

ИЗЧИСЛЕНИЕ НА УМОРНА ЯКОСТ НА РАМА ОТ ПЪТНИЧЕСКА ТАЛИГА

Ваньо Ралев
vanio.rallev@gmail.com

*Висше транспортно училище „Тодор Каблешков”,
гр. София, ул. Гео Милев 158
БЪЛГАРИЯ*

Ключови думи: *подвижен железопътен състав, вагонна талига, рама на пътническа талига, уморна якост.*

Резюме: *Най-важното и неотменно изискване за работоспособността на железопътните возила е здравината и целостта им, т.е. тяхната якост. Якостта остава определяща за безопасността на движение. Наред с якостта от първостепенна важност е изискването за дълготрайност в най-общия му смисъл, включващо, уморната якост, корозия, износване и др. Разрушенията от умора на ходовата част, особено на пътнически вагони водят до тежки аварии и катастрофи, свързани с живота на пътниците. Якостта и дълготрайността на съвременния етап не само са добри пожелания и необходими изисквания, за които по-рано техническите оценки и решения са били формираны на базата на дългогодишни експлоатационни наблюдения и производствен опит от произведени партиди. Днес проблемите по якост и дълготрайност се решават несравнимо по-бързо и ефективно благодарение главно на научно-техническите постижения, чрез теоретични изчисления с помощта на САЕ системи и експериментални изследвания. В настоящата публикация е систематизиран метод за изчисление на рама от пътническа талига на уморна якост с САЕ система. Посочени са резултати от изчисление на уморна якост на рама от пътническа талига тип УТ72. Резултатите от такъв един анализ биха посочили правилното определяне на надеждностните параметри на едно изделие, като пътническа талига и нейния основен елемент - рама, още на ранния етап на нейното проектиране.*

Въведение

Най актуалните въпроси по повишаване динамичните качества, безопасността на движение и увеличаване на междуремонтния пробег на вагоните, снижението на експлоатационните разходи се явява увеличението на якостта и дълготрайността на железопътните возила и тяхните елементи.

Под понятието “якост” на материалите и конструкциите се разбира тяхната здравина или способността им да се съпротивляват на действието на външни натоварвания [1, 2, 3, 4]. Под понятието “дълготрайност” се разбира способността на материалите и конструкциите да изпълняват своите функции в продължение на

определен срок – например, срокът, определен от живота на изделието, от интервалите между ремонтите, техническите ревизии и др. Дълготрайността (ресурсът) е по-широкообхватно понятие от якостта в обикновения смисъл и включва:

а) якостта предимно при циклични натоварвания (и то, обикновено при голям брой цикли) или, както се нарича, якост на умора или уморна якост, а самият процес – умора;

б) износването на детайлите (определящо за ресурса);

в) корозията, проявяваща се както в най-обикновения си вид, така и като фретинг-корозия;

г) стареенето, пълзенето и др., характерни главно за синтетичните материали.

Най-голямо внимание заслужава да бъде отделено на уморната якост, защото, специално за транспортните средства, тя има изключително голямо значение, още повече като се има в предвид изискването за гарантиране в необходимата степен на безопасност при движение с все по-високи скорости. При това, най-отговорните детайли и възли от наземните транспортни средства са застрашени именно от уморно разрушаване.

Най-характерните признаци на процесите на разрушаване, както и по-задълбочените им изследвания, ги поставят в две основни групи, в които се открояват съответно два коренно различаващи се вида на разрушаване – разрушаване от еднократно натоварване и разрушаване от умора.

Характерът на разрушаване от еднократно натоварване и качествата на материалите при тези условия са изучени в курса по “Съпротивление на материалите” и сравнително добре се виждат от диаграмата “деформация-натоварване”, записана при т.н. “статичен режим”, характеризиращ се с ниска скорост на нарастване на тези величини. Затова разрушаването от еднократно натоварване обикновено е известно сред специалистите и в литературните източници като разрушаване при статично натоварване.

