

# Машины и Установки проектирование, разработка и эксплуатация

Сетевое издание  
МОО "Стратегия объединения"  
<http://maplants-journal.ru>

Ссылка на статью:

//Машины и установки: проектирование,  
разработка и эксплуатация.  
МОО «Стратегия объединения»  
Электрон. журн. 2023. № 01. С. 1 – 16.

DOI:

Представлена в редакцию: 31.01.2023  
Исправлена: 01.02.2023

© МОО «Стратегия объединения»

УДК 629.369

## Методика расчета прочности рамы специализированных транспортных модулей при перевозке крупногабаритных тяжеловесных грузов

Тропин С.Л.<sup>2</sup>, Свечников И.К.,<sup>1</sup>  
Мисинев А.Н.<sup>1\*</sup>

\* [misinev.alexandr@okb-om.ru](mailto:misinev.alexandr@okb-om.ru)

<sup>1</sup> ООО ОКБ «Спецтяжпроект» (Москва,  
Россия)

<sup>2</sup> МГТУ им. Н. Э. Баумана (Москва, Россия)

---

Представлена методика расчета прочности рамы специализированных транспортных средств (далее по тексту ТС) при перевозке крупногабаритных тяжеловесных грузов. В методике излагается процесс построения расчетной схемы в общем виде для определения всех возникающих усилий на раму ТС с использованием множества осей и вставок (спейсеров). Приведенные функциональные зависимости позволяют определить изгибающие моменты и перерезывающие силы в раме в зависимости: от собственной массы ТС; количества и усилий на опорах от груза; возникающих инерционных нагрузок при торможении ТС. На основе разработанной методики построены эпюры изгибающего момента и перерезывающих сил для конкретной транспортной схемы перевозки КТГ.

---

**Ключевые слова:** Транспортные средства (ТС), крупногабаритный тяжеловесный груз (КТГ), нагрузка, изгибающие моменты, перерезывающие силы, расчетная схема.

---

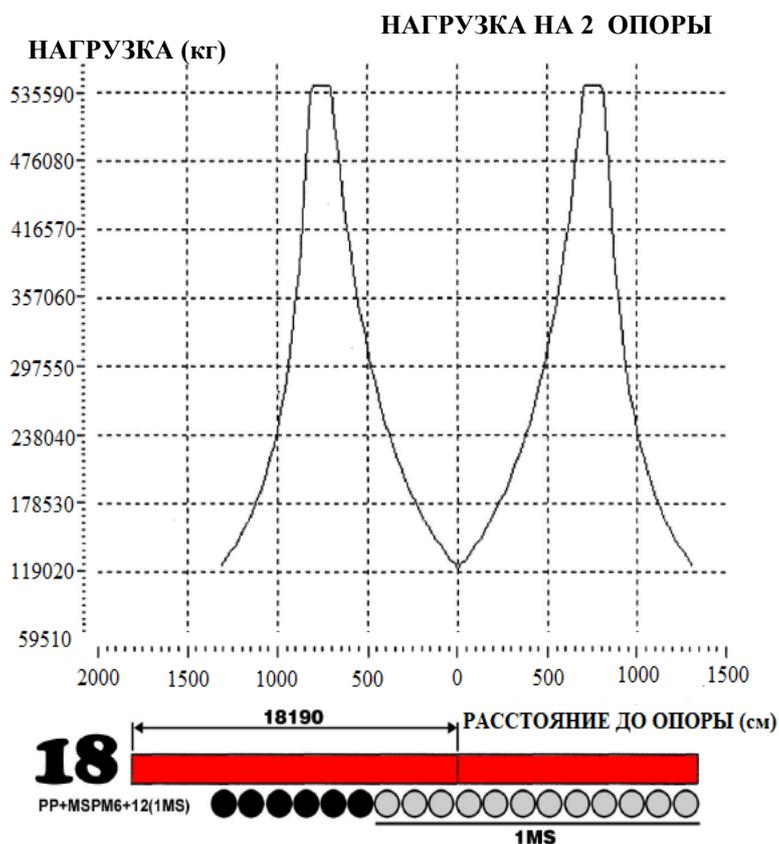
### Введение

Одной из актуальнейших задач при перевозке крупногабаритных и тяжеловесных грузов (далее по тексту КТГ) является выбор необходимой конфигурации специализированных транспортных средств (далее по тексту ТС).

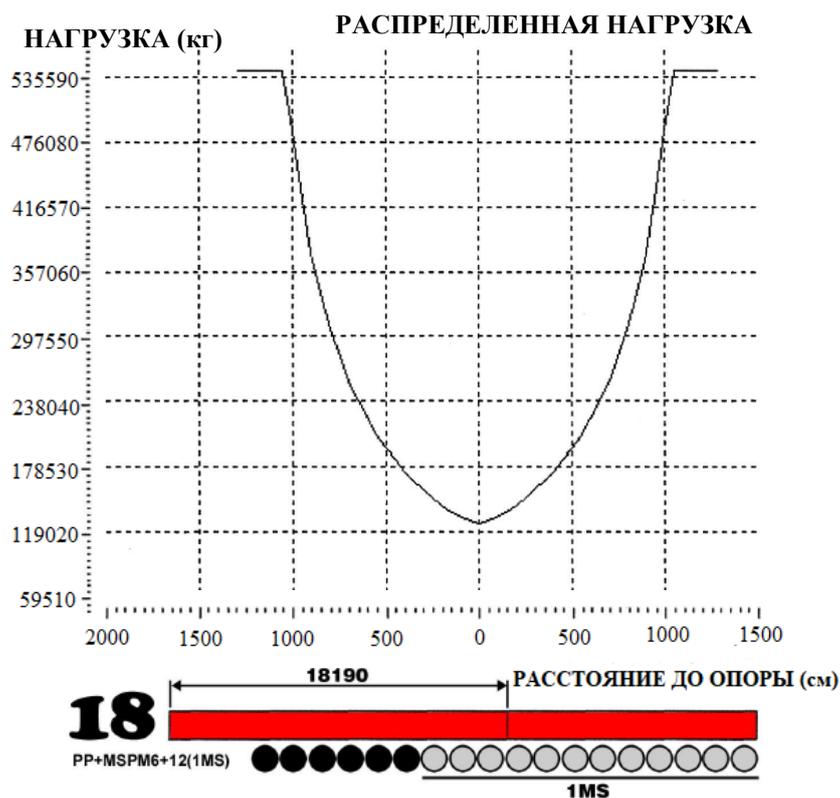
Благодаря модульной конструкции можно собрать ТС, имеющее необходимую грузоподъемность для перевозки КТГ с заявленными массово-габаритными характеристиками.

Каждый из модулей, из которых собирается транспортное средство, имеет большую грузоподъемность, однако не всегда можно ее реализовать из-за ограничений по прочности рамы.

Наглядно это проиллюстрировано на примере использования диаграммы нагружения восемнадцатисного ТС Cometto, показанной на рис. 1 и рис. 2 [1].



