

НПО «Наука».

3. С учетом зарубежного опыта применения газодинамических подшипников не только на пассажирских самолетах, но и на военных самолетах (F-14, F-16) следует начать подобные разработки агрегатов СКВ для боевых самолетов и вертолетов.
4. Перспективной работой по внедрению газодинамических подшипников является микрогазотурбинная установка мощностью 5 кВт для энергетики как альтернатива паротурбинной установке израильской фирмы «Ормат».
5. С учетом того факта, что высокотемпературное антифрикционное покрытие лепестков и вала с малыми коэффициентами трения уже работают в ряде зарубежных фирм, создание отечественного высокотемпературного антифрикционного покрытия с помощью ведущих химических институтов РАН – дело времени.

#### Литература

1. Agrawal. Foil air/gas bearing technology. An overview. ASME, 345E. New York, 1007, publication 97-GT-347
2. GT-2003-38606. Development of high-speed industrial turbo blowers with foil air bearing. ASME, Turbo Expo, 2003, USA
3. Low-friction wear-resistant coating for high-temperature foil bearings, report N.Y, 12205, USA
4. Технические справки и отчеты МГТУ «МАМИ» за 2010-2011 гг.
5. Ермилов Ю.И. Осевые лепестковые газодинамические подшипники. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, 2008 г.

### **Анализ прочности рамы агрегата для перевозки длинномерных грузов при модификации геометрических параметров его элементов**

Мишин П.П., к.т.н. доц. Осипов Н.Л., к.т.н. проф. Крамской Н.А.

*Университет машиностроения*

8 (495) 223-05-23, доб. 1457, [MishinPP@yandex.ru](mailto:MishinPP@yandex.ru), [sopr@mami.ru](mailto:sopr@mami.ru)

*Аннотация.* В работе рассмотрена задача прочностного анализа рамы перспективного транспортного средства для транспортировки длинномерных грузов. Предложены меры по модификации конструкции рамы. С учетом предложенных вариантов усовершенствования построена математическая модель и определены значения напряжений и прогибов в раме агрегата для всех рассмотренных случаев.

*Ключевые слова:* транспортное средство, рама, математическая модель, модификация

Потребности промышленности в перевозке грузов неуклонно возрастают, в связи с этим повышение эффективности грузоперевозок является одной из главных задач на современном этапе развития страны. Так, с увеличением применения неделимого промышленного оборудования, позволяющего резко сократить себестоимость и сроки производства, повысился интерес к транспортировке наряду с обычными еще и длинномерных грузов. В свою очередь полная стоимость перевозимого груза включает в себя расходы на транспортировку вместе со стоимостью его изготовления, поэтому естественной необходимостью является сокращение издержек на доставку различных изделий.

Снижения затрат в этом случае можно добиться при проектировании транспортных средств, которые перевозят различные виды грузов, в том числе и специфических, по дорогам всех категорий. Особую важность представляет транспортировка грузов большой массы и габаритов, так как это наиболее затратный процесс и в материальном, и в техническом плане. В качестве таких грузов могут выступать ЛЭП, котельное оборудование, трансформаторы высокой мощности и т.п., а средствами доставки являются специальные транспортные средства, [1] (рисунок 1). При этом перевозка грузов может осуществляться как по дорогам общего, так и специального назначения с упрочненным покрытием.

Принцип, согласно которому под отдельные типы грузов требуется разрабатывать и из-

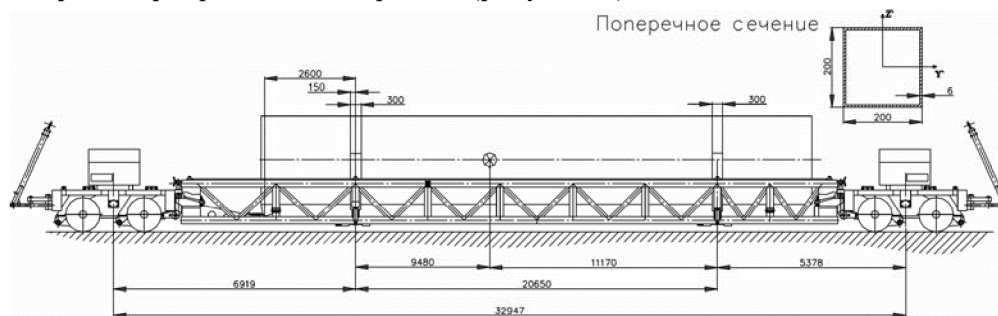
готовлять индивидуальные транспортные средства, весьма дорог и нерационален. При этом несущие конструкции таких транспортировочных систем зачастую проектируются с избыточным запасом прочности для перестраховки с использованием силовых элементов с массивными профилями. В результате создаются изначально утяжеленные средства доставки.



