



ИЗЧИСЛЕНИЯ НА ЛЮЛЧЕНА ПОДВЕСКА ОТ ЦЕНТРАЛНО РЕСОРНО ОКАЧВАНЕ НА ПЪТНИЧЕСКА ТАЛИГА

Ваньо Ралев, Добринка Атмаджова
[vanio.raliev@gmail.com](mailto:vania.raliev@gmail.com), atmadzhova@abv.bg

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

***Ключови думи:** подвижен железопътен състав, пътнически талиги, ресорно окачване люлков тип, люлчени подвески.*

***Резюме:** В конструкцията на пътническите талиги се вграждат устройства, създаващи възвръщаща сила, която еластично препятствува отклоненията на коша на пътническия вагон от средно положение. Такова устройство е люлковото устройство от централното ресорно окачване на пътнически талиги – люлков тип. Като основен елемент от централното ресорно окачване на тези талиги са люлчените подвески. В публикацията се представя изчислителен метод на люлчена подвеска за уморна якост, характеризирая се с виртуално симулиране на експлоатационните натоварвания на възли и елементи от пътническа талига с помощта на извадка във вид на представителен участък, чрез който се осигурява адекватно отчитане на повреждащия ефект от всички цикли за амортизационния (или междуремонтния) срок. Установено е съществуването на силно изразена степенна зависимост на надеждностните показатели на изследвана конструкция подвески от коефициента на триене в шарнирите. Причината за ускореното уморно разрушаване на люлчените подвески са появата на недопустими нормални напрежения с цикличен характер, възникващи от огъващите моменти вследствие на високи стойности на коефициента на триене в шарнирите при съвместно действие на главните огъващи моменти. Резултатите от проведените якостни изследвания на люлчените подвеските на пътническа талига се считат за достатъчно достоверни, защото показват добро съответствие с данни от експлоатацията.*

1. УВОД

Люлката в пътническите талиги е така нареченото „възвръщащо устройство, което създава сила, препятстваща отклонението на коша на вагона от средно положение [1, 2, 3]. При възникване на хоризонтална сила надресорната греда се измества напречно спрямо талиговата рама. Възвръщането на надресорната греда в средно положение се реализира от люлчени подвески в централното ресорно окачване (ЦРО) на пътнически талиги – люлков тип.

Люлчените подвески на железопътните возила са важен елемент от ходовата част не само поради функционалното си предназначение, но и от гледна точка на безопасността и освен това, че тези откази са внезапни и преките последици от тях са:

перезпределение на вертикалното натоварване на колелата, т.е. опасност от дерайлиране и разрушаване на железния път и съоръженията.

Честите повреди на елементи от централното ресорно окачване на железопътни возила с люлчени възвръщащи устройства се дължат на лошото състояние на железопътната инфраструктура и замяната на оригинални резервни части в ходовата част на железопътните возила с алтернативни, които са с по-ниска надеждност и по-висока вероятност за отказ (повреда). Това води до необходимостта от изследване якостта на люлчена подвеска от пътническа талига и определяне уморната якост.

2. ОБЩО РАЗПРЕДЕЛЕНИЕ НА НАТОВАРВАНЕТО.

При разглеждане натоварването на подвеските изхождаме от приет изчислителен метод на виртуалното симулиране на експлоатационните натоварвания с помощта на извадка във вид на представителен участък.

Натоварванията на люлчена подвеска от пътническа талига са:

- статично натоварване от вертикален статичен товар на коша на вагона;
- квазистатично натоварване от центробежната сила възникваща при движение в крива и
- динамично натоварване.

2.1. Статично натоварване на подвеска от вертикален статичен товар на коша на вагона.

Статичното натоварване на една подвеска с опънова сила P_s съставлява:

$$(1) \quad P_s = m_k/z = (m_B - 2.m_T)/z$$

където: z – брой на подвеските във вагона; m_k – маса на коша на вагона заедно с надресорните греди на талигите; m_B – маса на целия вагон; m_T – маса на една талига; g – земно ускорение.

2.2. Квазистатично натоварване P_q на подвеската от центробежната сила при движение в крива

Квазистатично натоварване P_q на една подвеска от центробежната сила при движение на вагона в крива съставлява (при некомпенсирано напречно ускорение $a_n = 0,1.g \approx 1 \text{ m/s}^2$):

$$(2) \quad P_q = m_k \cdot [(V^2/g \cdot R - h_p \cdot g/2s) \cdot h_c / (z \cdot 2b_n)]$$

където: m_k - маса на коша на вагона, kN; V – скорост на движение в кривата, m/s; R – радиус на кривата, m; h_p – надвишение на външната релса, m; $2s$ – разстояние между кръговете на търкаляне на колелата от една колоос) m; $2b_n$ – напречно разстояние между подвеските, m; h_c – височина на масовия център на коша (мерено от долната опора на подвеските), m.

