

Gumijas – metāla elementu stingums spiedē

Vladimirs Gonca, Riga Technical University, Yuriy Shvab, Riga Technical University,
Romans Kobrinecs, Riga Technical University

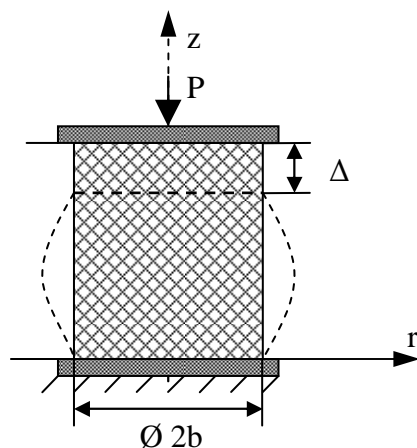
Kopsavilkums. Konstruktijas ar gumijas amortizatoriem veiksmīgi pielieto darbmašīnu būvēšanā. Sakarā ar nemitīgo mašīnu un aparātu attīstību, arvien vairāk pieaug arī dinamisko slodžu intensitāte un prasības pēc detaļu savstarpējā novietojuma precizitātes. Daudzām mašīnām ir nepieciešami amortizatori ar mainīgu stinguma raksturojumu. Šajā rakstā tiek piedāvāta amortizatora konstrukcija, kuram ir mainīgs stinguma raksturojums spēks – nosēde. Piedāvātās konstrukcijas galvenā priekšrocība ir tā, ka elementi, kas nodrošina nelinearitāti, atrodas iekšā amortizatorā. Rakstā piedāvāta arī metodika tādas konstrukcijas amortizatoru aprēķināšanai. Ar piedāvātās metodikas palīdzību var precīzi aprēķināt sakarību spēks – nosēde. Minēto sakarību aprēķina, izmantojot Ritca metodi. Darbā ir aplūkoti tikai statistiski amortizatora raksturojumi.

Atslēgas vārdi: stingums, elastomērs, spiede, amortizators, spēks – nosēde.

I. IEVADS

Gumijas (elastomēra) amortizatorus plaši pielieto dažādās konstrukcijās. Viens no svarīgākajiem amortizatora raksturojumiem ir stingums. Daudzos gadījumos ir nepieciešami amortizatori ar nelineāru stinguma raksturojumu. Amortizatora stingumu statistiskā slodzē raksturo sakarība spēks – nosēde.

Darbā tiek aplūkots, kā var iegūt mainīgu stinguma raksturojumu spēks – nosēde elastomēra amortizatoram un aprēķināšanas metodika tāda veida amortizatoram. Kā piemēru aplūkojam pilnu cilindrisku gumijas amortizatoru (1. att.).



1. att. Cilindriskais amortizators

Sakarību „nosēde – spēks” aprēķināsim izmantojot Ritca metodi ar funkcionāli

$$\Pi = G \int_v [\varepsilon_{ij} \varepsilon_{ij} + \frac{3\mu}{1+\mu} s \varepsilon_{ij} - \frac{9}{4} \cdot \frac{(1-2\mu)}{(1+\mu)^2} s^2] dV - \int_{\Omega} P_i u_i d\Omega, \quad (1)$$

kur:

s – hidrostatiskā spiediena funkcija;

G – bīdes modulis;

μ – Puasona koeficients;

ε_{ij} – deformācija;

P_i – ārējie spēki;

u_i – pārvietojumu funkcija;

Ω – ķermeņa virsma.

