

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО ПОВЕДЕНИЯ КАРЬЕРНЫХ САМОСВАЛОВ ОСОБО БОЛЬШОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ В СРЕДЕ ANSYS

Испеньков С.А., Ракицкий А.А.

В настоящее время Беларуский автомобильный завод производит широкую гамму самосвалов грузоподъемностью от 30 до 320 тонн. Одной из наиболее востребованных моделей машин является карьерный самосвал особо большой грузоподъемности БелАЗ-75131 грузоподъемностью 130 тонн.

Опыт эксплуатации первых опытных образцов данных самосвалов показал низкую надежность их рам. При пробеге в несколько десятков тысяч километров появлялись усталостные трещины и разрушения на лонжеронах рам в местах соединения с задней поперечиной. Проведен значительный объем исследований в различных карьерах с применением тензометрии. В результате конструкция задней части рамы была кардинально изменена: задняя поперечина из трубы круглого сечения была заменена на увеличенную поперечину коробчатого сечения с плавным переходом в лонжероны (рисунок 1).

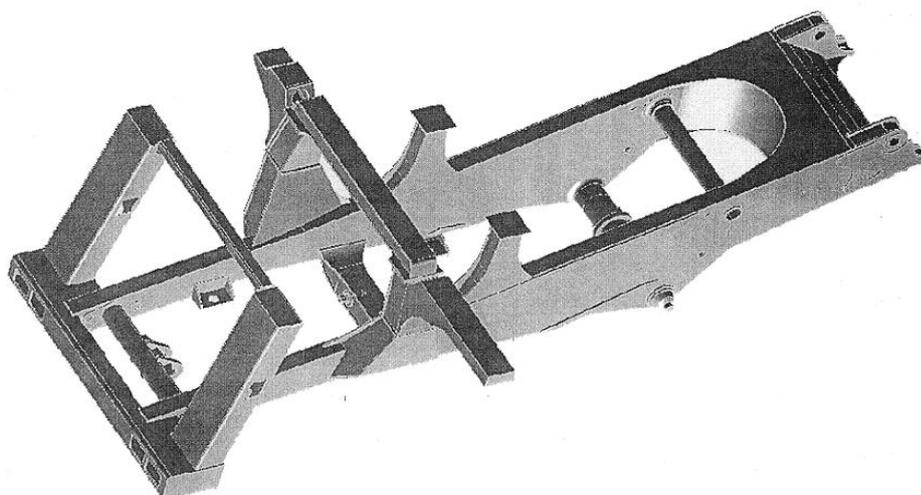


Рис. 1. Твёрдая модель рамы карьерного самосвала БелАЗ-75131.

По мере увеличения пробегов машин в эксплуатации начали выявляться усталостные разрушения сварных соединений в других опасных зонах. Одной из таких зон является соединение второй нижней поперечины с лонжеронами, где наблюдались разрушения на пробегах после 100-150 тысяч километров (рисунок 2). Увеличения сечения поперечины в месте крепления к лонжеронам и использования прокатного листа большей толщины увеличили прочность данной зоны, но не позволили полностью решить проблему, разрушения стали проявляться после 200 тысяч километров пробега. Причины данных разрушений не были найдены, статические расчеты методом конечных элементов экстремальных режимов эксплуатации не выявили значительной концентрации напряжений в соединении.



Рис. 2. Следы ремонта разрушенного соединения второй нижней поперечины с лонжероном на раме самосвала БелАЗ-75131.

Результаты более детального анализа напряженно-деформированного состояния опасных зон второй нижней поперечины рамы с помощью тензометрии в дорожных условиях показали, что спектр напряжений в данной зоне отличается от спектра усилий в подвеске. При увеличении скорости движения по неровностям и высоты неровностей в спектре напряжений, действующих поперек сварного шва, преобладают колебания с частотой 3.5-4 Гц (рисунок 3).