Приемаме че некомпенсираното напречно ускорение е $a_n = 0,1.g \approx 1 \text{ m/s}^2$, тогава абсолютната максимална стойност на P_q съставлява:

$$(3) \quad \max P_q = \pm m_k \cdot a_n.$$

2.3. Динамично натоварване на подвеската P_d

Динамичното натоварване на подвеска зависи от коефициента на вертикална динамика на вагона.

$$(4) \quad P_d = \pm P_s \cdot k_d$$

При пътнически вагони се приема за максимална стойност: $k_d = 0,25$.

2.4. Честота и полупериод на динамично и квазистатично натоварване. Последователност на действие и наслагване

Честотата на динамичното натоварване с амплитуда P_d се определя от зависимостта за собствената честота на трептението „подскачане” на талигата [1]:

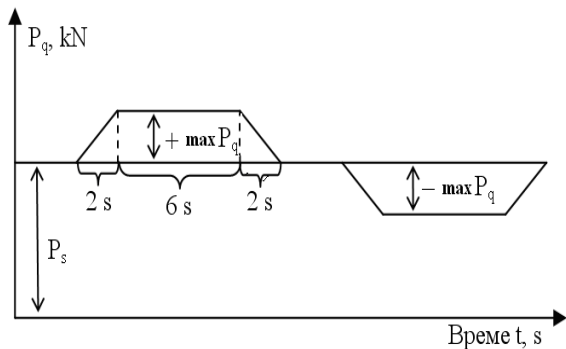
$$(5) \quad n = (2\pi)^{-1} \cdot \sqrt{g/f_z}, \text{ Hz}$$

където: g – земно ускорение; f_s – статично провисване на ресорите от буксовата ресорна степен, m;

За пътнически вагони от [2, 3] за статичното провисване се приема: $f_s = 0,040 \text{ m}$.

Честотата на динамично натоварване приема стойността: $n = 2,5 \text{ Hz}$

Съобразно експлоатационните натоварвания на ходовата част от пътнически талиги полупериодът на квазистатичното натоварване с амплитуда P_d приемаме да бъде 10s, разпределени както следва:



Фиг.1 Схема на периоди на натоварване

2 s – начална преходна крива;

6 s – циркулярна крива;

2 s – крайна преходна крива (вж. фиг.1).

Приемайки скорост на движение $V = 160 \text{ km/h}$, при движение в права и $V = 80 \text{ km/h}$ при движение в крива, последователност и дължина на видовете отсечки (права, лява крива и дясна крива) съгласно таблица 1, получаваме диаграма на натоварването в зависимост от времето и пътя.

Таблица 1. Параметри на изследвани участъци (отсечки).

№ отсечка	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Вид	Права	Д кр.	Права	Л кр.	Права	Д кр.	Л кр.	Права	Д кр.	Л кр.	Права
Дължина, km	0,5	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
Интервал време, s	20	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10

Показано е наслагването на 3-те вида натоварвания – статично P_s , квазистатично с амплитуда $\max P_q$ и полупериод 10 s и динамично с амплитуда P_d и честота n .

3. Анализ на силовите фактори и предизвиканите от тях напрежения в подвеската

3.1. Анализ на силовите фактори.

Подвеската ще бъде разглеждана като прът, натоварен с нормално опъново усилие, P който в краищата си е свързан с другите елементи от системата чрез еднакви шарнирни опори, характеризиращи се с наличието на триещ момент M_T , който, поради малкото отклонение на подвеската, може да се изрази посредством зависимостта:

$$(6) \quad M_T = \mu \cdot r \sqrt{P^2 + H^2} \quad (\text{при } \vec{P} \perp \vec{H}),$$

където: μ е коефициент на триене в опорите, а останалите означения са видни от фиг.2.

Хоризонталната реакция H се определя от M_T съгласно зависимостта:

$$(7) \quad H = M_T / L,$$

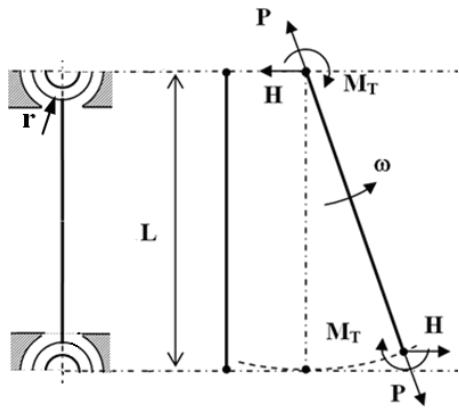
където L – дължина на подвеска между шарнирите на връзка с надресорна греда и подресорна греда (вана).

