

$$\begin{cases} R_A = \frac{P_{вэс} \cdot b - P_6 \cdot X_{S6}^{max} + P_{эп} \cdot (L + a)}{L} \\ R_A \geq 0.2 \cdot (P_{вэс} + P_6 + P_{эп}) \end{cases} \quad (13)$$

В результате решения системы (13) получаем условие управляемости агрегата, ограничивающее вес, переводимой в транспортное положение НМ:

$$P_6 \leq \frac{P_{вэс} \cdot (5 \cdot b - L) + P_{эп} \cdot (4 \cdot L + 5 \cdot a)}{X_{S6}^{max} + L} \quad (14)$$

Таким образом, очевидно, что ПНУ оценивается на соответствие техническим требованиям по разным критериям качества, то есть синтезированный вариант ПНУ характеризуется многокритериальностью оценки.

Для поиска компромиссного проектного решения была использована созданная в БНТУ система моделирования и многокритериальной оптимизации, базирующаяся на методе использования пространства оптимизируемых параметров [7] с выделением паретовских решений и определением из них окончательного. Разработанный программный комплекс в качестве базового модуля может быть использован для модернизации существующих и разработки аналогичных по структуре подъемно-навесных устройств других мобильных машин, например строительно-дорожных, грузоподъемных и землеройных.

Литература. 1. Гуськов В.В. и др. Тракторы, часть 3, конструирование и расчет: учебное пособие для вузов. -Мн.: Высшая школа, 1981. -383с. 2. Попов В.Б. Аналитические выражения кинематических передаточных функций механизмов навески энергоносителей «Вестник ГГТУим. П.О.Сухого» 2000г. 3. Попов В.Б. Аналитическое определение грузоподъемности подъемно- навесного устройства мобильного энергоносителя. Машиностроение: Сб. научн. Трудов. Вып. 18. Под ред. И.П. Филонова.- Мн.: УП «Технопринт», 2002.- С. 466-472. 4. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика гидравлических и пневматических приводов автомобилей. – М.: Машиностроение, 1980. – 231с., илл. 5. Озол О.Г. Теория механизмов и машин. Пер. с латыш./Под ред.С.Н. Кожевникова.- М.: Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1984.- 432 с. 6. СТ СЭВ 5391-85 Тракторы сельскохозяйственные. Устройство навесное трехточечное заднее. Кинематические параметры и технические требования. 7. Соболев И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. – М.: Наука, 1981. – 110с.

УДК 338: 621

П.П. Капуста, Д.В. Вихренко

КОНЕЧНОЭЛЕМЕНТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ, ОЦЕНКА НАГРУЖЕННОСТИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ РАМ АВТОМОБИЛЬНЫХ ПОЛУПРИЦЕПОВ

*Белорусский национальный технический университет
РУП "Минский автомобильный завод"
г. Минск, Беларусь*

В настоящее время наиболее перспективным методом оценки нагруженности узлов и деталей мобильных машин на стадии проектирования является имитационное моделирование [1, 5, 6].

Для прогнозирования достоверного ресурса какого-либо узла (детали) необходимо пройти три этапа [3, 4, 6]:

- воспроизведение нагрузок на рассматриваемый узел, соответствующих реальной эксплуатации с учетом промежуточных звеньев, если они есть;
- определение напряжений, возникающих в деталях рассматриваемого узла;
- оценка ресурса на основе характера изменения напряжений во времени (в километрах пробега) [2 ... 4, 6].

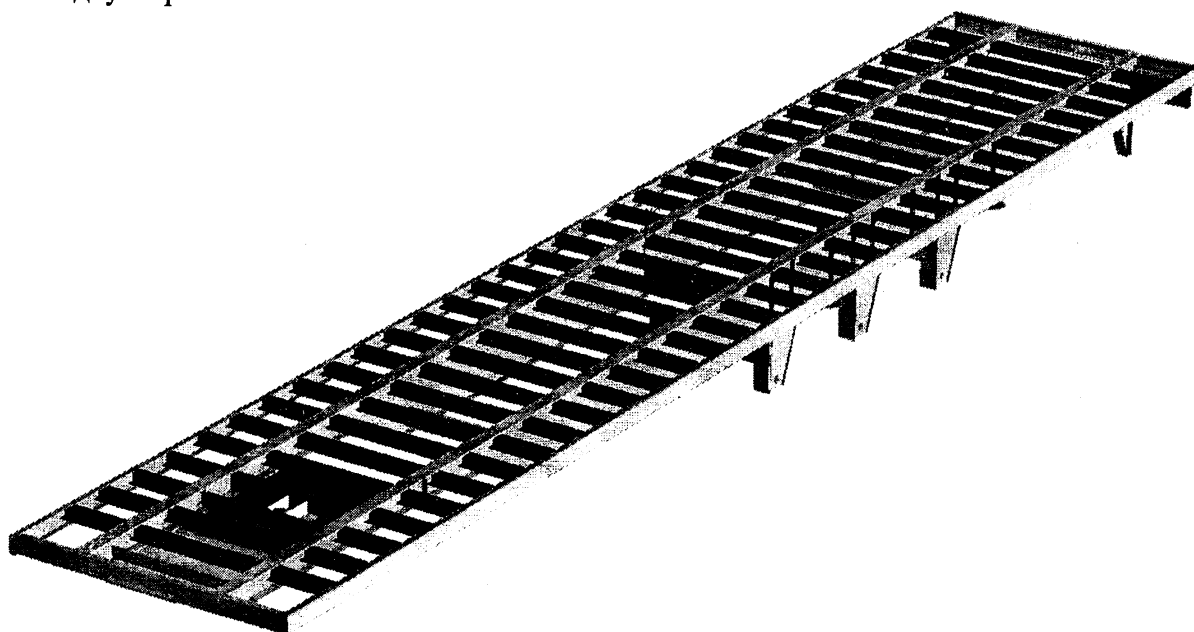
При использовании имитационного моделирования эти этапы выглядят следующим образом [4 ... 6]:

- создание модели всей мобильной машины в специальном пакете динамического анализа, в которой в общем виде отражены взаимосвязи узлов и их физические свойства такие, как массовые характеристики и жесткость; здесь же воспроизводится характерный режим нагружения, применительно к автотранспортным средствам это характеристики микропрофиля дороги и скорость движения;
- создание математической модели, позволяющей определить точные значения случайного спектра нагружающих напряжений в любой “точке” рассматриваемого элемента (детали), возникающих от воздействия на узел нагрузок, определяемых на первом этапе;
- определение ресурса рассматриваемого узла по соответствующим гипотезам суммирования усталости на основании нагрузочных блоков, состоящих из эквивалентных по повреждающему воздействию симметричных или отнулевых напряжений, определяемых на втором этапе.

