

ЛЕСОПРОМЫШЛЕННЫЙ КОМПЛЕКС. ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ВОПРОСЫ

УДК 339.9:658:630

С. А. Голякевич

Белорусский государственный технологический университет

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЧНОСТИ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ПОЛУРАМЫ ФОРВАРДЕРА «АМКОДОР»

В статье приводятся результаты анализа прочности и усталостной долговечности металлоконструкции технологической полурамы форвардера «Амкодор». Для определения текущих недостатков полурамы выполнен анализ ее базовой конструкции. Детально проанализированы конструктивные особенности и дано сравнение исследуемой полурамы с конструкциями зарубежных аналогов. Отмечаемые в статье особенности и недостатки базовой конструкции иллюстрируются требуемыми сечениями трехмерной модели полурамы, выполненной в программном пакете Siemens NX. Определение характерных режимов нагружения конструкции полурамы проведено для операций погрузки и разгрузки сортиментов. Данные о возникающих в полураме внутренних силовых факторах получены с использованием математической модели, которая предварительно реализована в программном пакете MathCAD. Оценка адекватности модели выполнена на основании данных ряда предварительных экспериментальных исследований. Подробно излагаются особенности задания граничных условий, синтеза конечно-элементной сетки полурамы в САЕ Ansys и также расчета усталостной долговечности элементов полурамы при ее циклическом нагружении. В заключении статьи приводятся конкретные рекомендации по корректировке конструкторской документации на технологическую полураму форвардера и трехмерная модель ее общего вида, имеющие научную новизну и практическую значимость. Также излагаются данные расчетов усталостной долговечности полурамы новой конструкции.

Ключевые слова: форвардер, нагрузка, режим, операция, рама, динамика, прочность.

S. A. Golyakevich

Belarusian State Technological University

RESULTS OF STRENGTH STUDY AND IMPROVEMENT OF CONSTRUCTION TECHNOLOGICAL SEMI-FRAME OF FORWARDER AMKODOR

The article presents the results of the analysis of the strength and fatigue life of the steel structure of the technological semi-frame of the Amkodor forwarder. To determine the current shortcomings of the semi-frame, an analysis of its basic design is performed. The design features are analyzed in detail and the comparison of the investigated semi-frame with the designs of foreign analogs is given. The features and drawbacks of the basic design noted in the article are illustrated by the required cross-sections of the three-dimensional model of the semi-frame executed in the software package Siemens NX. Determination of the characteristic loading regimes of the structure of the semi-frame is carried out for operations of loading and unloading the assortments. Data on the internal force factors arising in the semaphore are obtained using a mathematical model, which was previously implemented in the software package MathCAD. The adequacy of the model is assessed on the basis of a number of preliminary experimental studies. Details are given of the specification of boundary conditions, the synthesis of the finite element mesh of the semi-frame in CAE Ansys, and also the calculation of the fatigue life of the semi-frame elements under cyclic loading. The conclusion of the article contains specific recommendations on the correction of design documentation for the technological semi-frame of the forwarder and a three-dimensional model of its general form that have scientific novelty and practical significance. Data on the calculation of the fatigue life of a new half-frame design.

Key words: forwarder, load, mode, operation, frame, dynamics, strength.

Введение. Создание современных отечественных многооперационных лесозаготовительных машин, способных конкурировать на мировом рынке с лучшими зарубежными аналогами, невозможно без проведения широкого спектра научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ. Важным этапом таких работ является анализ прочности несущих конструкций и разработка рекомендаций по их совершенствованию [1]. Научный интерес вызывает определение технологически обоснованных расчетных режимов нагружения несущих конструкций и интерпретация полученных результатов для последующего использования.

Основная часть. Анализ режимов нагружения технологической полурамы форвардера «Амкодор» проведен с использованием предварительно разработанной пространственной математической модели [2–4]. Характеристики внутренних силовых факторов, действующих на полураму форвардера, приведены в табл. 1 и 2. Исходные характеристики статических режимов нагружения следующие:

1. Статическое удержание сортимента массой 500 кг при вылете манипулятора 6,9 м. Грузовая платформа форвардера порожняя.

2. Статическое удержание сортимента массой 500 кг при вылете манипулятора 6,9 м. Грузовая платформа форвардера загружена сортиментами длиной 2 м. Максимальный расчетный объем загруженной пачки сортиментов с учетом коэффициента ее полндревесности 0,8 составляет $5,8 \text{ м}^3$, что эквивалентно массе сортиментов – 5336 кг при плотности ствольной древесины 920 кг/м^3 .

3. Статическое удержание сортимента массой 500 кг при вылете манипулятора 6,9 м. Грузовая платформа форвардера загружена сор-

тикетами длиной 4 м, массой – 9000 кг.

