

## ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КАРКАСА ПЛАТФОРМЫ СПОРТИВНОГО ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ В СИСТЕМЕ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОГО АНАЛИЗА MSC/NASTRAN

к.т.н. **Вихренко Д.В., Пацкевич Г.А.**

*ОАО «МАЗ» – Управляющая компания холдинга «БЕЛАВТОМАЗ», Минск*

В отечественной практике конструирования и исследования узлов автомобиля динамической вибронегруженности таких узлов, как грузовая платформа, уделяется недостаточно внимания. Связано это с тем, что при движении по дорогам с асфальтобетонным покрытием платформа в основном испытывает вертикальные нагрузки от веса груза, и достаточно статического расчета с некоторым коэффициентом динамичности. При движении по ухабистым дорогам или бездорожью скорость движения, как правило, небольшая, на платформу дополнительно действуют нагрузки от скручивания рамы, которые, опять же, можно, учесть при статическом расчете.

В настоящей работе рассматривается платформа спортивного грузового автомобиля МАЗ-5309RR, предназначенного для участия в соревнованиях по ралли-рейдам, т.е. автомобиль должен передвигаться в условиях бездорожья с максимальной возможной скоростью, и динамические нагрузки должны учитываться более точно. Платформа представляет собой трубчатый каркас с пластиковой обшивкой и алюминиевыми дверьми. Рассматриваемая здесь часть каркаса состоит из передней дуги (главной дуги безопасности) трубчатого сечения размером 60×6 мм с раскосами вдоль оси автомобиля, задней дуги трубчатого сечения размером 45×3 мм с раскосами вдоль оси автомобиля, и связи между ними (бокового каркаса) стержневой системы из труб размера 38×1,5 мм. Боковой каркас соединяется с дугами через резинометаллические шарниры (далее - РМШ) (рисунок 1).

Эта конструкция была разработана в 2011 г. и с незначительными изменениями применялась в спортивных автомобилях на протяжении нескольких лет. Сначала существенных нареканий не было, но по мере накопления опыта участия в соревнованиях скорости движения стали возрастать, и к 2014 г. поломки труб каркаса стали приобретать катастрофический характер – во время соревнований приходилось ежедневно заваривать трещины труб, вваривать раскосы и усилители. Если с боковым каркасом такой подход – увеличение жесткости и прочности за счет увеличения количества вертикальных стоек – оказался оправданным, то отказы в виде трещин деталей задней дуги в зонах 1 и 2 (указатели на рисунке 1б) прогрессировали.

Так как общая масса пластиковых деталей обшивки и дверей не превышает 150 кг, статический расчет деталей каркаса не позволяет найти решение проблемы отказов ввиду малости внешней нагрузки. Становится очевидной необходимость динамического анализа элементов каркаса.

Уравнения динамики в общем случае имеют вид [1]:

$$[M] \cdot \{\ddot{x}(t)\} + [B] \cdot \{\dot{x}(t)\} + [K] \cdot \{x(t)\} = \{F(t)\}, \quad (1)$$