В данной работе рассматриваются второй этап, а именно создание конечно-элементной модели на примере рам полуприцепов – серийной и новой (рис. 1).

Несмотря на то, что метод конечных элементов появился достаточно давно, достоверные расчеты таких узлов, как рамы, стали возможны лишь в последнее время с появлением компьютеров, позволяющих производить расчеты моделей, имеющих свыше миллиона степеней свободы. Так, представленные модели рам содержат приблизительно 190.000 узлов, 200.000 элементов и 1.100.000 степеней свободы (рис. 2).

Конструкция представляет собой лонжеронную раму лестничного типа. Характерной особенностью такой рамы является наличие двух лонжеронов, соединенных между собой дискретными связями – поперечинами. Лонжероны рамы имеют сечение типа двутавр.



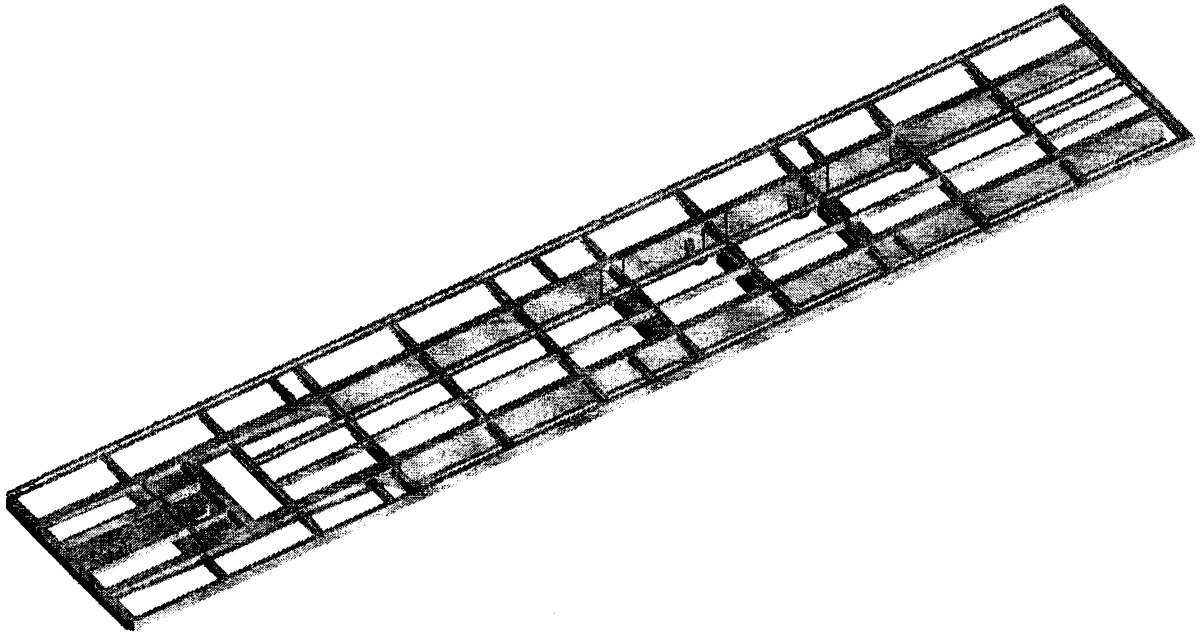


Рис. 1. Рамы полуприцепов (вверху – серийная, внизу - новая)

Поперечины представляют собой балки Z-образного сечения, выполненные из проката. Крепление поперечин к лонжеронам обеспечивается сваркой по стенкам и полкам поперечин с одной стороны так, что с другой стороны остается зазор. В передней части рамы устанавливается плита наката для опоры полуприцепа на седло тягача. В задней части привариваются кронштейны подвески. Таким образом, вся силовая конструкция рамы получается сваркой между собой составляющих деталей без применения болтовых и заклепочных соединений.

В конечноэлементной модели (рис. 2.) использовались 3-х мерные 3-х и 4-х узловые конечные элементы типа пластины I-го порядка с 6-ю степенями свободы в каждом узле. Для моделирования подвески и некоторых деталей навесного оборудования использовались 3-х мерные 2-х узловые конечные элементы типа балки I-го порядка с 6-ю степенями свободы в каждом узле.

При моделировании седельно-сцепного устройства использовались 3-х мерные

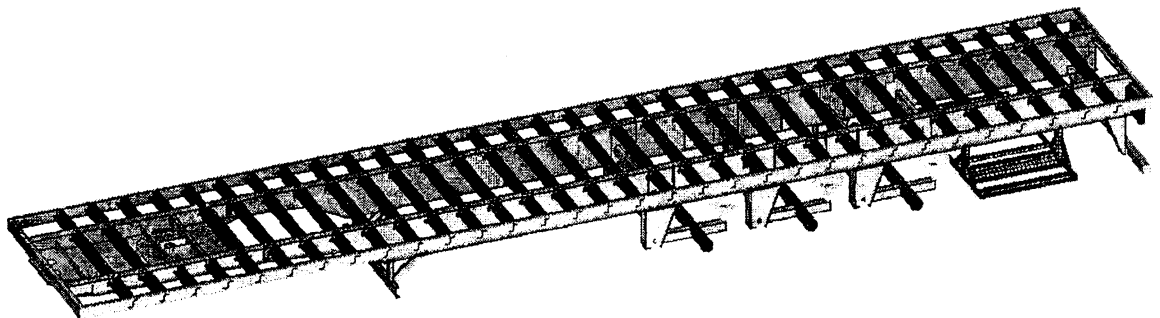


Рис. 2. Конечноэлементная модель рамы

объемные элементы I-го порядка с 3-мя степенями свободы в каждом узле.

Перед расчетом к конечным элементам прикладывались соответствующие свойства – материал (модуль Юнга и коэффициент Пуассона), толщины для пластин и характеристики поперечных сечений для балок.

Т.к. рама полуприцепа является сварной конструкцией, то модель создавалась для решения в линейной постановке. Многослойные соединения моделировались двойной толщиной.

Пневмобаллоны моделировались как абсолютно жесткое тело и всю нагрузку от подвески передают на опоры.

Подвеска моделировалась балочными элементами, имеющими жесткость, эквивалентную реальным элементам подвески. Для моделирования в подвеске цилиндрических шарниров использовались специальные соединения, связывающие в необходимом соотношении линейные и угловые степени свободы соседних узлов.

Предварительные расчеты рам представляют собой оценку прочности при статическом режиме нагружения. Проводится два расчета при следующих случаях нагружения:

- нагрузка от веса груза в кузове 26000 кг;
- комбинированный случай нагружения, соответствующий наезду колесами одной стороны груженого полуприцепа на неровность дороги высотой 20 см. Данный режим нагружения выбран исходя из того, что на разбитой дороге максимальная высота (глубина) неровностей составляет 15-20 см [7].