При заместването на (7) в (6) се получава:

$$(8) \quad M_T = \mu r \sqrt{P^2 + M_T^2 / L^2}, \text{ или}$$

$$(9) \quad M_T^2 = \mu^2 \cdot r^2 \cdot (P^2 + M_T^2 / L^2), \text{ то}$$

$$(10) \quad M_T = \mu r P / \sqrt{1 - \mu^2 r^2 / L^2}.$$



Фиг.2. Изчислителна схема на люлчена подвеска

Величините μ , r , L и P се определят или приемат въз основа на следните съображения:

1) Коефициентът на триене μ , поради съществуващото по конструкция мазане с грес чрез ръчно задействана гресъорка, приемаме за възвратно движение с малък ход $\mu = 0,15$ (при покой, между леко омазани повърхнини, стомана-бронз [4]).

2) Радиусът r на шарнирните опори в горния и долния край на подвеската приемаме (въз основа на заложените размери в конструкцията на вагона), че съставлява $r = 0,1$ m, еднакъв за двата шарнира.

3) Дължината L на подвеската, съгласно конструкцията и изчислителната схема от фиг.3 съставлява $L = 0,622$ m.

4) Сумарното нормално усилие P в подвеската, съгласно т. 1 и фиг.1 е променлива величина в зависимост от времето, респ. пътя и се определя като сума от статичната P_s , квазистатичната P_q и динамичната P_d компоненти, т.е.:

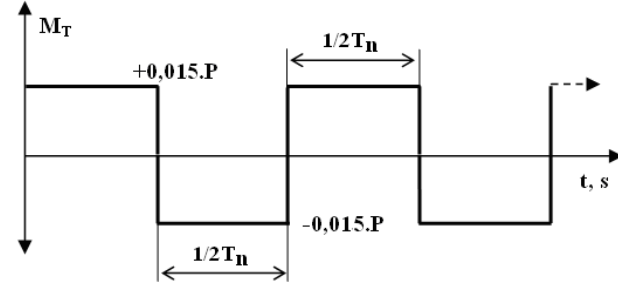
$$(11) \quad P = P_s + P_q + P_d$$

При заместване в (10) на така уточнени величини - $\mu = 0,15$; $r = 0,1$ m; $L = 0,622$ m – получаваме за израза $\mu^2 \cdot r^2 / L^2$ стойността 0,0005815, която е незначителна спрямо единицата и би могла да се пренебрегне. С това относителната грешка в крайния резултат би съставлявала 0,0172%. Следователно, без никакви опасения за точността, изразът за момента на триене M_T може да се използва в опростен вид, т.е.:

$$(10') \quad M_T = \mu \cdot r \cdot P, \text{ или}$$

$$(10'') \quad M_T = \mu \cdot r \cdot (P_s + P_q + P_d)$$

След заместване в (10') на величините μ и r с горе фиксираните стойности ($\mu = 0,15$; $r = 0,1$ m), имайки в предвид изменението на знака на M_T в зависимост от посоката



Фиг. 3. Схема на изменение на M_T във времето

на движение на подвеската, получаваме: $M_T = \pm 0,015 \cdot P$, като изменението на M_T във време на движение на подвеската, получаваме: $M_T = \pm 0,015 \cdot P$, като изменението на M_T във времето теоретично може да се представи с графиката на фиг. 3, където допускаме, че в рамките на един замах (за времето на полупериода) M_T остава постоянен.

Полупериодът на изменение на M_T , означен в графиката с $1/2 T_n$ се определя от честотата на люлеене на подвеската. Полупериодът на изменение на M_T , означен в графиката с $1/2 T_n$ се определя от честотата на люлеене на подвеската.

Честотата на хоризонталните трептения (люлеене) на подвеската, която по-нататък ще се заложи в изчисленията, трябва да бъде преобладаващата честота за периода на експлоатация на вагона.

Приемаме, че изчислителната преобладаваща честота в експлоатация е равна на собствената честота на динамичната система, представляваща масата на вагона, окачена на подвеските. Приемаме собствената честота на тази система да се изчислява по известните зависимости за физично махало [5].

$$(12) \quad \omega = \sqrt{g/L}; \quad n = \omega / 2\pi = (2\pi)^{-1} \sqrt{g/L} = T^{-1}$$

където: ω и n са съответно ъглова честота и кръгова честота на собствените трептения;

L – дължината на махалото, респ. подвеската; g – земното ускорение ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$); T – периодът на трептенията.

При заместване в (12) получаваме: $\omega = 3,971 \text{ rad/s}$; $n \approx 0,632 \text{ Hz}$; $T = 1,58 \text{ s}$.

