

**ОПРЕДЕЛЯНЕ ЯКОСТНОТО СЪСТОЯНИЕ НА ЕЛЕМЕНТИ ОТ
ПЪТНИЧЕСКА ТАЛИГА ТИП Y32**

Добринка Атнаджова
atmadzhova@abv.bg

*Висше транспортна училище „Тодор Каблешков”, София
Ул. Гео Милев №158, Факултет „ТСТТ”, катедра „Транспортна техника”
БЪЛГАРИЯ*

***Ключови думи:** железопътни возила, пътническа талига, талига тип Y32, рама на пътническа талига, надресорна греда.*

***Резюме:** Якоостното състояние и най-вече дълготрайността на талигите на пътническите вагони, е от първостепенно значение за безопасността на движението. Всички откази по пътническите талиги от якостен характер, т.е. всички разрушения водят пряко до тежки аварии и катастрофи, свързани с живота на пътниците. В статията се определя якоостното състояние на основни елементи от пътническа талига тип Y32 на спалните вагони производство на TUVASAS, Турция. Посочват се зоните с максимални напрежения.*

1. Увод

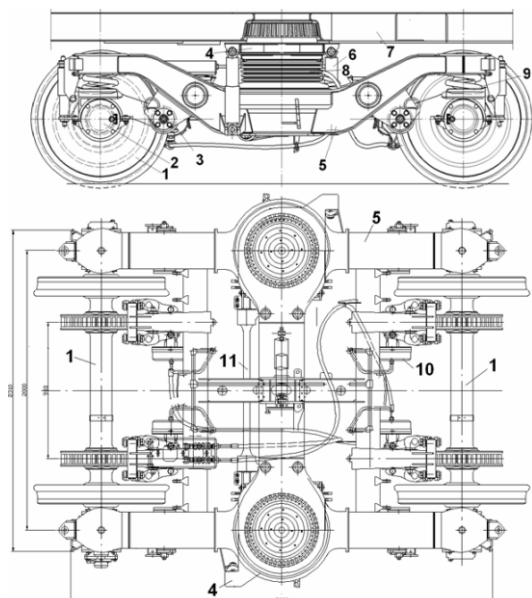
Най-важното и неотменно изискване за работоспособността на конструкциите – здравината и целостта им, т.е. тяхната якост – е съществувало винаги, от самото им зараждане, но то остава да е водещо и за съвременните технически обекти, особено тези от железопътната техника [1]. Независимо от всички техни изменения, именно якостта си остава определяща за безопасността на движението им – изискването, стоящо над всички и неподлежащо на сравнение.

Наред с якостта, от първостепенна важност е изискването за дълготрайност в най-общия му смисъл, включващо, освен уморната якост, също и корозията, износването и др. Якоостта и дълготрайността на съвременния етап не са само добри пожелания и необходими изисквания, за които по-рано техническите оценки и решения са били формирани на базата на дългогодишни експлоатационни наблюдения и производствен опит от произведени партии. Днес проблемите по якост и дълготрайност се решават несравнимо по-бързо и ефикасно благодарение главно на научно-техническите постижения, чрез теоретични изчисления с помощта на САЕ системи и експериментални изследвания със специално конструирани стендове.

Разрушенията от умора почти винаги имат масов характер; те са характерни и се проявяват не като единични случаи, а за цели серии и производствени партии. За този вид разрушения са необходими голям брой цикли на натоварванията (стотици хиляди и милиони – обикновено до 10 милиона за стоманата), които не могат да се получат нито при заводските изпитвания и пробни пътувания, нито при институтските изпитвания, а се натрупват в течение на сравнително дълъг период на експлоатация.

2. Конструкция и параметри на пътническа талига тип Y32

Талигата тип Y32 е проектирана за вагоните Corail на SNCF от страна на фирмата De Dietrich. Фирмата De Dietrich (днес Alstom) е произвела повече от 6000 броя талиги, използващи се във Франция, Белгия, Холандия, Португалия, Румъния, Турция, Мароко и от април месец 2013 г. България. От 10.02.1989 г. фирмата De Dietrich дава право за производство, монтаж, ремонт и техническо обслужване на талигата Y32 по UIC 515 OR на TCDD – TUVASAS, при скорост на движение 160-200 km/h [2].