4. Статическое удержание сортимента массой 500 кг при вылете манипулятора 6,9 м. Грузовая платформа форвардера загружена сортиментами длиной 6 м, массой – 9000 кг.

5. Статическое удержание пачки сортиментов массой 980 кг при вылете манипулятора 4,19 м. Грузовая платформа форвардера порожняя.

6. Статическое удержание сортимента массой 980 кг при вылете манипулятора 4,19 м. Грузовая платформа форвардера загружена сортиментами длиной 2 м, массой – 5336 кг.

7. Статическое удержание сортимента массой 980 кг при вылете манипулятора 4,19 м. Грузовая платформа форвардера загружена сортиментами длиной 4 м, массой – 9000 кг.

8. Статическое удержание сортимента массой 980 кг при вылете манипулятора 4,19 м. Грузовая платформа форвардера загружена сортиментами длиной 6 м, массой – 9000 кг.

Исходные кинематические и массовые характеристики форвардера для динамических режимов нагружения (табл. 2) соответствуют характеристикам статических режимов. В качестве динамического нагружающего параметра рассматривалось торможение гидроцилиндра стрелы манипулятора в процессе опускания пачки сортиментов. Начальная скорость опускания $0,6 \text{ рад/с}$. Расчетная величина замедления, вызванная запирианием гидравлической аппаратуры, $2,5 \text{ рад/с}^2$. Следует учитывать, что рассматриваемый динамический режим нагружения является предельным для конструкций форвардера и на практике может быть вызван исключительно неквалифицированными действиями оператора [5–9].

Таблица 1

Характеристика статических режимов нагружения технологической полурамы

Наименование нагрузки	Расчетный вариант нагружения							
	1С	2С	3С	4С	5С	6С	7С	8С
Крутящий момент на опорной платформе манипулятора $M_{\text{ман}}$, кН·м	58,037	58,309	58,313	58,310	56,459	56,472	56,494	56,505
Опорная реакция на платформе манипулятора $R_{\text{ман}}$, кН	15,646	15,646	15,646	15,646	20,350	20,350	20,350	20,350
Крутящий момент в шарнире сочленения полурам $M_{\text{кд}}$, кН·м	13,689	11,907	10,267	9,415	13,267	11,582	9,993	9,159
Изгибающий момент в шарнире сочленения полурам $M_{\text{изг}}$, кН·м	23,330	47,447	40,347	16,740	27,252	51,266	44,178	20,502
Вертикальная реакция в шарнире сочленения полурам $R_{\text{вш}}$, кН	21,990	38,069	33,335	17,600	24,613	40,680	35,862	20,106
Опорная реакция под задним колесом левого балансира R_2 , кН	4,910	13,666	23,839	27,920	5,602	14,389	24,600	28,710
Опорная реакция под передним колесом левого балансира R_4 , кН	6,420	15,149	24,720	28,190	7,214	15,964	25,557	29,052
Опорная реакция под задним колесом правого балансира R_1 , кН	20,190	29,723	40,589	45,030	20,428	29,941	40,821	45,276
Опорная реакция под передним колесом правого балансира R_3 , кН	22,850	32,111	42,178	45,910	23,211	32,457	42,505	46,226

Характеристика динамических режимов нагружения технологической полурамы

Наименование нагрузки	Расчетный вариант нагружения							
	1Д	2Д	3Д	4Д	5Д	6Д	7Д	8Д
Крутящий момент на опорной платформе манипулятора $M_{ман}$, кН·м	122,500	125,300	125,200	125,600	86,908	86,316	86,316	86,316
Опорная реакция на платформе манипулятора $R_{ман}$, кН	21,092	21,414	21,420	21,511	21,206	21,061	21,141	21,274
Крутящий момент в шарнире сочленения полурам $M_{кр}$, кН·м	36,373	26,379	22,375	20,366	20,143	17,551	15,273	14,139
Изгибающий момент в шарнире сочленения полурам $M_{изг}$, кН·м	27,959	52,028	44,770	21,237	28,000	51,875	44,562	21,133
Вертикальная реакция в шарнире сочленения полурам $R_{вш}$, кН	25,000	40,626	36,235	20,557	24,968	40,797	36,052	20,367
Опорная реакция под задним колесом левого балансира R_2 , кН	0	4,797	14,246	18,151	1,702	9,754	19,590	23,699
Опорная реакция под передним колесом левого балансира R_4 , кН	0	5,835	14,829	18,215	2,956	11,068	20,366	23,904
Опорная реакция под задним колесом правого балансира R_1 , кН	28,432	39,833	51,138	56,046	24,724	34,788	46,013	50,507
Опорная реакция под передним колесом правого балансира R_3 , кН	32,919	43,434	53,917	57,764	28,244	37,897	48,163	51,847

Отдельным рассмотренным расчетным случаем является работа гидроцилиндров складывания полурам в режиме статичного изменения угла складывания полурам при максимальной загрузке грузовой платформы. Исходные данные динамического нагружения для моделирования напряженно-деформированного состояния (НДС) конструкции приведены на рис. 1.