**Рисунок 1 - Транспортировочный агрегат фирмы Scheuerle**

В современных условиях целесообразнее либо заново проектировать универсальное транспортное средство под широкий круг перевозимых изделий и условий эксплуатации, либо модифицировать для этих целей ранее спроектированные и изготовленные для испытаний транспортные средства специального назначения. Последнего можно добиться прежде всего за счет снижения массы самого транспортного средства. При этом необходимо отказаться от первоначально заложенных избытков прочности. Также следует учитывать тот факт, что измененные дорожные условия по сравнению, например, с полосой специального назначения приводят к повышенным динамическим воздействиям, [2], в результате которых конструкция, не обладающая достаточными прочностными показателями, будет разрушена.

Элементом, на который непосредственно укладывается перевозимый груз, зачастую служит рама транспортировочного агрегата (рисунок 2).



**Рисунок 2 – Общий вид транспортировочного агрегата**

Она может быть выполнена на основе различных конструктивных решений, одним из которых является пространственная балочная конструкция. В подобных системах балки располагаются таким образом, чтобы обеспечить максимальные жесткостные и прочностные показатели и, тем самым, гарантировать соблюдение условий транспортировки, [3]. Помимо этого достигается значительная экономия материалов при создании подобных агрегатов, что, однако, не отражается на эксплуатационных требованиях, предъявляемых к таким конструкциям.

В данной работе рассматривается модификация рамы транспортировочного агрегата, предназначенного для перевозки длинномерных (от 4 до 10 метров) грузов (рисунок 2). Усовершенствование предполагается осуществить путем варьирования и определения в конечном итоге таких жесткостных параметров несущих элементов рамы, которые обеспечивали бы ощутимое снижение массы конструкции при вполне приемлемых показателях прочности, жесткости и долговечности. Эта задача решается посредством исследования прочности рамы

как целостного объекта. При этом в основе решения лежит разработка математической модели этой конструкции.

Математическая модель строится по методу конечных элементов. В ней сам агрегат представляет собой совокупность таких несущих узлов, как: исследуемая рама с ложементами, перемычки и колесный ход.

В качестве технического решения наилучшим является вариант транспортировочного агрегата прицепного типа, отвечающий одновременно требованиям прочности, экономичности и простоте разработки и исследования. Колесный ход представляет собой два прицепа-модуля ЧМЗАП-7020, на которые опирается рама по сочлененному типу.

Рама агрегата – сварная металлоконструкция, состоящая из четырех продольных балок (по две в верхней и нижней частях рамы), двенадцати поперечных брусов в нижней и двух в верхней части рамы, а также стоек, раскосов и подкосов. Вес транспортируемого груза воспринимается двумя установленными на раме ложементами, каждый из которых представляет собой криволинейную раму радиусом 2900 мм, сваренную из нескольких металлических листов. Ложемент установлен на двух коротких брусах, которые в свою очередь закреплены на двух поперечных балках в нижней части рамы агрегата. Помимо этого ложемент крепится к стойкам в боковых поясах рамы.