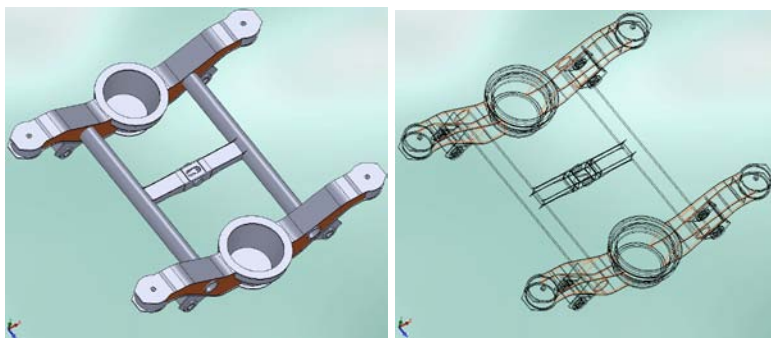


Фиг.1. Талига тип Y32 на спални вагони WLABmz

1- колоос; 2- букса; 3 – връзка „букса-рама“; 4 – надресорна греда; 5 – рама; 6 – демпферираща система; 7 – рама на вагона; 8 – централна ресорна степен; 9 – буксова ресорна степен; 10 – спирачна система; 11 – тяга.

Брой персонални купета – 1

Рамата на талигата тип Y32 се състои от две страници, две дебелостенни



фиг. 2. Рама на талигата тип Y32.

безшевни тръби и средна част, показани на фиг. 2.

Надресорната греда на талигата тип Y32 се състои от горен лист, долен лист, средна част и две конични горни опори на пружините от централното ресорно окачване и две конзоли, показани на фиг. 3.

Основни параметри на талигата Y32

База на талигата – 2560 mm;

Разстояние между страниците – 2000 mm;

Диаметър на колелата – 920 mm;

Тара на талигата – 6000 kg;

Максимална конструктивна скорост - 160 km/h;

Буксова ресорна степен – двуредна цилиндрична винтова пружина;

Централна ресорна степен - двуредна цилиндрична винтова пружина;

Плавност на хода по Шперлинг при скорост на движение 160 km/h - $Wz \leq 2,5$.

Основни параметри на спален вагон

Тип на вагона WLABmz

Междурелсие – 1435 mm]

Дължина на вагона с буферите–26400 mm;

База на вагона - 19000mm

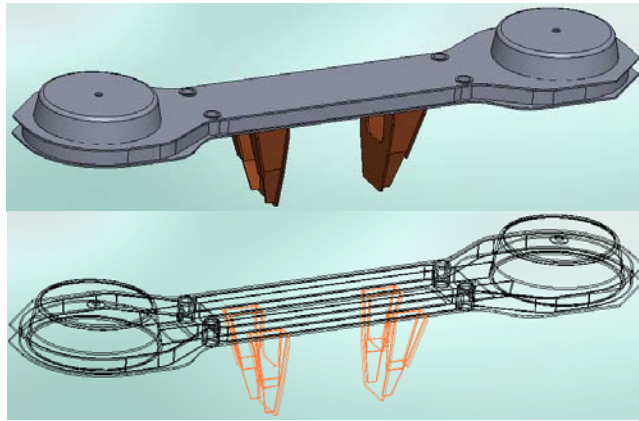
Широчина на вагона - 2825mm

Височина на вагона - 4050mm

Тара на вагона - 48/51t

Брой купета – 10

Брой легла – 30

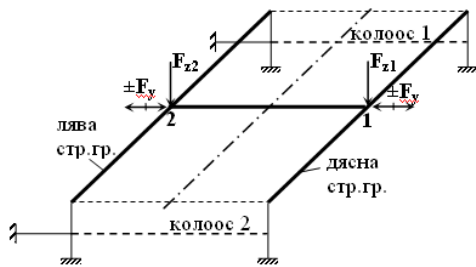


фиг. 3. Надресорна греда на талигата тип У32.

3. Изпитвания на уморна якост на пътническа талига

Съгласно изискванията на Международния железопътен съюз – UIC510 [3] и UIC515-4 [4] – стендовите изпитвания на вагонни талиги са два вида и се провеждат на два етапа в следната последователност обикновено върху един и същи образец:

- първи етап – статични стендови изпитвания (за статична якост);
- втори етап - динамични стендови изпитвания (за уморна якост).



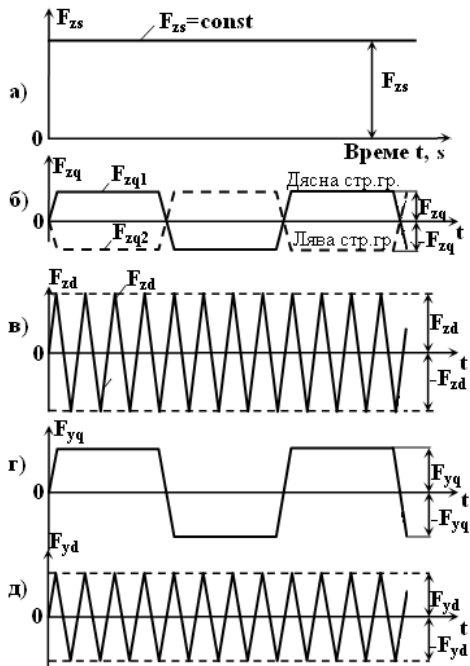
Фиг.4. Обобщена схема на усилията върху рамата на талигата, приложени от страна на коша на вагона.