Анализ напряженно-деформированного состояния конструкции полурамы показал, что динамические режимы нагружения отличаются от статических лишь количественными показателями распределения напряжений. В этой связи дальнейшее рассмотрение конструкции осуществлялось для динамических режимов нагружения.

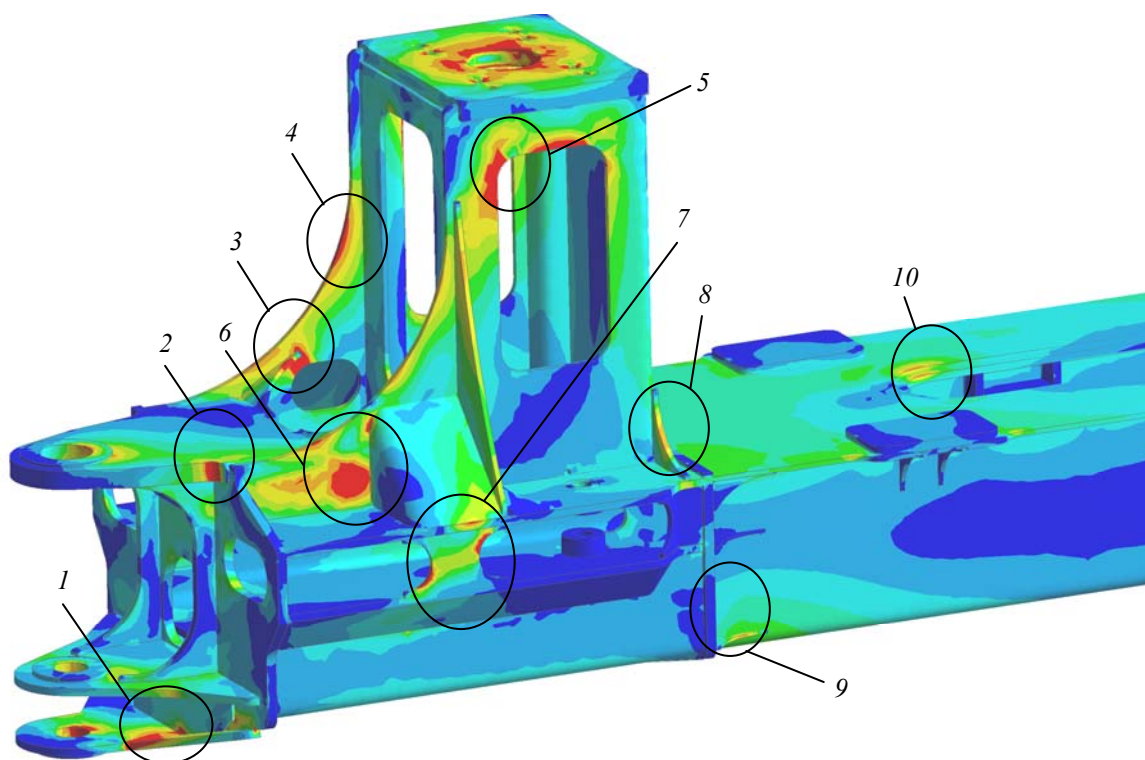


Рис. 1. Распределение участков с наибольшими эквивалентными напряжениями

Величины предельных эквивалентных напряжений в наиболее нагруженных участках конструкции приведены в табл. 3. Ввиду близости расположения участка (рис. 1, поз. 1) к месту приложения граничных условий, величины эквивалентных напряжений не являются характерными и не могут рассматриваться в качестве достоверных.

Таблица 3
Эквивалентные напряжения в конструкции

Режим нагружения	Порядковый номер участка	Величина эквивалентных напряжений, МПа	
		до изменения конструкции	после изменения конструкции
4Д	1	243	186
	2	170	170
	3	156	44 (аналог)
	4	159	51
	5	194	57 (аналог)
	6	164/156	95 (аналог)
	7	138	127 (аналог)
	8	103	98 (аналог)
	9	121	54 (аналог)
	10	134	118

Несмотря на высокую начальную массу базовой технологической полурамы, ее конструкция обладает недостаточной усталостной долговечностью. Так, высокие локальные эквивалентные и первые главные напряжения были установлены на участке между конструкцией шарнирного сочленения полурамы и опорной

площадкой манипулятора. На данном участке следует выделить две характерные области. Первая – на радиусном изгибе продольного листа, соединяющего опорную площадку манипулятора и полушарнир, вторая – в зоне примыкания поперечного усилителя к опоре манипулятора. Напряжения в данных областях могут достигать 159 МПа и 164 МПа соответственно. При этом, допускаемыми эквивалентными напряжениями для рассмотренных деталей является величина 120 МПа, с учетом температурного изменения свойств стали 09Г2С в местах сварных соединений. Для сварных участков соединений допускаемыми напряжениями при полном проваривании по толщине следует считать 100–105 МПа. При неполном проваривании – не более 75–80 МПа.