**Рис. 1.** Диаграмма грузоподъемности 18-ти осного транспортера Cometto в зависимости от расположения двух опор груза



**Рис. 2.** Диаграмма грузоподъемности 18-ти осного транспортера Cometto в зависимости от длины груза с плоским основанием

Как видим, потенциально транспортное средство имеет грузоподъемность 540 тонн. Однако фактическая грузоподъемность для конкретного груза существенно зависит от количества и расположения точек опирания груза на транспортную платформу. Это обусловлено конструкцией рамы транспортных модулей. Рама в продольном направлении представляет собой балку в виде двутаврового или коробчатого сечения, к которой крепится транспортная платформа и поперечные ребра. Нагрузка на раму от колес передается через ребра и стойки подвески.

Соединение подвесок осуществляется по гидравлическим контурам, как правило, в виде опорного треугольника [2]. Каждый контур представляет из себя систему сообщающихся сосудов (подвесок транспортного средства), что позволяет обеспечивать равные нагрузки на все колеса в рамках одного контура.

На рис. 3 показана классическая схема соединения гидравлических подвесок восемнадцатисосного ТС в соответствии с инструкцией по эксплуатации техники [3].

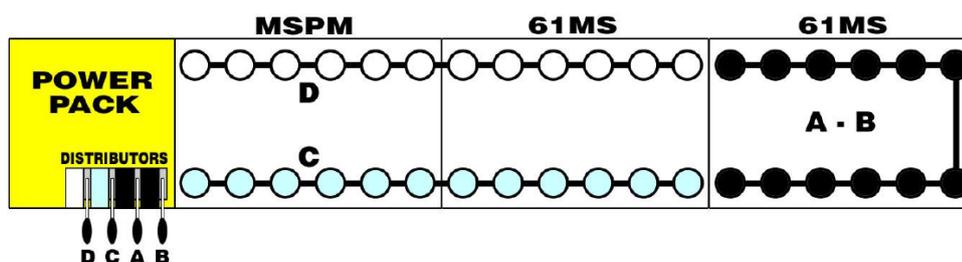


Рис. 3. Стандартная схема соединения гидравлических подвесок 18-ти осного ТС

Нагрузки в подвесках в рамках одного контура будут одинаковыми, но могут отличаться в разных контурах в зависимости от места расположения центра масс КТГ.

Например, при транспортировке КТГ массой 200 т на двух опорах, расположенных симметрично от центра масс на расстоянии 10 м друг от друга и смещении центра масс груза на 2 м от центра ТС в сторону переднего контура грузоподъемность будет составлять, согласно эпюры нагрузок (рис. 1), 315 т, при этом осевые нагрузки будут разные. В переднем контуре нагрузки будут 21,2 т на ось, а в задних контурах 11,9 т на ось.

Таким образом, производитель транспортных модулей решение задачи о допустимых нагрузках при двух точечном или равномерном опирании груза на платформу рекомендует определять с использованием нагрузочных эпюр.

Однако на практике длинномерные грузы имеют многоточечное опирание с различными значениями реакций на опорах и их неравномерным распределением по длине ТС. В этом случае диаграммы нагрузок использовать нельзя и необходимо обращаться к разработчику транспортных модулей для согласования транспортной схемы.

Определение предельно допустимого нагружения ТС еще более усложняется в случае применения транспортных платформ или проставок, так называемых спейсеров (от англ. “Spacer” – распорка, проставка), а также при изменении характера движения с равномерного на равноускоренное (торможение).

Таким образом, целью исследования ставится разработка методики решения задачи по оценке возможности транспортировки КТГ с использованием специализированных транспортных модулей с учетом множества факторов размещения груза.

# 1. Определение внешних силовых факторов

## 1.1. Описание транспортера

Рассмотрим постановку и решение данной сложной задачи в общем виде с использованием в транспортной схеме спейсеров как показано на рис. 4.

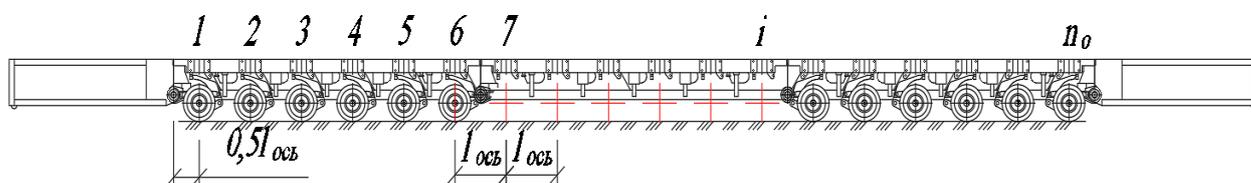


Рис. 4. Схема ТС со спейсером.

$l_{ось}$  – межосевое расстояние ТС;

$i$  – номер оси с учетом спейсеров

При перевозке КТГ с использованием специализированных модулей-проставок рекомендуется использовать трехточечное опирание. Основание опорного треугольника образуют два отдельных контура по правому и левому борту ТС с объединением задних подвесок с частью передних [4].

Пример такого трехточечного соединения подвесок показан на рис. 5.

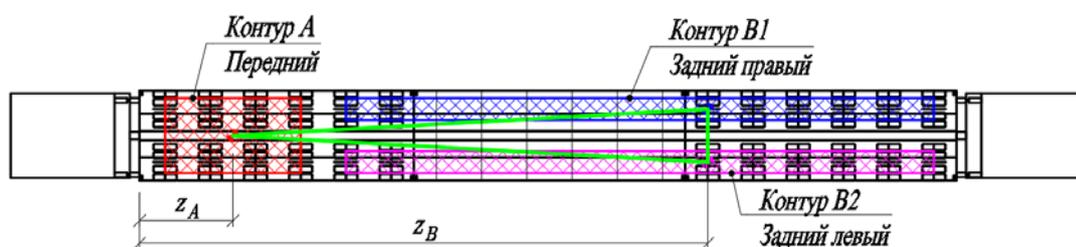


Рис. 5. Схема трехточечного подключения гидравлических контуров ТС

В общем случае размещение груза на транспортном средстве можно представить в следующем виде (рис. 6):

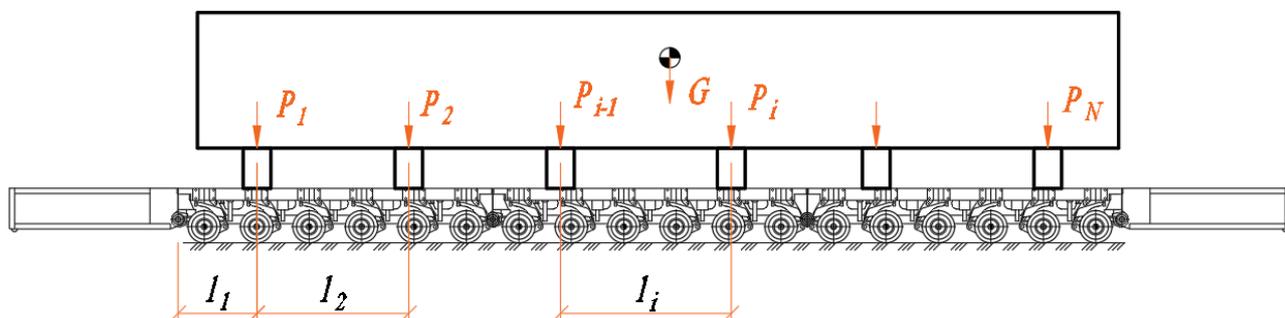


Рис. 6. Общий случай размещения груза на 18-ти осном транспортере.