Для задания адекватного нагрузочного режима от веса груза в расчетную модель введен пол, заданный пластинчатыми конечными элементами с модулем Юнга 10 ГПа, соответствующим деревянной фанере. Из-за значительно меньшей жесткости данный пол не оказывает существенного влияния на жесткость собственно несущей конструкции расчетной модели. Нагрузка от веса груза распределяется равномерно по всей площади грузовой платформы (рис. 3).

При первом случае средняя ось полуприцепа закреплена от вертикальных перемещений, а закрепление передней и задней осей подобрано таким образом, чтобы обеспечивалось равенство реакций на колесах. В зоне седельно-сцепного устройства смоделирована ось качания седла и закреплена от вертикальных и горизонтальных перемещений.



Рис. 3. Нагружение модели при 1-м случае расчета

При наезде на препятствие нагрузочный режим рассчитывался исходя из обеспечения необходимого угла закручивания. Так, при наезде одним колесом угол составляет $\arctg(200/2040)=5,6^\circ$, где 200 мм – высота неровности, 2040 мм – колея колес. Из этого значения вычитаем 3° , на которые может повернуться седло в поперечной плоскости. Остается $2,6^\circ$, следовательно, перепад высот составляет $2040 \cdot \tg 2,6^\circ = 92$ мм. Таким образом, правому среднему колесу задаем перемещение плюс 46 мм, левому минус 46 мм. Перемещение передней и задней осей подбираем из условия равенства реакций на колесах одного борта (рис. 4).

Отметим, что выбранные режимы нагружения являются более тяжелыми, чем при эксплуатации, т.к. при расчете не учитывается податливость пневмоэлементов подвески.

Реальную высоту неровности можно оценить, сопоставляя реакции на колесах с характеристиками пневмоэлементов. Так, при расчете серийной рамы реакции на колесах при закручивании рамы на $2,6^\circ$ по осям изменяются на 2,9 кН (с 28,4 кН под действием только веса груза до 31,3 кН с одной стороны и 25,5 кН с другой). Приводя к пневмоэлементу, получаем 1,65 кН. По характеристике пневмоэлемента получаем хода 130 мм на сжатие и 170 мм на отбой. Приведя к точке пересечения оси и опоры, получаем суммарный ход подвески 175 мм. Пересчет к оси колеса дает 275 мм, что вместе с закручиванием рамы дает суммарную высоту неровности 475 мм.

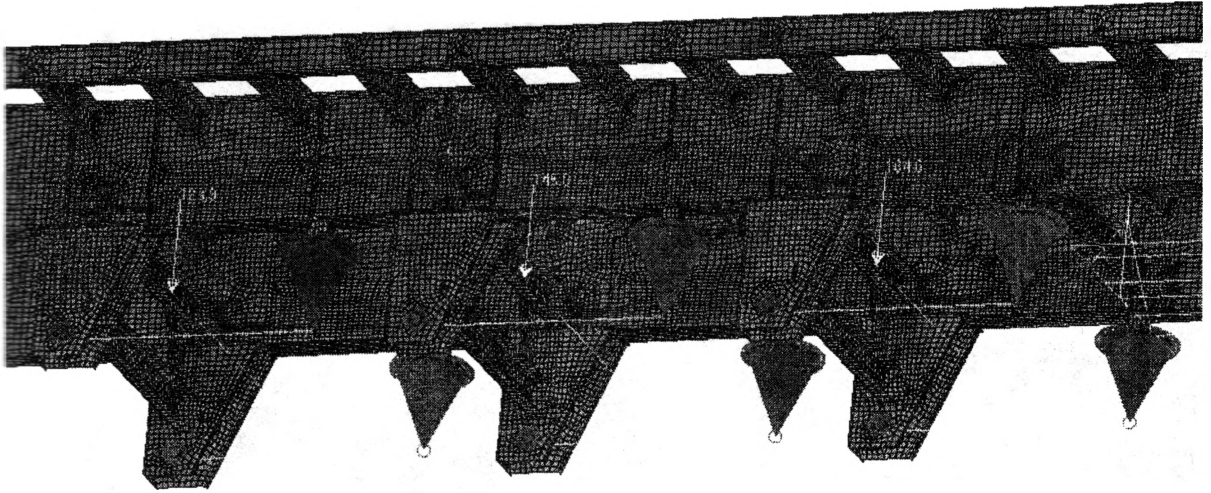
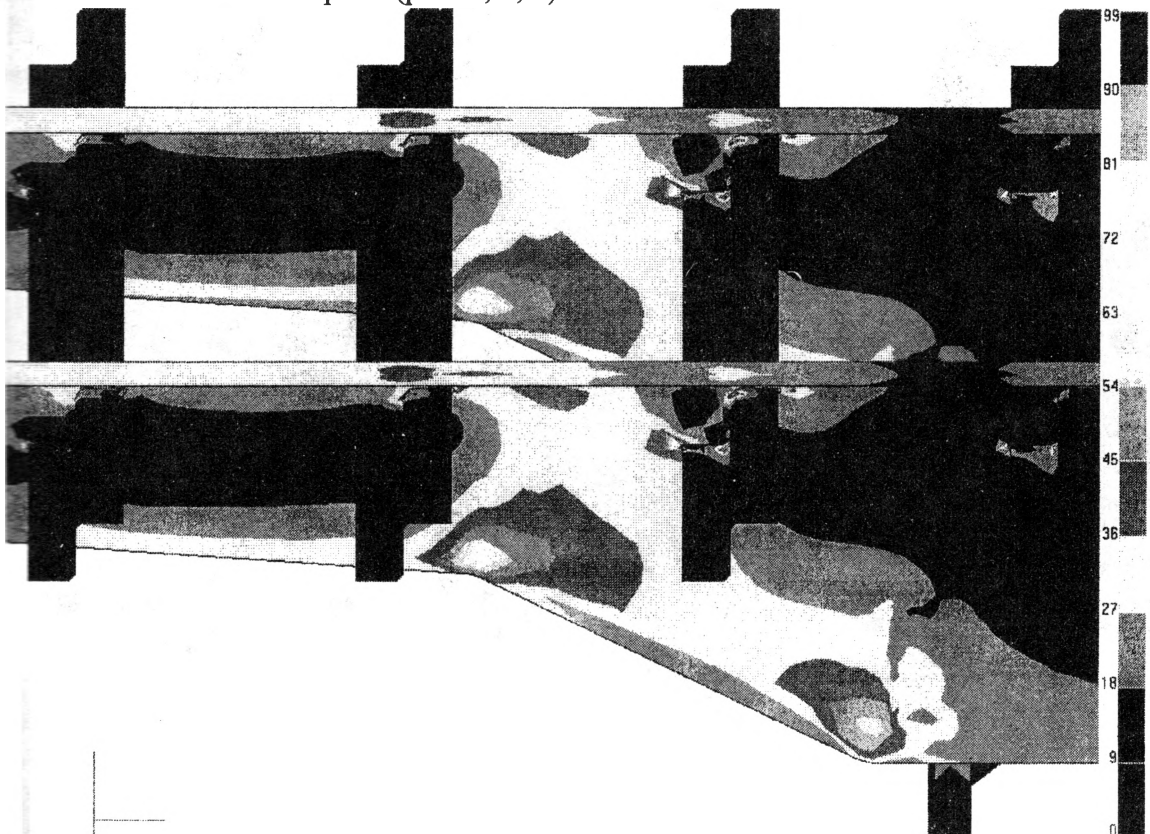


