

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
«ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ  
(национальный исследовательский университет)»  
Политехнический институт  
Факультет Материаловедения и металлургических технологий  
Кафедра процессов и машин обработки металлов давлением

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

\_\_\_\_\_ Л.В. Радионова

«\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

Тема работы: «МОДЕРНИЗАЦИЯ И ИССЛЕДОВАНИЕ  
ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ УНИВЕРСАЛЬНОГО РЕДУКТОРА  
ГЛАВНОЙ ЛИНИИ ПРОКАТНОЙ КЛЕТИ МЕЛКОСОРТНОГО СТАНА»

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА  
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ

ЮУРГУ-15.03.01-2018-002-00.00.00 ПЗ

Руководитель работы:

\_\_\_\_\_ / О.О.Сиверин /

Автор работы

\_\_\_\_\_ / В.В.Колышников /

студент группы П-448

Челябинск  
2018

## АННОТАЦИЯ

Колышников В.В. Модернизация и исследование эксплуатационных свойств редуктора главной линии прокатной клетки мелкосортного стана. - Челябинск: ЮУрГУ, 2018. - 44с., 4 табл., 30 илл., библиография литературы - 16 наименования, 2 листа чертежей А1, 1 лист А3, 2 листа А1

В данной дипломной работе был исследован редуктор главного привода прокатной клетки мелкосортного стана с целью оптимизации его конструкции. Выполнен обзор существующих конструкций редукторов главных линий сортовых прокатных клетей с вертикальным расположением валков. Сделан анализ практики применения сварных корпусных изделий при изготовлении машин на заводах тяжёлого машиностроения. Проведено исследование эксплуатационных свойств. Предложены варианты по модернизации машины.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ..... 3

					ЮУРГУ-15.01.03-2018-002-00.00.00 ПЗ		
		№					
<i>Рәзәрҙә</i>	<i>Колышников В. В.</i>				Модернизация и исследования эксплуатационных свойств универсального редуктора главной линии прокатной клетки		
<i>Пәнһәп</i>	<i>Сиверин О. О.</i>					44	
<i>Н Кһитп</i>	<b>Сиверин</b>				ЮУрГУ		
<i>Ҙмһәп</i>	Радионова Л. В.						

1.ОБЗОР СУЩЕСТВУЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ РЕДУКТОРОВ ГЛАВНЫХ ЛИНИЙ СОРТОВЫХ ПРОКАТНЫХ КЛЕТЕЙ С ВЕРТИКАЛЬНЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ ВАЛКОВ. ....	6
2. АНАЛИЗ ПРАКТИКИ ПРИМЕНЕНИЯ СВАРНЫХ КОРПУСНЫХ ИЗДЕЛИЙ ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ МАШИН НА ЗАВОДАХ ТЯЖЁЛОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ.....	14
3.ИССЛЕДОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ РЕДУКТОР ...	17
3.1.РАСЧЁТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РЕДУКТОРА.....	17
3.2 РАСЧЁТ СИЛ В ЗАЦЕПЛЕНИИ.....	18
3.3 РАСЧЁТ РЕАКЦИЙ ОПОР ВАЛОВ .....	20
3.4РАСЧЁТ НАПРЯЖЕНИЙ В КОРПУСЕ РЕДУКТОРА .....	31
3.5 РАСЧЁТ НА ПРОЧНОСТЬ КРЕПЁЖНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ.....	34
3.6 РАСЧЁТ НА ПРОЧНОСТЬ ВАЛА.....	37
3.7 РАСЧЁТ ЗАМЕНЯЕМЫХ ПОДШИПНИКОВ .....	38
4. ПРЕДЛОЖЕНИЯ ПО ОПТИМИЗАЦИИ МАШИНЫ.....	39
5.ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПРИНЦИП РАБОТЫ МОДЕРНИЗИРУЕМОЙ МАШИНЫ.....	40
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	42
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	43

## ВВЕДЕНИЕ

В истории конструкций металлургических машин возможны варианты:

- конструкция механизма остаётся неизменной на протяжении длительного периода времени, а последующие варианты являются развитием основного конструкторского решения;
- на протяжении длительного периода отмечается многовариантность конструкций механизмов, которые выполняют одинаковую технологическую операцию.

Первый вариант является признаком достижения необходимого уровня эксплуатационной надёжности. Второй вариант указывает на поиск оптимальной или рациональной конструкции при проектировании. Исходными предпосылками для изменения конструкции становятся зафиксированные отказы и установленные их причины. В этой связи можно вспомнить неизменность конструкций скиповых подъёмников и многообразие конструкторских решений механизма поворота свода электродуговой печи. Но существует и третий вариант – когда конструкторское решение, оставаясь принципиально неизменным, используется при проектировании механического оборудования металлургических предприятий на протяжении длительного времени. При этом отмечаются различия в конструкции отдельных узлов и общей компоновке механизмов. К таким решениям относятся комбинированные редукторы привода прокатных клетей.

Комплекс машин и механизмов прокатного стана включает в себя различные специальные редукторы, используемые как в главных приводах, так и во вспомогательном оборудовании. Традиционная схема привода любого прокатного стана включает в себя главный редуктор, который обеспечивает необходимое передаточное число между электродвигателем и рабочей клетью, и шестеренную клетку, предназначенную для распределения передаваемого момента между валками рабочей клетки. Для соединения шестеренной и рабочей клетей используются универсальные или зубчатые шпиндели, обеспечивающие возможность работы привода при изменении расстояния между рабочими валками после каждой их переточки.

Одним из направлений совершенствования рабочих линий стана является совмещение главного редуктора с шестеренной клетью и другими механизмами, что позволяет уменьшить производственные площади, снизить трудоемкость и себестоимость создаваемого объекта.

Таким образом проектирование и расчёт комбинированного редуктора являются одними из наиболее важных вопросов, которым нужно уделить достаточное количество времени и как можно точнее подойти к расчётам, так как непосредственно от самого редуктора зависит усилие прокатки, которое является одним из основных параметров прокатного стана.

Одной из основных частей редуктора прокатной клетки, которая требует тщательного расчёта, является его корпус. В современном машиностроении наряду с литыми применяют и сварные корпусные детали. Сварные конструкции преимущественно применяются в мелкосерийном и индивидуальном производстве. Сварные станины обычно имеют меньший вес по

сравнению с литыми, так как благодаря высокому модулю упругости стали по сравнению с чугуном одинаковая жесткость может быть получена при меньшем сечении стенок. При малой толщине листов, из которых изготавливается сварная деталь (3—6 мм), необходимая жесткость достигается за счет ввариваемых перегородок и ребер. Поэтому трудоемкость изготовления сварных деталей из тонких листов выше.

Расчёт сварного корпуса в машиностроении принято производить приблизительно, пренебрегая множеством параметров, компенсируя все допущения большим запасом прочности. Современные вычислительные методы подходят к расчётам с другой стороны: с помощью вычислительных программ можно посчитать напряжения в каждой точке проектируемого тела, не затрачивая много времени и не пренебрегая различными параметрами. Это стало доступно, после того как разработали МКЭ (метод конечных элементов). Идея этого метода в его названии. Область, в которой ищется решение дифференциальных уравнений, разбивается на конечное количество подобластей (элементов). В каждом из элементов произвольно выбирается вид аппроксимирующей функции. В простейшем случае это полином первой степени. Вне своего элемента аппроксимирующая функция равна нулю. Значения функций на границах элементов (в узлах) являются решением задачи и заранее неизвестны. Коэффициенты аппроксимирующих функций обычно ищутся из условия равенства значения соседних функций на границах между элементами (в узлах). Затем эти коэффициенты выражаются через значения функций в узлах элементов. Составляется система линейных алгебраических уравнений. Количество уравнений равно количеству неизвестных значений в узлах, на которых ищется решение исходной системы, прямо пропорционально количеству элементов и ограничивается только возможностями ЭВМ. Так как каждый из элементов связан с ограниченным количеством соседних, система линейных алгебраических уравнений имеет разрежённый вид, что существенно упрощает её решение.

Если говорить в матричных терминах, то собираются так называемые матрицы жёсткости (или матрица Дирихле) и масс. Далее на эти матрицы накладываются граничные условия (например, при условиях Неймана в матрицах не меняется ничего, а при условиях Дирихле из матриц вычёркиваются строки и столбцы, соответствующие граничным узлам, так как в силу краевых условий значение соответствующих компонент решения известно). Затем собирается система линейных уравнений и решается одним из известных методов.

С точки зрения вычислительной математики, идея метода конечных элементов заключается в том, что минимизация функционала вариационной задачи осуществляется на совокупности функций, каждая из которых определена на своей подобласти, для численного анализа системы позволяет рассматривать его как одну из конкретных ветвей диакоптики — общего метода исследования систем путём их расчленения.

**1.ОБЗОР СУЩЕСТВУЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ РЕДУКТОРОВ ГЛАВНЫХ  
ЛИНИЙ СОРТОВЫХ ПРОКАТНЫХ КЛЕТЕЙ С ВЕРТИКАЛЬНЫМ  
РАСПОЛОЖЕНИЕМ ВАЛКОВ**

При проектировании многоступенчатого редуктора его основные геометрические параметры: межосевые расстояния и передаточные числа ступеней, модули и ширины зубчатых колес должны быть выбраны таким образом, чтобы обеспечить одинаковые запасы прочности по каждому из указанных критериев. При изменении закладываемой в исходные данные циклограммы нагружения, величины каждого из указанных моментов существенно изменяются, причем изменяются не только их абсолютные значения, но и соотношение между ними. Геометрические пропорции редуктора, оптимальные для постоянной нагрузки, как правило, требуют существенного изменения для ступенчатой циклограммы нагружения.

Проектируя специальный редуктор главного привода конкретного прокатного стана, конструктор может и должен знать и учитывать: номенклатуру продукции, прокатываемой на этом стане, ожидаемый процент загрузки стана выпуском каждого типоразмера, режимы (момент и скорость) прокатки для каждого из типоразмеров, соотношение времени рабочего и холостого ходов в цикле прокатки. На основании этих данных необходимо построить циклограмму нагружения, для каждой из ступеней которой указываются крутящие моменты на ведущем валу по отношению к наибольшему, относительная продолжительность действия каждого из моментов, частота вращения ведущего вала, об/мин.

Общий вид вертикального привода прокатного стана представлен на рисунке 2. Здесь показаны общие конструкторские решения, которые включает в себя практически любой вертикальный привод, применяемый на заводах.

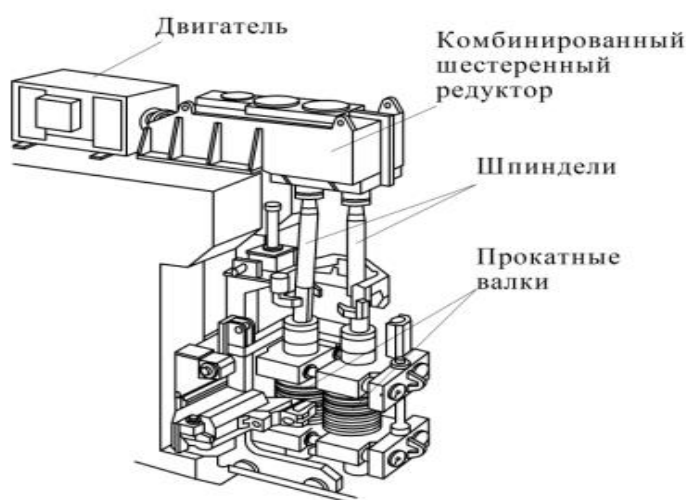


Рисунок 1 - Схема расположения редуктора прокатной клетки с вертикальными валками

Конструкция привода вертикальных клеток значительно короче, чем у горизонтальных, так как нет шестерённой клетки.

Рассмотрим несколько вариантов конструкций комбинированных редукторов.

Редуктор главного привода прокатной клетки прокатного стана 380 (рисунок 3) имеет следующие технические характеристики: 3 зубчатые передачи

(коническая, 2 косозубых цилиндрических), передаточное отношение равно 4, межосевое расстояние выходных валов 380 мм).

В приводе вертикальных валков используются следующие конструкторские решения (рис. 2) [11]:

- Сварной корпус, жёсткость корпуса определяется затяжкой резьбовых соединений;
- комбинация сферических и цилиндрических двухрядных роликовых подшипников для осевой фиксации и обеспечения осевых смещений;
- расположение двухрядных сферических роликоподшипников в стаканах;
- индивидуальная подача смазки для подшипников и применение форсунок для смазывания зубчатых передач;
- бесконтактное уплотнение валов;
- регулировка положения зубчатых колёс возможна при помощи прокладок для стаканов фиксированной верхней опоры подшипников;
- валы – шестерни изготовлены как одно целое;
- опора, которая находится близко к зацеплению на конической шестерни усилена дополнительными болтовыми соединениями;

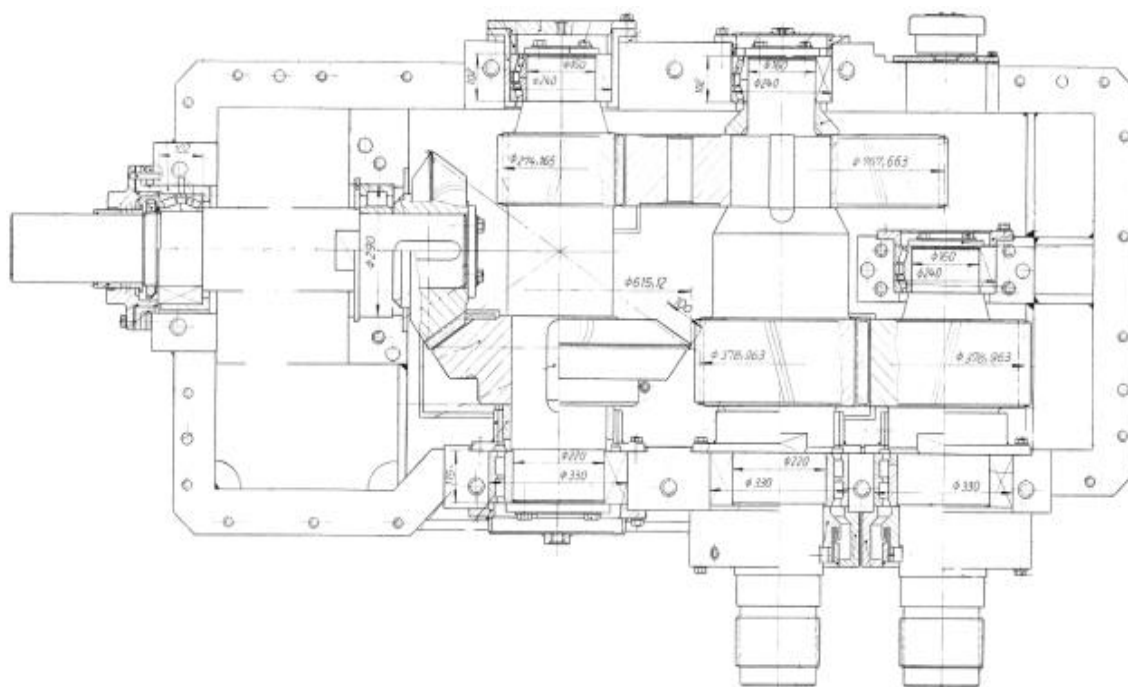


Рисунок 2 - Разрез комбинированного шестерённого редуктора прокатной клетки с вертикальным расположением валков

Редуктор непрерывного сортового стана T.D.C. Steel Group Co. Ltd (Таиланд) (рис. 3) [11].





Рисунок 3 – Стан T.D.C. Steel Group Co. Ltd

Некоторые особенности данного конструкторского решения.

1. Литой корпус, состоящий из двух частей, соединённых по фланцу резьбовыми соединениями обеспечивает высокую жёсткость редуктора.

2. Двухступенчатый вертикальный редуктор имеет косозубое зацепление и бесконтактное уплотнение выходных валов шестерённой клетки.

3. Используются жёсткие роликоподшипники радиально-упорные конические двухрядные регулируемые, в верхней части применяется посадка подшипника на коническую втулку. В нижней части валов редуктора устанавливаются роликоподшипники с цилиндрическими роликами или роликоподшипники радиально-упорные конические двухрядные регулируемые. Конструкция подшипниковых узлов меняется в зависимости от типоразмера редуктора.