$l_1$  – расстояние от переднего края ТС до 1й опоры;

$l_{2...N}$  – расстояние между  $i$ -й и  $(i-1)$ -й опорой, начиная со 2й;

$P_i$  – величина нагрузки под  $i$ -й опорой

Такой подход позволяет менять расположение центра масс груза на транспортном средстве путем изменения расстояния до первой опоры  $l_1$ .

Для упрощения вычислений расчет сведем к плоской задаче.

Переход к плоской задаче осуществляется с соблюдением следующих положений:

- подключение гидравлических контуров – треугольник;
- количества подвесок в переднем и заднем гидравлических контурах транспортного средства задается и может отличаться от стандартной схемы;
- центр масс груза в поперечном направлении совпадает с осью транспортного средства, следовательно, распределение нагрузок на ТС от перевозимого оборудования в поперечном направлении равномерно;
- количество опор груза неограниченно;
- расчет выполняется по допускаемым напряжениям;
- количество осей транспортного средства задается и неограниченно;
- наличие и расположение силовых блоков на ТС задается;
- груз жестко закреплен на транспортном средстве;
- длина проставок (спейсеров) кратна межосевому расстоянию транспортного средства.

На первом этапе для выбранной схемы трёхточечного подключения контуров необходимо определить их геометрические центры. Это необходимо сделать для определения суммарных нагрузок в контурах.

Положение геометрических центров переднего (А) и заднего (В) гидравлического контура можно вычислить как отношение суммы расстояний от переднего края ТС до оси, подключенной в соответствующий контур, к числу осей в соответствующем контуре. В общем виде запись можно представить в следующем виде:

Расстояние геометрического центра переднего контура (А) от края ТС:

$$z_A = \frac{\sum_{n_o} [Y_i^A \cdot (i - 0.5) \cdot l_{ось}]}{n_A},$$

где  $n_A$  – число осей в переднем контуре;

$n_o$  – общее число осей с учетом спейсеров;

$l_{ось}$  – межосевое расстояние;

$Y_i^A$  – коэффициент, учитывающий только рабочие оси переднего контура;

$Y_i^A = 1$  –  $i$ -я ось рабочая и подключена к переднему контуру;

$Y_i^A = 0$  –  $i$ -я ось отключена (отсутствует) или подключена к заднему контуру.

Расстояние геометрического центра заднего контура (В) от края ТС:

$$z_B = \frac{\sum_{n_o} [Y_i^B \cdot (i - 0.5) \cdot l_{ось}]}{n_B},$$

где  $n_B$  – число осей в заднем контуре;

$Y_i^B$  – коэффициент, учитывающий только рабочие оси заднего контура;

$Y_i^B = 1$  –  $i$ -я ось рабочая и подключена к заднему контуру;

$Y_i^B = 0$  –  $i$ -я ось отключена (отсутствует) или подключена к переднему контуру.

## 1.2. Влияние инерционных нагрузок

Учитывая динамику движения ТС в расчетах следует учитывать влияние инерционных нагрузок при торможении.

При резком торможении, благодаря силе инерции, происходит перераспределение нагрузок на опоры груза [5]: передние опоры дополнительно нагружаются, задние – разгружаются. Для определения величины дополнительного усилия  $\Delta$  была принята следующая расчетная схема (рис. 7).

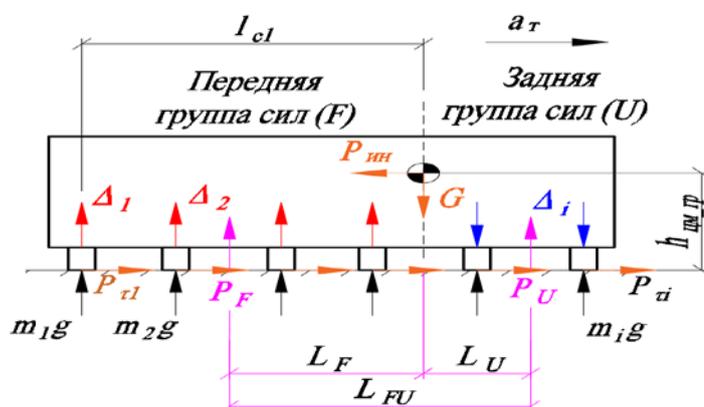


Рис. 7. Расчетная схема определения влияния инерционной нагрузки при торможении.

Обозначения на схеме:

$a_{\tau}$  – ускорение торможения;

$P_{ин}$  – сила инерции груза;

$G$  – масса груза;

$m_i g$  – реакции в  $i$ -й опоре от собственного веса груза;

$P_{\tau i}$  – сила сопротивления смещению груза на транспортной раме;

$\Delta_i$  – усилие в  $i$ -й опоре от инерционной нагрузки;

$P_F, P_U$  – величина усилий от действия инерционной нагрузки на переднюю (F) и заднюю (U) группу сил;

$L_F, L_U$  – расстояние от центра масс груза до центра передней (F) и задней (U) группы сил;

$l_{ci}$  – расстояние от  $i$ -й опоры до центра масс груза

Величина реакций в опорах позволяет нам оценить распределение масс груза по длине. Для этих целей вводится коэффициент распределения массы:

$$k_i = \frac{m_i \cdot g}{G}.$$

Исходя из распределения массы по опорам, находится положение центров тяжести для передней  $L_F$  и задней  $L_U$  групп сил:

$$L_{F(U)} = \frac{\sum(k_i^{F(U)} \cdot l_{ci})}{\sum k_i^{F(U)}}.$$

Из уравнений статики определяются результирующие усилия передней  $P_F$  и задней  $P_U$  групп сил и вычисляется величина дополнительного усилия от действия инерционных сил  $\Delta$ :

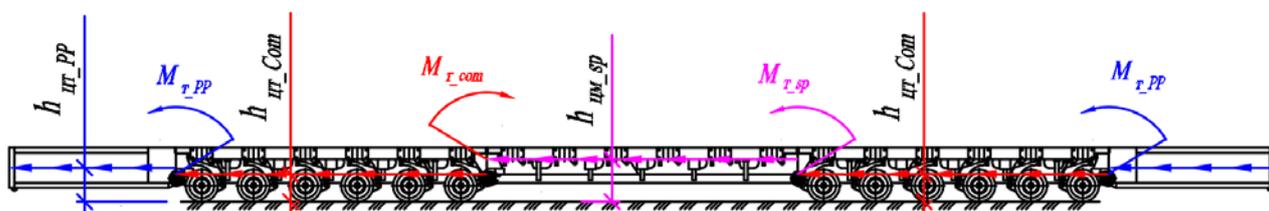
$$\Delta_i^{F(U)} = P_{F(U)} \cdot \frac{k_i}{\sum k_i^{F(U)}}.$$

Найдя величину дополнительного усилия от действия инерционных сил, мы можем определить результирующие нагрузки  $P_i$  на раму транспортного средства, просуммировав реакции под опорами груза  $m_i g$  с усилием  $\Delta_i$  для соответствующей опоры. Причем суммирование производится с учетом направления вектора действия усилия  $\Delta_i$ .

