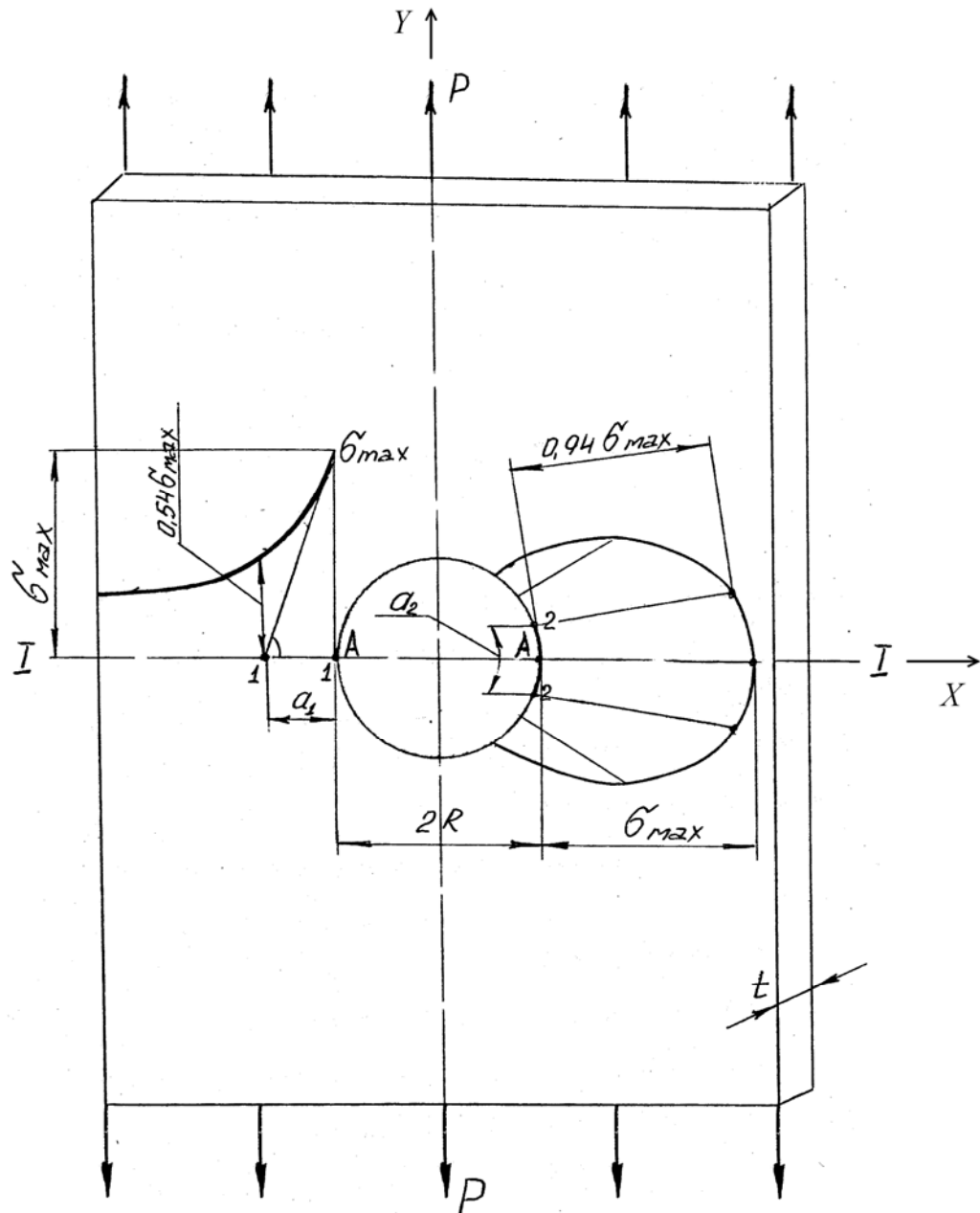


Рисунок 2.6 – Напряженное состояние пластины большой ширины с круглым отверстием при одноосном растяжении

Градиент напряжений увеличивается с ростом σ_{\max} и с уменьшением диаметра отверстия. В дальнейшем при расчетах на усталостную прочность используется относительный градиент напряжений

$$\bar{G} = G / \sigma_{\max} \quad (2.3)$$

Величины \bar{G} для различных конструктивных элементов представлены в работе [31], в частности для пластины с отверстием $\bar{G} = 2,3/R$. Тогда в соответствии с (2.2) и рисунком 2.6

$$G = dx/dy = \operatorname{tg} \theta = \sigma_{\max}/a_1 \quad (2.4)$$

и $a_1 = 0,435 R$

Анализ аналитического решения показывает, что падение нормальных напряжений σ_y от контура отверстия пластины в направлении её боковых стенок в горизонтальном сечении пластины по сравнению с падением нормальных напряжений σ_θ по контуру отверстия носит более существенный характер. На отрезке горизонтальной линии симметрии длиной $a_1=0,435R$ растягивающие напряжения изменяются от σ_{\max} до $0,54\sigma_{\max}$ (на 46 %). Растягивающие напряжения по длине дуги $a_2=a_1$ по контуру отверстия изменяются от σ_{\max} до $0,94 \sigma_{\max}$ (на 6 %), т.е. остаются практически равномерными.

Выбор рационального количества элементов по дуге кругового отверстия подробно рассмотрен в работах [32, 33]. Согласно им, не менее 8-10 элементов на дуге 90° достаточно для получения результата с погрешностью, не превышающей погрешность, допускаемую при инженерных расчетах. Но здесь следует отметить, что в работах [32, 33] сопоставительные расчеты проводились для квадратных конечных элементов, размеры которых по дуге окружности радиуса R и по нормали к окружности вглубь материала одинаковы. Но по рисунку 3.1 видно, что на отрезке 1-1 уменьшение напряжений более резкое, чем по дуге окружности 2-2. Это значит, что по дуге окружности радиуса R число элементов можно уменьшить по сравнению с числом элементов по нормали к окружности.

Кроме того, значительное число концентраторов в деталях машин не являются круговыми отверстиями или имеют дугу радиуса R концентратора значительно меньшую 90° . В этих случаях рекомендации, данные в работах [32, 33], требуют дополнительного уточнения. Но вершина любого конструктивного концентратора напряжений может быть представлена дугой радиуса R с произвольной угловой протяженностью. Поэтому необходимо найти плотность разбиения, обеспечивающую необходимую точность расчета, в зависимости от радиуса R концентратора.

Эюра растягивающих напряжений по линии 1-1 в пластине с отверстием (рисунок 2.6) представлена на рис. 2.7 в виде коэффициентов концентрации напряжений $K_T = \sigma/p$. Эту эюру с достаточной для инженерных расчетов точностью можно аппроксимировать четырьмя прямыми.

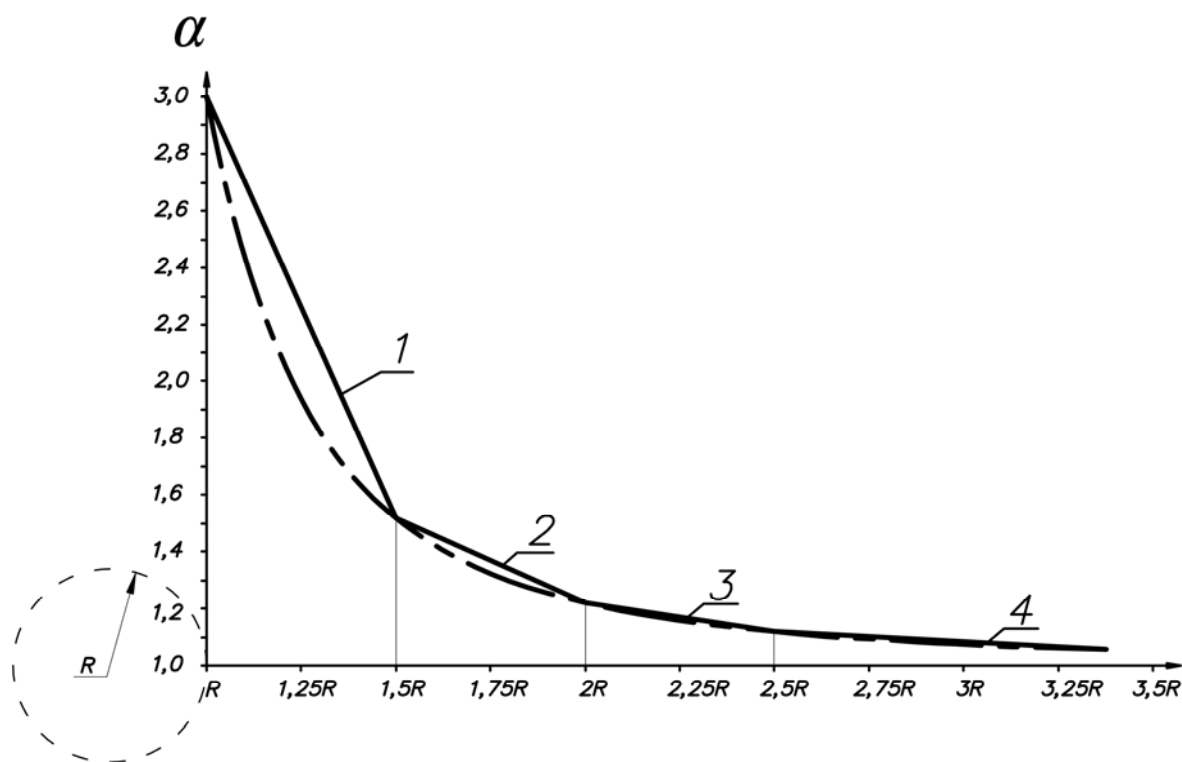


Рисунок 2.7 – Аппроксимация эюры напряжений для пластинки с круглым отверстием прямыми линиями

На участке 1 длиной $0,5R$ происходит резкое падение концентрации напряжений в 2 раза от $K_T = 3$ до $K_T = 1,5$, на участке 2, также длиной $0,5R$,

концентрация напряжений уменьшается в 1,15 раза от $K_T = 1,5$ до $K_T = 1,3$. На участке 3, 4 с началом на расстоянии $2R$ от контура отверстия напряжения плавно снижаются до номинальной величины $\sigma_{\text{ном}} = p$.

Необходимо заметить, что точность результатов расчета уменьшается, если размеры соседних элементов в зонах резкого изменения напряжений существенно различны [25]. Поэтому при построении конечно-элементной сетки следует вводить переходные области, являющиеся связующим звеном между частой и редкой сетками. В данном случае, достаточно точная аппроксимация действительной эпюры напряжений прямыми линиями позволяет принять для каждого участка равномерное разбиение. На участке 1 располагаем n_1 элементов (длина элемента $r_1 = 0,5R/n_1$), участок 2 разделяем на $n_1/2$ элемента (длина элемента $r_2 = 2 \cdot 0,5R/n_1$), на участке 3 и далее $r_3 = 4 \cdot 0,5 \cdot R/n_1$. Для оценки точности расчета по предложенной системе разбиения на элементы в зоне концентрации дадим результаты решения тестовых задач.

2.3. Тестовые задачи для бесконечной пластины с круглым отверстием при одноосном растяжении

Радиусная галтель верхней поперечины, в месте перехода вертикального отверстия к контактной площадке станины с гайкой нажимного винта имеет радиус R (рисунок 1.8) значительно меньший, чем диаметр D вертикального отверстия под гайку нажимного винта, по которому расположена галтель. Это позволяет считать, что любое диаметрально сечение зоны радиусной галтели верхней поперечины станины находится в условиях плоского деформированного состояния. Тогда конечно-элементная модель, построенная из 8-узловых гексаэдрических элементов 1-го порядка SOLID 45 с 3-мя степенями свободы в узле (рисунок 1.12, а), соответствующая расчетной схеме рисунка 2.6, также должна работать в условиях плоской деформации.

Тестовая модель пластины с отверстием при одноосном растяжении имеет размеры: высота $a = 100$ мм; ширина $b = 100$ мм, толщина $t = 2,5$ мм, диаметр кругового отверстия $d = 5$ мм. Конечно-элементная модель пластины большой ширины с круглым отверстием при одноосном растяжении в условиях плоской деформации, созданной из элементов SOLID45 по предложенной выше схеме, показана на рисунке 2.8.

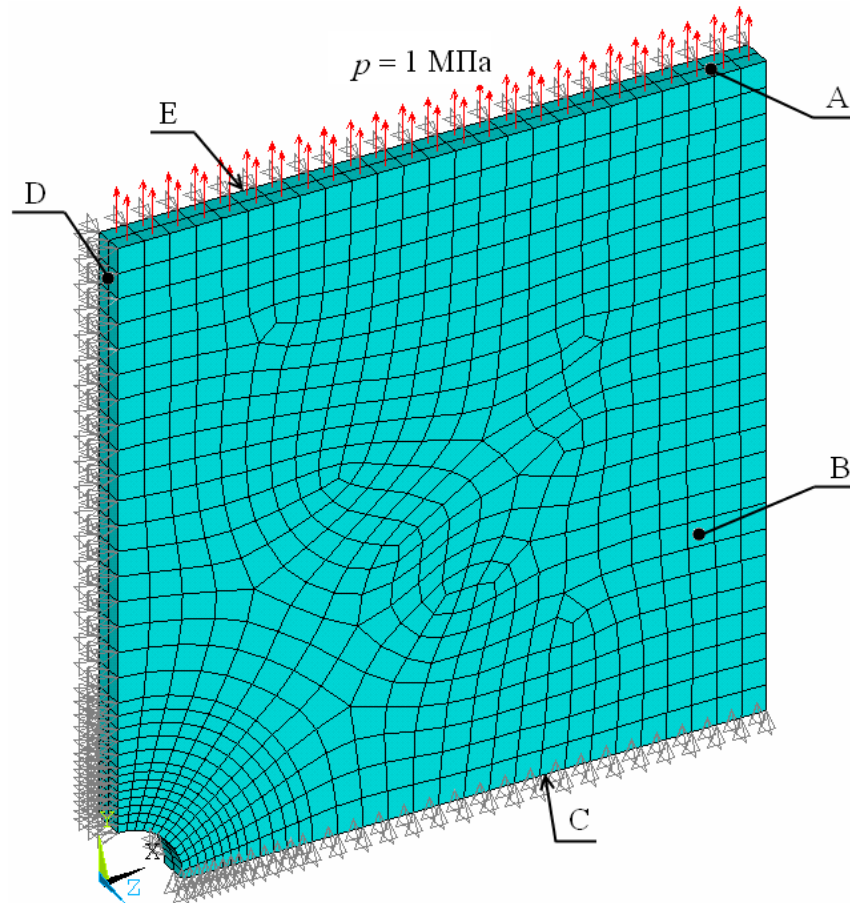


Рисунок 2.8 – Конечно-элементная модель тестовой задачи для пластины с круглым отверстием при одноосном растяжении

Так как пластина и схема ее нагружения имеют две плоскости симметрии, то моделируется $\frac{1}{4}$ часть пластины. Пластина закреплена по поверхностям симметрии C , D , к верхней поверхности A приложена распределенная растягивающая нагрузка $p=1$ МПа. Для моделирования условия плоско-деформированного состояния на узлы, принадлежащие поверхностям B , E , были наложены ограничения на перемещения в

направлении оси Z (ограничения перемещений узлов, принадлежащих поверхности B на рисунке 2.8 не показаны).

Проведены расчеты для 8 вариантов разбиения участка от $x = R$ до $x = 1,5R$ (рисунок 2.7) на конечные элементы. Участок расположен в горизонтальной плоскости симметрии пластины, от контура отверстия в направлении боковой стороны пластины. На рисунке 2.9 представлены напряженное состояние и максимальное значение σ_1 (МПа) для рассмотренных вариантов разбиения на конечные элементы участка от $x = R$ до $x = 1,5R$ пластины.

Результаты расчетов представлены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Результаты расчетов МКЭ одноосно растянутой пластины большой ширины с круглым отверстием при различном количестве элементов на участке от $x = R$ до $x = 1,5R$

№	Обозначение на рисунке 2.4	Число элементов на участке $R-1,5R$	a/R	r/R	a/r	$\sigma_{\max}^{\text{Теор}}$, МПа	$\sigma_{\max}^{\text{ANSYS}}$, МПа	$\Delta\sigma_{\max}$, %
1	а	2	0,13	0,25	0,5	3	2,75	-8,33
2	б	4	0,13	0,13	1		2,90	-3,33
3	в	8	0,13	0,06	2		2,98	-0,67
4	г	12	0,16	0,04	4		3,01	0,33
5	д	16	0,25	0,03	8		3,03	1
6	е	8	0,06	0,06	1		2,99	-0,33
7	ж	8	0,19	0,06	3		2,97	-1
8	з	8	0,25	0,06	4		2,96	-1,33

a - размер конечного элемента по дуге окружности радиуса R ; r -размер конечного элемента в радиальном направлении на участке от $x = R$ до $x = 1,5R$.

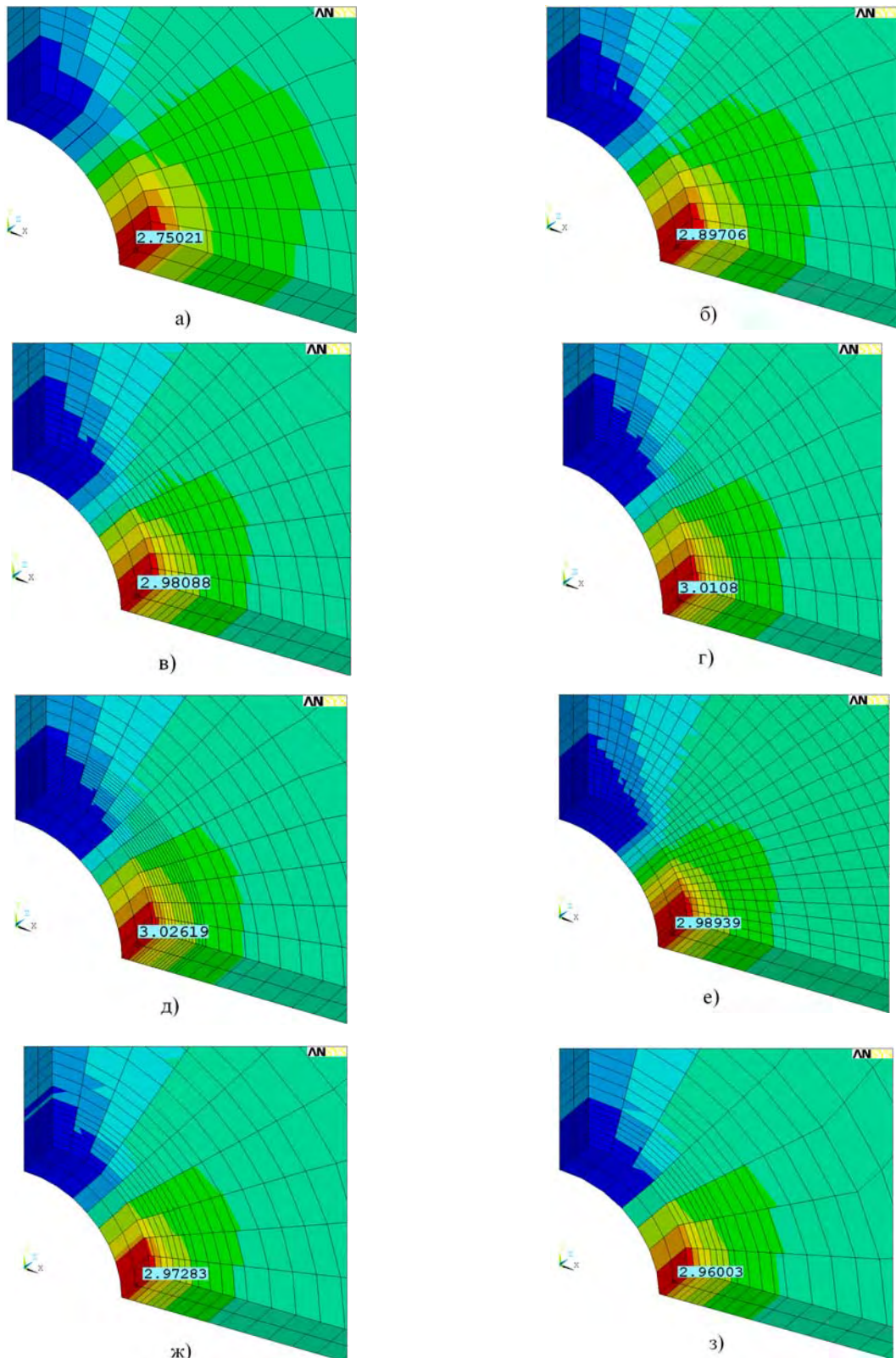


Рисунок 2.9 – Напряженное состояние и максимальное значение напряжения σ_1 (МПа) на контуре отверстия при различном количестве элементов на участке от $x = R$ до $x = 1,5R$: а – 2 элемента; б – 4 элемента; в – 8 элементов, при соотношении размера элемента в окружном a и радиальном r направлениях 2:1; г – 12 элементов; д – 16 элементов; е - 8 элементов, при соотношении a/r равном 1:1; ж - 8 элементов, при соотношении a/r равном 3:1; з - 8 элементов, при соотношении a/r равном 4:1

Как видно из таблицы 2.2, при грубом разбиении зоны концентрации напряжений (вариант *a*) погрешность вычисления максимума напряжений составляет $-8,33\%$. Занижение полученного результата относительно теоретического значения объясняется грубым усреднением резкого изменения напряжений вблизи контура отверстия. С другой стороны, слишком частое разбиение зоны концентрации напряжений (вариант *d*) дает некоторое завышение результата ($+0,87\%$), что связано с накоплением ошибки округления ЭВМ вследствие увеличения числа элементов.

