



ИЗСЛЕДВАНЕ ВЛИЯНИЕТО НА РАБОТНА ТЕМПЕРАТУРА И МОНТАЖНИ НАТЯГАНИЯ НА МЕТАЛО-ГУМЕНИ ЕЛЕМЕНТИ ОТ ПОДВИЖЕН ЖЕЛЕЗОПЪТЕН СЪСТАВ

Емил Костадинов
em_kostadinov@abv.bg

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

***Ключови думи:** подвижен железопътен състав, ресорни елементи, метало-гумени елементи.*

***Анотация:** Статичната характеристика на метало-гумени елементи от подвижен железопътен състав се влияе от редица параметри, като едни от тях са работната температура и монтажните предварителни натягания. Разработката отчита влиянието на температурата и предварителното налягане по-отделно и едновременно. Разгледано е влиянието на температурата върху геометричната нелинейност на гумени елементи. Получени са зависимости на коравината от температура и предварително налягане за модел метало-гумен елемент от ресорно окачване на подвижен железопътен състав.*

1. УВОД

Изчисляването на механичните свойства на металогумените елементи като ресорни елементи винаги е било в центъра на изследванията, но предишните проучвания са фокусирани главно върху динамичната коравина и затихване. Повечето модели приемат различни комбинации от елементи като пружини, амортизатори, отбивачки и др., а основните фактори, които се разглеждат, са често и амплитуда на трептене [1–3]. За гумени ресорни елементи с различни форми има няколко теории и емпирични формули за изчисление; повечето от тези формули приемат линейна коравина или разглеждат определена геометрична нелинейна коравина. Методът на крайните елементи може точно да симулира експерименти с малка статична деформация, които се изчисляват с помощта на енергия на деформация и тензорна функция [4–6], но параметрите, изчислени чрез компютърна симулация, все още зависят от експериментални данни.

С бързото развитие на железопътния транспорт, изискванията за стабилност на движение и комфорт на товарни и пътнически влакове непрекъснато нарастват. Следователно е необходимо точно да се изчисли коравината на гумените елементи в ресорното окачване на железопътните возила. Работният температурен диапазон на тези ресорни елементи е голям, като обикновено варира от -60°C до $+60^{\circ}\text{C}$. Условието на работа и товароносимостта на влаковете непрекъснато се променят. Промяната в статичната коравина на гумените елементи в зависимост от работната температура и

монтажните натягания трябва да може численно да се определя. Cardone и Gesualdi [7] изследват връзката между свойствата на каучуковия еластомер и температурата, като се фокусират главно върху модула на срязване, а температурата е в диапазона от 20°C до 60°C. Има обаче малко проучвания за ефективността при ниски температури. Chuanbo Xu [8] модифицира модула на ниска температура на каучука и предлага метод за прогнозиране на коравина при ниска температура. Kagi [9] предлага нелинеен температурен модел на гумена подложка въз основа на коефициента на формата и изследва влиянието на температурата върху геометричните параметри на материала при определено предварително налягане.

2. ВЛИЯНИЕ НА РАБОТНАТА ТЕМПЕРАТУРА ВЪРХУ ХАРАКТЕРИСТИКИТЕ НА КАУЧУКА

Основните характеристики на каучука са неговата голяма еластичност, способността му да издържа на големи деформации под действието на външни сили и да се връща в първоначалния си вид след премахване на действието на външните сили. Еластичността на каучука е присъщо свойство, което не зависи от формата на частта, както е в случая на стомана, която, за да има голяма еластичност, трябва да бъде специално изработена (пружина, листови пружини и т.н.), така че можем да кажем, че за стомана, еластичността също е свойство на нейната форма. Каучукът като материал не е свиваем, което означава, че обем от каучук в затворено пространство се държи като твърд и за да използва своята еластичност, гумената част трябва да има необходимото пространство за изтласкване, променяйки формата си по време на този процес. Също така трябва да кажем, че каучукът позволява големи удължения преди счупване (1000% за естествения каучук). Гумените елементи, използвани за окачване на железопътни превозни средства, са изработени във вулканизирана форма, където пластичната каучукова смес в контакт със сяра и пероксиди се трансформира в еластична гума и приема формата на матрицата. Тъй като след процеса на вулканизация размерите на гумената част стават по-малки, размерите на формата трябва да бъдат по-големи от крайните размери на гумената част. Размерите на матрицата се определят въз основа на свиването на всяка каучукова смес.