Величину горизонтального усилия под каждой опорой можно определить следующим образом [5]:

$$P_{\tau i} = P_i \cdot \frac{a_{\tau}}{g}.$$

Помимо изменения нагрузки под опорами груза, при торможении автопоезда в элементах транспортного средства возникает инерционное усилие, распределенное равномерно вдоль центральной продольной оси сечения. В местах сочленения модулей транспортного средства с проставками и другими навесными элементами возникает дополнительный момент, вызванный разностью высот расположения центральных осей отдельных элементов (рис. 8):



**Рис. 8.** Расчетная схема распределения инерционной нагрузки на раме транспортного средства.

$M_{\tau\_рп}$  – момент, возникающий в раме модуля транспортного средства от силы инерции силового блока;

$M_{\tau\_сост}$  – момент, возникающий в силовой балке проставки от силы инерции модуля ТС;

$M_{\tau\_сп}$  – момент, возникающий в раме модуля ТС от силы инерции проставки;

$h_{цт}$  – высота до центра тяжести соответствующего элемента от земли

В общем случае, тормозной момент можно определить следующим образом:

$$M_{\tau} = m \cdot a_{\tau} \cdot \Delta h_{цм},$$

где  $m$  – масса элемента слева от рассматриваемого сечения (или масса силового блока по краям ТС);

$a_{\tau}$  – ускорение торможения;

$\Delta h_{цм}$  – разность высот центров масс соседних элементов.

### 1.3. Определение суммарных нагрузок в контурах

Для определения суммарных осевых нагрузок в переднем (А) и заднем (В) контурах представим силовую раму ТС в виде неразрезной балки переменного сечения с двумя опорами. Расчетная схема для определения реакций в опорах представлена на рис. 9.

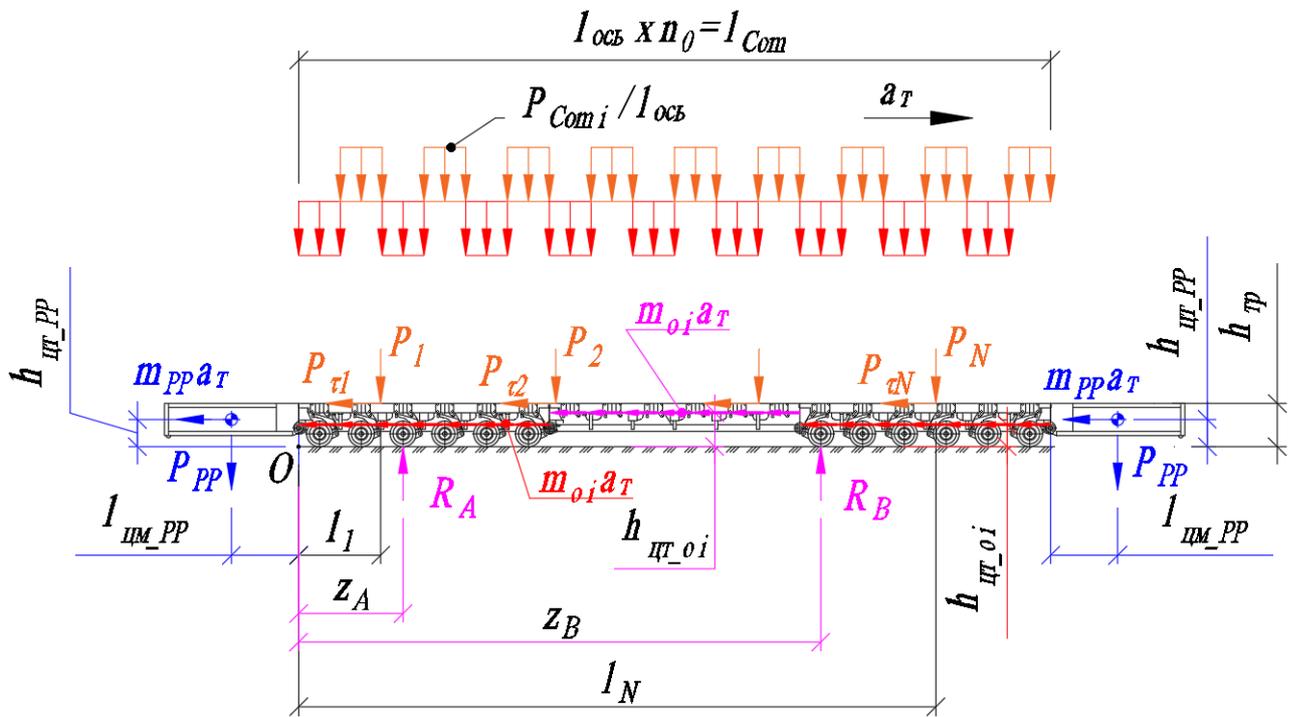


Рис. 9. Расчетная схема определения нагрузок в переднем (А) и заднем (В) контуре с учетом динамического торможения в общем виде.

$z_A, z_B$  – расстояние от края транспортного средства до геометрических центров переднего (А) и заднего (В) контура с учетом наличия спейсеров;

$R_A, R_B$  – суммарная нагрузка в переднем (А) и заднем (В) контуре;

$a_T$  – ускорение торможения;

$P_i$  – нагрузки на раму от  $i$ -й опоры груза с учетом динамики торможения;

$P_T$  – горизонтальное усилие под опорой груза, возникающее при торможении;

$l_i$  – расстояние от края ТС до  $i$ -й опоры груза;

$h_{Тр}$  – высота грузовой платформы транспортного средства от дорожного покрытия;

$P_{Сом i}$  – вес одной оси транспортного средства;

$l_{ось}$  – межосевое расстояние ТС;

$m_o$  – масса оси (в т.ч. проставок) ТС;

$h_{ЦТ o}$  – высота центральной линии сечения рамы ТС (в т.ч. проставок) от дорожного покрытия;

$P_{ПП}$  – весовая нагрузка силового блока;

$m_{ПП}$  – масса силового блока;

$l_{ЦМ_ПП}$  – расстояние от края ТС до центра масс силового блока;