Высокие напряжения в данных областях вызваны в большей степени действием изгибающего момента от собственных масс полурамы, манипулятора и пачки погруженных сортиментов. На рассматриваемом участке в нижней части полурамы (рис. 2) находится смотровое окно, обеспечивающее доступ для обслуживания промежуточной опоры карданного вала. Данное окно расположено на наиболее нагруженном участке полурамы, на краю сечения, работающего одновременно на изгиб и кручение, и несмотря на значительное (по массе) усиление пластиной, толщиной 16 мм и двумя продольными лонжеронами – не может обеспечить требуемой долговечности конструкции.

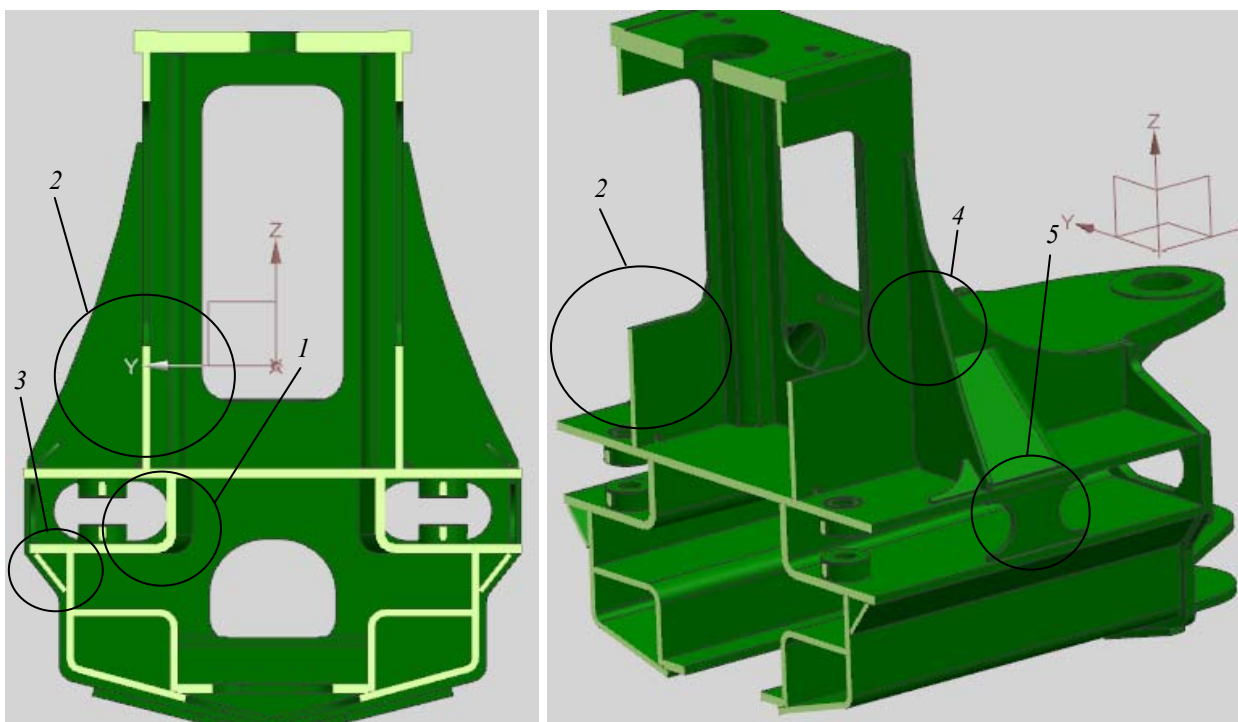


Рис. 2. Поперечное сечение базовой технологической полурамы

Опорная платформа манипулятора надстроена над основной частью полурамы и представляет собой плиту размером 37–40 мм, опирающуюся на стойки, каждая из которых выполнена из 1/4 трубы прямоугольного сечения. Стойки защиты с трех сторон перфорированным листом толщиной 12 мм и одним глухим листом той же толщины в задней части площадки. Следует отметить, что конструкции рамы и опорной площадки манипулятора при компенсации нагружения изгиба в продольной плоскости работают обособленно. То есть элементы являются дублирующими по своей несущей функции, поэтому их масса также избыточна.

Рассматривая поперечное сечение рамы в зоне вертикальной оси установки колонны манипулятора, следует отметить, что усилие от его опорной платформы распределяется на верхние продольные лонжероны, внутренние части которых одновременно являются местами установки гидроцилиндров поворота форвардера (рис. 2, поз. 1).