где  $[M]$  – матрица масс конструкции,

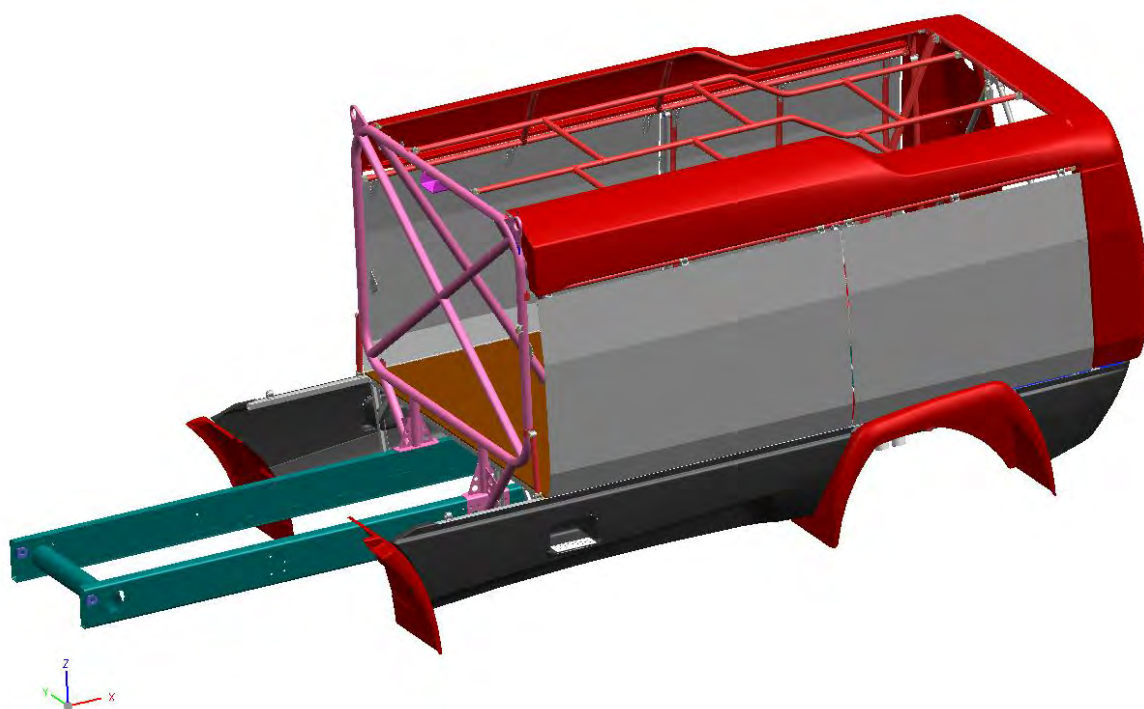
$[B]$  – матрица вязкого демпфирования,

$[K]$  – матрица жесткости,

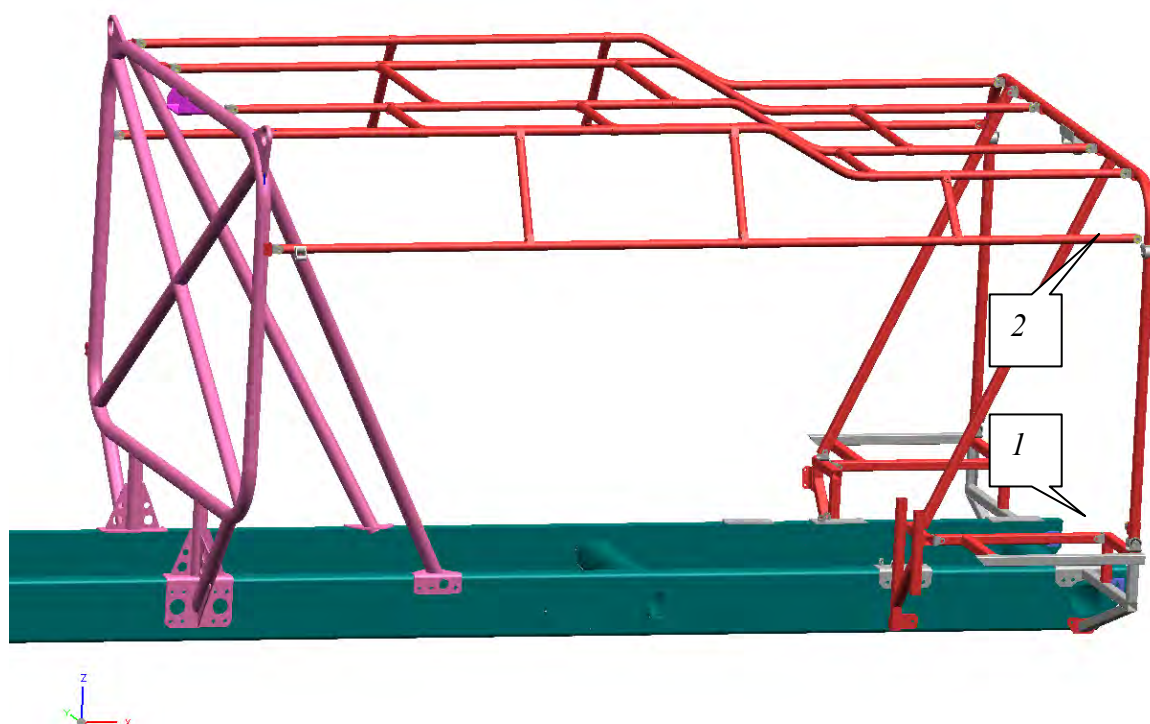
$\{F(t)\}$  – вектор внешней нагрузки, зависящий от времени  $t$ ,

