

ИЗСЛЕДВАНЕ НАДЕЖДНОСТТА НА РЕСОРНО ОКАЧВАНЕ НА ТАЛИГИ ОТ ФАМИЛИЯ Y25 В ЕКСПЛОАТАЦИЯ

Людмил Паскалев, Ваньо Ралев

lyudmil_paskalev@abv.bg, rlev.vanio05@gmail.com

**Висше транспортно училище „Тодор Каблешков”,
София, ул. Гео Милев №158
РЕПУБЛИКА БЪЛГАРИЯ**

Ключови думи: железопътни возила, талиги, ресорно окачване, демпфери, надеждност.

Резюме: В ресорното окачване на железопътните возила се монтират еластични и демпфериращи елементи. Еластичните и демпфериращите свойства се променят във времето на експлоатация на подвижния състав. Възникват повреди, които водят до сериозни инциденти свързани с безопасността на движение. В публикацията се анализира надеждността на ресорно окачване на товарни талиги от фамилия Y25, експлоатирани от БДЖ „Товарни превози” ЕООД. Представя се метод за изчисляване на ресорно окачване на талиги от фамилията Y25 в резултат на отчитане на еластичната реакция от деформация на буксови пружини в хоризонтално-надлъжно направление в експлоатация. Изменението на демпфериращите качества на талигата е определено от износвания и отклонения в размерната схема на ресорното окачване. Установено е, че във всички случаи износванията в плъзгалките и обиците и предварителното хоризонтално налягане на пружините при монтажната сила, водят към намаляване на демпфериращия ефект и влошаване на якостно-деформационното състояние на пружините.

1. УВОД

Ресорното окачване състоящо се от еластични и демпфериращи елементи намалява нежелания ефект от вибрациите породени от неравности по релсовия път и колоосите, като поглъща и разсейва част от енергията на възникващите трептения. Същевременно осигурява предаването на направляващите сили от колоосите върху рамата на талигата и коша. От изменението на параметрите на елементите от ресорното окачване в експлоатация зависи надеждността на предаване на натоварванията, плавността на хода на подвижния състав и безопасността на движение. Поради това възниква необходимостта от изследване надеждността на ресорно окачване на железопътни талиги в период на тяхната експлоатация.

2. РЕСОРНО ОКАЧВАНЕ НА ТОВАРНИ ТАЛИГИ ОТ ФАМИЛИЯ Y25

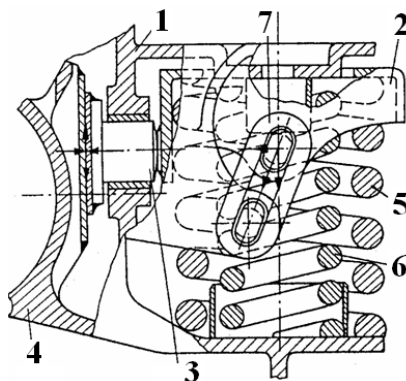
Конструкциите талиги за товарни вагони Y25 Cs и Y25 Ls са талиги унифицирани по UIC и са за натоварване 200 и 225 kN/ос [1, 2]. Ресорното окачване на

товарните талиги от фамилията Y25 се състои от еластични елементи – цилиндрични винтови пружини и фриксионен демпфер тип Леноар.

Буксата е челюстна крилчата стоманена отливка. Челюстите на буксата обхващат страницата от рамата на талигата с хлабина – напречна $\pm 10\text{mm}$ и буксата е с двустранно водене. Към триещите повърхности на буксовите челюсти и страницата са прихванати със заварки, износоустойчиви пластини от манганова (или т.нар. хатфилдова) стомана.

Буксовото тяло е с крила за монтаж на два комплекта двуредни пружини на букса. Ресорното окачване притежава билинейна характеристика. Вътрешните пружини са с по-малка дължина (30 mm) и при празен вагон не поемат натоварване, а работят само външните пружини. Вътрешните пружини се включват когато натоварването върху централния лагер стане по-голямо от 81 kN [1].

За гасене на вертикални и странични колебания се използва фриксионен гасител тип – Леноар, показан на фиг.1, който създава съпротивителна сила на триене, пропорционална на свиването на пружините, т.е. на вертикалното натоварване на талигата.



1- буксова челюст; 2- чашка; 3-притискащ палец (притискач); 4-буксово тяло; 5-външна пружина; 6- вътрешна пружина; 7-наклонени обици.

