

ИЗЧИСЛИТЕЛНИ МОДЕЛИ ЗА ЯКОСТЕН АНАЛИЗ НА СПЕЦИАЛИЗИРАН ПЛАТФОРМЕН ВАГОН Rgs ПО МЕТОДА НА КРАЙНИТЕ ЕЛЕМЕНТИ

STATIC STRENGTH ANALYSIS OF THE BODY OF A WAGON, SERIES Rgs

ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫЕ МОДЕЛИ ДЛЯ СТАТИЧЕСКОГО АНАЛИЗА КУЗОВА ВАГОНА СЕРИИ Rgs

Assoc. Prof. Dr. Eng. Stoilov V.
Technical University of Sofia, Faculty of Transport

Abstract: The report contains the results of the static strength analysis of the body of a wagon, series **Rgs**. The theoretical research has been done using the Finite Elements method. The software product *SolidWorks* has been used. Sophisticated three-dimensional calculation models have been developed describing precisely the body geometry. In the process of creating the models the similarity of the results has been analyzed. This allows the development of the most suitable schemes with regard to visualization of the object geometry, input of the applied pressures and reactions and obtaining precise enough results concerning the distribution of deformations, displacement and stress.

KEYWORDS: WAGON, STRENGTH, CALCULATIONS

1. Въведение

Проверочните якостни изчисления са направени по заявка на Вагоно-ремонтен завод-99 АД гр. Септември. В предприятието е разработена конструктивната документация на четириосен специализиран товарен вагон за превоз на контейнери серия **Rgs**. Той е за осево натоварване 20 t/ос и максимална товароносимост 58 t. Предназначен е за превоз на 10, 20, 30 и 40 футови контейнери. Предвидени са специални опори с осигурителни оси срещу изместване на контейнерите. Може да се използва и като универсален платформен вагон за превоз на различни видове товари. Отговаря на всички изисквания за международни превози, според UIC.

2. Режими на натоварване

В съответствие с международните изисквания, всеки новостроящ се вагон се подлага на теоретични (чрез изчисления) и опитни изследвания за определяне на напреженията и провисванията. Видовете и условията за натоварване са регламентирани в Евростандарт DIN EN 12663, TSI и фиш 577 на Международния железопътен съюз (UIC) [4, 5 и 6]. Съгласно цитираните документи натоварванията са разделени в следните четири групи:

2.1. Статични надлъжни натоварвания на коша (DIN EN 12663 pkt4.2.1Tabelle1, 2, 3 и 4)

- 2.1.1. Симетричен натиск по буферите със сила 2x1000 kN.
- 2.1.2. Симетричен натиск в областта на автосцепката със сила 2000 kN.
- 2.1.3. Ексцентричен натиск на 50 мм под оста на буфера със сила 1500 kN.
- 2.1.4. Диагонал натиск по буферите със сила 400 kN.
- 2.1.5. Опън в областта на автосцепката със сила 1500 kN.

2.2. Статични вертикални натоварвания на коша (DIN EN 12663 pkt4.3.2Tabelle8, 9 и 10)

- 2.2.1. Сила от масата при максимален товар.
- 2.2.2. Сила от масата при повдигане на вагона от единия край.
- 2.2.3. Сила от масата при повдигане на целия вагон.

2.3. Комбинирани случаи на натоварване на коша (DIN EN 12663 pkt4.3.2.Tabelle 11)

- 2.3.1. Натиск по оста на буферите и вертикално натоварване от собствената маса.
- 2.3.2. Натиск по оста на автосцепката и вертикален товар.
- 2.3.3. Натиск на 50 мм под оста на буферите и вертикален товар.
- 2.3.4. Натиск по оста на буфера и минимален вертикален товар от собствената маса.
- 2.3.5. Натиск по оста на автосцепката и минимален вертикален товар.
- 2.3.6. Опън по оста на автосцепката и вертикален товар.
- 2.3.7. Опън по оста на автосцепката и минимален вертикален товар.

