

ИЗСЛЕДВАНЕ НА ГУМЕН ТАМПОН ЗА ПЪТНИЧЕСКА ТАЛИГА GP200

Иван Коларов

ikolarov@vtu.bg

ВТУ „Тодор Каблешков”, ул. „Гео Милев” № 158, София
БЪЛГАРИЯ

Резюме: Гумените тампони се използват широко в антивибрационни опори на вибриращи съоръжения в транспорта. В работата е изследвано якостното и деформационно поведение на тампон за създаване на еластична опора между на рамата на коша и пътническа талига GP200. Анализирана е работата на тампона и са определени участъците, които деформират при нарастване на страничната сила. Теоретично е определено натоварването на всеки участък и е определена еластичната характеристика на тампона. С получените резултати са изчислени механичните натоварвания в работните участъци на тампона и са сравнени с допустимите. На базата на проведените изследвания е установено, че напрегнатото състояние във фланеца на тампона е в рамките на допустимите стойности. Проверката за натоварванията във втулката на тампона показват, че те превишават допустимите стойности и е възможно по-бързо разрушаване на гумата в този участък.

Ключови думи: еластична опора, якостно и деформационно изчисляване

ВЪВЕДЕНИЕ

Гумените тампони се използват широко в антивибрационни опори на вибриращи съоръжения в транспорта. Гумата има значителна способност да поглъща механична енергия при удари и вибрации и практически не се подава на обемно свиване.

През 2006 г. във ВТУ „Тодор Каблешков” колектив от специалисти разработва окачването на рамата на коша към пътническа талига GP200. Осигурява се допълнителна ъглова подвижност на талигата спрямо рамата чрез деформиране на специализиран тампон, с което се подобрява преминаването на вагона през криви.

Цел на работата е да изследва работата на тампона и да му направи деформационен и якостен анализ.

КОНСТРУКЦИЯ НА ТАМПОНА

Общ изглед на еластичната опора с тампон и прилежащите части за образуване на съединението рама на коша – рама на талига е показано на фигура 1, а разрез през средата на отвора на тампона е показан на фигура 2. Тампонът е изработен от гума с твърдост 50 – 55 HSh. Модулът на усукване G и на линейно деформиране E са съответно, $G = 0,6$ МПа и $E = 1,8$ МПа [1]. Двете рами се притискат от четири винта, лагерувани двустранно на сферични опори (непоказани на фигурите). Общата нормална предварителна сила F_n на притискане във винтовете е в порядъка на $F_n = 10000$ N, а тангенциалната сила F_τ е променлива, като максималната стойност е определена по задание е в рамките на $F_{\tau, \max} = 10000$ N.

Геометрията на притискателните повърхнини е показана на фигура 3 и представлява надлъжно формирани триъгълни профили с ъгъл при върха $\varphi = 60^\circ$, симетрично разположени спрямо надлъжната ос. Преходите между триъгълните профили е закръгление с радиус с големина 0,5 mm. Натискът от винтовете предизвиква деформиране на повърхностния слой на гумата и плътното и прилягане към контактуващите планки. Напречните премествания в посока на триъгълните профили се предават за сметка на силите на триене между контактните повърхнини, а във всяко друго направление – чрез тангенциалните сили в повърхностния слой на гумата, предизвикващи напрежения на срязване $\tau_{ср}$. В планката на талигата е центриран и навит ограничителен болт, а неговото стебло е монтирано във отвора на втулка, част от тампона. Втулката е плътно монтирана в рамата на коша. Между болтът и втулката на тампона е налице радиална хлабина. При деформация по-голяма от хлабината болтът опира във втулката и ограничава съществено подвижността в еластичната опора.