4. Смазывание осуществляется при помощи форсунок.

5. Осевая фиксация и регулировка валов выполняется при помощи дистанционных колец и торцевых гаек.

Эксплуатация комбинированных редукторов данной конструкции показывает уязвимость от подачи смазки, что характерно для всех вертикальных редукторов. Редукторы первых клеток обеспечивают достаточно высокий уровень эксплуатационной надёжности за счёт сочетания жёсткой установки валов в жёсткий корпус и низкой частоты вращения выходных валков. Редукторы выходных клеток имеют меньшие габариты и жёсткость корпуса, частота вращения более высокая. Это приводит к повышенному износу соединительных муфт и посадочных поверхностей подшипников второго вала из-за действия изгибных напряжений. Требуется точная центровка валов двигателя и редуктора, балансировка валов. Основной причиной нарушений в

работе редуктора являются периодические изменения сил в зубчатом зацеплении при захвате слитка.

На Электростальском заводе тяжелого машиностроения проектируют и производят специальные редукторы и шестеренные клетки главного привода прокатных станов различного назначения: сортовых и шаропрокатных, прошивных и редукционных, станов холодной прокатки труб и станов для производства арматурного проката.

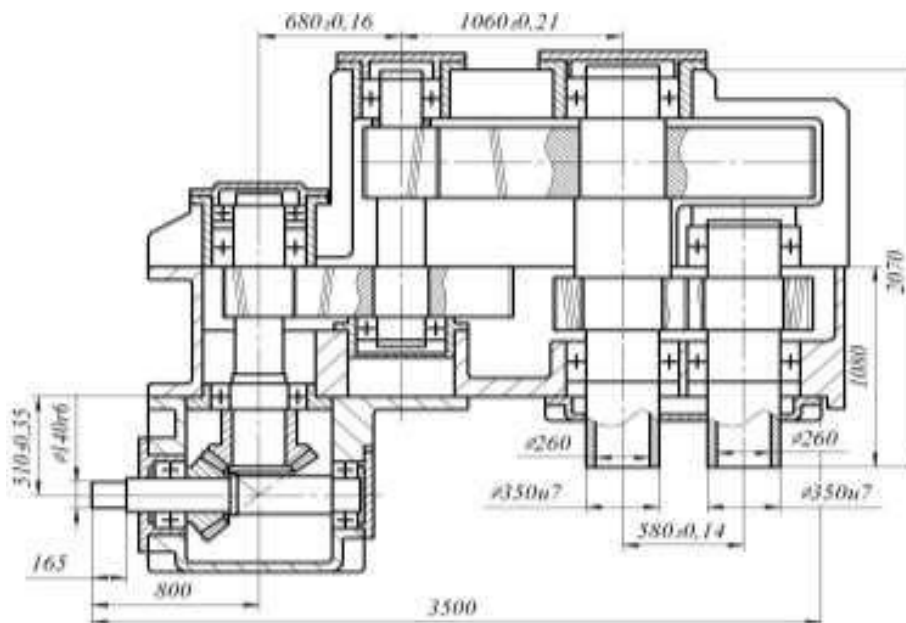


Рисунок 4 – Редуктор, разработанный на электростальском заводе для стана 380

Приведённый на рисунке 4 редуктор имеет следующие технические характеристики: 4 зубчатые передачи (коническая, 3 косозубых цилиндрических), передаточное отношение равно 23, межосевое расстояние выходных валов 380 мм, выходные шестерённые валки выполнены полыми, для соединения в дальнейшем со шпиндельным устройством.

В приводе вертикальных валков используются следующие конструкторские решения (рис. 5):

– Сварной корпус, жёсткость корпуса определяется затяжкой резьбовых соединений;

– расположение подшипников в стаканах;

– бесконтактное уплотнение валов;

– валы – шестерни изготовлены как одно целое;

– имеется крышка на корпусе, для контроля зацепления конической передачи.

Рассмотрим редуктор, который будет в данной работе исследован на эксплуатационные свойства (рисунок 5).

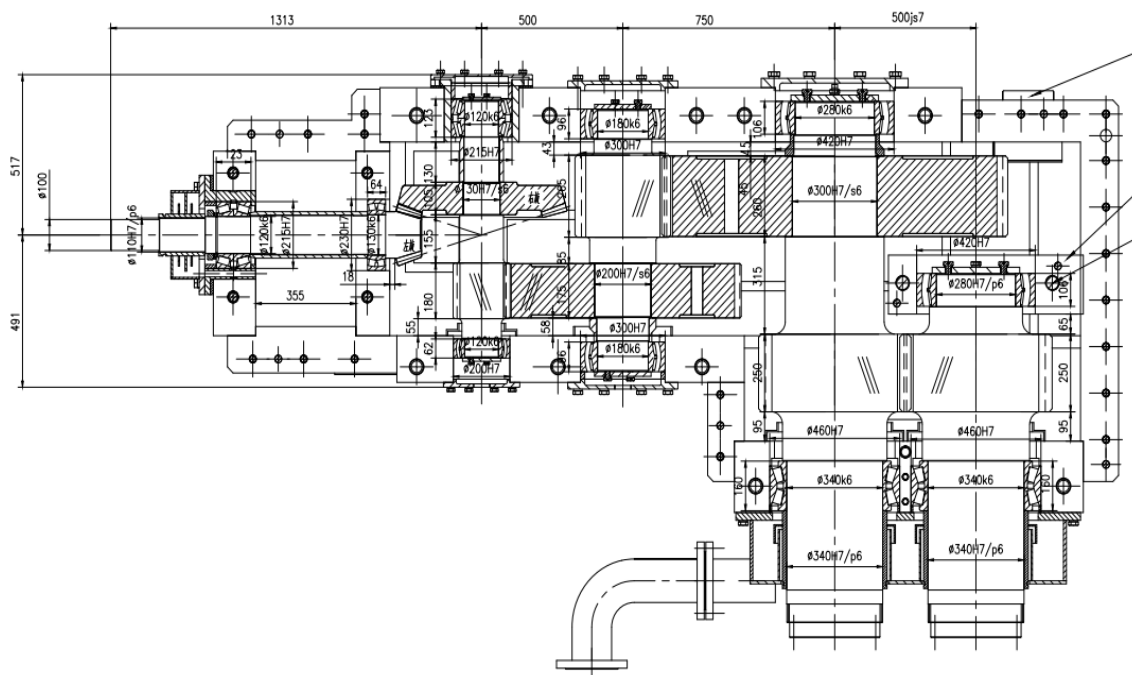


Рисунок 5 – Редуктор прокатного стана 500

Четыре зубчатые передачи (коническая, 3 косозубых цилиндрических), передаточное отношение равно 69, межосевое расстояние выходных валов 500 мм, выходные шестерённые валки выполнены полыми, для соединения в дальнейшем со шпиндельным устройством, максимальный момент на выходном валу  $130 \text{ кН} \cdot \text{м}$ , входная частота вращения вала  $1300 \text{ мин}^{-1}$ .

Конструкторские решения данного редуктора.

- Сварной корпус, жёсткость корпуса определяется затяжкой резьбовых соединений;

- комбинация сферических и конических двухрядных роликовых подшипников для осевой фиксации и обеспечения осевых смещений;

- расположение двухрядных сферических роликоподшипников в стаканах;

- индивидуальная подача смазки для подшипников и применение форсунок для смазывания зубчатых передач;

- бесконтактное уплотнение валов;

- регулировка положения зубчатых колёс возможна при помощи прокладок для стаканов фиксированной верхней опоры подшипников;

- валы – шестерни изготовлены как одно целое;

Таким образом можно выявить основные элементы, присущие всем редукторам, которые используются в приводе вертикальных валков:

- первая зубчатая передача коническая, далее используются косозубые цилиндрические передачи;
- для регулировки положения зубчатых колёс используются прокладки;
- подшипники валов устанавливаются в стаканы;

— индивидуальная подача смазки зубчатых передач;

В работе [13] предложены следующие технические решения.

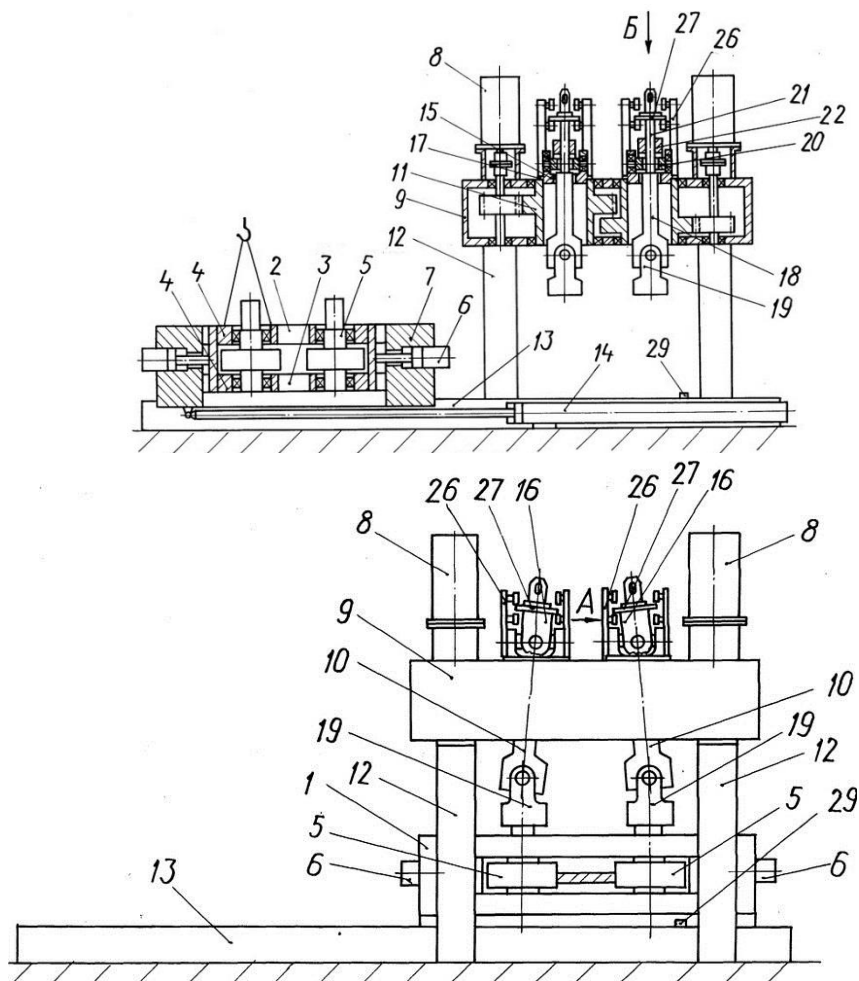


Рисунок 6 – Схемы патента [13]

Через электродвигатель 8 на редуктор 9 передаётся момент, выходные полые шестерённые валки 11 соединены со шпиндельным устройством 10. Однако особенностью является то, что на крышке редуктора установлены механизмы для подъёма шпиндельных валов с нижними шарнирами, которые состоят из гидроцилиндра 23, который приводит рычаг 24, конец которого шарнирно закреплён на стойке 25, другой выполнен в виде откидного захвата 26, взаимодействующий с концевой опорой 27 шпиндельного вала, которая выполнена в виде диска с выступами 28. Диаметр отверстий шестерен 11 приводного редуктора 9 выполнен больше диаметра нижнего шарнира 19, что обеспечивает возможность замены шпинделей непосредственно краном без использования специальных приспособлений и без разборки клетки.

В работе [14] предложены следующие технические решения:

Отличительной особенностью конструкции является то, что в ней присутствует шестерённая клетка, а редуктор в данном случае лишь понижает частоту вращения, но не является комбинированным.

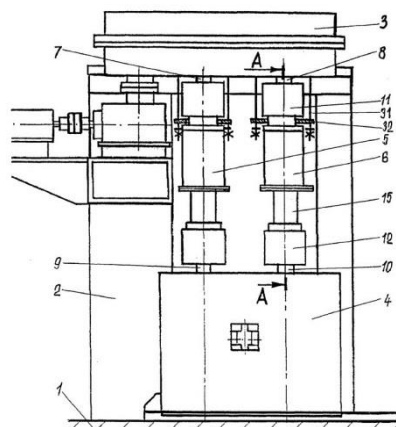


Рисунок 7 – Схема патента [14]

Редуктор в работе [14] имеет коническую передачу, но отличается тем, что только один выходной вал.

В работе [15] предложены следующие технические решения:

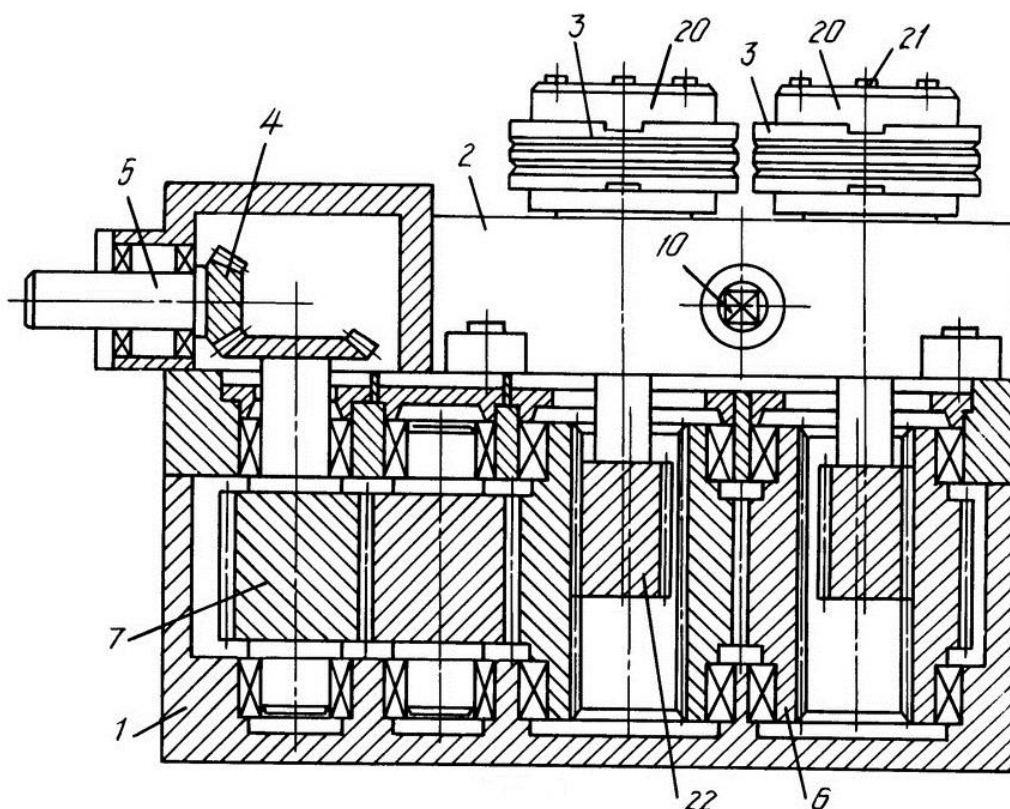


Рисунок 8 – Схема патента [15]

Выполнение комбинированного редуктора с Г-образным корпусом, имеющим горизонтальную и вертикальную опорные плоскости для установки и крепления валковой кассеты, устраняет необходимость изготовления общего корпуса с цилиндрическими расточками для установки валковой и редукторной кассет.

## **2. АНАЛИЗ ПРАКТИКИ ПРИМЕНЕНИЯ СВАРНЫХ КОРПУСНЫХ ИЗДЕЛИЙ ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ МАШИН НА ЗАВОДАХ ТЯЖЁЛОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ.**

Чаще всего корпусные детали выполняются литыми из отливок серого чугуна марок СЧ 21-40 и СЧ 15-32 или модифицированного чугуна.. Для

изготовления литой детали нужно предварительно сделать модель, стержневые ящики и литейную оснастку. Это связано с дополнительными затратами и значительным удлинением сроков выпуска машин.

Заготовки для корпусных деталей иногда делаются в единичном производстве сварными из листовой стали или сварно-литыми, они имеют меньший вес, а в некоторых случаях и меньшую стоимость по сравнению с литыми[2].

