

УДК 629.113.012.1:629.113.002

А. Р. Гороновский, доцент, кандидат технических наук, проректор по воспитательной работе (БГТУ);
С. П. Мохов, доцент, кандидат технических наук, заведующий кафедрой (БГТУ);
С. Н. Пищов, кандидат технических наук, доцент; (БГТУ); **С. Е. Арико**, ассистент (БГТУ)

ОЦЕНКА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ВЕДУЩИХ МОСТОВ АВТОТРАНСПОРТНОЙ ТЕХНИКИ МАЗ

Работа посвящена исследованию напряженно-деформированного состояния и усталостной долговечности деталей порталного моста. Разработаны конечно-элементные модели деталей порталного моста и их сопряжений. На основе конечно-элементных моделей выполнена оценка напряженно-деформированного состояния узлов моста и оценка их усталостной долговечности. Даны рекомендации по рациональным путям снижения нагруженности деталей моста и изменению конструкторской документации.

The work is devoted to the study of stress and fatigue life of parts of the bridge portal. Developed finite element models of parts of the bridge and portal interfaces. On the basis of finite element models of the estimate of the stress-strain state of the bridge components and assessment of their fatigue life. The recommendations for rational ways of reducing the loading of parts of the bridge and the changing of design documentation.

Введение. Экспериментальные исследования прочности и долговечности порталного моста выявили детали и элементы сопряжений с низким ресурсом: опорные балки, верхние болты соединения опорных балок моста с картером бортового редуктора, болты соединения цапф с бортовым редуктором. С целью установления причин низкой долговечности указанных элементов и разработки рекомендаций по корректировке конструкторской документации было проведено математическое компьютерное конечно-элементное моделирование работы мест сопряжений цапф и балок с бортовым редуктором порталного моста.

Основная часть. При конечно-элементном моделировании взаимодействия опорных балок с бортовым редуктором учитывались предварительное натяжение крепежных болтов и трение на сопрягаемых поверхностях (постоянный коэффициент трения 0,3) [1]. Схема нагружения сопряжения опорной балки с бортовым редуктором порталного моста приведена на рис. 1. Величина прикладываемого к балке усилия составляла $2F_{ст} = 53,6$ кН. При расчетах усталостной долговечности нагрузка изменялась с амплитудой $\pm F_{ст}$ и частотой 3 Гц относительно $F_{ст}$ [2].

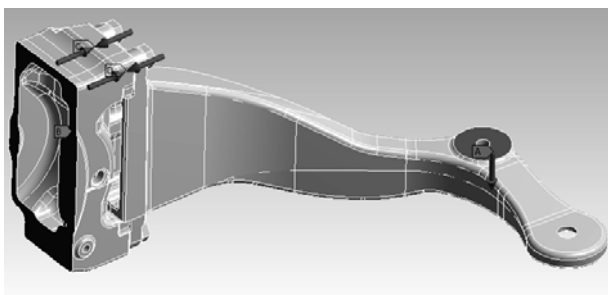


Рис. 1. Схема нагружения сопряжения опорной балки с бортовым редуктором порталного моста

С целью увеличения точности получаемых результатов при расчетах применялась тетраэдральная конечно-элементная сетка с размерами ребер конечного элемента 5 мм. В областях концентрации напряжений величина ребер элементов уменьшалась до 5 раз.

Для сокращения времени расчета в состав модели включена лишь сопрягаемая часть бортового редуктора, которая «жестко» фиксировалась в пространстве по 6 степеням свободы (рис. 2).

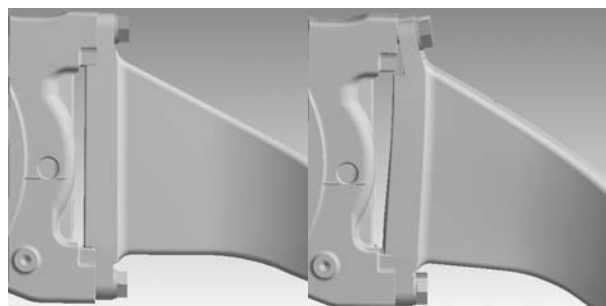


Рис. 2. Начальное и деформированное состояния опорной балки (абсолютные перемещения граней увеличены в 60 раз)

При исследовании усталостной долговечности конструкции сопряжения опорной балки с порталным редуктором полагалось, что детали сопряжений выполнены при строгом соблюдении конструкторской документации, обладают равномерной по объему структурой металла, имеющего физико-механические характеристики [3], которые приведены в таблице.

Работа элементов сопряжений и общий вид деформированного состояния опорной балки приведены на рис. 2 и 3. Из рисунков видно, что наибольшие деформации испытывают верхняя проушина балки и болты ее крепления.