Tā, kā elastomēra slānis ir $b/h < 2$ un Puasona koeficients $\mu > 0.48$, tad varam neievērot gumijas saspiežamību, t.i. pieņemam $\mu = 0.5$.

$$\Pi = G \int_v (\varepsilon_{ij}^2 + s \varepsilon_{ij}) dV - \int_{\Omega} X_i u_i d\Omega. \quad (2)$$

Ja izpilda nesaspiežamības nosacījumu:

$$\text{div } \tilde{u} = \tilde{u}_{i,j} = \varepsilon_{i,j} = 0 \quad (3)$$

tad funkcionāls Π tiek vienkāršots:

$$\Pi = G \int_v \varepsilon_{i,j}^2 dV - \int_{\Omega} X_i u_i d\Omega. \quad (4)$$

Tā, kā elastomēra slānis ir biezs ($b/h < 5$), varam neievērot gumijas saspiežamību. Pieņemam $\mu = 0.5$. Tad sakarība spēks – nosēde ir:

$$\Delta_k = \frac{Ph}{3\pi G b^2 \left(1 + \left(\frac{b}{h}\right)^2\right)}, \quad (5)$$

kur:

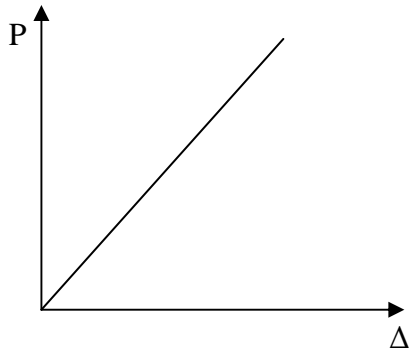
Δ_k – amortizatora nosēde;

P – spēks, kas darbojas uz amortizatoru;

G – bīdes modulis;

b, h – amortizatora ģeometriskie izmēri.

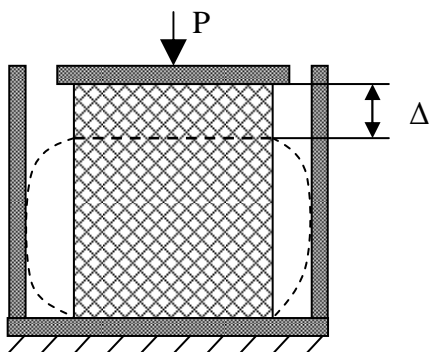
Rezultātu, ko iegūst ar šīs formulas palīdzību, var redzēt 2. att.



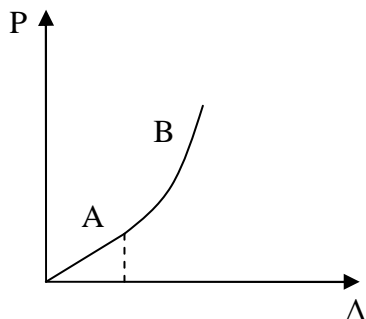
2. att. Sakarība spēks – nosēde pilnam cilindriskam amortizatoram

Pašlaik, lai elastomēra amortizatoriem iegūtu nelineāra stinguma raksturojumu, izmanto amortizatorus ar ierobežotāju (3. att.).

Dažās konstrukcijās nav iespējams izmantot minētos amortizatorus, jo tie ir sarežģīti. Sāna atbalsti (ierobežotāji) atrodas ārpus paša elastomēra amortizatora, tāpēc šim amortizatoram gabarīta izmēri ir lielāki nekā parastam elastomēra amortizatoram. Tā kā sānu atbalstam (ierobežotājam) jānodrošina, lai nerastos pārvietojumi, tas ir izveidots no tērauda, kas stipri palielina amortizatora masu. Dažreiz tas ir trūkums.



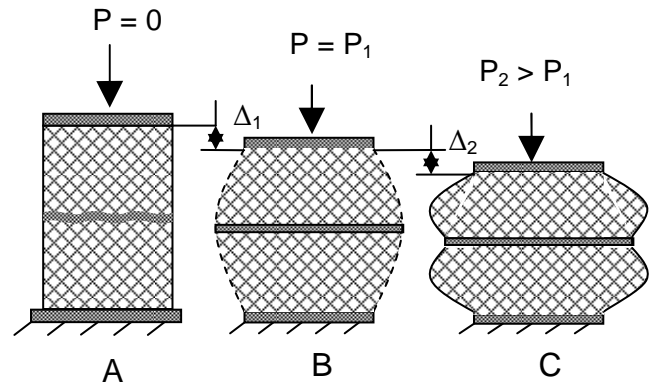
3. att. Cilindriskais amortizators ar sāna atbalstu (ierobežotāju)



4. att. Cilindriskā amortizatora ar sāna atbalstu (ierobežotāju) stinguma raksturojums spēks – nosēde

II. PIEDĀVĀTĀ AMORTIZATORU KONSTRUKCIJA

Lai nodrošinātu amortizatoram nelineārus stinguma raksturojumus, tiek piedāvāta plāna viļņaina neelastomēra (piemēram, tērauda) plāksnīte iekšā elastomēra amortizatoram. Tādā gadījumā amortizatora darbība būs sadalīta trijos posmos. (5. att.)