МОДЕЛИ ЗА ЯКОСТНО ИЗЧИСЛЕНИЕ

Общата сила на притискане на болтовете създава напрежение на натиск в тампона, което се определя от:

$$(1) \quad \sigma_{нат.} = \frac{F_n}{S_{фл.}} \leq [\sigma_{нат.}]$$

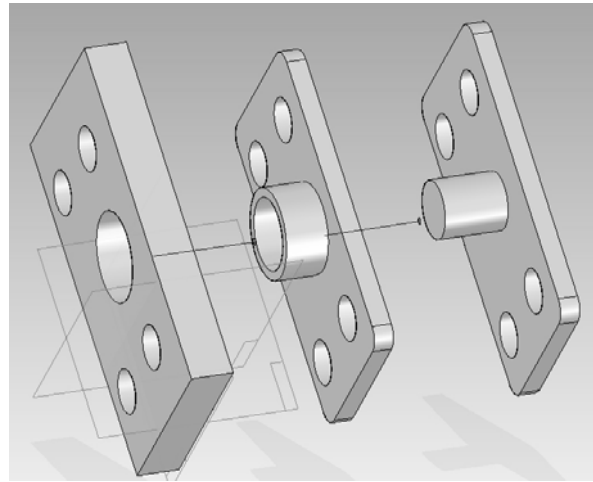
Тук $S_{фл.}$ е лицето на фланеца на гумата, с която се притиска към контактните планки, а $[\sigma_{нат.}]$ - допустимо напрежение на натиск.

Силата на натиск F_n създава сила на силата на триене в контактните повърхнини и ако се приеме, че във всяка точка j коефициентът на триене f между гумата и планките е еднакъв, то елементарната сила на триене τ_j се определя от:

$$(2) \quad \tau_j = f \cdot p_j,$$

където p_j е нормалното налягане в точка j от контактния слой. Общата сила на триене F_τ по цялата контактна повърхнина е:

$$(3) \quad F_\tau = \int_0^S f \cdot p_j \cdot dS.$$



Фигура 1. Общ изглед на еластичната опора с тампон (елементите са изместени по осевата линия на отвора в тампона)

Теоретичната стойност на нормалното налягане p_j е в точка j се променя по височината на триъгълния профил вследствие различната деформация на гумата, а така също зависи от ъгъла φ между нормалата и силата на натиск, създадена от болтовете. Задачата за определяне на F_τ съществено се усложнява ако се отчете частичната загуба на еластичност на гумата в зоната на контакта при продължителното притискане на планките и вследствие процесите на стареене на гумата в процеса на работа.

Като първо приближение може да се приеме, че изменението на p_j по височина на профилите е несъществено. Допълнително за опростяване на задачата и в интерес на сигурността може да се пренебрегне променливия наклон на профила в зоната на закръгления. Тогава в зоната на наклонените повърхнини нормалното

налягане е $p_j = \frac{F_n}{S_{фл.} \cdot \cos 30^\circ}$, а в зоната на

закръгленията - $p_j = \frac{F_n}{S_{фл.}}$ [2].

Тангенциално напрежение на срязване $\tau_{ср}$ между гумата и планките в направление

различно от това на триъгълните профили се получава от зависимостта:

$$(4) \quad \tau_{cp} = \frac{F_{\tau}}{S_{\min}} \leq [\tau_{cp}],$$

където F_{τ} е напречната сила, предавана чрез контактните повърхнини, а $S_{\min}$ е минимална стойност на натоварваната площ, тя може да се определи от $S_{\min} = K_3 \cdot S_{\phi\lambda}$, като K_3 е коефициент на запълване на материала в основата на триъгълните профили. Тук $[\tau_{cp}]$ е допустимо напрежение на срязване.

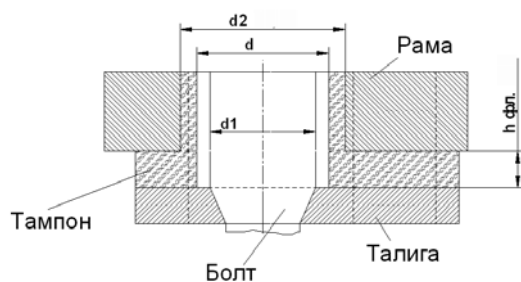
Допустимите напрежения на натиск $[\sigma_{нат.}]$ на гумата за тази твърдост е $[\sigma_{нат.}] = 0,8$ МПа, а допустимото напрежение на срязване (при наличието включително и на нормално натоварване) е $[\tau_{cp}] = 0,4 \div 0,5$ МПа [1].