Основната характеристика на еластичните елементи в ресорното окачване на транспортни средства е тяхната коравина, т.е. зависимостта на деформацията от натоварването. При гумените и метало-гумените елементи деформацията се влияе от промяната на работната температура и упражняването на предварителни монтажни натоварвания (натяг или опън), тъй като се променя плътността на каучуковата смес.

Според статистическата теория за еластичността на каучука, модулът на Young за каучука се определя по формулата:

$$(1) E = \sigma / \varepsilon = 3\rho R_{\text{air}} T / \overline{M}_C$$

където σ е напрежение; ε е коефициент на еластична деформация; \overline{M}_C е средно молекулно тегло; ρ е плътност на каучуковия еластомер; R_{air} е газова константа; и T е термодинамична температура.

Поради сложността на състава и структурата на гумените материали е трудно да се измерва \overline{M}_C директно. Въпреки това \overline{M}_C може да се изчисли от модула на Young при определена температура и малка деформация.

Използвайки уравнение (1), формулата за модула на Young може да се получи, както следва:

$$(2) \overline{M}_C = 3\rho_C R T_C / E_C, E = 3\rho T E_C / \rho_C T_C,$$

където T_C е работната температура, която е обикновено „стайната“ температура ($25 \pm 2^\circ\text{C}$); ρ_C и E_C са съответно плътността и модулът на Young при съответната температура.

Плътността на каучука варира в зависимост от температурата, тъй като обемът се променя при промяна на температурата се изразява като α . Тъй като коефициентът на линейно термично разширение на каучука - α е изключително малък, отношението на плътността на каучуковия еластомер към плътността на същия при „стайна“ (работна) температура може да се определя по следните формули в зависимост от T_C :

$$(3) \rho/\rho_C = [1 + 3\alpha(T - T_C)]^{-1}, T > T_C; \rho/\rho_C = [1 + 3\alpha(T - T_C)], T < T_C, \text{ и } \rho/\rho_C = 1, T = T_C,$$

Задавайки $\Delta T = T - T_C$, когато $T < T_C$, може да се получи следната формула:

$$(4) 1 + 3\alpha(T_C - T) = 1 - 3\alpha\Delta T \approx [1 + 3\alpha\Delta T]^{-1}$$

И при изключително малък обем α уравнение (5) приема вида:

$$(5) E = TE_C \cdot [(1 + 3\alpha\Delta T)T_C]^{-1}$$

Модулът на Young и коравината на гумата се увеличават значително с понижаване на температурата под 0°C . Следователно 0°C се избира като точка на преход в някои теоретични изследвания. Т.е. когато температурата е по-висока от 0°C , модулът на Young се променя съгласно уравнение (5), а когато температурата е по-ниска от 0°C , модулът на Young има определена функционална връзка с температурата на околната среда.

В изследване на Chuanbo Xu [8] корекционният анализ е извършен на базата на 0°C и съотношението на модула на Young при ниска температура към този при 0°C се определя като температурен коефициент ϕ по израза:

$$(6) \phi = E/E_0, \Delta T_1 = T - T_0,$$

където E_0 е модул на Young при 0°C , а T_0 е термодинамична температура при 0°C (273,15 K).

Модула на Young се определя по изразите:

$$(7) E = TE_C [(1 + 3\alpha\Delta T)T_C]^{-1} \phi, T \geq 273,15 \text{ K} \text{ и } E = T_0 E_C [(1 + 75\alpha)T_C]^{-1} \phi, T < 273,15 \text{ K}$$

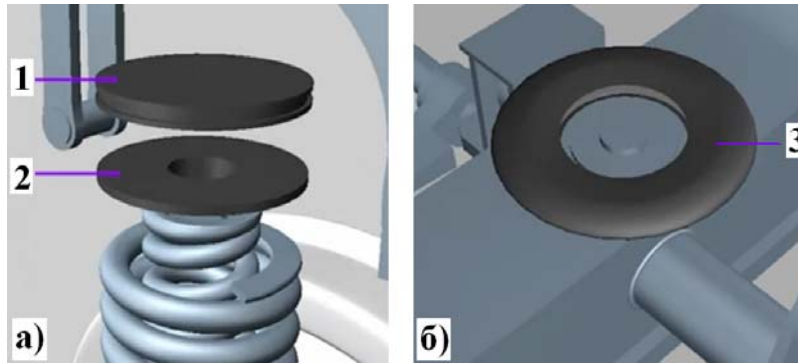
3. ВЛИЯНИЕ НА МОНТАЖНИТЕ НАТЯГАНИЯ НА МЕТАЛО-ГУМЕНИ ЕЛЕМЕНТИ ВЪРХУ ХАРАКТЕРИСТИКАТА НА РЕСОРНОТО ОКАЧВАНЕ

