

Напряжён-деформированное состояние грузовой рамы транспортёра



Петр АНИСИМОВ

Petr S. ANISIMOV

Stress-Strain State of Cargo Frame of a Transporter

(текст статьи на англ. яз. – English text of the article – p.52)

Рассмотрена сварная конструкция специальной грузовой рамы восьмиосного железнодорожного транспортёра колдцевого типа, предназначенного перевозить крупногабаритные уникальные изделия. Рама изготовлена на Калужском турбинном заводе. В грузёном положении она располагается горизонтально и имеет негабаритность четвёртой степени, а в порожнем состоянии – вертикально и находится в габарите подвижного состава. Коэффициент устойчивости незагруженной конструкции от поперечного опрокидывания в кривых 1,96, что больше предельно допустимой величины, равной 1,8. Исследовано напряжён-деформированное состояние грузовой рамы с использованием метода конечных элементов. В качестве таковых были приняты прямоугольные пластины с различными геометрическими характеристиками, воспринимающие деформации растяжения, сжатия, сдвига и изгиба в двух плоскостях.

Ключевые слова: железнодорожный транспортёр, специальная грузовая рама, напряжён-деформированное состояние, метод конечных элементов, коэффициент устойчивости.

Анисимов Пётр Степанович – доктор технических наук, профессор Московского государственного университета путей сообщения (МИИТ), Москва, Россия.

Эксплуатируемые ныне стандартные восьмиосные транспортёры колдцевого типа с типовой грузовой рамой не пригодны для перевозки крупногабаритных уникальных изделий из-за невозможности надежного их крепления. Среди таких уникальных объектов – изделия для судостроительной отрасли. И именно для них впервые спроектирована специальная грузовая рама, которая поставлена на стандартный восьмиосный транспортёр колдцевого типа вместо типовой рамы. Проект осуществлен кафедрой «Вагоны и вагонное хозяйство» МИИТ совместно с Калужским турбинным заводом. Принципиальная схема рамы показана на рис. 1.

Грузовая рама колдцевого типа весом 25 т состоит из сварных боковых балок 1 шириной по 440 мм из листового проката коробчатого поперечного сечения и концевых частей 2 с пятниками 4 и 5. На продольных боковых балках 1 крепятся болтами два съёмных вертикальных кронштейна 3 для подвешивания к ним перевозимого крупногабаритного изделия.

При грузовом горизонтальном положении рамы возникает боковая негабаритность четвёртой степени (превышает габа-

ритность груза на 730 мм), что требует соответствующих условий пропуска транспортёра по сети (уменьшение скорости движения, ограничение или запрещение встречного движения поездов на многопутных линиях, частый осмотр транспортёра с грузом на промежуточных станциях следования, увеличение времени оборота транспортёра). Это снижает пропускную способность железных дорог.

Для устранения негабаритности у порожнего транспортёра рама после разгрузки специального изделия поворачивается на 90° вокруг продольной оси и устанавливается в вертикальное положение с опиранием пятниками 4 на консольные части конструкции. При таком положении центр массы грузовой рамы находится на высоте 3,04 м от уровня головок рельсов, и в этом случае коэффициент запаса устойчивости от поперечного опрокидывания транспортёра в кривых равен 1,96, что больше предельно допустимой величины, равной 1,8.

Разработка технических условий эксплуатации транспортёра потребовала оценки напряженно-деформированного состояния рамы. Оно было исследовано с помощью метода конечных элементов (МКЭ) в форме перемещений [1, 2]. Представление грузовой рамы как балки на двух опорах являлось бы весьма приближённым ввиду сложности её конструкции. В качестве конечных элементов поэтому взяты прямоугольные пластины, воспринимающие деформации растяжения, сжатия, сдвига и изгиба в двух плоскостях.