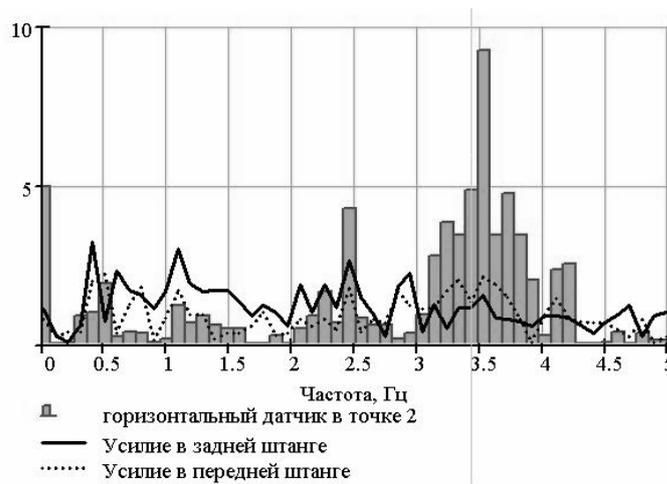


Рис. 3. Спектральная плотность мощности напряжений в опасной зоне и усилий в подвеске самосвала БелАЗ-75131.

Были обнаружены признаки наличия резонанса: высокие амплитудные значения напряжений и длительность их затухания при действии незначительных сил. Очевидно, что колебания напряжений в опасных точках поперечины рамы носят не только вынужденный характер, что приводит к ускоренному накоплению усталостных повреждений в зоне соединения второй поперечины с лонжероном. По результатам исследования НДС предполагаемая форма деформации рамы в области второй нижней поперечины должна иметь вид параллелограммирования в горизонтальной плоскости.

Для правильной интерпретации результатов испытаний и определения форм колебаний автомобиля, ответственных за напряженно-деформированное состояние исследуемой зоны, понадобилось проведение дополнительных экспериментальных исследований и динамического моделирования самосвала БелАЗ-75131.

На предварительной фазе анализа исследований в качестве первоначальной оценки динамического поведения конструкции рамы и самосвала в целом применен модальный анализ, реализованный в пакете ANSYS. Данный пакет имеет библиотеку из более 100 типов конечных элементов и позволяет помимо статических задач механики деформируемого твердого тела проводить вычисления собственных частот сложных механических систем, моделировать динамическое поведение при гармоническом и случайном воздействии, а также исследовать линейные и нелинейные переходные процессы [1].

Для проведения модального анализа в графическом редакторе ANSYS была создана оболочечная конечно-элементная модели рамы по координатам срединных поверхностей деталей рамы. Для построения модели рамы в виде оболочки с умеренной толщиной были использованы элементы Shell43.

Модальный анализ модели незакрепленной рамы выявил самую нижнюю собственную частоту ее колебаний около 20 Гц (рисунок 4). Форма колебаний на самой нижней частоте соответствует кручению рамы.