На основании приведенных выше результатов расчетов можно считать, что для кругового концентратора в пластине при одноосном растяжении отрезок длиной $0,5R$ от контура отверстия необходимо разбивать на 8 равных элементов для получения точности расчета $\sim 1\%$ (вариант *b*, таблица 2.2). При этом для варианта *b* размер элемента в окружном направлении на контуре отверстия $a = 2r$. В то же время, из практики проведения расчетов МКЭ известно, что для получения результатов с достаточной для инженерных расчетов точностью необходимо использовать конечные элементы в зонах конструктивных концентраторов одна сторона которых, не более чем в четыре раза превышает остальные. Увеличение размера элемента в окружном направлении несколько уменьшает число элементов и, соответственно, объемы подготовительных и вычислительных работ. Для проверки возможности осуществления увеличения размера конечного элемента в окружном направлении проведены расчеты напряжений для кругового отверстия в пластине при соотношении $a = r$, $a = 3r$, $a = 4r$. Результаты расчета (в таблице 2.2 варианты *e*, *ж*, *з*) показали, что отклонение от результатов точного аналитического решения не превышает $1,5\%$. Высокая точность полученного результата позволяет использовать соотношение размеров конечного элемента 1:4 в практических расчетах для уменьшения объема подготовительных и вычислительных работ.

2.4. Оценка точности расчета методом конечных элементов с предложенной схемой разбиения на элементы сопоставлением с результатами расчета плоских задач, имеющих точные аналитические решения

Оценку точности расчета МКЭ с предложенной выше схемой разбиения на элементы выполним сопоставлением с результатами расчета ряда плоских задач, имеющих точные аналитические решения. Первой такой задачей является исследование напряженного состояния пластины с круговым отверстием растянуто-сжатой во взаимно перпендикулярных направлениях со следующими размерами: высота $a = 300$ мм; ширина $b = 300$ мм, толщина $t = 1,25$ мм, диаметр кругового отверстия $d = 6$ мм. Конечно-элементная модель пластины представлена на рисунке 2.10.

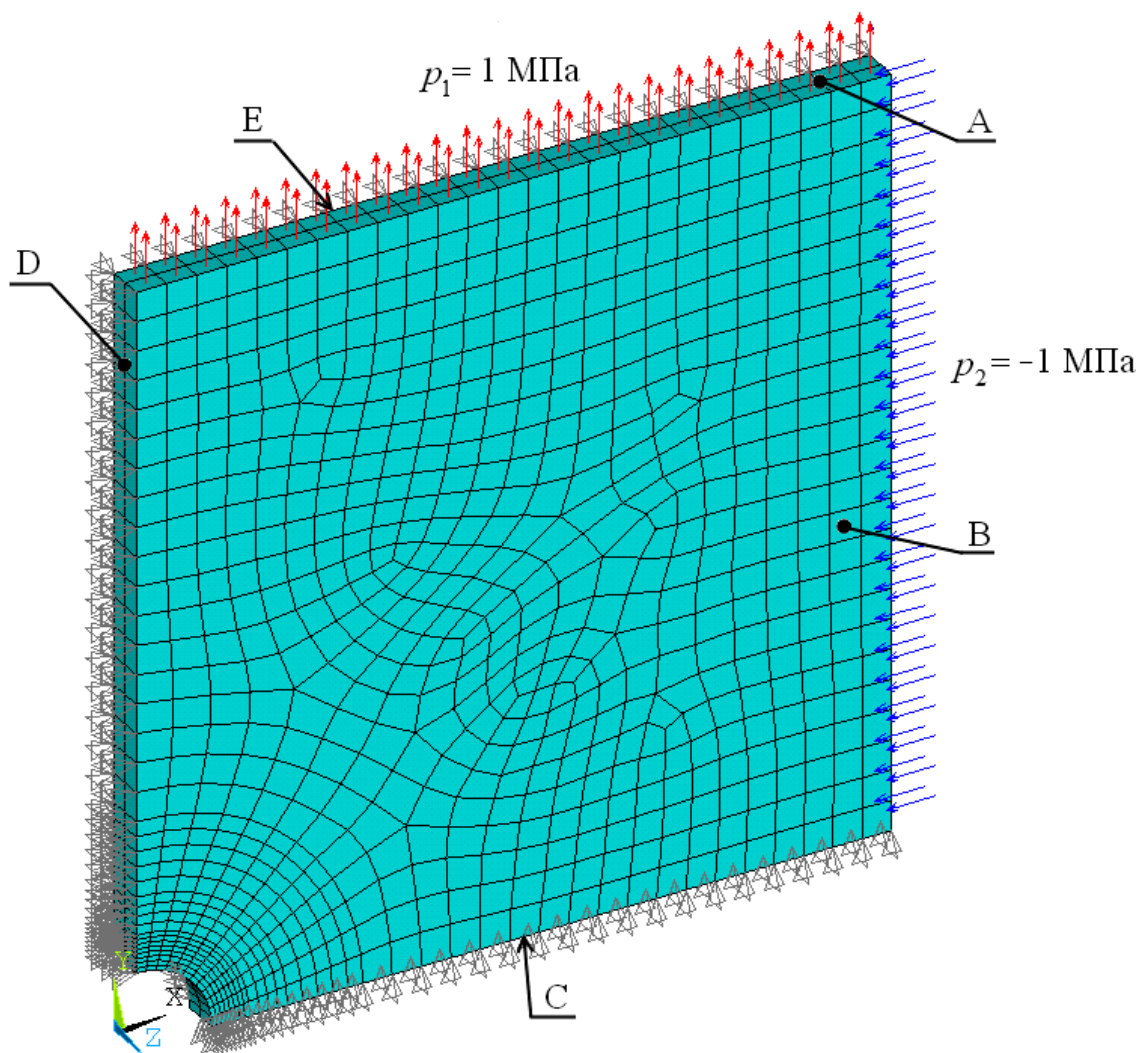


Рисунок 2.10 – Конечно-элементная модель пластины с круговым отверстием растянуто-сжатой во взаимно перпендикулярных направлениях

Выражение для напряженного состояния пластины получается наложением двух решений (2.6). В соответствии с этим максимальное напряжение на контуре окружности $\sigma_{\max} = 4p$.

Пластина и схема её нагружения имеет две плоскости симметрии, поэтому математическая расчетная модель представляет собой $1/4$ часть пластины. Схема закрепления модели соответствует условиям плоской деформации, аналогичным условиям закрепления рассмотренной выше пластины с круговым отверстием при одноосном растяжении. К верхней поверхности A приложена распределенная растягивающая нагрузка $p_1 = 1$ МПа, к боковой поверхности B приложена распределенная сжимающая нагрузка $p_2 = -1$ МПа. Для моделирования условия плоскодеформированного состояния на узлы, принадлежащие плоскостям B и E , наложены ограничения на перемещение в направлении оси Z (ограничения перемещения узлов, принадлежащих поверхности B на рисунке 2.10 не показаны).

На рисунке 2.11 представлены напряженное состояние и максимальные напряжения σ_1 (МПа) для различных схем разбиения на элементы зоны модели, прилегающей к отверстию (участок от $x = R$ до $x = 1,5R$).

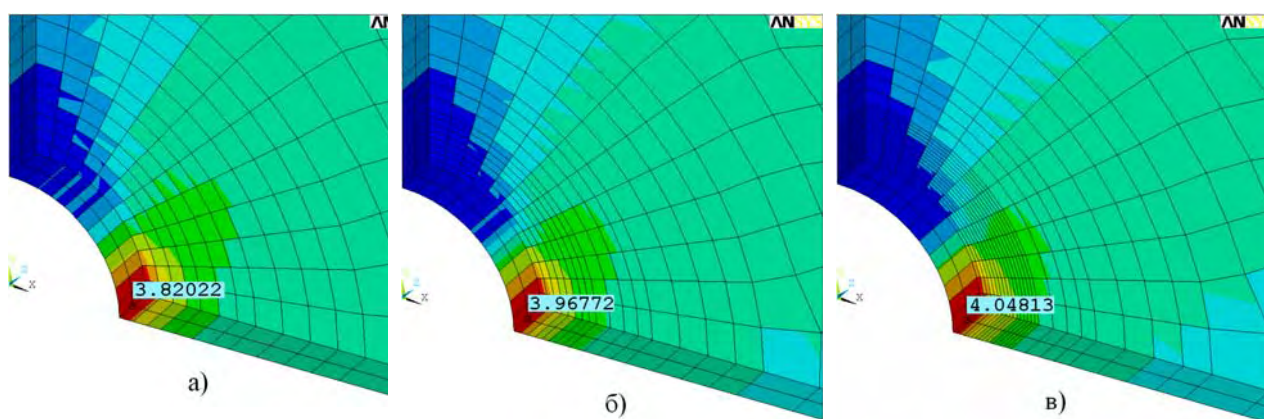


Рисунок 2.11 – Напряженное состояние и максимальные напряжения σ_1 (МПа) для растянуто –сжатой пластины с круглым отверстием при различном числе элементов на участке от $x = R$ до $x = 1,5R$: а – 4 элемента; б – 8 элементов; в – 16 элементов

Результаты, полученные расчетом математических моделей представлены в таблице 2.3.

Таблица 2.3 – Результаты расчетов МКЭ растянуто –сжатой пластины большой ширины с круглым отверстием при различных схемах разбиения на элементы

№	Обозначение на рис. 2.6	Число элементов на участке $R-1,5R$	a/R	r/R	a/r	σ_{\max}^{Teop} , МПа	σ_{\max}^{ANSYS} , МПа	$\Delta\sigma_{\max}$, %
1	а	4	0,13	0,13	1	4	3,82	-4,5
2	б	8	0,13	0,06	2		3,97	-0,75
3	в	16	0,13	0,03	4		4,05	1,25

a - размер конечного элемента по дуге окружности радиуса R ; r - размер конечного элемента в радиальном направлении на участке от $x = R$ до $x = 1,5R$.

При рекомендованном в предыдущем разделе разбиении участка пластины от $x = R$ до $x = 1,5R$ на 8 равных элементов расхождение с аналитическим решением данной задачи не превышает 1 %, что является высокой точностью для инженерных расчетов.

Далее рассмотрим пластину конечной ширины с круглым отверстием на оси симметрии со следующими геометрическими размерами: высота $a = 300$ мм; ширина $b = 28$ мм, толщина $t = 1,25$ мм, диаметр кругового отверстия $d = 7$ мм. Пластина равномерно нагружена в вертикальном направлении по верхней и нижней горизонтальным поверхностям распределенной растягивающей нагрузкой $p = 1$ МПа, конечно-элементная модель пластины представлена на рисунке 2.12. Точное аналитическое решение, полученное Р. Хаулэндом, представлено в [30]. При диаметре отверстия $2R = 0,5b$, где b – ширина пластины, теоретическое решение этой задачи дает значение $\sigma_{\max} = 4,3p = 4,3$ МПа.

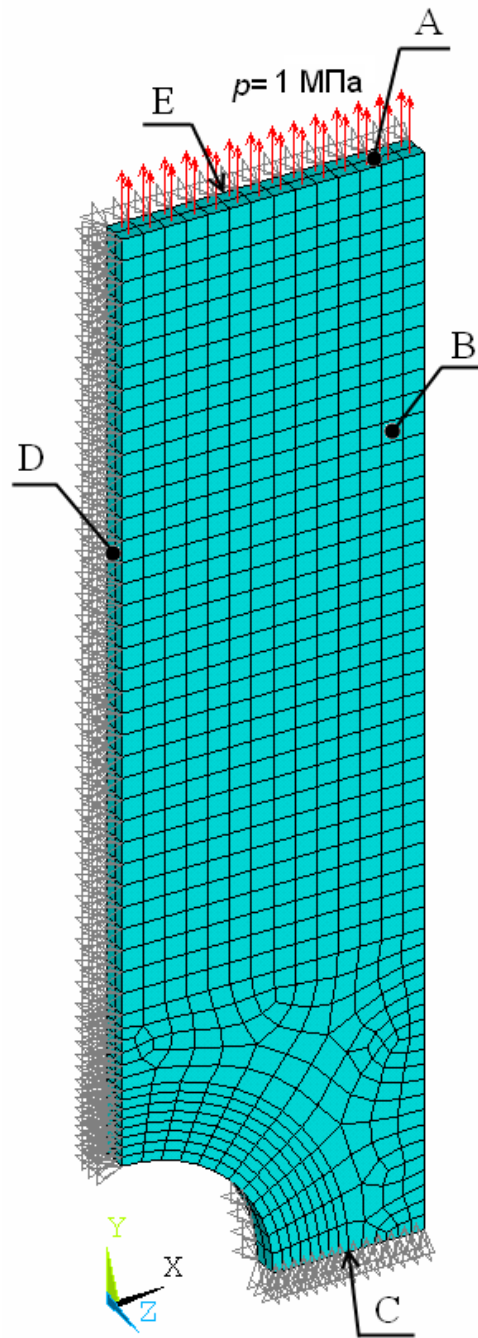


Рисунок 2.12 – Конечно-элементная модель пластины конечной ширины с круглым отверстием на оси симметрии при одноосном растяжении

Так как пластина и схема её нагружения имеет две плоскости симметрии, поэтому при расчете МКЭ моделируется $\frac{1}{4}$ часть пластины. Условия закрепления аналогичны условиям закрепления рассмотренной выше пластины с круглым отверстием при одноосном растяжении. На 90° дуги окружности радиуса R размещается 12 конечных элементов одного размера.

На рисунке 2.13 представлены напряженное состояние и максимальные напряжения σ_1 (МПа) для различных схем разбиения на элементы зоны модели, прилегающей к отверстию (участок от $x = R$ до $x = 1,5R$).

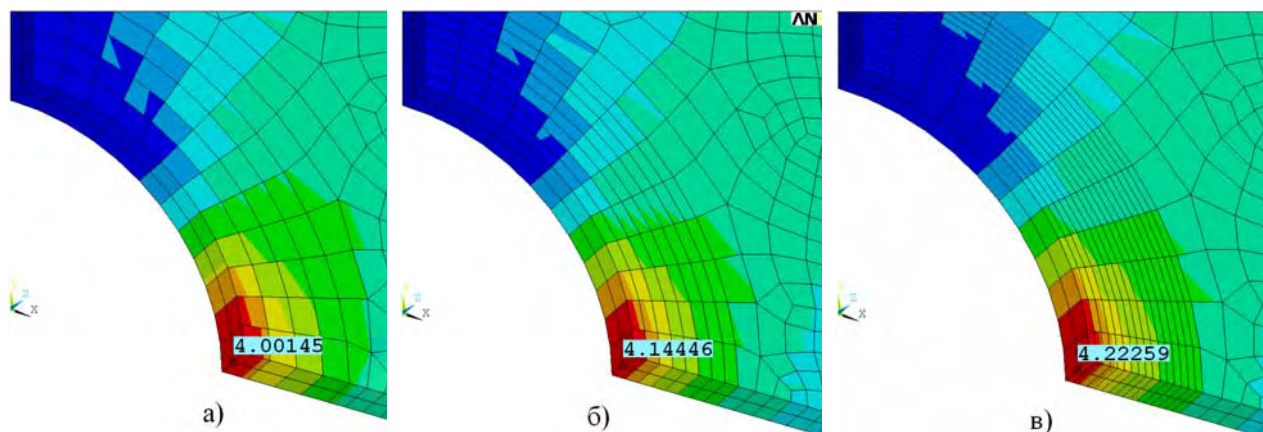


Рисунок 2.13 – Напряженное состояние и максимальные напряжения σ_1 (МПа) на контуре круглого отверстия в растянутой пластине конечной ширины при различном количестве элементов на участке от $x = R$ до $x = 1,5R$:
а – 4 элемента; б – 8 элементов; в – 16 элементов

Результаты расчетов представлены в таблице 2.4.

Таблица 2.4 – Результаты расчетов МКЭ растянутой пластины конечной ширины с круглым отверстием на оси симметрии при различных схемах разбиения на элементы

№	Обозначение на рис. 2.8	Число элементов на участке $R-1,5R$	a/R	r/R	a/r	$\sigma_{\max}^{\text{Теор}}$, МПа	$\sigma_{\max}^{\text{ANSYS}}$, МПа	$\Delta\sigma_{\max}$, %
1	а	4	0,13	0,13	1	4,3	4,0	-6,94
2	б	8	0,13	0,06	2		4,14	-3,92
3	в	16	0,13	0,03	4		4,22	-1,80

a - размер конечного элемента по дуге окружности радиуса R ; r -размер конечного элемента в радиальном направлении на участке от $x = R$ до $x = 1,5R$.

При рекомендованном в предыдущих разделах разбиении участка от $x = R$ до $x = 1,5R$ на 8 равных элементов расхождение с точным аналитическим решением для данной задачи не превышает 5% (таблица 2.4), что вполне допустимо для инженерных расчетов.

В справочной литературе отмечается, что концентрация напряжений на контурах эллиптических отверстий выше, чем концентрация напряжений на контурах круглых отверстий. Для оценки возможности использования МКЭ при расчете деталей с высокими уровнями концентрации напряжений рассмотрим пластинку большой ширины с эллиптическим отверстием при одноосном растяжении. Точное аналитическое решение этой задачи дано в [30].

Пластина имеет следующие геометрические размеры: высота $l = 300$ мм; ширина $c = 300$ мм, толщина $t = 2,5$ мм. Геометрия и размеры эллиптического отверстия, а также аппроксимация его участка радиусом показаны на рисунке 2.14.

В данном случае участок эллипса 1-1 аппроксимируется дугой радиуса $R = 3$ мм протяженностью $\alpha = 102^\circ$ и количество элементов на ней взято согласно рекомендациям работ [32, 33].

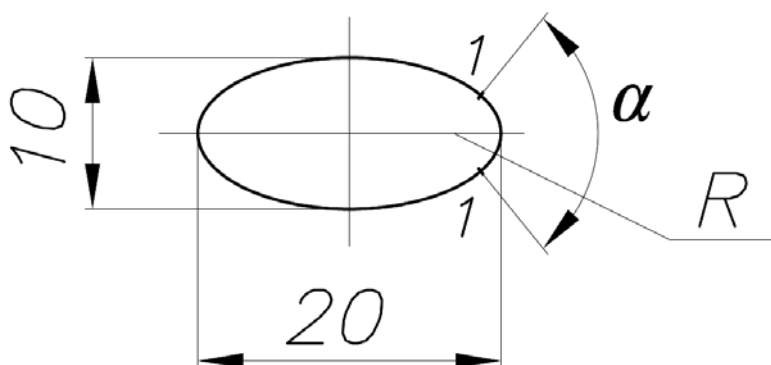


Рисунок 2.14 – Геометрия эллиптического отверстия и аппроксимация его участка дугой радиусом R

Пластина равномерно нагружена в вертикальном направлении по верхней и нижней горизонтальным поверхностям распределенной растягивающей нагрузкой $p=1$ МПа. Пластина и схема её нагружения имеют две плоскости симметрии, поэтому моделируется $\frac{1}{4}$ часть пластины. Конечно-элементная модель пластины представлена на рисунке 2.15.

Пластина закреплена по поверхностям симметрии C , D , к верхней поверхности A приложена распределенная растягивающая нагрузка $p=1$ МПа.

Для моделирования условия плоско-деформированного состояния на узлы, принадлежащие поверхностям B и E накладываются ограничения на перемещение в направлении оси Z (ограничения перемещений узлов, принадлежащих поверхности B на рисунке 2.15 не показаны).