Физико-механические характеристики

Опорная балка		
Материал	Сталь 40Л	
Термообработка	Закалка + отпуск	
$\sigma_{0,2}$	МПа	343
$\sigma_{п}$	МПа	540
σ_{-1}	МПа	–
Болт крепления		
Материал	Сталь 40Х	
Покрытие	Ц6...9 хр. ГОСТ 9.301-86	
$\sigma_{0,2}$	МПа	490
$\sigma_{п}$	МПа	655
σ_{-1}	МПа	380

Анализ разработанной модели показал, что опорные балки испытывают значительные эквивалентные напряжения в местах, изображенных на рис. 3.

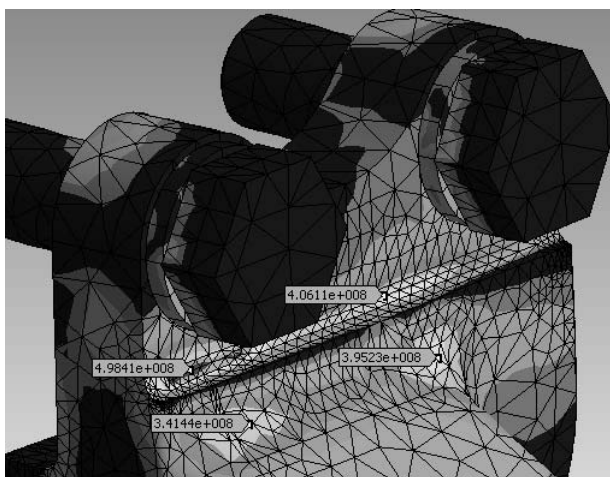


Рис. 3. Распределение эквивалентных напряжений на опорной балке portalного моста

Величина эквивалентных напряжений на гранях верхней проушины достигает 490 МПа, что превышает предел пропорциональности материала на 147 МПа. Работа детали при таких нагрузках ведет к накоплению в них усталостных напряжений и снижению ресурса.

Высокие напряжения, возникающие в детали, являются следствием недостаточных геометрических параметров рассматриваемых сечений и наличия концентраторов, которые образуются в процессе фрезерования контактных поверхностей.

Причиной усталостного разрушения болтов следует считать воздействующие на них растягивающие и изгибающие нагрузки. Обусловленные ими нормальные напряжения в сечении болтов сконцентрированы большей частью по нижней поверхности их ножек.

Расчетные исследования показали, что наименее долговечными деталями сопряжения явля-

ются верхние болты крепления и проушина опорной балки. Установлено, что потеря работоспособности соединения наступит через 112 620 циклов нагружения переменной нагрузкой, вследствие разрушения верхних болтов крепления, и через 474 200 циклов нагружения, вследствие разрушения верхней проушины опорной балки. При этом оба отказа являются независимыми.

Начальным местом разрушения опорной балки следует считать область концентратора на крайнем, ближнем к точке приложения нагрузки ребре проушины.

Проведенные исследования позволили выработать ряд направлений повышения прочности исходной конструкции балок:

- 1) использование дополнительного ребра жесткости;
- 2) увеличение толщины проушины за счет фрезерования лишь посадочных отверстий под болты ее крепления;
- 3) увеличение толщины за счет наращивания задней стенки проушины;
- 4) уменьшение уровня положения болтов.

Использование дополнительного ребра жесткости (рис. 4) в конструкции верхней проушины позволяет перераспределить напряжения и уменьшить их величину в местах концентрации на 180 МПа.

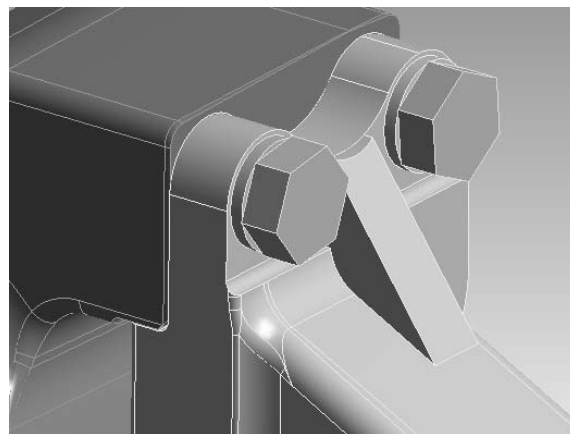


Рис. 4. Использование дополнительного ребра жесткости в конструкции опорной балки

В верхней части ребра жесткости при этом образуется концентратор с величиной эквивалентного напряжения, достигающей 429 МПа. При увеличении радиуса скругления места стыка ребра жесткости с проушиной до 15 мм напряжения в месте образования концентратора уменьшаются до 267 МПа, что является допустимой величиной.

Такое изменение конструкции уменьшает величину эквивалентных напряжений, возникающих в ножках верхних болтов крепления до 488 МПа, что значительно увеличивает их ресурс.