2.4. Изчисления относно проверка на умора на материала

Изхождайки от предназначението на вагона са възможни повече от 20 вида вертикални натоварвания за изследване на умората на материала по препоръчителния от TSI и UIC статичен метод [5 и 6]. След анализ те са ограничени до 4, които имат най-съществен принос за оценката.

3. Изчислителни модели

При разработване на изчислителните модели е спазена следната последователност: направен е анализ на конструктивната документация; разработена е стратегия за въвеждане на силите и ограниченията на преместванията; избран е типът на крайните елементи; изследвана е сходимостта на решението.

3.1. Анализ на конструктивната документация

Анализът на конструктивната документация е първият етап от процеса на разработване на изчислителния модел. Целта е да се оцени приносът на отделните конструктивни елементи по отношение на якостта, което да позволи определено опростяване на геометрията на изследвания обект чрез пренебрегване на неносещите и спомагателно носещите възли, части и детайли. Въз основа на горното, е направен подробен анализ на конструктивната документация, предоставена от “Вагоно-ремонтен завод-99” – АД. Констатирани са следните по-важни факти:

- 1. Рамата на вагона е изградена от стомана S355J2G3 по DIN 1025, която има следните якостни показатели: $R_e=355 \text{ N/mm}^2$ и $R_m=510-680 \text{ N/mm}^2$.
- 2. Налице са много на брой греди, които са разположени правилно с оглед на натоварванията, действащи върху рамата на вагона.
- 3. Използвани са конструктивни елементи от типа “греди”, изработени от стандартни профили или нестандартни, заварена конструкция, изпълнени от “листова стомана” (челни, гръбначни, централно-болтови и част от напречните греди с мощно сечение). Това може да доведе до поява на зони на локално вкоравяване на конструкцията и е предпоставка за възникване на концентратори на напреженията, влошаващи якостните показатели на вагона.
- 4. Дебелината на листовата стомана е по-голяма от 8 mm, което позволява да се използват крайни елементи от типа “солид”.
- 5. В конструкцията са използвани множество ребра, планки и други, които имат локални усилващи функции.
- 6. Налице са множество отвори, резки преходи между гредите и други, които са фактори за възникване на концентратори на напреженията.
- 7. Базата на вагона е много голяма. Това създава предпоставки за възникване на недопустими провисвания под действието на вертикалните и комбинираните режими на натоварване.
- 8. Страничните и челните капаци са захванати шарнирно към рамата и не участват активно при възприемане на регламентирания натоварвания.

3.2. Разработване на изчислителните модели

Особеностите на вагона от т. 3.1 са отчетени при изграждане на стратегията за разработване на оптимален изчислителен модел. Той се характеризира със следните особености:

1. Реалният обект е моделиран като сложна механична система, като е отчетено влиянието на всички носещи елементи: греди, усилващи профили, ребра, конзоли, обшивки и т.н.
2. Гредите се представят като система от множество линейни крайни елементи от типа "солид". Приетото решение позволява достатъчно точно моделиране на закръгленията и зоните, в които са налице резки промени на геометричните характеристики на гредите или сериозни концентратори на напреженията.
3. Металната обшивка, ребрата и усилващите планки са моделирани с помощта на крайни елементи от типа "солид". Причината за това е, че дебелината им е относително голяма и при наличие на сравнително гъста мрежа е възможно да се използват 3D-крайни елементи. Такъв подход не противоречи на теорията на МКЕ и позволява да се отчете носещата способност на листовата стомана при възприемането на всички вътрешни усилия, характерни за вагонните конструкции.
4. За пресмятане на капаците на вагона са разработени самостоятелни модели, което опростява изчисленията. Предпоставките за това са, че те са захванати шарнирно към рамата и не участват при възприемането на основните регламентирани натоварвания.
5. Силата от собствената маса на рамата се въвежда като равномерно разпределен товар по площта на гредите, които я изграждат.
6. Силата от полезния товар се въвежда като равномерно разпределен по площта само на гредите, регламентирани от DIN EN 12663 да понесат съответния режим на натоварване.
7. Концентрираните сили от т. 2.1 се въвеждат с помощта на допълнителни конструктивни елементи – плочи, блокове и т.н., доближаващи се максимално до реалния начин на предаване на силите към рамата на вагона.
8. За моделиране на опорите е използвано ограничаване единствено на линейните премествания като са спазени принципите от т. 7. Причината е, че в реалната конструкция (характерно е за всички вагони) няма предвидени специални опори за поемане на завъртанията. Те се уравновесяват от подходящо подобрени ограничения на линейните премествания. Тук следва да се отбележи, че въвеждането на ограничения на завъртанията води до сериозни несъответствия между реалната конструкция и модела, а от тук и до големи разлики между теоретично и експериментално получените напрежения.