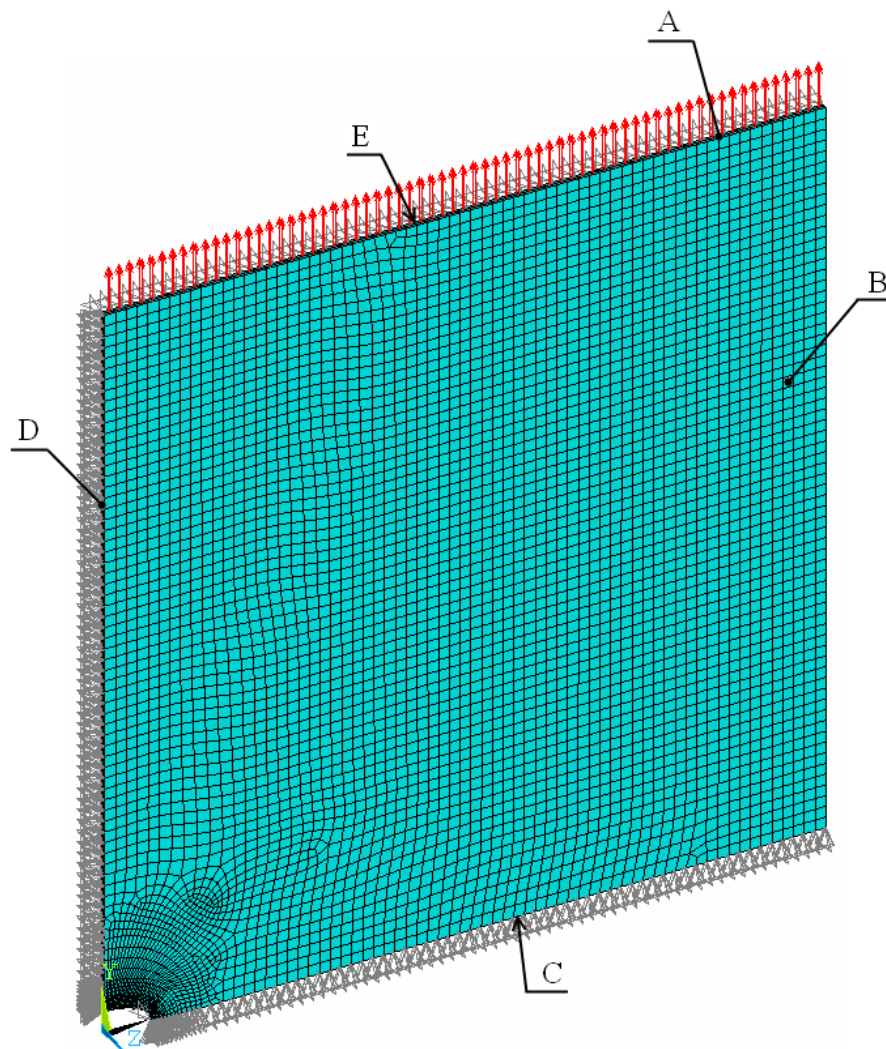


Рисунок 2.15 – Конечно-элементная модель пластины большой ширины с эллиптическим отверстием

На рисунке 2.16 представлены напряженное состояние и максимальные напряжения σ_1 (МПа) по контуру отверстия при различных схемах разбиения на элементы зоны конструктивного концентратора напряжений на участке от $x = R$ до $x = 1,5R$.

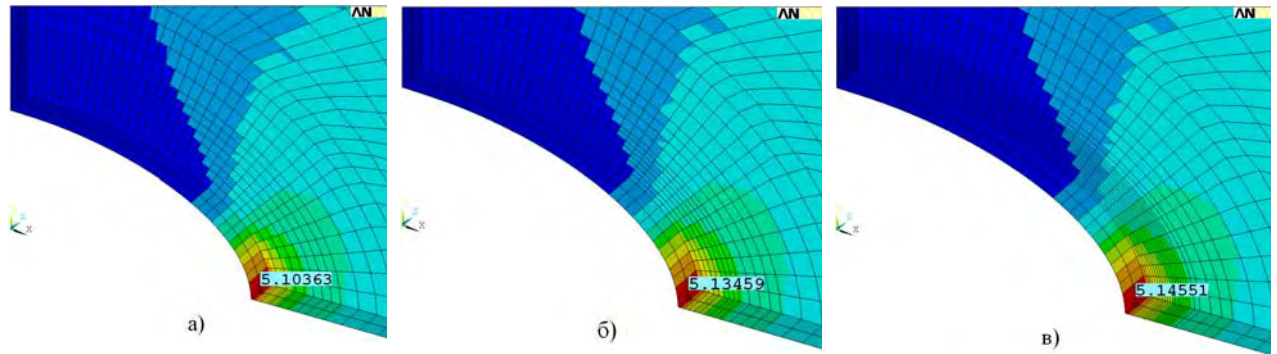


Рисунок 2.16 – Напряженное состояние и максимальное напряжение σ_1 (МПа) на контуре эллиптического отверстия в растянутой пластине большой ширины при различном числе элементов на участке от $x = R$ до $x = 1,5R$: а – 4 элемента; б – 8 элементов; в – 16 элементов

Результаты расчетов представлены в таблице 2.5.

Таблица 2.5 – Результаты расчетов МКЭ растянутой пластины большой ширины с эллиптическим отверстием при различных схемах разбиения на элементы

№	Обозначение на рис. 2.11	Число элементов на участке $R-1,5R$	a/R	r/R	a/r	σ_{\max}^{Teop} , МПа	σ_{\max}^{ANSYS} , МПа	$\Delta\sigma_{\max}$, %
1	а	4	0,13	0,13	1	5	5,10	+2,07
2	б	8	0,13	0,06	2		5,13	+2,69
3	в	16	0,13	0,03	4		5,15	+2,91

a - размер конечного элемента по дуге окружности радиуса R ; r -размер конечного элемента в радиальном направлении на участке от $x = R$ до $x = 1,5R$.

Для всех рассмотренных вариантов разбиения на элементы участка от $x = R$ до $x = 1,5R$ расхождение с точным решением не превышает 3%. Это позволяет снизить число элементов на участке от $x = R$ до $x = 1,5R$ при рассмотрении подобных задач с 8 элементов до 4 элементов.

2.5. Оценка точности расчета МКЭ с предложенной схемой разбиения на элементы сопоставлением со справочными данными

Рассмотренные выше примеры расчета с использованием программного комплекса «ANSYS» касались конструктивных концентраторов, размеры

которых малы по сравнению с общими габаритами детали. В то же время, в деталях металлургических машин, например, в станинах прокатных станов, базовых деталях гидравлических прессов, существуют конструктивные концентраторы, размеры которых сопоставимы с габаритами детали. Точных аналитических методов расчета таких деталей не существует, поэтому для выбора рациональной плотности сетки при расчете таких деталей МКЭ целесообразно использовать справочные материалы и результаты экспериментальных методов исследования напряжений.

Рассмотрим задачу определения максимальных напряжений на примере растяжения вала с круглым галтельным переходом. Оценим точность получаемого решения с помощью программного комплекса ANSYS с решением, найденным в работах [34, 35]. Возьмем круглый вал с геометрическими размерами: $D=50$ мм, $d=25$ мм, $R=7$ мм и $l=60$ мм (рисунок 2.17), нагруженный в горизонтальном направлении по торцовым поверхностям растягивающей нагрузкой. Так как вал и схема его нагружения имеют две плоскости симметрии, то моделируется только 1/4 часть вала.

На рисунке 2.18 представлена конечно-элементная модель и результаты расчета этой задачи в программе ANSYS. Количество элементов на галтельном переходе 16, что гарантирует достоверность получаемых результатов, согласно данным работ [32, 33]. Вал закреплен по поверхностям симметрии B, C (для узлов, принадлежащих поверхности B , ограничения на перемещение на рисунке 2.18 не показаны), к торцовой поверхности A приложена распределенная растягивающая нагрузка $p=1$ МПа, а на узлы, принадлежащие торцовой поверхности D наложены ограничения на перемещение в направлении оси вала (заделка). При выбранных геометрических параметрах вала определяем отношения $r/d=0,28$ и $D/d=2$. По этим соотношениям из материалов работы [35] находим значение максимального напряжения в галтельном переходе $\sigma_{\max} = 1,5 \cdot P = 1,5$ МПа

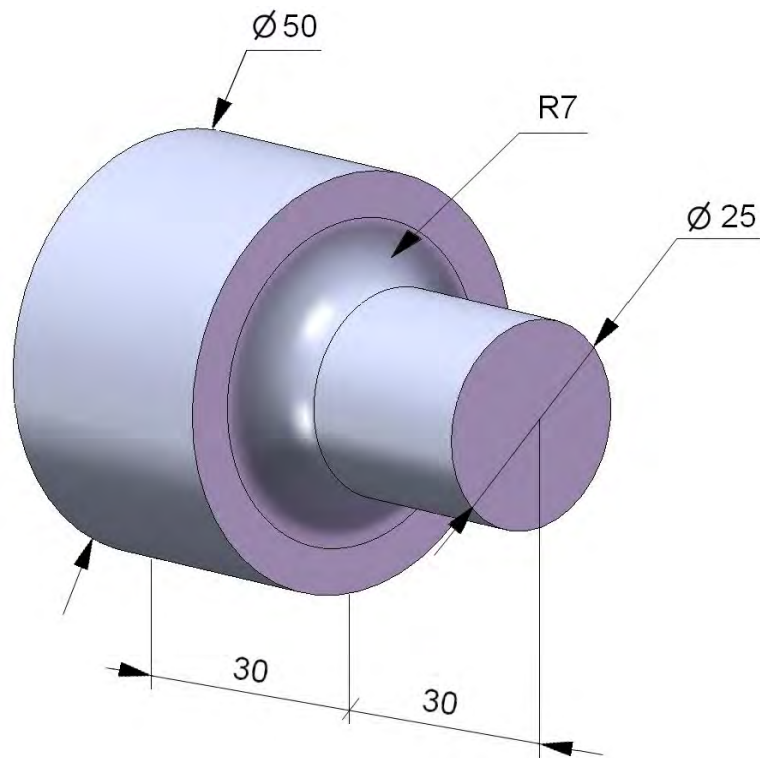


Рисунок 2.17 – Геометрические параметры вала с круглым галтельным переходом

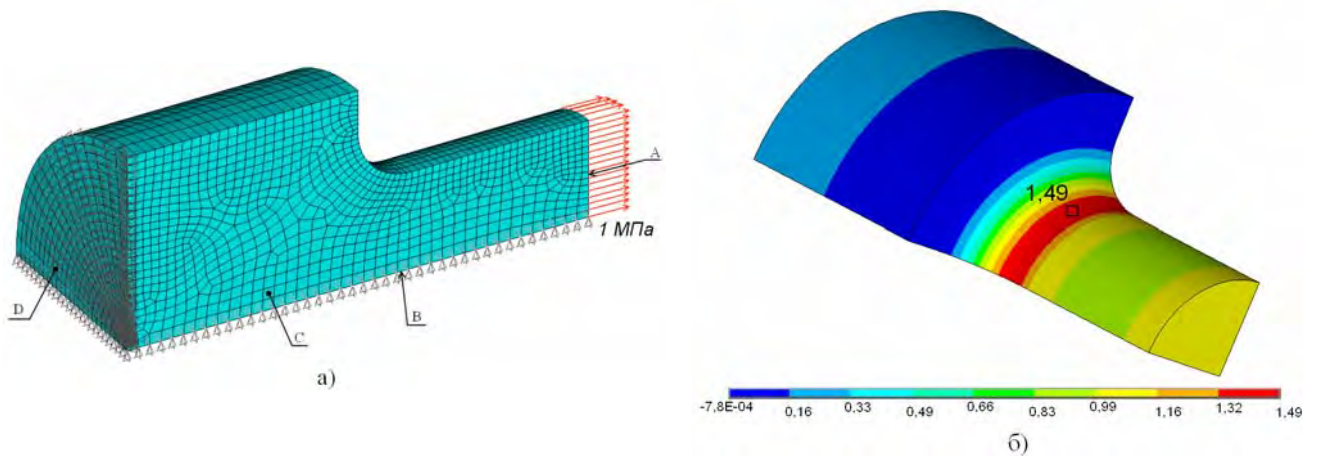


Рисунок 2.18 – Конечно-элементная модель (а) и результаты расчета (б) вала с круглым галтельным переходом

Как видно из рис. 2.18. максимальное напряжение в галтельном переходе достигает значения 1,49 МПа.

Погрешность расчета максимальных напряжений равна:

$$\delta = \frac{1,49 - 1,5}{1,5} \cdot 100\% = 0,66\% \quad (2.5)$$

Такая точность описания напряженного состояния в районе концентратора является весьма высокой, поэтому $8 \div 10$ элементов на дуге

окружности концентратора, соответствующей сектору в 90° , будем считать рациональным при определении напряжений в концентраторах.

2.6. Оценка точности математического моделирования задач о концентрации напряжений по результатам эксперимента методом фотоупругости

Как уже отмечалось ранее, весьма важной и сложной задачей, требующей оценки точности решения, является задача определения величин максимальных напряжений в зонах резких изменений формы поверхности на малых площадях. Однако для большого числа таких конструкций нет теоретических решений, по которым можно оценить точность численного расчета.

Одним из таких элементов являются всевозможные галтели. В работе [36] для определения напряжений с учетом концентраторов проведено исследование цилиндров гидравлических прессов на пространственных моделях из оптически чувствительного материала методом фотоупругости с применением замораживания. На рисунке 2.19. показаны модель и нагрузочное устройство для определения напряжений в цилиндре при фланцевом опирании.

Внешний диаметр фланца выбирали так, чтобы для различных галтелей и соотношений диаметров обеспечить величину средних контактных давлений 100 МПа при давлении рабочей жидкости $p = 32$ МПа (в пересчете на натуру).

Коэффициент концентрации напряжений определяется из следующего выражения:

$$K_M = \sigma_{\max} / \sigma_{\text{ном}} \quad (2.6)$$

где $\sigma_{\text{ном}} = \frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} \cdot p$, p – давление рабочей жидкости.

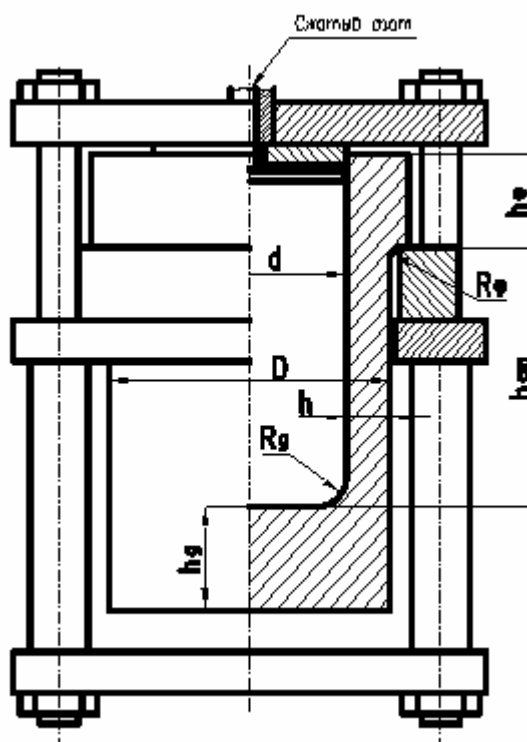


Рисунок 2.19 – Модель и нагрузочное устройство для определения напряжений в цилиндре

Результаты экспериментального исследования цилиндров гидравлических прессов используем для сопоставления с результатами расчета в программе ANSYS. В галтели фланца выполнены условия разбиения контура на элементы, обоснованные в работах [32, 33]. Дуга 90° контура галтели в зоне действия максимальных напряжений разбита на 10 элементов.

Конечно-элементная модель цилиндра, показанная на рисунке 2.20, соответствует схеме нагружения использованной в испытаниях работы [36]. Цилиндр находится в контактном взаимодействии с опорным кольцом. К его внутренней поверхности приложено давление 32 МПа. Вертикальные перемещения опорного кольца запрещены по четырем круговым площадкам, имитирующим стойки нагрузочного устройства. Так как цилиндр и схема его нагружения имеют две плоскости симметрии, рассматривается $\frac{1}{4}$ его часть. На рисунке 2.21 показаны результаты расчета для цилиндра с наиболее часто встречающимися соотношениями величин $d/D = 0,69$; $R_{\phi}/h = 0,2$; $h_{\phi}/h = 2$.

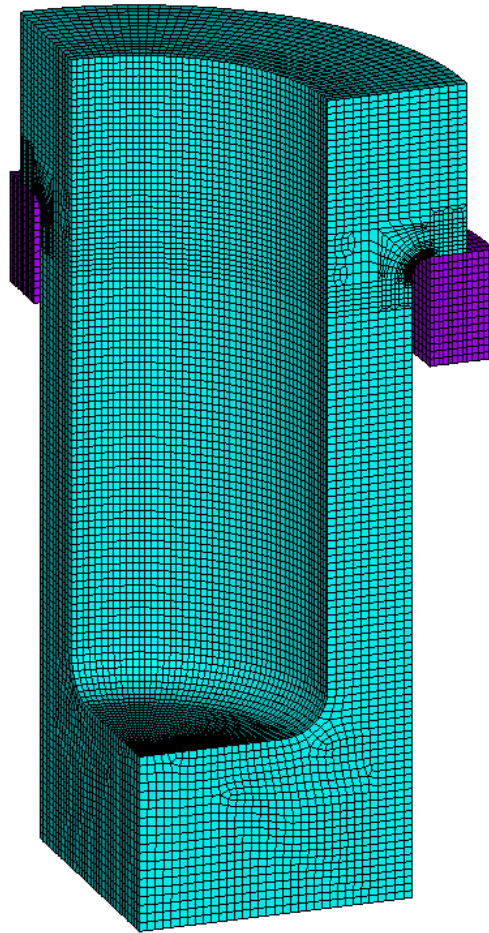


Рисунок 2.20 – Конечно-элементная модель цилиндра

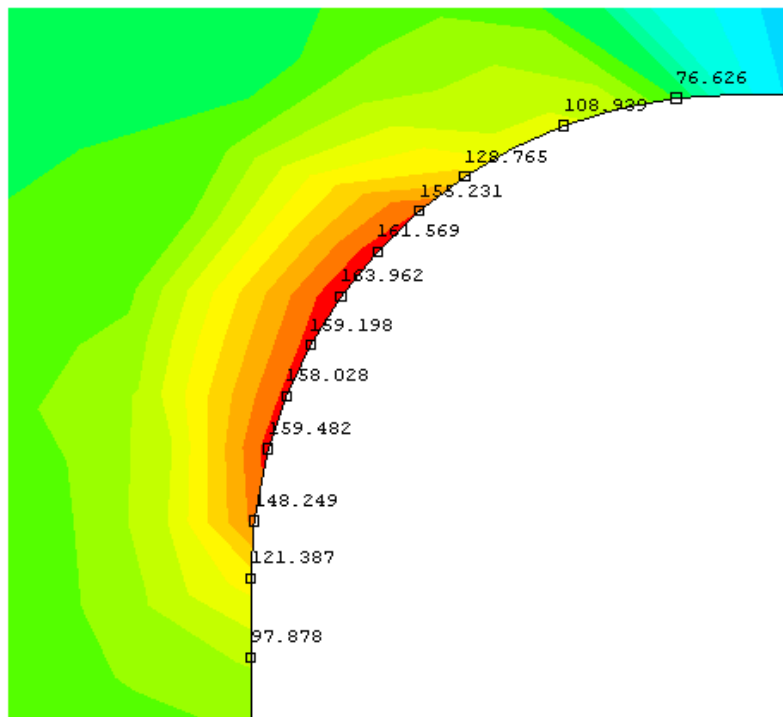


Рисунок 2.21 – Напряжения σ_1 (МПа) в галтели фланца цилиндра

Для рассмотренного цилиндра максимальное значение $K_M = 1,83$. По данным, полученным в результате эксперимента $K_M = 1,76$. Погрешность расчета равна:

$$\delta = \left| \frac{1,76 - 1,83}{1,76} \right| \cdot 100\% = 4\% \quad (2.7)$$

При решении столь сложных задач соответствие результатов расчета и эксперимента следует считать приемлемым.

Выводы по главе 2

2.1. На примере расчета эксцентрикового вала кривошипного пресса показано, что произвольный выбор плотности разбиения на элементы не только снижает точность расчета, но, в ряде случаев, приводит к качественным ошибкам и неправильному выбору технических решений.

2.2. Проведен анализ результатов точного аналитического решения о напряженном состоянии пластины с отверстием при одноосном растяжении. Показано, что изменение напряжений от точки максимума на контуре отверстия в направлении краев пластинки происходит значительно более резко, чем окружных напряжений от точки максимума вдоль контура отверстия.

2.3. Различный характер изменения напряжений на контуре кругового концентратора и в глубине объема материала показывает возможность и определяет необходимость для повышения точности расчета, сокращения времени его подготовки и проведения, задавать различные размеры сетки вдоль контура и по нормали к контуру отверстия.

2.4. Выбрана и на примерах круговых отверстий в бесконечной пластине при двухосном растяжении-сжатии и в пластине конечно ширины при одноосном растяжении обоснована система разбиения на элементы, обеспечивающая расхождение результатов расчета методом конечных элементов и точного аналитического решения в пределах 3%.

2.5. Показана возможность аппроксимации зоны максимальных напряжений в конструктивном концентраторе произвольной конфигурации круговой дугой с радиусом R . На примере задач растянутой пластины с эллиптическим отверстием и ступенчатого вала с круговой галтелью, имеющих аналитические решения, показано, что аппроксимация контура концентратора дугой с радиусом R дает расхождение результатов расчета

методом конечных элементов и аналитических решений не превышающее 3%.

2.6. Оценка точности решения методом конечных элементов с предложенной схемой разбиения на элементы пространственной конструкции цилиндра гидравлического пресса проведена сопоставлением с результатами эксперимента методом фотоупругости. Расхождение результатов расчета и эксперимента не превысило 4 %.