$h_{ЦТ_ПП}$  – высота центра масс силового блока от дорожного покрытия

Определяем реакции  $R_A, R_B$ , решая систему уравнений статического равновесия в общем виде:

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{ПП} \cdot l_{ЦМ_ПП}^{ПП} - P_{ПП} \cdot (l_{ЦМ_ПП}^{ПП} + l_{Сом}) + R_A \cdot z_A + R_B \cdot z_B - \sum_{n_o} [P_i^{Сом} \cdot (i - 0.5) \cdot l_{ось}] - \sum_N [P_i \cdot l_i] + \dots \\ \dots + a_T \cdot \left( 2 \cdot m_{ПП} \cdot h_{ЦТ_ПП} + \sum_{n_o} (m_i^o \cdot h_{o i}^{ЦТ}) + \sum_N (P_i^T \cdot h_{Тр}) \right) = 0 \\ R_A + R_B - 2 \cdot P_{ПП} - \sum P_i - \sum P_i^{Сом} = 0 \end{array} \right.$$

### 1.4. Приведение осевых нагрузок к силовой раме транспортного средства

От суммарных нагрузок переходим к определению осевых нагрузок:

$$R_{ось}^{A(B)} = \frac{R_{A(B)}}{n_{A(B)}}$$

где  $n_{A(B)}$  – число осей в переднем (А) и заднем (В) гидравлических контурах ТС.

При торможении между колесом и дорожным покрытием возникает тормозное усилие  $R_\tau$ , величина которого определяется:

$$R_i^\tau = R_i^{ось} \cdot \frac{a_\tau}{g}.$$

Нагрузки от подвески на силовую балку транспортного средства передаются через ребра жесткости, расположенные на половине осевого расстояния с 2-х сторон от оси. Условно принимаем, что нагрузка от оси распределяется равномерно на два ребра. Таким образом, приведенная к силовой раме сила от действия осевых нагрузок может быть определена следующим образом:

$$R_1^{2л} = \frac{R_i^{ось}}{2} - \frac{h_{цм}^o}{l_{ось}} R_i^\tau \text{ - ребро слева от 1й оси;}$$

$$R_i^{2л} = \frac{R_i^{ось} + R_{i-1}^{ось}}{2} + \frac{h_{цм}^o}{l_{ось}} (R_{i-1}^\tau - R_i^\tau) \text{ - ребро слева от промежуточной оси;}$$

$$R_{n_0+1}^{2л} = \frac{R_{n_0}^{ось}}{2} + \frac{h_{цм}^o}{l_{ось}} R_{n_0}^\tau \text{ - ребро справа от последней оси.}$$

Схематично, определение нагрузок на главную балку от осей можно представить в следующем виде (рис.10):

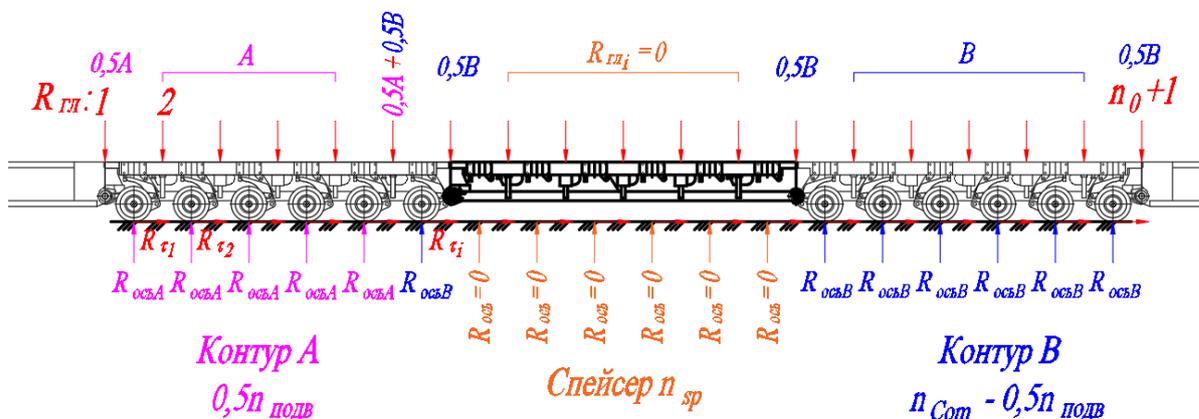


Рис. 10. Расчетная схема для определения внутренних силовых факторов

## 2. Определение внутренних силовых факторов.

Объединив все полученные ранее усилия, получаем расчетную схему рамы транспортного средства (рис. 11) в общем виде:

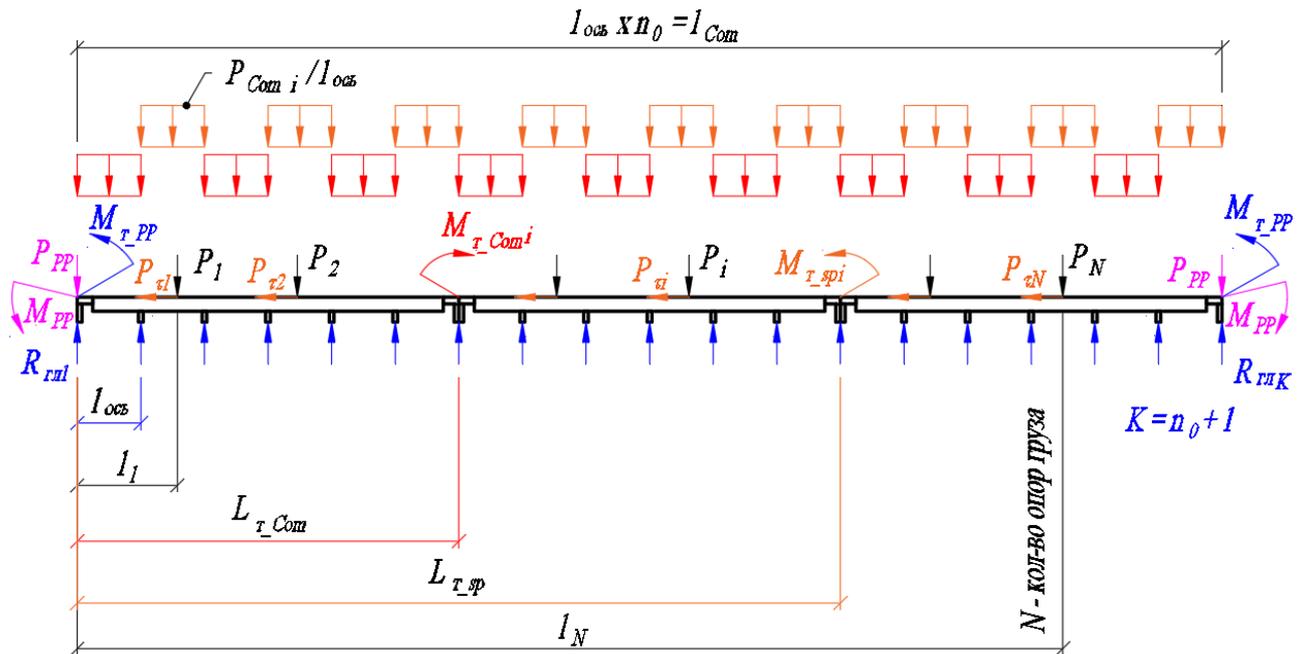


Рис. 11. Расчетная схема для определения внутренних силовых факторов

По расчетной схеме (рис. 11) определяются внутренние силовые факторы: изгибающий момент и перерезывающее усилие. Кручение в данном случае не учитывается, т.к. отсутствует смещение центра масс груза относительно оси транспортного средства.