Така максималните (и изчислителните) стойности на силовите фактори, действащи в подвеската са:

- нормално усилие $N = P = P_s \pm P_q \pm P_d, \text{ kN}$
- огъващ момент $M_{ог} = M_T = \pm 0,015.P, \text{ kN/m}^2$

3.2. Анализ на напреженията.

Основните напрежения $\sigma_{оп}$ от усилието $N = P$ могат да се изразят както следва:

$$(13) \quad \sigma_{оп} = P/F = 4.P/(\pi.d^2), \text{ kN/m}^2$$

където F – серението на изчисляваната подвеска; d диаметър на сечението на подвеска по конструкцията.

Напреженията $\sigma_{ог}$ от огъване под действието на максималния огъващ момент $M_{ог} = M_T$ съставляват:

$$(14) \quad \sigma_{ог} = \pm M_{ог}/W_{ог}$$

където $W_{ог}$ – съпротивителен момент на сечението на изчисляваната подвеска (за кръгло напречно сечение $W_{ог} = \pi.d^3/32$).

За напреженията от огъване получаваме:

$$(14') \quad \sigma_{ог} = \pm M_{ог}/W_{ог} = \pm 0,015.P.32/(\pi.d^3) = \pm 0,48.P/(\pi.d^3)$$

Сумарните напрежения съставляват:

$$(15) \quad \sigma_{сум} = \sigma_{оп} \pm \sigma_{ог} = 4.P/(\pi.d^2) \pm 0,48.P/(\pi.d^3), \text{ kN/m}^2 \text{ или}$$

$$(15'') \quad \sigma_{сум} = [4/(\pi.d^2) \pm 0,48/(\pi.d^3)].P, \text{ МПа}$$

Ако приемем най-напред съвсем условно, че усилието P не се променя във времето (респ. пътя), във всяка от най-заstraшените повърхностни точки на сечението опъновото напрежение $\sigma_{оп}$ съгласно (13) може да се разглежда като средно напрежение, а огъващото нормално напрежение $\sigma_{ог}$ съгласно (15) – като амплитуда на циклично изменящото се напрежение. Това може да се илюстрира за реален случай най-просто при вземане само на статичната компонента P_s от нормалното усилие в израза (15').

Тогава (15'') добива вида:

$$(15''') \quad \sigma_{сум} = [4/(\pi.d^2) \pm 0,48/(\pi.d^3)]. P_s, \text{ МПа}$$

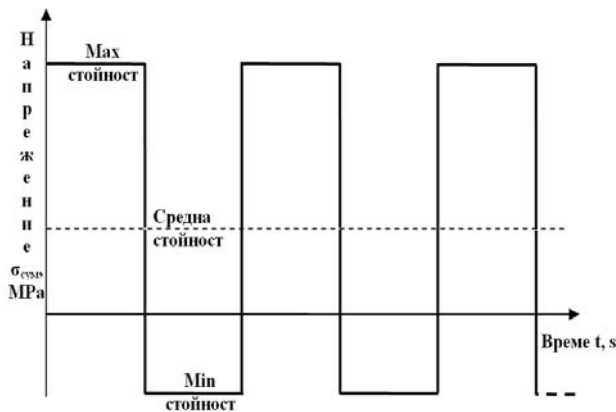
средното напрежение на цикъла ще съставлява $\sigma_{сумср} = 4.P_s/(\pi.d^2)$ МПа, амплитудата – $\sigma_{сумамп} = 0,48.P_s/(\pi.d^3)$ МПа, максималното напрежение – $\sigma_{сумmax} = [4/(\pi.d^2) + 0,48/(\pi.d^3)].P_s, \text{ МПа}$ и минималното – $\sigma_{сумmin} = [4/(\pi.d^2) - 0,48/(\pi.d^3)].P_s, \text{ МПа}$.

3.3. Анализ на напреженията за извадка от представителен участък.

Въз основа на зависимостта (15'') и конкретните данни, се определят напреженията за различни комбинации на основните натоварвания (P_s, P_q, P_d), както и на опъновите и огъващите напрежения при вземане под внимание на триещия момент в опорите, който изменя знака си при всеки размах от процеса на триене на подвеската. Сумарните напрежения се изчисляват за външната (крайната) обвивка на пиковите им стойности от записа, както и за вътрешната обвивка.

По получените резултати от изчисленията, се синтезира запис на предполагаемите сумарни напрежения с цикличен характер съгласно фиг.4.

От анализа на представения на фиг. 4 запис на напреженията произтича изводът, че огъващите напрежения със знак “±”, породени от триещия момент в опорите на подвеските имат основно значение за якостта на умора, защото са значителни по големина и най-вече защото превръщат сумарното напрежение в циклично, изменящо се знакопроменливо напрежение.