3.3. Изследване на сходимостта на решението

С цел да се оптимизира изчислителният модел, т.е. да се прецени до каква степен следва да се увеличи броят на възлите и елементите, за да се получат възможно най-точни резултати за напреженията и деформациите на конструкцията е изследвана сходимостта на решението. За целта е създадена геометрията на рамата на вагона, като са спазени посочените по-горе особености. След формиране на мрежата от крайни елементи за **началния** модел се получиха следните основни параметри: брой на крайните елементи 38 146 и брой на възлите 76 581.

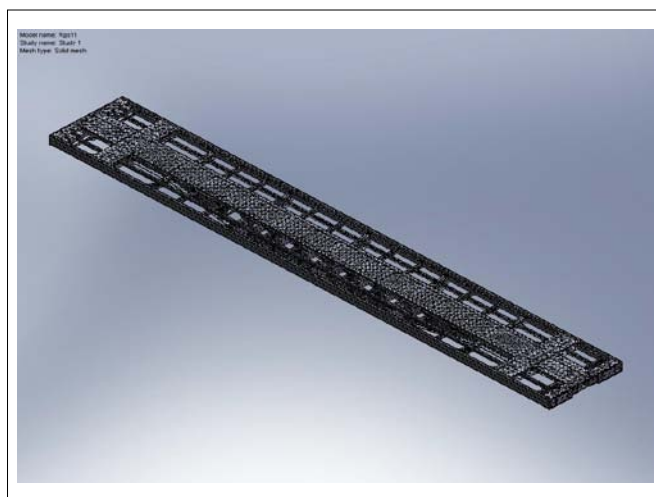
За изследване сходимостта на решенията са разработени няколко изчислителни модела. При последния мрежата от крайни елементи е съгъстена като броят им нарасна около 3 пъти спрямо началния (102 918 крайни елемента и 207 262 възела). Така максималният линейен размер на крайните елементи не надминава 64 mm, което показва една много добра плътност на анализираните величини. Допълнително следва да се отбележи, че в критичните зони (връзка между отделни конструктивни елементи, наличие на отвори и други концентратори на напрежения) мрежата е съгъстена значително, което допълнително повишава точността на изследването.

След извършване на изчисленията е установено, че разликата за напреженията в идентични възли на двата последователни модела не надминава 0,94%, а за деформациите тя е до 1,14%. Това дава основание да се направи изводът, че решението е сходимо и че двата модела са подходящи за якостен анализ на рамата на специализирания вагон.

Въз основа на горния извод е взето решение да се използва по-сложният модел, тъй като той позволява да се получи по-пълна и по-точна информация за разпределение на напреженията, преместванията и деформациите, както и да се отчете влиянието на концентраторите на напрежения, установени при използване на по-простия модел.

На фиг.1 е показан по-сложният изчислителен модел за изследване на якостта на рамата при режимите от т. 2.

Фиг. 1.



За да се изгради цялостна представа за изчислителния модел е целесъобразно да се предостави необходимата информация за моделиране на силите, действащи на конструкцията и опорните реакции. Поради ограниченията в обема на доклада въпросът ще бъде онаягледен само за режима от т. 2.1.2 (и близките до него 2.3.2, 2.3.5 и 2.3.6), който се характеризира с посочените по-долу особености. Проблемът с натоварванията при режим 2.1.1 – натиск по оста на буферите и близките до него 2.1.3, 2.1.4, 2.3.1, 2.3.3 и 2.3.4 са разгледани подробно в [12].