Расположение вертикальных опор платформы манипулятора (рис. 2, поз. 2) в продольной плоскости не соответствует положению внутренних стенок верхних лонжеронов (рис. 2, поз. 1), поэтому передача вертикального усилия от манипулятора происходит не центрально. Для компенсации возникающих при этом изгибающих моментов нижние полки продольного лонжерона выведены наружу относительно стенок самой рамы и усилены продольными косынками в нижней части (рис. 2, поз. 3). Опорная платформа манипулятора также усилена поперечными косынками (рис. 2, поз. 4), предотвращающими появление существенных напряжений вдоль боковых сварных швов в зоне контакта платформы манипулятора и верхнего листа полурамы. Однако зона контакта является консольной относительно боковой стенки верхнего лонжерона. Поэтому сам лон-

жерон в этой области усилен пластиной (рис. 2, поз. 5), перераспределяющей напряжения с верхней полки лонжерона на нижнюю. Внизу, поперек рамы, позади задней части опорной платформы манипулятора установлен промежуточный лист толщиной 20 мм (рис. 3), перфорированный в центральной части и служащий для соединения переднего коробчатого сечения рамы с толщиной стенки 12 мм и заднего – толщиной 8 мм. Само соединение представляет собой два замкнутых сварных шва по контуру перфорированного листа. Такое сварное соединение без продольного разнесения положений швов (как в аналогичных конструкциях форвардеров Komatsu и Rottne) также следует считать мало надежным при достижении критических величин напряжений.

За отмеченным перфорированным листом, в нижней части полурамы по всей ее длине (до участка крепления балансирного моста) расположен продольный лист толщиной 10 мм. Его использование призвано компенсировать продольный изгиб.

Вдоль верхнего продольного листа полурамы в областях примыкания опор коников установлено по две косынки с каждой из сторон и выполнено локальное уширение листа. Отмеченные конструктивные особенности полурамы являются нетехнологичными в производстве.

Существенным ограничением в изменении поперечных размеров полурамы являются габариты конструкции крепления балансирного моста и шарнирного сочленения, которые технологически не могут быть уменьшены. В этой связи рациональной габаритной шириной полурамы следует считать 600 мм. В случае изменения конструкции крепления моста и полушарнира на полураме энергетического модуля, ширина полурамы может быть уменьшена до 500 мм без существенного снижения усталостной долговечности.

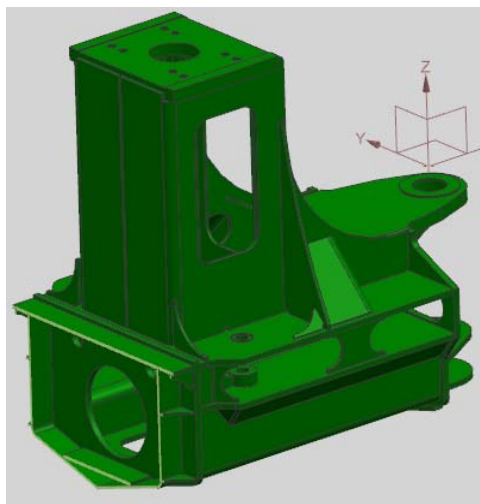
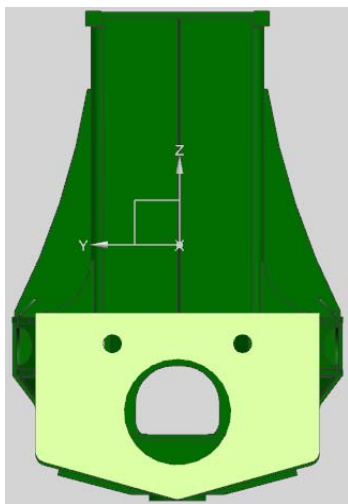


Рис. 3. Сечение базовой технологической полурамы, выполненное позади опорной платформы манипулятора

При этом масса полурамы может быть дополнительно снижена на величину до 170 кг. В связи с установкой манипулятора новой конструкции (Kesla 304) и разности в высоте его колонны относительно базового варианта (Kesla 303) положение опорной площадки манипулятора может быть снижено до 100 мм (разность между высотами колонн составляет 75 мм).

Для повышения усталостной долговечности полурамы и снижения ее массы следует значительно изменить ее общую конструкцию. Так, следует исключить из конструкции нижнее смотровое окно, а для обеспечения доступа к промежуточной опоре карданного вала следует предусмотреть два отдельных, более широких окна (130 мм) в боковой части полурамы (начальная ширина 120 мм). Окна находятся в области средней линии полурамы и не испытывают значительных напряжений (рис. 4).