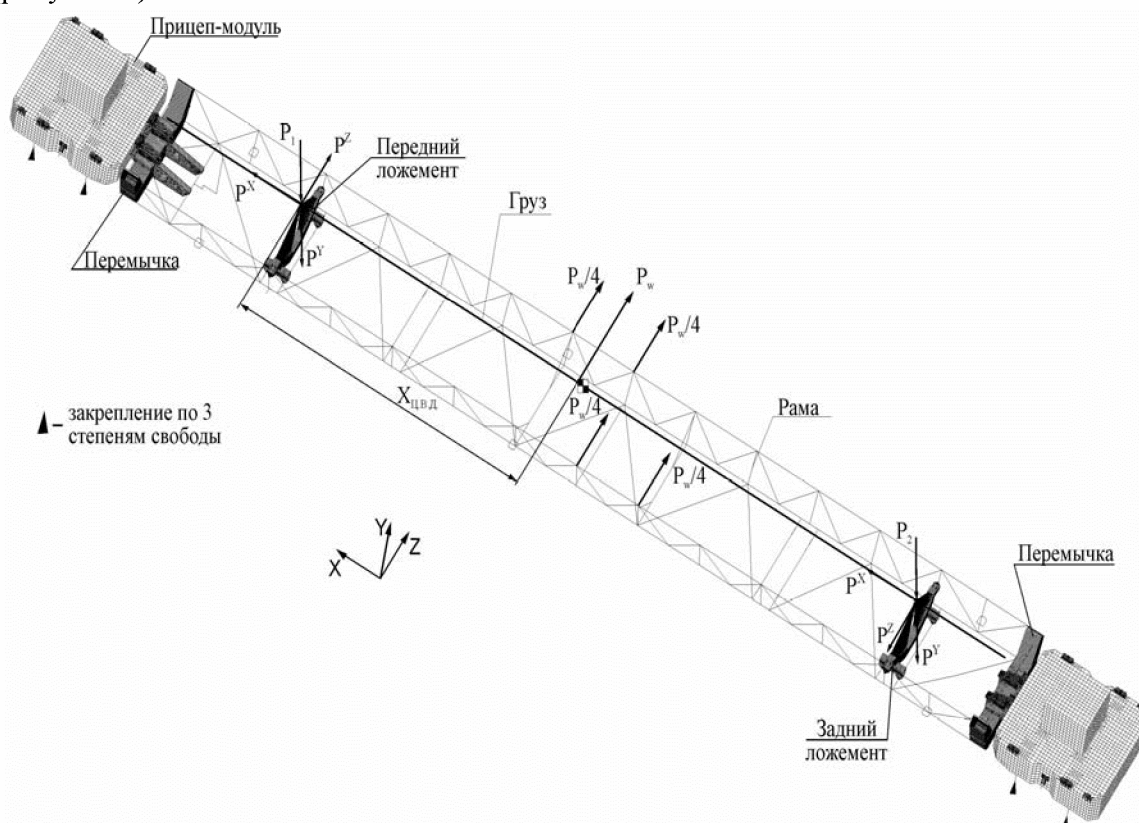
Массовые данные груза и основных элементов агрегата приведены в таблице 1.

Таблица 1

**Массовые данные груза и основных элементов агрегата**

Наименование	Обозначение	Масса, т
Груз	$m_1$	10,575
Рама агрегата	$m_2$	12,5
Прицеп-модуль	$m_3$	11,93

Расчет статических усилий, приходящихся на ложементы от веса груза (рисунок 3), проводится в соответствии с центровочными характеристиками транспортировочной системы (рисунок 2).



**Рисунок 3 – Расчетная схема**

Усилия, приходящиеся соответственно на передний и задний ложементы, равны:

$$P_1 = m_1 \cdot (L - L_1) / L = 56,11 \text{ кН}, \quad (1)$$

$$P_2 = m_1 \cdot L_1 / L = 47,62 \text{ кН}, \quad (2)$$

где:  $L$  – расстояние между ложементами 20,65 м;

$L_1$  – расстояние между центром масс груза и передним ложементом 9,48 м;

Динамические нагрузки, действующие на груз и конструкцию рамы и возникающие при маневрах транспортного устройства при пуске и торможении механизмов, определяются в данной работе в квазистатической постановке по следующим формулам [4]:

$$P^x = n_x \cdot G, \quad P^y = n_y \cdot G, \quad P^z = n_z \cdot G, \quad (3)$$

где:  $P^x, P^y, P^z$  – продольные, вертикальные и боковые инерционные нагрузки соответственно;

$n_x, n_y, n_z$  – коэффициенты эксплуатационных перегрузок, таблица 2;

$G$  – расчетный вес транспортировочной системы.