Теоретические исследования показали, что при наличии ребра жесткости в конструкции верхней проушины безотказная работа сопряжения будет обеспечена в течение 10^6 циклов нагружения, за исключением болтов крепления, чей ресурс увеличится до 428 тыс. циклов. Масса опорной балки при этом незначительно увеличится на 140 г и составит 30,025 кг.

Недостатком такого изменения конструкции следует считать отсутствие возможности фрезеровки передней грани проушины за один проход в случае изготовления ребра жесткости литейным способом.

Целесообразно проводить не полное фрезерование грани, а лишь мест под установку шайб болтов крепления (рис. 5). Такой подход позволит увеличить толщину проушины на 3,5 мм до 24 мм, исключить возникновение на ее передней грани концентратора напряжений и уменьшить максимальные эквивалентные напряжения в конструкции. Однако это приведет к увеличению напряжений в области соединения верхней проушины с основной балкой. Величина эквивалентных напряжений при этом будет достигать 398 МПа.

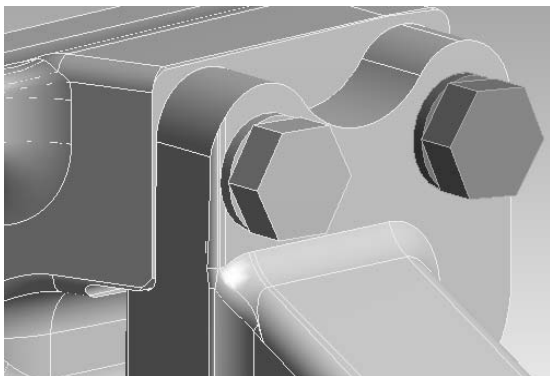


Рис. 5. Распределение эквивалентных напряжений на опорной балке портального моста в конструкции с увеличенной толщиной верхней проушины и опущенными на 7 мм болтами ее крепления

Вследствие увеличения толщины проушины растет длина свободной части ножек болтов крепления, что приводит к увеличению напряжений в местах их вкручивания в редуктор при работе на изгиб. Величина эквивалентных напряжений в ножках болтов при этом увеличивается на 38 МПа.

Уровень расположения верхних болтов значительно влияет на величину возникающих напряжений как у основания проушины, так и на ножках самих болтов. Установлено, что перемещение уровня расположения болтов вниз на 7 мм в конструкции без фрезерования передней грани проушины позволяет снизить максимальные напряжения у ее основания на 75 МПа.

Конструкционно возможным представляется снижение уровня болтов вниз до 12 мм, что позволит снизить максимальные эквивалентные напряжения до 297 МПа.

Увеличение толщины проушины за счет наращивания ее задней стенки имеет ряд негативных последствий. Ее увеличение вызовет уменьшение горизонтальной опорной полки и рост контактных напряжений и напряжений сдвига на ней. С другой стороны, такое изменение конструкции повлечет за собой увеличение длины балки и несоответствие отверстий в опорных элементах балки, демпфера и рамы, что также нерационально. Такое изменение конструкций не избавляет ее от концентратора напряжений в передней части проушины и представляется конструкционно нецелесообразным.

Экспериментальными исследованиями установлено, что наряду с опорными балками, низким ресурсом обладает узел сопряжения опорной цапфы с редуктором портального моста. Общий вид такого сопряжения и схема его нагружения представлены на рис. 6.

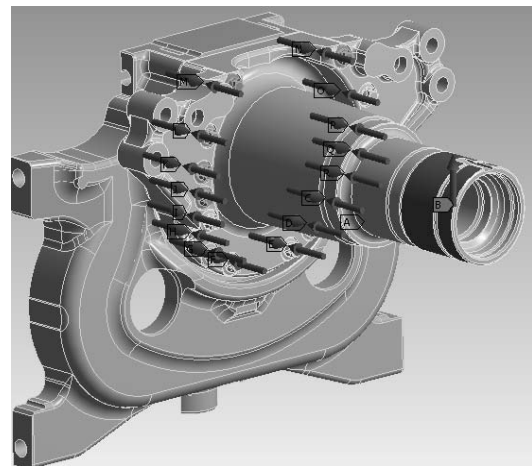


Рис. 6. Общий вид и схема нагружения опорной цапфы

Исходная радиальная нагрузка 107,2 кН, прилагаемая по опорной поверхности цапфы, распределялась неравномерно и была максимальной со стороны сжатия. Результирующий вектор ее приложения был направлен вертикально вверх, что приводило к симметричному нагружению левой и правой сторон сопряжения относительно вертикальной плоскости симметрии. Усилия затяжки винтов составили 4956 Н на каждый из 16 винтов крепления. Закрепление бортового редуктора проводилось по всей поверхности его продольного вертикального сечения. Нагрузка, прикладываемая к цапфе, была распределена неравномерно по нижней части цилиндрической поверхности.