При большинстве режимов нагружения они не превышают 40 МПа. Указанное позволяет полностью отказаться от нижних лонжеронов, а нижний перфорированный лист усиления заменить на более тонкий (толщиной 8 мм), который будет являться цельным на всем протяжении от

шарнирного сочленения до центрального шпангоута. За шпангоутом данный лист следует исключить из конструкции ввиду его избыточности. Ширину полурамы и опорной платформы манипулятора на данном участке следует привести в соответствие с шириной полурамы под погрузочной площадкой (600 мм), а толщину листа уменьшить с 12 мм до 8 мм. Масса листа снизится до 33%. Такое конструктивное изменение позволит технологично изготавливать цельногнутые боковые листы полурамы и опорной платформы манипулятора на всей их протяженности.

Верхние лонжероны также следует исключить из конструкции. Их несущая функция может быть выполнена передними стойками опорной платформы манипулятора (рис. 5, поз. 1).

Их исполнение следует произвести следующим образом. Передние опоры выполняются косыми под углом около 60° (рис. 5, поз. 1) и опираются на верхнюю плиту шарнирного сочленения полурам (рис. 5, поз. 2). Такое конструктивное решение позволит компенсировать действие разнонаправленных изгибающих моментов от рамы и манипулятора в месте соединения косой передней стойки с шарниром сочленения.

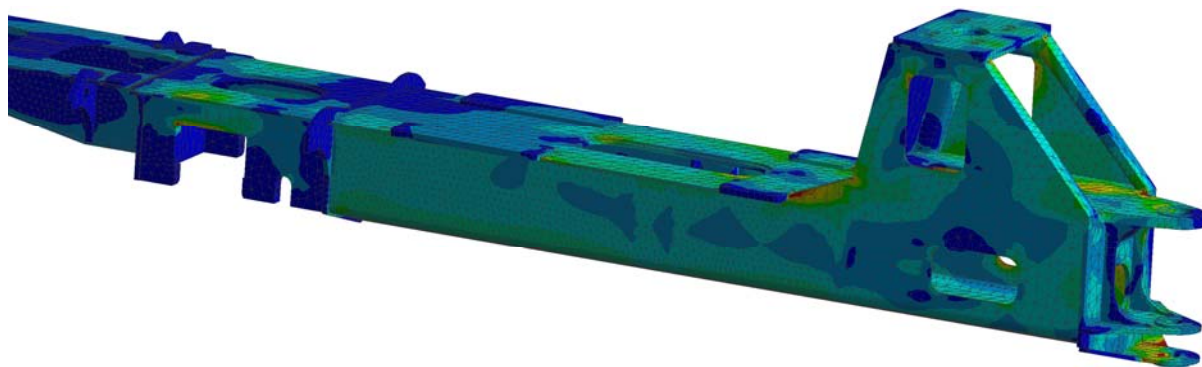


Рис. 4. Общий вид напряженно-деформированного состояния конструкции технологической полурамы