Таблица 2

**Значения коэффициентов эксплуатационных перегрузок  
в соответствии с РМ-457-24-2000**

Вид транспортировки	Коэффициент “ni” перегрузки в направлении оси		
	$n_x$	$n_y$	$n_z$
Автомобильная	$\pm 0,6$	-1,4	$\pm 0,3$

При транспортировке груз и рама подвергаются ветровому воздействию, создаваемому приземным ветром. Расчетная величина ветрового воздействия определялась в соответствии с ОСТ 92-9249-80 при скорости ветра 15 м/с и условно приведена к центру ветрового давления [5] (рисунок 3):

- координаты центра ветрового давления относительно переднего ложемента  $X_{ц.в.д.} = 9,53$  м;  $Y_{ц.в.д.} = 0$  м.
- полная ветровая нагрузка, действующая на всю конструкцию транспортного агрегата и определенная с учетом порывов ветра, равна  $P_w = 30$  кН. Эта нагрузка целиком прикладывается к грузу в центре ветрового давления и передается на раму через ложементы. При воздействии непосредственно на раму эта нагрузка условно разделяется поровну между узлами конструкции рамы в окрестностях центра ветрового давления.
- координата центра ветрового давления от поверхности дорожного покрытия  $Y = 1,4$  м.

Расчетным для конструкции является случай нагружения, при котором на раму оказывает воздействие всей совокупности вышеперечисленных силовых факторов. Описанный случай нагружения обуславливает самые высокие значения напряжений и деформаций в конструкции и, тем самым, определяет наиболее опасный нагрузочный режим.

Расчетная схема агрегата, лежащая в основе математической модели, представлена на рисунке 3. В ней несущая рама образована за счет жесткосоединенных балок, ориентированных в пространстве таким образом, чтобы сообщить тележке транспортного средства максимальную жесткость при наименьшем весе (треугольная схема). В совокупности балки рамы образуют полузамкнутую решетчатую систему.

Передача усилий (например, ветровых, весовых, инерционных и т.д.) со стороны транспортируемого груза на ложементы схематизируется посредством специальной балочно-стержневой модели состоящей из имитирующей груз упругой продольной оси той же массы с эквивалентными характеристиками жесткости на изгиб и кручение, а также стержневого

набора, имитирующего контактное взаимодействие груза и ложементов (рисунок 3). Указанный стержневой набор расположен в плоскости ложемента.

Сами ложементы схематизируются как коробчатые криволинейные объекты, жестко соединенные со сдвоенными несущими балками посредством переходного устройства в виде короткого коробчатого бруса. Ложемент и опорный брус образованы пластинами.

Сварочный узел между опорным швеллером и сдвоенными опорными балками моделируется набором стержней с заведомо завышенным модулем упругости, который на несколько порядков выше, чем у реальных материалов. Эти схемные стержни условно работают только на растяжение-сжатие.

Устройства, передающие тяговое усилие на раму транспортного средства, а именно, прицеп-модуль и перемычка, представляют собой коробчатые объекты, моделируемые с помощью пластинчатых элементов.

В данной работе используются балочный элемент с общими свойствами растяжения, изгиба и кручения (рисунок 4), элемент пластины (рисунок 5) и стержневой элемент, работающий только на растяжение/сжатие (рисунок 6).