Для упрощения записей при вычислении внутренних силовых факторов применяется функция Хевисайда, которая имеет следующий вид:

$$\Phi(x) = \begin{cases} 1, & x \geq 0 \\ 0, & x < 0 \end{cases}.$$

В соответствии с принципом суперпозиции, разбиваем функции изгибающего момента и перерезывающих усилий на следующие компоненты:

- влияние собственной массы ТС;
- влияние динамического торможения;
- влияние внешних нагрузок;
- результирующая функция для внутренних силовых факторов.

На основе данной расчетной схемы определяем изгибающие моменты и перерезывающие усилия в раме [6] от собственной массы ТС, инерционной и внешней нагрузок.

Функция изгибающего момента и перерезывающих усилий от собственной массы в общем виде:

$$M_{Com}(z) = - \sum_{n_0} \left[ \frac{1}{2} \cdot \frac{P_i^{Com}}{l_{ось}} \cdot (z - (i-1) \cdot l_{ось})^2 \cdot \Phi(z - (i-1) \cdot l_{ось}) \cdot \Phi(i \cdot l_{ось} - z) \right] - \dots$$

$$\dots - \sum_{n_0} [P_i^{Com} \cdot (z - (i-0.5) \cdot l_{ось}) \cdot \Phi(z - i \cdot l_{ось})]$$

$$Q_{Com}(z) = - \sum_{n_o} \left[ \frac{P_i^{Com}}{l_{ось}} \cdot (z - (i - 1) \cdot l_{ось}) \cdot \Phi(z - (i - 1) \cdot l_{ось}) \cdot \Phi(i \cdot l_{ось} - z) \right] - \dots$$

$$\dots - \sum_{n_o} [P_i^{Com} \cdot \Phi(z - i \cdot l_{ось})],$$

где  $P_i^{Com}$  – вес  $i$ -й оси ТС;

$l_{ось}$  – межосевое расстояние;

$n_o$  – общее число осей с учетом спейсеров.

Функция изгибающего момента от инерционных нагрузок в общем виде:

$$M_{изг}^T(z) = -M_T^{PP} + M_T^{PP} \cdot \Phi(z - l_{Com}) - \sum_N (P_i^T \cdot (h_{тр} - h_{Com}^{цт})) + \sum M_T^{Com} \cdot \Phi(z - L_T^{Com}) - \dots$$

$$- \sum M_T^{sp} \cdot \Phi(z - L_T^{sp}) - \sum_K [R_i^T \cdot (h_{sp}^{цт} - h_{Com}^{цт}) \cdot \Phi(z - (i - 1) \cdot l_{ось})],$$

где  $M_T^{PP}$  – момент, возникающий при торможении от массы силового блока;

$M_T^{Com}$  – момент, возникающий при торможении от массы модуля транспортного средства;

$M_T^{sp}$  – момент, возникающий при торможении от массы спейсера;

$l_{Com}$  – длина ТС;

$L_T^{Com}$  – расстояние от переднего края ТС до точки приложения момента  $M_T^{Com}$ ;

$L_T^{sp}$  – расстояние от переднего края ТС до точки приложения момента  $M_T^{sp}$ ;

$\sum_K [R_i^T \cdot (h_{sp}^{цт} - h_{Com}^{цт}) \cdot \Phi(z - (i - 1) \cdot l_{ось})]$  – дополнительный изгибающий момент, возникающий в раме спейсера от действия тормозного усилия  $R_i^T$  в случае разности положения центральной линии сечения балки по высоте.

Функция изгибающего момента и перерезывающих сил от внешних нагрузок будут иметь вид:

$$M_P(z) = -P_{PP} \cdot z - M_{PP} + M_{PP} \cdot \Phi(z - l_{Com}) + \sum_K [R_i^{гЛ} \cdot (z - (i - 1) \cdot l_{ось}) \cdot \Phi(z - (i - 1) \cdot l_{ось})] - \dots$$

$$\dots - \sum_N [P_i \cdot (z - l_i) \cdot \Phi(z - l_i)];$$

$$Q_P(z) = -P_{PP} - P_{PP} \cdot \Phi(z - l_{Com}) + \sum_K [R_i^{гЛ} \cdot \Phi(z - (i - 1) \cdot l_{ось})] - \sum_N [P_i \cdot \Phi(z - l_i)], \text{ где}$$

где  $P_{PP}$  – собственный вес силового блока;

$M_{PP}$  – изгибающий момент от силового блока;

$R_i^{гЛ}$  – нагрузки на балку от осей ТС;

$P_i$  – нагрузка под  $i$ -й опорой груза;

$l_{ось}$  – межосевое расстояние;

$l_i$  – расстояние от переднего края ТС до  $i$ -й опоры.

Результирующий изгибающий момент и перерезывающая сила в силовой балке транспортного средства получаются путем суммирования функций, полученных по вышеуказанным зависимостям:

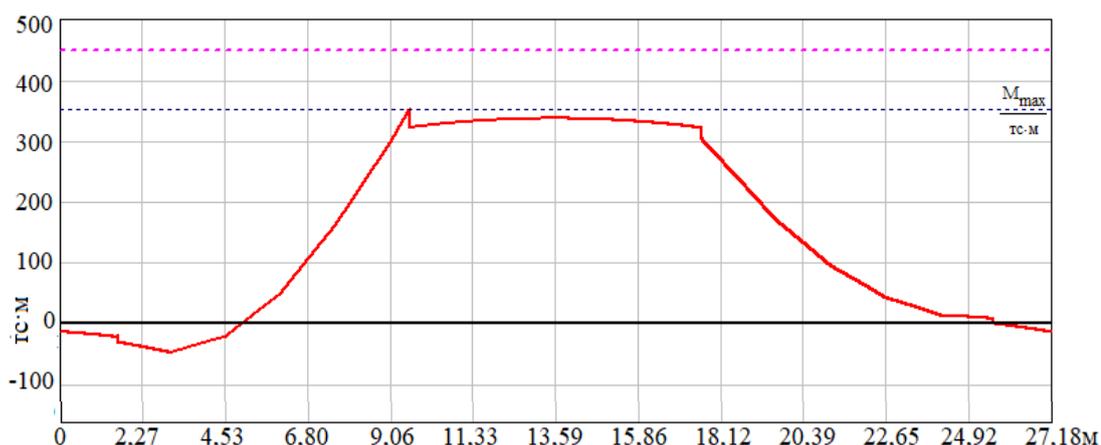
$$M_{\text{гл}}(z) = M_{\text{Com}}(z) + M_{\text{изг}}^T(z) + M_P(z);$$