При това, съществуват условията: а) динамичните стендови изпитвания (които са по-продължителни и скъпи), да се провеждат, ако съответният образец (конструкция) успешно е “издържал” статичните изпитвания на 1-ия етап; б) стендовите изпитвания на вагонни талиги задължително се провеждат при: нови или изменени конструкции; нови или изменени технологии; замяна на материал; нова фирма-производител и ново място (цех, завод) за производство.

3.1. Динамични изпитвания за уморна якост

Натоварванията (усиления) върху изпитваната талига, действащи във вертикалната напречна равнина през централния лагер, най-напред се групират (вж. фиг. 5) в:

- система от вертикални усилия F_{z1} и F_{z2} , приложени върху дясната и лявата странични греди в равнината на централния лагер;
- система от хоризонтални усилия $\pm F_{y1}$ и $\pm F_{y2}$, приложени също върху дясната и лявата странични греди в равнината на централния лагер, като обикновено се приема: $F_{y1} = F_{y2} = F_y$ – върху всяка странична греда; $2F_y$ – върху талигата; приема се също, че действието на $2F_y$ в централния лагер е равностойно на действието на F_y във всяка странична греда.



Фиг.5. Усилия, приложени върху страничните греди от рамата на пътническата талига, съгласно код. UIC - 515: а, б, в – вертикални: статично F_{zs} , квазистатично F_{zq} и динамично F_{zd} ; г, д – хоризонтално-напречни; квазистатично F_{yq} и динамично F_{yd} .

Хоризонталните усилия F_y на всяка странична гредка, които са еднакви по големина и посока, са съставени от две периодично изменящи във времето компоненти (вж. фиг. 5, г, д), както следва:

- хоризонтална квазистатична компонента $\pm F_{yq}$ – породена от същите фактори, както вертикалната квазистатична компонента $\pm F_{zq}$ и напълно съответстваща на нея по честота и фаза;
- хоризонтална динамична компонента $\pm F_{yd}$ – породена от аналогични фактори на тези за вертикалната динамичната компонента F_{zd} , и напълно съответстваща на нея по честота и фаза.

Със задължителните по условията на UIC - 510 и 515 фазови съответствия между F_{zq} и F_{yq} и между F_{zd} и F_{yd} , очевидно, се цели изпитванията да отразяват най-неблагоприятни съчетания в експлоатацията, които могат да се получат, макар и кратковременно.

За определяне стойността на вертикалната статична компонента $F_{zs}(t) = \text{const}$ и амплитудните стойности на периодично изменящите се компоненти F_{zq} , F_{zd} , F_{yq} и F_{yd} , дефинирани по-горе, UIC-510 и 515, съответно за талиги на товарни и пътнически вагони – подхождат по различни начини, макар и да има аналогия между тях.

Съгласно този подход, стойностите на въпросните 5 компоненти на натоварването при стендовите изпитвания се определят, както следва:

1) Вертикалната статична компонента F_{zs} се определя по формулата

$$(1) \quad F_{zs} = \frac{1}{4} (m_{VON} + 1,2m_{CN} - 2m^+)g$$

където: m_{VOM} е собствената маса (тара) на вагона; m_{CN} – полезен товар – нормална стойност; m^+ - маса на талигата.

Вертикалните усилия F_{z1} и F_{z2} са различни помежду си във времето t , като се разглеждат съставени от 3 компоненти – една постоянна и две периодично изменящи се (вж. фиг. 5), както следва:

- вертикална статична компонента $F_{zs} = \text{const}$ – вследствие действието на гравитационната сила на собствената маса на вагона (намираща се над страничните греди) и масата на превозвания товар;

- вертикални квазистатични компоненти $\pm F_{zq}$ – вследствие действието на непогасената центробежна сила в криви, от които външната (на кривата) странична гредка се претоварва, а вътрешната – разтоварва;

- вертикална динамична компонента $\pm F_{zd}$ – вследствие неравностите на пътя, неизправностите на ходовата част и трептенията на масите.

Прието е десните и левите криви да имат еднакви параметри и да се редуват без прави помежду си. Периодът T_q на така получената периодична функция (компонентата F_{zq}) при изпитванията трябва да бъде значително по-дълъг от периода T_{dq} на динамичната компонента (съгласно UIC-510 и 515: T_q/T_d).