Наряду со штампованными заготовками применяют также и сварно-литые. Особенно это имеет распространение при изготовлении заготовок для ряда корпусных деталей, отличающихся большим разнообразием конструктивных форм, размеров, массы и материалов. Заготовку делят на ряд простейших частей, получаемых литьем, а затем соединяют их сваркой, образуя сварно-литую заготовку детали. Так изготавливают, например, траверсы прессов, статоры турбин, станины станков и др. Этот вид заготовок резко снижает трудоемкость изготовления и металлоемкость изделия. Наряду с литыми в станкостроении применяют и сварные корпусные детали. Сварные конструкции преимущественно применяются в мелкосерийном и индивидуальном производстве. Сварные станины обычно имеют меньший вес по сравнению с литыми, так как благодаря высокому модулю упругости стали по сравнению с чугуном одинаковая жесткость может быть получена при меньшем сечении стенок. При малой толщине листов, из которых изготавливается сварная деталь (3—6 мм), необходимая жесткость достигается за счет ввариваемых перегородок и ребер. Поэтому трудоемкость изготовления сварных деталей из тонких листов выше[6].

Сильно нагруженные корпусные детали специальных машин, подлежащих выпуску в единичных экземплярах, следует изготавливать сварными, а детали, несущие умеренную нагрузку и подлежащие выпуску в значительных количествах, литыми. При большом выпуске стоимость однажды изготовленных моделей, приходящаяся на одну деталь, оказывается незначительной. При небольшой нагрузке высокие механические качества стали не будут полностью использованы[3].

Вопрос о предпочтительности сварной или литой конструкции корпусной детали проектируемой машины решается на основании учёта всей совокупности технических и экономических показателей обоих вариантов, а также возможностей литейного и сварочного цеха того завода, на котором будет изготавливаться машина. Для умеренно нагруженных корпусных деталей, особенно при изготовлении их в крупносерийном и массовом производстве, преимущество на стороне литого чугунного варианта. Сварные конструкции в машиностроении применяют для крупных, но простых по конфигурации сильно нагруженных корпусных деталей, образованных сочетанием простейших геометрических поверхностей.

Преимущества сварных конструкций перед литыми:

- механические качества стали выше, чем у обычного чугуна, при одинаковых нагрузках, запасах прочности и жесткости вес сварной стальной детали меньше, чем чугунной.
- при одинаковой нагрузке и одинаковых размерах стальных и чугунных элементов отношение коэффициента запаса прочности для чугуна к запасу прочности для стали равно отношению соответствующих пределов прочности.
- сварную деталь, в случае необходимости, легко исправить — дополнительно усилить, увеличить ее жесткость, изменить форму и размеры. В литой детали сделать такие исправления значительно труднее. Возможность исправлений и переделок является ценным достоинством сварных деталей для опытных образцов машин.

Литые конструкции также имеют преимущество перед сварными:

- При работе на сжатие сравнение в отношении веса — в пользу чугуна, если не пользоваться для изготовления соответствующего элемента термически обработанной сталью лучшего качества, чем Ст. 3 или Ст. 5.

Фактически экономия в расходе металла при замене чугунной детали стальной сильно зависит от конструктивного оформления обоих вариантов.

Сопоставляя достоинства и недостатки обоих вариантов, можно наметить области их рационального применения следующим образом:

Сильно нагруженные корпусные детали специальных машин, подлежащих выпуску в единичных экземплярах, следует изготавливать сварными, а детали, несущие умеренную нагрузку и подлежащие выпуску в значительных количествах, литыми. При большом выпуске стоимость однажды изготовленных моделей, приходящаяся на одну деталь, оказывается незначительной. При небольшой нагрузке высокие механические качества стали не будут полностью использованы[5].

В особо ответственных случаях выбор того или иного варианта конструкции определяется сравнительным технико-экономическим расчетом. При этом принимаются во внимание заданные сроки выпуска машин, производственные возможности завода-изготовителя, возможность кооперирования и другие условия.

Переходя от общего к частному, рассмотрим практику применения корпусных деталей редукторов.

Корпус редуктора является его базовой деталью, габаритные размеры которой определяются видом передаточных механизмов, составляющих редуктор; числом, размерами и относительным расположением деталей этих механизмов во внутренней полости корпуса; принятой системой смазывания зацеплений зубчатых колес редуктора и его подшипниковых узлов.

Корпуса редукторов имеют коробчатую конструкцию, как правило, довольно сложной конфигурации. Основными критериями надежности корпусных деталей являются прочность, жесткость, износостойкость и долговечность. В большинстве случаев корпусные детали имеют сложную



конфигурацию с множеством усиливающих элементов (ребер, бобышек и т. п.). Это значительно усложняет расчеты на прочность и жесткость. Детально они изучаются в специальных курсах. Расчеты ведутся методами сопротивления материалов, теории упругости, в ответственных случаях прочность и жесткость определяются экспериментально.

Сварные корпусные детали экономически более выгодны при единичном или мелкосерийном производстве, когда, не оправдываются затраты на изготовление оснастки (кокилей, стержней и т.д.) или не освоено литье на предприятии. Детали изготавливают из сортового проката или в комбинации со штампованными, коваными, литыми элементами. Причем материал последних должен обладать хорошей свариваемостью (низкоуглеродистые стали, некоторые легированные стали), иначе сильно усложняется технологический процесс сварки. Проектируя сварное изделие, необходимо учитывать появление сварочных деформаций, как в отдельных частях, так и во всем изделии. Поэтому ответственные детали приходится отжигать или подвергать длительному «вылеживанию» (старению).

Следует ограничиваться минимальным числом типозаготовок, максимально использовать гнутые и штампованные элементы, контуры элементов желательно ограничивать прямыми линиями; ребра, косынки не должны иметь острых углов, так как в этой зоне при сварке не обеспечивается полноценность шва. Форма свариваемых элементов и их взаимное расположение не должны затруднять сварку.

### 3. ИССЛЕДОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ РЕДУКТОР

#### 3.1 РАСЧЁТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РЕДУКТОРА

Определение реакций опор корпуса редуктора можно разделить на три этапа:

1. Определение параметров передач редуктора ( в частности определение крутящего момента, действующего на вал).
2. Определение значений сил в зацеплении их направлений.

3. Определение непосредственно реакций опор, путём решения двумерных задач в двух плоскостях, заменяя вал балкой.

Определение параметров передач редуктора ( в частности определение крутящего момента, действующего на вал).

Определения передаточного числа каждой передачи:

$$i = \frac{z_2}{z_1}; z_1, z_2 - \text{количество зубьев на шестерне и колесе соответственно.}$$

КПД передач:

У конической шестерни  $\eta=0,97$ , у всех остальных  $\eta=0,98$ .

Частота оборотов на первом валу с учётом проскальзывания:

$$n = n \cdot (1-S), \text{ где } S=0,04;$$

$$n_k = \frac{n \cdot (k-1)}{i}; k, (k-1) - \text{обозначение последовательности переменных.}$$

Угловая скорость вращения вала:

$$\omega = \frac{3,14 \cdot n}{30};$$

Для определения опорных реакций берём максимальный момент на выходе и от него рассчитываем все остальные по формуле:

$$T_n = \frac{T(n+1)}{\eta \cdot i};$$

Мощность на валу:

$$P = \omega \cdot T.$$

Таблица 1- Параметры передач редуктора

Вал	n, об/мин	$\omega, \text{c}^{-1}$	P, Вт	T, Н·м	i
1	1248	130,624	531950	4072,382	
2	348,2823	36,45355	515,992	14154,79	
3	73,09629	7,650745	505672	66094,53	
4	18,02621	1,886743	495558	262653,1	
5	18,02621	1,886743	245276	130000	

### 3.2 РАСЧЁТ СИЛ В ЗАЦЕПЛЕНИИ

Для определения опорных реакций нужно найти силы, которые воздействуют на корпус редуктора во время рабочих оборотов. Общая сила во время зацепления зубчатых колёс раскладывается на  $F_a, F_r, F_t$ .

$F_t$  направлена на шестерне по касательной против направления  $\omega$ , на колесе по направлению,  $F_r$  от радиуса зацепления к оси колеса,  $F_a$  направлена по оси, в зависимости от левого или правого зуба.

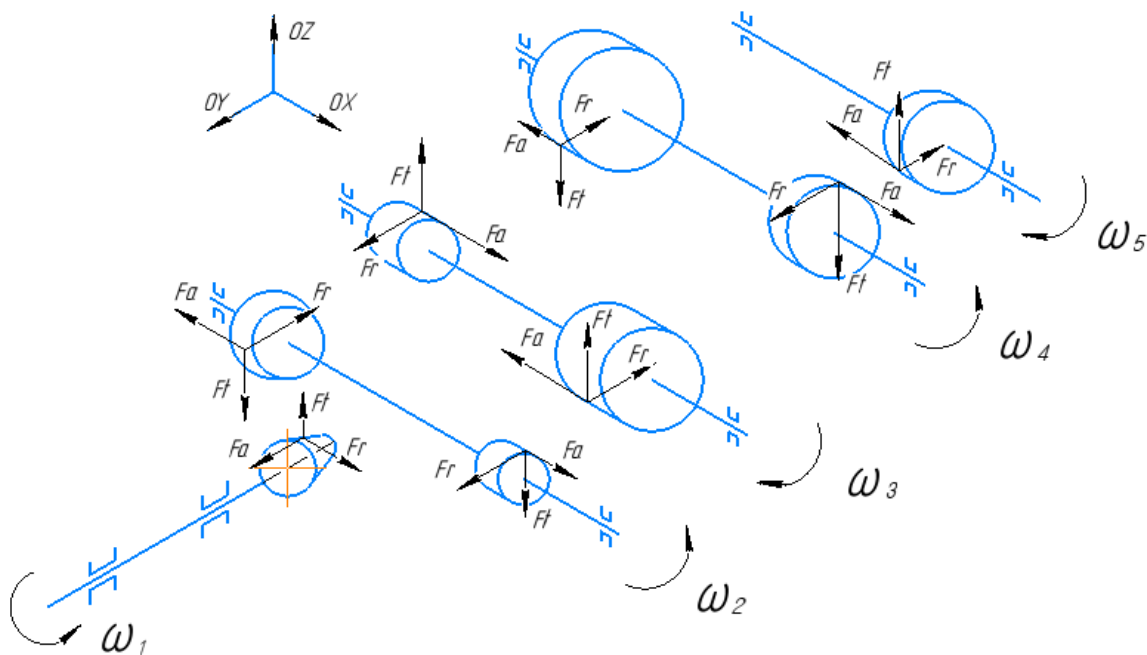


Рисунок 9 - Схема сил в зацеплениях

Силы в коническом зацеплении находятся по формулам:

$F_t = \frac{2 \cdot T}{m \cdot z}$ ; где  $T$  – крутящий момент на валу,  $m$  – модуль зубчатого колеса (шестерни),  $z$  – количество зубьев на колесе (шестерне).

$F_{r1} = F_{a2} = F_t \cdot K_r$ ; где  $\beta$  – угол наклона зубьев.

$F_{r2} = F_{a1} = F_t \cdot K_a$ ; где  $\alpha$  – угол зацепления.

Для левого направления зуба и направления против часовой стрелки[1]:

$$K_a = \frac{\operatorname{tg}(\alpha) \cdot \sin(\delta) + \sin(\beta) \cdot \cos(\delta)}{\cos(\beta)}$$

$$K_r = \frac{\operatorname{tg}(\alpha) \cdot \cos(\delta) - \sin(\beta) \cdot \sin(\delta)}{\cos(\beta)}$$

$\delta = \operatorname{arctg}\left(\frac{z_1}{z_2}\right)$ , где  $Z_1=12$ ,  $Z_2=43$ .

При  $\beta=35^\circ$ ,  $\delta=15,59^\circ$ ,  $\alpha=20^\circ$  имеем:

$$K_a = 0,444 \sin(\delta) + 0,7 \cos(\delta) = 0,794;$$

$$K_r = 0,444 \cos(\delta) - 0,7 \sin(\delta) = 0,24.$$

Силы в цилиндрическом зацеплении находятся по формулам:

$F_t = \frac{2 \cdot T}{m \cdot z}$ ; где  $T$  – крутящий момент на валу,  $m$  – модуль зубчатого колеса (шестерни),  $z$  – количество зубьев на колесе (шестерне).

$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg}(\beta)$ ; где  $\beta$  – угол наклона зубьев.

$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg}(\alpha)}{\cos(\beta)}$  где  $\alpha$  – угол зацепления.

Таблица 2 – Силы, действующие в зацеплении

угол	m	z	Ft	Fr	Fa		T(Fa)	Fr
35	14	12	48480,73	11635,4	38493,7	III	3233,47	21542,99
12	10	17	166526,9	61969,99	35396,39		3008,693	61969,99
11	16	18	458989,8	170199,3	89218,58		12847,48	170199,3
12	10	24	541666,7	201571,5	115134,8		27632,35	407256,7
35	14	43	47025,87	38493,7	11635,4	K	3502,3	20896,51
12	10	81	163196,4	60730,59	34688,46		14048,83	60730,59
11	16	73	449748,4	166772,5	87422,23		51054,58	166772,5
12	10	24	541666,7	201571,5	115134,8		27632,35	201571,5

### 3.3 РАСЧЁТ РЕАКЦИЙ ОПОР ВАЛОВ

#### ВАЛ 1

#### Плоскость ZOY

Схема к расчётам реакций опор (рисунок10).

Так как относительно точки В сумма всех сил должна равняться нулю, то:

$$\sum M^B = -R_A(L - L_1 - L_2) + \sum q_i(b_i - a_i)(2L - 2L_2 - a_i - b_i)/2 + \sum F_i(L - L_2 - c_i) - \sum M_i =$$

$$= -R_A(L - L_1 - L_2) + F_1(L - L_2 - c_1) - M_1 = -R_A \cdot (1.1 - 0.445 - 0.173) - 48.48073 \cdot (1.1 -$$

$$\begin{aligned}
& 0.173 - 1.046) - 3.23347 = \\
& = -R_A \cdot 0.482 + 48.48073 \cdot 0.119 - 3.23347 = \\
& = -R_A \cdot 0.482 + 2.53573687 = 0 \Rightarrow \\
& \Rightarrow R_A = 2.53573687 / 0.482 = 5.26086 \text{ кН};
\end{aligned}$$

Так как относительно точки А сумма всех сил должна равняться нулю, то:

$$\begin{aligned}
\sum M^A &= R_B(L - L_1 - L_2) - \sum q_i(b_i - a_i)(a_i + b_i - 2L_1)/2 - \sum F_i(c_i - L_1) - \sum M_i = \\
&= R_B(L - L_1 - L_2) - F_1(c_1 - L_1) - M_1 = R_B \cdot (1.1 - 0.445 - 0.173) + 48.48073 \cdot (1.046 - \\
& 0.445) - 3.23347 = \\
&= R_B \cdot 0.482 + 48.48073 \cdot 0.601 - 3.23347 = \\
&= R_B \cdot 0.482 + 25.90344873 = 0 \Rightarrow \\
& \Rightarrow R_B = -25.90344873 / 0.482 = -53.7416 \text{ кН};
\end{aligned}$$

Проводим проверку, вычисляя сумму проекций всех сил на вертикальную ось:

$$\begin{aligned}
\sum Y &= R_A + R_B - \sum q_i(b_i - a_i) - \sum F_i = \\
&= R_A + R_B - F_1 = \\
&= 5.26086 - 53.7416 + 48.48073 = 0;
\end{aligned}$$

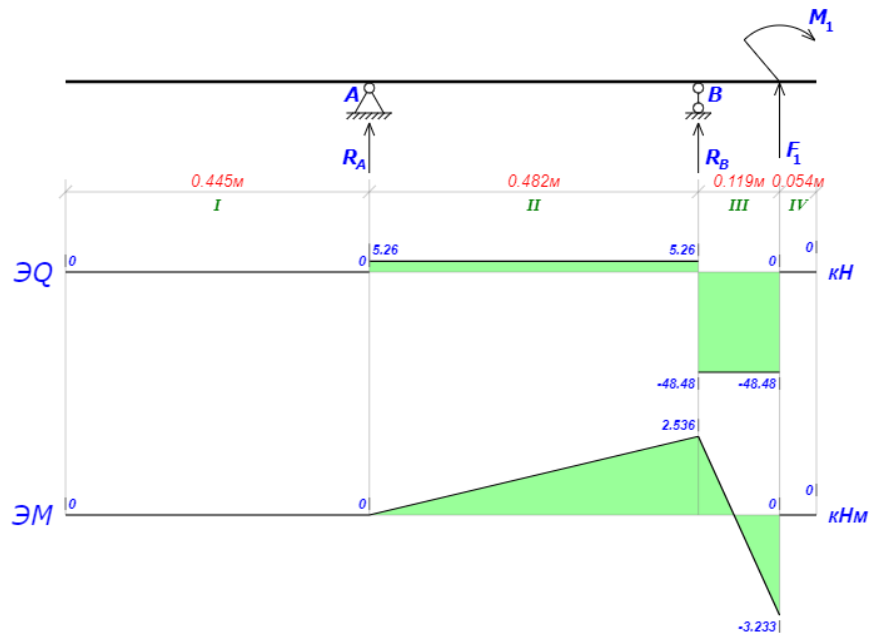


Рисунок 10 – Схема к расчёты реакций опор вала, эпюры сил и момента  
Схема к расчётам реакций опор (рисунок 11).