$$Q(z) = Q_{\text{Com}}(z) + Q_P(z).$$

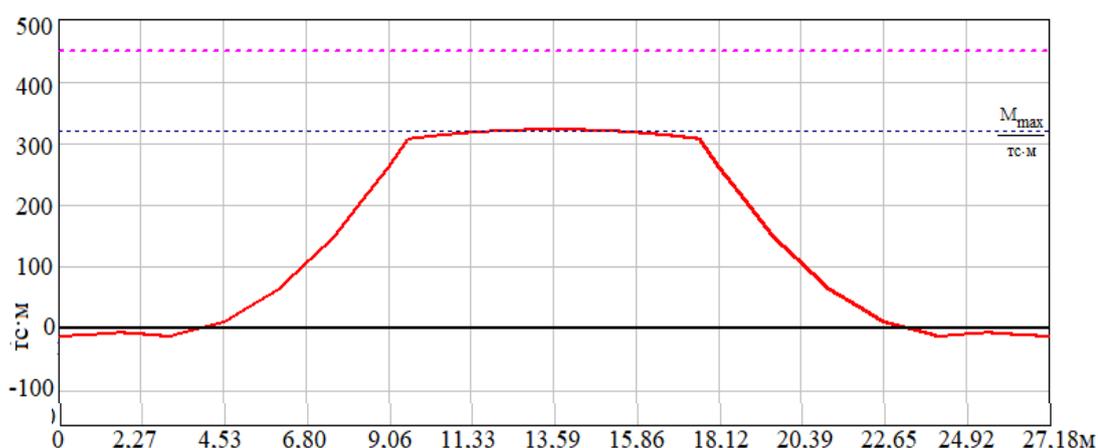
На основе полученных зависимостей строятся эпюры изгибающих моментов и перерезывающих сил, выбираются критические сечения рамы и для них определяют расчетные значения нормальных и касательных напряжений, по которым делается заключение об их несущей способности.

### 3. Пример результатов расчета

Пример построения эпюр изгибающего момента и перерезывающей силы для Cometto MSPM 18 осей с 6-ти осным спейсером и грузом массой 210 т на 4-х опорах (нагрузки по опорам соответственно 28, 77, 77, 28 т) приведены ниже. При этом торможение осуществляется при ускорении [7]:  $a_T = 0,8g$ .

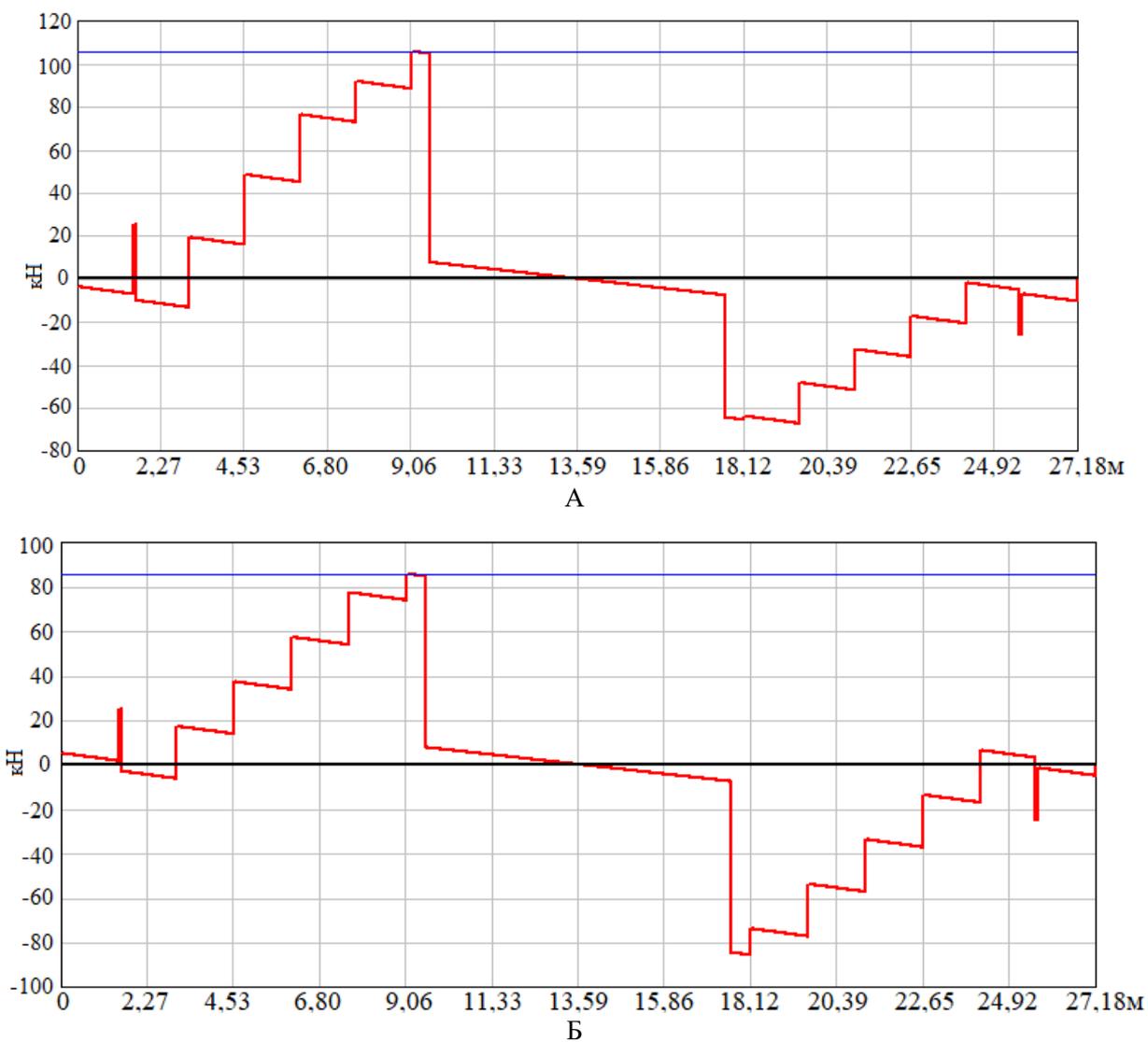


А



Б

**Рис. 12.** Пример результирующей эпюры изгибающих моментов для Cometto MSPM 18 осей с 6-ти осным спейсером и грузом на 4х опорах: А) с учетом динамического торможения, Б) без динамического торможения



**Рис. 13.** Пример результирующей эпюры перерезывающей силы для Cometto MSPM 18 осей с 6-ти осным спейсером и грузом на 4х опорах: А) с учетом динамического торможения, Б) без динамического торможения

Полученные результаты расчета для 2-х случаев представим в виде таблицы (табл. 1).