2) Вертикалните квазистатични компоненти F_{zq} се определят по формулата

$$(2) \quad F_{zq} = \pm \alpha \cdot F_{zs}$$

където: α е коефициент за влиянието на кривите ($\alpha = 0,10$ за нормално състояние на пътя; $\alpha = 0,15$ за лошо състояние)

3) Вертикалната динамична компонента F_{zd} , се определя по формулата

$$(3) \quad F_{zd} = \pm \beta \cdot F_{zs}$$

където: β е коефициент на динамичност ($\beta = 0,2$ за нормално състояние на пътя; $\beta = 0,3$ за лош път)

4) Хоризонталната квазистатична компонента F_{yq} и хоризонталната динамична компонента F_{yd} към всяка странична гредя се определят по формулата

$$(4) \quad F_{yq} = F_{yd} = \pm 0,125 (F_{zs} + 0,5 m^+ \cdot g).$$

Провеждане на изпитванията и оценка на резултатите

Нормалната продължителност на уморните изпитвания е $6 \cdot 10^6$ бр. цикли, което представлява I стадий. В края на I стадий, при $6 \cdot 10^6$ бр. цикли елементите на талиговата конструкция (талиговата рама) не трябва да имат пукнатини, дори и в зародиш. Това е условието за пускане в редовно производство на талигата. Но за да бъде дадена оценка на конструкцията и с оглед на по-голяма сигурност, изпитванията се продължават на II стадий, който съдържа $2 \cdot 10^6$ бр. цикли с 20% увеличени динамични и квазистатични натоварвания F_{zq} , F_{zd} , F_{yq} и F_{yd} със запазване на вертикалното статично натоварване F_{zs} . За да се даде положителна оценка на II стадий, а именно, че конструкцията е “издържала”, тя не трябва да има пукнатини, но се допускат зародиши на пукнатини до 2-3mm. При условие, че успешно са преминали изпитванията на II стадий, се предприема още едно продължение – III стадий - $2 \cdot 10^6$ бр. цикли и с 40% увеличени спрямо I стадий квазистатични и динамични натоварвания при запазване на статичното. Условието за успешно преминал III стадий е същото, както за предшестващия.

През време на изпитванията непрекъснато се следи състоянието на изпитваната конструкция успоредно с работата на стенда, като при поява на необичайни шумове, удари (трясъци), деформации и др. работата се спира за изясняване на състоянието. Препоръчва се през 1 милион цикли работата да прекъсва за извършване на основен преглед – преди всичко за пукнатини. Съществуват международни изисквания за документиране режимите на изпитванията и получените резултати.

3.2. Статични стендови изпитвания (изпитвания за статична якост)

Натоварванията при статичните стендови изпитвания симулират динамичните по характер и големина; различieto е, че тук те се прилагат при статичен режим с измерване на напреженията.

Изхождайки от това, че за всяка точка от конструкцията в който и да е момент t (по-точно пиков момент), напрежението е детерминирано от вертикалните и хоризонтални усилия, приложени в разглежданите места (дясната респ. лявата странични греди – с индекси 1 и 2), се получава:

- за вертикалните усилия F_{z1} и F_{z2} :

$$(5) \quad F_{z1}(t) = F_{zs} + F_{zq}(t) + F_{zd}(t) \quad F_{z2}(t) = F_{zs} + F_{zq}(t) + F_{zd}(t)$$

или при отчитане само на пиковите (амплитудните) стойности F_{zq} и F_{zd} , съгласно (2) и (3) получаваме:

$$(6) \quad F_{z1}(t) = F_{zs}(1 \pm \alpha \pm \beta) \quad F_{z2}(t) = F_{zs}(1 \pm \alpha \pm \beta)$$

- за хоризонталните усилия

$$(7) \quad F_{y1} = \pm F_{yq1} \pm F_{yd1} \quad F_{y2} = \pm F_{yq2} \pm F_{yd2}$$

или, при равномерно разпределение между двете странични греди, т.е. при $F_{y1} = F_{y2} = F_y$ и при вземане под внимание, съгласно (4), равенството между амплитудните стойности на квазистатичната и динамичната компоненти (т.е. F_{yq} и F_{yd}), получават се

максималната и минимална стойности на сумарната хоризонтална сила на талигата, меродавни за напрегнатото състояние

$$(8) \quad \max 2F_y = + 0,5(F_{zs} + 0,5 m^+ \cdot g) \quad \text{и} \quad \min 2F_y = - 0,5(F_{zs} + 0,5 m^+ \cdot g)$$

При натоварване на талигата с различни комбинации между вертикалните усилия F_{z1} и F_{z2} , взети от формула (6), и хоризонталното усилие от (8), код. UIC-515 и EN 13749 [5] предписват задължителни 9 комбинации от натоварвания, показани в таблица 1 и със съответните стойности за изследваната талига, потвърдени от [6]. От посочените комбинации трябва да се вземат напреженията от две от тях, а именно най-голямата и най-малката стойности за всяка точка от конструкцията, които представляват симулираните максимално σ_{\max} и минимално σ_{\min} напрежения при тези натоварвания; при нанасянето им в диаграмата на Гудман по ординатата, при абсциси $\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2$, трябва получените точки да се вписват в нейните контури.