Рис. 4. Нагружение модели при 2-м случае расчета

Аналогично определяем для нового полуприцепа. Изменение реакций составляет 2,6 кН, приведенно к пневмоэлементу 1,5 кН, суммарный ход пневмоэлементов 280 мм, подвески 165 мм, при пересчете к оси колеса 260 мм, суммарная высота неровности 460 мм.

В результате расчета получаем картину распределения напряжений в рамах.

Наибольшие напряжения возникают в передней части рамы в зоне изменения высоты лонжерона, а также в зоне изменения жесткости в зоне седельно-сцепного устройства в серийной раме. В новой раме эта зона несколько изменилась, здесь нет такого резкого изменения жесткости, поэтому высокие напряжения возникают только в зоне изменения высоты лонжерона (рис. 5, 6, 7).



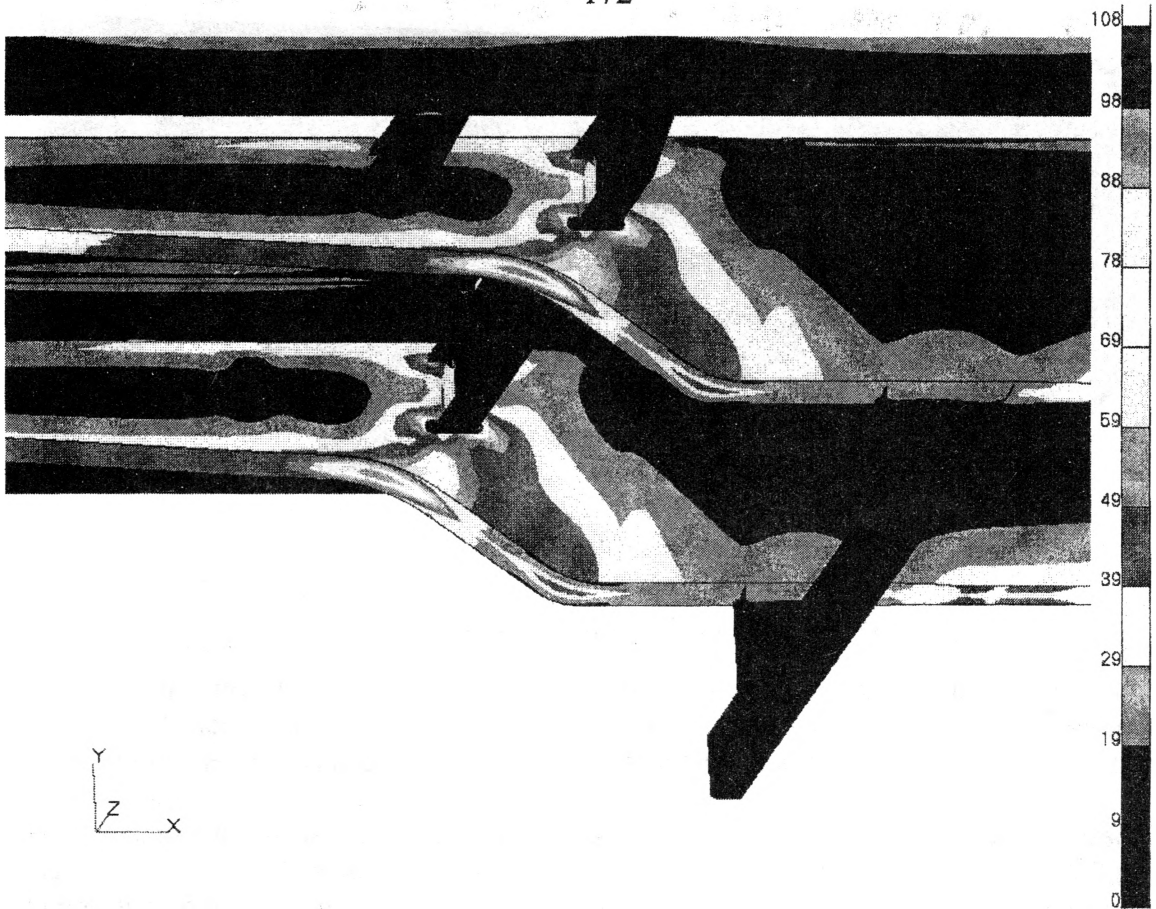


Рис. 5. Эквивалентные напряжения в зоне изменения высоты лонжерона при изгибе (вверху –серийная рама, внизу – новая)