Фиг.1. Фриксионен демпфер на талигите от фамилия Y25

Вътрешните комплекти винтови пружини на буксите не опират в буксовата челюст (1), а в едно чашеобразно тяло (чашка) (2), което чрез наклонени обици (7) - (обиците са 2 броя за букса) е свързано шарнирно с буксовата челюст на рамата. По този начин вертикалното натоварване на рамата (1) чрез наклонените обици (7) се предава на чашеобразното тяло и вертикалната съставляваща на натоварването се поема от комплекта пружини, а хоризонталната съставляваща – чрез чашеобразно тяло (2) и притискача (3) се предава на буксовото тяло (1).

Трептенията на вагона при движение създават относителни премествания между буксовите направляващи на тялото и притискача и буксовата челюст на рамата от другата страна на буксата.

Плъзгането е със сухо триене, като големината на демфериращата сила е пропорционална на нормалния натиск, осигурен от притискача, т.е. пропорционално на вертикалното натоварване.

3. НАДЕЖДНОСТ НА РЕСОРНО ОКАЧВАНЕ НА ТАЛИГИ ОТ ФАМИЛИЯТА Y25 В ЕКСПЛОАТАЦИЯ

Оценката на надеждност на конструктивните елементи е една от основните задачи, които възникват при разработването на нови машини и механизми. Основният фактор, определящ издръжливостта на повечето машинни части, е както механичното натоварване, така и интензивността на поява на откази.

Безопасността в железопътния транспорт се осигурява чрез прилагане на системен подход за изпълнение на изискванията на съответното европейско и национално законодателство, национални правила за безопасност и общоприложими изисквания към участниците в железопътния транспорт, включително чрез правила, приети от управителя на железопътната инфраструктура.

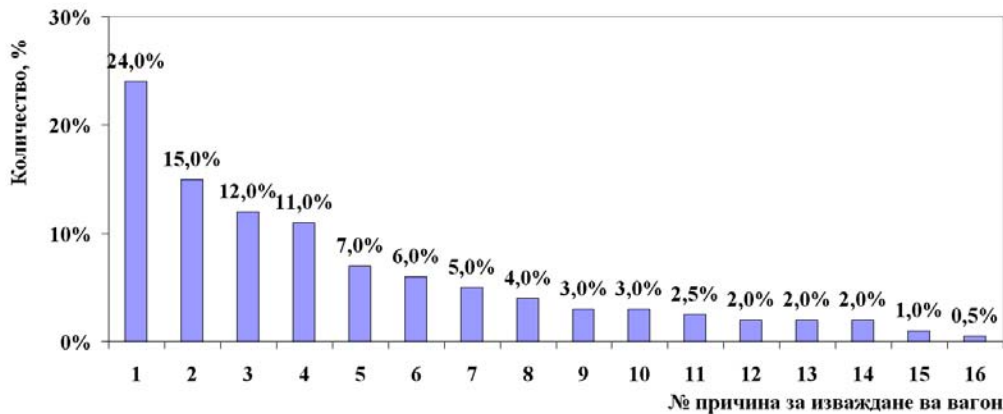
Надеждността на буксовия възел и буксовото ресорно окачване на железопътни талиги, като технически системи, зависи от проектното изчисление, експлоатационното натоварване, мониторингова система и от тяхната поддръжка и ремонт.

3.1. Повреди по буксов възел

Повреда на буксата при работа може да възникне по различни причини и да се развие с течение на времето според различни сценарии. Откриването на неизправности и възстановяването на работоспособен буксов възел се извършва при техническо обслужване (ТО) и ремонт на вагоните.

На ТО при откриване на видими неизправности по загряване на буксата [3] (изтичане на смазка върху диска на колелото, наличие на искри, характерен звук) при демонтажа на буксовия възел по време на ремонт в депо или заводите за ремонт на вагоните се констатира наличие на вътрешни дефекти или нарушение режима на смазване. Основният проблем на буксовите възли е, че повечето от елементите са вътре в корпуса, поради което те нямат възможност за тестване по време на ТО и са достъпни за диагностика само в депо. Повредите в лагерите водят до бързо превъртане или счупване на осните шийки и дерайлиране на вагона.

Представената хистограма на фиг. 2 отразява причините за изваждане на вагон от състава на влак поради повреда на буксов възел за период на наблюдение 2021 - 2023 години.