За режима **симетричен натиск по оста на автосцепката** (т. 2.1.2), силите са моделирани (фиг. 2) като равномерно разпределен товар, действащ по повърхността на опорната плоча на автосцепката. В международните документи, регламентиращи задължителните натоварвания [4, 5 и 6] се посочва, че вагонът се натоварва симетрично със съсредоточени сили в областта на всяка автосцепка. С цел да не се допусне грешка при моделирането е необходимо да се анализира механизмът на предаване на силите от автосцепката към носещата метална конструкция на возилото. Накратко той е следният: съсредоточените сили действат върху главата на автосцепката; от нея, чрез поглъщащия апарат и метални части, натоварването се предава към опората на сцепката като равномерно разпределен товар, от там на надлъжните греди от конзолната част на рамата.

Следва да се отбележи, че при представяне на натоварването като съсредоточена сила върху опорите, в последните се получават напрежения, надхвърлящи неколкосткратно допустимите за използваните материали. Това противоречи на реалностите от многогодишната експлоатация на всички серии вагони.

Въз основа на горното, при моделирането натоварването е представено не като съсредоточена сила, а като разпределен товар върху площта на опорите.

Опорните реакции във вертикална и напречна посока са моделирани като равномерно разпределени ограничения на преместванията във фланците на централните лагери (фиг. 2).



Фиг. 2.

Особено при моделирането на надлъжните ограничения е това, че те са въведени в опорната плоча на автосцепката, разположена в другия (ненатоварен) край на вагона. С това решение се постигат два положителни резултата: гарантира се коректно уравновесяване на механичната система и се въвежда допълнителна проверка относно точността на геометрията на модела. Проверката за точност на модела се осъществява по следния начин. Известно е, че конструкцията на коша е симетрична спрямо надлъжната ос. Налице е и пълна симетрия на натоварването. Следователно, при правилно изграден геометричен модел и точно въвеждане на натоварването, опорните реакции в хоризонталната равнина трябва да бъдат равни на силите на натоварване. В случай че това не е изпълнено, то е налице грешка при моделирането.

Аналогично са моделирани и другите регламентирани хоризонтални сили (т. 2.1 - 2.3), натоварващи носещата конструкция на вагона. При режимите от т. 2.2 и 2.3 вертикалното натоварване от полезния товар е представено като налягане, равномерно разпределено по повърхността на рамата на вагона или по повърхността на опорите за разполагане на контейнерите. Опорните реакции при вертикално натоварване са аналогични на тези при хоризонтално, като отново са използвани възможностите за контрол на коректността на геометрията на модела и правилността на задаване на силовите въздействия.

4. Резултати от изчисленията

Якостните изчисления на коша са направени с програмния продукт SolidWorks [3]. Изследвани са величините: еквивалентни напрежения в крайните елементи; напрежения във възлите; деформации и премествания, за всички режими. Поради ограниченията на обема на статията тук са представени само резултатите от трите най-тежки режими, довели до предприемане на конструктивни промени в рамата на вагона

4.1. Режим симетричен натиск по буферите (т. 2.1.1)

Максимални премествания са получени в средната част на рамата. Те достигат до 4,475 mm (фиг. 3). Регистрираните по изчислителен път стойности са значително по-малки от допустимите според UIC (до 3% от базата на вагона). Това позволява да се направи изводът, че конструкцията отговаря на изискванията по отношение на показателя премествания.

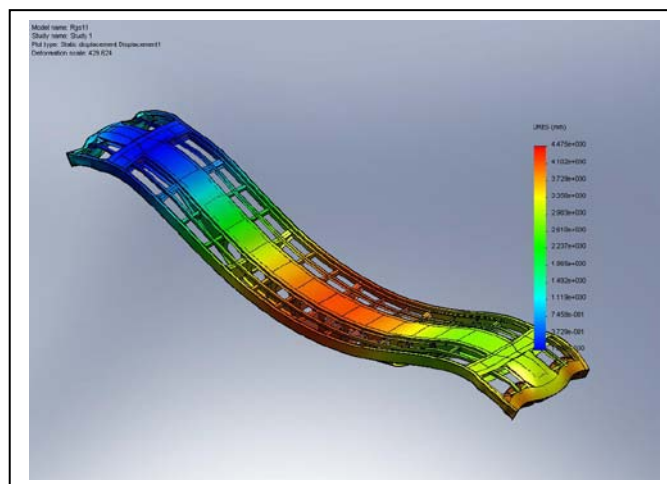
Напреженията в рамата на вагона са със сравнително малка стойност (фиг. 4 и таблица 1).