Таблица 1. Комбинации на натоварвания за статично стендово изпитване на пътническа талига при експлоатационни натоварвания

Комбинация №	Вертикални натоварвания				Хоризонтално напречно натоварване на талигата	
	F_{z1}		F_{z2}		сила	стойност, kN
	формула	стойност, kN	формула	стойност, kN		
1.	F_{zs}	91.97	F_{zs}	91.97	0	0
2.	$F_{zs}(1 + \alpha - \beta)$	82.77	$F_{zs}(1 - \alpha - \beta)$	64.8	0	0
3.	$F_{zs}(1 + \alpha - \beta)$	82.77	$F_{zs}(1 - \alpha - \beta)$	64.8	+2 F_y	198.04
4.	$F_{zs}(1 + \alpha + \beta)$	119.56	$F_{zs}(1 - \alpha + \beta)$	101.18	0	0
5.	$F_{zs}(1 + \alpha + \beta)$	119.56	$F_{zs}(1 - \alpha + \beta)$	101.18	+2 F_y	198.04
6.	$F_{zs}(1 - \alpha - \beta)$	64.8	$F_{zs}(1 + \alpha - \beta)$	82.77	0	0
7.	$F_{zs}(1 - \alpha - \beta)$	64.8	$F_{zs}(1 + \alpha - \beta)$	82.77	- 2 F_y	-198.04
8.	$F_{zs}(1 - \alpha + \beta)$	101.18	$F_{zs}(1 + \alpha + \beta)$	119.56	0	0
9.	$F_{zs}(1 - \alpha + \beta)$	101.18	$F_{zs}(1 + \alpha + \beta)$	119.56	- 2 F_y	-198.04

Препоръчва се натоварванията по комбинации №№ 3, 5, 7, и 9 (табл.1) да се повтарят защото те са екстремални и най-вероятно са такива и породените от тях напрежения. Горезиложеният метод е известен като “метод на експлоатационните натоварвания”.

Предписва се статично стендово изпитване по метода на изключителните натоварвания, който се прилага с еднократно статично натоварване при по-големи стойности на вертикалното и хоризонтално усилия – съответно $F_{z1\max}$, $F_{z2\max}$, $2F_{y\max}$ – определени по формулите:

$$(9) \quad F_{z1\max} = F_{z2\max} = (m_{VCE} - 2m^+) \cdot g \quad (10) \quad m_{VCE} = (m_{VOM} + 2 \cdot n \cdot 80)$$

$$(11) \quad 2F_{y\max} = 2 \cdot (10 + m_{VCE}), \text{ kN}$$

където: m_{VCE} е брутна маса на вагона при изключително натоварване; m_{VOM} – собствената маса (тара) на вагона; m^+ - маса на талигата; n – броя на седящите места във вагона; $F_{z1\max}$ и $F_{z2\max}$ – максимални (изключителни) вертикални усилия, приложени към дясната респ. лявата странични греди; $2F_{y\max}$ – максимално (изключително) хоризонтално усилие на талигата.

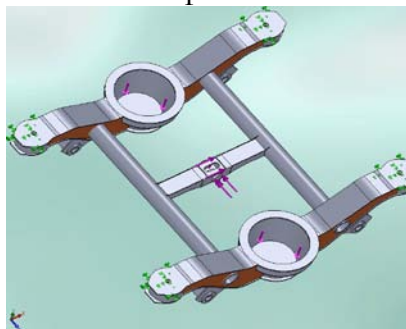
Условията за допустимост при изпитването с изключителните натоварвания са: 1) напреженията в нито една точка от конструкцията да не надвишават границата на пропорционалност на материала; 2) да липсват остатъчни деформации в конструкцията след освобождаването ѝ от натоварванията.

4. Изчисляване на основни носещи елементи от талига тип Y32

4.1. Резултати от програмата COSMOSWorks при изчисляването на рамата на талига тип Y32

Натоварваме двете страници в опорите на пружините от централното ресорно

окачване с вертикална сила равномерно разпределена ($P_{\text{црок}}^{\text{нат}} = 64,8.1,192 = 77,24 \text{ kN}$, в едната страница и $P_{\text{црок}}^{\text{нат}} = 82,77.1,192 = 98,66 \text{ kN}$ в другата страница), а средната част на рамата натоварваме с надлъжна $P_T^H = 0,0985 \text{ kN}$ и хоризонтално-напречна (центробежна + ветрова сили = $7,585 + 3,475 = 11,060 \text{ kN}$) сила $H_T^{\text{CB}} = 11,060 \text{ kN}$, показани на фиг. 6.