2.7. Сопоставление результатов расчета МКЭ с предложенной схемой разбиения на элементы зон конструктивных концентраторов с результатами аналитических расчетов и эксперимента методом фотоупругости показало достаточную для инженерных расчетов точность. Таким образом, результаты проведенных сопоставлений обосновывают предложенную схему разбиения на элементы при расчете напряженного состояния зоны галтели верхней поперечины станины прокатного стана.

ГЛАВА 3. РАЗРАБОТКА, ИССЛЕДОВАНИЕ И ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДА РАСЧЕТА НА УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ СТАНИНЫ ПРОКАТНОГО СТАНА

3.1. Построение математической модели узла верхняя поперечина станины-гайка нажимного винта

Типовая конструкция станины клетки прокатного стана представлена на рисунке 1.1. Ранее было показано, что во многих случаях разрушения станин вызваны усталостными трещинами, возникающими в радиусной галтели верхней поперечины станины. При построении экспериментальных моделей базовых деталей металлургических машин широко используется метод локальных моделей, который был обоснован и введен в практику исследования Б.А. Морозовым [2]. Применение метода локальных моделей позволяет сосредоточить внимание на основном элементе, определяющем прочность детали или узла, а главное, позволяет наиболее быстро достичь нужного результата. Применительно к МКЭ метод локальных моделей, позволяет существенно снизить размерность задачи и, соответственно, уменьшить трудоемкость и время расчета. Такие математические модели по терминологии, предложенной Б.А Морозовым для аналогичных моделей из металла и оптически активного материала, будем называть локальными математическими моделями.

Поэтому для сокращения труда и времени на подготовку и расчет математической модели целесообразно ограничиться рассмотрением только верхней поперечины с отверстиями под нажимной винт и гайку, т.е. использовать локальную математическую модель.

Галтель располагается вблизи нейтральной оси верхней поперечины станины, где изгибающие напряжения близки к нулевым значениям (рисунок 1.4, б).

Это означает, что при составлении расчетной модели верхней поперечины можно не учитывать силовые факторы, вызывающие изгибающие напряжения в верхней поперечине. Такими силовыми факторами являются

моменты в стыковых сечениях стоек и поперечины (рисунок 1.4, а). Устранение влияния изгибающих моментов на верхнюю поперечину достигается заменой действия вертикальной стойки на шарнирное закрепление, расположенное по центру тяжести стойки.

На рисунке 3.1 показана расчетная локальная модель верхней поперечины станины клетки №2 стана 1700 ОАО «Северсталь». Геометрия станины имеет 2 плоскости симметрии, нагрузка также симметрична. Это позволяет представить локальную модель в виде $\frac{1}{4}$ части верхней поперечины. Нагрузка прикладывается в виде равномерно распределенного давления на нижнюю поверхность гайки нажимного винта (на рис. 3.1 гайка нажимного винта не показана).

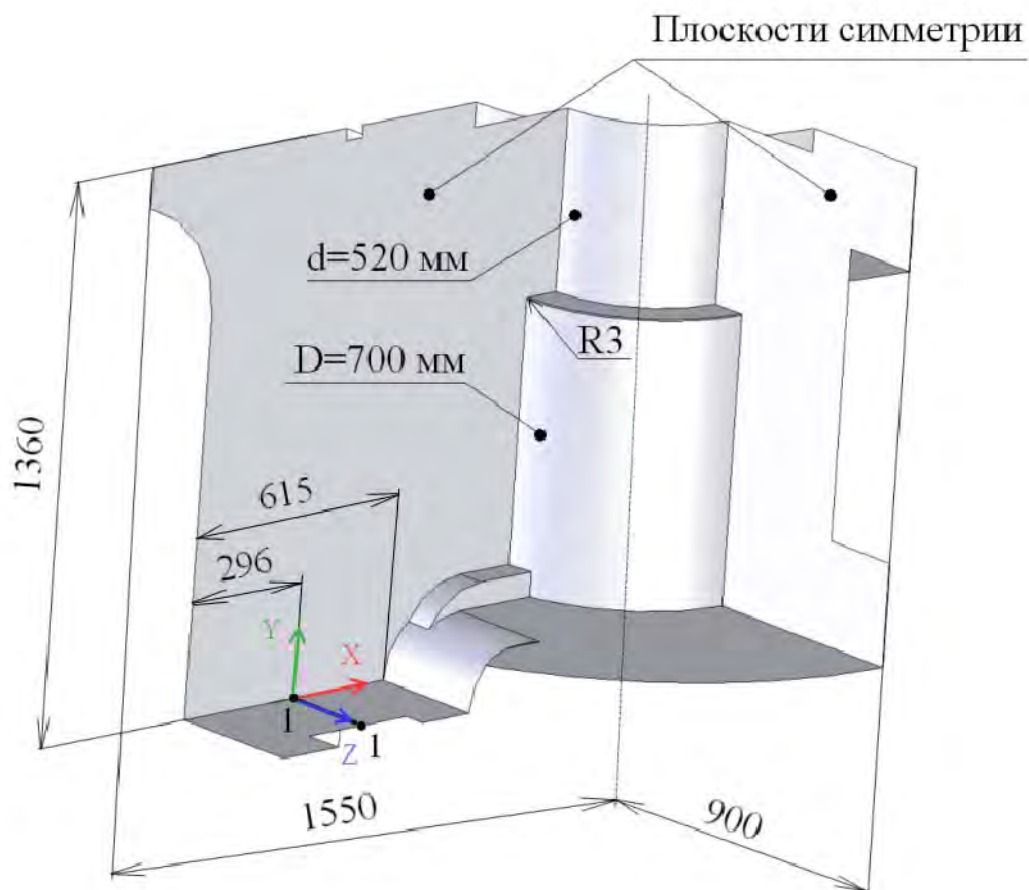


Рисунок 3.1 – Расчетная локальная модель верхней поперечины станины стана 1700

Граничные условия на перемещения накладываются по поверхностям симметрии поперечины. На узлы, принадлежащие линии 1-1, наложены ограничения на перемещение в направлении оси Y . Станины клетки выполнены из литой стали 25Л, поэтому для расчета были приняты модуль

упругости $E=2,1 \cdot 10^5$ МПа и коэффициент Пуассона $\mu=0,27$. Сила, приложенная к модели, соответствует номинальной силе прокатки 20 МН, что дает распределенную нагрузку, приложенную к нижнему торцу нажимной гайки 49,05 МПа.

Для проверки обоснованности использования локальных математических моделей проведен расчет полной и локальной математических моделей станины стана 1700.

На рисунке 3.2 показана расчетная модель полной станины. Станина и схема ее нагружения можно считать, что имеют 2 плоскости симметрии, что позволяет представить математическую расчетную модель в виде $\frac{1}{4}$ части станины. Нагрузка прикладывается в виде равномерно распределенного давления на нижнюю поверхность гайки нажимного винта (на рисунке А рисунок 3.2 гайка нажимного винта не показана) и на контактную поверхность нижней поперечины станины с подушкой нижнего вала. Граничные условия на перемещения накладываются по поверхностям симметрии. Станина клетки выполнена из литой стали 25Л, поэтому для расчета были приняты модуль упругости $E=2,1 \cdot 10^5$ МПа и коэффициент Пуассона $\mu=0,27$. Сила, приложенная к модели, соответствует номинальной силе прокатки 20 МН, что дает распределенную нагрузку, приложенную к нижнему торцу нажимной гайки $p = 49,05$ МПа и в зоне контакта с подушкой нижнего вала $p = 16,34$ МПа.

Поле первых главных напряжений σ_1 для полной математической модели станины при силе прокатки 20 МН показано на рисунке 3.3.

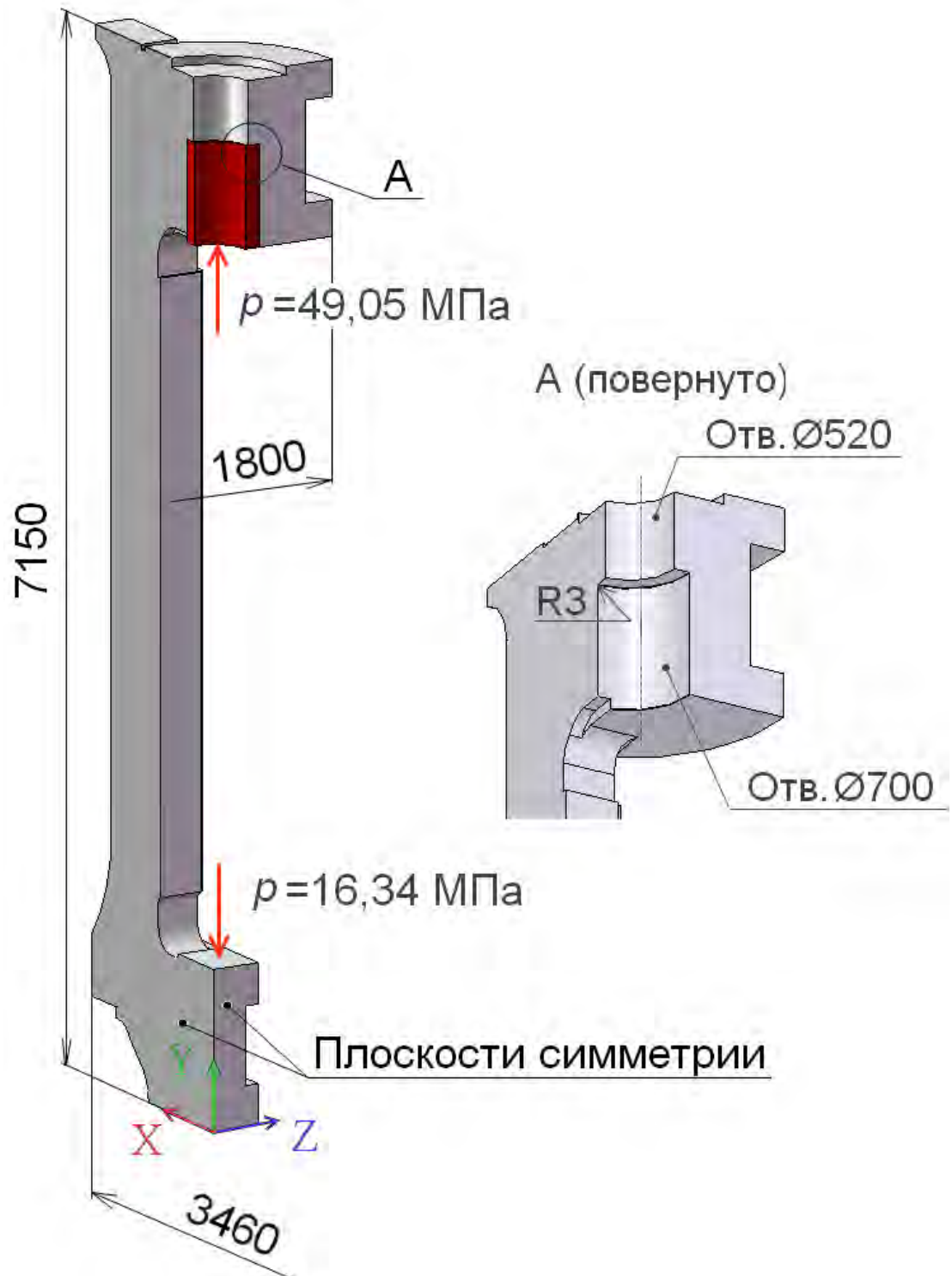


Рисунок 3.2 – Расчетная модель полной станины стана 1700

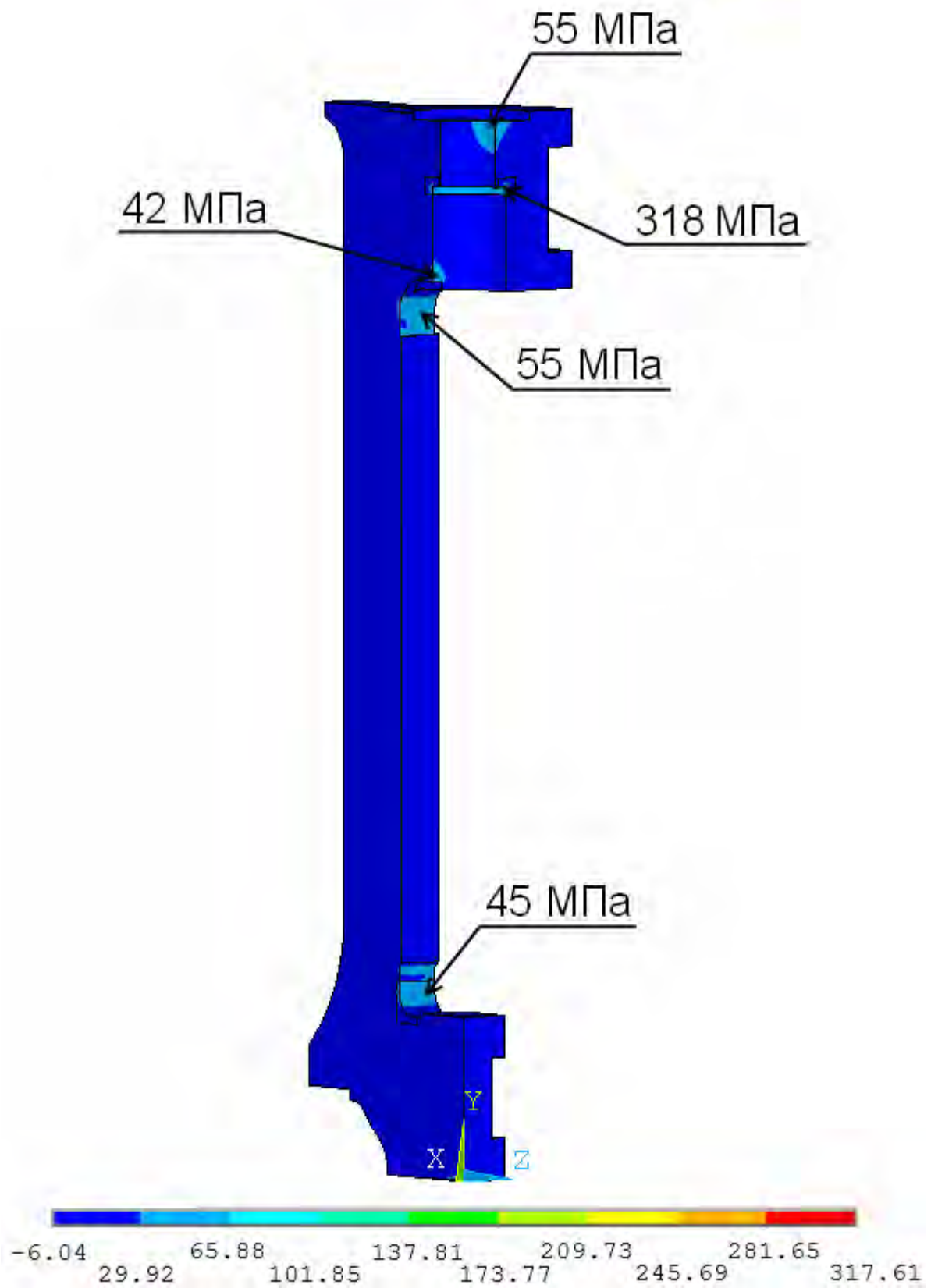


Рисунок 3.3 – Поле первых главных напряжений σ_1 (МПа) в станине стана 1700 при силе прокатки 20 МН

Результаты расчета, представленные на рисунке 3.3, показывают, что ни в одном из конструктивных концентраторов станины (за исключением галтели верхней поперечины) максимальные напряжения не превышают 70 МПа. Это обосновывает возможность при оценке прочности станины прокатного стана ограничиться зоной галтели верхней поперечины. На рисунке 3.4 показано напряженное состояние поверхности радиусной галтели верхней поперечины станины под гайку нажимного винта для полной модели станины (а) и локальной модели верхней поперечины станины (б) стана 1700 при силе прокатки 20 МН.

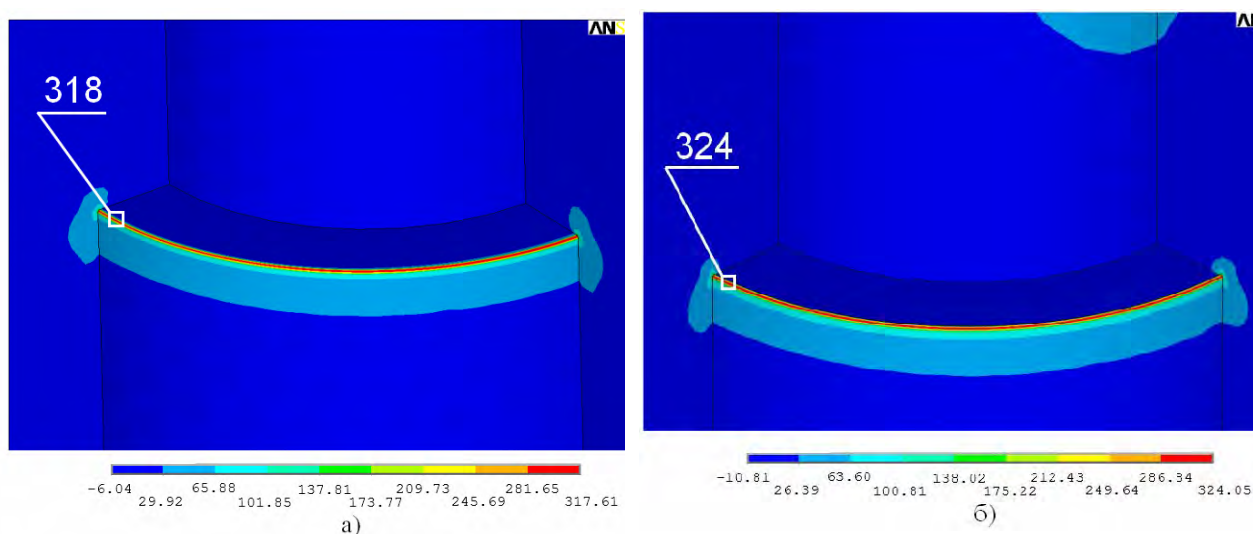


Рисунок 3.4 – Напряженное состояние σ_1 (МПа) поверхности радиусной галтели верхней поперечины для полной модели станины (а) и локальной модели верхней поперечины станины (б) стана 1700

Сопоставление результатов показывает, что обе модели дают практически одинаковые результаты по максимальным напряжениям σ_1 (~320 МПа), что обосновывает возможность использования локальных математических моделей для исследования напряженного состояния галтелей верхних поперечин станин. Расчет полной математической модели показал также, что напряжения в галтели верхней поперечины являются самыми высокими по сравнению с другими конструктивными концентраторами станины. Это делает необходимым для оценки возможности дальнейшей длительной эксплуатации станины выполнить расчет на усталостную прочность галтели верхней поперечины станины.

3.2. Привлечение элементов статистической теории усталостного разрушения для оценки запаса прочности галтели верхней поперечины станины

При расчете станины прокатного стана на усталостную прочность по методу А.И. Целикова используются номинальное напряжение σ в детали и эффективный коэффициент концентрации напряжений K_σ (формула 1.5). Методы расчета запасов прочности и в более поздних работах [31] также даны с использованием номинальных напряжений и эффективных коэффициентов концентрации напряжений. В [31] формула для определения запаса усталостной прочности представлена в виде

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \cdot K_{\sigma D} + \psi \cdot \sigma_m}, \quad (3.1)$$

где σ_{-1} – предел выносливости материала, соответствующий симметричному циклу нагружения, МПа;

σ_a – амплитудное значение цикла, МПа;

$K_{\sigma D}$ – коэффициент, зависящий от размеров детали и качества обработки её поверхности;

ψ – коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла;

σ_m – среднее напряжение цикла, МПа.

Эффективный коэффициент концентрации K_σ входит в состав выражения для нахождения коэффициента $K_{\sigma D}$:

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + \frac{1}{\beta} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\beta_{упр}}, \quad (3.2)$$

где $K_\sigma = \sigma_{-1}/\sigma_{-1к}$ – эффективный коэффициент концентрации, равный отношению предела выносливости образцов без концентрации σ_{-1} к пределу выносливости образцов с концентрацией напряжений $\sigma_{-1к}$, имеющих такие же абсолютные размеры сечений;

σ_{-1} – предел выносливости при симметричном цикле образцов без концентрации, МПа;

$\sigma_{-1к}$ – предел выносливости образцов с концентрацией, имеющих такие же абсолютные размеры, что и образцы для определения σ_{-1} сечений, МПа;

ϵ_{σ} – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения на предел выносливости;

β , $\beta_{упр}$ – коэффициенты, учитывающие влияние состояния поверхности и поверхностного упрочнения на предел выносливости.

Пределы выносливости σ_{-1} и $\sigma_{-1к}$ определяются при действии на образец номинальных напряжений, равномерно распределенных по сечению образца. Но радиусная галтель находится вблизи нейтральной линии верхней поперечины станины (рисунок 1.4). В этой зоне номинальные изгибные напряжения близки к нулевым значениям, что не позволяет привести в соответствие напряженное состояние реальной галтели с напряженным состоянием образцов, испытанных на усталостную прочность. Поэтому для оценки усталостной прочности галтели верхней поперечины следует использовать не эффективные коэффициенты концентрации напряжений, а фактические величины максимальных напряжений в зоне конструктивного концентратора.