Характерът на разрушаване от умора и съпротивляемостта на материалите при тези условия са коренно различни в сравнение с разрушаването от еднократно натоварване. На първо място – за опасност от уморно разрушаване може да се говори тогава, когато имаме динамично натоварване при голям брой цикли – стотици хиляди и най-често милиони. На второ място – съвсем друг е механизмът на разрушаването, процесите, които го предшества и съпътстват, както и външните им признаци.

За някои елементи на транспортната техника представлява особено голям интерес малоцикловата умора, т.е. натоварванията в еластично-пластичната област.

Проблемът за уморна якост при наличие на възникнали вече пукнатини представлява интерес не само от гледна точка на прилаганите системи, методи и технически средства за диагностика, но и защото процесът на развитие на пукнатините съвпада с нормалния работен процес на машините и съоръженията, като в повечето случаи е дори определящ за техния ресурс; времето за работа при наличие на пукнатини за болшинството детайли съставлява 30-60% от ресурса им. Разбира се, проблемът е твърде особен, защото при възникнали вече пукнатини допускането в работа (в редовна експлоатация) до пълно разрушаване е най-малкото нежелателно за повечето технически обекти, а за тези от железопътната техника, особено за високоотговорни елементи от ходовата част, е дори опасно. Това е допълнително потвърждение за важността на проблема и необходимостта от адекватното му свързване със системата и техническата съоръженост за извършване на съответния контрол.

Този проблем има още по-голяма значимост и се проявява с особен акцент при детайлите, изработени чрез заваряване и леене.

Изчисляването на уморна якост при сложно напрегнато състояние е много трудна задача, която до сега не е решена точно и строго в теоретичен аспект за общия случай на всевъзможни съчетания на компонентите на променливите напрежения. Известни са теории, при които се прилагат решения, приложими за отделни най-прости случаи. Намирането на приближени решения на задачата при всички случаи е възможно чрез използване на методите от Съпротивление на материалите (С.М.) за определяне на напрегнатото състояние и еквивалентното напрежение. При това, обикновено се използват класическите критерии и (условия) за разрушимост, респ. за пределно състояние, които са развити също в известните теории от С.М. Изборът на една или друга теория при изчисляване на умора се определя от съображенията, прилагани при „класическите“ якостни изчисления в С.М., а именно: за крехки материали – обикновено теорията за максималните нормални напрежения, а за жилаво-пластични материали – теорията за максималните тангенциални напрежения или за максималната енергия на формоизменението. Възможностите за използването на класическите теории (хипотези, подходи) от С.М. при изчисляване и на уморна якост се обосновават най-общо с това, че: а) съотношенията между характеристиките на съпротивляемост за различните материали практически се запазват почти в еднакви граници; б) процесите на умора на материалите и на класическото им разрушаване от еднократно натоварване са еднакви по физическа същност – свързани са с микро, респ. макропластични деформации.

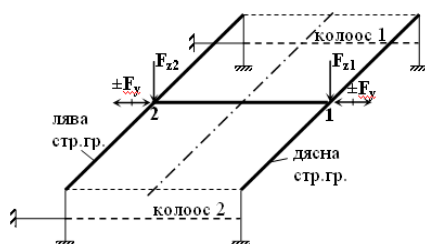
По проблемите за изчисляване на умора при сложно напрегнато състояние до сега са извършени много на брой и задълбочени изследвания в различни институти от целия свят [5, 6, 7] и работата в тази област продължава.

3.3. Методики за оценка на напреженията чрез изпитвания на уморна якост

Докладите ERRI В 12/RP 17 и ERRI В 12/RP 60 [8], издадени през 1994 и 2001 г., и включени в евростандарта EN 12663-2 [9] предоставят информация за оценките при умора на материала на елементи от железопътната техника.

Съгласно изискванията на Международния железопътен съюз – UIC510 [10] и UIC515-4 [11] – 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 – за статична якост;
- втори етап – за уморна якост.



Фиг.1. 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 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.