Процесс формирования решений по методу конечных элементов в форме перемещений сводится к следующему:

- для элементов с одинаковыми жёсткостными характеристиками строятся матрицы жёсткости в системе координат, показанной на рис. 2;

- по заданным координатам узлов грузовой рамы строятся матрицы перехода из местной системы координат в общую систему с помощью соотношения:

$$[\bar{R}] = [C]^T \cdot [R] \cdot [C], \quad (1)$$

где $[\bar{R}]$ и $[R]$ – матрицы жёсткости конечных элементов в общей и местной системах координат; $[C]$ – матрица перехода, составленная из направляющих косинусов углов между общей и местной системами координат;

- в процесс включается разрешающая система алгебраических уравнений метода перемещений вида:

$$[A] \cdot [W] - [P] = 0, \quad (2)$$

где $[A]$ – матрица жёсткости ансамбля конечных элементов; $[W]$ – матрица искомым узловых перемещений при действии узловых нагрузок, представленных в матрице $[P]$;

- по известным узловым перемещениям для каждого конечного элемента находят новые усилия и напряжения в местной системе координат.

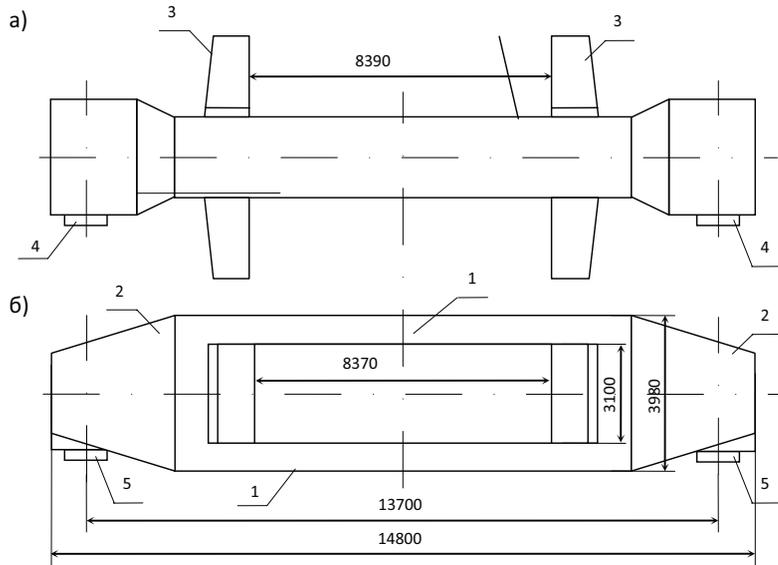
Расчёты напряжений в грузовой раме проводились с помощью пакета программ САПР-3, разработанных на кафедре «Строительная механика» МИИТ. Грузовая рама была разбита на конечное число элементов, представляющих собой прямоугольные пластины с соотношением сторон $a/v \leq 2,5$ (здесь a и v – длина сторон прямоугольных пластин). Номера узлов показаны цифрами на рис. 3. В дальнейшем название каждого конечного элемента грузовой рамы будет определяться номерами узлов.

Опорные зоны грузовой рамы коробчатого поперечного сечения заменены пластинами с номерами узлов 3, 13, 5, 131, 173, 163, 175, 12, 2, 1, 11, 160, 172, 159, 171. Толщина этих пластин определялась исходя из равенства изгибных характеристик заданной конструкции опорной зоны и пластин, что позволило более правильно оценить влияние опорной зоны грузовой рамы на её работу в целом. Рассчитывалась половина грузовой рамы (вследствие её симметрии), она была разбита на 196 конечных элементов в виде прямоугольных пластин с различными геометрическими характеристиками.

В опорных зонах показаны запрещённые перемещения, а схема действия нагрузок в расчётной схеме соответствует первому расчётному режиму нагружения, указанному в нормах для проектирования вагонов железных дорог колеи 1520 мм [3]. В соответствии с нормами грузовая рама транспортёра рассчитывалась по I и III режимам нагрузок. При первом режиме учитывались статическая нагрузка от массы брутто рамы с перевозимым изделием и продольная расчётная сила P_p , равная $\pm 2,5$ МН, приложенная к упорам для поглощающего аппарата автосцепки на уровне



Рис. 1. Принципиальная схема специальной грузовой рамы восьмисосного транспортёра:
а – в гружёном состоянии;
б – в порожнем состоянии;
1 – продольные балки;
2 – концевая часть грузовой рамы;
3 – съёмные кронштейны для крепления перевозимого груза;
4 – пятник для опирания грузовой рамы на консольную часть транспортёра в гружёном состоянии;
5 – пятник для той же цели, но в порожнем состоянии.