Фиг. 2. Хистограма на причините за изваждане на вагон от състава на влак поради повреда на буксов възел за период на наблюдение 2021 - 2023 години

На фиг. 2 под номерата на съответните блокове са следните неизправности: 1 - неизправности на лагерни пръстени; 2 - неизправности на ролките; 3 - отслабване на челното закрепване; 4 – оводняване на смазката; 5 - неправилен избор на лагери (несъответствие между радиални и аксиални хлабини); 6 - неизправности на лабиринтното уплътнение; 7 - различни размери на ролките по диаметър и дължина по-високи от допустимите; 8 - пукнатини, счупвания на опорни пръстени; 9 - неизправности на буксово тяло; 10 - неизправности на сепараторите; 11 - замърсяване на смазочния материал; 12 - неизправности по талигата; 13 - разрушаване на крайното закрепване; 14 - недостатъчна (излишък) на смазка; 15 - пълно разрушаване на лагери; 16 - наличие на повече от допустимите дефекти по повърхността на търкаляне на колелата.

Второто, по-съвременно направление за повишаване надеждността на буксовия възел е използването на букси с адаптер (касещни) лагери. Конструктивно, касещните лагери възприемат както радиалните, така и 14% от аксиалните натоварвания, действащи върху лагерите.

В резултат на изчисления по научен проект “Изследвания на хоризонталните връзки в ходовата част на железопътен подвижен състав” (Условно съкратено наименование – ИХВЖПС) по Договор № 2076/30.06.2006 г. [4], разработен от катедра “Транспортна техника” на ВТУ „Т. Каблешков” София, 2006-26-11 са определени вероятностите за откази на основните елементи на буксовия възел: корпус на буксата (вероятност за повреда 0,25), лагерен възел (вероятност за повреда 0,85) и челно осигуряване (вероятност за повреда 0,2). Надеждността на лагерния възел оказва значително влияние върху надеждността на буксата като цяло. Този извод се потвърждава и от разработването на дисертационен труд на тема „Изследване на експлоатационните параметри на буксови ролкови лагери на подвижен железопътен състав”, с автор д-р маг. инж. Людмил Паскалев, ВТУ „Т. Каблешков”, София, 2021 [5].

3.2. Преглед за повреди по буксово ресорно окачване на железопътни талиги от фамилия Y25

Още, когато талигата е под вагона се проверяват [6]: разстоянието между чашката на пружината и буксовата челюст – min 5 mm; положението на чашката на пружината; положението на двете обици; дали плъзгалките на буксовата челюст (от манганова стомана) и притискащия палец са налице и тяхното състояние.

Проверката на буксовата челюст обхваща: проверка габарита на пространството за монтаж на буксовото тяло в буксовата челюст; установяване състоянието на плъзгалките на буксовата челюст и плъзгалката за притискащия палец (дали са паднали, състоянието на заварките и положението им спрямо основата за успоредност и перпендикулярност); проверка повърхнината на буксовата челюст за чистота, износване и наранявания и проверка положението на цапфата за обичата в комплекта буксова челюст.

Преглед на цапфата за: съответствие размерите и положението ѝ с конструктивната документация - резултат на неточно пробит отвор на цапфата или на неточна заварка на челюстта към страничната гредка на талигата; наличие на пукнатини; състояние на наваряваните повърхнини; износвания на височината; износване по диаметър.

Преглед на обичата: съответствие с конструктивната документация; наличие на пукнатини и износвания; проверка дължината (вътрешната дължина – max 98,2 mm)

Преглед на притискащия палец: проверяват се размерите диаметърът и височината; проверка наличността и състоянието на плъзгалката върху притискача (дали е паднала, счупена или има пукнати и наличие на повече от два шева).

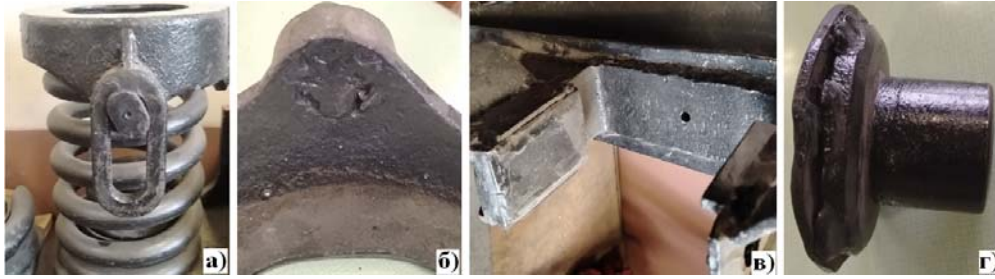
Преглед на втулката на притискащия палец: наличие на износвания, пукнатини, отчупвания или изместване от леглото ѝ.