Плоскость ZOX

Так как относительно точки В сумма всех сил должна равняться нулю, то:

$$\begin{aligned}
\sum M^B &= -R_A(L - L_1 - L_2) + \sum q_i(b_i - a_i)(2L - 2L_2 - a_i - b_i)/2 + \sum F_i(L - L_2 - c_i) - \sum M_i = \\
&= -R_A(L - L_1 - L_2) + F_1(L - L_2 - c_1) = -R_A \cdot (1.1 - 0.445 - 0.173) - 11.6354 \cdot (1.1 - 0.173 - \\
& 1.046) = \\
&= -R_A \cdot 0.482 + 11.6354 \cdot 0.119 =
\end{aligned}$$

$$= -R_A \cdot 0.482 + 1.3846126 = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_A = 1.3846126 / 0.482 = 2.87264 \text{ кН};$$

Так как относительно точки А сумма всех сил должна равняться нулю, то:

$$\sum M^A = R_B(L - L_1 - L_2) - \sum q_i(b_i - a_i)(a_i + b_i - 2L_1)/2 - \sum F_i(c_i - L_1) - \sum M_i =$$

$$= R_B(L - L_1 - L_2) - F_1(c_1 - L_1) = R_B \cdot (1.1 - 0.445 - 0.173) + 11.6354 \cdot (1.046 - 0.445) =$$

$$= R_B \cdot 0.482 + 11.6354 \cdot 0.601 =$$

$$= R_B \cdot 0.482 + 6.9928754 = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_B = -6.9928754 / 0.482 = -14.508 \text{ кН};$$

Проводим проверку, вычисляя сумму проекций всех сил на вертикальную ось:

$$\sum Y = R_A + R_B - \sum q_i(b_i - a_i) - \sum F_i =$$

$$= R_A + R_B - F_1 =$$

$$= 2.87264 - 14.508 + 11.6354 = 0;$$

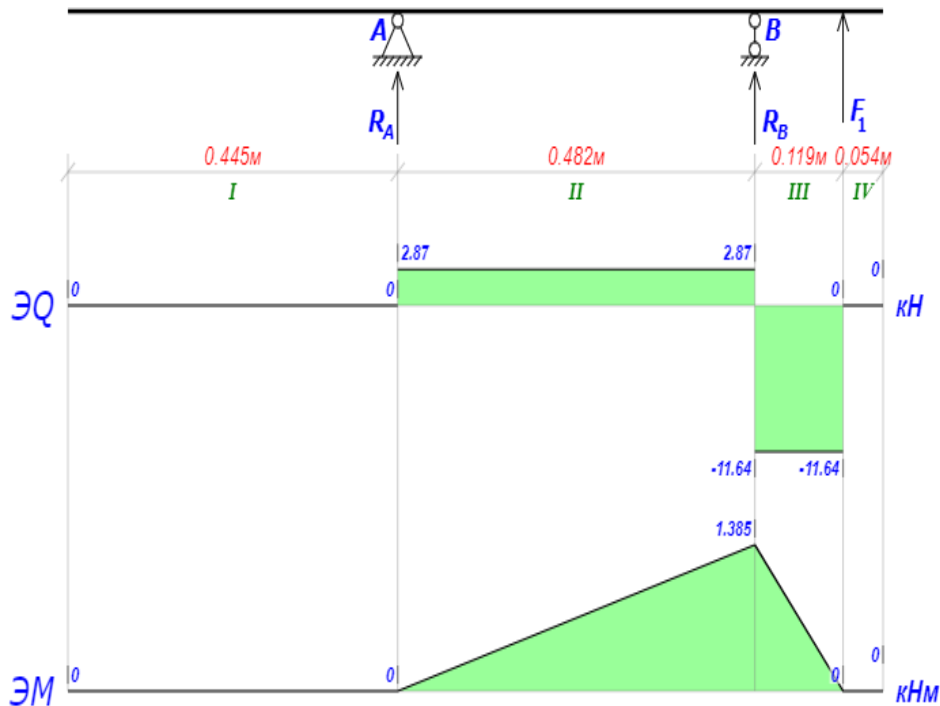


Рисунок 11 – Схема к расчёты реакций опор вала, эпюры сил и момента

## ВАЛ 2

Схема к расчётам реакций опор (рисунок12).

Плоскость YOX

Определяем реакции:

Так как относительно точки В сумма всех сил должна равняться нулю, то:

$$\begin{aligned} \sum M^B &= -R_A(L - L_1 - L_2) + \sum q_i(b_i - a_i)(2L - 2L_2 - a_i - b_i)/2 + \sum F_i(L - L_2 - c_i) - \sum M_i = \\ &= -R_A(L - L_1 - L_2) + F_1(L - L_2 - c_1) + F_2(L - L_2 - c_2) - M_1 - M_2 = -R_A \cdot (0.8385 - 0.0645 - \\ &0.028) + 38.4937 \cdot (0.8385 - 0.028 - 0.3275) - 61.96999 \cdot (0.8385 - 0.028 - 0.6245) + \\ &3.5023 + 3.008693 = \\ &= -R_A \cdot 0.746 + 38.4937 \cdot 0.483 - 61.96999 \cdot 0.186 + 3.5023 + 3.008693 = \\ &= -R_A \cdot 0.746 + 13.57703196 = 0 \Rightarrow \\ &\Rightarrow R_A = 13.57703196 / 0.746 = 18.1998 \text{ кН}; \end{aligned}$$

Так как относительно точки А сумма всех сил должна равняться нулю, то:

$$\begin{aligned} \sum M^A &= R_B(L - L_1 - L_2) - \sum q_i(b_i - a_i)(a_i + b_i - 2L_1)/2 - \sum F_i(c_i - L_1) - \sum M_i = \\ &= R_B(L - L_1 - L_2) - F_1(c_1 - L_1) - F_2(c_2 - L_1) - M_1 - M_2 = R_B \cdot (0.8385 - 0.0645 - 0.028) - \\ &38.4937 \cdot (0.3275 - 0.0645) + 61.96999 \cdot (0.6245 - 0.0645) + 3.5023 + 3.008693 = \\ &= R_B \cdot 0.746 - 38.4937 \cdot 0.263 + 61.96999 \cdot 0.56 + 3.5023 + 3.008693 = \\ &= R_B \cdot 0.746 + 31.0903443 = 0 \Rightarrow \\ &\Rightarrow R_B = -31.0903443 / 0.746 = -41.6761 \text{ кН}; \end{aligned}$$

Проводим проверку, вычисляя сумму проекций всех сил на вертикальную ось:

$$\begin{aligned} \sum Y &= R_A + R_B - \sum q_i(b_i - a_i) - \sum F_i = \\ &= R_A + R_B - F_1 - F_2 = \\ &= 18.1998 - 41.6761 - 38.4937 + 61.96999 = 0; \end{aligned}$$

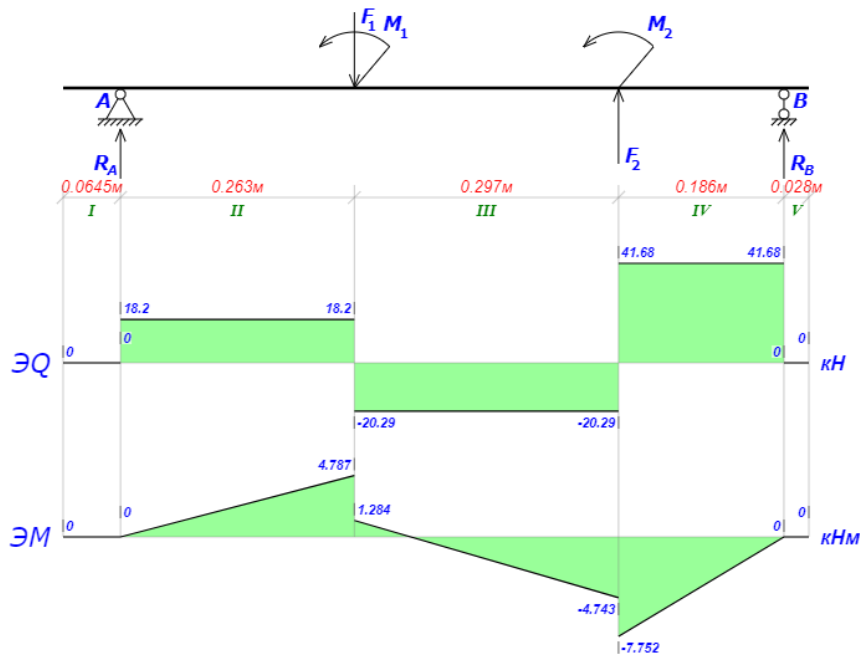


Рисунок 12 – Схема к расчёты реакций опор вала, эпюры сил и момента  
Схема к расчётам реакций опор (рисунок13).

Плоскость ZOX

Определяем реакции:

Так как относительно точки В сумма всех сил должна равняться нулю, то:

$$\begin{aligned} \sum M^B &= -R_A(L - L_1 - L_2) + \sum q_i(b_i - a_i)(2L - 2L_2 - a_i - b_i)/2 + \sum F_i(L - L_2 - c_i) - \sum M_i = \\ &= -R_A(L - L_1 - L_2) + F_1(L - L_2 - c_1) + F_2(L - L_2 - c_2) = -R_A \cdot (0.8385 - 0.0645 - 0.028) + \\ &47.026 \cdot (0.8385 - 0.028 - 0.3275) + 166.5269 \cdot (0.8385 - 0.028 - 0.6245) = \\ &= -R_A \cdot 0.746 + 47.026 \cdot 0.483 + 166.5269 \cdot 0.186 = \\ &= -R_A \cdot 0.746 + 53.6875614 = 0 \Rightarrow \\ &\Rightarrow R_A = 53.6875614 / 0.746 = 71.9672 \text{ кН}; \end{aligned}$$

Так как относительно точки А сумма всех сил должна равняться нулю, то:

$$\begin{aligned} \sum M^A &= R_B(L - L_1 - L_2) - \sum q_i(b_i - a_i)(a_i + b_i - 2L_1)/2 - \sum F_i(c_i - L_1) - \sum M_i = \\ &= R_B(L - L_1 - L_2) - F_1(c_1 - L_1) - F_2(c_2 - L_1) = R_B \cdot (0.8385 - 0.0645 - 0.028) - \\ &47.026 \cdot (0.3275 - 0.0645) - 166.5269 \cdot (0.6245 - 0.0645) = \\ &= R_B \cdot 0.746 - 47.026 \cdot 0.263 - 166.5269 \cdot 0.56 = \\ &= R_B \cdot 0.746 - 105.622902 = 0 \Rightarrow \\ &\Rightarrow R_B = 105.622902 / 0.746 = 141.586 \text{ кН}; \end{aligned}$$

Проверяем найденные реакции через сумму проекций всех сил на вертикальную ось:

$$\begin{aligned} \sum Y &= R_A + R_B - \sum q_i(b_i - a_i) - \sum F_i = \\ &= R_A + R_B - F_1 - F_2 = \\ &= 71.9672 + 141.586 - 47.026 - 166.5269 = 0. \end{aligned}$$

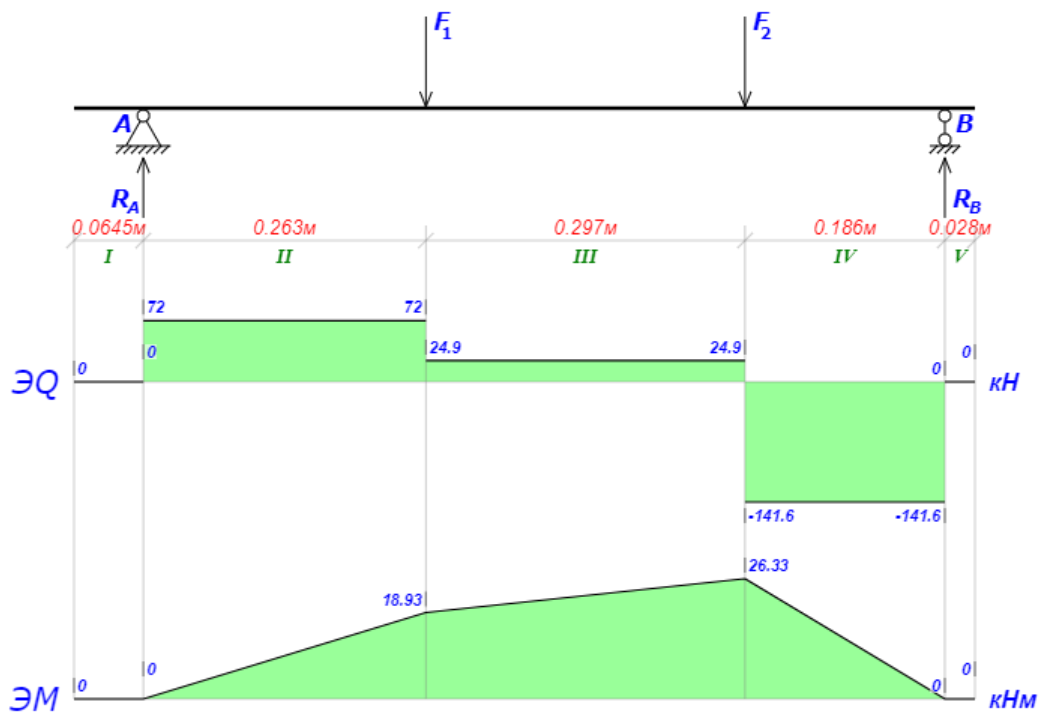


Рисунок 13 – Схема к расчёты реакций опор вала, эпюры сил и момента

### ВАЛ 3

Схема к расчётам реакций опор (рисунок14).