её продольной оси. При III режиме учитывались вертикальная статическая нагрузка от массы брутто рамы с перевозимым изделием, продольная расчётная сила P_p , равная $\pm 1,0\text{ МН}$, вертикальная динамическая сила при скорости движения $33,3\text{ м/с}$ и боковая нагрузка от действия центробежной силы и силы бокового ветра. Дополнительно рассчитывался вариант при движении транспортёра в малогрузном грузовом поезде. В этом случае продольные силы принимались равными $\pm 1,5\text{ МН}$, а величины других видов нагрузок соответствовали аналогам грузовых поездов повышенного веса.

Суммарная статическая нагрузка от массы перевозимого изделия с креплениями и массы грузовой рамы составляет $1,6\text{ МН}$ и прикладывается в зонах опирания перевозимого изделия на раму. Такими зонами являются конечные элементы с номерами узлов 48, 60, 50, 62, 120, 132, 122, 134. К каждому из узлов приложена вертикальная сила

$$N_z = \frac{P_{вст}}{8}, \quad (3)$$

где $P_{вст}$ – суммарная вертикальная статическая нагрузка от массы перевозимого изделия с креплением и массы грузовой рамы.

Продольная сила воспринимается грузовой рамой через опорные узлы с номерами 3, 13, 5, 15, 161, 173, 163, 175. Продольная нагрузка действует через автосцепку с эксцентриситетом $l = 0,035\text{ м}$, поэтому

в указанных узлах кроме продольной силы

$$N_z = \frac{P_p}{4} \quad (P_p \text{ – расчётная продольная сила})$$

будет действовать также момент $M_y = N_x \cdot l$.

По первому расчётному режиму нагружения для транспортёра, следующего в малогрузном поезде, схема действия нагрузок на раму остаётся такой же, как и для транспортёра в составе грузового поезда повышенного веса. Однако величины продольных сил и моментов от них в узлах опорных зон будут меньше соответственно в 1,6 и 1,68 раза.

По III расчётному режиму нагружения грузовой рамы суммарная вертикальная статическая и динамическая нагрузка составляет:

$$P_v = P_{в.ст} (1 + K_{дв} + K_б), \quad (4)$$

где $P_{в.ст}$ – вертикальная статическая нагрузка; $K_{дв}$ – коэффициент динамической добавки вертикальных сил; $K_б$ – коэффициент, учитывающий влияние боковых нагрузок (равен 0,1 в соответствии с нормами расчёта вагонов на прочность).

Максимальное значение коэффициента динамической добавки вертикальных сил определяется по формуле:

$$K_{дв} = \frac{\bar{K}_{дв}}{\beta} \sqrt{\frac{4}{\pi} \ln \frac{1}{1 - P(k_{дв})}}, \quad (5)$$

где $\bar{K}_{дв}$ – среднее значение коэффициента динамической добавки вертикальных сил;

$$\bar{K}_{дв} = a + b \cdot \frac{V - 15}{f_{ст}} \cdot 3,6 \cdot 10^{-4}$$

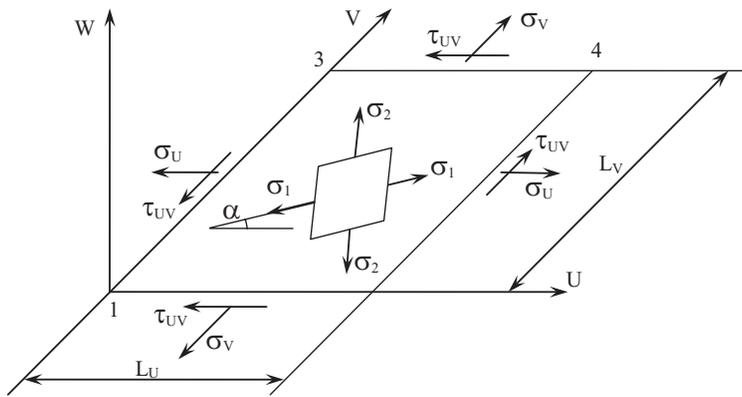


Рис. 2. Местная система координат при расчёте по методу конечных элементов и положительные направления напряжений в конечном элементе:
 U, W, V – местная система координат; L_U, L_V – местные размеры конечного элемента; Σ_U, Σ_V – нормальные напряжения; $\tau_{U,V}$ – касательные напряжения; σ_1, σ_2 – главные напряжения.