При разработването на гумена пружина за железопътни превозни средства, коравината на гумената пружина е най-важният параметър, който конструкторите и изследователите трябва да вземат предвид. Въз основа на богат опит, изследователите са разработили опростен метод за изчисляване на коравината на гумени пружини с определена точност [10]. В талигите на железопътните превозни средства обикновено се използва кръгла гумена подложка като гумена пружина. На фигура 1 е показана подложка като гумена пружина от буксово (фиг.1а) и централно (фиг.1б) ресорно окачване на талига тип Y32.

За кръгла гумена пружина, когато деформацията е изключително малка, емпиричната формула за статична коравина K_c е следната:

$$(8) K_c = A_c \mu E / H$$

където A_c е носещата площ, E е модулът на Young, H е височината на гумената подложка, μ е коефициентът на вертикална форма и $\mu = 1 + 2S^2$ (приблизителните формули, дадени от различни изследователски институти, са малко по-различни).



1 и 2 – кръгла гумена подложна пружина с правоъгълно сечение; 3 – кръгла гумена подложна пружина с елиптично сечение.

Фиг. 1. Кръгла гумена пружина от буксово (фиг.1а) и централно (фиг.1б) ресорно окачване на талига тип У32.

По време на компресирането на кръгла гумена подложка, размерът на гумената подложка се променя непрекъснато. Коравината K_c е свързана с деформация, а не с фиксирана стойност; по този начин статичната коравина на гумената пружина е нелинейна. При изчисляване на свободната площ приемаме, че гумената подложка остава като правилен правоъгълен пръстен след натоварването. Ако приемем, че външния и вътрешния радиус се променят еднакво, т.е. $R_1 - R = r - r_1 = d.R_1$, където R_1 и r_1 са съответно радиусите на гумата след компресия и d е промяната в радиусите. Тъй като обемът остава постоянен, получаваме изразите:

$$(9) \pi(R_1^2 - r_1^2)(H - h_{pre}) = \pi(R^2 - r^2)H, \quad d = 0,5(R - r)h_{pre}/(H - h_{pre}),$$

$$R_1 = R + 0,5(R - r)h_{pre}/(H - h_{pre}), \quad r_1 = r - 0,5(R - r)h_{pre}/(H - h_{pre})$$

където: H е начална височина на гумената подложка, а h_{pre} е стойност на предварителната компресия.

Съотношението на площта при допускане на правоъгълна форма S_1 и коравината K_{c1} се определят по формулите:

$$(10) S_1 = A_{c1} / A_{f1} = (R_1 - r_1) / 2(H - h_{pre}),$$

$$K_{c1} = \pi(R_1^2 - r_1^2)E / (H - h_{pre}) \{1 + (R_1 - r_1)^2 / [2(H - h_{pre})^2]\}$$

където S_1 е съотношението на площта при допускане на правоъгълна форма, A_{f1} е свободната площ, K_{c1} е коравината, A_{c1} е носещата площ и μ_1 е коефициентът на вертикална форма при допускане на правоъгълна форма.

Статичната хипереластична сила F_{c1} се определя от израза:

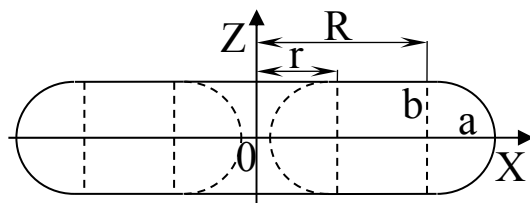
$$(11) F_{c1} = \int_0^{h_{pre}} K_{c1} dz = \int_0^{h_{pre}} \pi(R_1^2 - r_1^2)E / (H - z) \{1 + (R_1 - r_1)^2 / [2(H - z)^2]\} dz$$

Ако се вземе предвид влиянието на металните плочи, площта на гумения елемент трябва да бъде същата като първоначалната стойност, дадена от $A_{c1} = A_c = \pi(R_2 - r_2)$.