Напряжения, возникающие на внутренней поверхности редуктора и внешней опорной поверхности цапфы, имеют контактный характер и обуславливают требования к их поверхностной прочности, а следовательно, хим- и термообработке.

Величина эквивалентных напряжений, возникающих в корпусных деталях (цапфе и картере бортового редуктора), не превышает 339 МПа, что ниже $\sigma_{0,2}$ при указанной в таблице предварительной термообработке деталей.

Отметим, что напряжения на внутренней контактной поверхности редуктора с цапфой распределены неравномерно. Высокие (до 310 МПа) напряжения в верхней части редуктора вызваны взаимодействием с сопрягаемой поверхностью цапфы. Напряжения в нижней части, напротив, вызваны значительной деформацией винтов крепления.

Исследования показали, что напряжения, возникающие в корпусных деталях, не влияют на общий ресурс сопряжения в пределах 10^6 циклов нагружения. Теоретический расчет ресурса элементов сопряжения позволил установить, что наименее долговечными деталями, определяющими общую наработку до отказа сопряжения, являются 3 нижние пары винтов крепления цапфы. Потеря работоспособности нижней пары винтов произойдет в среднем через 185–190 тыс. циклов нагружения.

Малый ресурс нижних винтов может быть обусловлен значительными растягивающими и изгибающими усилиями, действующими на них. Отсутствие срезающих усилий и, соответственно, напряжений сдвига на ножках винтов обуславливается достаточной величиной посадочных отверстий в цапфе, диаметр которых больше диаметра ножек применяемых винтов на 2,5 мм. Конструкция сопряжения и расчетные усилия затяжки винтов не допускают возможности смещения цапфы в вертикальном направлении на величину, близкую к величине зазора между ножками винтов и внутренней поверхностью посадочного отверстия в цапфе. Отсутствие в винтах деформаций сдвига также подтверждается равномерным распределением напряжений вокруг их ножек на поверхности сопряжения бортового редуктора с цапфой.

В результате конечно-элементного моделирования установлено, что увеличение ресурса нижних винтов после применения фасок в посадочных отверстиях цапфы при проведении экспериментальных исследований стало следствием перераспределения напряжений в теле винта с его ножки на шайбу головки, а также на соседние болты крепления и область взаимодействия верхнего ребра цапфы с редуктором. Данное перераспределение напряжений было вызвано уменьшением опорной поверхности головки вин-

тов с цапфой и их удалением от осей винтов, что снизило жесткость соединения. При этом величина напряжений в зоне контакта ножки с головкой винта возросла до 313 МПа, а в зоне наибольших напряжений уменьшилась до 440 МПа.

Значительно снизить величину напряжений в двух нижних парах винтов позволяет увеличение диаметра их ножек с 14 до 16 мм. Такое изменение конструкции приводит к уменьшению эквивалентных напряжений в нижней паре винтов до 375 МПа, а второй с низу пары винтов – до 208 МПа

Приведенное изменение конструкции позволяет снизить эквивалентные напряжения в элементах сопряжения цапфы с бортовым редуктором до требуемого уровня и обеспечить безотказную работу сопряжения в течение 10^6 циклов нагружения.

Заключение. Компьютерное моделирование нагруженности деталей порталного моста и оценка их прочности и долговечности подтвердили низкий ресурс верхних болтов крепления опорных балок, верхних проушин опорных балок и нижних винтов крепления опорных цапф.

По результатам исследований был разработан комплекс мер, направленных на повышение прочности и долговечности указанных деталей.

Для повышения долговечности опорных балок порталного моста рекомендуется применить в их конструкции ребра жесткости шириной 20 мм или отказаться от фрезерования передней грани верхней проушины и снизить уровень положения болтов ее крепления от 7 до 12 мм. Установлено, что применение ребра жесткости в нижней части опорной балки не является эффективным. Указанные рекомендации можно также использовать совместно.

Для обеспечения безотказной работы сопряжения опорных цапф с бортовым редуктором следует вместо двух нижних пар винтов с диаметрами ножек 14 мм применять винты с диаметрами ножек 16 мм.

В качестве дополнительной меры, способствующей более равномерному распределению напряжений в деталях указанного сопряжения, можно использовать фаски на посадочных отверстиях цапфы.

Литература

1. Огородникова, О. М. Конструкционный анализ в среде ANSYS / О. М. Огородникова. – Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2004. – 68 с.
2. Ицкович, Г. М. Соппротивление материалов / Г. М. Ицкович // М.: Высшая школа, 1966. – 512 с.
3. Трощенко, В. Т. Соппротивление усталости металлов и сплавов / В. Т. Трощенко, Л. А. Сочновский. – Киев: Наукова думка, 1987. – 348 с.

Поступила 21.02.2013