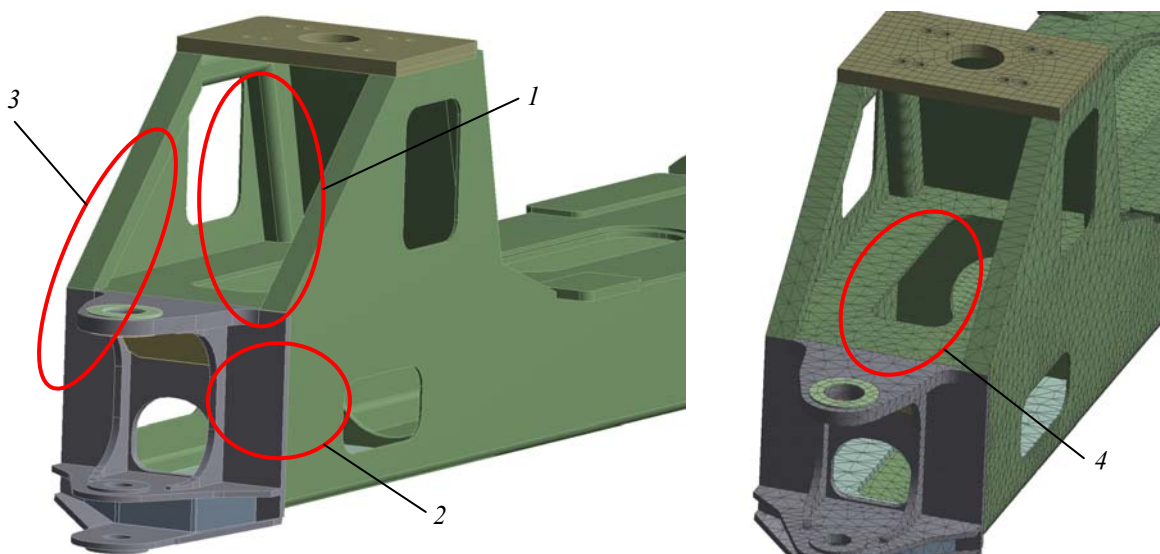


Рис. 5. Предложения по изменению конструкторской документации

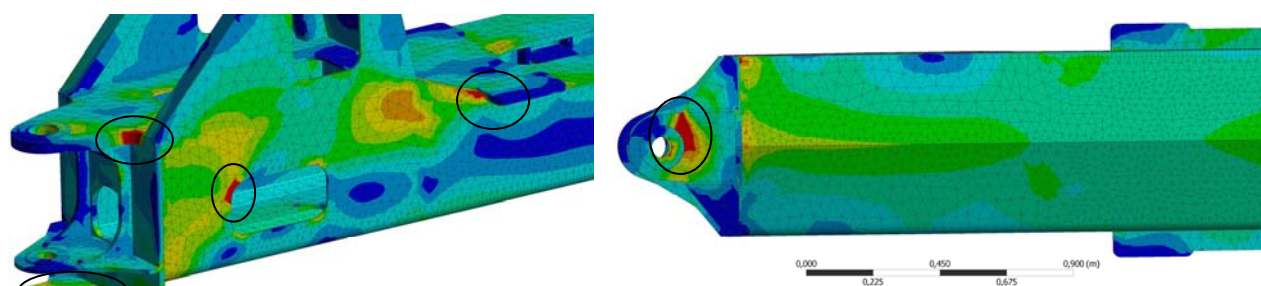


Рис. 6. Напряженно-деформированное состояние полурамы предлагаемой конструкции (выделены зоны с эквивалентными напряжениями свыше 100 МПа)

В зоне данного контакта стоит предусмотреть связь верхней плиты шарнира с верхним продольным листом коробчатого сечения полурамы. Реализовать ее следует по углам верхней плиты в области примыкания передних стоек платформы манипулятора. Сам верхний лист возможно облегчить, выполнив в нем перфорацию в соответствии с прилагаемой трехмерной моделью полурамы (рис. 5 поз. 4). Лист следует поднять на уровень верхней грани верхней опоры шарнирного сочленения. Верхнюю часть передних стоек опорной платформы необходимо связать с задними.

Такое конструктивное изменение позволит стойкам опорной платформы не только выполнять несущую функцию для манипулятора, но и значительно компенсировать продольный изгибающий момент, действующий на полураму. При этом масса полурамы снизится, а ее прочность и усталостная долговечность будут, напротив, повышены.

Боковые части верхнего продольного листа полурамы (находящегося под кониками грузовой платформы) достаточно выполнить в виде прямого контура без дополнительных изгибов. При этом усталостная долговечность конструкции не изменится, а конструкция будет более технологичной.

Проведенные исследования показывают, что при реализации данных предложений общая масса несущих элементов конструкции технологической полурамы без учета элементов крепления на участке от шарнирного сочленения до балансирного моста будет уменьшена с 1746 кг до 1443 кг, т. е. на 303 кг.

Заключение. Использование приведенных рекомендаций по корректировке конструкторской документации существенно повышает прочность и усталостную долговечность полурамы на всех режимах нагружения. Для примера рассмотрим наиболее нагруженный режим 4Д (табл. 2). Крутящий момент на платформе

манипулятора на данном режиме превышает величину статического момента более чем в 2 раза. При этом величина действующих напряжений в зоне их максимальных значений не превышает 128 МПа (рис. 6).

Величины эквивалентных напряжений для расчетного режима нагружения 4Д (табл. 2) на участках рамы «до» и «после» внесения изменений в ее конструкцию сведены в табл. 3. Эквивалентные напряжения на большинстве рассмотренных участков снижены до 1,8–3,1 раза.

Кроме отмеченных изменений в передней части полурамы, задняя ее часть, следующая за балансирным мостом, должна, по возможности, быть выполнена в виде хребтовой, а не лонжеронной конструкции. Максимальные напряжения, действующие в этой зоне, не превышают 65 МПа, а на большинстве участков составляют 35–40 МПа, т. е. более чем в 3 раза ниже допускаемой величины. Такое изменение позволит снизить массу задней части полурамы с 168 кг до 122 кг (на 46 кг) и обеспечит требуемую усталостную долговечность.

Таким образом, минимальное достигаемое снижение массы технологической полурамы форвардера А-2631 составит 303 кг, в случае изменения задней части полурамы – 349 кг, а при уменьшении ширины рамы до 500 мм (необходима корректировка конструкции шарнирного сочленения и крепления балансирного моста) – около 520 кг. Последующее снижение массы технологической полурамы возможно только после корректировки режимов реального нагружения, выявленных в результате экспериментальной эксплуатации опытного образца.

В дополнение к проведенным исследованиям и рекомендациям по корректировке конструкторской документации следует отдельно рассмотреть размещение гидроцилиндров складывания полурам, работа которых не отражена в предлагаемой конструкции.