Преглед на чашката на пружините: за съответствие с конструктивната документация; деформирано или напукано тяло на чашката; наличие на счупване или износена по диаметър и височина глава на цапфата към чашката;

Цилиндричните винтови пружини се оглеждат за откриване на пукнатини или отчупвания, наличие на следи от удари.

Всеки път преди пускане на вагона върху талигите, трябва да се проверява изправното положение на пружините.

На фигура 3 са показани повреди по елементи от буксово ресорно окачване на железопътни талиги от фамилия Y25.



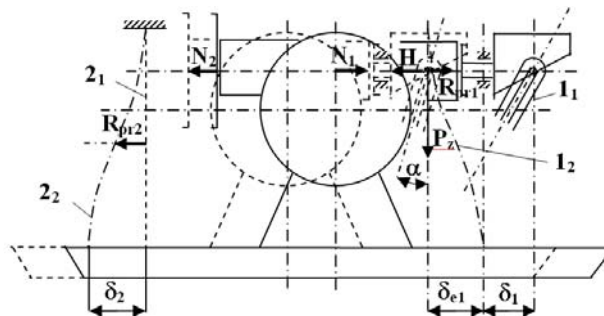
а) износвания по облица; б) не добра заварка на цапфа към пружинна капачка; в) побитости и изкривявания по буксова челюст; г) отчупвания и изкривявания по притискащ палец.

Фиг. 3. Повреди по елементи от буксово ресорно окачване на железопътна талига тип Y25Cs

4. ИЗМЕНЕНИЯ НА ДЕМПФЕРИРАЩИТЕ КАЧЕСТВА НА ТАЛИГА Y25 В РЕЗУЛТАТ НА ПРОДЪЛЖИТЕЛНА ЕКСПЛОАТАЦИЯ

Демпфериращият ефект, осъществен чрез притискане и триене в плъзгалките, се формира от хоризонталната силова компонента $H = P_z \cdot \text{tg}\alpha$ (където P_z е вертикалната сила на единия пружинен комплект на букса и α - ъгъл на наклона на облиците спрямо вертикалата).

Разглеждането на проблема тук ще се извърши при предпоставката, че в процеса на износване в надлъжно направление на плъзгалките на буксата и буксовите челюсти има преместване наляво (виж фиг. 4) на буксата и чашката върху десния пружинен комплект и при това винаги липсва хлабина между плъзгалките, а преместването на буксата (респ. износването на плъзгалките) е съпроводено с хоризонтално – надлъжно деформиране на буксовите пружини.



1₁ – десен пружинен комплект в първоначално положение; 1₂ – десен пружинен комплект при износване;
2₁ – ляв пружинен комплект в първоначално положение; 2₂ – ляв пружинен комплект при износване.

Фиг.4. Схема на сили в буксов възел в процес на експлоатация.

При това положение сумарното износване в левите плъзгалки определя преместването под действието на силовата компонента $H = P_z \cdot \text{tg}\alpha$ на буксата и хоризонталната надлъжна деформация на левия пружинен комплект със същата стойност.

Реакцията R_{pr2} от хоризонталната надлъжна деформация на левия пружинен комплект ще съставлява:

$$(1) R_{pr2} = C_{x2} \cdot \delta_2,$$

при което

$$(2) \delta_2 = \delta_{o2} + \delta_{c2}$$

където: δ_{o2} – началната хоризонтална деформация (преди прилагане на $H = P_z \cdot \text{tg}\alpha$) на левия пружинен комплект в хоризонтално – надлъжно направление; δ_{c2} – хоризонтална деформация под действието на силовата компонента $H = P_z \cdot \text{tg}\alpha$ на същия пружинен комплект спрямо началното положение преди износването на плъзгалките; приемаме,

че тази деформация е равна на сумарното износване в левите плъзгалки; δ_2 – общата деформация на левия пружинен комплект; C_{x2} – хоризонталната коравина на левия пружинен комплект.

Хоризонталното надлъжно преместване на чашката върху десния пружинен комплект представлява сума от две компоненти:

- преместването δ_{c2} на буксата наляво, определено от износването в левите плъзгалки; еластичната деформация δ_{c1} на десния пружинен комплект в хоризонтално-надлъжно направление под действието на силовата компонента $H = P_z \cdot \text{tg}\alpha$ (приемаме, че тази деформация е равна на сумарното износване в десните плъзгалки – понеже между тях липсва надлъжна хлабина).