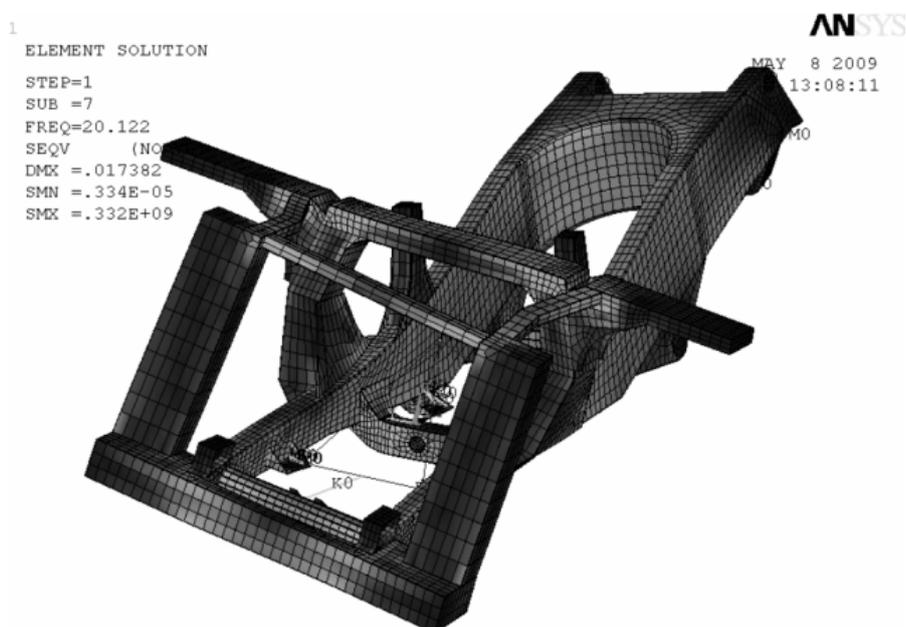


Рис. 4. Первая форма собственных колебаний рамы в незакрепленном состоянии.

На базе оболочечной модели рамы была построена модель самосвала путем крепления на ней платформы, груза, силовой установки (дизель-генератор на подрамнике), радиатора и других наиболее значимых по массе узлов. Все навесные агрегаты были смоделированы в виде точечных масс с заданными главными моментами инерции. Для связи дополнительных элементов конструкции с оболочкой использованы жесткие балки, пружины, имитирующие резиновые амортизаторы, шарниры и уравнения связей. Кроме того были добавлены некоторые конструктивные элементы оперения в виде конечно-элементных оболочек.

Подвеска силовой установки, платформы и радиатора на раме смоделирована как абсолютно твердое тело, подвешенное на упругих элементах (пружинах), расположенных в направлении главных осей упругости резинового элемента. Для этого предварительно были собраны данные взвешивания основных узлов самосвала БелАЗ-75131, экспериментально определены характеристики жесткости амортизаторов силовой установки и платформы самосвала, радиатора. Для вычисления массово-инерционных характеристик основных узлов: силовой

установки, платформы, груза, радиатора и т.п. построены их полные твердотельные модели в пакете программ твердотельного проектирования ProEngineer.

Модальный анализ рамы с навесным оборудованием выявил более низкие собственные частоты колебаний, также связанные с кручением рамы на частоте 4.65Гц (рисунок 5).