3.3.1. Изпитвания за уморна якост

Натоварванията (усиления) върху изпитваната талига (фиг.1), действащи във вертикалната напречна равнина през централния лагер, най-напред се групират 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.

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, 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 греда се претоварва, а вътрешната – разтоварва;

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

Хоризонталните усилия F_y на всяка странична греда, които са еднакви по големина и посока, са съставени от две периодично изменящи във времето компоненти, 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} , 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

$$(1) \quad F_{zs} = 0,25 \cdot (m_{VOM} + 1,2 \cdot m_{CN} - 2 \cdot m^+) \cdot g$$

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

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 греда се определят по формулата

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

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.

Препоръчва се през 1 милион цикли работата да прекъсва за извършване на основен преглед – преди всичко за пукнатини.

3.3.2. Статични стендови изпитвания (изпитвания за статична якост)

Натоварванията при статичните стендови изпитвания симулират динамичните по характер и големина, но те се прилагат при статичен режим с измерване на напреженията.

Изхождайки от това, че за всяка точка от конструкцията в която 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} , 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, получават се максималната и минимална стойности на сумарната хоризонтална сила на талигата, меродавни за напрегнатото състояние

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

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

Комбинация №	Вертикални натоварвания		Хоризонтално напречно натоварване
	F_{z1}	F_{z2}	
1	F_{zs}	F_{zs}	0
2	$F_{zs}(1 + \alpha - \beta)$	$F_{zs}(1 - \alpha - \beta)$	0
3	$F_{zs}(1 + \alpha - \beta)$	$F_{zs}(1 - \alpha - \beta)$	+2 F_y
4	$F_{zs}(1 + \alpha + \beta)$	$F_{zs}(1 - \alpha + \beta)$	0
5	$F_{zs}(1 + \alpha + \beta)$	$F_{zs}(1 - \alpha + \beta)$	+2 F_y
6	$F_{zs}(1 - \alpha - \beta)$	$F_{zs}(1 + \alpha - \beta)$	0
7	$F_{zs}(1 - \alpha - \beta)$	$F_{zs}(1 + \alpha - \beta)$	- 2 F_y
8	$F_{zs}(1 - \alpha + \beta)$	$F_{zs}(1 + \alpha + \beta)$	0
9	$F_{zs}(1 - \alpha + \beta)$	$F_{zs}(1 + \alpha + \beta)$	- 2 F_y

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 [12] предписват задължителни 9 комбинации от натоварвания, показани в

таблица 1. 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.

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

3.4. Методика за якостен анализ на носещи конструкции от железопътни возила, по изискванията на ERRI B 12/RP 17 и приложение на МКЕ

Методиката включва:

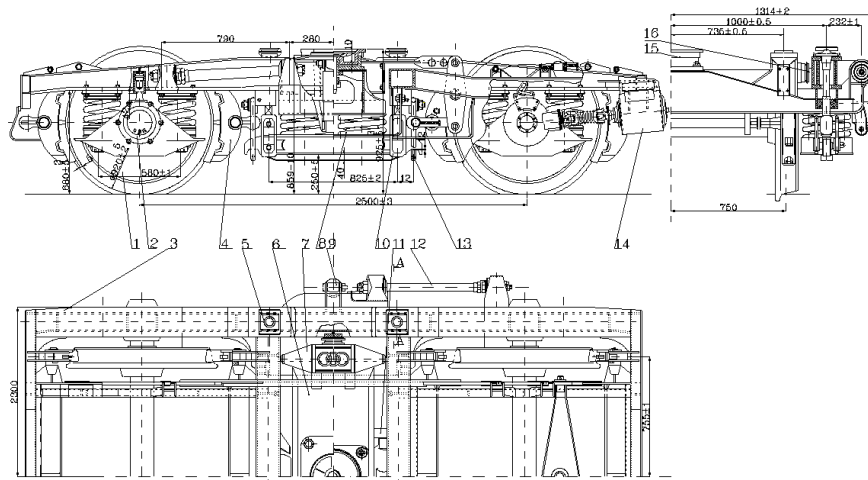
1. Определяне режимите на натоварване и стойностите на силите.
2. Анализирание на конструктивната документация за определяне на носещите елементи и зоните на натоварване и опорите.
3. Определяне на материалните характеристики R_p и R_m за всички видове използвани материали, според европейските или национални стандарти.
4. Определяне на връзките между елементите на конструкцията в зависимост от конструктивните особености на разглеждания възел (вид на заваръчния шев и степента на концентрация на напрежение).
5. Моделиране обекта на изследване с обособяване зоните на заваръчните шевове и концентраторите на напрежения. Натоварване на модела, определяне на видовете опори и опрежаване.
6. Определяне на параметрите σ_{\max} , σ_{\min} , σ_m и σ_a .
7. Изчертаване на диаграмата на Гудман-Смит (или на Гудман, както е прието в UIC) по бюлетина B12/RP17(80) [8] за съответния материал и нанасяне на получените резултати. Анализ на получените резултати.