Фиг. 4 . Схемa на циклически характер на сумарни напрежения

записа на напрежението се открояват следните видове (групи) цикли:

1) Цикли с честота на изменение на силовата компонента P_d (2,5 Hz) и съвсем малки амплитуди, не превишаващи 30 МПа. Тези цикли се пренебрегват въз основа на препоръките и опита на различни институти и специалисти.

2) За правите отсечки – цикли с честота на собствените трептения на подвеските ($f = 0,6$ Hz), имащи амплитуда $1,677 \cdot (P_s + P_d)$, МПа, средна стойност $0,629 \cdot (P_s + P_d)$, МПа – 36 бр. в дадения запис ($60s \times 0,6$ Hz = 36 бр.)

3) За отсечките с десни криви – цикли с честота (0,6 Hz), амплитуда $1,677 \cdot (P_s + P_q + P_d)$, МПа и средна стойност $0,629 \cdot (P_s + P_q + P_d)$, МПа – 18 бр. ($30s \times 0,6$ Hz = 18 бр.)

4) За отсечките с леви криви – цикли със същата честота както в 2 и 3 ($f = 0,6$ Hz), амплитуда $1,677 \cdot (P_s - P_q + P_d)$, МПа и средна стойност $0,629 \cdot (P_s - P_q + P_d)$, МПа – 18 бр.

Привеждаме горните напрежения с асиметричен цикъл към симетричен съгласно формулата [6]:

$$(6.17) \quad \sigma_{red} = \sigma_a + \psi \cdot \sigma_m$$

където σ_a е амплитудната стойност, σ_m – средната стойност на получените напрежения и ψ - коефициент (приемаме за коефициента ψ стойността - $\psi = 0,3$) получаваме редуцираните към симетричен цикъл за съответните участъци напрежения.

Анализът на повреждащото действие на натоварванията, се извършва на базата на хипотезата Палмгрен – Минер за линейно натрупване на поврежданията. Използвайки

тази хипотеза в първичния ѝ вид $\sum_{i=1}^n n_i / N_i = a$ (n_i и N_i съответно броят на циклите

реализирани и базовия брой цикли при уморно разрушаване за съответното напрежение; a – коефициент на натрупване на повредите) и закона на Вюлер

$N_i \sigma_i^m = N_B \sigma_{-1D}^m$, се получава известната зависимост [6]:

$$(16) \quad \sigma_{-1D} = \sqrt[m]{\frac{1}{aN_B} \sum_{\sigma_i \geq 0,5\sigma_{-1D}} n_i \sigma_i^m}$$

или, ако данните за σ_i и n_i в сумата се получават от проведени изпитвания на представителен участък (извадка) със сравнително малка дължина ℓ спрямо общия пробег L за амортизационния срок и при полагане на $a = 1$, се получава:

$$(17) \quad \sigma_{-1D} = \sqrt[m]{\frac{L}{N_B \ell} \sum_{\sigma_i \geq 0,5\sigma_{-1D}} n_i \sigma_i^m}, \text{ където сумата } \sum_{\sigma_i \geq 0,5\sigma_{-1D}} n_i \sigma_i^m$$

се отнася за представителната извадка (участък) с дължина $\ell \ll L$.

Отчитайки и влиянието на коефициента на сигурност λ , за стойностите на границата на умора за подвеска получаваме зависимостта:

3.4. Спектър на определящите напрежения.

Поради сложното проявление на напреженията в подвеската, както се вижда от фиг.5 и наслагване на различни честоти и амплитуди при ярко изразена широколентовост на процеса – достоверни резултати могат да се очакват само от метода на пълните цикли и метода на дъжда. Тук ще използваме метода на пълните цикли.

Използвайки приетият метод на пълните цикли при преглеждането на

$$(18) \quad \sigma_{-1D} = \lambda \cdot m \sqrt{\frac{L}{N_B \ell} \sum_{\sigma_i \geq 0,5\sigma_{-1D}}^{\sigma_m} |n_i \sigma_i^m|}$$

където: L – заложен пробег на вагона (приет $L = 6 \cdot 10^6$ km); λ - коефициент на сигурност ($\lambda = 2,2 \div 2,5$ при оскъдни данни за натоварванията и регистрираните напрежения – примаме $\lambda = 2,6$); ℓ - дължина на представителния участък ($\ell = 3$ km) и m – степенен показател ($m = 9$ – въз основа на изпитвания в МИИТ – Москва).