$\{x\}$  – искомый вектор перемещений точек конструкции,

$\{\dot{x}\}$  и  $\{\ddot{x}\}$  – соответственно первая и вторая его производные по времени.



a)



б)

Рисунок 1 – Платформа спортивного грузового автомобиля (а) и ее каркас (б)

Очевидно, что внешняя динамическая нагрузка зависит от целого ряда факторов: дорожных условий, скорости движения автомобиля, конструктивных параметров

автомобиля и его подвески. Все это достаточно сложно воспроизвести в режиме реального времени при расчете конструкции.

Поэтому на первом этапе анализа динамического поведения конструкции приходим к расчету собственных колебаний конструкции. В этом случае правая часть уравнения (1) равна нулю, демпфирование не учитывается, и уравнения движения приобретают вид

$$[M] \cdot \{x\} + [K] \cdot \{x\} = 0. \quad (2)$$

Решение ищем в форме

$$\{x\} = \{\phi\} \sin \omega t, \quad (3)$$

где  $\{\phi\}$  – собственный вектор или форма колебаний,

$\omega$  - круговая собственная частота.

После подстановки  $\{x\}$  в уравнение (2) получим

$$([K] - \omega^2 [M]) \{\phi\} = 0. \quad (4)$$

Из условия наличия нетривиального решения системы линейных алгебраических уравнений (4) находим спектр собственных частот  $\omega_i$  ( $i=1,2,3\dots$ ) и соответствующие им формы колебаний  $\{\phi_i\}$ .

Матрицы масс  $[M]$  и жесткостей  $[K]$  формируются в среде конечно-элементного анализа MSC/Patran-Nastran автоматически на основе созданной пользователем конечно-элементной модели. Расчетная модель для расчета собственных частот и форм колебаний включает в себя модель рамы из пластинчатых конечных элементов и модель каркаса из балочных конечных элементов. РМШ смоделированы в виде упругих связей с коэффициентами жесткости, соответствующими жесткости реальных шарниров.

В результате расчета собственных колебаний исследуемой конструкции определено, что первые четыре формы колебаний лежат в диапазоне частот до 20 Гц, и три из них представляют собой колебания задней дуги в вертикальной поперечной плоскости (рисунок 2).

Несмотря на то, что формы колебаний – величины относительные и сами по себе не могут быть использованы для оценки динамического поведения, т.к. действительные перемещения элементов конструкции определяются линейной комбинацией всех ее нормальных форм, на основе полученных результатов можно сформировать нагрузочный режим для расчета вынужденных колебаний конструкции, а также предварительно оценить влияние изменений в конструкции.

Уже на этом этапе можно определить компоненты тензора напряжений в исследуемых балках и оценить их вклад в общее напряженно-деформированное состояние (далее – НДС). Так, определено, что в опасных зонах конструкции (указатели 1 и 2 на рисунке 1б) основной вклад в напряженное состояние вносят напряжения изгиба. На основе этого можно предложить изменение конструкции – вместо жесткой установки нижней части задней дуги, приводящей к напряжениям изгиба в заделке, использовать шарнирную установку с раскосами в плоскости дуги с целью замены изгибных нагрузок на растяжение-сжатие.

Для количественной оценки того, как изменения в конструкции скажутся на ее динамическом поведении, необходимо задать внешнюю нагрузку, а также выбрать тип динамического анализа.

Основываясь на результатах расчета собственных форм, делаем вывод, что внешняя нагрузка должна приводить к поперечному смещению задней дуги каркаса. Этого можно добиться, задавая кососимметричную нагрузку, приводящую к закручиванию рамы относительно продольной оси. С учетом того, что первые формы колебаний в основном идентичны, делаем вывод, что именно они будут давать

основной вклад в перемещения элементов каркаса. Следовательно, имеет смысл выполнить расчет вынужденных колебаний в виде гармонического анализа в частотной области.