Най-високи стойности на напреженията (фиг. 4) са получени в преходите между челните и надлъжните греди за тегличните съоръжения. Те достигат до 342 МПа и са с 4% по-ниски от допустимите. Имайки предвид цикличния характер на натоварванията и голямата стойност на получените напрежения, е направена следната препоръка:

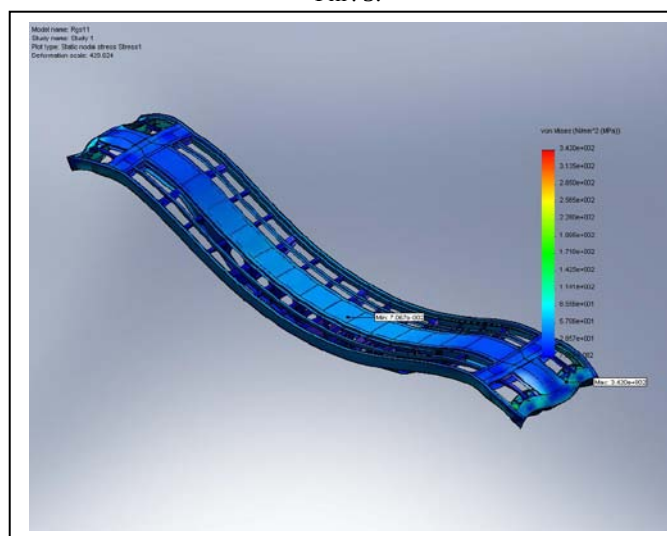
В зоната на прехода между челната греда и надлъжните греди за тегличния апарат да се постави ребро с дебелина 8 mm и радиус на закръгление 200 mm. По този начин напреженията в разглежданата зона се намаляват с 13-15%.

Таблица 1.

Зона	Напрежения, МПа	
	Изчислени	Допустими
Челни греди	57 – 178	355
Преходи между челните греди и: - страничните греди - надлъжните греди за тегличния апарат	228 342	355
Странични греди	12 – 136	355
Надлъжни греди	16 – 134	355
Гръбначни греди	28 – 141	355
Обшивка между гръбн. греди	16 – 89	355
Централно-болтови греди (ЦБГ)	45 – 67	355
Закръгления между ЦБГ и надлъжни греди	50 – 114	355



Фиг. 3.



Фиг. 4.

4.2. Режим повдигане на вагона от единия край (т. 2.2.2)

Максимални премествания са получени в средната част на рамата. Те достигат до 52,6 mm (фиг. 5). Регистрираните по изчислителен път стойности са с 5% по-високи от стойността 3% от местата на прилагане на силите.

Имайки предвид, че:

- UIC и DIN EN 12663 нямат изисквания за провисване на коша при този режим на натоварване;
- режимът не е основен по време на експлоатация;
- напреженията са по-ниски от допустимите,

то следва да се приеме, че не се нарушава показателя допустими премествания.

Независимо от изтъкнатите аргументи, е целесъобразно, да се предприемат мерки за вкоравяване на рамата и покриване на посочения показател. Направените изчисления показват, че проблемът се решава при:

- увеличаване на височината на гръбначните греди в зоната на минималната ѝ височина с 20 mm;
- или локално усилване на долния пояс на гръбначните греди с лист с дебелина 8 mm и дължина 600 mm. Той трябва да обхваща около 250 mm от наклонения участък и 450 mm от хоризонталния участък на гръбначната греда.