Плоскость YOX

Определяем реакции:



Так как относительно точки В сумма всех сил должна равняться нулю, то:

$$\begin{aligned} \sum M^B &= -R_A(L - L_1 - L_2) + \sum q_i(b_i - a_i)(2L - 2L_2 - a_i - b_i)/2 + \sum F_i(L - L_2 - c_i) - \sum M_i = \\ &= -R_A(L - L_1 - L_2) + F_1(L - L_2 - c_1) + F_2(L - L_2 - c_2) - M_1 - M_2 = -R_A \cdot (0.84 - 0.044 - \\ &0.0445) - 170.199 \cdot (0.84 - 0.0445 - 0.287) + 60.7306 \cdot (0.84 - 0.0445 - 0.58925) + \\ &12.84748 + 14.04883 = \\ &= -R_A \cdot 0.7515 - 170.199 \cdot 0.5085 + 60.7306 \cdot 0.20625 + 12.84748 + 14.04883 = \\ &= -R_A \cdot 0.7515 - 47.12419525 = 0 \Rightarrow \\ &\Rightarrow R_A = -47.12419525 / 0.7515 = -62.7068 \text{ кН}; \end{aligned}$$

Так как относительно точки А сумма всех сил должна равняться нулю, то:

$$\begin{aligned} \sum M^A &= R_B(L - L_1 - L_2) - \sum q_i(b_i - a_i)(a_i + b_i - 2L_1)/2 - \sum F_i(c_i - L_1) - \sum M_i = \\ &= R_B(L - L_1 - L_2) - F_1(c_1 - L_1) - F_2(c_2 - L_1) - M_1 - M_2 = R_B \cdot (0.84 - 0.044 - 0.0445) + \\ &170.199 \cdot (0.287 - 0.044) - 60.7306 \cdot (0.58925 - 0.044) + 12.84748 + 14.04883 = \\ &= R_B \cdot 0.7515 + 170.199 \cdot 0.243 - 60.7306 \cdot 0.54525 + 12.84748 + 14.04883 = \\ &= R_B \cdot 0.7515 + 35.14130735 = 0 \Rightarrow \\ &\Rightarrow R_B = -35.14130735 / 0.7515 = -46.7616 \text{ кН}; \end{aligned}$$

Проводим проверку, вычисляя сумму проекций всех сил на вертикальную ось:

$$\begin{aligned} \sum Y &= R_A + R_B - \sum q_i(b_i - a_i) - \sum F_i = \\ &= R_A + R_B - F_1 - F_2 = \\ &= -62.7068 - 46.7616 + 170.199 - 60.7306 = 0. \end{aligned}$$

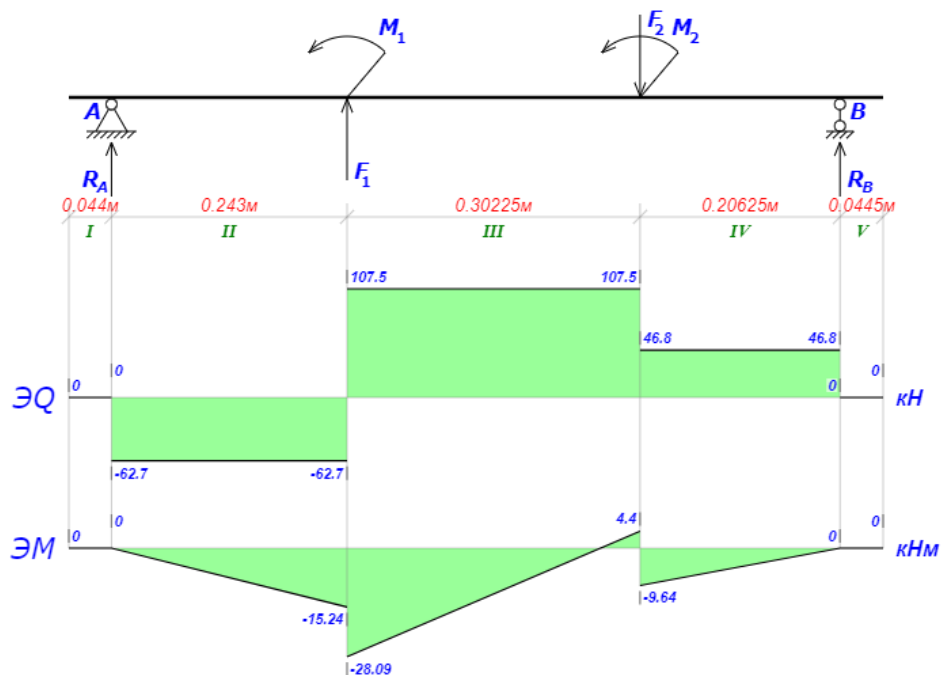


Рисунок 14 – Схема к расчёты реакций опор вала, эпюры сил и момента  
Схема к расчётам реакций опор (рисунок15).

Плоскость ZOX

Определяем реакции:

Так как относительно точки В сумма всех сил должна равняться нулю, то:

$$\sum M^B = -R_A(L - L_1 - L_2) + \sum q_i(b_i - a_i)(2L - 2L_2 - a_i - b_i)/2 + \sum F_i(L - L_2 - c_i) - \sum M_i =$$

$$\begin{aligned}
&= -R_A(L - L_1 - L_2) + F_1(L - L_2 - c_1) + F_2(L - L_2 - c_2) = -R_A \cdot (0.84 - 0.044 - 0.0445) - \\
&458.99 \cdot (0.84 - 0.0445 - 0.287) - 163.1964 \cdot (0.84 - 0.0445 - 0.58925) = \\
&= -R_A \cdot 0.7515 - 458.99 \cdot 0.5085 - 163.1964 \cdot 0.20625 = \\
&= -R_A \cdot 0.7515 - 267.0556725 = 0 \Rightarrow \\
&\Rightarrow R_A = -267.0556725 / 0.7515 = -355.364 \text{ кН};
\end{aligned}$$

Так как относительно точки А сумма всех сил должна равняться нулю, то:

$$\begin{aligned}
\sum M^A &= R_B(L - L_1 - L_2) - \sum q_i(b_i - a_i)(a_i + b_i - 2L_1)/2 - \sum F_i(c_i - L_1) - \sum M_i = \\
&= R_B(L - L_1 - L_2) - F_1(c_1 - L_1) - F_2(c_2 - L_1) = R_B \cdot (0.84 - 0.044 - 0.0445) + 458.99 \cdot (0.287 \\
&- 0.044) + 163.1964 \cdot (0.58925 - 0.044) = \\
&= R_B \cdot 0.7515 + 458.99 \cdot 0.243 + 163.1964 \cdot 0.54525 = \\
&= R_B \cdot 0.7515 + 200.5174071 = 0 \Rightarrow \\
&\Rightarrow R_B = -200.5174071 / 0.7515 = -266.823 \text{ кН};
\end{aligned}$$

Проверяем найденные реакции через сумму проекций всех сил на вертикальную ось.

$$\begin{aligned}
\sum Y &= R_A + R_B - \sum q_i(b_i - a_i) - \sum F_i = \\
&= R_A + R_B - F_1 - F_2 = \\
&= -355.364 - 266.823 + 458.99 + 163.1964 = 0;
\end{aligned}$$

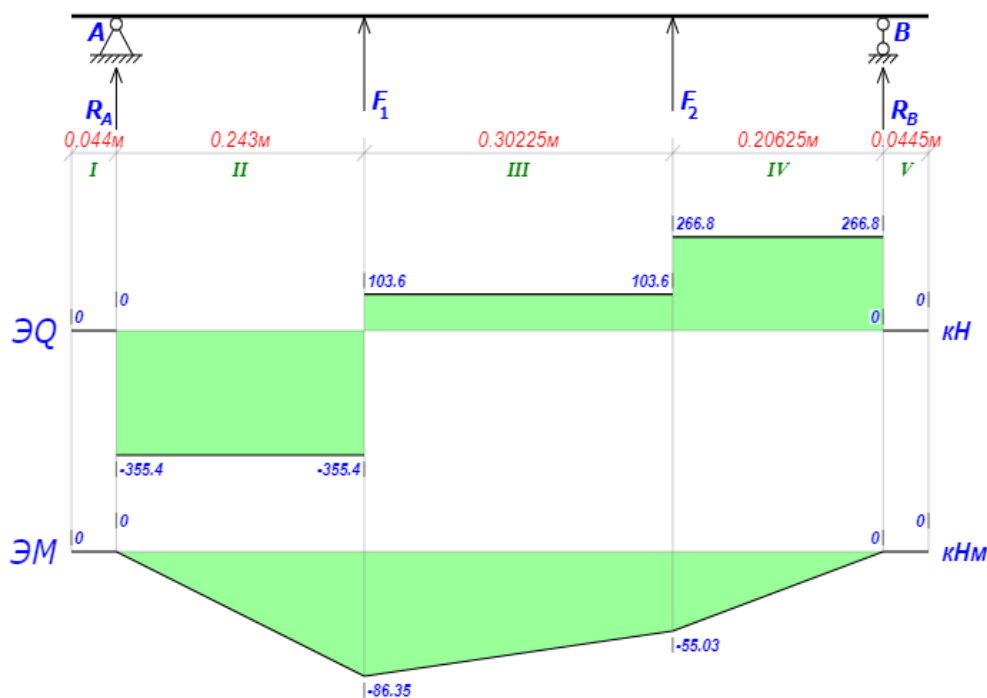


Рисунок 15 – Схема к расчёты реакций опор вала, эпюры сил и момента ВАЛ 4

Схема к расчётам реакций опор (рисунок 16).

Плоскость YOX

Определяем реакции:

Так как относительно точки В сумма всех сил должна равняться нулю, то:

$$\begin{aligned} \sum M^B &= -R_A(L - L_1 - L_2) + \sum q_i(b_i - a_i)(2L - 2L_2 - a_i - b_i)/2 + \sum F_i(L - L_2 - c_i) - \sum M_i = \\ &= -R_A(L - L_1 - L_2) + F_1(L - L_2 - c_1) + F_2(L - L_2 - c_2) - M_1 - M_2 = -R_A \cdot (1.674 - 0.048 - \\ &0.428) + 166.7725 \cdot (1.674 - 0.428 - 0.294) - 201.5715 \cdot (1.674 - 0.428 - 0.863) + \\ &51.05458 + 27.63235 = \\ &= -R_A \cdot 1.198 + 166.7725 \cdot 0.952 - 201.5715 \cdot 0.383 + 51.05458 + 27.63235 = \\ &= -R_A \cdot 1.198 + 160.2524655 = 0 \Rightarrow \\ &\Rightarrow R_A = 160.2524655/1.198 = 133.767 \text{ кН}; \end{aligned}$$

Так как относительно точки А сумма всех сил должна равняться нулю, то:

$$\begin{aligned} \sum M^A &= R_B(L - L_1 - L_2) - \sum q_i(b_i - a_i)(a_i + b_i - 2L_1)/2 - \sum F_i(c_i - L_1) - \sum M_i = \\ &= R_B(L - L_1 - L_2) - F_1(c_1 - L_1) - F_2(c_2 - L_1) - M_1 - M_2 = R_B \cdot (1.674 - 0.048 - 0.428) - \\ &166.7725 \cdot (0.294 - 0.048) + 201.5715 \cdot (0.863 - 0.048) + 51.05458 + 27.63235 = \\ &= R_B \cdot 1.198 - 166.7725 \cdot 0.246 + 201.5715 \cdot 0.815 + 51.05458 + 27.63235 = \\ &= R_B \cdot 1.198 + 201.9416675 = 0 \Rightarrow \\ &\Rightarrow R_B = -201.9416675/1.198 = -168.566 \text{ кН}; \end{aligned}$$

Проводим проверку, вычисляя сумму проекций всех сил на вертикальную ось.

$$\begin{aligned} \sum Y &= R_A + R_B - \sum q_i(b_i - a_i) - \sum F_i = \\ &= R_A + R_B - F_1 - F_2 = \\ &= 133.767 - 168.566 - 166.7725 + 201.5715 = 0; \end{aligned}$$

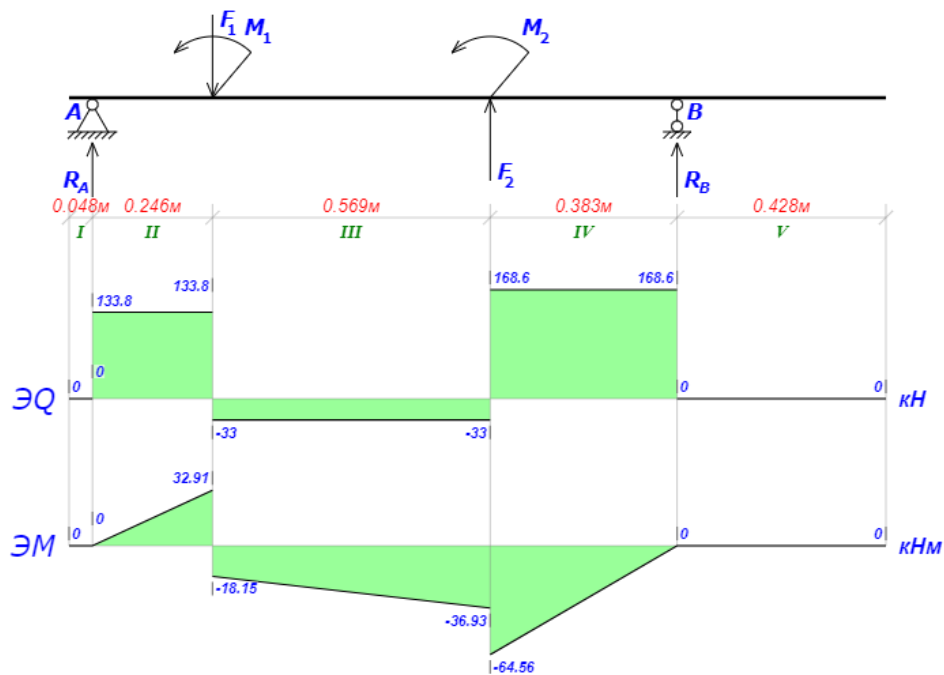


Рисунок 16 – Схема к расчёты реакций опор вала, эпюры сил и момента  
 Схема к расчётам реакций опор (рисунок17).  
 Плоскость ZOX

Определяем реакции:

Так как относительно точки В сумма всех сил должна равняться нулю, то:

$$\sum M^B = -R_A(L - L_1 - L_2) + \sum q_i(b_i - a_i)(2L - 2L_2 - a_i - b_i)/2 + \sum F_i(L - L_2 - c_i) - \sum M_i =$$

$$\begin{aligned}
&= -R_A(L - L_1 - L_2) + F_1(L - L_2 - c_1) + F_2(L - L_2 - c_2) = -R_A \cdot (1.674 - 0.048 - 0.428) + \\
&449.7484 \cdot (1.674 - 0.428 - 0.294) + 541.6667 \cdot (1.674 - 0.428 - 0.863) = \\
&= -R_A \cdot 1.198 + 449.7484 \cdot 0.952 + 541.6667 \cdot 0.383 = \\
&= -R_A \cdot 1.198 + 635.6188229 = 0 \Rightarrow \\
&\Rightarrow R_A = 635.6188229 / 1.198 = 530.567 \text{ кН};
\end{aligned}$$

Так как относительно точки А сумма всех сил должна равняться нулю, то:

$$\begin{aligned}
\sum M^A &= R_B(L - L_1 - L_2) - \sum q_i(b_i - a_i)(a_i + b_i - 2L_1)/2 - \sum F_i(c_i - L_1) - \sum M_i = \\
&= R_B(L - L_1 - L_2) - F_1(c_1 - L_1) - F_2(c_2 - L_1) = R_B \cdot (1.674 - 0.048 - 0.428) - \\
&449.7484 \cdot (0.294 - 0.048) - 541.6667 \cdot (0.863 - 0.048) = \\
&= R_B \cdot 1.198 - 449.7484 \cdot 0.246 - 541.6667 \cdot 0.815 = \\
&= R_B \cdot 1.198 - 552.0964669 = 0 \Rightarrow \\
&\Rightarrow R_B = 552.0964669 / 1.198 = 460.848 \text{ кН};
\end{aligned}$$

Проверяем найденные реакции через сумму проекций всех сил на вертикальную ось.

$$\begin{aligned}
\sum Y &= R_A + R_B - \sum q_i(b_i - a_i) - \sum F_i = \\
&= R_A + R_B - F_1 - F_2 = \\
&= 530.567 + 460.848 - 449.7484 - 541.6667 = 0;
\end{aligned}$$

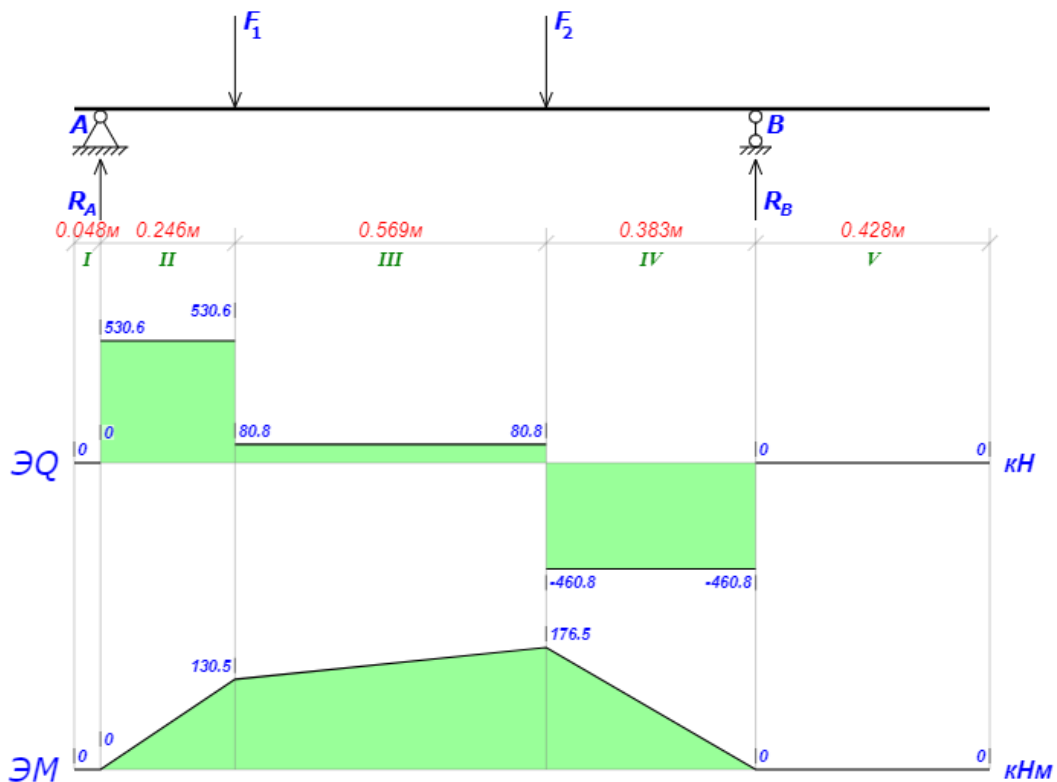


Рисунок 17 – Схема к расчёты реакций опор вала, эпюры сил и момента ВАЛ 5

Схема к расчётам реакций опор (рисунок18).