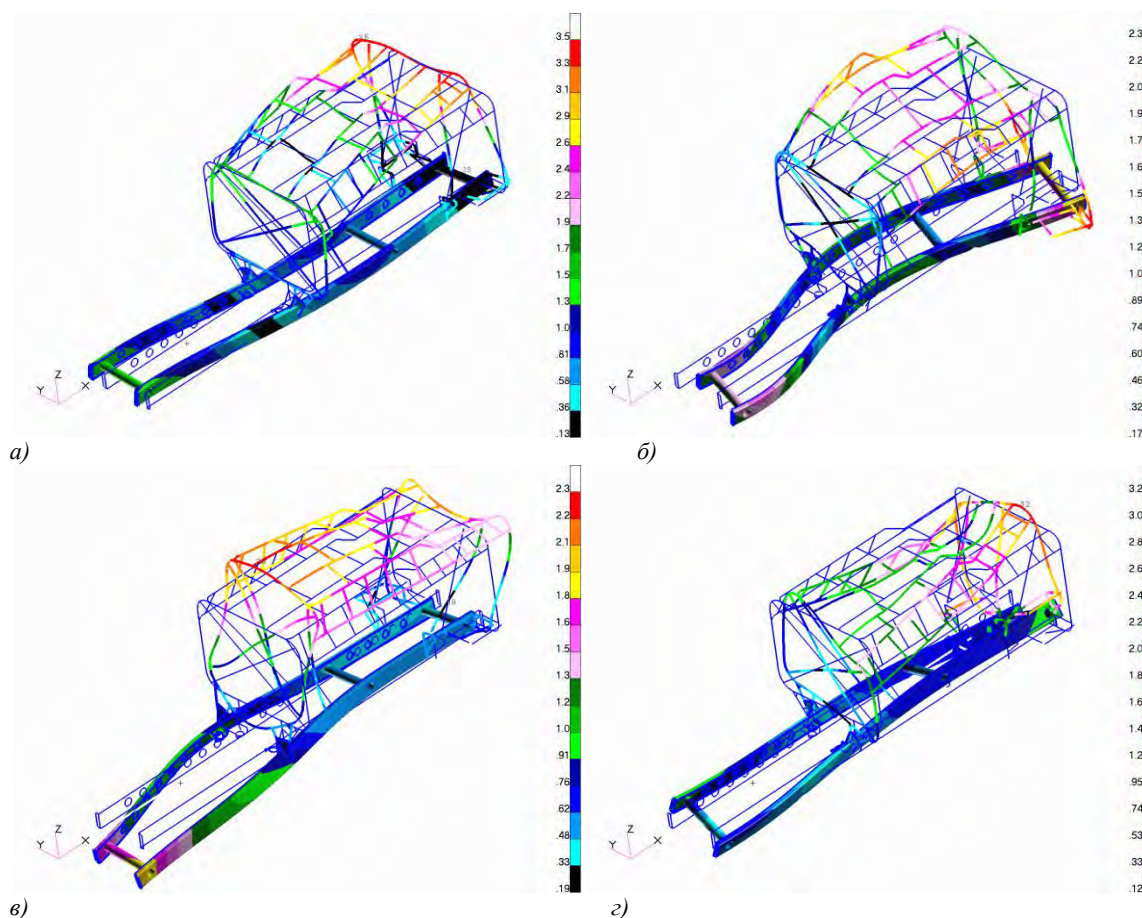


Рисунок 2 – Собственные формы колебаний каркаса платформы:

- а) частота 11,7 Гц
- б) частота 15,7 Гц
- в) частота 18,0 Гц
- г) частота 18,3 Гц

Для задания нагрузочного режима в расчетную модель добавлены балочные конечные элементы, имитирующие рессоры и мосты, и к точкам установки рессор на мосты задается нагружение в виде перемещений типа (рисунок 3)

$$\Delta = A \sin \omega t, \quad (5)$$

где  $A$  – амплитуда перемещений. Принято  $A=50$  мм для диапазона частот  $0 \dots 20$  Гц с линейным уменьшением до  $A=10$  мм при частоте 100 Гц, что приближенно позволяет учесть сглаживание высот неровностей дороги при возрастании скорости движения.