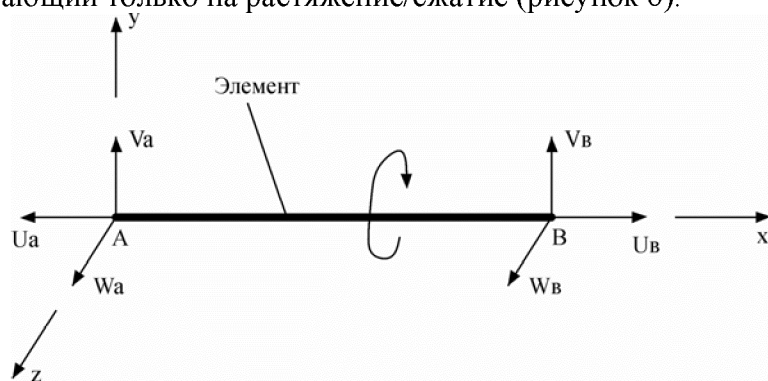


Рисунок 4 – Балочный элемент

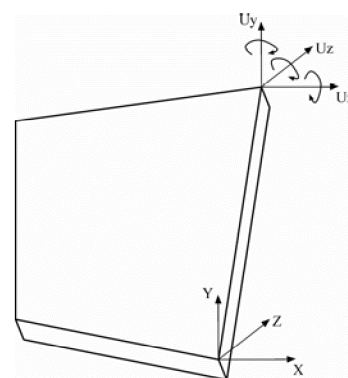


Рисунок 5 – Элемент пластины



Рисунок 6 – Стержневой элемент

Прототип конструкции рамы агрегата (рисунок 2) предназначен для перевозки грузов по улучшенным дорогам с асфальтобетонным покрытием. Ввиду чувствительности перевозимого груза к транспортировочным нагрузкам, в конструкцию рамы агрегата без достаточных теоретических оснований заложен избыточный запас прочности за счет применения профилей с большой площадью поперечного сечения, что утяжеляет раму. Для того, чтобы расширить область применения агрегата, например, для перевозки грузов по дорогам общего назначения с большей скоростью, необходимо снизить динамические нагрузки, возникающие при движении. Этого можно добиться, например, за счет уменьшения массы рамы при сохранении ее несущей способности.

В качестве концептуальных модификаций, допустимых по критериям прочности и жесткости, приняты:

- уменьшение в 2 раза толщин стенок профилей поперечных балок, стоек, раскосов и подкосов;
- уменьшение в 2 раза внешних размеров профилей поперечных балок, стоек, раскосов и подкосов;
- одновременное уменьшение в 2 раза и внешних размеров, и толщин профилей поперечных балок, стоек, раскосов и подкосов.
- В результате проведенных преобразований конструкции получены следующие результаты:
- в первой модификации максимальное значение напряжений в раме составило  $12.7 \cdot 10^7$  Па (рисунок 7) наибольшие прогибы равны  $5.6 \cdot 10^{-2}$  м (рисунок 8), масса рамы равна 6.586 т,

что в 1.89 раза меньше массы прототипа;

- во второй модификации максимальное значение напряжений в раме составило  $13.02 \cdot 10^7$  Па (рисунок 9), наибольшие прогибы равны  $5.82 \cdot 10^{-2}$  м (рисунок 10), масса рамы равна 6.479 т, что в 1.93 раза меньше массы прототипа;
- в третьей модификации максимальное значение напряжений в раме составило  $22.6 \cdot 10^7$  Па (рисунок 11), наибольшие прогибы равны  $6.0 \cdot 10^{-2}$  м (рисунок 12), масса рамы равна 5.431 т, что в 2.3 раза меньше массы прототипа.