Сопротивление разрушению в соответствии с положениями статистической теории хрупкой прочности, распространенными на усталостное повреждение материала первой макротрещиной [31, 37, 38] зависит от прочности слабейшего элемента поверхностного слоя. Это означает, что обобщенным критерием усталостного разрушения является эффективная площадь S поверхности детали, в пределах которой напряжения изменяются от $\sigma_{макс}$ до некоторого минимального значения $и$.

В соответствии с положениями работ [31, 38] величину $и$ примем равной $0,94\sigma_{макс}$. Пределы усталостной прочности, найденные при этих величинах

эффективной площади S , представляют собой обычно используемые в инженерной практике медианные пределы усталостной прочности. Эти пределы прочности определяются по результатам испытаний 10-15 образцов небольшого размера и соответствуют вероятности безотказной работы $P = 50\%$.

Станины прокатных станов, рассматриваемые в настоящей работе, выполнены из литой стали 25Л. Наиболее полно результаты усталостных испытаний образцов, вырезанных из крупногабаритных поковок и отливок, представлены в работе [39]. Заготовки из стали 35Л вырезали из четырех поковок, предназначенных для производственных целей и полученных из слитков различных плавов массой около 25 т каждый. Для заготовок образцов из стали 40 отлиты четыре слитка одной плавки массой по 3,4 т каждый, для заготовок из сталей 22К и 50 отлиты слитки массой 2,9 т. Для образцов из стали 35 был отлит слиток массой 2 т.

Определены пределы выносливости кованных сталей 22К, 35, 40, 50, литой стали 35Л. Механические характеристики этих сталей представлены в таблице 3.1. В последнем столбце таблицы 3.1 даны механические характеристики стали 25Л, из которой изготовлены станины рассматриваемых прокатных станов.

Таблица 3.1 – Механические характеристики сталей для прессов

Параметр	Сталь					
	22К	35	40	50	35Л	25Л
σ_B , МПа	455	510	541	683	594	490
$\sigma_{0,2}$, МПа	248	244	279	352	308	310

Образцы для усталостных испытаний имели вид прямоугольных шлифованных пластинок. Толщина образцов $t = 10-12$ мм, ширина $b = 28-51$ мм. Высота образцов без отверстий $h = 260$ мм. Отверстия сверлили раздельно острым сверлом на малой подаче. Испытания проводили на базе $2 \cdot 10^6$ циклов с частотой 10 Гц. Число образцов n для каждого вида

испытаний изменялось в пределах 8 – 15 штук. Площадь S для прямоугольных образцов подсчитывалась как площадь равномерно напряженной поверхности $S = 2h \cdot (b+t)$. Для пластин с отверстиями $S = 2t \cdot R/2,3$. Для стали 35Л испытания образцов с отверстиями не проводились.

Параметры образцов и результаты испытаний при пульсационном цикле нагружения приведены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Параметры образцов из сталей для изготовления крупных деталей прессов и результаты их испытаний при пульсационном цикле растяжения

Марка стали	n	$R, мм$	$B, мм$	$t, мм$	$S, мм^2$	lgS	$\sigma_{ном}, МПа$	α_σ	$\sigma_{max}, МПа$
22К	9	0	31	10	21300	4,33	240±17	1	240±17
	7	5,0	50	10	43,5	1,64	143±14	2,51	359±36
	8	2,5	50	10	21,8	1,34	157±12	2,73	429±33
35	12	0	30	12	21850	4,34	251±11	1	251±11
	10	5	50	12	52	1,72	163±17	2,51	409±42
	15	2	40	12	20,8	1,32	175±17	2,73	478±19
40	9	0	31	10	21300	4,33	266±13	1	266±13
	10	5	50	10	43,5	1,64	167±8	2,51	419±20
	8	2,25	45	10	19,5	1,29	184±1	2,73	502±27
50	8	0	31	10	21300	4,33	287±15	1	287±15
	8	5	50	10	43,5	1,64	182±0,7	2,51	457±17
	8	2,5	50	10	21,8	1,34	204±14	2,73	557±44
35Л	11	0	31	10	21300	4,33	190±10	1	190

На основании данных, представленных в таблице 3.2, и данных работы [38], на рисунке 3.5 построены графики зависимостей пределов выносливости σ_0 сталей 22К, 35, 40, 50, 35Л от эффективной площади S испытанных образцов.

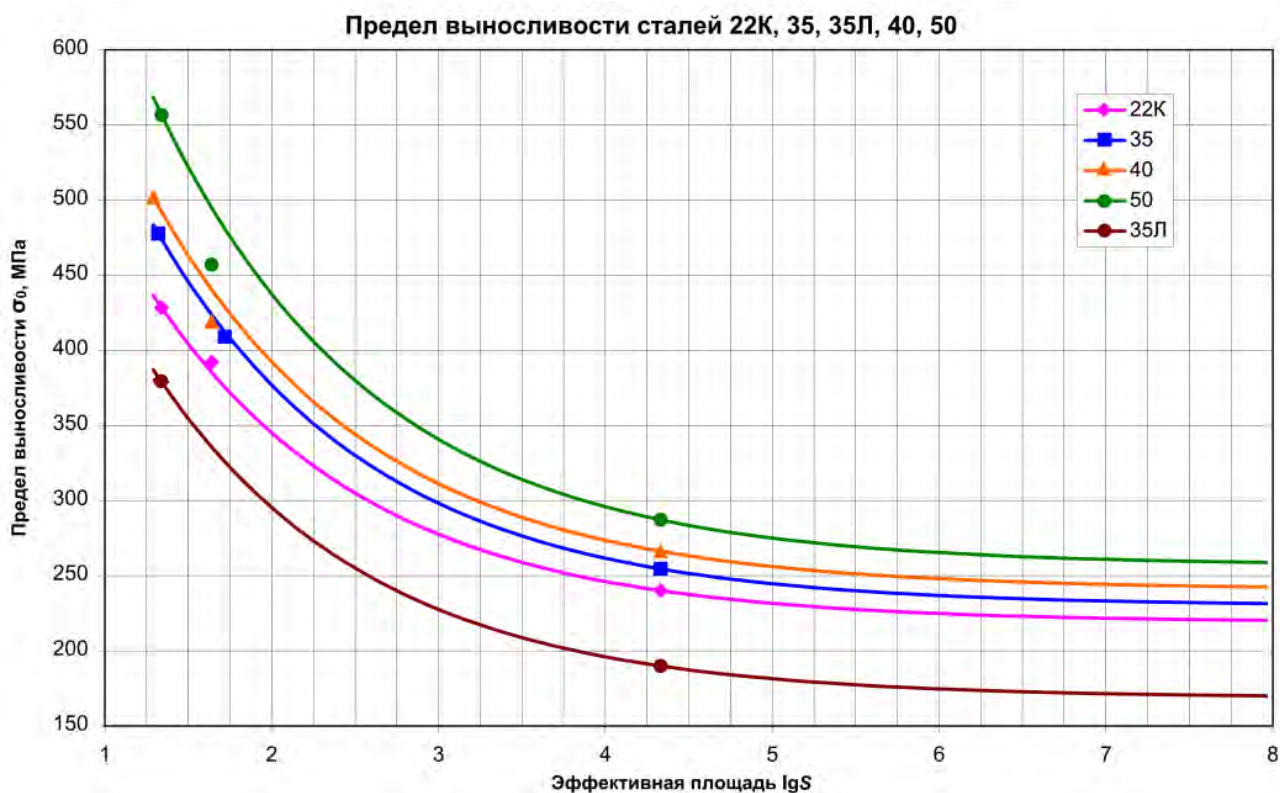


Рисунок 3.5 – Зависимости пределов выносливости сталей 22К; 35, 40; 50; 35Л от эффективной площади S испытанных образцов.

В качестве экспериментальных параметров, использованных при построении зависимостей $\sigma_0 - \lg S$, для сталей 22К, 35, 40, 50 взяты пределы выносливости σ_{\max} для образцов с отверстиями диаметром 2-2,5 мм ($\lg S = 1,29 - 1,34$) и гладких. Результаты для образцов с отверстием диаметром 5 мм использовались в качестве контрольных.

Кривые зависимостей $\sigma_0 - \lg S$, представленные на рис. 3.5, эквидистантны, а контрольные точки или совпадают с расчетными кривыми или отличаются от них не более, чем на 5 %. В этом случае можно считать, что зависимость $\sigma_0 - \lg S$ для конкретной стали полностью определяется величиной предела выносливости гладкого образца с $\lg S = 4,33$. Для стали 35Л при $\lg S = 4,33$ предел выносливости $\sigma_0 = 190$ МПа. Наносим эту первую экспериментальную точку на график рис. 3.5. Вторую экспериментальную точку получаем эквидистантно относительно стали 22К, при $\lg S = 1,34$ предел выносливости $\sigma_0 = 379$ МПа. В соответствии с данными работы [38]

зависимость $\sigma_0 - \lg S$ при вероятности разрушения $P=50\%$ выражается следующей формулой:

$$0,693 = \frac{S \cdot (\sigma_{\max} - u)^3}{c} \quad (3.3)$$

где u – нижняя граница рассеивания пределов выносливости (параметр распределения), МПа;

c – параметр распределения, определяющий однородность материала.

Обозначив значения экспериментальных точек $\sigma_1 = 379$ МПа, $S_1 = 21,88$ мм² и $\sigma_2 = 190$ МПа, $S_2 = 21379,62$ мм² соответственно, найдем параметры u , c в выражении (3.3). Очевидно имеет место следующее равенство:

$$\frac{S_1 \cdot (\sigma_1 - u)^3}{c} = \frac{S_2 \cdot (\sigma_2 - u)^3}{c} \quad (3.4)$$

Откуда найдем выражение для нахождения параметра u :

$$\sqrt[3]{\frac{S_2}{S_1}} = \frac{(\sigma_1 - u)}{(\sigma_2 - u)} \quad (3.5)$$

Обозначим $\sqrt[3]{\frac{S_2}{S_1}} = A$. Тогда из (3.5) получаем

$$u = \frac{A \cdot \sigma_2 - \sigma_1}{A - 1} \quad (3.6)$$

$$A = \sqrt[3]{\frac{21379,62}{21,88}} = 9,92 \quad (3.7)$$

Подставляя (3.7) в (3.6) находим

$$u = \frac{9,92 \cdot 190 - 379}{9,92 - 1} = 168,82 \text{ МПа} \quad (3.8)$$

Для нахождения параметра c подставим найденное значение u в (3.3) для любой экспериментальной точки.

$$c = \frac{S_1 \cdot (\sigma_1 - u)^3}{0,693} = \frac{21,8 \cdot (379 - 168,88)^3}{0,693} = 293 \cdot 10^6 \quad (3.9)$$

Окончательно получаем зависимость $\sigma_0 - \lg S$ для стали 35Л

$$\sigma_{\max} = 168,88 + \sqrt[3]{\frac{0,693 \cdot 293 \cdot 10^6}{S}} \text{ [МПа]} \quad (3.10)$$

Из таблицы 3.1 видно, что пределы текучести $\sigma_{0,2}$ сталей 35Л и 25Л совпадают, а пределы прочности σ_B различаются на 17%. Это позволяет для ориентировочных расчетов пределов выносливости стали 25Л в зависимости от площади напряженной поверхности S использовать зависимость, полученную для стали 35Л (рисунок 3.5).

3.3. Метод оценки пределов выносливости стали 25Л с учетом реальной геометрии галтели верхней поперечины станины

На основании полученных выше результатов мы располагаем теперь методами исследования напряженного состояния галтели верхней поперечины станины и определения предела выносливости стали 25Л в зависимости от площади напряженной поверхности концентратора. Это позволяет оценить возможность обеспечения дальнейшей безотказной работы станин прокатных станов по критерию усталостной прочности галтели верхней поперечины. Покажем реализацию этой возможности на примере верхней поперечины станины клетки №2 стана 1700 при силе прокатки $P = 20$ МН. Воспользуемся с этой целью результатами расчета, представленными в разделах 3.1, 3.2.

Эпюра напряжений по контуру галтели в диаметральной сечении отверстия под гайку нажимного винта представлена на рис. 3.6. На рис. 3.7 показано распределение максимальных напряжений на поверхности галтели по окружности отверстия под нажимную гайку $\varnothing 698,9$ мм.

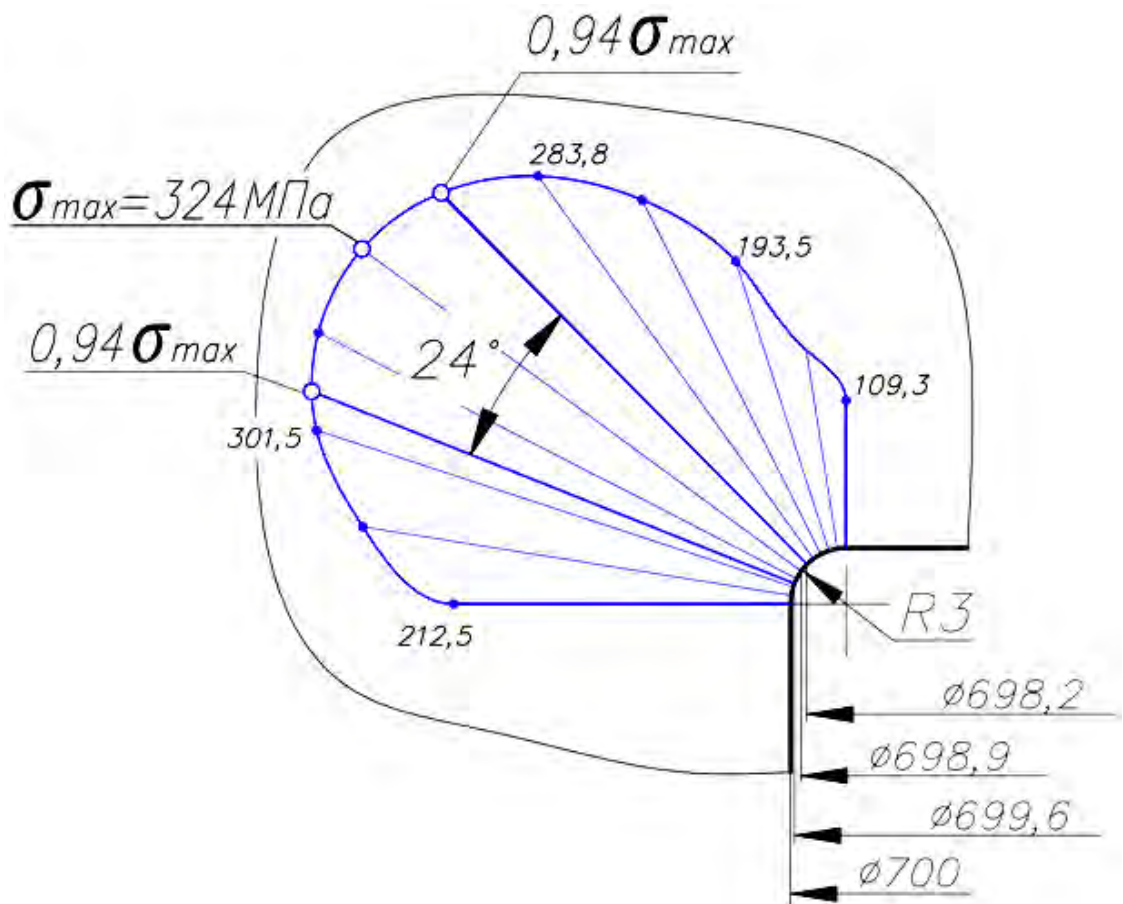


Рисунок 3.6 – Эпюра первых главных напряжений σ_1 (МПа) по контуру галтели в диаметральном сечении отверстия под гайку нажимного винта

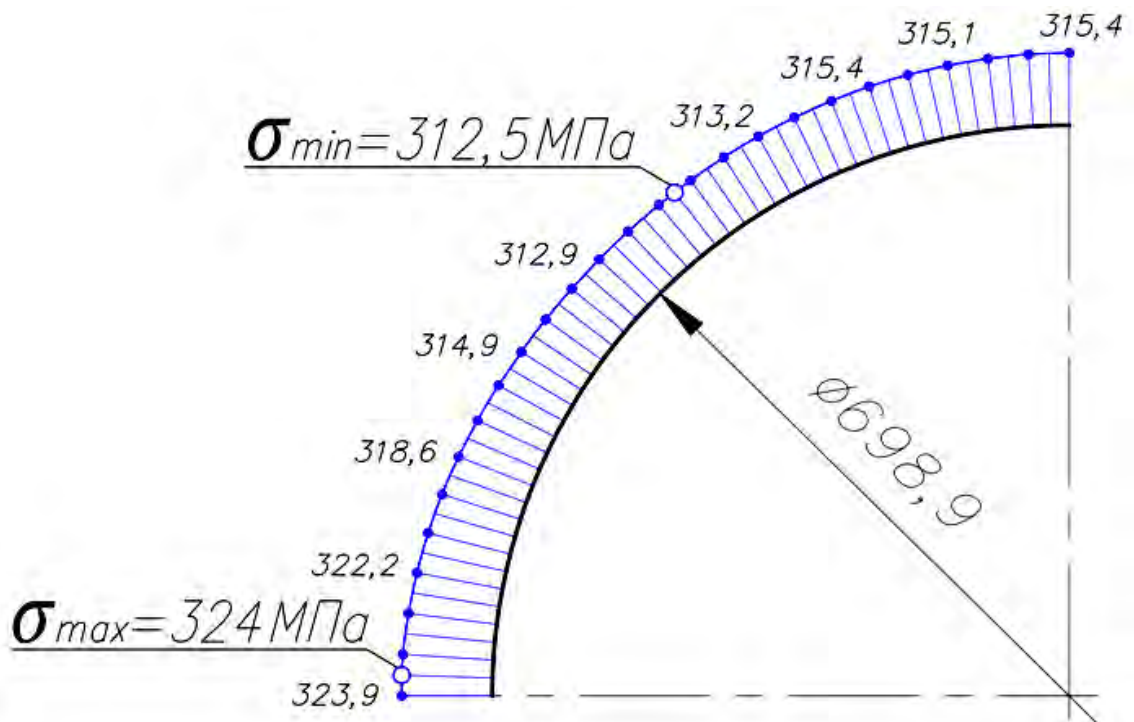


Рисунок 3.7 – Распределение максимальных напряжений на поверхности галтели по окружности $\phi 698,9$ мм

По эпюре рисунка 3.6 видно, что в диаметральной сечении изменение напряжений от $\sigma_{\text{макс}}$ до $0,94 \sigma_{\text{макс}}$ происходит на дуге 24° , длина которой равна $0,42$ радиуса галтели. По эпюре рис. 3.7 видно, что по окружности $\varnothing 698,9$ мм максимальные напряжения в галтели изменяются незначительно (от 324 МПа до 313 МПа), поэтому при оценке предела выносливости считаем, что вся окружность галтели находится под воздействием максимальных напряжений $\sigma_{\text{макс}} = 324$ МПа.

Установление этих закономерностей позволяет найти эффективную площадь поверхности галтели $R3$ верхней поперечины. По эпюре рис. 3.6 видно, что положение точек, в которых напряжение равно $0,94\sigma_{\text{макс}}$, определяется диаметрами $D_1 = 698,2$ мм и $D_2 = 699,6$ мм. Тогда площадь эффективной поверхности равна

$$S = \pi(D_1 + D_2)/2 \cdot (0,42 \cdot R) \quad (3.11)$$

$$S = 3,14 \cdot (698,2 + 699,6)/2 \cdot 0,42 \cdot 3 = 2767 \text{ мм}^2, \lg S = 3,44.$$

По графику рисунка 3.5 для стали 35Л находим, что при $\lg S = 3,44$ предел выносливости при пульсационном цикле нагружения $\sigma_0 = 210$ МПа. По рисунку 3.6 максимальное напряжение в галтели верхней поперечины $\sigma_{\text{макс}} = 324$ МПа. Так как запас усталостной прочности $n = \sigma_{\text{макс}} / \sigma_0 = 210/324 = 0,65 < 1$, то образование трещины в галтели $R3$ верхней поперечины является закономерным.

Представленный выше метод определения запаса усталостной прочности для станины стана 1700 показывает, что мы располагаем полной расчетной базой, необходимой для оценки прочностной надежности станин действующих прокатных станов. Это позволяет приступить к систематической экспертизе станин прокатных станов на заводах РФ по критерию прочностной надежности для оценки их фактического состояния после длительной эксплуатации.

Выводы по главе 3

3.1. Расчет напряженного состояния верхней поперечины станины показал, что в ее центральной части номинальные напряжения изгиба и растяжения близки к нулевым значениям. Это позволяет при исследовании напряженного состояния галтели верхней поперечины для сокращения объема и времени расчетов МКЭ рассматривать не всю станину, а только локальную математическую модель верхней поперечины.