4. Изчисление на уморна якост на рама от пътническа талига тип УТ72

4.1. Конструкция на пътническа талига тип УТ72

Пътническата талига тип УТ72 (фиг.2) е предназначена за купейните вагони В4-68 и вагон-фургоните 70 от парка на БДЖ [13]. Базата на талигата е 2,5m, колоосите в кръга на търкалянето за талига УТ-72 са 920mm. Конструктивна скорост – 160km/h.

Талигата УТ 72 е люлков тип талига. Буксите са със шпинтонно водене. Ресорното окачване е двустепенно, изпълнено изцяло от пружини, разделено в централна и буксова степени. Буксовото ресорно окачване се състои от два комплекта двойни винтови пружини и триещ гасител на колебанията, състоящ се (за всеки шпинтон) от конусна втулка и 6 конусни сегмента, притиснати от вътрешната буксова пружина. Централното ресорно окачване е съставено от 4 комплекта – двойни винтови пружини, два вертикални хидравлични демпфера с ход 150 mm, монтирани външно и два напречни хоризонтални хидравлични демпфери с ход 100mm, монтирани вътрешно между надресорната греда и вътрешните напречни греди на рамата. Напречната еластична подвижност между вагонния кош, респ. надресорната греда на талигата и нейната рама, е реализирана чрез люлково устройство в централното ресорно окачване. Талигата е с два ленкера за надлъжно водене на надресорната греда и с генератор за осветление.



Фиг.2. Пътническа талига тип УТ-72

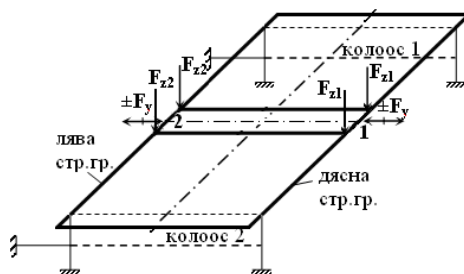
1-колоос; 2-буксова ресорна степен; 3-рама; 4-калодкова спирачна система; 5-балансерен болт с гайка; 6-надресорна греда; 7-плъзгалка; 8-централна ресорна степен; 9-вертикален демпфер; 10-обици; 11-хоризонтални демпфери; 12-ленкер; 13- осигуряване на люлката; 14-генератор; 15- централен лагер; 16-отбивачка.

Вертикалното натоварване от коша се предава на талигата само чрез страничните плъзгалки. Централният лагер е традиционен тип (цилиндричен плосък), но горната му част е повдигната с 10mm, поради което той предава само хоризонтални натоварвания.