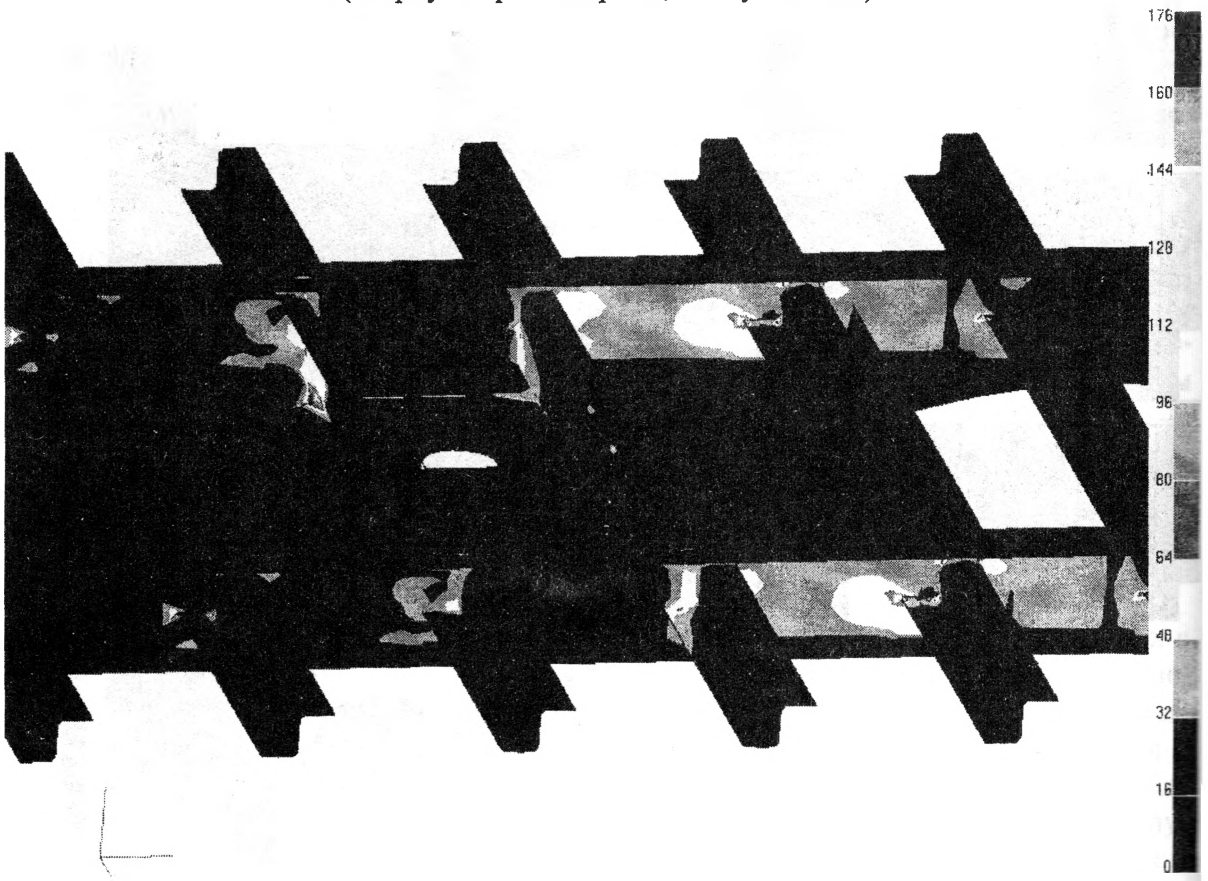
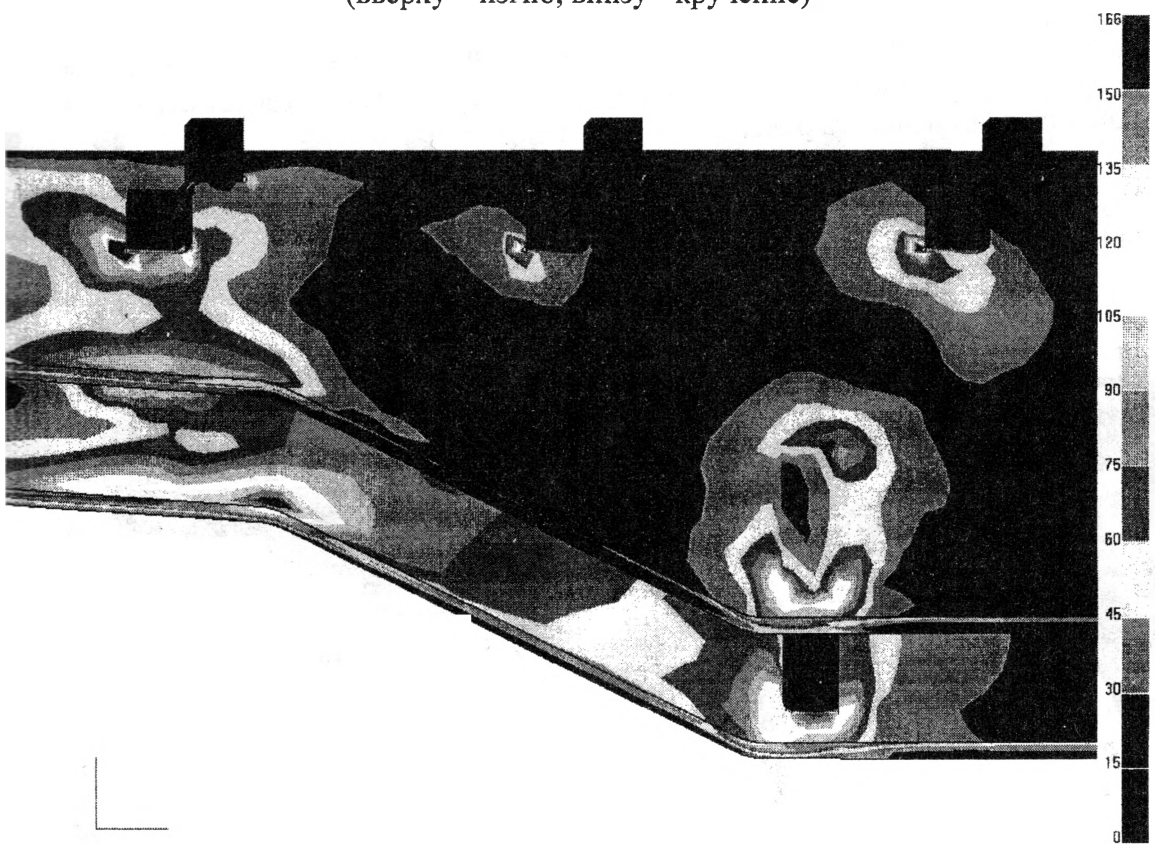




Рис. 6. Эквивалентные напряжения в передней части серийной рамы
(вверху – изгиб, внизу - кручение)