3.2. Возникновение максимальных напряжений в галтели верхней поперечины станины не связано с номинальными напряжениями изгиба и сдвига в средней части верхней поперечины. Это не позволяет определить усталостную прочность станины на основании обычно используемых номинальных и эффективных коэффициентов концентрации напряжений.

3.3. Для установления зависимости предела выносливости материала станины от ее конструктивных параметров предложена и обоснована эффективная площадь S напряженной поверхности конструктивного концентратора, в пределах которой напряжения изменяются от $\sigma_{\text{макс}}$ до $0,94\sigma_{\text{макс}}$.

3.4. Для установления зависимостей, связывающих пределы усталостной прочности конкретных сталей с конструктивными параметрами деталей построены зависимости медианных пределов выносливости сталей 22К, 35, 40, 50, 35Л и 25Л от напряженной площади поверхности образца, в пределах которой напряжения изменяются от $\sigma_{\text{макс}}$ до $0,94\sigma_{\text{макс}}$.

3.5. Запас усталостной прочности станины прокатного стана 1700, найденный по предложенной в настоящей главе методике, составляет $n = 0,65 < 1$, что делает закономерным возникновение и рост усталостной трещины в верхней поперечине станины.

3.6. Представленный в настоящей главе материал содержит полную информацию, необходимую для оценки прочностной надежности станин действующих прокатных станов. Это позволяет приступить к систематической экспертизе станин прокатных станов на заводах РФ по критерию прочностной надежности для оценки их фактического состояния после длительной эксплуатации.

ГЛАВА 4. РАЗРАБОТКА, ИССЛЕДОВАНИЕ И ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ВЕРХНЕЙ ПОПЕРЕЧИНЫ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩЕЙ БЕЗОТКАЗНУЮ РАБОТУ СТАНИН КЛЕТЕЙ ДЕЙСТВУЮЩИХ ПРОКАТНЫХ СТАНОВ

4.1. Исследование напряженного состояния и прочности станин клеток действующих прокатных станов

4.1.1. Станины прокатных станов ОАО «Северсталь»

Объектами исследования являются станины клетки № 2 стана 1700 (максимальная сила прокатки 20 МН) и станины черновой клетки кварто стана 2800 (максимальная сила прокатки 30 МН). Станы введены в эксплуатацию в 1959 г. Экспертиза состояния проведена в 2008 г, т.е. почти по прошествии 50 лет эксплуатации [40, 41]. Для стана 1700 экспертиза состояла из двух этапов. На первом этапе проведен расчет напряженного состояния станины и дана оценка запаса усталостной прочности. На втором этапе проведена дефектоскопия зон с высокими уровнями максимальных напряжений методами неразрушающего контроля.

Исследование напряженного состояния и прочности станин стана 1700 подробно рассмотрено в главе 4 настоящей работы. Результаты исследования показали, что в галтели верхней поперечины станины запас усталостной прочности $n = \sigma_{\text{макс}}/\sigma_0 = 210/324 = 0,65 < 1$, что делает закономерным возникновение и развитие трещины в этой зоне [42, 43].

Обследование зоны галтели верхней поперечины методами неразрушающего контроля после демонтажа нажимного устройства выявило усталостную трещину большой протяженности и глубины в одной из станин клетки (рисунок 4.1).

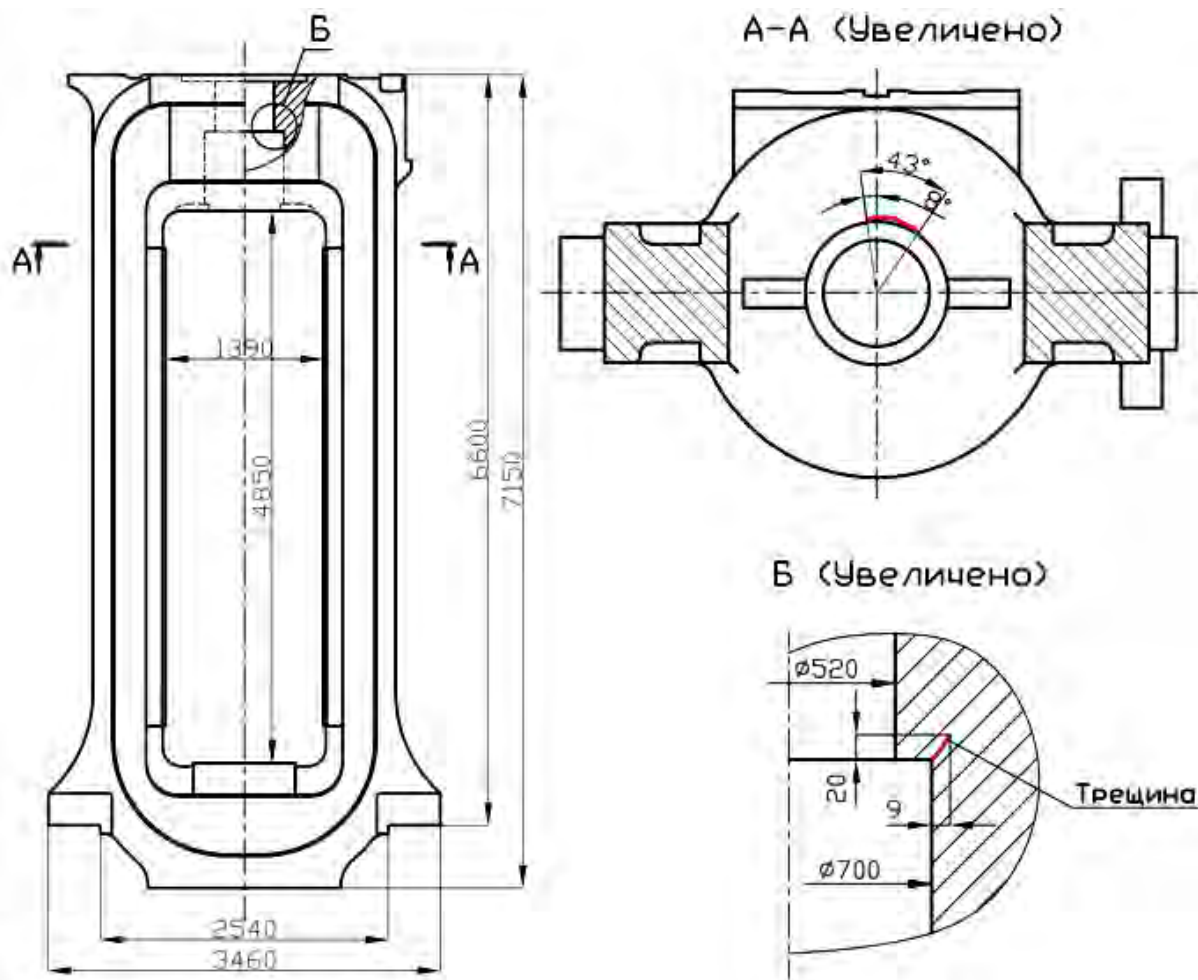


Рисунок 4.1 – Расположение и размеры трещины в галтели верхней поперечины станины клетки №2 стана 1700

Проекция трещины по вертикали составляет 20 мм, по горизонтали 9 мм. В окружном направлении трещина распространяется на 43° . На поверхности галтели по окружности $D = 700$ мм трещина проходит по линии действия максимальных напряжений. Таким образом, обнаружение усталостной трещины методами неразрушающего контроля подтвердило прогноз о закономерности ее возникновения, сделанный на основании теоретических исследований.

Метод исследования напряженного состояния станин стана 2800 (построение расчетной математической локальной модели, граничные условия и прикладываемая нагрузка) аналогичен методу исследования станин стана 1700 и поэтому здесь не приводится. Расчет, проведенный методом математического моделирования, показал, что максимальные

напряжения в станине (за исключением галтели верхней поперечины) не превышают 120 МПа и не представляют опасности для прочности станины.

Конструкция верхней поперечины станины стана 2800 в зоне расположения нажимного винта с гайкой показана на рисунке 4.2, напряженное состояние галтели $R5$ представлено на рисунке 4.3.

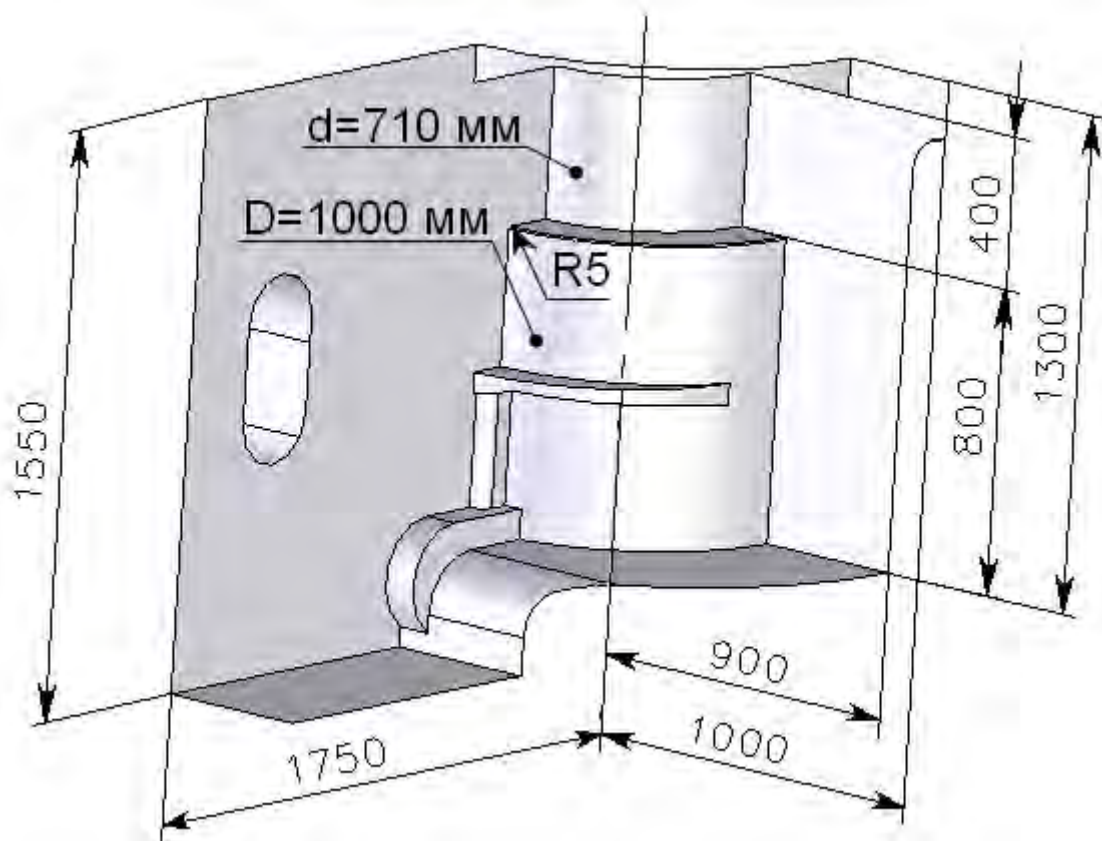
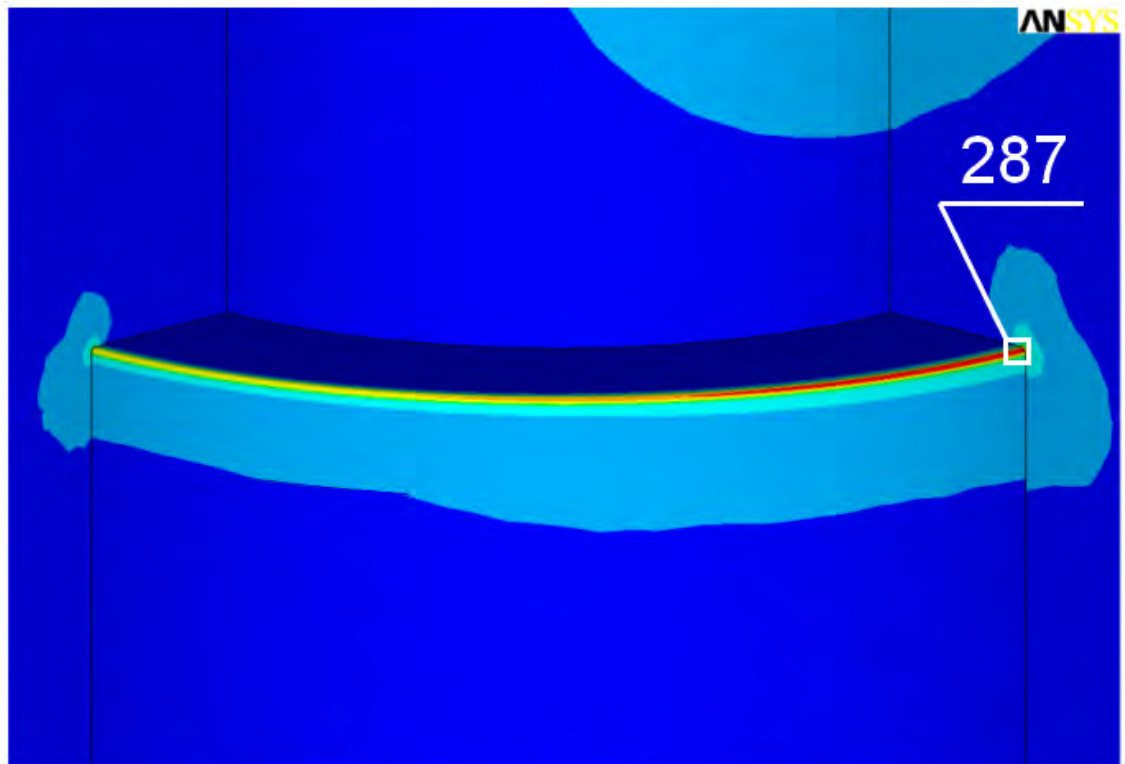
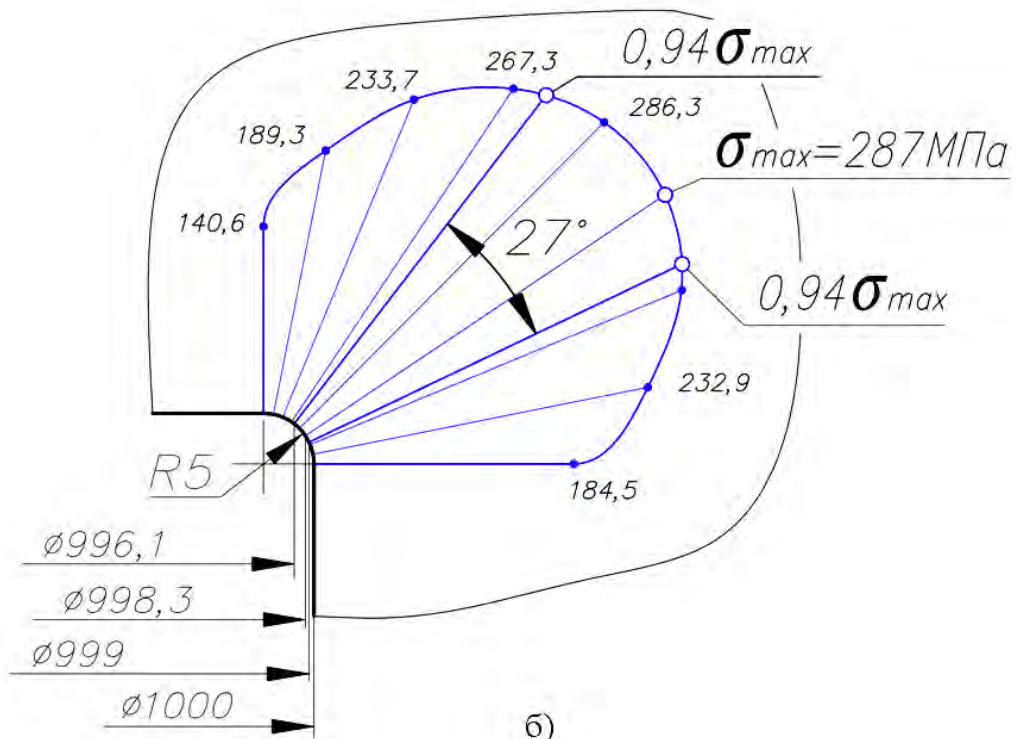


Рисунок 4.2 – Конструкция верхней поперечины станины стана 2800

По эюре рисунка 4.3, а видно, что на внешней поверхности галтели по дуге на диаметре 1000 мм максимальные напряжения в галтели изменятся от $\sigma_{\text{макс } 1} = 195 \text{ МПа}$ до $\sigma_{\text{макс } 2} = 287 \text{ МПа}$. Для определения эффективной площади S принимаем, в запас прочности, что по всей поверхности галтели по дуге на диаметре 1000 мм действуют максимальные напряжения $\sigma_{\text{макс}} = 287 \text{ МПа}$. Изменение напряжений от $\sigma_{\text{макс}}$ до $0,94\sigma_{\text{макс}}$ происходит на дуге 27° , длина которой равна $0,47$ радиуса галтели $R5$. Положение точек, в которых напряжение равно $0,94\sigma_{\text{макс}}$, определяется диаметрами $D_1 = 996,1 \text{ мм}$ и $D_2 = 999 \text{ мм}$.



a)



б)

Рисунок 4.3 – Напряженное состояние галтели верхней поперечины станины стана 2800:

а – поле первых главных напряжений σ_1 (МПа);

б – эпюра напряжений по контуру галтели

Тогда площадь эффективной поверхности $S = \pi \cdot (D_1 + D_2) / 2 \cdot (0,47 \cdot R) = 3,14 \cdot (996,1 + 999) / 2 \cdot 0,47 \cdot 5 = 7365 \text{ мм}^2$, $\lg S = 3,87$.

По зависимостям графиков рисунка 3.5 медианный предел выносливости стали 35Л при пульсационном цикле нагружения для $\lg S = 3,87$ составляет $\sigma_0 = 200 \text{ МПа}$. По рисунку 4.3 максимальное напряжение в галтели верхней поперечины станины $\sigma_{\text{макс}} = 287 \text{ МПа}$. Так как запас усталостной прочности $n = \sigma_{\text{макс}} / \sigma_0 = 200 / 287 = 0,70 < 1$, то образование трещины в галтели R5 верхней поперечины является закономерным.

На примере типовых разрушений станин усталостной трещиной, возникшей на поверхностях радиусных галтелей верхних поперечин (рисунок 1.3), представленном в главе 1, и на примере образования трещины в галтели верхней поперечины станины стана 1700 настоящей главы, показана закономерность образования трещин в галтели при запасе усталостной прочности $n \leq 1$. Принятие положения о закономерности разрушения станин при $\sigma_{\text{макс}} > \sigma_0$ позволяет отказаться от проведения дефектоскопии галтели стана 2800 и сразу приступить к мероприятиям по предупреждению разрушения станины. Кроме того, отказ от специальной дефектоскопии зоны галтели предотвращает простои линии проката металла, связанные с демонтажом-монтажом нажимного механизма станины.

4.1.2. Станины прокатных станов ОАО «Корпорация ВСМПО – АВИСМА»

В ОАО «Корпорация ВСМПО – АВИСМА» находятся в эксплуатации следующие прокатные станы:

– реверсивный четырехвалковый стан «1700» теплой прокатки, предназначенный для теплой прокатки листов из титановых сплавов, максимальная сила прокатки 30 МН;

– реверсивный четырехвалковый стан «2000» холодной прокатки, предназначенный для холодной прокатки и дрессировки рулонов из титановых сплавов, максимальная сила прокатки 32 МН;

– реверсивный четырехвалковый стан «2000» горячей прокатки, предназначенный для горячей прокатки слябов на полосу из титановых сплавов, нержавеющей и углеродистой сталей, максимальная сила прокатки 30 МН;

– реверсивный четырехвалковый стан «2000» горячей прокатки, предназначенный для горячей прокатки рулонов из титановых и жаропрочных сплавов, максимальная сила прокатки 30 МН;

– реверсивный четырехвалковый прогладочный стан «2000», предназначенный для прогладки и правки пакетов, плит и листов из титана и его сплавов, максимальная сила прокатки 10 МН.

Результаты исследования напряженного состояния и прочности галтелей верхних поперечин станин прокатных станов металлургических заводов ОАО «Северсталь» и ОАО «Корпорация ВСМПО-АВИСМА» представлены в таблице 4.1.

Результаты исследования напряженного состояния и прочности станин 7 клетей прокатных станов показали, что в станинах 6 клетей максимальные напряжения в галтели верхней поперечины превышают предел усталостной прочности материала, что делает закономерным образование усталостных трещин и разрушение станин.

Поэтому для обеспечения дальнейшей безотказной работы прокатных станов на металлургических заводах РФ необходимо:

- провести экспертизу состояния станин прокатных станов;
- разработать и обосновать технические решения, предупреждающие разрушения станин и обеспечивающие их долговечность без ограничения времени эксплуатации;

– организовать централизованное в масштабах РФ выполнение перечисленных выше работ в кратчайшие сроки.