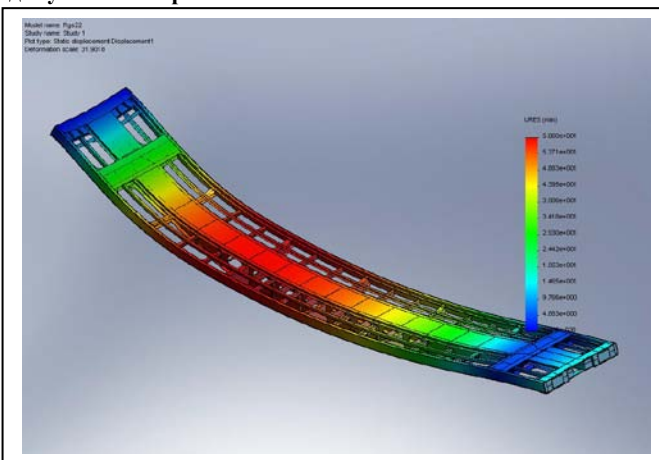
От предложените 2 решения по-ефективно и по-технологично е второто, което се препоръчва да бъде приложено от производителите.

Напреженията в рамата на вагона са със сравнително голяма стойност (фиг. 6 и таблица 2).

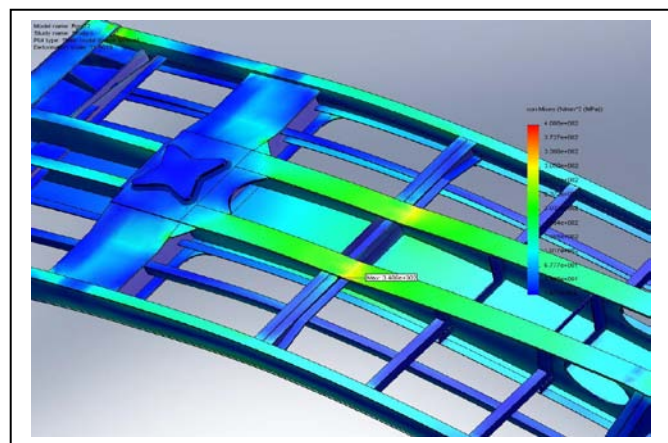
Таблица 2.

Зона	Напрежения, МПа	
Челни греди	23 – 290	355
Преходи между челни греди и: - страничните греди - надлъжни греди за тегличния апарат	269 111	355
Странични греди	34 – 275	355
Надлъжни греди	24 – 122	355
Гръбначни греди	183 – 313,7	355
Обшивка между гръбн. греди	92 – 264	355
Централно-болтови греди	30 – 161	355
Закръгления между ЦБГ и надлъжни греди	91 – 172	355

Максимални стойности на напреженията в рамата са получени в прехода на гръбначните греди от зоната с минимална височина към зоната с максимална височина. Те достигат до 313,7 МПа и са по-ниски от допустимите с 11,8%. Това позволява да се направи изводът, че конструкцията отговаря на изискванията по отношение на показателя **допустими напрежения**.



Фиг. 4.



Фиг. 5.

4.3. Режим натиск по оста на буфера и минимален вертикален товар от собствената маса (т. 2.3.4).

Максимални **премествания** са получени в средната част на рамата. Те достигат до 6,585 mm (фиг. 6) и са значително по-малки от допустимите. Това позволява да се направи изводът, че конструкцията отговаря на изискванията по отношение на показателя **премествания**.

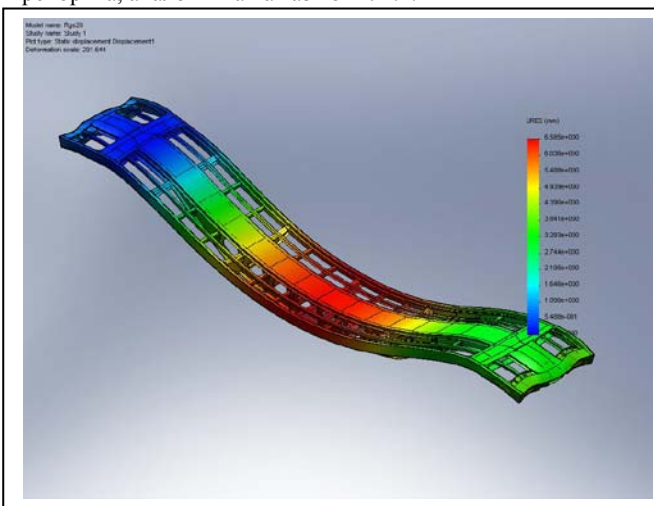
Напреженията в рамата на вагона са със сравнително голяма стойност (фиг. 6 и таблица 3).