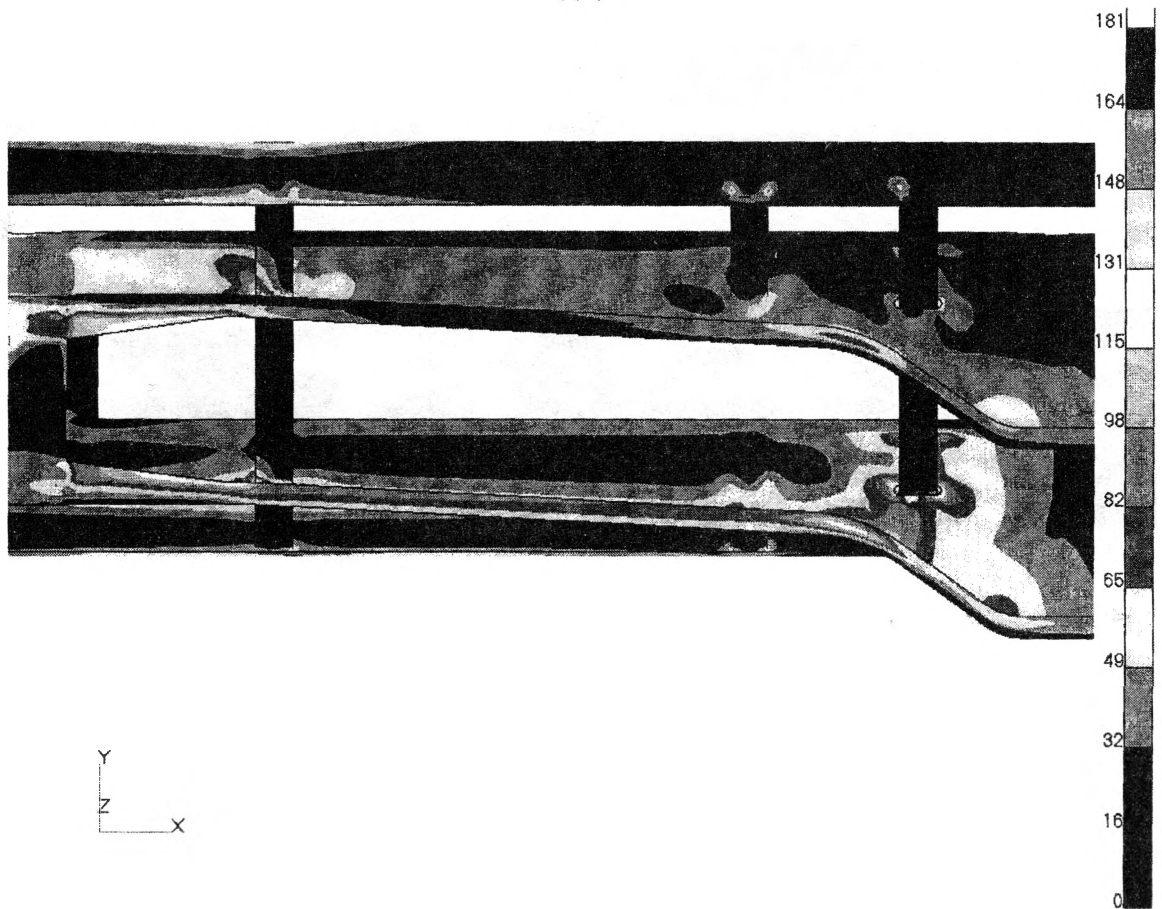
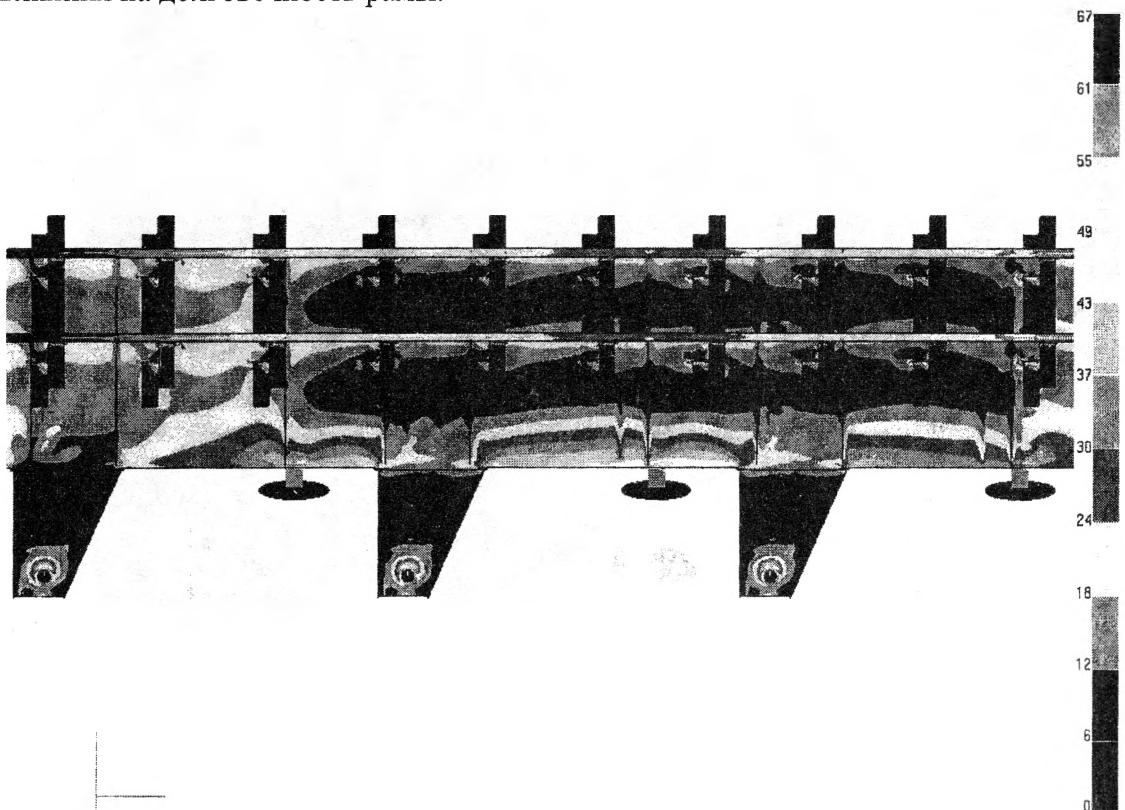


Рис. 7. Эквивалентные напряжения в зоне изменения высоты лонжерона при кручении (вверху –серийная рама, внизу – новая)

Достаточно высокие эквивалентные напряжения возникают и в зоне подвески (рис. 8, 9), однако это сжимающие напряжения σ_z , которые не оказывают существенного влияния на долговечность рамы.