**Таблица 1**

Внутреннее усилие	С учетом торможения ТС	Без учета торможения ТС	Разность, %
(1)	(2)	(3)	(4)=[(2)-(3)] / (3)
Изгибающий момент $M_{изг}, тс \cdot м$	352,6	321,3	+9,7%
Перерезывающее усилие Q, тс	105,6	85,65	+23,3%

## Выводы

Таким образом, приведенная в статье методика позволяет применительно к выбранной транспортной схеме для перевозки КТГ на основе сведений о грузе определить возникающие изгибающие моменты и перерезывающие усилия в раме транспортного средства на всей ее длине.

При этом учитывается множество факторов, влияющих на величины изгибающих моментов и перерезывающих усилий.

Для выбранной транспортной схемы учитываются: количество осей, межосевое расстояние, схема соединения гидравлических контуров подвесок, осевые нагрузки, собственная масса и размеры модулей, наличие спейсеров и др. факторов, описанных выше.

Для груза учитывается количество и расположение транспортных ложементов на грузе и транспортном средстве, нагрузки на ложементах, координаты центра массы груза, моменты инерции, возникающие при торможении.

## Список литературы

1. MSPM Самоходный тяжеловозный приводной модуль MSPM, модуль IMS и силовой агрегат. Диаграммы нагружения.
2. MSPM Самоходный тяжеловозный приводной модуль MSPM и силовой агрегат. Инструкция по эксплуатации и обслуживанию.
3. MSPM Самоходный тяжеловозный приводной модуль MSPM, модуль IMS и силовой агрегат. Конфигурации.
4. Итоги науки и техники. Взаимодействие разных видов транспорта и контейнерные перевозки. Т.16. Развитие перевозок негабаритных грузов большой массы / Под ред. С.М. Резера. – М.: ВИНТИ, 1993.
5. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин / Г.А. Смирнов. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
6. Феодосьев, В.И. Сопротивление материалов / В.И. Феодосьев. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 592 с.
7. Об утверждении Правил обеспечения безопасности перевозок автомобильным транспортом и городским наземным электрическим транспортом: Приказ Министерства транспорта РФ от 20 апреля 2021 г. №145. -М. 2021.

## АВТОРЫ

**Тропин Сергей Львович**, кандидат технических наук, заведующий каф. «Подъемно-транспортные системы» МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, 105005, Россия, [tropin@spectyazh.ru](mailto:tropin@spectyazh.ru) .

**Мисинев Александр Николаевич**, кандидат технических наук, технический директор ООО «ОКБ «Спецтяжпроект», г. Москва, ул. 2-я Синичкина, д.9а, стр. 7, 111020, Россия, [misinev.alexandr@okb-om.ru](mailto:misinev.alexandr@okb-om.ru) .

**Свечников Иван Константинович**, инженер-конструктор ООО «ОКБ «Спецтяжпроект», г. Москва, ул. 2-я Синичкина, д.9а, стр. 7, 111020, Россия, [svechnikov.ivan@okb-om.ru](mailto:svechnikov.ivan@okb-om.ru) .

# Machines & Plants Design & Exploiting

*Electronic journal  
International Public Organization  
"Integration strategy"  
<http://maplants-journal.ru>*

//Machines andPlants:Design and Exploiting.  
2023. № 01. pp. 1 – 16.

DOI:

Received: 31.01.2023

Revised: 01.02.2023

© Interntional Public Organization "Integration  
strategy"

## Calculation method loading of the frame of specialized transport modules during the transportation of large-sized heavy loads

Sergey L. Tropin<sup>2</sup>,  
Ivan K. Svechnikov<sup>1</sup>,  
Alexander N. Misinev<sup>1\*</sup>

\* [misinev.alexandr@okb-om.ru](mailto:misinev.alexandr@okb-om.ru)

<sup>1</sup> LLC OKB "Spetstyazhproekt", Moscow,  
Russian Federation

<sup>2</sup> Bauman Moscow State Technical  
University, Moscow, Russian Federation

---

The method of calculating the strength of the frame of specialized vehicles for the transportation of bulky heavy loads is presented. The methodology describes the process of constructing a design scheme in a general way to determine all the loads that occur on the vehicle frame using a set of axles and inserts (spaces). These functional dependencies allow us to determine the bending moments and shearing forces in the frame depending on: the vehicle's own weight; the amount and load on the supports from the load; the resulting inertial loads when braking the vehicle. Based on the developed methodology, histograms of changes in bending moment and shearing forces are constructed for a specific transport scheme for the transportation of heavy bulky cargo

---

**Keywords:** Vehicles (TS), large-sized heavy cargo (KTG), load, calculation of bending moments of shearing forces, calculation scheme.

### References

1. MSPM Self-propelled modular trailer Power Pack MSPM Motorized Module 1MS Module. Load Diagrams.
2. MSPM Self-propelled modular trailer Power Pack MSPM Motorized Module. Use and maintenance.
3. MSPM Self-propelled modular trailer Power Pack MSPM Motorized Module 1MS Module. Configurations.
4. Itogi nauki i tekhniki. Vzaimodeystviye raznykh vidov transporta i konteyneryye perezovki. T.16. Razvitiye perezovok negabaritnykh gruzov bolshoy massy, Moscow, VINITI, 1993. (In Russian).
5. Smirnov G.A. Teoriya dvizheniya kolesnikh mashin. Moscow, Mashinostroyeniye, 1990. 352 p. (In Russian).
6. Feodosyev, V.I. Soprotivleniye materialov. Moscow, BMSTU, 2000. 592 p. (In Russian).
7. Ob utverzhdenii pravil obespecheniya bezopasnosti perezovok avtomobilnym transportom I gorodskim nazemnym elektricheskim transportom. Prikaz Ministerstva transporta RF ot 20 aprelya 2021 g. №145. Moscow. 2021.

---

**Sergey L. Tropin**, Candidate of Technical Sciences, Head of the department "Lifting and transport systems" of Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 2nd Baumanskaya str. 1, 105005, Russia, [tropin@spectyazh.ru](mailto:tropin@spectyazh.ru) .

**Alexander N. Misinev**, Candidate of Technical Sciences,, Technical Director of the OOO "OKB "Spectyazhproekt", Moscow, 2nd Sinichkina str., 9a, 7, 111020, Russia, [misinev.alexandr@okb-om.ru](mailto:misinev.alexandr@okb-om.ru) .

**Ivan K. Svechnikov**, Design Engineer of the OOO "OKB "Spectyazhproekt", Moscow, 2nd Sinichkina str., 9a, 7, 111020, Russia, [svechnikov.ivan@okb-om.ru](mailto:svechnikov.ivan@okb-om.ru) .

---