5. att. Jaunas konstrukcijas elastomēra amortizators ar nelineāru stinguma raksturojumu (spēks - nosēde)

Pirmais posms ir no A līdz B. Šajā posmā metāliskā plāksnīte izstiepjas un neietekmē amortizatora darbību. Amortizators darbojas kā parasts amortizators. Otrais posms ir no B līdz C. Šajā posmā tērauda plāksnīte ir izstiepta un amortizators darbojas kā amortizators ar diviem elastomēra slāņiem.

III. ELASTOMĒRA AMORTIZATORA AR TĒRAUDA PLĀKSNĪTI SAKARĪBAS SPĒKS – NOSĒDE APRĒĶINU METODIKA

Izmantojot tādu amortizatora konstrukciju, var būt divi varianti.

1) Neelastomēra slāņa stingums ir daudzkārt lielāks par elastomēra stingumu.

2) Neelastomēra slāņa stingums ir samērojams ar elastomēra stingumu.

Aplūkojam gadījumu, kad neelastomēra slāņa stingums ir daudzkārt lielāks par elastomēra stingumu. Tādā gadījumā deformējas tikai elastomērs.

Kad spēks $0 < P < P_1$, kur P_1 spēks, kad amortizators A kļūst par B; tad sakarību spēks – nosēde rēķinām kā parastam cilindriskam amortizatoram:

$$\Delta_k = \frac{Ph}{3\pi Gb^2 \left(1 + \left(\frac{b}{h} \right)^2 \right)}, \quad (6)$$

kur:

Δ_k – amortizatora nosēde;

P – spēks, kas darbojas uz amortizatoru;

G – bīdes modulis;

b, h – amortizatora ģeometriskie izmēri.

Ja spēks P ir lielāks par P_1 , tad kopējo nosēdi rēķina kā summu no diviem amortizatora darbības posmiem:

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta_k + \Delta_{r1}, \quad (7)$$

kur:

Δ_{Σ} – kopēja amortizatora nosēde;

Δ_k – amortizatora nosēde pirmajā posmā;

Δ_{r1} – amortizatora nosēde otrajā posmā.

Amortizatora nosēdi otrajā posmā Δ_{r1} rēķinām kā amortizatoram, kam ir divi elastomēra slāņi.

$$\Delta_{r1} = \frac{2 \cdot P \cdot 0.5h}{3\pi Gb^2 \left(1 + 4\left(\frac{b}{h}\right)^2 \right)}, \quad (8)$$

kur:

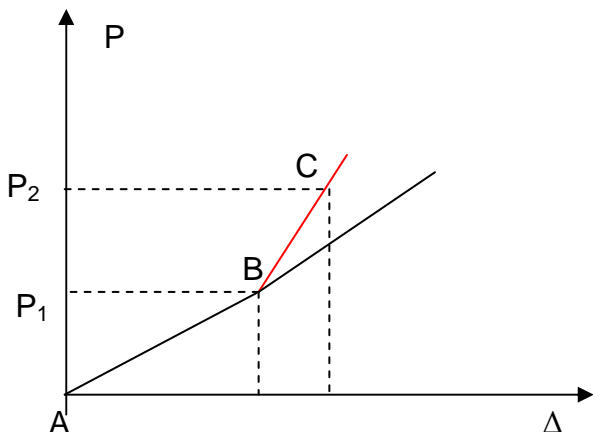
Δ_{r1} – amortizatora nosēde;

P – spēks, kas darbojas uz amortizatoru;

G – bīdes modulis;