Плоскость YOX

Определяем реакции:

Так как относительно точки В сумма всех сил должна равняться нулю, то:

$$\begin{aligned} \sum M^B &= -R_A(L - L_1 - L_2) + \sum q_i(b_i - a_i)(2L - 2L_2 - a_i - b_i)/2 + \sum F_i(L - L_2 - c_i) - \sum M_i = \\ &= -R_A(L - L_1 - L_2) + F_1(L - L_2 - c_1) - M_1 = -R_A \cdot (1.134 - 0.048 - 0.428) + \\ &= 201.5715 \cdot (1.134 - 0.428 - 0.323) + 27.6324 = \\ &= -R_A \cdot 0.658 + 201.5715 \cdot 0.383 + 27.6324 = \\ &= -R_A \cdot 0.658 + 104.8342845 = 0 \Rightarrow \\ &\Rightarrow R_A = 104.8342845 / 0.658 = 159.323 \text{ кН}; \end{aligned}$$

Так как относительно точки А сумма всех сил должна равняться нулю, то:

$$\begin{aligned} \sum M^A &= R_B(L - L_1 - L_2) - \sum q_i(b_i - a_i)(a_i + b_i - 2L_1)/2 - \sum F_i(c_i - L_1) - \sum M_i = \\ &= R_B(L - L_1 - L_2) - F_1(c_1 - L_1) - M_1 = R_B \cdot (1.134 - 0.048 - 0.428) - 201.5715 \cdot (0.323 - \\ &= 0.048) + 27.6324 = \\ &= R_B \cdot 0.658 - 201.5715 \cdot 0.275 + 27.6324 = \\ &= R_B \cdot 0.658 - 27.7997625 = 0 \Rightarrow \\ &\Rightarrow R_B = 27.7997625 / 0.658 = 42.2489 \text{ кН}; \end{aligned}$$

Проводим проверку, вычисляя сумму проекций всех сил на вертикальную ось.

$$\begin{aligned} \sum Y &= R_A + R_B - \sum q_i(b_i - a_i) - \sum F_i = \\ &= R_A + R_B - F_1 = \\ &= 159.323 + 42.2489 - 201.5715 = 0; \end{aligned}$$

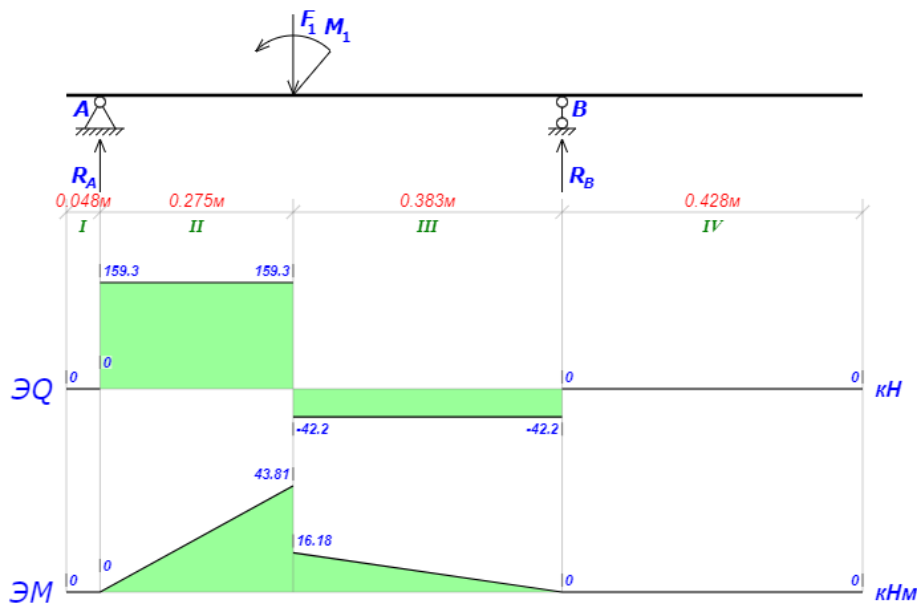


Рисунок 18 – Схема к расчёты реакций опор вала, эпюры сил и момента

Схема к расчётам реакций опор (рисунок19).

Плоскость ZOX

Так как относительно точки В сумма всех сил должна равняться нулю, то:

$$\begin{aligned} \sum M^B &= -R_A(L - L_1 - L_2) + \sum q_i(b_i - a_i)(2L - 2L_2 - a_i - b_i)/2 + \sum F_i(L - L_2 - c_i) - \sum M_i = \\ &= -R_A(L - L_1 - L_2) + F_1(L - L_2 - c_1) = -R_A \cdot (1.134 - 0.048 - 0.428) - 541.6667 \cdot (1.134 - \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& 0.428 - 0.323) = \\
& = -R_A \cdot 0.658 - 541.6667 \cdot 0.383 = \\
& = -R_A \cdot 0.658 - 207.4583461 = 0 \Rightarrow \\
& \Rightarrow R_A = -207.4583461 / 0.658 = -315.286 \text{ кН};
\end{aligned}$$

Так как относительно точки А сумма всех сил должна равняться нулю, то:

$$\begin{aligned}
\sum M^A &= R_B(L - L_1 - L_2) - \sum q_i(b_i - a_i)(a_i + b_i - 2L_1)/2 - \sum F_i(c_i - L_1) - \sum M_i = \\
&= R_B(L - L_1 - L_2) - F_1(c_1 - L_1) = R_B \cdot (1.134 - 0.048 - 0.428) + 541.6667 \cdot (0.323 - 0.048) = \\
&= \\
&= R_B \cdot 0.658 + 541.6667 \cdot 0.275 = \\
&= R_B \cdot 0.658 + 148.9583425 = 0 \Rightarrow \\
& \Rightarrow R_B = -148.9583425 / 0.658 = -226.38 \text{ кН};
\end{aligned}$$

Проверяем найденные реакции через сумму проекций всех сил на вертикальную ось.

$$\begin{aligned}
\sum Y &= R_A + R_B - \sum q_i(b_i - a_i) - \sum F_i = \\
&= R_A + R_B - F_1 = \\
&= -315.286 - 226.38 + 541.6667 = 0;
\end{aligned}$$

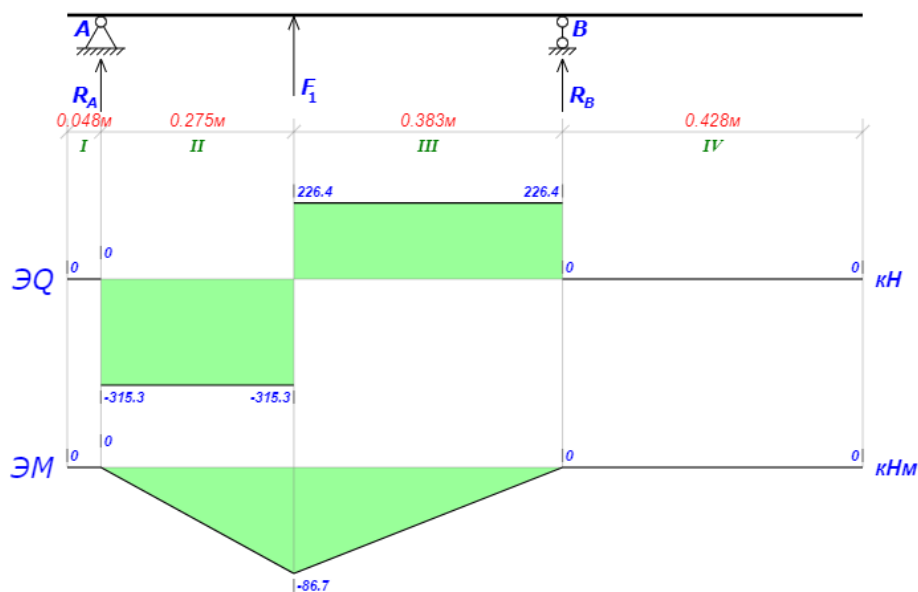


Рисунок 19 – Схема к расчёты реакций опор вала, эпюры сил и момента

После вычислений получаем таблицу реакций опор на каждом валу от радиальной и окружной силы соответственно, учитывая, что в конической передаче, сначала были определены реакции от окружной силы.

Таблица 3 – Реакции опор валов

Вал	1	2	3	4	5
R <sub>ay</sub> , кН·м	5,2	18,2	62,7	133,8	159
R <sub>by</sub> , кН·м	53,7	47,6	46,7	168,6	42,25

Raz, кН·м	2,8	71	355	530,5	315,286
Rbz, кН·м	14,5	142	266	460,8	226,38

Для расчётов в программе корпуса редуктора, нужно собрать его 3D модель(рисунок).

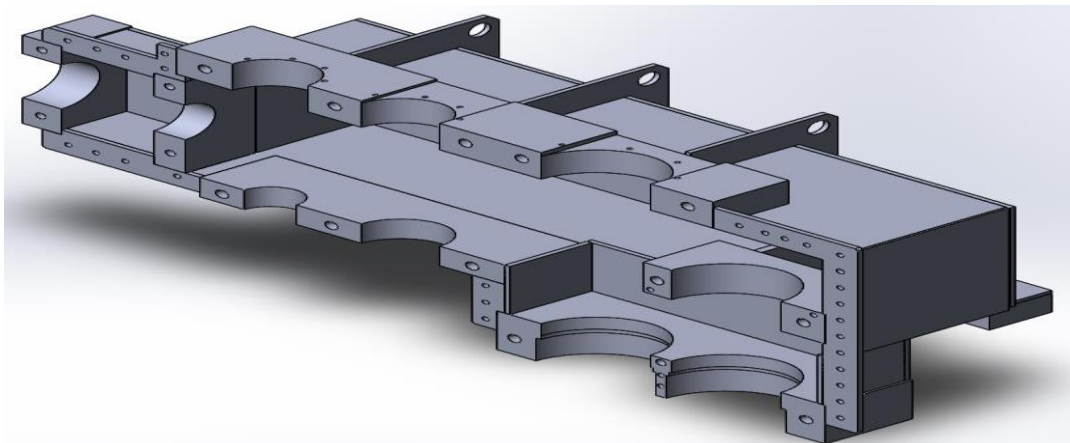


Рисунок20 - 3D модель корпуса редуктора

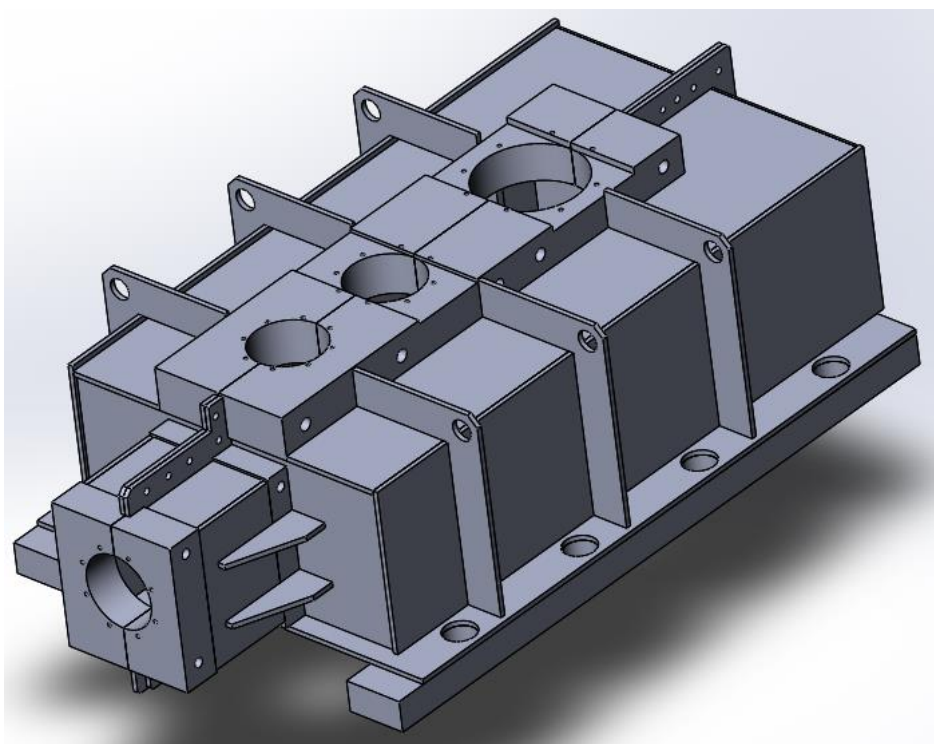


Рисунок 21- 3D модель корпуса редуктора в сборе

### 3.4 РАСЧЁТ НАПРЯЖЕНИЙ В КОРПУСЕ РЕДУКТОРА

Для снятия показаний эквивалентных напряжений на корпусе редуктора, воспользуемся программой ANSYS. Прикладывая силы, которые возникают в опорах и закрепляя редуктор на лапах (рисунок19,20), получаем, что



максимальное напряжение в корпусе сосредоточено на выходных рёбрах (рисунок 21, 22).