За определяне на деформациите във фланеца тук се използват насоките, показани в [1] за изчисляване на тампони.

Тангенциалните деформации във фланеца на тампона δ_i независимо от посоката на деформиране се определят от:

$$(5) \quad \delta_i = \frac{h_{\phi\lambda} \cdot F_{\tau,i}}{S_{\phi\lambda} \cdot G},$$

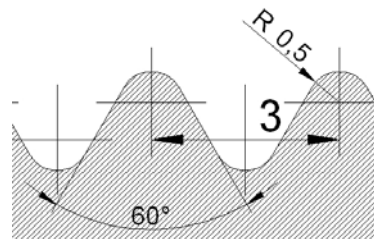
Тук $F_{\tau,i}$ е текуща сила за деформация, а $h_{\phi\lambda}$ - дебелина на фланеца за монтаж на гумата (в деформирано състояние).



Фигура 2. Напречен разрез през тампона

В началото на нарастване на страничната сила F_{τ} в тампона $F_{\tau,i} = F_{\tau}$. При достигане на δ_i до стойности по-големи от хлабината e (фигура 4) ограничителният болт опира във втулката на тампона. Възниква странична

сила $F_{\Delta\tau}$ на притискане между ограничителния болт и втулката и тя деформира в радиално направление. Опирането между болта и втулката е в контактното петно, а неговата ширина зависи от стойността на $F_{\Delta\tau}$. Между радиалната деформация във втулката $\delta_{\Delta\tau,i}$ и силата на притискане $F_{\Delta\tau,i}$ може да се определи зависимостта:



Фигура 3. Геометрия на контактната повърхнина на планките, контактуващи с тампона

$$(6) \quad \delta_{\Delta\tau,i} = F_{\Delta\tau,i} \cdot \frac{h_i}{S_{n,i} \cdot E_i},$$

където E е модул на еластичност на тампона, за практически цели в [1] е дадена зависимостта $E = K_n \cdot G$, а K_n - коефициент, чиято стойност се определя от стойността на друг коефициент K_i , отчитащ формата на

еластичния елемент: $K_i = \frac{a \cdot b_i}{2 \cdot h_i \cdot (a + b_i)}$ и

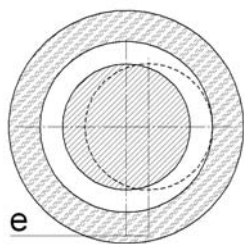
определен при натиск на призма [1]. Тук за получаването на краен резултат се разглежда деформацията на материала само зад контактното петно и то под формата на призма с размери на основата (фигура 5) a и b_i ($a = 23mm$ по конструктивни причини, b_i е променлива и зависи от широчината на контактното петно) и височина h_i ,

определена от $h_i = \frac{d_2 - d}{2} - \delta_{\Delta\tau,i}$. Тогава в деформирания участък възниква натиск и максималната стойност на напрежението на натиск се определя от:

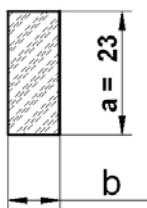
$$(7) \quad \sigma_{нат.вм.и} = \frac{\delta_i}{h_i} \cdot E_i$$

Общата напречна сила в гумата се определя от:

$$(8) \quad F_{\tau} = F_{\Delta\tau} + F_{\tau}''.$$



Фигура 4.
Напречен разрез през
втулката на тампона

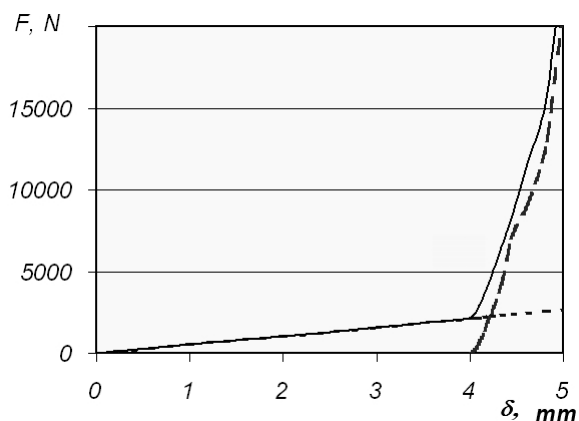


фигура 5. Контактно
петно между болта и
втулката

Рамата на талигата се натоварва с нормална сила F_n върху и напречна сила F_{τ} .