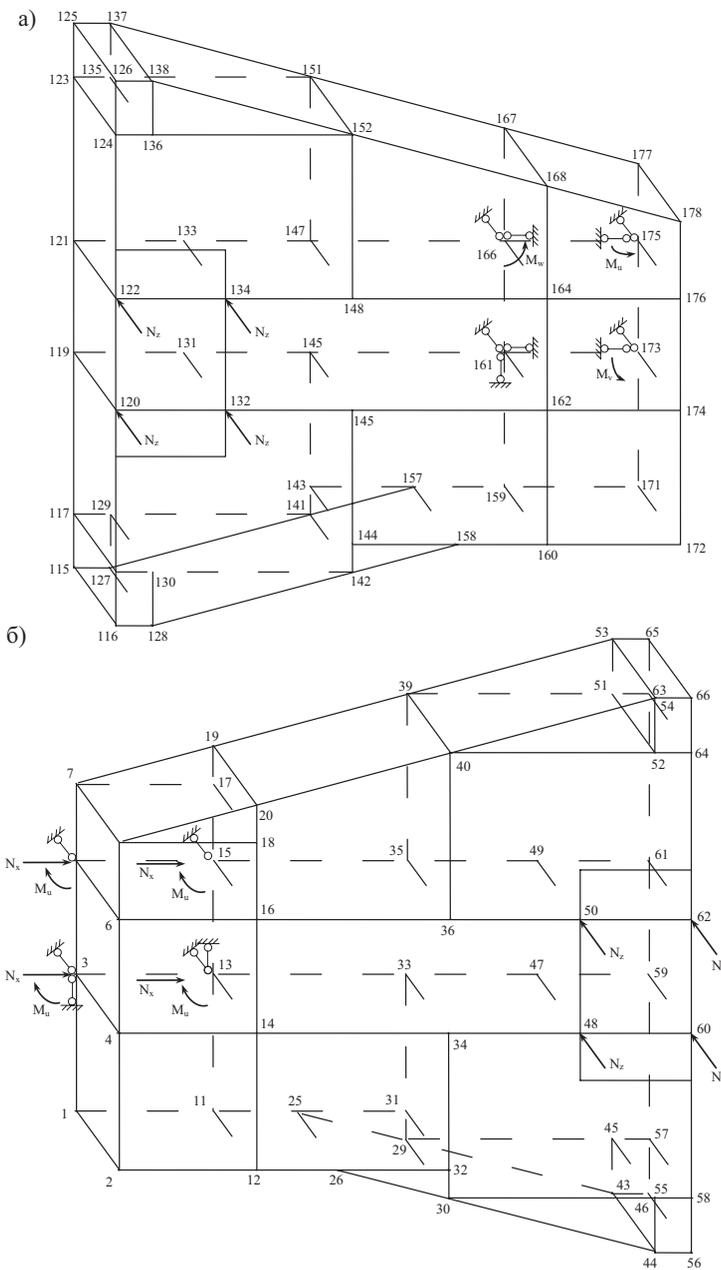


Рис. 3. Расчётная схема грузовой рамы по методу конечных элементов: а – правая часть, б – левая часть.



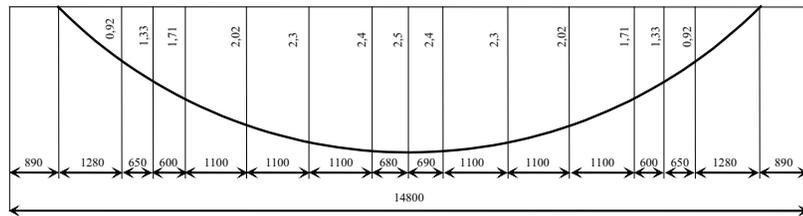


Рис. 4. Эпюра прогибов (в мм) грузовой рамы в различных её сечениях.