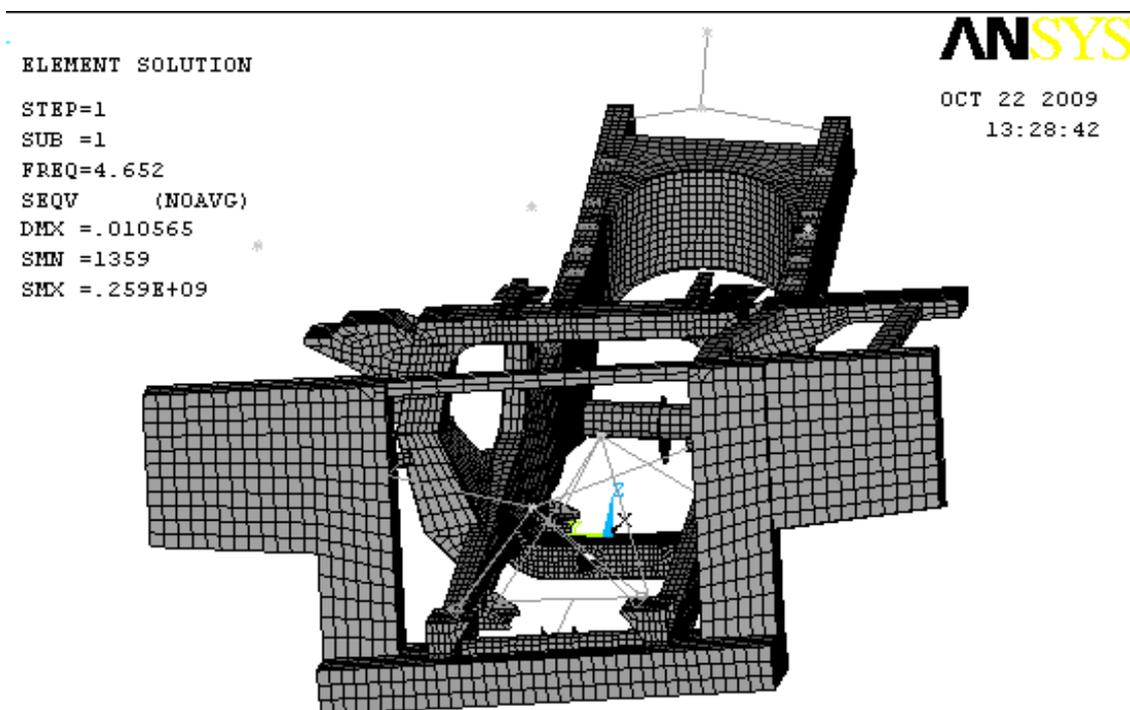


Рис. 5. Первая форма собственных колебаний рамы с установленным оборудованием и с грузом в незакрепленном состоянии.

Для детального анализа динамического поведения автомобиля в целом полученная модель была дополнена элементами подвески передней оси и заднего моста с шинами. Данные узлы имеют значительные массы и моменты инерции в сравнении с рамой (12 тонн): масса передней оси в сборе с колесами составляет около 14 тонн, а задней оси в сборе с колесами около 33 тонн. Радиальная жесткость колес незначительно отличается от жесткости цилиндров подвески, а для задней подвески в груженом состоянии суммарная радиальная жесткость сдвоенных колес приблизительно в два раза меньше жесткости цилиндра задней подвески. Характеристики шин были взяты из результатов статических испытаний, полученных на предприятии «Белшина» г. Бобруйск. Так как нелинейность жесткости шин и цилиндров подвески не учитывается в модальном анализе, задаваемые параметры жесткости шин и подвески были взяты из величины тангенса угла наклона характеристики при определенной нагрузке, соответствующей распределению веса самосвала с полной загрузкой.

В результате были получены моды колебаний с собственными критическими частотами. Проведено сравнение расчетных модальных частот с результатами дорожных испытаний (таблица 1).

Таблица 1.

Соответствие расчётных частот собственных колебаний карьерного самосвала грузоподъемностью 130 тонн полной загрузкой в диапазоне от 0,5 до 5Гц

Расчетные частоты собственных колебаний		Экспериментальные частоты колебаний	Основные признаки формы колебаний
Модальная форма	Частота, Гц	Частота, Гц	
1	0,54	0,39-0,58	Поперечно-угловые колебания автомобиля на подвеске и шинах
2	0,72	0,68-0,88	Вертикально-угловые колебания автомобиля вокруг оси, проходящей через центральный шарнир задней подвески
3	1,03	1,07-1,27	Вертикальные колебания автомобиля на передней подвеске
4	1,41	1,27-1,46	Вертикальные колебания автомобиля на задней подвеске
5	1,54	1,27-1,56	Поперечно-угловые колебания автомобиля вокруг продольной оси поддрессоренной массы
	-	1,95-2,64	Вертикально-угловые колебания вокруг оси, проходящей через задний мост
6	3,92	3,51-3,9	Поперечно-угловые колебания передней оси и заднего моста с кручением рамы
7	4,35		

Как видно из таблицы, форму колебаний в частотном диапазоне 1,95-2,64 расчет не выявил. Вероятно, в данной модели отсутствует колебательная система с собственной частотой в данном диапазоне, предположительно, это система рулевого управления. Таким образом, были получены расчетные формы собственных колебаний автомобиля 3,92 и 4,35Гц, связанные с поперечно-угловыми колебаниями передней оси с передней частью рамы и заднего моста с разными соотношениями амплитуды перемещений. На данных модах колебаний, как показывает расчет, происходит кручение рамы, сопровождающееся поперечным изгибом лонжеронов и сдвигом в зоне соединения нижней второй поперечины (рисунок 6).