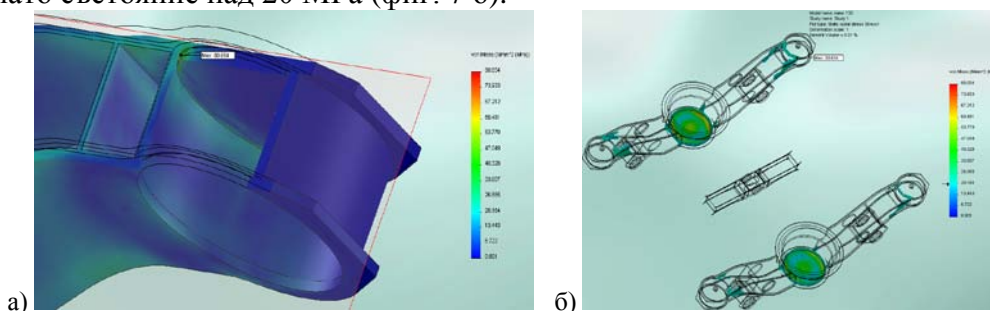


фиг. 6. Натоварвания.

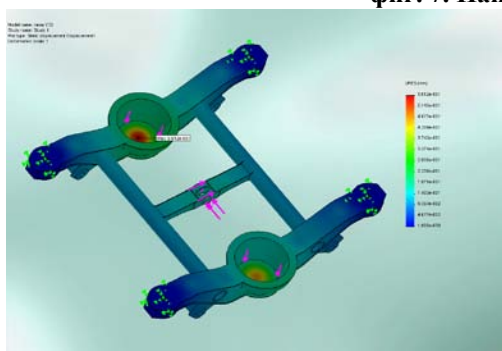
Study Results

Name	Type	Location	Max	Location
Stress1	VON: von Mises Stress	(-1296.38 mm, 296.01 mm, -1001.14 mm)	80.654 MPa Node: 75971	(1186.31 mm, 298.523 mm, -896.143 mm)
Displacement1	URES: Resultant Displacement	(1280 mm, 293.495 mm, 1010.06 mm)	0.5612 mm Node: 70450	(-2.983 mm, -247.264 mm, -999.399 mm)
Strain1	ESTRN: Equivalent Strain	(1292.22 mm, 297.267 mm, 994.857 mm)	0.000229 Element: 64443	(-1181.6 mm, 302.294 mm, -899.679 mm)

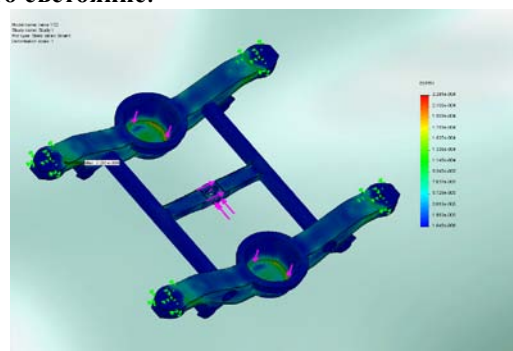
На фиг. 7 е показано напрегнатото състояние на рамата на талигата, като максималната стойност е $80,6541 \text{ MPa}$ получена в буксовата опора (фиг. 7 а) и зоните с напрегнато състояние над 20 MPa (фиг. 7 б).



фиг. 7. Напрегнатото състояние.



фиг. 8. Деформации.



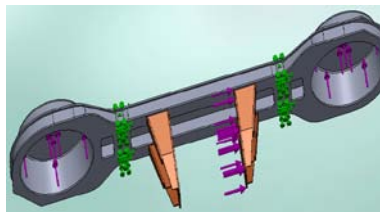
фиг. 9. Разпределение на коефициента на опасност

На фиг. 8 е показано деформациите (преместванията) на елементите от рамата на талигата, като максималната стойност е $0,561 \text{ mm}$ получени в средата на страниците, а на фиг. 9 е показано разпределението на коефициента на опасност на елементите от рамата на талигата, като максималната стойност е $2,291.10^{-4}$ получен в буксовата опора. Получените напрежения и деформации са в допустимите граници.

4.2. Резултати от програмата COSMOSWorks при изчисляването на надресорна гредя на талига тип Y32

Натоварваме опорите за пружините от централното ресорно окачване с вертикална сила равномерно разпределена ($P_{\text{црок}}^{\text{нат}} = 64,844.1,192 = 77,294 \text{ kN}$, в едната страница и $P_{\text{црок}}^{\text{нат}} = 64,844 \text{ kN}$ в другата страница), а едната конзола натоварваме с надлъжна сила получена от действието на центробежна и ветрова сили на талигата (центробежна + ветрова сили = $7,585 + 3,475 = 11,060 \text{ kN}$) сила $H_T^{\text{CB}} = 11,060 \text{ kN}$,

показани на фиг. 10.