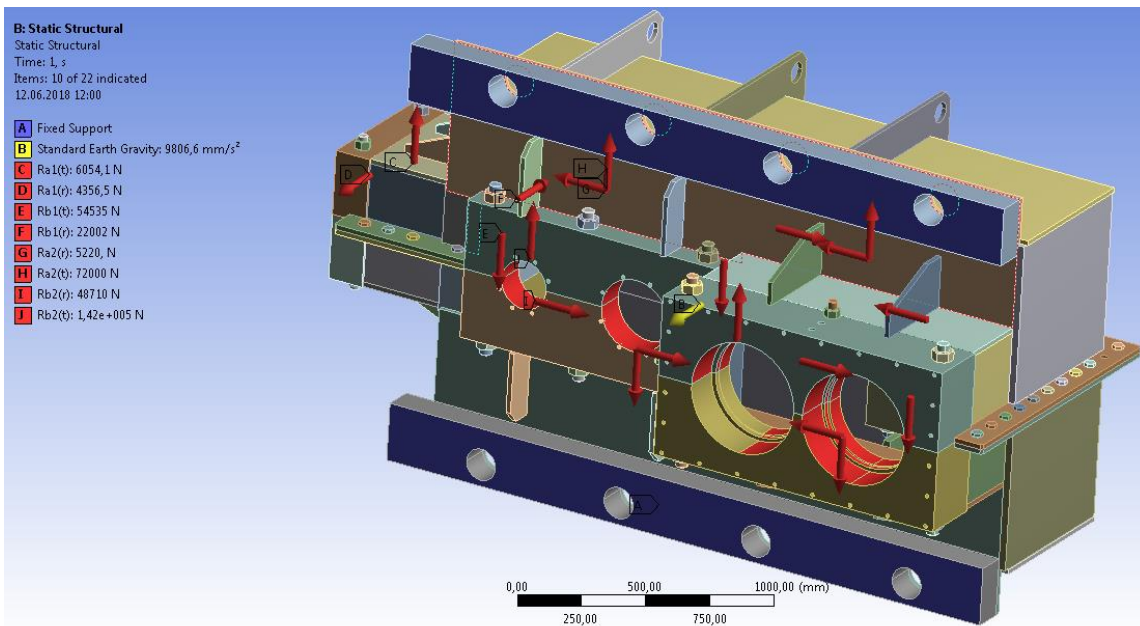


Рисунок 22 - Результаты анализа в программе ANSYS

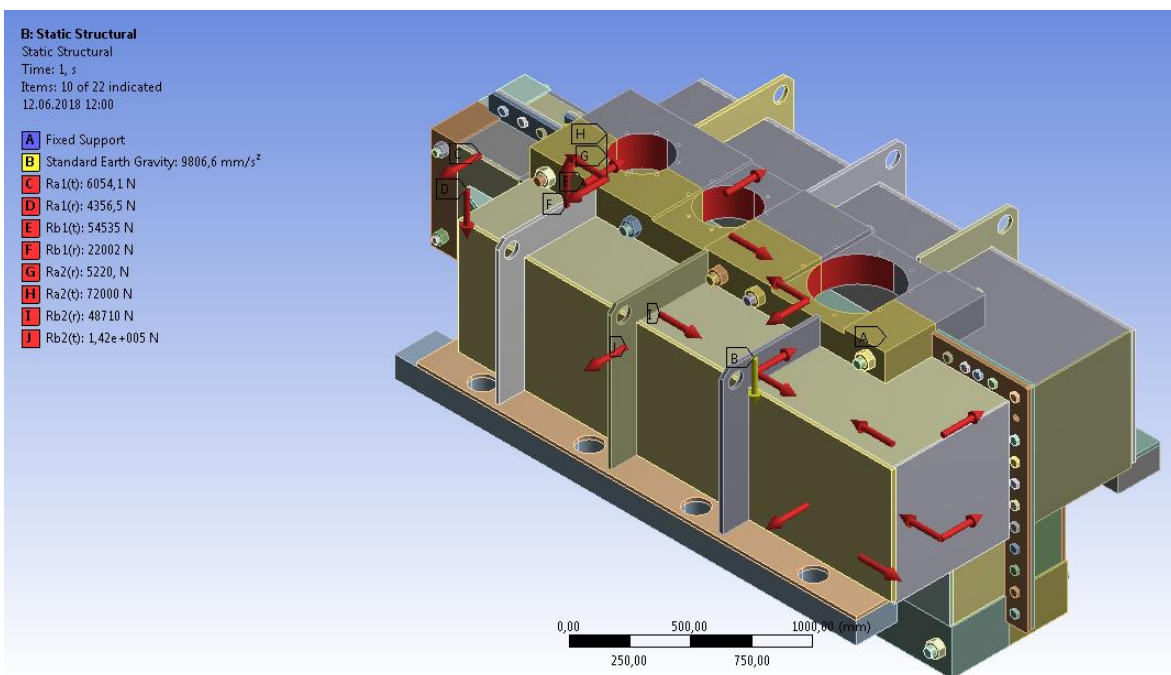


Рисунок 23 - Результаты анализа в программе ANSYS



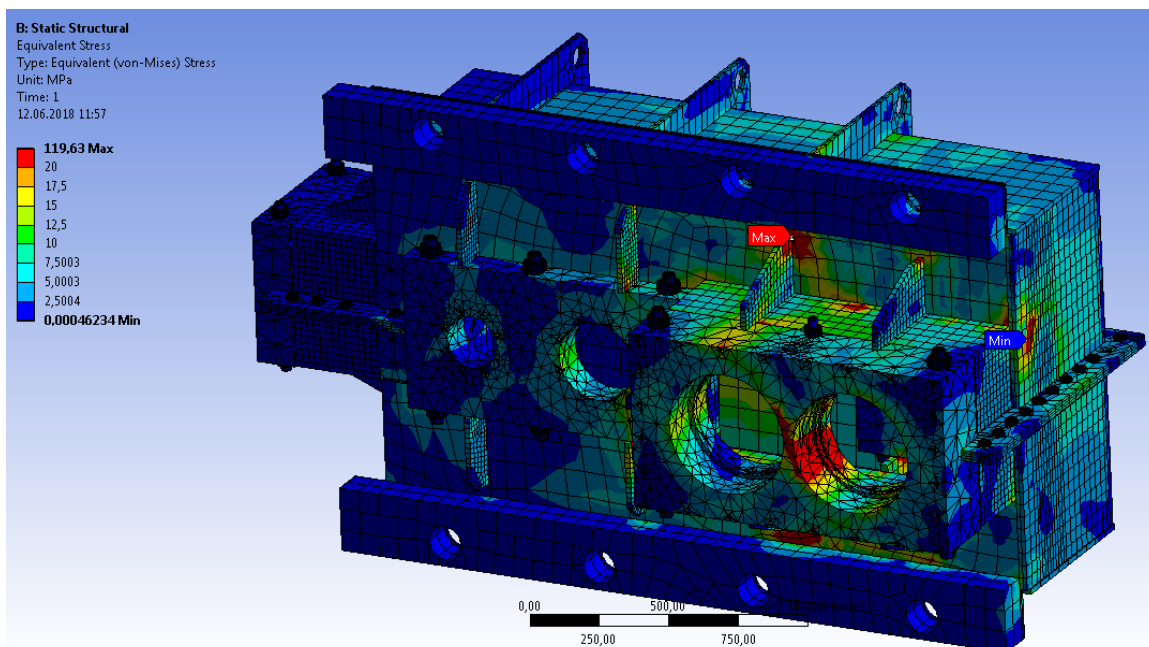


Рисунок 24 - Результаты расчёта напряжений в программе ANSYS

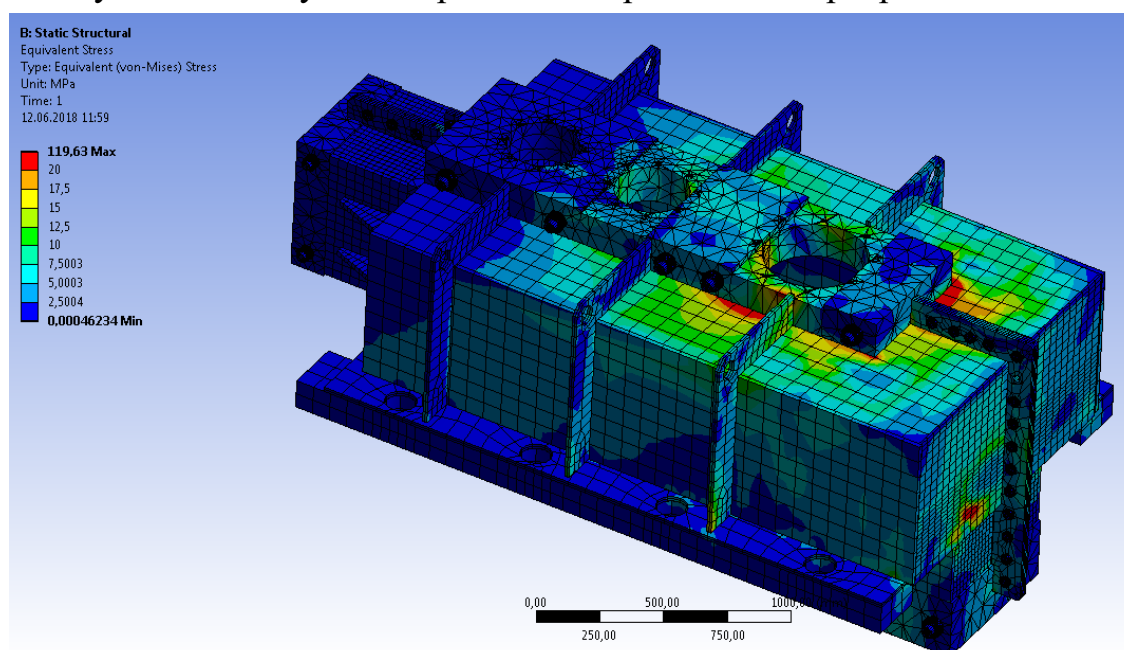


Рисунок 25 - Результаты расчёта напряжений в программе ANSYS

По полученным данным имеем, что максимальное напряжение на корпусе сосредоточено на рёбрах жесткости выходных валов, это напряжения возникает в результате воздействия силы, которая стремится изогнуть опоры, следовательно уменьшая плечо, путем уменьшения размеров ребёр достигается равнопрочность редуктора.

### 3.5 РАСЧЁТ НА ПРОЧНОСТЬ КРЕПЁЖНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Схемы к расчёты болтовых соединений приведены на рисунках 23,24.

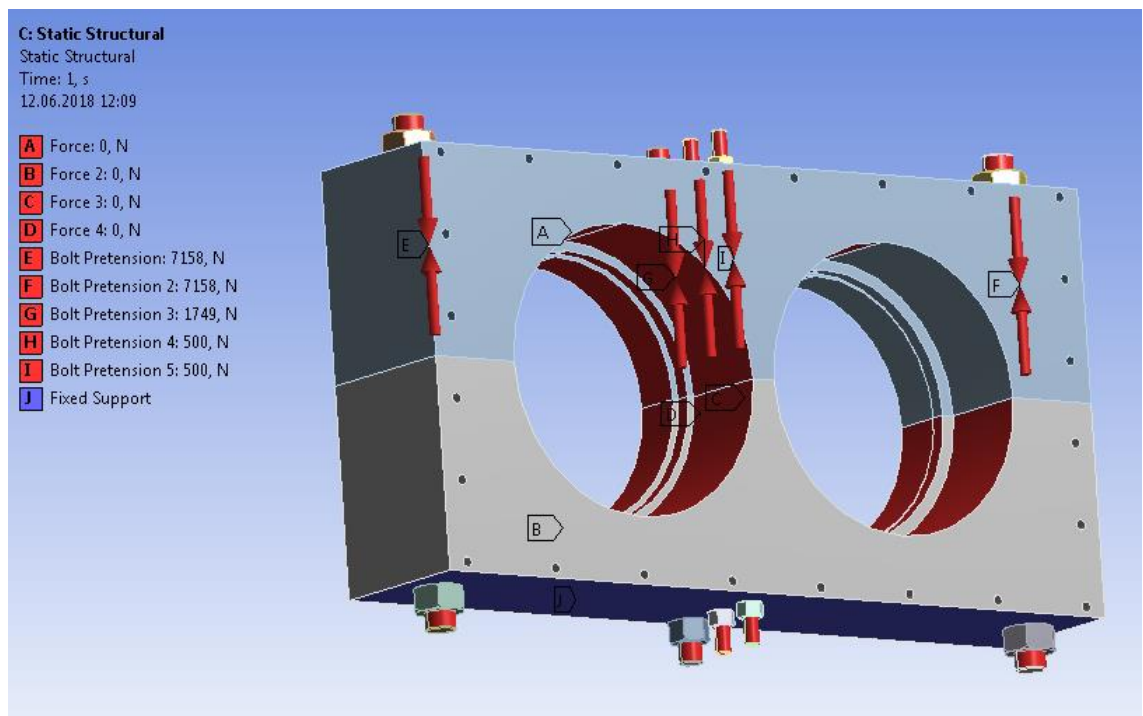


Рисунок 26 – Схема к расчётам крепёжных элементов

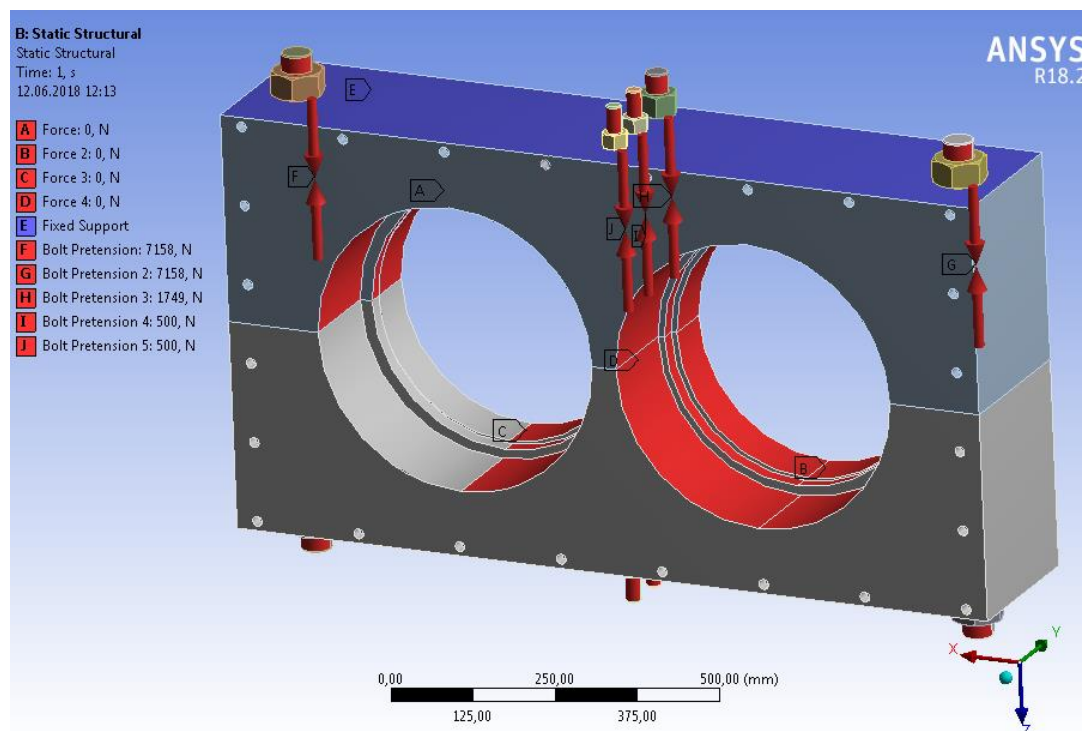


Рисунок – 27 Схема к расчётам крепёжных элементов

Так как расчёт был произведён с целью выявления наибольшего напряжения в теле шпильки, то для опор выходного вала имеем следующие результаты (рисунок 25).

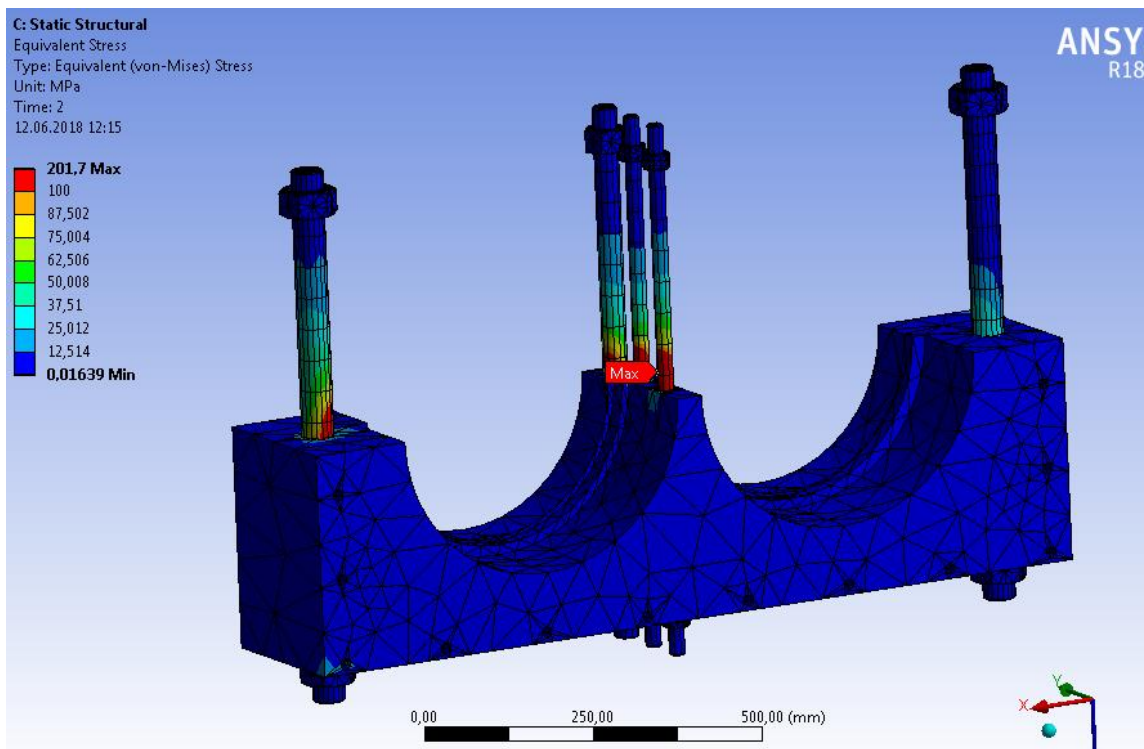


Рисунок 28 - Напряжение в болтовом соединении

Для снижения напряжений в шпильке был проведён ряд расчётов, который показал, что не является сочетание шпилек диаметром 36,30,30.