По време на деформацията от монтажен натиск горната и долната опорна плоча се разглеждат като твърдо тяло и следователно опорната площ на гумената подложка не се променя, но се променя свободната ѝ площ. Когато гумената подложка се деформира, средната част излиза навън; приема се, че издутата част на гумената подложка е полуелипса във вертикалния разрез и че полуосите на вътрешната и външната полуелипси са равни.

Вземайки центъра на гумената подложка като начало на правоъгълната координатна система, нека полунапречната ос на разширената полуелипса да бъде

представена с „a”, а полувертикалната ос да бъде представена с „b”. Очертанието на вертикалната допирателна на гумената пружина е показано на фигура 2.



Фиг. 2: Диаграма на геометричния контур на кръгла гумена подложка, когато се приема с елиптична форма

Обемът, затворен от външната елиптична крива, е представен от V_{out} , а обемът, затворен от вътрешната елиптична крива, е представен от V_{in} . Като се има предвид дясната половина, могат да се изведат следните формули:

$$(12) V = \pi(R^2 - r^2)H = V_{out} - V_{in} = 2 \int_0^b \pi(x_1^2 - x_2^2) dz = 2\pi b(R^2 - r^2) + ab\pi(R + r)$$

Следователно, израза за „a” може да се запише като:

$$(13) a = (R - r)(H - 2b)/b, \text{ като } b = (H - h_{pre})/2$$

Следователно, за „a” се получава:

$$(14) a = 2(R - r)h_{pre}/(H - h_{pre})$$

Свободната площ на кръговата гумена подложка, обозначена като A_{f2} , може да се изчисли, както следва:

$$(15) A_{f2} = 4\pi \int_0^b (x_1 + x_2) dz = 2\pi(R + r)(H - h_{pre}).$$

Ако вътрешните и външните деформации са еднакви в случаите на правоъгълна и елиптична деформация то е в сила зависимостта:

$$(16) A_{f2} = A_{f1} = 2\pi(R + r)(H - h_{pre})$$

Колкото по-голяма е степента на компресия на кръговата гумена подложка, толкова по-голяма е степента на изпъкналост на гумените части навътре и навън, и толкова по-голяма е промяната в свойствата на гумата. Тази промяна може да бъде изразена чрез коефициента на изпъкналост μ_{con} , който може да бъде дефиниран по следния начин:

$$(17) \mu_{con} = 1 + a/b$$

Коравината на гумената подложка, K_{c2} , се дава от израза:

$$(18) K_{c2} = \pi(R^2 - r^2)E \{1 + (R - r)^2 / [2(H - h_{pre})^2]\} (1 + a/b) / (H - h_{pre})$$

А F_{c2} се определя от:

$$(19) F_{c2} = \int_0^{h_{pre}} K_c dz = \int_0^{h_{pre}} \pi(R^2 - r^2)E \{1 + (R - r)^2 / [2(H - z)^2]\} (1 + a/b) / (H - z) dz$$

В горните формули, „a” и „b” съответстват съответно на дефинициите във формули (14), а h_{pre} в „a” и „b” се заменя с променливата z .

Ако температурата се повиши, гумата ще е изпъкнала навън и „a” и „b” се определят по зависимостите:

$$(20) a = (R - r)[(1 + \alpha\Delta T)^3 H - 2b]/b \text{ и } b = [(1 + \alpha\Delta T)H - h_{pre}]/2$$

Когато температурата се промени, уравненията (18) и (19) могат да бъдат допълнително променени, както следва:

$$(21) K_{c2} = \pi(R^2 - r^2)E / \{1 + \alpha\Delta T\}H - h_{pre} \} \{1 + (R - r)^2 / 2[(1 + \alpha\Delta T)H - h_{pre}]^2\} (1 + a / b)$$

$$F_{c2} = \int_0^{h_{pre}} K_{c2} dz = \int_0^{h_{pre}} \pi(R^2 - r^2)E / [(1 + \alpha\Delta t)H - z] \{1 + (R - r)^2 / [2(1 + \alpha\Delta t)H - z]^2\} (1 + a / b) dz$$

Модулът на Young в уравнение (21) се изчислява с помощта на уравнение (7), а параметрите „a” и „b” се изчисляват с помощта на уравнения (20). Променливата h_{pre} в „a” и „b” се заменя с променливата z .