Таблица 4.1 – Результаты исследования напряженного состояния и усталостной прочности галтелей верхних поперечин станин прокатных станов металлургических заводов ОАО «Северсталь» и ОАО «Корпорация ВСПО-АВИСМА»

Объект исследования	Макс. сила прокатки P , МН	Радиус галтели R , мм	Площадь эффектив. поверхности S , мм ²	$Lg S$	σ_{\max} , МПа	σ_0 , МПа	Запас усталостной прочности, n	Возможность образования трещины
ОАО «Северсталь»								
Станины стана 1700	20	3	2767	3,44	324	210	0,65	Да
Станины стана 2800	30	5	7365	3,87	287	200	0,70	Да
ОАО «Корпорация ВСПО-АВИСМА»								
Станины стана 1700 теплой прокатки	30	8	8943	3,95	197	195	0,99	Да
Станины стана 2000 холодной прокатки	32	3	3558	3,55	349	205	0,59	Да
Станины черновой клетки стана 2000 горячей прокатки	30	8	8942	3,95	205	195	0,95	Да
Станины чистовой клетки стана 2000 горячей прокатки	30	8	8942	3,95	214	195	0,91	Да
Станины прогладочного стана 2000	10	5	4604	3,66	120	205	1,71	Нет

Рассмотрим далее разработку, исследование и обоснование технических решений по предупреждению разрушений станин и обеспечению их долговечности без ограничения времени эксплуатации.

4.2. Анализ существующих технических решений для снижения максимальных напряжений в угловых соединениях

Галтель верхней поперечины станины относится к широко представленному в деталях машин классу угловых соединений. Вопросы прочности угловых соединений металлургических машин широко освещены в работах Б.А. Морозова [2], В.В. Васильева [44] и ряда других авторов. Витки резьбы, например, в колоннах гидравлических прессов [45, 46], или нажимных винтах станин прокатных станков, также относятся к классу угловых соединений.

Для оптимизации процесса поиска технических решений, обеспечивающих повышение прочности галтели верхней поперечины станины, рассмотрим сначала общую схему работы углового соединения (рисунок 4.4), к которой можно привести все угловые соединения, представленные в отмеченных выше работах.

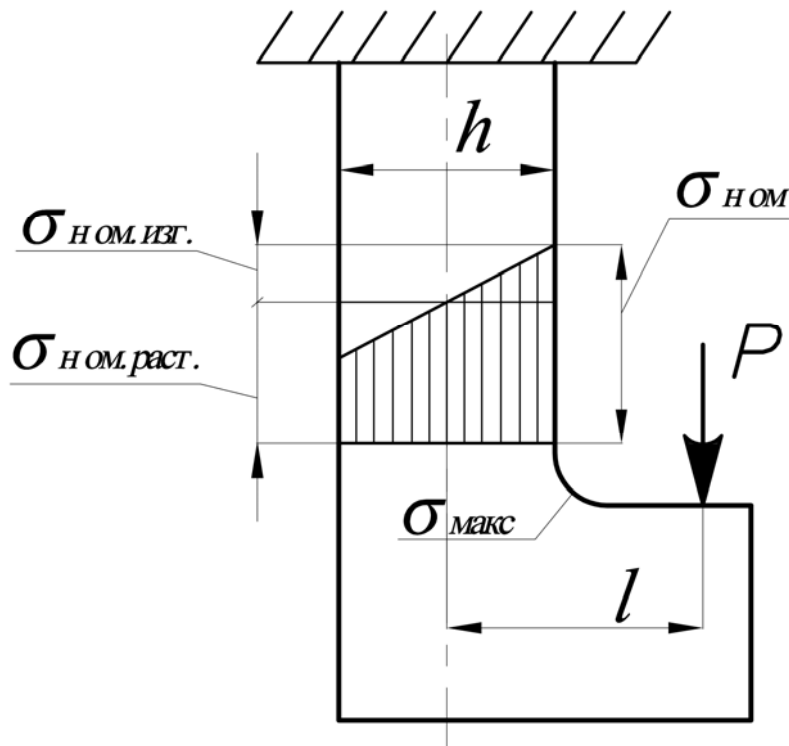


Рисунок 4.4 – Схема работы углового соединения

К плоскому или пространственному угловому элементу, закрепленному по торцу длинной стороны, приложена сила P . Действие силы P на плече l вызывает в стыковом сечении номинальное напряжение

$$\sigma_{\text{ном}} = \sigma_{\text{ном изг}} + \sigma_{\text{ном раст}}, \quad (4.1)$$

где $\sigma_{\text{ном изг}}$ - номинальные напряжения изгиба,

$\sigma_{\text{ном раст}}$ - номинальные напряжения растяжения.

За счет резкого изменения геометрии детали в стыковом сечении происходит резкое увеличение напряжений до значений

$$\sigma_{\text{макс}} = K \cdot \sigma_{\text{ном}}, \quad (4.2)$$

где K – коэффициент концентрации напряжений.

Величины $\sigma_{\text{макс}}$ во многих случаях превышают предел выносливости материала σ_0 , что и приводит к возникновению усталостных трещин. В работах Б.А. Морозова, В.П. Артюхова, В.В. Васильева технические решения, направленные на уменьшение напряжений в зоне концентрации, были связаны с увеличением горизонтального размера h детали в зоне стыкового сечения (рисунок 1.11). Такая геометрия галтели кроме оптимизации формы сечения, приводила к уменьшению номинальных напряжений $\sigma_{\text{ном изг}}$ и растяжения $\sigma_{\text{ном раст}}$ и к общему существенному уменьшению максимальных напряжений $\sigma_{\text{макс}} = K \cdot \sigma_{\text{ном}}$.

Попытка оптимизации формы сопряжения за счет увеличения радиуса галтели с поднутрением стенки приводила к увеличению максимальных напряжений изгиба и растяжения и, соответственно, к увеличению максимальных напряжений $\sigma_{\text{макс}}$. Действительно, по рисунку 1.11 галтель большого радиуса с поднутрением стенки (переходное сечение, определяемое линией *ODF*) дает уменьшение толщины стенки и, следовательно, приводит к увеличению номинальных напряжений изгиба и растяжения и общей величины $\sigma_{\text{макс}}$. Это возрастание номинальных

напряжений примерно было одной из причин увеличения напряжений σ_{\max} для галтели с поднутрением стенки (таблица 1.1, линия *ODF*).

Центральная часть верхней поперечины станины с отверстием для расположения нажимного винта с гайкой имеет схожую геометрию в различных станинах. Поэтому изучение общего напряженного состояния центральной части верхней поперечины с определением номинальных напряжений $\sigma_{y \text{ ном}}$ проведем на станине клетки №2 стана 1700 ОАО «Северсталь».

Номинальные напряжения $\sigma_{y \text{ ном}}$ для центральной части верхней поперечины станины стана 1700 представлены на рисунке 4.5.

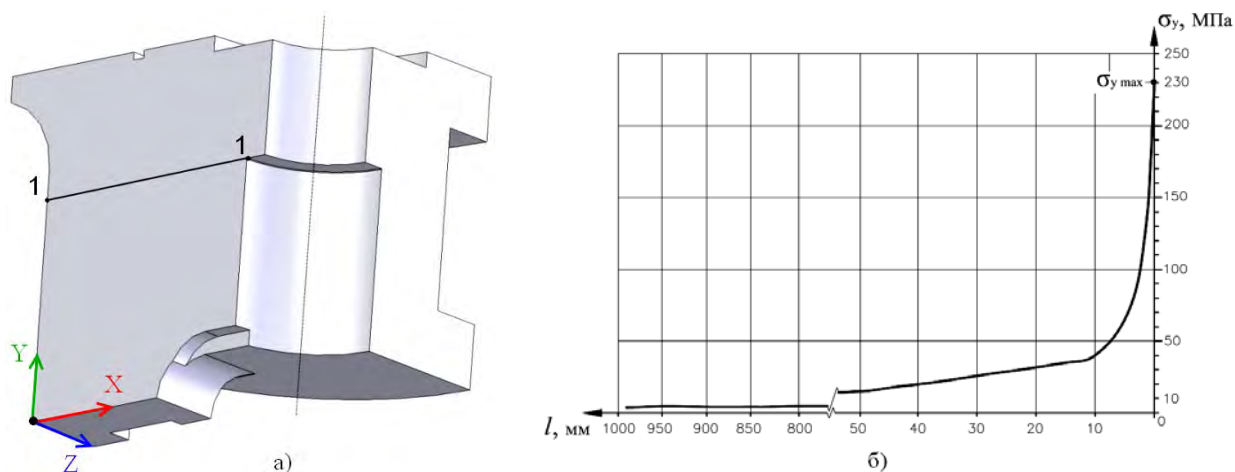


Рисунок 4.5 – Геометрия центральной части верхней поперечины и эпюры напряжений σ_y и τ_{xy} : а – геометрия центральной части верхней поперечины; б – эпюра вертикальных напряжений σ_y в узлах, расположенных на линии 1-1

По графику рисунка 4.5 видно, что общий уровень напряжений σ_y в центральной части верхней поперечины близок к нулевым величинам (~ 4 МПа). Это означает, во-первых, что весьма значительное (до 200 – 350 МПа) увеличение напряжений в галтели верхней поперечины обусловлено только местным силовым взаимодействием станины с гайкой нажимного винта и не связано с общим напряженным состоянием верхней поперечины. Во-вторых, галтель с поднутрением стенки не вызовет увеличения напряжений на ее контуре за счет концентрации номинальных

напряжений, так как уровни номинальных напряжений в центральной части верхней поперечины имеют пренебрежимо малые значения.

Отмеченные выше особенности напряженного состояния центральной части верхней поперечины станины прокатного стана обосновывают возможность построения галтели верхней поперечины с поднутрением стенки вертикального отверстия [47].

4.3. Разработка и обоснование технических решений, обеспечивающих существенно увеличенную долговечность станины

Первым требованием, которое необходимо выполнить при оптимизации конструкции галтели верхней поперечины, является возможность проведения предложенного комплекса работ на действующем стане без демонтажа-монтажа станины в кратчайшие сроки. При выполнении этого требования необходимо, чтобы при заданном уровне снижения напряжений до допустимой величины $\sigma_{\text{макс доп}}$ объем механической обработки был минимальным. Величина $\sigma_{\text{макс доп}}$ должна быть меньше уровня напряжений σ_0 , обеспечивающего неограниченную долговечность детали при минимальных дополнительных конструктивно-технологических мероприятиях.

Проработка различных конструктивных решений галтели с поднутрением стенки показала, что для станины клетки №2 стана 1700 ОАО «Северсталь» достаточно рациональной по удовлетворению выдвинутых выше требований является геометрия галтели, показанная на рисунке 4.6.

Исследование проводилось на математической полной модели станин методом конечных элементов в программном комплексе ANSYS, разбиение на элементы осуществлялось в соответствии с рекомендациями, разработанными в главе 2. Метод исследования напряженного состояния станин (построение математической расчетной локальной модели, граничные условия и прикладываемая нагрузка) аналогичен методу исследования

станин стана 1700 первоначальной конструкции, приведенной в главе 4 и поэтому здесь не приводится.

Поле напряжений на поверхности галтели с поднутрением стенки отверстия под гайку нажимного винта и эшюры напряжений показаны на рисунке 4.6.

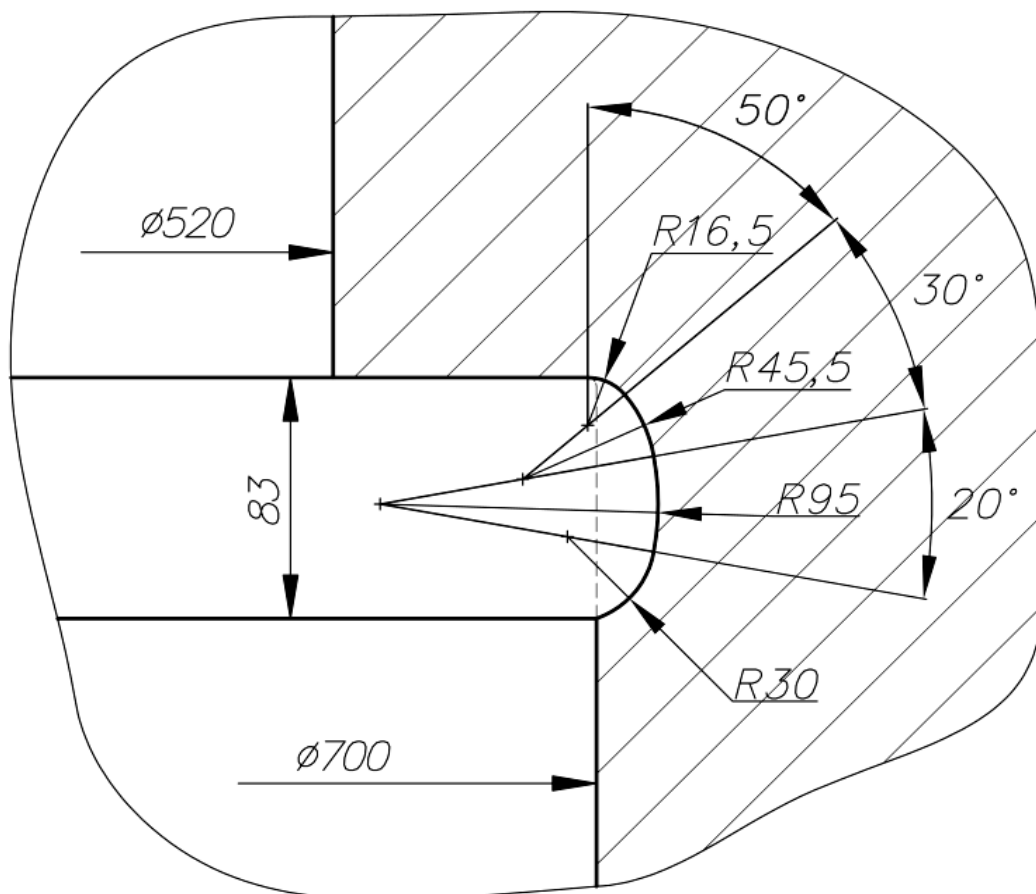


Рисунок 4.6 – Геометрия галтели с поднутрением стенки для верхней поперечины станины клетки №2 стана 1700 ОАО «Северсталь»

Результаты, представленные на рисунке 4.7, показывают, что сделанное выше предположение о возможности уменьшения максимальных напряжений за счет выполнения галтели с поднутрением стенки подтвердилось. Максимальные напряжения в переходном сечении снизились весьма существенно в 2,95 раза с 324 МПа до 110 МПа. Этот уровень напряжений снимает вопрос о прочности станины и делает возможным ее безотказную работу без ограничения времени эксплуатации.

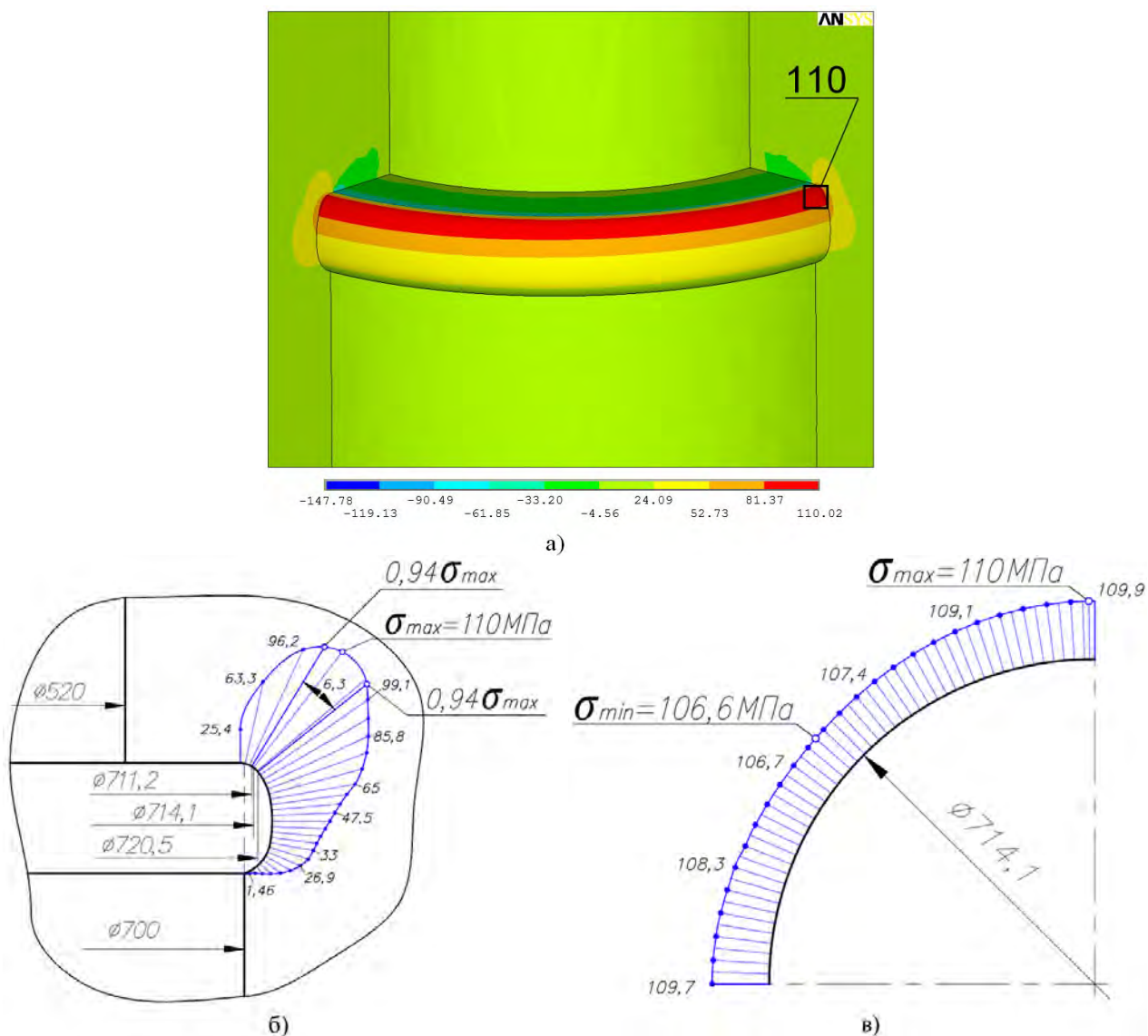


Рисунок 4.7 – Напряженное состояние (МПа) галтели с поднутрением стенки для станины клетки №2 стана 1700 ОАО «Северсталь»: а – поле первых главных напряжений σ_1 (МПа); б – эпюра первых главных напряжений σ_1 (МПа) по контуру галтели; в – эпюра максимальных напряжений σ_1 (МПа) на поверхности галтели по окружности $\varnothing 714,1$ мм

Покажем это расчетом, определив запас усталостной прочности.

По эпюре рисунка 4.7, б видно, что изменение напряжений от σ_{\max} до $0,94\sigma_{\max}$ происходит на дуге, длина которой равна $L_{\text{дуги}}=6,3$ мм. Результаты расчета показали также, что по окружности $\varnothing 714,1$ мм расхождения максимальных напряжений находятся в пределах точности

расчета, поэтому можно считать, что вся окружность галтели находится под воздействием максимальных напряжений $\sigma_{\text{макс}} = 110$ МПа.

По эпюре рисунка 4.7,б видно, что положение точек, в которых напряжение равно $0,96 \cdot \sigma_{\text{макс}}$, определяется диаметрами $D_1 = 711,2$ мм и $D_2 = 720,5$ мм.

Тогда площадь эффективной поверхности $S = \pi \cdot (D_1 + D_2) / 2 \cdot L_{\text{дуги}} = 3,14 \cdot (711,2 + 720,5) / 2 \cdot 6,3 = 14191$ мм², $\lg S = 4,15$.

По зависимости графика рисунка 3.5 медианный предел выносливости стали 35Л при пульсационном цикле нагружения для $\lg S = 4,15$ составляет $\sigma_0 = 195$ МПа. По эпюре рисунка 4.7, б максимальное напряжение в галтели с поднутрением $\sigma_{\text{макс}} = 110$ МПа. Так как запас усталостной прочности $n = \sigma_{\text{макс}} / \sigma_0 = 195 / 110 = 1,77 > 1$, то станины стана 1700 ОАО «Северсталь» с новой геометрией галтели отвечают требованию безотказной работы без ограничения времени эксплуатации, т.е. обеспечивается их существенно большая долговечность.

Выполнение галтели с поднутрением стенки не повлияло на величины номинальных напряжений в верхней поперечине, что подтвердило выдвинутое ранее предположение о связи максимальных напряжений только с условиями взаимодействия гайки нажимного винта и станины в зоне контакта (рисунок 4.8).

Сравнение графиков напряжений для галтелей с поднутрением стенки и радиусной показывает, что значительное увеличение размеров галтели новой конфигурации не вызвало изменения уровня номинальных напряжений σ_y . Это означает, что размеры контактной площадки станины с гайкой нажимного винта являются основным параметром, определяющим диаметр отверстия под гайку нажимного винта в верхней поперечине и геометрию переходного сечения от вертикальной круговой стенки к контактной площадке. Приняв за основной параметр, определяющий геометрию галтели

с поднутрением, радиальный размер контактной площадки $L_{\text{конт}}$, по размерам галтели с поднутрением стенки для станины клетки №2 стана 1700 ОАО «Северсталь» (рис 4.6), получаем спрофилированную галтель с поднутрением в безразмерных величинах. Галтель с поднутрением стенки, размеры которой выражены в ширине контактной площадки $L_{\text{конт}}$, представлена на рисунке 4.9.