Литература

1. Анализ тенденций развития конструкций многооперационных лесозаготовительных машин / С. П. Мохов [и др.] // Труды БГТУ. 2012. № 2: Лесная и деревообаб. пром-сть. С. 18–20.

2. Голякевич С. А. Математическая модель для оценки несущих конструкций многооперационных лесозаготовительных машин // Труды БГТУ. 2013. № 2: Лесная и деревообаб. пром-сть. С. 65–72.

3. Голякевич С. А. Повышение надежности несущих конструкций многооперационных лесных машин выбором режимов работы на основе энергетического потенциала: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.21.01. Минск, 2013. 27 с.

4. Golyakevich S., Goronovsky A. Workload estimation of harvesters during the operations of work cycle // Transport. 2013. Issue 28 (3). P. 323–330.

5. Голякевич С. А. Анализ эксплуатационных режимов работы многооперационных лесозаготовительных машин // Труды БГТУ. 2013. № 2: Лесная и деревообаб. пром-сть. С. 72–78.

6. Gellerstedt S. Operation of the Single-Grip Harvester: Motor-Sensory and Cognitive Work // J. of Forest Engineering. 2002. Vol. 13, no. 2. P. 45–47.

7. Гинзбург Ю. В. Швед А. И., Парфенов А. П. Промышленные тракторы. М.: Машиностроение, 1986. 296 с.

8. Голякевич С. А., Гороновский А. Р. Эффективность работы многооперационных лесозаготовительных машин с учетом ограничивающих факторов // Труды БГТУ. 2012. № 2: Лесная и деревообаб. пром-сть. С. 8–11.

9. Жуков А. В. Теоретические основы выбора технических параметров и улучшения эксплуатационных свойств специальных лесных машин: автореф. дис. ... докт. техн. наук: 05.21.01. Л., 1987. 315 с.

References

1. Mokhov S. P., Golyakevich S. A., Pishchov S. N., Ariko S. Ye. Analysis of trends in the development of multioperational forest machines. *Trudy BGTU* [Proceedings of BSTU], 2012, no. 2: Forest and Woodworking Industry, pp. 18–20 (In Russian).

2. Golyakevich S. A. A mathematical model for estimating the loading of load-bearing structures of multioperational forest machines. *Trudy BGTU* [Proceedings of BSTU], 2013, no. 2: Forest and Woodworking Industry, pp. 65–72 (In Russian).

3. Golyakevich S. A. *Povyshenie nadezhnosti nesushchikh konstruksiy mnogooperatsionnykh lesnykh mashin vyborom rezhimov raboty na osnove energeticheskogo potentsiala: Avtoref. dis. kand. tekhn. nauk* [Increasing the reliability of load-bearing structures of multi-operation forest machines by selecting operating modes based on the energy potential. Abstract of thesis cand. techn. sci.]. Minsk, 2013. 27 p.

4. Golyakevich S., Goronovsky A. Workload estimation of harvesters during the operations of work cycle. *Transport*, 2013, issue 28 (3), pp. 323–330.

5. Golyakevich S. A. Analysis of operational modes of operation of multi-operative logging machines. *Trudy BGTU* [Proceedings of BSTU], 2013, no. 2: Forest and Woodworking Industry, pp. 72–78 (In Russian).

6. Gellerstedt S. Operation of the Single-Grip Harvester: Motor-Sensory and Cognitive Work. *J. of Forest Engineering*, 2002, vol. 13, no. 2, pp. 45–47.

7. Ginzburg Yu. V., Shved A. I., Parfenov A. P. *Promyshlennye traktory* [Industrial tractors]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1986. 296 p.

8. Golyakevich S. A., Goronovskiy A. R. Efficiency of multi-operation logging machines taking into account limiting factors. *Trudy BGTU* [Proceedings of BSTU], 2012, no. 2: Forest and Woodworking Industry, pp. 8–11 (In Russian).

9. Zhukov A. V. *Teoreticheskie osnovy tekhnicheskikh parametrov i uluchsheniya ekspluatatsionnykh svoystv spetsial'nykh lesnykh mashin: Avtoref. dis. dokt. tekhn. nauk* [Theoretical bases of a choice of technical parameters and improvement of operational properties of special forest machines. Abstract of thesis doct. techn. sci.]. Leningrad, 1987. 315 p.

Информация об авторе

Голякевич Сергей Александрович – кандидат технических наук, доцент кафедры лесных машин, дорог и технологий лесопромышленного производства. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: gsa@belstu.by

Information about the author

Golyakevich Sergey Aleksandrovich – PhD (Engineering), Assistant Professor, the Department of Logging Machinery, Forest Roads and Timber Production Technology. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: gsa@belstu.by

Поступила 20.02.2018