Следователно, сумарното надлъжно преместване δ_1 на чашката върху десния пружинен комплект по отношение на началното положение (преди износване на плъзгалките) ще бъде:

$$(3) \delta_1 = \delta_{c1} + \delta_{c2}$$

Реакцията R_{pr1} от хоризонталното надлъжно деформиране на десния пружинен комплект ще съставлява:

$$(4) R_{pr1} = C_{x1} \cdot (\delta_{o1} + \delta_{c1})$$

където: δ_{o1} – начална деформация (преди прилагане на $H = P_z \cdot \text{tg}\alpha$) на десния пружинен комплект в хоризонтално-надлъжно направление; C_{x1} – коравина на десния пружинен комплект в хоризонтално-надлъжно направление.

Необходимо е да се обърне внимание, че реакциите R_{pr1} и R_{pr2} се разглеждат в хоризонталната равнина, минаваща през осите на горните цапфи на наклонените обици и притискача.

Нормалната сила на притискане между десните плъзгалки се получава при разглеждане на равновесието на силите в дясно от равнината на триене на десните плъзгалки, т.е.:

$$(5) N_1 = P_z \cdot \text{tg}\alpha - R_{pr1} = P_z \cdot \text{tg}\alpha - C_{x1} \cdot (\delta_{o1} + \delta_{c1})$$

По същия начин нормалната сила на притискане между левите плъзгалки се получава:

$$(6) N_2 = N_1 - R_{pr2} = P_z \cdot \text{tg}\alpha - C_{x1} \cdot (\delta_{o1} + \delta_{c1}) - C_{x2} \cdot \delta_2 = P_z \cdot \text{tg}\alpha - C_{x1} \cdot \delta_{e1} - C_{x2} \cdot \delta_2$$

където: δ_{e1} – еластичната част на преместването (обща хоризонтална надлъжна деформация) на десния пружинен комплект, отнесено към хоризонталната равнина, минаваща през осите на горните цапфи на наклонените обици и притискача ($\delta_{e1} = \delta_{c1} + \delta_{o1}$).

Разглеждането на равновесието на силите при извеждане на израза (6) е извършено при сечение на левия пружинен комплект, намиращо се на еднакво разстояние от опорите, където липсва огъващ момент в пружините. Неголямото разстояние на това сечение от горе дефинираната хоризонтална равнина на действието на силите му дава основание за пренебрегване на момента от реакцията R_{pr2} , още повече, че този момент се поема от вертикалната деформация на пружините и от плоските плъзгалки.

След като са известни нормалните сили в плъзгалките N_1 и N_2 демпфериращата фрикционна сила в плъзгалките F_{tr} за една букса ще съставлява [3, 4]:

$$(7) F_{tr} = \mu \cdot N_1 + \mu \cdot N_2$$

където, μ е коефициент на триене между плъзгалките и буксовите челюсти.

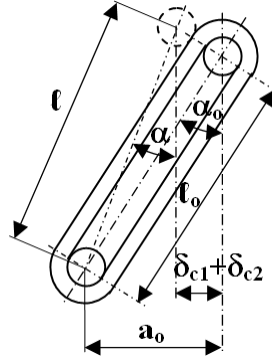
При заместване в (7) на N_1 и N_2 , определени от изразите (5) и (6) се получават за демпфериращата фрикционна сила F_{tr} и степента на демпфериране γ_ϕ следните изрази:

$$(8) F_{tr} = \mu \cdot (2P_z \cdot \text{tg}\alpha - 2C_{x1} \cdot \delta_{e1} - C_{x2} \cdot \delta_2) \text{ и}$$

$$(9) \gamma_{\phi} = 0,5 \cdot F_{tr} / P_z = \mu \cdot [\operatorname{tg} \alpha - (C_{x1} \cdot \delta_{e1} + 0,5 \cdot C_{x2} \cdot \delta_2) / P_z]$$

В горните изрази ъгълът на наклона на обиците α в експлоатация се променя в зависимост от износването на плъзгалките δ_{c1} и δ_{c2} и от дължината на обиците ℓ , която се променя от тяхното износване и от износването на цапфите, т.е. $\alpha = \alpha(\delta_{c1}, \delta_{c2}, \ell)$.

Естествено, под дължина на обиците тук ще се разбира кинематичната им дължина, определена от разстоянието между центрите на шарнирите.