В частотной области уравнение (1) переписывается в виде

$$[-\omega^2 M + i\omega B + K] \{u(\omega)\} = F(\omega), \quad (6)$$

где  $\{u(\omega)\}$  – вектор комплексных перемещений,

$i$  – мнимая единица.

Искомый вектор перемещений точек будет равен

$$\{x\} = \{u(\omega)\} e^{i\omega t} \quad (7)$$

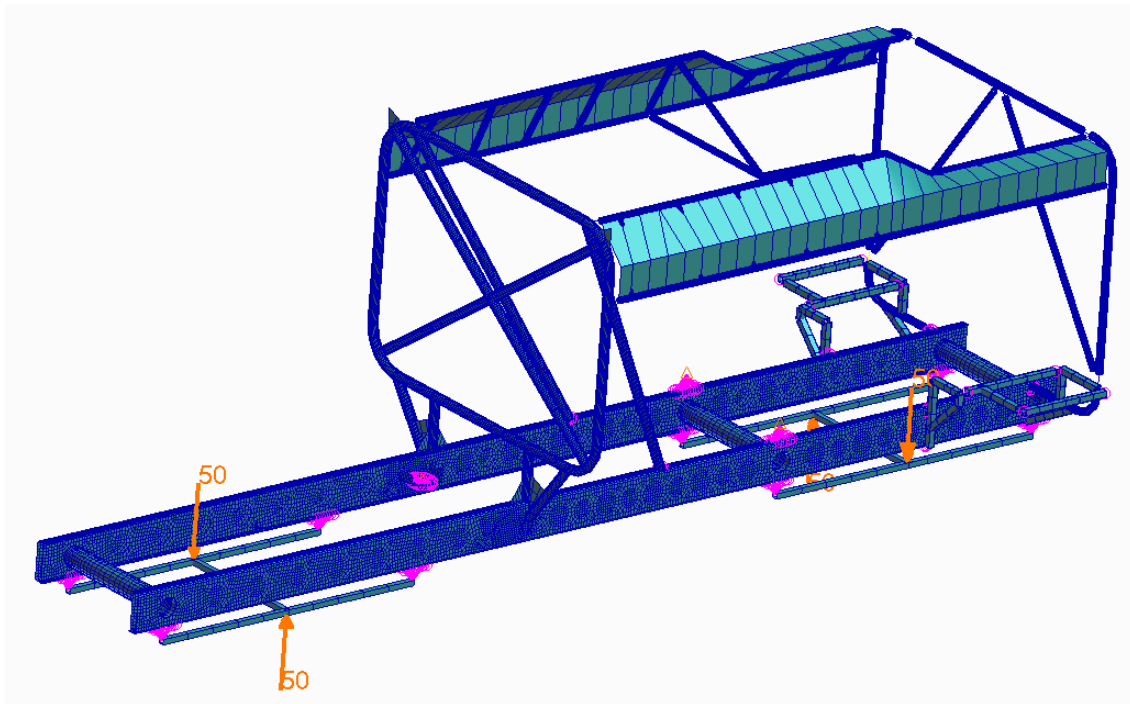


Рисунок 3 – Конечно-элементная модель и ее нагружение при динамическом анализе

Матрицу вязкого демпфирования  $[B]$  можно не задавать, вместо этого задается коэффициент демпфирования  $G$ , поскольку известно, что наибольшее влияние на рассеяние энергии при механических колебаниях оказывает конструкционное демпфирование. Для всего объекта в сборе принимаем  $G=0,3$  [2], и уравнение (6) приобретает вид

$$[-\omega^2 M + iGK + K]\{u(\omega)\} = F(\omega). \quad (8)$$

В результате решения получаем перемещения всех точек конструкции при заданной частоте. Расчет каркаса ведем в диапазоне частот до 100 Гц с шагом в 1 Гц. Когда известны действительные перемещения точек конструкции, по закону Гука легко определяются напряжения в элементах.