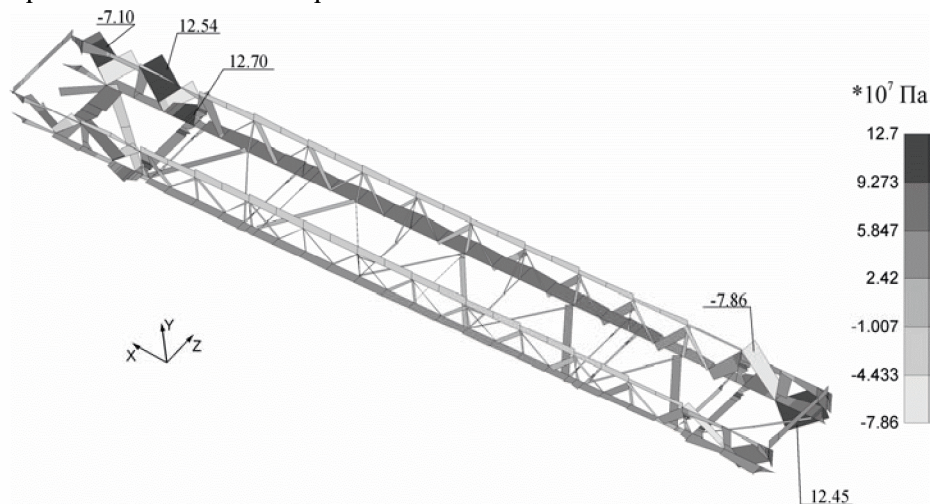


Рисунок 7 – Эпюра напряжений в раме в первой модификации

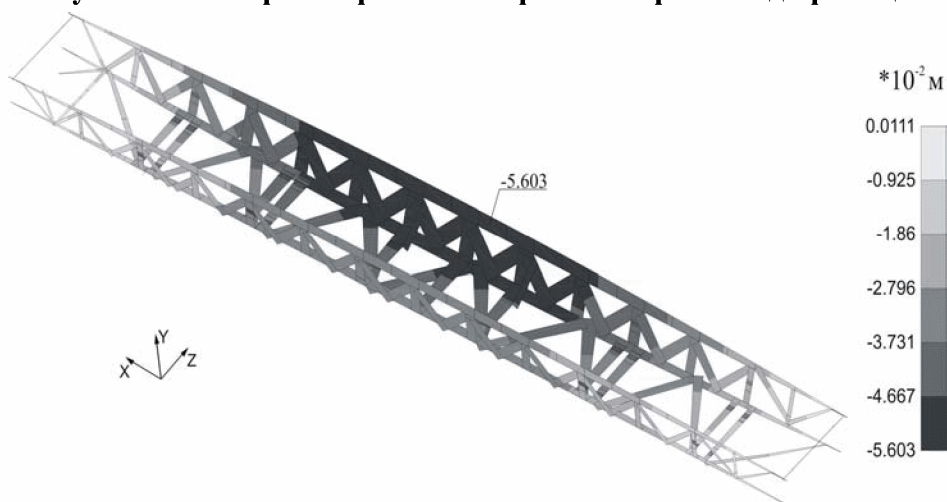


Рисунок 8 – Эпюра перемещений в раме в первой модификации

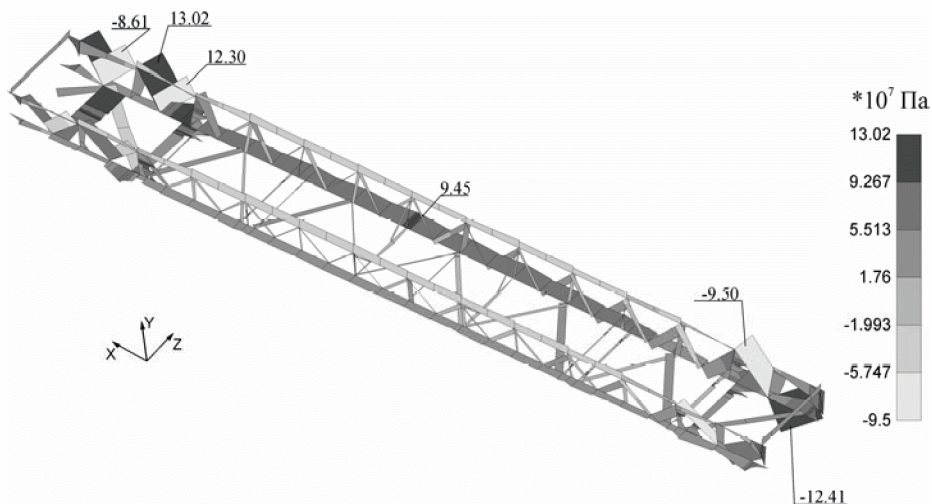


Рисунок 9 – Эпюра напряжений в раме во второй модификации

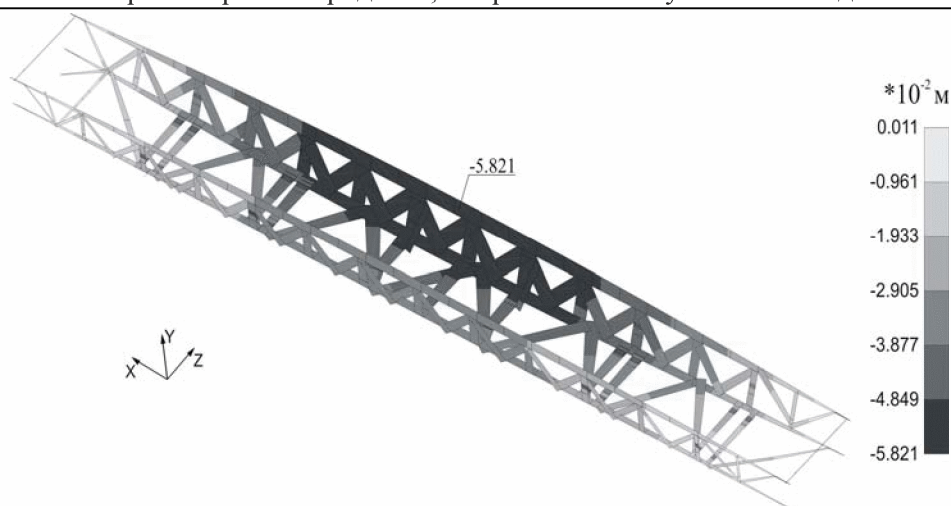