Фиг. 5. Схема на работно състояние на обича

Нека предположим, че началното състояние на обиците (преди износванията) се характеризира с ъгъл на наклона α_0 , дължина ℓ_0 и хоризонтална проекция на дължината a_0 , а след настъпване на износванията, съответно δ_{c1} , δ_{c2} и $\Delta \ell$ горните величини добиват текущи значения, обозначени съответно с α , ℓ и a (виж фиг. 5).

Като се има предвид, че:

$$(10) a = a_0 - (\delta_{c1} + \delta_{c2}) \text{ и } \ell = \ell_0 + \Delta \ell_1$$

където $\Delta \ell_1$ е изменението на кинематичната дължина на обиците, функцията $\operatorname{tg} \alpha$, влизаща в горните изрази може да се представи, като следва:

$$(11) \operatorname{tg} \alpha = \frac{\sin \alpha}{\sqrt{1 - \sin^2 \alpha}} = \frac{[a_0 - (\delta_{c1} + \delta_{c2})] \cdot (\ell_0 + \Delta \ell)^{-1}}{\sqrt{1 - [a_0 - (\delta_{c1} + \delta_{c2})]^2 \cdot (\ell_0 + \Delta \ell)^{-2}}}, \text{ или:}$$

$$(12) \operatorname{tg} \alpha = \frac{\sin \alpha_0 [1 - (\Delta a / a_0 + \Delta \ell / \ell_0)]}{\sqrt{1 - \sin^2 \alpha_0 [1 - 2(\Delta a / a_0 + \Delta \ell / \ell_0)]}} \text{ където: } \Delta a = \delta_{c1} + \delta_{c2}$$

При заместване на получения израз за $\operatorname{tg} \alpha$ (12) в (9) получаваме с приближение за γ_{ϕ} окончателния израз във вида:

$$(13) \gamma_{\phi} = \mu \cdot \left\{ \frac{\sin \alpha_0 [1 - (\Delta a / a_0 + \Delta \ell / \ell_0)]}{\sqrt{1 - \sin^2 \alpha_0 [1 - 2(\Delta a / a_0 + \Delta \ell / \ell_0)]}} - \frac{C_{x1} \cdot \delta_{e1}}{P_z} - 0,5 \cdot \frac{C_{x2} \cdot \delta_2}{P_z} \right\}$$

Следователно в експлоатация износванията в буксовия възел (износванията, както на плъзгалките, така и на обиците и цапфите) водят неизбежно към намаляване на демпфериращите способности. Този ефект е особено осезателен при празен вагон, тъй като вертикалното натоварване P_z е в знаменателя на последните два члена от изрза (13).

Ъгълът α_0 , фигуриращ в изрза (13), освен като изходен ъгъл получен при монтажа, може да има значение и на номинален ъгъл, определен от номиналните стойности на зависещите от него размери. Подобна трактовка може да се приложи и по отношение на надлъжните износвания на плъзгалките (респ. деформациите на пружините). В този случай търсените величини F_{tr} и γ_{ϕ} могат да се изразят и като функции на влизащите в тях параметри и определящите ги размери.

Хоризонталните надлъжни деформации на буксовите пружини причиняват, намаляване на демпфериращия ефект и влошаване на якостното състояние на пружините.

Хоризонталните надлъжни сили, които натоварват десния и левия пружинен комплект, съставляват:

$$(14) P_{x1} = C_{x1} \cdot \delta_{c1} \text{ и } P_{x2} = C_{x2} \cdot \delta_{c2}.$$

Хоризонталната коравина на цилиндрична винтова пружина определена в [7, 8] по метода на еквивалентната греда може да бъде определена по следния израз:

$$(15) C_x = \frac{(S_o \cdot h^2 + 3 \cdot A_o) / h}{(A_o - 0,4 \cdot h^2 \cdot P_z) / S_o},$$

където: S_o и A_o – коефициенти на твърдост (определени в [9]); h – половината от свободната височина на пружина; P_z – вертикално натоварване на пружина.