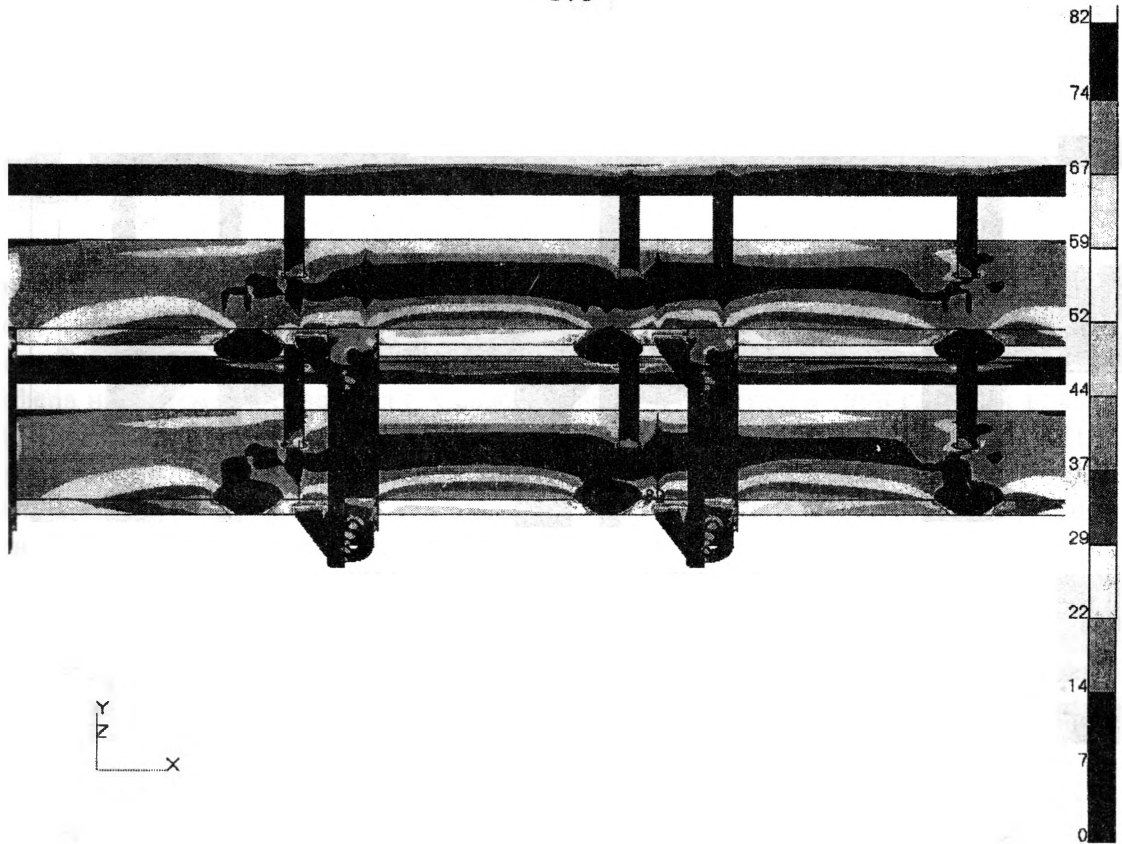
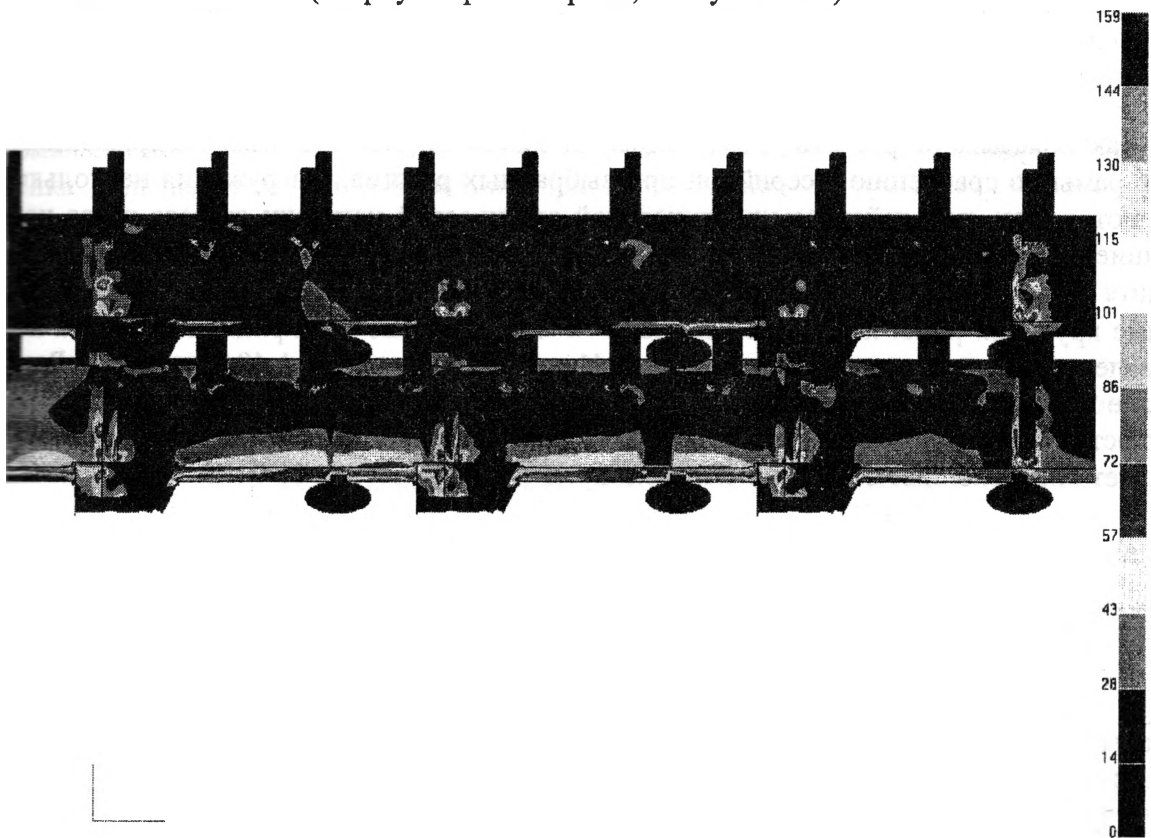


Рис. 8. Эквивалентные напряжения в зоне подвески при изгибе
(вверху –серийная рама, внизу – новая)