Анализ результатов исследования выявил значительное влияние на динамику самосвала при движении по неровной дороге параметров жесткости шин и массово-инерционных характеристик передней оси, заднего моста и колес.

Пространственная конструкция рамы и пространственное расположение узлов крепления подвески обуславливают сложную форму ее деформации: в основном кручении с поперечным изгибом. Следовательно, прочность сварных соединений поперечин с лонжеронами, также зависит и от жесткости лонжеронов на кручение и поперечный изгиб.

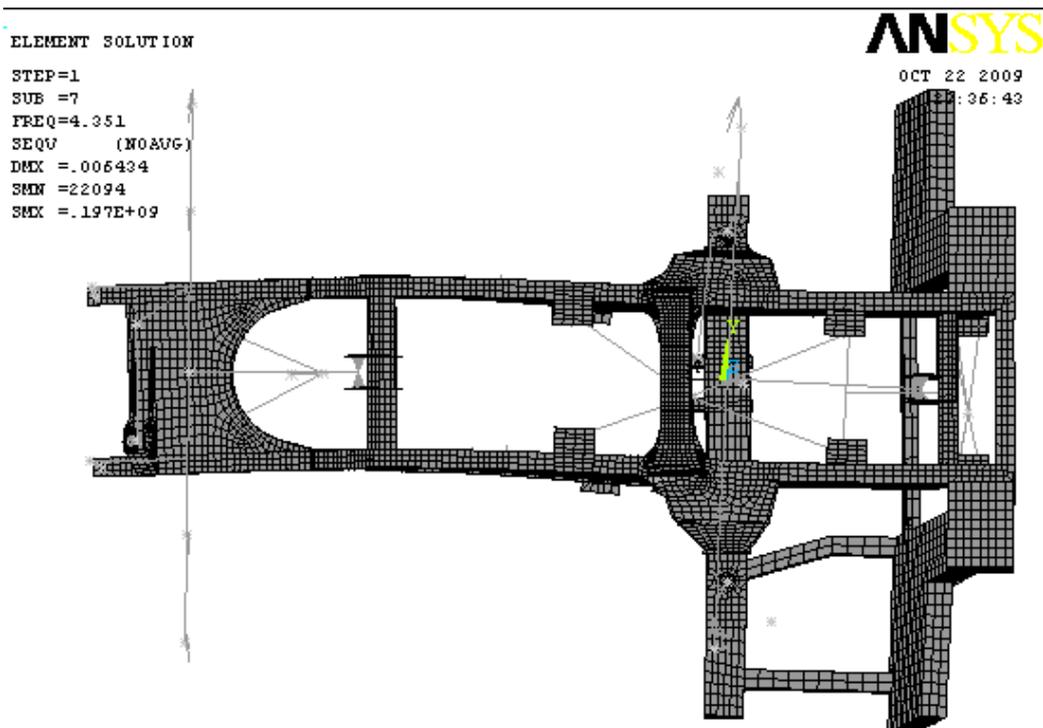


Рис. 6. Форма собственных колебаний самосвала грузоподъемностью 130 тонн с полной загрузкой (вид снизу).

Очевидно, существует возможность повышения долговечности рамы самосвала путем подбора параметров сечения лонжеронов, ширины полки и толщины боковых листов.

Кроме того увеличение прочности опасных зон соединения второй нижней поперечины с лонжероном возможно добиться более плавными переходами с большим радиусом, например, с помощью литых вставок, что позволит расположить сварные швы в менее нагруженных зонах.

ЛИТЕРАТУРА

1. Басов К. А. ANSYS: справочник пользователя. – М.: ДМК Пресс, 2005. – 640с.