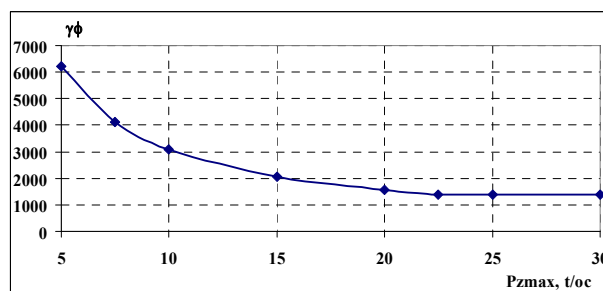
За пружини с кръгло напречно сечение коефициентите на твърдост се определят по:

$$(16) S_o = 0,25 \cdot E \cdot D \cdot h / i \text{ и } A_o = E \cdot D^3 \cdot h / [16 \cdot i \cdot (2 + \mu)]$$

където: E – модул на еластичност на материала; D – среден диаметър на пружината и i – пълен брой навивки на пружината.

При талига тип Y25 Cs в експлоатационно състояние с параметри: $\mu = 0,3$; $\alpha_o = 21^\circ 43'$; $a_o = 0,027\text{m}$; $\Delta a = 0,005\text{m}$; $\delta_1 = 0,005\text{m}$; $\delta_2 = 0,005\text{m}$; $\delta_{e1} = 0,0025\text{m}$; $\delta_{e2} = 0,0025\text{m}$; $\ell_o = 0,073\text{m}$; $\Delta \ell = 0,0388\text{m}$; $D_1 = 0,162\text{ m}$; $D_2 = 0,09\text{ m}$; $i_1 = 4,6$; $i_2 = 5,6$; $h_1 = 0,132\text{ m}$; $h_2 = 0,117\text{ m}$; $\ell = 0,1118\text{m}$; $\delta_{o1} = 0\text{ m}$; $\delta_{o2} = 0\text{ m}$; $\delta_{c1} = 0,0025\text{ m}$; $\delta_{c2} = 0,0025\text{ m}$; $E = 2,2 \cdot 10^{11}\text{ N/m}^2$; $C_{x1} = 1,76 \cdot 10^{10}\text{ N/m}$; $S_{o1} = 255,68 \cdot 10^6\text{ N}$; $S_{o2} = 103,419 \cdot 10^6\text{ N}$; $A_{o1} = 729,35 \cdot 10^3\text{ N}\cdot\text{m}^2$; $A_{o2} = 91,054 \cdot 10^3\text{ N}\cdot\text{m}^2$; $C_{x2} = 1,64 \cdot 10^{10}\text{ N/m}$; и натоварването на пружинен комплект P_z за празен и натоварен вагон се получават стойностите на степента на демпфериране: $\gamma_\phi = 6203,45$ за натоварване 5 t/ос, $\gamma_\phi = 1552,34$ за натоварване 20 t/ос и $\gamma_\phi = 1380,07$ за натоварване 22,5 t/ос.

На фиг. 6 е показано изменението на степента на демпфериране γ_ϕ в зависимост от максималното вертикалното натоварване на ос - $P_{z\text{max}}$.



Фиг. 6. Изменение степента на демпфериране γ_ϕ в зависимост от $P_{z\text{max}}, \text{ t/ос}$

При $P_{z\text{max}} \geq 22,5\text{t/ос}$ степента на демпфериране γ_ϕ остава постоянна.

Поради конструктивно заложената билинейност на силовата характеристика на пружинните комплекти от ресорното окачване на талигите от фамилията Y25, при режим празен вагон, вертикалното и хоризонтално натоварване се поема от външните пружини на пружинните комплекти [1, 2, 10].

Интерес представляват натоварванията на отделните пружини от ресорното окачване при натоварен вагон.

Вертикалната и хоризонталната сили натоварващи външната и вътрешната пружини от пружинен комплект се определят от следните системи:

$$(17) P_{z1,2vn} + P_{z1,2vt} = P_{z1,2} \text{ и } f_{z1,2vn} - \Delta h_{1,2} = f_{1,2vt}$$

$$(18) P_{x1,2vn} + P_{x1,2vt} = P_{x1,2} \text{ и } \delta_{z1,2vn} = \delta_{1,2vt}$$

където: $P_{z1,2vn}$ и $P_{z1,2vt}$ - вертикални натоварвания на външните и вътрешните пружини от съответния пружинен комплект; $P_{x1,2vn}$ и $P_{x1,2vt}$ - съответно хоризонтални натоварвания; $f_{1,2vn}$ и $f_{1,2vt}$ - деформация на отделните пружини при съответното вертикално натоварване; $\delta_{1,2vn}$ и $\delta_{1,2vt}$ - хоризонтални деформации на отделните пружини от съответните комплекти; $\Delta h_{1,2}$ - разлика в свободната височина на пружините в съответния пружинен комплект.