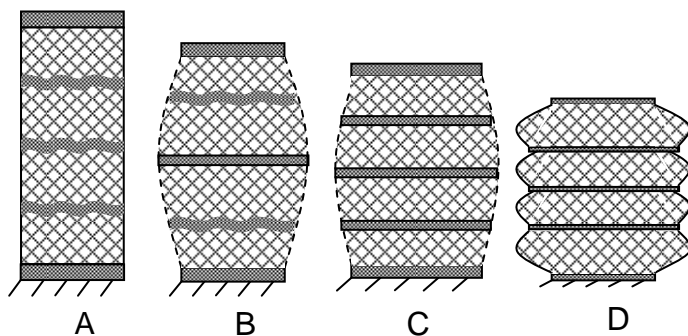
b, h – amortizatora ģeometriskie izmēri.

6. attēlā posms AB ir lineārs (amortizators darbojas kā parasts cilindrisks), posmā BC amortizators darbojas kā amortizators ar diviem elastomēra slāņiem.



6. att. Piedāvātās konstrukcijas amortizatora stinguma raksturojums

Dažreiz ir nepieciešami amortizatori, kuriem ir vairāk nekā divi darbības posmi ar dažādu stingumu. Tādā gadījumā amortizatorā var ievietot vairāk par vienu neelastomēra plāksnīti. Aplūkojam gadījumu, kad amortizatorā ir ievietotas trīs neelastomēra plāksnītes (7. att.).



7. att. Elastomēra amortizators ar nelineāru stinguma raksturojumu

Pirmais amortizatora darbības posms (A – B) ir, kad spēks $0 < P < P_1$, kur P_1 – spēks, kas darbojas uz amortizatoru. Šajā posmā amortizators darbojas kā parasts cilindrisks amortizators. Posma beigās neelastomēra plāksnīte, kas atrodas amortizatora vidū, izstiepijas, amortizators A kļūst par B (amortizators ar diviem elastomēra slāņiem).

Otrais amortizatora darbības posms (B – C) ir, kad spēks $P_1 < P < P_2$. Šajā posmā amortizators darbojas kā amortizators ar diviem neelastomēra slāņiem. Posma beigās visi neelastomēra slāņi ir izstiepti, amortizators B kļūst par C (amortizators ar četriem neelastomēra slāņiem).

Trešais amortizatora darbības posms (C – D) ir, kad spēks $P > P_2$, visi neelastomēra slāņi ir izstiepti, amortizators darbojas kā amortizators ar četriem neelastomēra slāņiem.

Kad spēks P ir lielāks par spēku P_2 , tad amortizatora kopējo nosēdi rēķinām kā summu no trim darbības posmiem:

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta_k + \Delta_{r1} + \Delta_{r2}, \quad (9)$$

kur:

Δ_{Σ} – kopēja amortizatora nosēde;

Δ_k – amortizatora nosēde pirmajā darbības posmā;

Δ_{r1} – amortizatora nosēde otrajā darbības posmā;

Δ_{r2} – amortizatora nosēde trešajā darbības posmā.

Amortizatora nosēdi pirmajā darbības posmā Δ_k aprēķinām pēc formulas (6), nosēdi otrajā posmā Δ_{r1} aprēķinām pēc formulas (8). Amortizatora nosēdi trešajā darbības posmā Δ_{r2} aprēķinām tāpat kā amortizatoram ar četriem elastomēra slāņiem:

$$\Delta_{r2} = \frac{4 \cdot P \cdot 0.25h}{3\pi Gb^2 \left(1 + 16\left(\frac{b}{h}\right)^2 \right)}, \quad (10)$$

kur:

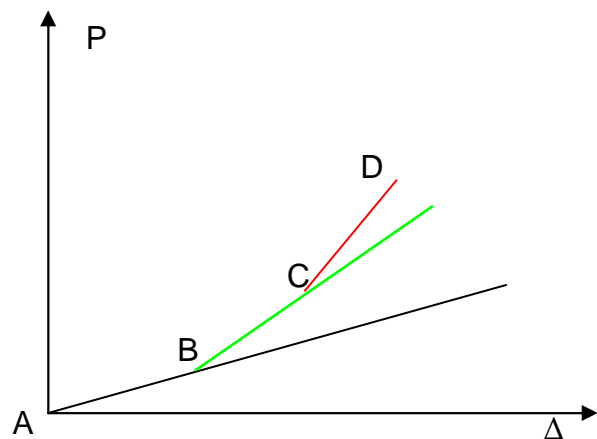
Δ_{r2} – amortizatora nosēde;

P – spēks, kurš darbojas uz amortizatoru;

G – bīdes modulis;

b, h – amortizatora ģeometriskie izmēri.