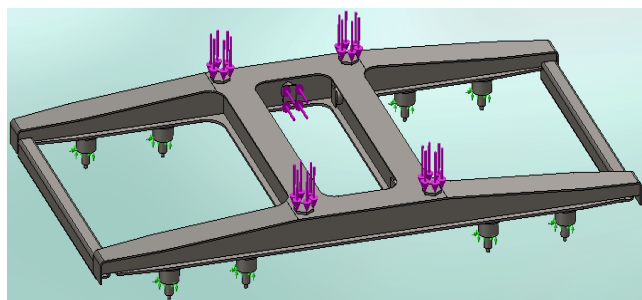
Рамата е заваръчна конструкция, затворен тип, състояща се от две странични надлъжни греди, челни греди и напречни греди.

4.2. Натоварвания на рамната конструкция на пътническа талига тип УТ72

Натоварванията за якостното пресмятане на рамата на пътническа талига тип УТ72 определяме съгласно предписанията на UIC-515 и EN 13749 по фиг.3 и 4.



Фиг.3. Схема на натоварвания на рамата от пътническа талига тип УТ72.



фиг. 4. Модел и натоварване на рамата на талигата.

За разглежданата талига: собствената маса (тара) на вагона е $m_{VOM} = 38$ t; полезен товар – нормална стойност е $m_{CN} = 12,8$ t и маса на талигата $m^+ = 6$ t.

$$F_{zs} = 0,25 \cdot (m_{VOM} + 1,2 \cdot m_{CN} - 2 \cdot m^+) \cdot g = 101,435 \text{ kN}$$

$$F_{z1,2min} = F_{zs} = 101,435 \text{ kN} \text{ и } F_{z1,2max} = F_{zs}(1 + \alpha + \beta) = 101,435 \cdot (1 + 0,15 + 0,3) = 147,08 \text{ kN}$$

$$F_{ymin} = 0 \text{ kN} \text{ и } F_{ymax} = 0,125(F_{zs} + 0,5 m^+ \cdot g) = 0,125(101,435 + 0,5 \cdot 6 \cdot 9,81) = 16,358 \text{ kN}$$

Вертикално натоварване F_{z1} и F_{z2} е в гайките на люлчените подвески, а хоризонтално напречното натоварване F_y е в напречната опора (отбивачка на напречната греда на талигата) монтирана в средата на страницата на рамата. Опорите са в шпинтоните на талигата.

4. 2. Резултати от изчисление на уморна якост на рама от пътническа талига тип YТ72

Якостните изчисления извършваме с програмния продукт SolidWorks. Критерия за оценка напрегнатото състояние е “Max von Mises Stress”- критерий на максималното напрежение. Критерия на максималното напрежение на von Mises се основава на теорията на максималната енергия на деформацията. Според тази теория пълзене на материала в дадена точка ще има когато енергията на деформация за 1-ца обем стане равен или превиши напрежението на пълзенето определено при чист опън.

За разрушаващо напрежение може да се използва границата на провлачване /Yield Strength/ или границата на якост /Ultimate Strength/. Коефициент на сигурност /Factor of safety FOS/ който е равен на разрушаващото напрежение върху максималното напрежение на von Mises.

Таблица 2. Материал за рамата

Material name:		AISI 4340 Steel, normalized	
Material Model Type:	Linear Elastic Isotropic		
Default Failure Criterion:	Max von Mises Stress		
Property Name	Value	Units	
Elastic modulus	2.0904e+006	kgf/cm ²	
Poisson's ratio	0.32	NA	
Shear modulus	8.1577e+005	kgf/cm ²	
Mass density	0.00785	kg/cm ³	
Tensile strength	11319	kgf/cm ²	
Yield strength	7240	kgf/cm ²	
Thermal expansion coefficient	1.23e-005	/Centigrade	
Thermal conductivity	0.10636	Cal/(cm.s.C)	
Specific heat	113.53	Cal/(kg.C)	

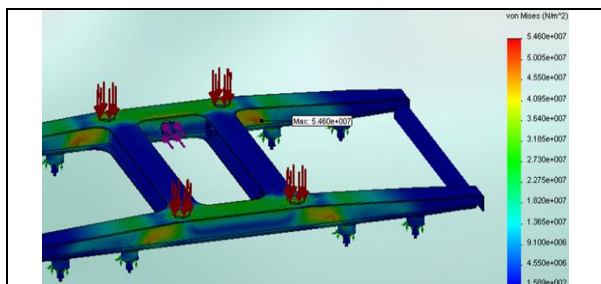
Резултатите получени от програмният продукт са следните:

Mesh Information

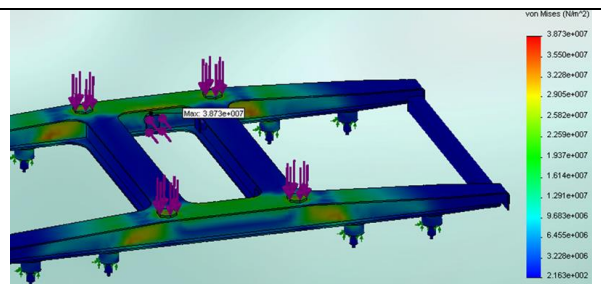
Mesh Type: Solid Mesh; Mesher Used: Standard; Jacobian Check: 4 Points; Element Size: **61.244 mm**; Tolerance: **3.0622 mm**; Number of elements: **25569**; Number of nodes: **49128**.

Таблица 3. Study Results

Name	Type	Максимални натоварвания		Минимални натоварвания	
		Max	Location	Max	Location
Stress1	VON: von Mises Stress	54.6MPa Node: 22874	(867.556 mm, -7.5 mm, -1051.6 mm)	38.732MPa Node: 43	(0 mm, 152 mm, -924.8 mm)
Displacement1	URES: Resultant Displacement	0.000427277 m Node: 11330	(6.4373e-006 mm, 190 mm, -878 mm)	0.000305907 m Node: 11330	(6.4373e-006 mm, 190 mm, -878 mm)
Strain1	ESTRN: Equivalent Strain	0.00021455 Element: 12852	(-791.826 mm, 27.5103 mm, -932.5 mm)	0.000148678 Element: 12852	(-791.826 mm, 27.5103 mm, -932.5 mm)



Фиг. 5. Напрегнато състояние на рамата на талигата при максимални натоварвания.



Фиг. 6. Напрегнато състояние на рамата на талигата при максимални натоварвания.

На фиг. 5. е показано напрегнатото състояние на рамата на талигата при максимални натоварвания, като максималната стойност е **54,6 МПа** получена в заварката на вътрешните шпнтони и страницата, а на фиг. 6 – за минимални натоварвания, максималните напрежения **38,732 МПа** са в получена в средата на страницата в местото на заварката на опорите на надресорната греда и заварката на вътрешните шпнтони и страницата.

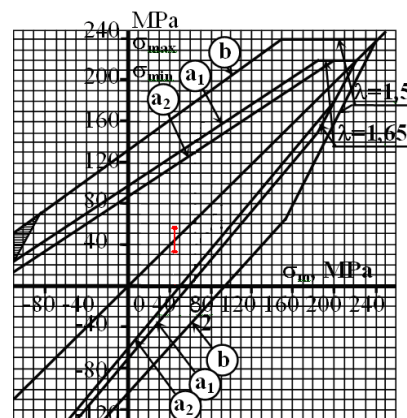
Симулираните максимално σ_{\max} и минимално σ_{\min} напрежения при тези натоварвания са: $\sigma_{\max} = 54,6 \text{ МПа}$ и $\sigma_{\min} = 38,732 \text{ МПа}$. Определяме средната и амплитудната стойност:

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2 = (54,6 + 38,732) / 2 = 46,666 \text{ МПа}$$

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 = (54,6 - 38,732) / 2 = 7,934 \text{ МПа}$$

и при нанасянето им в диаграмата на Гудман (фиг.7) получените точки се вписват в нейните контури.