Таблица 3.

Зона	Напрежения, МПа	
	Изчислени	Допустими
Челни греди	22 – 156,4	355
Преходи между челни греди и: - страничните греди - надлъжни греди за тегличния апарат	31 156,4	355
Странични греди	28 – 90	355
Надлъжни греди	44 – 77	355
Гръбначни греди	62 – 91	355
Обшивка между гръбн. греди	46 – 90	355
Централно-болтови греди	38 – 98	355
Закръгления между ЦБГ и надлъжни греди	83 – 135	355

Максимални стойности на напреженията в рамата са получени в зоната на прехода между челната греда и надлъжните греди за тегличния апарат. Те достигат до 329,7 МПа и са по-ниски от допустимите със 7%.

Имайки предвид цикличния характер на натоварванията и голямата стойност на получените напрежения е направена препоръка, аналогична на тази от т. 4.1.



Фиг. 6.

5. Заключение

Обобщавайки цялостната работа по настоящото изследване могат да се направят следните основни изводи:

1. Разработени са изчислителни модели за якостен анализ на носещата метална конструкция на специализирани товарни вагони серия Rgs.
2. Изследвана е съходимостта на решението като е установено по теоретичен път, че предложените модели са подходящи за изследване на рами на вагони от тази серия. Постигнато е едно оптимално съотношение между относително малък брой крайни елементи и точност на получените резултати за изследване разпределението на напреженията и преместванията в конструкцията.
3. Предложени са редица конструктивни изменения за намаляване на напреженията под допустимите.
4. Сравнителният анализ на данните от теоретичните изследвания и тези от реалните изпитвания на вагона потвърждават много доброто съвпадение на резултатите за напреженията и преместванията.

В заключение следва да се отбележи, че разработените изчислителни модели могат да намерят приложение при

проектиране на нови конструкции вагони от същата серия, както и за оптимизация на параметрите на настоящия вагон.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] **Zenkiewicz O.C.** The Finite Element Method in Engineering Science. McGraw-Hill, London, 2002.
- [2] **Segerlind, L.** Applied Finite Element Analysis. New York, 1976.
- [3] Програмна система SolidWorks - описание за оператора. 2009.
- [4] DIN EN 12663.
- [5] TSI–Техническа спецификация за оперативна съвместимост на подсистема: Подвижен състав-Товарни вагони. Брюксел, 2007.
- [6] UIC 577.
- [7] ORE B 12/RP 17.
- [8] **Стоилов В., А. Майстер.** Якостен анализ на коша на открит специализиран вагон с подвижен покрив. Trans&MOTAUTO'02, Русе 30.09-01.10.2002.
- [9] **Стоилов В., А. Майстер.** Статичен якостен анализ на коша на вагон серия Falns, С., Trans&MOTAUTO'03, 2003.
- [10] **Стоилов В., А. Майстер.** Якостни изчисления на коша на товарен вагон серия Falns по метода на крайните елементи Пловдив, Trans&MOTAUTO'04, 2004.
- [11] **Стоилов В., Св. Славчев.** Сравнителен анализ на резултатите от якостните изчисления и изпитвания на вагон серия Lagrs. Созопол, Trans&MOTAUTO'08, 2008.
- [12] **Стоилов В., Св. Славчев.** Изчислителни модели за якостен анализ на коша на специализиран вагон серия Smnps. Созопол, BULTRANS-2009.
- [13] **Стоилов В., Св. Славчев.** Сравнителен анализ на резултатите от якостните изчисления и изпитвания на вагон серия Smnps. Созопол, BULTRANS-2009.
- [14] Отчет по Договор за изпитване на товарен вагон Rgs. С. НИИТ, 2009.