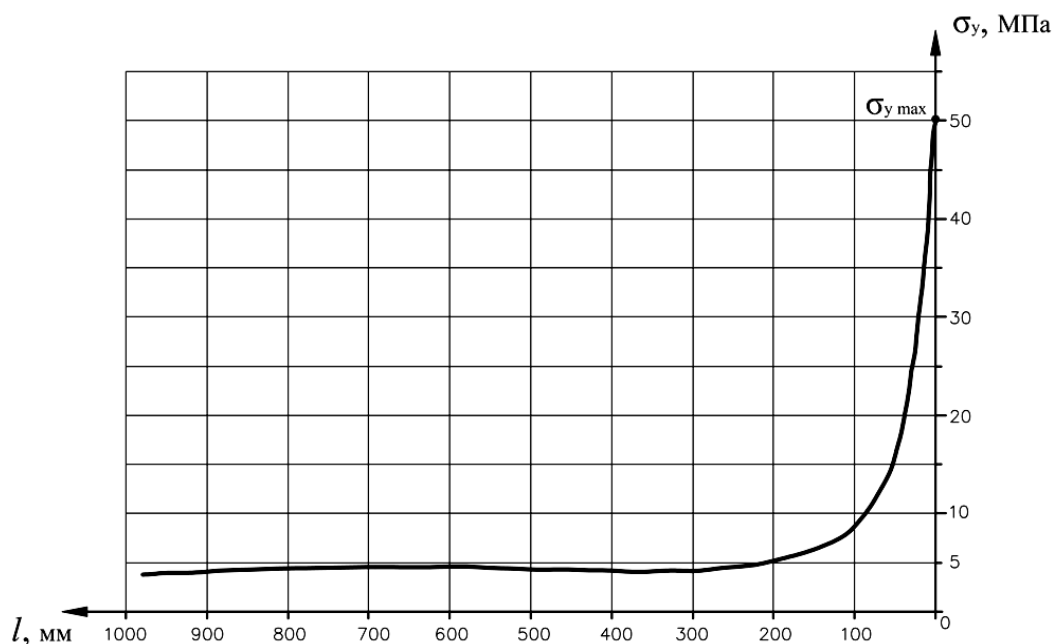


Рисунок 4.8 – График распределения напряжений σ_y в горизонтальной плоскости центральной части верхней поперечины для новой конструкции переходного сечения: эпюра вертикальных напряжений σ_y в узлах, расположенных на линии 1-1 (аналогично рисунку 4.6)

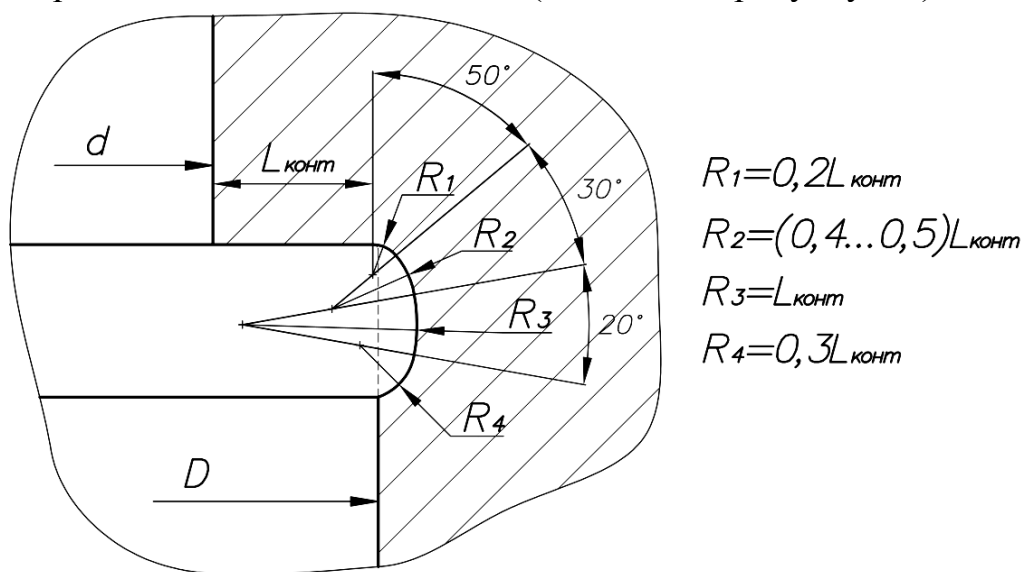


Рисунок 4.9 – Геометрия галтели с поднутрением стенки в зависимости от ширины контактной площадки $L_{\text{конт}}$

Геометрии галтелей, полученные по рисунку 4.9, были приняты для реализации на действующих прокатных станах заводов ОАО «Северсталь» и ОАО «Корпорация ВСМПО-АВИСМА».

4.4. Применение галтелей с поднутрением стенки для обеспечения безотказной работы станин прокатных станов на ОАО «Северсталь» и ОАО «Корпорация ВСМПО-АВИСМА»

Галтели с поднутрением стенки, показанные на рисунке 4.9, использованы при оценке возможности существенного снижения максимальных напряжений в станинах действующих прокатных станов. В настоящем разделе рассмотрены станины клетки стана 2800 ОАО «Северсталь» и станины станов ОАО «Корпорация ВСМПО — АВИСМА», запас усталостной прочности которых $n \leq 1$ (см. табл. 4.1), и как следствие, возможно образования усталостных трещин и разрушение станин. Параметры геометрии спрофилированных галтелей с поднутрением стенки отверстия, рекомендуемые для этих станов представлены в таблице 4.2.

Исследование проводилось на математических локальных моделях станин методом конечных элементов в программном комплексе ANSYS, разбиение на элементы осуществлялось в соответствии с рекомендациями, разработанными в главе 2. Метод исследования напряженного состояния станин (построение математической расчетной локальной модели, граничные условия и прикладываемая нагрузка) аналогичен методу исследования станин стана 1700, приведенной в главе 3 и поэтому здесь не приводится.

Результаты исследования напряженного состояния и прочности галтелей с поднутрением стенки отверстия станин прокатных станов металлургических заводов ОАО «Северсталь» и ОАО «Корпорация ВСМПО-АВИСМА» представлены в таблице 4.3.

Таблица 4.2 – Геометрии галтелей с поднутрением стенки отверстия для станин станов ОАО «Северсталь» и ОАО «Корпорация ВСМПО-АВИСМА»

Объект исследования	Ширина контактной площадки $L_{\text{конт}}$, мм	R_1 , мм	R_2 , мм	R_3 , мм	R_4 , мм
ОАО «Северсталь»					
Станины стана 1700	85	16,5	45,5	95	30
Станины стана 2800	133	26	60	130	40
ОАО «Корпорация ВСМПО-АВИСМА»					
Станины стана 1700 теплой прокатки	150	30	60	150	45
Станины стана 2000 холодной прокатки	165	32	75	160	50
Станины черновой клетки стана 2000 горячей прокатки	150	30	67	150	45
Станины чистой клетки стана 2000 горячей прокатки	125	25	50	125	38

R_1, R_2, R_3, R_4 по рис. 4.9

Таким образом, новые геометрии галтелей верхних поперечин с поднутрением стенки отверстия обеспечивают прочностную надежность станин клеток прокатных станов заводов ОАО «Северсталь» и ОАО «Корпорация ВСМПО-АВИСМА» без ограничения времени эксплуатации.

Таблица 4.3 – Результаты исследования напряженного состояния и прочности галтелей с поднутрением стенки отверстия станин прокатных станов металлургических заводов ОАО «Северсталь» и ОАО «Корпорация ВСПО-АВИСМА»

Объект исследования	Макс. сила прокатки P , МН	Площадь эффектив. поверхности S , мм ²	$\lg S$	$\sigma_{\text{макс}}$, МПа	σ_0 , МПа	Запас прочности, n	Возможность образования трещины
ОАО «Северсталь»							
Станины стана 1700	20	14191	4,15	110	195	1,77	Нет
Станины стана 2800	30	28402	4,45	115	190	1,65	Нет
ОАО «Корпорация ВСПО-АВИСМА»							
Станины стана 1700 теплой прокатки	30	28419	4,45	83	190	2,29	Нет
Станины стана 2000 холодной прокатки	32	29702	4,47	96	190	1,98	Нет
Станины черновой клетки стана 2000 горячей прокатки	30	26879	4,43	85	190	2,24	Нет
Станины чистовой клетки стана 2000 горячей прокатки	30	27977	4,45	96	190	1,98	Нет

Выводы по главе 4

4.1. Исследовано напряженное состояния и проведена оценка прочности станин клетей прокатных станов, находящихся в длительной эксплуатации на заводах ОАО «Северсталь» и ОАО «Корпорация ВСМПО – АВИСМА».

4.2. Результаты исследования показали, что запас усталостной прочности б станин клетей прокатных станов $n < 1$, что делает закономерным возникновение и развитие усталостных трещин в галтели верхней поперечины.

4.3. Проведен анализ существующих технических решений для снижения максимальных напряжений в угловых соединениях. Однако, ни одно из них не было принято к практической реализации.

4.4. Разработана, исследована и обоснована новая геометрия галтели верхней поперечины с поднутрением стенки, обеспечивающая существенно увеличенную долговечность станин при сохранении существующей конструкции и компоновки деталей нажимного устройства.

4.5. Рекомендованы и приняты к реализации на заводах ОАО «Северсталь» и ОАО «Корпорация ВСМПО-АВИСМА» новые геометрии галтелей с поднутрением стенки в отверстиях верхних поперечин, обеспечивающие существенно увеличенную долговечность станинах клетей действующих прокатных станов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Значительное число разрушений станин прокатных станов вызвано возникновением и развитием усталостных трещин в галтелях контактных площадок верхних поперечин. Это обусловлено тем, что принятые методы расчета станин не позволяли учитывать максимальные напряжения в галтелях контактных площадок верхних поперечин. Отсутствие таких оценок привело к созданию конструкций, в которых действующие напряжения оказались выше предела прочности материала станины.

2. Методом конечных элементов с использованием программного комплекса ANSYS установлены количественные зависимости, связывающие точность расчета с градиентами напряжений и плотностью сетки в объеме материала, вблизи конструктивного концентратора. При выбранных параметрах конечно-элементной сетки расхождение результатов расчета методом конечных элементов и точных аналитических решений не превышает 4%.

3. Проведен анализ напряженного состояния образцов для усталостных испытаний сталей и зоны конструктивного концентратора напряжений верхней поперечины станины прокатного стана. По результатам анализа установлено, что усталостную прочность верхней поперечины станины определяет эффективная площадь S напряженной поверхности конструктивного концентратора, в пределах которой напряжения изменяются от $\sigma_{\text{макс}}$ до $0,94\sigma_{\text{макс}}$.

4. Проведено исследование напряженного состояния и прочности станин клеток прокатных станов 1700 и 2500 ОАО «Северсталь» и станин 5 клеток прокатных станов 1700 и 2000 ОАО «Корпорация ВСППО-АВИСМА». Результаты исследований показали:

4.1. Коэффициент запаса n усталостной прочности верхних поперечин 6 станин клетей прокатных станов находится в пределах $n=0,59-0,99<1$. При запасе прочности $n<1$ возникновение и развитие усталостных трещин в галтелях верхних поперечин станин станов становится закономерным.

4.2. В галтели верхней поперечины станины клетки стана 1700 ОАО «Северсталь» с запасом усталостной прочности $n=0,65$ обнаружена усталостная трещина значительной протяженности и глубины.

5. Разработана, исследована и обоснована новая геометрия галтели верхней поперечины, обеспечивающая существенно увеличенную долговечность станин при сохранении существующих конструкции и компоновки деталей нажимного устройства.

6. Выполнение новой конструкции галтели верхней поперечины станины не требует демонтажа-монтажа станины, осуществляется на месте мобильным расточным оборудованием.

7. Новая конструкция галтели внедрена на станинах клетей станов 1700 и 2500 на ОАО «Северсталь» и принята для реализации на станинах клетей станов 1700 и 2000 ОАО «Корпорация ВСППО-АВИСМА»

Перспективы дальнейшей разработки темы заключаются в следующем:

- формулировка методов проектирования и применения высоконагруженных станин прокатных станов;
- применение разработанных методик при конструировании новых конструкций станин;
- разработка и совершенствование конструкций клетей действующих прокатных станов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Целиков А.И., Смирнов В.В. Прокатные станы. - М.: Metallurgizdat, 1958, 432 с.
2. Морозов Б.А. Моделирование и прочность металлургических машин. – М.: Mashgiz, 1963, 284 с.
3. Васильев В.В. Исследование напряжений в угловых элементах несущих деталей прокатных станов и прессов. Диссерт. канд. техн. наук, Москва, ВНИИМЕТМАШ. 1962 г.
4. Шиманский Ю.А. Проектирование прерывистых связей судового корпуса. Судпромгиз. Л. 1949.
5. Верховский А.В. Определение напряжений в опасных сечениях деталей сложной формы. Mashgiz. 1958.
6. Морозов Б.А. Исследование работоспособности машин и оборудования металлургических цехов. Дис. докт. техн. наук. Москва. 1960
7. Васильев В.В. Концентрация напряжений в угловых и деталях ступенчатой формы. Mashgiz. 1962 г.
8. Морозов Б.А., Софронов Е.И., Сурков А.И., Коновалов Л.В., Кузнецов Б.Г. Комплексное изучение условий нагружения и напряженного состояния станины блюминга 1100 КМК. Труды первой всесоюзной конференции по расчетам на прочность металлургических машин. Сб. ВНИИМЕТМАШ № 24. Москва. 1969. с. 3-16.
9. Атопов В.И., Сердобинцев Ю.П., Славкин О.К. Моделирование контактных напряжений. – М.: Машиностроение, 1988. – 272 с.
10. Постнов В.А. Численные методы расчета судовых конструкций. –Л.: Судостроение, 1977. – 280 с.
11. Бреббия К., Телес Ж., Вроубел Л. Методы граничных элементов в технике. – М.: Мир, 1987. – 524 с.
12. Вольмир А.С., Куранов Б.А., Турбаиевский А.Т. Статика и динамика сложных структур. – М.: Машиностроение, 1989. – 248 с.
13. Бате Н., Вилсон Е.. Численные методы анализа и метод конечных элементов. – М.: Стройиздат, 1982, 448 с.
14. Басов К.А. ANSYS в примерах и задачах. – М.: «КомпьютерПресс», 2002, 224 с.

15. Басов К.А. ANSYS: справочник пользователя. М.: ДМК Пресс, 2005, 640 с.
16. Сурков И.А. Исследование условий эксплуатации, определение причин разрушений и обеспечение безотказной работы колонн мощных гидравлических прессов. – Дис. канд. техн. наук. - Москва, 2007, 125 с.
17. Сакало В.И., Косов В.С. Контактные задачи железнодорожного транспорта. – М.: «Машиностроение», 2004, 496 с.
18. Francavilla A., Zienkiewicz O.C. A note on numerical computation of elastic contact problems // Journal for Num. Math. In Engineering. 1975. Vol. 9. P. 913 – 924.
19. Bai X., Zhoo X. Analysis of large deformation elastoplastic contact through finite gap elements // Computers & Structures. 1988. Vol. 30.
20. Mazurkiewicz M., Ostachowicz W. Theory Of Finite Element Method For Elastic Contact Problems Of Solid Bodies. Computers&Structures, Vol.17, 1983.
21. Simo J.C., Wriggers P., Taylor R.L. A perturbed Lagrangian formulation for the finite element solution of contact problems // Computer methods in applied mechanics and engineering. 1985, vol. 50, pp.163-180.
22. Bahram Nour-Omid, Wriggers Peter A Two-Level Iteration Method For Solution Of Contact Problems. Computer Methods In Applied Mechanics And Engineering, 1986.
23. Cheng W.Q., Zhu F., Luo J.W. Computational finite element analysis and optimal design for multibody contact system // Computer methods in applied mechanics and engineering. 1988. Vol. 71. P. 31 – 39.
24. Аттетков А.В., Галкин С.В., Зарубин В.С. Методы оптимизации. – М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001, 440 с.
24. Каплун А.Б., Морозов Е.М., Олферьева М.А. ANSYS в руках инженера: Практическое руководство / Изд. 3-е. – М.: Книжный дом «ЛИБРОКОМ», 2009. – 272 с.
26. Каменский А.В., Сальковский Ю.В. Практическое применение конечно-элементного пакета ANSYS к задачам биомеханики кровеносных сосудов: Учеб.-метод. пособие для студентов естественных дисциплин. – Саратов: Изд-во Сарат. ун-та, 2005. – 105 с. – 44 рис. – библиография – 9 источников. Серия Биомеханика. ISBN;
27. Семичев Ю.С., Сурков И.А. Влияние плотности разбиения на элементы конструктивного концентратора напряжений на точность расчета

методом конечных элементов // «Вестник машиностроения». 2012. № 11. с. 39–41.

28. Ямчинов В. В., Дибнер Ю. А., Жилин Р. А., Новокщенов Л. Т. Перспективы создания и инженерной оптимизации конструкций двух эксцентриковых валов сверхтяжелых КГШП // КШП–ОМД. 2005. № 2. с. 27–35.

29. Kirsch G. Die Theorie der Elastizitat und die Bedurfnisse der Festigkeitslehre. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure, 1898, Bd 42, № 29, SS. 797 – 807.

30. Тимошенко С.П., Гудьер Дж. Теория упругости / «Наука», 1975 г. с.576;

31. Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность. – М.: «Машиностроение», 1975, с.488.

32. Сурков И.А. Исследование условий эксплуатации, определение причин разрушений и обеспечение безотказной работы колонн мощных гидравлических прессов. – Дис. канд. техн. наук. - Москва, 2007, с.125.

33. Кулагин Д.А. Исследование условий эксплуатации станины прессы силой 750 МН и разработка мероприятий, обеспечивающих безотказную работу прессы. – Дис. канд. техн. наук. - Москва, 2010, с.137.

34. Peterson R.E. Stress concentration desin factors. Jhon Wiley and Sons Chapman and Hall, London, 1953.

35. Савин Г.Н., Тульчий В.И. , Справочник по концентрации напряжений, Издательское объединение “Вища школа”, 1976, с.412.

36. Сурков А.И. Напряженное состояние цилиндров с фланцевым опиранием. Кузнечно-штамповочное производство, 1982.

37. Вагапов Р.Д. Обобщение разработанных в ИМАШ вероятностно-детерминистических методов оценки сопротивления усталости крупногабаритных деталей машин применительно к оценке надежности крупногабаритных деталей металлургического оборудования. Отчет ИМАШ АН СССР. Москва 1989. С. 207.

38. Сурков А.И. Вероятностная оценка прочности при переменных нагрузках по медианным пределам выносливости образцов различных типоразмеров// Проблемы прочности. 1982. № 12. С. 42 — 51.

39. Гохберг П.М., Пылайкин П.А., Юшкевич В.И. Усталостная прочность сталей для прессов// В сб. «Производство крупных машин». -М.: «Машиностроение», 1971. с. 10 – 34.

40. Семичев Ю.С., Сурков И.А. О своевременности работ по предупреждению аварий мощных гидравлических прессов, вызванных «внезапным» разрушением базовых деталей // КИШП–ОМД. 2012. № 10. с. 29–36.

41. Семичев Ю.С., Сурков И.А. Предупреждение аварий тяжелых металлургических машин, вызванных разрушением их базовых деталей // «Тяжелое машиностроение». 2012. № 8. с. 16–21.

42. Семичев Ю.С., Сурков И.А. Экспертиза состояния и обеспечение прочностной надежности станин прокатных станков // «Сталь» 2012. № 8. с. 47–49.

43. Семичев Ю.С., Сурков И.А. Прогнозирование и обеспечение прочностной надежности станин клетей действующих прокатных станков // Сборник трудов конференции «Новые перспективные материалы, оборудование и технологии для их получения» в рамках Недели металлов 2012.

44. Васильев В.В. Исследование напряжений в угловых элементах несущих деталей прокатных станков и прессов. – Дис. канд. техн. наук. - Москва, 1962, 151 с.

45. Артюхов В.П. Изыскание оптимального профиля резьбы тяжело нагруженных резьбовых соединений для конструкций мощных прессов и других металлургических машин. – Дис. канд. техн. наук. - Москва, 1963, 130 с.

46. 1. Раскатов Е.Ю., Семичев Ю.С., Сурков И.А. Проведение периодической экспертизы состояния базовых деталей мощных гидравлических прессов – основа обеспечения их длительной безотказной работы / Е.Ю. Раскатов, Ю.С. Семичев, И.А. Сурков // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. – 2018. – № 9. – С. 37-40.

47. Пат. 2510298 Российская Федерация, Станина клетки прокатного стана / Семичев Ю.С., Сурков И.А., Тимохин И.В., Бондарь Д.С. Заявл. 20.04.2012, Оpubл. 27.03.2014, Бюл. №9.