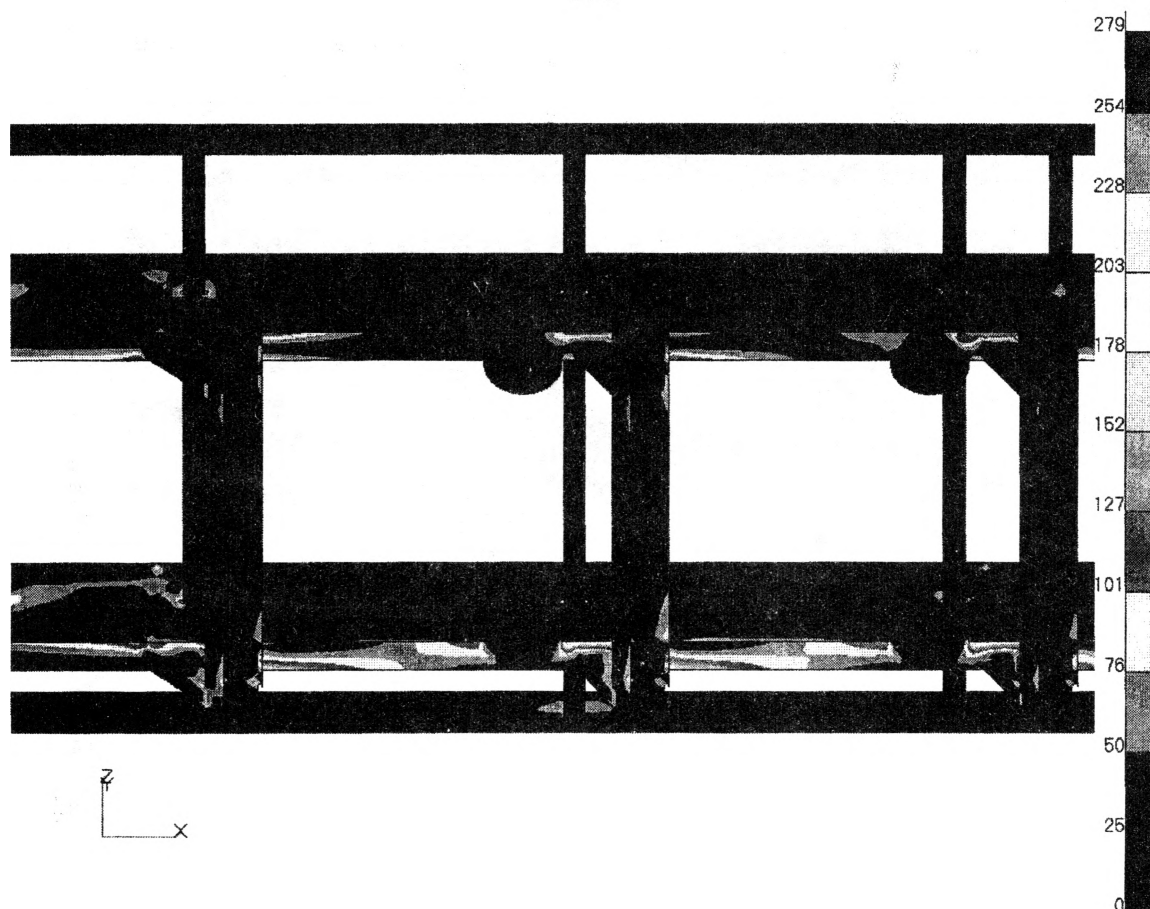


Рис. 9. Эквивалентные напряжения в зоне подвески при кручении
(вверху – серийная рама, внизу – новая)

Как показывают расчеты, коэффициенты запаса по эквивалентным напряжениям новой рамы по сравнению с серийной при выбранных режимах нагружения несколько снижаются. Так, под действием вертикальной статической нагрузки от веса груза коэффициент запаса в опасной зоне изменения высоты лонжерона снижается с 5,30 до 4,10, хотя в зоне отверстий под поперечину коэффициент увеличился с 1,96 до 3,08. В режиме кручения рамы на $2,6^\circ$ по средней оси минимальные коэффициенты запаса по эквивалентным напряжениям составляют 1,41 для старой рамы и 1,40 для новой. Разница не превышает погрешности расчета, поэтому по данному режиму можно считать прочность обеих рам достаточно близкой, однако детальное сравнение опасных мест выявляет определенные отличия – см. таблицу 1.

Таблица 1. Сравнение напряжений в рамах в режиме кручения на $2,6^\circ$ по средней оси

Опасная зона	Старая рама		Новая рама	
	$\sigma_{\text{ЭКВ}}$, МПа	σ_1 , МПа	$\sigma_{\text{ЭКВ}}$, МПа	σ_1 , МПа
Лонжерон в передней части в зоне вертикальной вставки	245	268	-	-
Лонжерон в зоне изменения высоты рамы	166	190	122	107
Соединение лонжерона с поперечной балкой подвески	157	114	-	-
Нижняя полка в зоне подвески	159	138	279	145

Отметим, что отличия выявляются ввиду несколько отличающейся жесткости рам – так, в режиме кручения старая рама примерно на 13 % жестче новой, поэтому для более корректного сравнения необходимо проводить дополнительные расчеты с использованием методов имитационного моделирования динамического нагружения созданных математических моделей рам в составе виртуального автопоезда, позволяющих моделировать дорожные условия [8, 9].

Литература. 1. Капуста П.П. Моделирование эксплуатационной нагруженности и расчет надежности деталей машин на стадии проектирования// Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Международный сб. научных трудов: Специальный выпуск - Материалы V международной научно - техн. конф. "Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века" в г. Севастополе 8 - 11 сентября 1998 г. в 3 - х томах. Т. 2 - Донецк: Дон. ГТУ. Вып. 6, 1998. - С. 38 – 41. 2. Почтенный Е.К., Капуста П.П. Суммирование усталостных повреждений при реальном многорежимном нагружении// Тез. докл. Международной научно-технической конференции "Оценка и обоснование prolongation ресурса элементов конструкций"/ Отв. ред. В.Т. Трощенко: В 2 томах. – Киев, 2000. – Т. 1. – С. 195 –196; 3. Капуста П.П. Ресурсное проектирование несущих деталей АТС.// Автомобильная промышленность. - 2000. - №2. - С. 59 – 61. 4. Капуста П.П. Принципы ресурсного проектирования несущих систем и деталей мобильных транспортных машин.// В сб. Материалы МНК "Механика машин на пороге III тысячелетия"/ Под общ. ред. акад. М.С. Высоцкого; - Минск: НИРУП "Белавтотракторостроение", 2001. – С. 433 – 438. 5. Капуста П.П. Математическая модель как инструмент ресурсного проектирования АТС.// Автомобильная промышленность. –2001. - № 11. - С. 15-18. 6. Капуста П.П. Методология обеспечения требуемой надежности несущих систем и элементов машин на ранних стадиях проектирования// В сб. Актуальные проблемы динамики и прочности в теоретической и прикладной механике.- Мн.: УП "Технопринт", 2001. – С. 244 – 249. 7. Яценко Н.Н. Колебания, прочность и форсированные испытания грузовых автомобилей. – М.: Машиностроение, 1972. – 308 с. 8. Капуста П.П. Математическая модель как инструмент ресурсного проектирования АТС.// Автомобильная промышленность. – 2001. - № 11. - С. 15-18. 9. Капуста П.П. Проектная вероятностная оценка долговечности деталей машин при нерегулярном нагружении// Автореферат дисс. на соиск. ученой. степ. канд. техн. наук. – Мн., 1997. - 19 с.

УДК 629.114-585

А.А. Калина

ИЗУЧЕНИЕ РАБОТЫ ПИТАЮЩЕГО АППАРАТА КОРМОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА И ЕГО ПРИВОДА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПАКЕТА ADAMS

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

В конструкциях кормоуборочных комбайнов наибольшее применение нашли четырехвальцовые питающие аппараты, что объясняется рядом преимуществ [1]. Из четырех вращающихся вальцов два нижних – неподвижные, а два верхних – подъемные и подпружиненные совершают сложное движение в пространстве. Кроме того, частота вращения вальцов постоянно изменяется во времени (при подъеме вальцы ускоряются,