В таблице и на рисунке 4 приведены расчетные значения напряжений в опасных зонах задней дуги каркаса.

Таблица – Максимальные напряжения в опасных зонах задней дуги

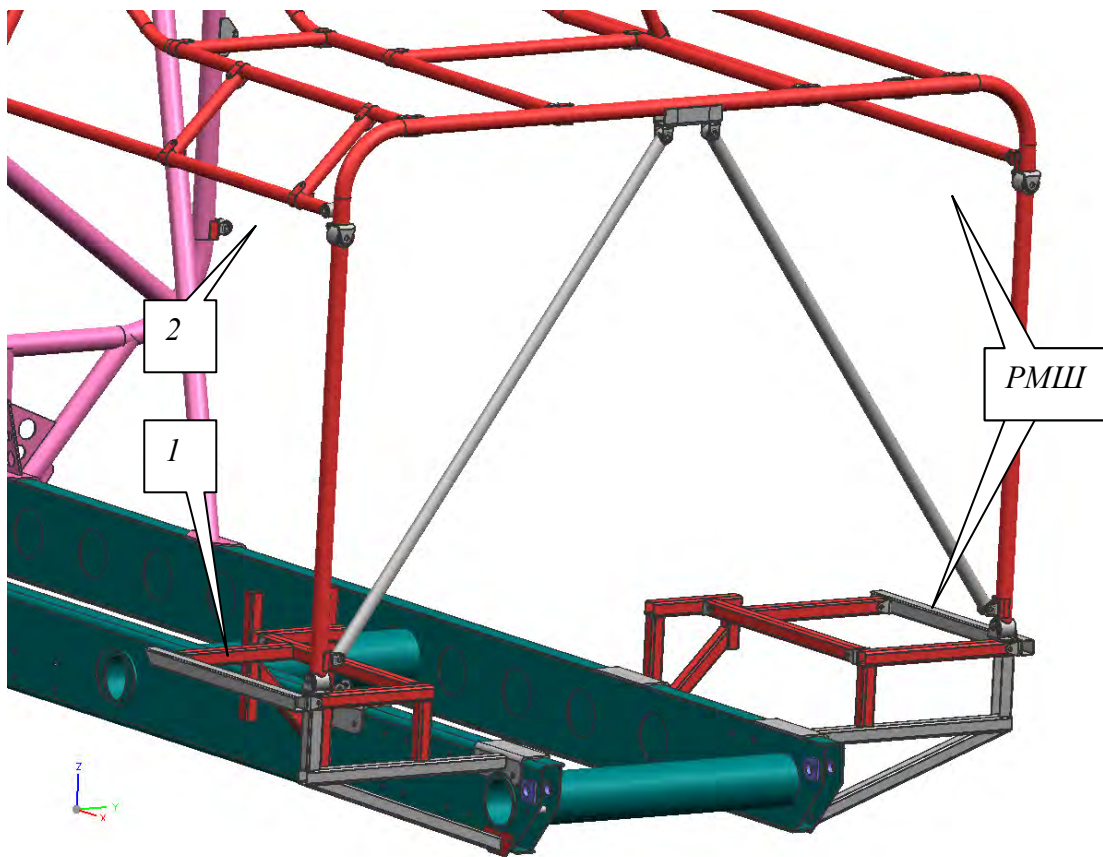
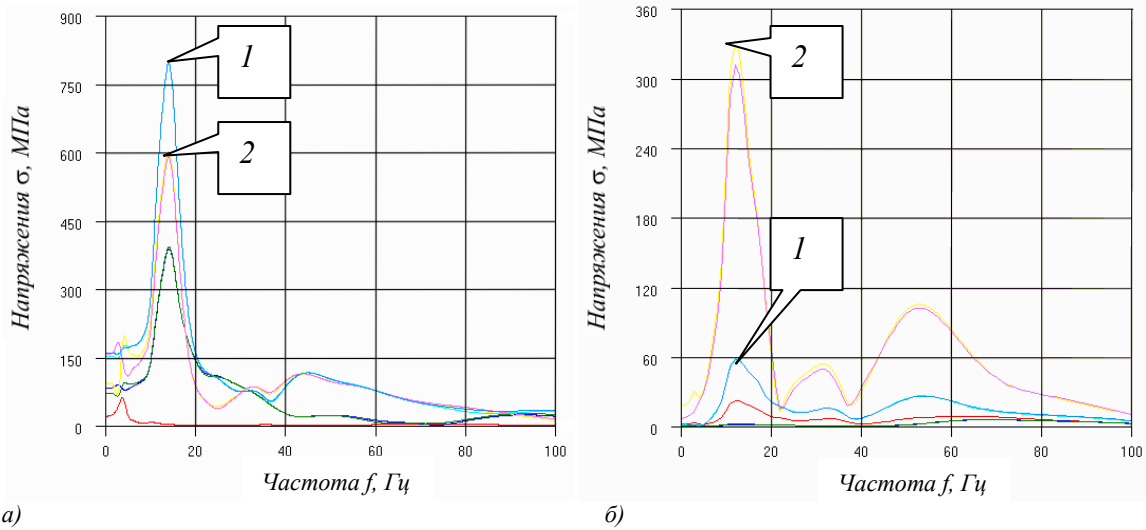
Опасная зона	Напряжения $\zeta$ , МПа, при различных вариантах конструкции		
	Исходный вариант	Вариант с увеличенным диаметром трубы	Вариант с шарнирами и раскосами в плоскости дуги
1	800	800	Менее 100
2	600	620	330