Уравнение (21) показва, че когато наляганията са дадени, амплитудата на предварително натоварване може да бъде изчислена чрез обратната функция $h_{pre} = f^{-1}(F_{c2})$; тази функция може да бъде получена от $F_{c2} = F(h_{pre})$. Нелинейната коравина може да бъде изчислена с помощта на амплитудата на предварително натоварване, тъй като е трудно да се изчисли обратната функция, той обикновено се получава чрез числено изчисление с ЕИМ.

Използвайки уравнение (21), може да се изчисли теоретичната стойност на коравината при определено натоварване (или амплитуда на предварителна компресия) и при определена температура.

Коравината на гумената пружина се променя, когато амплитудата на налягането или компресията се промени; това се причинява от нелинейността на коравината. По-специално, коравината намалява леко с повишаване на температурата, когато температурата е над 0°C, а предварителното натоварване е под 45 kN. Когато температурата е по-ниска от 0°C, колкото по-голяма е амплитудата на предварителна компресия, толкова по-драстична е промяната в коравината и температурата.

4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В тази теза е проучена връзката между модула на Young и температурата на каучука. Модифицираният модул на Young се прилага към формулата за изчисляване на коравината на гумената подложка, базирана на корекция на коефициента на елипсовидна изпъкналост и корекция на размерите. Формулата за корекция на коефициента на изпъкналост има добра стойност на приложението. Формулата може да се прилага и върху гумени подложки с други размери. Модифицираната формула отчита влиянието на температурата и предварителното натоварване едновременно.

ЛИТЕРАТУРА:

- [1] Караджов Т., Димитров Ж., Вагони, ДИ Техника, София, 1988
- [2] Petrović D., Atmadzhova D., Bižić M., Advantages of rubber-metal elements in suspension of railway vehicles, IIIrd International Conference on Road and Rail Infrastructure CETRA 2014, 28- 30 April, Split, Croatia, 2014, pp.491-497, 2014
- [3] Banić M., Methodological approach to the development of rubber-metal springs, dissertation, Mašinski fakultet Univerziteta u Nišu; 2015.
- [4] Petrović D., Bižić M., APPROXIMATION OF IDEAL CHARACTERISTIC OF RAILWAY VEHICLE SUSPENSION, Scientific Journal 'Mechanics Transport Communications': 3/3 2022
- [5] Atmadzhova D., Nenov N., Study on fatigue of Rubber metal springs of primary spring suspension of electric locomotives , Journal FACTA UNIVERSITATIS SERIES MECHANICAL ENGINEERING, Vol.10, No 1, 2012 pp. 63 – 70, 2012 r.<http://facta.junis.ni.ac.rs/me/me201201/me201201-07.pdf>

- [6] Atmadzhova D., Mihaylov E., Elastic rubber elements as component parts of resilient wheels for light-rail transportation , XV Conference RAILCON'12 Niš, Serbia, at the Faculty of Mechanical Engineering October, 2012, pp.37-40, 2012
- [7] D. Cardone and G. Gesualdi, “Experimental evaluation of the mechanical behavior of elastomeric materials for seismic applications at different air temperatures”, International Journal of Mechanical Sciences, vol. 64, no. 1, pp. 127–143, 2012
- [8] Chuanbo Xu, Research on Non-hyperelastic Mechanical Model of EMU Rubber Spring Based on Experimental Data. <https://orcid.org/0000-0002-5834-0775>, 2021
- [9] L. Kari, “The non-linear temperature dependent stiffness of precompressed rubber cylinders”, K GK-Kautschuk und Gummi Kunststoffe, vol. 55, no. 3, pp. 76–81, 2002
- [10] Ружеков Т., Пенчев Цв., Димитров Е., Теория и конструиране на железопътна техника, ВТУ "Т. Каблешков"-София, 2011, ISBN: 978-954-12-0194-7

INVESTIGATION OF THE INFLUENCE OF OPERATING TEMPERATURE AND MOUNTING STRESSES OF METAL-RUBBER ELEMENTS OF ROLLING STOCK

Emil Kostadinov
em_kostadinov@abv.bg

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

Key words: *rolling stock, spring elements, metal-rubber elements.*

Abstract: *The static characteristic of metal-rubber elements of rolling stock is influenced by a number of parameters, one of which is the operating temperature and the installation pre-tensions. The development considers the influence of temperature and pre-pressure more separately and simultaneously. The influence of temperature on the geometrical nonlinearity of rubber elements is considered. Dependencies of stiffness on temperature and pre-pressure are obtained for a model metal-rubber element of spring suspension of rolling stock.*