(а и в – коэффициенты, равные соответственно 0,05 и 0,75; V – скорость движения в м/с);

β – параметр распределения случайных величин $K_{дв}$, равный 1,13;

$P(K_{дв})$ – доверительная вероятность, равная 0,97;

$f_{ст}$ – статический прогиб рессорного комплекта тележки, для четырёхосной модели 18-101 он равен 0,05 м.

В результате проведенных с использованием компьютера расчётов были получены в центре каждого конечного элемента грузовой рамы нормальные σ_u и σ_v и касательные τ_u и τ_v напряжения в верхних и нижних волокнах пластин конечных элементов. Главные напряжения $\sigma_{1,2}$ определяются по формуле:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_u + \sigma_v}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_u - \sigma_v)^2 + 4\tau_{u,v}^2}, \quad (6)$$

где σ_u и σ_v – нормальные напряжения в направлении осей местной системы координат U и V,

$\tau_{u,v}$ – касательные напряжения в направлении осей местной системы координат.

Оценка напряжённо-деформированного состояния грузовой рамы проводилась в соответствии с требованиями норм расчёта вагонов на прочность [3] по величинам эквивалентных напряжений, определяемых на основе энергетической теории прочности. При двухосном растяжении или сжатии и сдвиге эквивалентные напряжения находились по формуле:

$$\sigma_{эк} = \sqrt{\sigma_u^2 + \sigma_v^2 - \sigma_u \sigma_v + 3\tau_{u,v}^2}. \quad (7)$$

Допускаемые эквивалентные напряжения для низколегированной стали марки 09Г2Д, из которой изготовлена грузовая рама, равны 260 МПа по первому расчётному режиму и 210 МПа – по III режиму нагружения.

Анализ полученных результатов показал, что наибольшие эквивалентные напряжения возникают при первом расчётном режиме.

Максимальные значения (207 МПа) наблюдаются в конечных элементах с номерами узлов 12, 26, 11, 25 вертикальной продольной диафрагмы грузовой рамы, а минимальные (1 МПа) – в конечных элементах с номерами узлов 84, 92, 86, 94 верхнего листа грузовой рамы.

Максимальные значения касательных напряжений, равные 94 МПа, возникают в элементах с номерами узлов 6, 16, 5, 15 верхней продольной диафрагмы грузовой рамы, а минимальные, равные 7 МПа – в конечных элементах с номерами узлов 84, 92, 86, 94 верхнего листа грузовой рамы.

Максимальные значения главных напряжений, равные 102 МПа, зафиксированы в элементах с номерами узлов 12,2, 11, 25 вертикальной продольной диафрагмы, а минимальные, равные 16 МПа, – в конечных элементах с номерами узлов 82, 90, 81, 89 вертикальной диафрагмы грузовой рамы.

В нижнем листе грузовой рамы максимальные значения эквивалентных напряжений достигают 120 МПа в элементе с номерами узлов 13, 33, 15, 35, а касательных напряжений – 60,1 МПа в конечном элементе с номерами узлов 5, 15, 7, 17. Максимальные значения главных напряжений равны 137 МПа в конечном элементе с номерами узлов 13, 33, 15, 35.

В верхнем листе грузовой рамы максимальные значения эквивалентных напряжений равны 58,7 МПа в конечном элементе с номерами узлов 4, 14, 6, 16, а максимальные значения касательных и главных напряжений, равные соответственно 29,3 и 59,4 МПа, возникают в элементе с номерами узлов 14, 34, 16, 36.

Результаты расчётов показали также, что в различных местах грузовой рамы величины напряжений сильно отличаются друг от друга. Так, в вертикальной поперечной диафрагме эквивалентные напряжения изменяются от 7,74 до 157 МПа, касательные – от 3,36 до 58 МПа, а главные напряжения – от 0,84

до 71,4 МПа. В вертикальной продольной диафрагме рамы эквивалентные напряжения имеют разброс от 4,8 до 208 МПа, касательные — от 2,7 до 94 МПа. В нижнем листе эквивалентные напряжения от 2,4 до 121 МПа, касательные — от 1,2 до 60,1 МПа, главные — от 0,067 до 137 МПа. В верхнем листе аналогичные напряжения изменяются соответственно от 0,3 до 59, от 0,16 до 29,3, от 0,05 до 59,4 МПа.