Результаты анализа с уменьшенным диаметром представлены на рисунке 26.

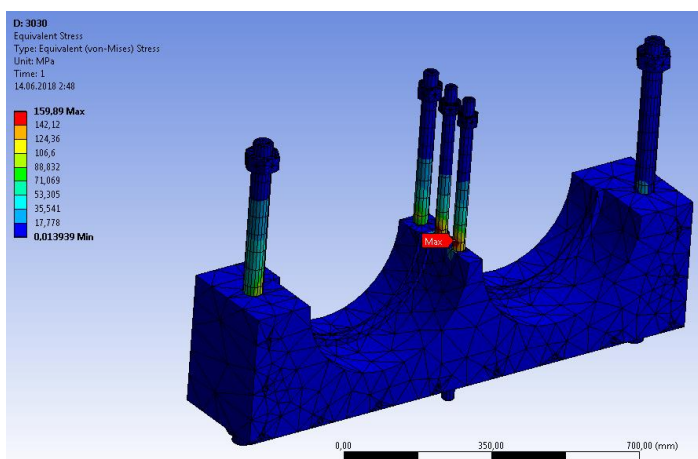


Рисунок 30 – Вариант шпилек с наиболее оптимальным выбором диаметра.

Результаты исследований шпилек с меньшим диаметром, чем был заложен в изначальной конструкции представлен на рисунке 27.

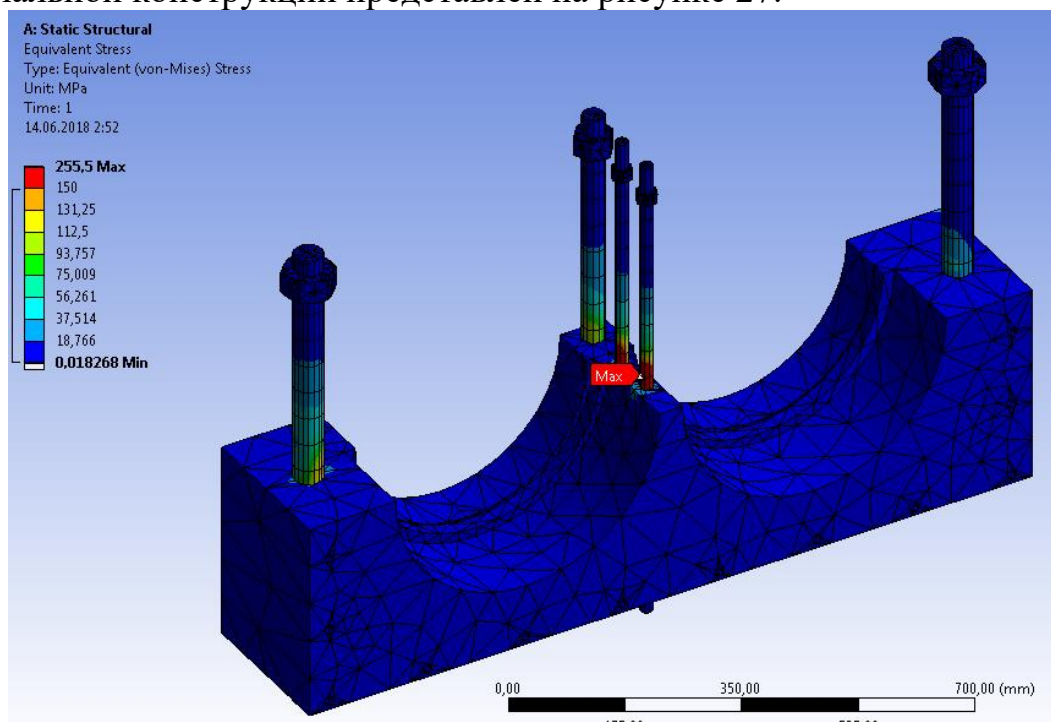


Рисунок 29 – Исследование на прочность шпилек с диаметром по 20 мм

### 3.6 РАСЧЁТ НА ПРОЧНОСТЬ ВАЛА

Определяем эквивалентный момент изгиба в точках зацепления:

$$M_1 = \sqrt{18,15^2 + 130,5^2} = 131,8 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$M_2 = \sqrt{64,56^2 + 176,5^2} = 187,9 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$d_1 = 300 \text{ мм}$ , диаметр под колесо;

$d_2 = m \cdot z = 480 \text{ мм}$ , делительный диаметр шестерни.

Определяем нормальные и касательные напряжения:

$$\sigma = \frac{M}{W}, \quad W = \frac{\pi}{32d^3}, \quad - \text{ момент сопротивления изгибу};$$

$$\tau = \frac{T}{W}, \quad W = \frac{\pi}{16d^3}, \quad - \text{ момент сопротивления кручению}.$$

$$\sigma_1 = \frac{131800}{0,1 \cdot 0,3^3} = 48,8 \text{ МПа};$$

$$\tau_1 = \frac{262653,1}{0,2 \cdot 0,3^3} = 17,3 \text{ МПа};$$

$$\sigma_2 = \frac{187900}{0,1 \cdot 0,48^3} = 17 \text{ МПа};$$

$$\tau_2 = \frac{262653,1}{0,2 \cdot 0,48^3} = 11,87 \text{ МПа};$$

Согласно третьей теории прочности при сложном нагружении:

$\sigma = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$ , следовательно эквивалентные напряжения на участках равны:

$$\sigma_{\text{ЭКВ1}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{48,8^2 + 4 \cdot 17,3^2} = 59,8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{ЭКВ2}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{17^2 + 4 \cdot 11,87^2} = 29,2 \text{ МПа};$$

### 3.7 РАСЧЁТ ЗАМЕНЯЕМЫХ ПОДШИПНИКОВ

Эквивалентную динамическую нагрузку на подшипник рассчитываем по формуле:

$$P_r = (V * X * F_r + Y + F_a) * K_B * K_T \quad (7.1)$$

, где  $F_r$ -радиальная нагрузка;  $F_a$ -осевая нагрузка; X,Y-коэффициенты, учитывающие нагрузки;  $K_B$ -коэффициент безопасности;  $K_T$ -температурный коэффициент; V-коэффициент вращения.

По данным справочника[анурьев 2Т]  $K_B$ ,  $K_T$ , V, X, Y принимаем равными 1,3; 1; 1; 1; 0 соответственно. Принимаем ресурс работоспособности подшипника  $L_h = 10000$  ч.

Расчетный ресурс подшипника определим по формуле:

$$L_{расч} = a_1 * a_{23} * \left(\frac{C_0}{P_r}\right)^k * \frac{10^6}{60 * n}$$

По данным каталогам NSK имеем: 1010000, 500000, 4750000  $C_0$  для каждого подшипника[16]. Проводим расчёт и заносим данные в таблицу 4.

Таблица 4 – Ресурс заменяемых подшипников

Вид подшипника	HR130 КВЕ	120 КВЕ	2097956
$L_h$ , ч	10598,4	17725	6811500

#### 4. ПРЕДЛОЖЕНИЯ ПО ОПТИМИЗАЦИИ МАШИНЫ

Одной из базовых деталей комбинированного редуктора прокатной клетки является корпус, основной задачей которого является не допустить перекосы валов, а значит главные его параметры это жесткость и прочность. Увеличить эти показатели, можно путём увеличения толщины стенок и дополнительных ребёр жесткости. Также в конструкции достаточно много элементов, которые возможно унифицировать и стандартизировать, что значительно упростит и удешевит изготовление данной машины.

Унифицированные элементы:

— крышки валов (на каждый вал по две);

Стандартизированные элементы:

— болты (из 10 вариантов резьбы оставляем 4: M12, M24, M36, M48);

— подшипники (считая, что производство данного редуктора будет в России, то приводим международные элементы конструкции к ГОСТ, тем самым также удешевляя производство);

В конструкции также присутствует сложное уплотнение второго вала, которое более рационально заменено на крышку, которая через прокладку прижимает втулку и тем самым фиксирует подшипник.

Для того, чтобы использовать преимущества каждого элемента конструкции выбираем коническую шестерню с левым направлением зуба, которая вращается против часовой стрелки, тем самым наибольшие радиальные нагрузки воспринимает радиальный подшипник колеса, а осевые нагрузки шестерни воспринимает крышка, закреплённая болтами.

Для достижения равнопрочности на корпусе у рёбер жесткости уменьшена толщина и длина.

Для уменьшения напряжений в шпильках на выходных валах был подобран наиболее оптимальный вариант диаметров в конструкции.

## 5. ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПРИНЦИП РАБОТЫ МОДЕРНИЗИРУЕМОЙ МАШИНЫ.

Редуктор предназначен для передачи мощности от двигателя к приводному валу машины с понижением угловой скорости и увеличением вращающего момента(150301.2018.002.00.00.00.СБ).

Сборочный чертеж состоит из корпуса (30), в котором расположены: вал-шестерня (1) и валы-шестерни(3,5,7,8), на которые соответственно устанавливаются зубчатые колеса(2,4,6). Вал-шестерня (1) и зубчатое колесо(2) имеют косозубое коническое зацепление, остальные валы-шестерни и колеса косозубое цилиндрическое зацепление. Вал-шестерня (1) имеет меньший диаметр и соединяется с двигателем. Через коническую передачу, крутящий момент от (1) поступает на коническое зубчатое колесо (2), колесо предаёт крутящий момент на вал-шестерню (3) через посадку с натягом, далее по такому же принципу вал-шестерня(3) предаёт момент на зубчатое цилиндрическое колесо (4), которое предаёт момент на вал-шестерню (5), далее через посадку с натягом на цилиндрическое зубчатое колесо (6), затем посредством посадки момент идёт на вал-шестерню (7) и через зацепление с передаточным числом равным единице на выходе у редуктора имеется два вала. Для уменьшения износа зубьев и подшипников, а так для увеличения КПД используются смазочные материалы. На корпусе редуктора для осмотра имеются люк-отверстия закрываемые крышкой.

Сборка редуктора:

Перед сборкой внутреннюю полость корпуса редуктора тщательно очищают и покрывают маслостойкой краской.

Сборку производят в соответствии со сборочным чертежом редуктора, начиная с узлов валов:

- 1) В быстроходный вал закладывают шпонку, затем насаживают стакан, втулки, манжет, подшипники качения (радиально-упорный роликовый конический, радиальный роликовый сферический), закручивают круглую гайку.
- 2) На вал-шестерню (2) запрессовывают коническое колесо(3), насаживают втулку, стакан, подшипник, закрепляют вал крышками с обоих концов. Аналогично собираются узлы из вала-шестерни (4) и цилиндрического колеса (5), вала-шестерни (6) и цилиндрического колеса (7), на вал-шестерню (8) насаживаются подшипники качения и втулка.
- 3) Для того чтобы одна опора была плавающей, а другая зафиксированной используют втулки с одной стороны вала, которые плотно упираются в крышки корпуса и наружное кольцо подшипников, а во внутренне упираются втулки;
- 4) Агрегативные узлы устанавливают, так чтоб произошло зацепление;
- 5) Проверяют проворачиванием валов отсутствие заклинивания подшипников и закрепляют крышки болтами;



- 6) Используя комплект прокладок для уплотнения, быстроходный вал закрывают в составной крышке, а два выходных вала-шестерни закрывают крышкой для сбора масла, валы-шестерни также закрываются крышками.
- 7) Все части корпуса фиксируются относительно друг друга шпильками и болтовыми соединениями.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе был исследован редуктор главного привода прокатной клетки мелкосортного стана с помощью программ Solidworks, ANSYS, были предложены варианты оптимизации данной машины с целью увеличения эксплуатационных свойств, выполнены чертежи корпуса и шестерённого вала.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Чернавский С.А., Снесарев Г.А. Проектирование механических передач. Учеб. пособие для техникумов. – М.: Машиностроение, 1984. – 560 с.
2. <http://knigilib.net/book/161-problemi-mexanichnogo-privodu-zbirnik-naukovix-prac-40-2013/6-reduktory-glavnogo-privoda-prokatnyx-stanov.html>
3. <https://studfiles.net/preview/5227282/>
4. <http://fif-group.ru/article/privod-prokatnogo-stana/>
5. <http://mash-xxl.info/info/291427/>
6. Детали машин и основы конструирования / Под ред. Ерохин М.Н. – М.: КолосС, 2005 – 462 с.: ил
7. Зак П.С., Уздин А.Е. Корпусные детали редукторных узлов // Вестник машиностроения, 1987. № 1. С. 12-15
8. Шпур Г. Автоматизированное проектирование в машиностроении / Г Шпур, Ф.-Л. Краузер / Пер. с нем. Г.Д. Волковой и др.; Под ред. Ю.М. Соломенцева, В. П. Диденко. – М.: Машиностроение, 1988. – 648 с.: ил
9. Алямовский, А. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А. А. Алямовский, А.А. Собачкин, Е.В. Одинцов и др. – СПб.: БХВПетербург, 2008. – 1040 с.
10. Барков Н.А., Катрюк В.П., Ворошилов Д.С. Ф 20 Оборудование прокатно-прессово-волочильных цехов. Конспект лекций. [Текст] / сост. Н.А. Барков, В.П. Катрюк, Д.С. Ворошилов – Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2011. – 79 с.
11. В.А. Сидоров /к.т.н./, д.ю. подопрхин ГВУЗ «Донецкий национальный технический университет» (Донецк), Ромбинированные редукторы прокатных клетей, 2016 – 37с.

12. «Влияние формы разделки на остаточные напряжения в корпусных конструкциях специальной техники», М. А. Шолохов, А. С. Куркин, С. И. Полосков, 2015 – 151с.
13. Классы МПК: В21В13/06 с осями валков, расположенными в вертикальной плоскости  
Автор(ы): Госьков А.И., Орлов Б.Я., Овчаров Б.Г., Маслов Г.В.  
Патентообладатель(и): Открытое акционерное общество "Уральский завод тяжелого машиностроения"  
Приоритеты: подача заявки:1997 – 07 – 16; публикация патента:20 – 12 – 1998.
- 14.Классы МПК: В21В13/06 с осями валков, расположенными в вертикальной плоскости, В21В35/14 муфты, приводные валы или опоры валов для прокатных станов  
Автор(ы): Салдаев Александр Макарович (RU), Рогачев Алексей Фруминович (RU), Сусяев Александр Львович (RU)  
Федеральное государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Волгоградская государственная сельскохозяйственная академия" (RU)  
Приоритеты: Подача заявки: 2005-01-31; публикация патента: 20.06.2006
15. Классы МПК: В21В13/06 с осями валков, расположенными в вертикальной плоскости  
Автор(ы): Есипов В.Д., Мичурин Б.В., Колодезный В.И., Вихрев Н.А., Гришенков В.М., Соколов И.В.  
Акционерное общество "Череповецкий сталепрокатный завод"  
Приоритеты: подача заявки:1994-07-19; публикация патента: 20.05.1996
- 16.NSK roller bearing catalog, 1989 – 281 с.