Рисунок 10 – Эпюра перемещений в раме во второй модификации

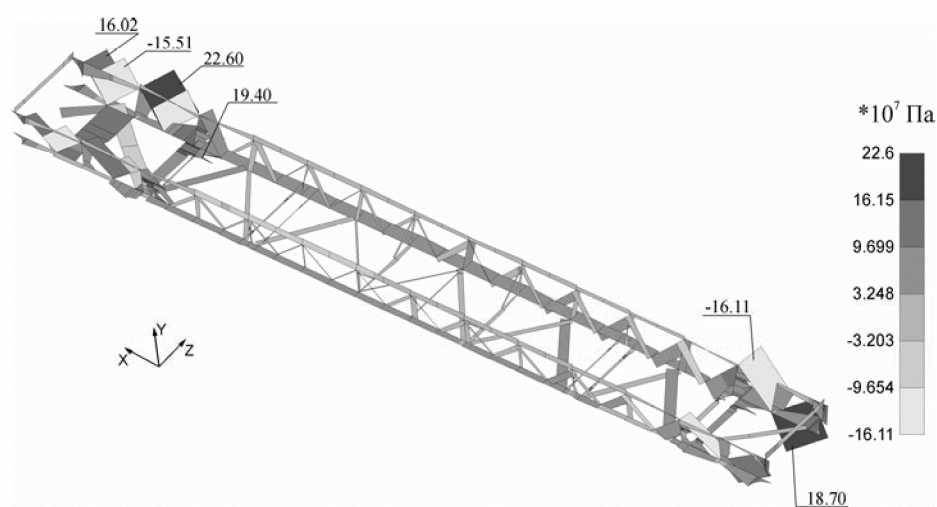


Рисунок 11 – Эпюра напряжений в раме в третьей модификации

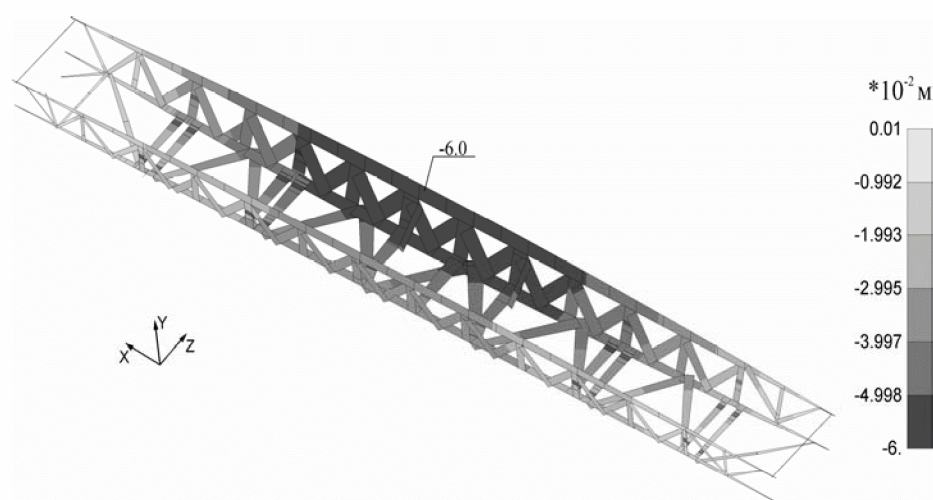


Рисунок 12 – Эпюра перемещений в раме в третьей модификации

В целом по работе можно сделать следующие выводы:

- на основе разработанной математической модели для анализа жесткости и прочности всей конструкции в целом получены значения интенсивностей напряжений и перемещений всех узловых точек;
- на основе проведенного анализа вскрыты значительные резервы статической прочности, устойчивости и жесткости во всех элементах конструкции;
- предложены меры по простейшей, но эффективной модификации конструкции основной

части агрегата – рамы тележки транспортного устройства. Эти меры способствуют уменьшению массы транспортного устройства без заметного снижения его жесткости. Получающиеся при этом повышенные напряжения в элементах рамы оказываются тем не менее существенно меньше допустимых ( $\sigma_T$ );

- удалось уменьшить массу рамы агрегата более чем в 2 раза при сохранении ее прочностных и жесткостных показателей.

#### Литература

1. Аксенов П.В. Многоосные автомобили. – М.: Машиностроение, 1989.
2. Хусаинов А.Ш., Селифонов В.В. Теория автомобиля. Конспект лекций - Ульяновск: УлГТУ, 2008.
3. Проскуряков В.Б. Динамика и прочность рам и корпусов транспортных машин. - Л., Машиностроение, 1972.
4. РМ 457-24-2000. Проведение и оформление общих расчетов проектируемых агрегатов (систем) специального назначения.
5. ОСТ 92-9249-80. Агрегаты специального назначения. Методика расчета ветровых нагрузок.

#### **Универсальный стенд контроля упругих характеристик нажимного диска сцепления в сборе**

к.т.н. Петунин В.П., к.т.н. доц. Прокопьев М.В., к.т.н. Прасолов А.В., Волков Д.А.,  
Транквиллевский В.Г.  
*Волжский Автомобильный Завод, Тольяттинский Государственный Университет*

*Аннотация.* При проведении испытаний по одобрению автомобильных компонентов необходимо наличие стендового оборудования, позволяющего оценить характеристики компонентов на соответствие требованиям документации. В статье представлен стенд, позволяющий производить замеры упругих характеристик нажимного диска сцепления.

*Ключевые слова:* сцепление легкового автомобиля, универсальный стенд для испытаний сцеплений, упругие характеристики нажимного диска сцепления, схемы замеров, зажимная нагрузка

Упругие характеристики нажимных пружин сцепления можно построить с использованием расчетных методов, приведенных в работах [1-3]. Однако более достоверные результаты всегда получаются при построении этих характеристик экспериментальными методами.

Часто при проведении исследовательских и опытно-конструкторских работ возникают задачи проведения замеров характеристик опытных объектов. Применительно к нажимному диску сцепления в сборе такими характеристиками являются упругие характеристики и отход нажимного диска.

Основными требованиями к проведению замеров являются универсальность оборудования, позволяющая производить замеры для нажимных дисков разных по габаритам и конструкции, время, необходимое для проведения замеров, и точность результата.

На АВТОВАЗе разработан и изготовлен стенд, отвечающий данным требованиям. Основой разработанного стенда является высокоточное оборудование фирмы «НВМ», Германия, которое включает в себя следующие компоненты: аналогово-цифровой преобразователь Spider-8, индуктивные датчики перемещений WA10 и WA20, тензометрический датчик силы С2 (20кН), а также программное обеспечение САТМАН. На рисунке 1 показан внешний вид стенда.

Для проведения замеров разработана и изготовлена специальная оснастка, позволяющая выполнять замеры «прямой» и «обратной» упругих характеристик нажимных дисков. На рисунке 2 представлена схема проведения замеров «прямой» упругой характеристики и отходов нажимного диска сцепления размерностью 200 мм.