С така разпределените вертикални и хоризонтални натоварвания на отделните пружини може да бъде определено напрегнатото им състояние, чрез формулите на Чернышев [9].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В публикацията се анализира надеждността на ресорно окачване на товарни талиги от фамилия Y25, експлоатирани от БДЖ „Товарни превози” ЕООД. Посочват се повредите по буксов възел и буксово ресорно осачване. По изложения метод за изчисляване на ресорното окачване на талигите от фамилия Y25, в резултат на отчитане на еластичната реакция от деформация на буксовите пружини в хоризонтално-надлъжно направление е определено изменението на демпфериращите качества на ресорното окачване на талигата в експлоатация, причинено от износванията и отклоненията в размерната схема. Установено е, че във всички случаи износванията в плъзгалките и обичите и предварителното хоризонтално налягане на пружините при монтажната сила водят към намаляване на демпфериращия ефект и влошаване на напрегнатото състояние на пружините.

ЛИТЕРАТУРА:

- [1] Караджов Т., Димитров Ж., „Вагони”, С., ДИ „Техника”, 1988
- [2] Petrovic D., Rakanovic R., Zeleznicka vozila Praktikum., Kraljevo, 2006
- [3] Petrović D., Bižić M., DEVELOPMENT OF WIRELESS SYSTEM FOR TEMPERATURE MEASURING IN AXLE-BEARINGS OF RAILWAY VEHICLES, Международна научна конференция "ТРАНСПОРТ - 2023" Научно списание Механика Транспорт Комуникации, том 20, брой 3, ISSN 2367-6620 (online), 2023
- [4] Ахмаджова Д., „Изследвания на хоризонталните връзки в ходовата част на железопътен подвижен състав” по Договор № 2076/30.06.2006, катедра „Транспортна техника” на ВТУ „Т. Каблешков” София, 2006
- [5] Паскалев Л. „ИЗСЛЕДВАНЕ НА ЕКСПЛОАТАЦИОННИТЕ ПАРАМЕТРИ НА БУКСОВИ РОЛКОВИ ЛАГЕРИ НА ПОДВИЖЕН ЖЕЛЕЗОПЪТЕН СЪСТАВ”, дисертация, ВТУ „Т. Каблешков”, София, 2021
- [6] Инструкция за поддържане и ремонт на талига за товарни вагони БТ-6, РП 2.5.19. „Инструкция за вагонни талиги”, ДП „НКЖИ”, 2015
- [7] Ружеков Т., Ахмаджова Д., „Характеристики на безлюлкова система на централно ресорно окачване на талига тип Т73-АД за пътнически вагон” – Републикански младежки научно-технически симпозиум „Нови методи и технологии в транспорта” 1987.
- [8] Ружеков Т., Пенчев Цв., Димитров Е., „Теория и конструиране на железопътна техника”, ISBN: 978-954-12-0194-7, VTU, 2011
- [9] Пономарев, Бидерман и др., „Разчет на прочност в машиностроения” – том I., 1956.

[10] Агмаджова Д., Минчева В. Някои особености при изчисление ресорното окачване на вагонни талиги от фамилията Y25, VII-ма НТС на ВВТУ “Т.Каблешков”, София, 1994

STUDY OF THE RELIABILITY OF SPRING SUSPENSION OF BOGIES OF THE Y25 FAMILY IN OPERATION

Ludmil Paskalev, Vanyo Ralev,
lyudmil_paskalev@abv.bg, ralev.vanio05@gmail.com

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

Key words: *railway vehicles, bogies, suspension, dampers, reliability*

Abstract: *Elastic and damping elements are installed in the spring suspension of railway vehicles. Elastic and damping properties change over time operation of rolling stock. Dampers are elements that create dissipative forces necessary to dissipate the energy of self-oscillations and to limit the amplitudes of oscillations of railway vehicles or their bogies. The damping properties change during their operation. Damages occur that lead to serious traffic safety incidents. The publication analyzes the reliability of the spring suspension of the freight bogies of the Y25 family, operated by BDZ "Freight transport" EOOD. A method is presented for calculating the spring suspension of Y25 bogies as a result of considering the elastic reaction from the deformation of box springs in the horizontal-longitudinal direction in operation. The change in the damping qualities of the bogie is determined by wear and deviations in the dimensional scheme of the spring suspension. It was found that in all cases the wear in the sliders and the rings and the horizontal load of the springs by the mounting force lead to a reduction in the damping effect and a deterioration of the strength-strain state of the springs.*