Получаваме:

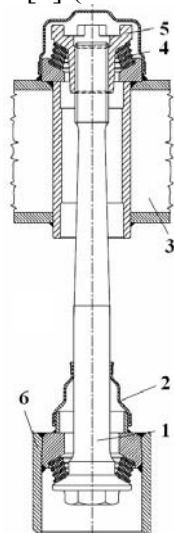
$$(19) \quad \sigma_{-1D} \geq 2,6 \cdot 9 \sqrt{\frac{6 \cdot 10^6}{1 \cdot 10 \cdot 10^6 \cdot 3} \sum_{\sigma_i \geq 0,5\sigma_{-1D}}^{\max \sigma_i} (36 \cdot \sigma_{пр}^9 + 18 \cdot \sigma_{д.кр}^9 + 18 \cdot \sigma_{л.кр}^9)}.$$

($\sigma_{пр}$, $\sigma_{д.кр}$, $\sigma_{л.кр}$ - напрежения в участъци от права, дясна крива и лява крива).

Като се има в предвид, че поради значителните размери на детайла и недобрата гладкост на детайла, мащабния коефициент и коефициента за грапавост ще заемат стойности между 0,70 и 0,75 (следователно обобщения коефициент на влияние ще бъде $k_\sigma \approx 0,50$), получава се зависимостта за напреженията при симетричен цикъл на натоварване: $\sigma_{-1} = \sigma_{-1D}/k_\sigma = \sigma_{-1D}/0,5$.

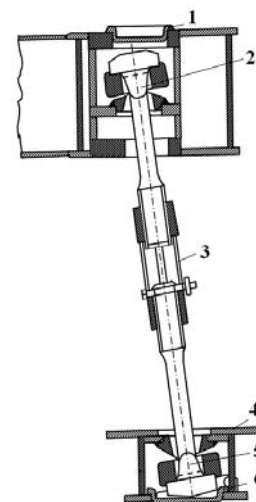
4. Изследване на подвеска от ЦРО на пътническа талига

Изчисления на подвески от ЦРО ще бъдат направени за пътнически талиги Görlitz V-DVJ [7] и GP200 [8] (Фиг. 5 и 6).



1 - подвеска; 2 – кожух; 3 – рама на талигата; 4 – металогумен пакет; 5 – специална гайка; 6 – подресорна греда.

Фиг. 5. Люлчена подвеска за пътническа талига Görlitz V-DVJ



1 – капачка; 2 – подвеска с горна опора; 3 – междинна връзка; 4 – подресорна греда; 5 – подвеска с долна опора; 6 – капачка.

Фиг. 6. Люлчена подвеска за пътническа талига GP200

Параметрите на пътническите вагони с талиги Görlitz V-DVJ и GP200, необходими за изчисленията са дадени в таблица 2.

Таблица 2. Параметри на вагони и талиги за изчисление на подвеска

Параметри	Вагони с талига	Görlitz V-DVJ	GP200
Брутно тегло на пътническият вагон		47000 kg	50000 kg
Тара на пътническият вагон		41000 kg	44000 kg
Маса на една талига		6103 kg	5600 kg
Маса на коша на вагона с надресорна греда		29394 kg	33400 kg
Брой на подвеските във вагона		8	8
Разстояние между кръговете на търкаляне на колелата от една колоос		1,5 m	1,5 m
Напречно разстояние между подвеските		2 m	2 m
Височина на масовия център на коша (от долната опора на ЦРО)		1,55 m	1,55 m
Среден диаметър на подвеска		0,045 m	0,045 m

4.2. Разпределение на натоварването и напрежения на подвеска от талиги Görlitz V-DVJ и GP200

Натоварването и сумарните напрежения в подвеската за различни отсечки от представителния участък са представени в таблици 3 и 4.

Таблица 3. Натоварване на подвеска

Тип натоварване на подвеска	Görlitz V-DVJ	GP200
Статичното натоварване - P_s	36,04439 kN	40,9567 kN
Квазистатично натоварване P_q	19,7056 kN	22,3912 kN
Динамичното натоварване P_d	9,011 kN	10,239 kN

Таблица 4. Сумарни напрежения в подвеска за различни отсечки от представителния участък