РЕЗУЛТАТИ

По (5 – 6) са изчислени силите $F_{\Delta\tau}$ и F_{τ}'' , действащи в различните участъци на гумата при нарастване на преместването, а по (8) – е изчислена общата сумарна сила F_{τ} в тампона. Резултатите са показани на фигура 6.



Фигура 6. Резултати за силите $F_{\Delta\tau}$ (—),
 F_{τ}'' (-----) и F_{τ} (.....) в тампона.

Нарастването на преместването до 4 mm предизвиква нарастване на силата F_{τ} във фланеца на гумата до стойности от 2130 N. Тази сила е за сметка на увеличение на натоварването във фланеца на гумата, т.е. $F_{\tau} = F_{\tau}''$. Увеличението на силата F_{τ} до 10000 N предизвиква деформиране на втулката на гумата и допълнителна деформация на фланеца от порядъка на 0,5

mm. В този случай тангенциалната сила във фланеца нараства до $F_{\tau}'' = 2500$ N, а силата на притискане между втулката и болта е $F_{\Delta\tau} = 7500$ N.

В резултат на проведените изчисления за максималните напрежения на натиск и на срязване във фланеца $\sigma_{нат.}$, $\tau_{ср}$ и на натиск във втулката $\sigma_{нат.вт.}$ на гумата. За изчисляването на $\tau_{ср}$ стойността на коефициента на запълване е определен графично $K_3 = 0,8$. Резултатите са показани в таблица 1.

Таблица 1.

Резултати за $\sigma_{нат.}$, $\tau_{ср}$ и $\sigma_{нат.вт.}$, МПа		
$\sigma_{нат.}$	$\tau_{ср}$	$\sigma_{нат.вт.}$
0,91	0,35	2,59

Проверена е силата на триене по (3) при $f = 0,6$ и при 42% от контактната повърхнина е с клиновидна форма под ъгъл 30^0 спрямо нормалното натоварване. Резултатите показват, че F_{τ} е от порядъка на 8140 N и е достатъчна за поемането на страничните усилия от фланеца на тампона чрез силите на триене.

АНАЛИЗ НА РЕЗУЛТАТИТЕ

На базата на проведените изследвания е установено, че напрегнатото състояние във фланеца на тампона е в рамките на допустимите стойности. Проверката за натоварванията във втулката на тампона показват, че те превишават допустимите стойности и е възможно по-бързо разрушаване на гумата в този участък.

ЛИТЕРАТУРА:

- [1] Ангелов И.В., Овчаров В.Г. Вибрации и шум в транспортните средства. "Техника", София 1985 г.
- [2] Арнаудов и кол. Машинни елементи. „Техника”, София, 1980 г.

INVESTIGATION OF ELSTIC PAD FOR GP200 TRUCK

Ivan Kolarov

ikolarov@vtu.bg

*Higher School of Transport T. Kableshkov , Sofia , 158, Geo Milev Str.,
BULGARIA*

Key words: *elastic support, strength and deformation calculation*

Abstract: *Rubber pads are widely used for vibrating isolations in transport. A studied of strength and deformation of a for elastic support between the frame and GP200 truck was carried out.*

The studied was carried out by theoretical investigations of a constructed pad at the Higher School of Transport for the purpose of renovation of GP 200 truck.

Results obtained are:

- *the flange of pad is correct loaded and the stresses do not exceed admissible values;*
- *the stress in the bush of the pad exceeds the admissible value and that could be a reason for faster change of workability of this part of the pad.*