При III расчётном режиме величины напряжений в различных конечных элементах значительно меньше: эквивалентные — в 2,1–3,6 раза, касательные — в 1,7–2,9 раза, главные — в 1,6–3,7 раза. Причем нагрузку в основном воспринимают конечные элементы поперечных и продольных диафрагм в опорных зонах, а также верхний лист грузовой рамы: напряжения в этих конечных элементах не превышают 98 МПа. В остальных элементах их уровень всего лишь 17–25 МПа.

Для грузовой рамы транспортёра, движущегося в малогрузных поездах, при первом расчётном режиме максимальные эквивалентные, касательные и главные напряжения не превышают 71 МПа в вертикальных диафрагмах опорных зон.

Следовательно, из анализа величин напряжений в грузовой раме видно, что она имеет большой запас прочности, поскольку расчётные эквивалентные напряжения в ней намного меньше допускаемых. Однако видно и то, что конструкция была первоначально спроектирована нерационально с точки зрения металлоёмкости и распределения массы металла по поперечному сечению и длине грузовой рамы. На это указывает существенная разница в величинах напряжений в конечных элементах. Так, например, в опорных зонах эквивалентные напряжения достигают 163 МПа, а в конечных элементах грузовой рамы, наиболее удалённых от них, и в местах приложения нагрузок к раме те же напряжения не превышают 17–25 МПа. Кроме того, верхние листы средней части грузовой рамы практически не участвуют в восприятии нагрузок, напряжения в них почти в два раза меньше, чем в нижних листах. Нагрузки воспринимаются в основном опорными зонами и прилегающими к ним конечными элементами. Здесь величины

эквивалентных напряжений изменяются в пределах 67–163 МПа.

В процессе исследования напряжённо-деформированного состояния грузовой рамы были определены также её прогибы в различных сечениях по длине (рис. 4). Из эпюры прогибов видно, что максимальный из них не превышал 2,5 мм в среднем сечении (на расстоянии 7,4 м от опирания рамы на подпятник консольной части транспортёра). Это указывает на то, что конструкция обладает очень большой жёсткостью.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Исходя из проведенного анализа напряжённо-деформированного состояния первоначально спроектированной грузовой рамы Калужскому турбинному заводу-изготовителю были даны рекомендации по более рациональному распределению массы металла по длине и поперечному сечению, а также уменьшению металлоёмкости тех мест грузовой рамы, где расчётом определены очень низкие напряжения. Эти рекомендации приняты заводом и учтены при последующей корректировке конструкции, после чего изготовлен вариант грузовой рамы, который теперь используется для перевозки уникальных крупногабаритных изделий.

В целом исследование напряжённо-деформированного состояния грузовой рамы показали, что она является работоспособной, надёжной по прочности, удобству крепления на ней перевозимого изделия и может безопасно применяться для регулярной перевозки крупногабаритных изделий по железным дорогам России на общих основаниях в соответствии с требованиями к массовому подвижному составу вагонного парка.

ЛИТЕРАТУРА

1. Галлагер Р. Метод конечных элементов: Пер. с англ. — М.: Мир, 1984. — 428 с.
2. Сеницын С. Б., Ванюшенков М. Г. Матричные методы и МКЭ решения задач строительной механики: учебное пособие. — М.: МИСИ, 1984. — 124 с.
3. Нормы для расчёта и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) / ГосНИИВ-ВНИИЖТ. — М.: 1996. — 319 с.
4. Анисимов П. С. Модель пространственных колебаний платформы с длинномерным грузом // Мир транспорта. — 2013. — № 4. — С. 6–13. ●

Координаты автора: Анисимов П. С. — +7 (495) 684–22–10.

Статья поступила в редакцию 08.09.2014, актуализирована 13.11.2014, принята к публикации 30.11.2014.