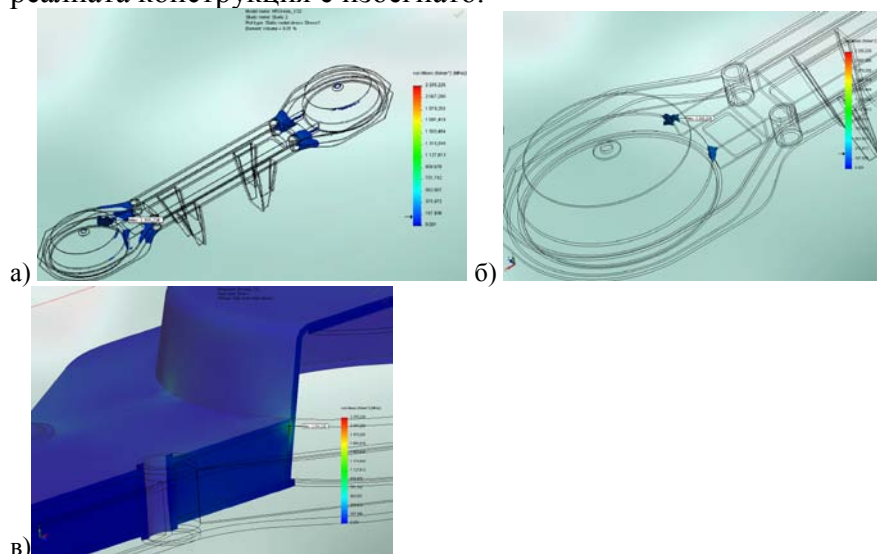


фиг. 10. Надресорна греда.

Study Results

Name	Type	Location	Max	Location
Stress1	VON: von Mises Stress	(229.09 mm, -370.18 mm, -80.015 mm)	2255.23 MPa Node: 32249	(762.931 mm, 71.4608 mm, 97.3234 mm)
Displacement1	URES: Resultant Displacement	(-550.28 mm, 84 mm, 90.05 mm)	6.80194 mm Node: 21627	(1308.64 mm, 85.765 mm, -0.000358 mm)
Strain1	ESTRN: Equivalent Strain	(227.09 mm, -365.68 mm, -75.33 mm)	0.00654679 Element: 12569	(763.684 mm, 73.4751 mm, -96.6536 mm)

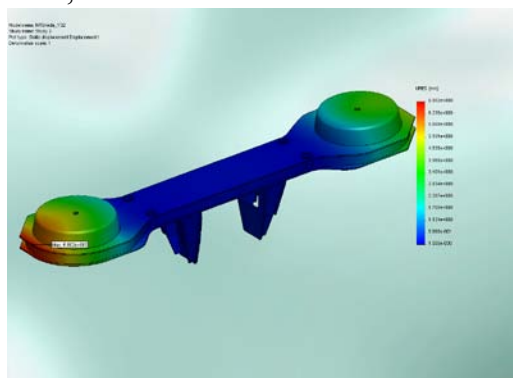
На фиг. 11 е показано напрегнатото състояние на надресорната греда на талигата, като максималната стойност е 2255,23MPa получена във връзката на средната част и пружинната опора, но тя е вследствие концентратор на напреженията, което в реалната конструкция е избегнато.



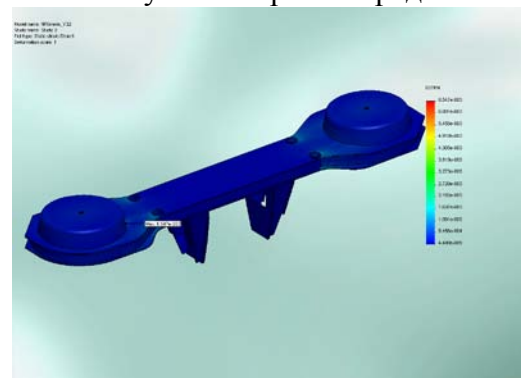
фиг. 11. Напрегнато състояние на надресорна греда.

На фиг.11 са показани зоните с максимално напрегнато състояние (а)-напрегнато състояние над 150 MPa; б) - 300 MPa и в) – с максимално напрегнато състояние).

На фиг. 12 е показано деформациите (преместванията) на надресорната греда на талигата, като максималната стойност е 6,80194mm получени в края на гредата.



фиг. 12 Деформации.