Талига Görlitz V - DVJ												
№ на отсечката		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Напрежения на опън, МРа	$0,629.(P_s+P_d)$	24,524		24,524		24,524			24,524			24,524
	$0,629.(P_s-P_d)$	20,826		20,826		20,826			20,826			20,826
	$0,629.(P_s+P_q+P_d)$		30,193				30,193			30,193		
	$0,629.(P_s+P_q-P_d)$		18,855				18,855			18,855		
	$0,629.(P_s-P_q+P_d)$				26,494			26,494				26,494
	$0,629.(P_s-P_q-P_d)$				15,157			15,157				15,157
Напрежения на огъване, МРа	$1,677.(P_s+P_d)$	65,381		65,381		65,381			65,381			65,381
	$1,677.(P_s-P_d)$	55,52		55,52		55,52			55,52			55,52
	$1,677.(P_s+P_q+P_d)$		80,493				80,493			80,493		
	$1,677.(P_s+P_q-P_d)$		50,268				50,268			50,268		
	$1,677.(P_s-P_q+P_d)$				70,634			70,634			70,634	
	$1,677.(P_s-P_q-P_d)$				40,408			40,408			40,408	
Сумарни напрежения в плюсовата област, МРа	1	89,91	110,69	89,91	97,13	89,91	110,69	97,13	89,91	110,69	97,13	89,91
	2	76,35	69,12	76,35	76,35	76,35	69,12	76,35	76,35	69,12	76,35	76,35
	3	83,13	89,91	83,13	83,13	83,13	89,91	83,13	83,13	89,91	83,13	83,13
Сумарни напрежения в минусовата област, МРа	1	-24,52	-30,19	-24,52	-24,52	-24,52	-30,19	-24,52	-24,52	-30,19	-24,52	-24,52
	2	-20,83	-18,86	-20,83	-20,83	-20,83	-18,86	-20,83	-20,83	-18,86	-20,83	-20,83
	3	-22,68	-24,52	-22,68	-22,67	-22,68	-24,52	-22,67	-22,68	-24,52	-22,67	-22,68
Талига GP200												
№ на отсечката		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Напрежения на опън, МРа	$0,629.(P_s+P_d)$	27,866		27,866		27,866			27,866			27,866
	$0,629.(P_s-P_d)$	23,664		23,664		23,664			23,664			23,664
	$0,629.(P_s+P_q+P_d)$		34,307				34,307			34,307		
	$0,629.(P_s+P_q-P_d)$		21,425				21,425			21,425		
	$0,629.(P_s-P_q+P_d)$				30,105			30,105			30,105	
	$0,629.(P_s-P_q-P_d)$				17,223			17,223			17,223	
Напрежения на огъване, МРа	$1,677.(P_s+P_d)$	74,29		74,29		74,29			74,29			74,29
	$1,677.(P_s-P_d)$	63,09		63,09		63,09			63,09			63,09
	$1,677.(P_s+P_q+P_d)$		91,46				91,46			91,46		
	$1,677.(P_s+P_q-P_d)$		57,12				57,12			57,12		
	$1,677.(P_s-P_q+P_d)$				80,26			80,26			80,26	
	$1,677.(P_s-P_q-P_d)$				45,92			45,92			45,92	
Сумарни напрежения в плюсовата област, МРа	1	102,16	125,77	102,16	110,37	102,16	125,77	110,37	102,16	125,77	110,37	102,16
	2	86,75	78,54	86,75	63,14	86,75	78,54	63,14	86,75	78,54	63,14	86,75
	3	94,45	102,16	94,45	86,75	94,45	102,16	86,75	94,45	102,16	86,75	94,45

Сумарни напреже- ния в минусо- вата област, МРа	1	-27,87	-34,31	-27,87	-30,11	-27,87	-34,31	-30,11	-27,87	-34,31	-30,11	-27,87
	2	-23,66	-21,43	-23,66	-17,22	-23,66	-21,43	-17,22	-23,66	-21,43	-17,22	-23,66
	3	-25,77	-27,87	-25,77	-23,66	-25,77	-27,87	-23,66	-25,77	-27,87	-23,66	-25,77

1 - По външна обвивка на пиковете; 2 - По вътрешна обвивка на пиковете; 3 - Средни стойности.

4.3 Напрежения редуцирани към симетричен цикъл и граница на умора за подвеска

Стойностите на напреженията редуцирани към симетричен цикъл за съответния тип участък са дадени в таблица 5.

Таблица 5. Напрежения редуцирани към симетричен цикъл

Тип участък	Görlitz V-DVJ	GP200
Права	$\sigma_{пр} = 72,738 \text{ МРа}$	$\sigma_{пр} = 82,651 \text{ МРа}$
Дясна крива	$\sigma_{д.кр} = 89,551 \text{ МРа}$	$\sigma_{д.кр} = 101,756 \text{ МРа}$
Лява крива	$\sigma_{л.кр} = 78,582 \text{ МРа}$	$\sigma_{л.кр} = 86,688 \text{ МРа}$

За заложен пробег на вагона – $L = 6.10^6 \text{ km}$; коефициент на сигурност $\lambda = 2,6$; дължина на представителния участък $l = 3 \text{ km}$ и степенен показател $m = 9$ получаваме:

- за талига Görlitz V-DVJ

$$\sigma_{-1D} = 2,6 \cdot 9 \sqrt{\frac{6.10^6}{1.10.10^6 \cdot 3} \sum_{\sigma_i \geq 0,5\sigma_{-1D}}^{\max \sigma_i} (36.72,738^9 + 18.89,551^9 + 18.78,582^9)} = 365,1 \text{ МРа} < 566 \text{ МРа}$$

и $\sigma_{-1} = 730,28 \text{ МРа}$.