Фиг.7 Работна диаграма на Гудман за стомани със $\sigma_B \geq 520 \text{ МПа}$ (съгл. UIC/ORE B12/RP17)



ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящата публикация е представен метод за изчисление на пътническа талига на уморна якост с CAE система. Посочени са резултати от изчисление на уморна якост на рама от пътническа талига тип Y72 чрез моделиране и изчисления с програмен продукт Solid Works. Натоварванията са съобразно изискванията на международни стандарти и документи. По изчислителен път се установява, че конструкцията на рамата притежава необходимата уморна якост. Резултатите от такъв един анализ биха посочили правилното определяне на надеждностните параметри на едно изделие, като пътническа талига и нейните основни елементи, още на ранният етап на нейното проектиране.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Колев П. К., Д. Ц. Патъов, А. В. Димитров. ПРИЛОЖНА МЕХАНИКА (учебник), ВТУ "Т. Каблешков", 2009
- [2] Василев Д., Иванов А., Теоретична механика, ВТУ "Т. Каблешков", София, 2014, Второ издание, ISBN 978-954-12-0144-2, 420с.
- [3] Коларов И., Г. Димчев. Машинни елементи. ВТУ, "Т. Каблешков", 2018г
- [4] Пенчев Ц., Ахмаджова Д. Якост и дълготрайност на автомобилна и железопътна техника., ВТУ, С. 2007
- [5] Недев В., Якостно – деформационен анализ. Годишник на ВТУ "Т. Каблешков", № 5, София, 2014, ВТУ "Т. Каблешков", 2014

- [6] Атмаджова Д., Определяне якостното състояние на елементи от пътническа талига тип Y32, Международен Научен форум „Техника и строителни технологии в транспорта - 2014” т. 12, бр.3/3, рег. No: 1339, стр. VI-1 до VI-10, <https://mtc-aj.com/library/1046.pdf>
- [7] Николов В., Якост и дълготрайност на автомобилна и железопътна техника. Ръководство за упражнения., http://tt.vtu.bg/learning/Rykovodstvo_upraznenia_Yakost.pdf
- [8] ERRI (ORE) QUESTION B12 Standardisation des Wagons Rapport №17, Utrecht 1977-2001
- [9] EN 12663-2:2010 Железопътна техника. Изисквания към конструкцията на кошете на железопътното превозно средство. Част 2: Товарни вагони
- [10] 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
- [11] UIC 515-4 Пътнически подвижен състав. Талиги – Ходова част. Якостни изпитания на рамата на талигата 1- во издание от 01.01.1993
- [12] EN 13749:2011 – Железопътна техника. Колооси и талиги. Методи за определяне на изискванията към конструкцията на рамата на талигите.
- [13] Пенчев Ц., Атмаджова Д. Въпроси от експлоатацията, ремонта и рециклирането на пътнически вагони, ВТУ "Т. Каблешков", 2003.

A CALCULATING THE FATIGUE STRENGTH OF FRAME OF THE PASSENGER BOGIE

Vanio Vanchev Ralev

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

Key words: *rolling stock, wagon bogie, passenger bogie frame, fatigue strength.*

Abstract: *The most important requirement for the operability of railway vehicles is their strength and integrity, i.e. their strength. Strength remains crucial for traffic safety. Along with strength, the requirement for durability in its most general sense is of paramount importance, including fatigue strength, corrosion, wear, etc. Damage from running gear fatigue, especially of passenger wagons, leads to severe accidents and catastrophes related to the lives of passengers. The strength and durability of the modern stage are not only good wishes and necessary requirements, for which previously the technical evaluations and solutions were formed on the basis of long-term operational observations and production experience from produced batches. Today, the problems of strength and durability are solved incomparably faster and more efficiently, mainly due to scientific and technical achievements, through theoretical calculations using CAE systems and experimental research. This publication systematizes a method for calculating a passenger wagon frame of fatigue strength with a CAE system. The results of the calculation of the fatigue strength of the passenger wagon frame type YT72 are given. The results of such an analysis would indicate the correct determination of the reliability parameters of a product, such as a passenger wagon and its main element - a frame, at an early stage of its design.*