Из рисунка 4 следует, что во всем диапазоне частот напряжения в опасных зонах дуги имеют ярко выраженный максимум при частоте 15 Гц, а на частотах выше 20 Гц существенно снижаются.

При расчетах различных вариантов конструкции определено:

- раскосы задней дуги, расположенные в продольной плоскости, не оказывают существенного влияния на напряжения в опасных зонах;
- увеличение диаметра труб задней дуги с 45 до 60 мм не дает снижения напряжений в опасных зонах;

- введение раскосов в плоскости задней дуги позволяет снизить напряжения в опасных зонах;
- введение шарниров в нижней части задней дуги позволяет снизить напряжения в зоне 1, но напряжения в зоне 2 увеличиваются;
- введение шарниров как в нижней, так и в верхней части задней дуги совместно с раскосами в плоскости дуги (рисунок 4в) позволило существенно снизить напряжения в опасных зонах (максимальные напряжения снизились в 2,4 раза) без увеличения массы конструкции.



в)  
 Рисунок 4 – Напряжения в опасных зонах:  
 а) в исходной конструкции  
 б) в улучшенной конструкции  
 в) конструкция задней дуги каркаса платформы с улучшенными прочностными свойствами

## РЕЗЮМЕ

В данной работе представлены результаты расчета собственных частот каркаса платформы с использованием системы конечно-элементного анализа MSC/Nastran. По результатам расчета собственных частот выбран способ оценки динамического поведения конструкции, а именно гармонический анализ вынужденных колебаний в частотной постановке, определен способ задания нагрузочного воздействия на каркас. По результатам расчета вынужденных колебаний предложена конструкция задней дуги каркаса, позволяющая существенно снизить напряжения в опасных зонах без увеличения массы конструкции.

## ЛИТЕРАТУРА

1. MSC/NASTRAN Encyclopedia V70.5 (271 Мб) - MSC.Software Corporation, 1998. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).
2. Писаренко, Г.С. Обобщенная нелинейная модель учета рассеяния энергии при колебаниях. – Киев: Наукова думка, 1985. – 240 с.

## SUMMARY

*This paper presents the results of the platform frame normal modes calculation with the use of finite element analysis of MSC/Nastran. According to the results of normal modes calculation the method of estimating the dynamic behavior of structures is chosen, specifically the modal frequency response analysis, and the way to specify the load effects on the frame is defined. According to the results of the forced oscillations calculation the design of the rear rollbar is proposed, which significantly reduce the stress in dangerous sections without increasing the weight of the structure.*

**E-mail:** [dvikhr@mail.ru](mailto:dvikhr@mail.ru)  
[globus639@mail.by](mailto:globus639@mail.by)

Поступила в редакцию 03.11.2014