фиг. 13. Разпределение на коефициента на опасност

На фиг. 13 е показано разпределението на коефициента на опасност на надресорната греда на талигата, като максималната стойност е $6,5468 \cdot 10^{-3}$ получен в пружинната опора. Получените напрежения и деформации са в допустимите граници,

което показва, че така конструираната надресорната греда може да бъде произведена.

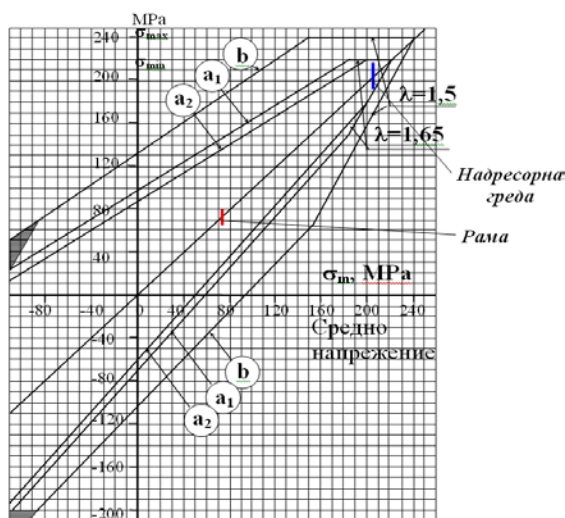
5. Оценка якостното състояние на рамата и надресорната греда от талига тип Y32 чрез диаграмата на Гудман

Стойностите максималните и минималните нормални напрежения на елементите изграждащи рамата и надресорната греда от талигата тип Y32 са отразени в таблица 2.

Таблица 2 Напрежения в рамата и надресорната греда от талигата тип Y32

Елементи	Максимални и минимални напрежения		Средно напрежение и амплитуда	
	σ_{max} , МПа	σ_{min} , МПа	σ_m , МПа	σ_a , МПа
Рама	80	67	73,5	6,5
Надресорна греда	226,48	190	208,24	18,24

Изчертавайки теоретично и експериментално получената диаграма на Гудман определяме положението на застрашените напрежения за сеченията на рамата и надресорната греда.



фиг. 14. Диаграма на Гудман с нанесени стойности на напреженията

Получените стойности нанесени в диаграмата на Гудман са показани на фиг.14.

Стойностите на напреженията за рамата са в очертанията a_2 , което дава основание за необходимата якост на конструкцията, но за напреженията в надресорната греда стойностите са с гранични стойности и е необходимо провеждането на изпитване на уморна якост и стого контролиране на заваръчните шевове.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В статията се изследва якостното състояние на основни носещи елементи от пътническа талига тип Y32, производство на TUVASAS, Турция. Определят се якостните характеристики на елементите – рама и надресорна греда. Натоварванията са съобразно изискванията на международни стандарти и документи. Посочват се различните изпитвания на уморна якост на пътническа талига. По изчислителен път се установява, че конструкцията на рамата притежава необходимата уморна якост, а за надресорната греда е необходимо провеждането на изпитване на уморна якост и стого контролиране на заваръчните шевове.

ЛИТЕРАТУРА

- [1.] Пенчев Цв., Ахмаджова Д. Якост и дълготрайност на автомобилна и железопътна техника., ВТУ, С. 2007
- [2.] Проспектни материали на TUVASAS, Турция, 2013
- [3.] UIC 510 Товарни вагони. Стендови изпитания на рамите на талиги с 2 и 3 колооси. 1- во издание от 01.01.1989 – препечатано издание от 01.07.1994
- [4.] UIC 515-4 Пътнически подвижен състав. Талиги – Ходова част. Якостни изпитания на рамата на талигата 1- во издание от 01.01.1993

- [5.] EN 13749:2011 – Железопътна техника. Колооси и талиги. Методи за определяне на изискванията към конструкцията на рамата на талигите
- [6.] ESEN İ., MIZRAK C. Y32 BOJİ GÖVDESİNİN STATİK VE DİNAMİK YÜKLEME ANALİZLERİ, *Technology*, 14(4), 123-128, (2011)

THE STRENGTH STATE OF ELEMENTS OF PASSENGER TYPE Y32 BOGIES

Dobrinka Atmadzhova
atmadzhova@abv.bg

*Todor Kableshkov University of Transport,
158 Geo Milev Street, Sofia,
BULGARIA*

Key words: *railway vehicles passenger bogie, bogie type Y32, passenger bogie frame, over-spring beam.*

Abstract: *Strength condition and especially the life of the bogies of passenger cars is essential for safety. All failures passenger bogies on its strength in nature, ie all destruction leads directly to serious accidents and crashes associated with the lives of the passengers. The paper defines the strength condition of major elements of the passenger bogie type Y32 Pullman production TUVASAS, Turkey. Identify areas of maximum stress.*