Стойността $\sigma_{-1} = 730,28 \text{ МРа}$ е близка до граничната стойност 850 МРа за заложения материал стомана марка 40X (по ГОСТ 4543-71 [10]).

- за талига GP200

$$\sigma_{-1D} = 2,6 \cdot 9 \sqrt{\frac{6.10^6}{1.10.10^6 \cdot 3} \sum_{\sigma_i \geq 0,5\sigma_{-1D}}^{\max \sigma_i} (36.82,651^9 + 18.101,756^9 + 18.86,688^9)} = 411 \text{ МРа} < 566 \text{ МРа}$$

и $\sigma_{-1} = 822 \text{ МРа}$

Стойността $\sigma_{-1} = 822 \text{ МРа}$ е много близка до граничната стойност 850 МРа за заложения материал стомана марка 40X (по ГОСТ 4543-71 [9]), което е неприемливо.

Въз основа на получените резултати се установява, че подвеските на пътническата талига GP200 са с недостатъчна уморна якост при коефициент на сигурност $\lambda = 2,6$. При тази конструкция пътническа талига, в опорите на люлчената подвеска създавания триещ момент предизвиква значителни напрежения от огъване, което превръща натоварването на подвеските в циклично знакопроменливо.

6. Заключение

В публикацията се представя изчислителен метод на люлчена подвеска за уморна якост, характеризиращ се с виртуално симулиране на експлоатационните натоварвания на възли и елементи от пътническа талига. С помощта на извадка във вид на представителен участък, се осигурява адекватно отчитане на повреждащия ефект от всички цикли за амортизационния (или междуремонтния) срок. Резултатите от извършените изчисления и изследвания показват, че подвеските на пътническа талига тип GP200 имат недостатъчна уморна якост. Причината за това е триещият момент в опорите, който предизвиква значителни напрежения от огъване и превръща натоварването в циклично знакопроменливо. Това, което може да се препоръча без изменение на конструкцията, се свежда на първо място до намаляване на коефициента на триене чрез по-сигурна система на смазване и използване на подходяща смазка.

ЛИТЕРАТУРА:

- [1] Караджов, Т. и Ж. Димитров, Вагони, София, 1988
- [2] Petrovic D., Rakanovic R., Zeleznicka vozila Praktikum., Kraljevo, 2006
- [3] Стоилов В., Славчев С., Вагони, ТУ София, С. 2014
- [4] Коларов И., Г. Димчев. Машинни елементи. ВТУ, "Т. Каблешков", 2018г
- [5] Василев Д., Иванов А., Теоретична механика, ВТУ "Т. Каблешков", София, 2014, Второ издание, ISBN 978-954-12-0144-2, 420с.
- [6] Пенчев Ц., Атнаджова Д. Якост и дълготрайност на автомобилна и железопътна техника., ВТУ, С. 2007
- [7] Bogie Görlitz V-DVJ - Technique documentation, 2007
- [8] Bogie GP200 - Technique documentation, 2000
- [9] ГОСТ 4543-71 Прокат из легированной конструкционной стали. Технические условия.

CALCULATIONS OF THE SWING PENDANT FROM THE SECONDARY SPRING OF THE PASSENGER BOGIE

Vanio Ralev, Dobrinka Atmadzhova
vanio.ralev@gmail.com, atmadzhova@abv.bg

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

Key words: *rolling stock, passenger bogies, spring suspension swing type, swings pendants.*

Abstract: *In the designs of passenger bogies are built-in devices, that create return force, which elastically obstructing the deviations of the car body of the passenger car from the middle position. Such a device is the swing device from the secondary spring suspension of passenger bogies - swing type. As a basic element from the secondary spring suspension of these bogies are swing pendants. The publication presents a calculation method of a swing suspension for fatigue strength, characterized by virtual simulation of the operational loads of units and elements of the passenger bogie with the help of a selected representative operational railway section, through which adequate reporting is ensured reporting the damaging effect of all depreciation cycles (or maintenance). A future presentation of a strong notion has been established pronounced degree dependence on reliability indicators of the studied structure pendants of the coefficient of friction in the joints. The reason for the accelerated destruction by fatigue of swing pendants are the occurrence of inadmissible normal stresses of cyclic nature, arising from bending moments due to high values of the coefficient of friction in the joints when the main bending moments act together. The results of the conducted research on the swing suspensions of a passenger bogie are considered sufficiently reliable, because they show good compliance with operating data.*