Amortizatora stinguma raksturojums (7. att.) ir iegūts pēc formulas (9).



8. att. Amortizatora ar trim neelastomēra plāksnītēm stinguma raksturojums

Amortizatora stinguma raksturojums ir iegūts, neievērojot neelastomēra slāņa deformāciju.

Ja neievēro elastomēra slāņa deformāciju (darbojas tikai stiepē), tad

$$\Delta_{r1}^* = \frac{2P \cdot 0.5h \left(1 + \frac{0.4 \left(\frac{b}{h} \right)^4}{\chi} \right)}{3\pi Gb^2 \left[1 + 4 \left(\frac{b}{h} \right)^2 \right]}, \quad (11)$$

kur:

$$\chi = \frac{G_p h_p}{Gh},$$

G_p – neelastomēra slāņa bīdes modulis;

h_p - neelastomēra slāņa augstums.

Δ_{r1}^* – amortizatora ar vienu neelastomēra plāksnīti nosēde, ievērojot plāksnītes deformāciju.

No formulas (11) ir redzams, ka, ja $b/h > 2$, neelastomēra slāņa deformāciju var neievērot.

Piemēram, ja neelastomēra slānis amortizatorā ir no misiņa ar $G_p = 10^5 \text{ kg/cm}^2$ un $h_p = 0.1 \text{ cm}$, tad nosēdes pieaugums būs ap 0.08 % .

IV. SECINĀJUMI

Piedāvāto metodiku var veiksmīgi izmantot amortizatoru ar mainīgu stingumu konstruēšanai un stiprības aprēķināšanai.

LITERATŪRA

1. Лавендел, Э. *Расчеты резинотехнических изделий*. Москва, 1976. 130 с.
2. Дымников, С.И., Лавендел, Э.Э., Павловскис, А.М., Сniegs М.И. *Прикладные методы расчета изделий из высокоэластичных материалов*. Рига: Зинатне, 1980.
3. Лейканд, Н., Лавендел, Э., Горелик, Б. и др. Экспериментальное исследование констант упругости резин 2959 и 51-1673. В: *Всес.науч.-техн. конференция по методике расчета изделий из высокоэластичных материалов*. Рига, 1980. с. 140 - 153.
4. Гусятинская, Н. С. *Применение тонкослойных резино-металлических элементов в станках и других машинах*. Москва, 1978. 80 с.
5. Euler, M., Beigholdt, H.-A. Ermittlung von Kriechfunktionen für das viskoelastische Materialverhalten von Holf im Zugversuch. *LACER*, N 4, Universitat Leipzig, 1999. S. 319-334.
6. Гонца, В. Влияние слабой сжимаемости на решение задач теории упругости для несжимаемого материала. *Вопросы динамики и прочности*. Рига, 1970, вып. 20, с. 185-189.

Vladimirs Gonca, professor, Dr.sc.ing., Riga Technical University, Institute of Mechanics. Address: 6 Ezermalas Street, Riga, LV-1006, Latvia. Phone: +371 67089317, Fax: +371 67089748. E-mail: Vladimirs.gonca@rtu.lv

Yuriy Shvab, doctoral student, Riga Technical University, Institute of Mechanics. Address: 6 Ezermalas Street, Riga, LV-1006, Latvia. Phone: +371 67089473, Fax: +371 67089748. E-mail: fregl@inbox.lv

Romans Kobrinecs, doctoral student, Riga Technical University, Institute of Mechanics. Address: Ezermalas 6, Riga, LV 1006, Latvia. Phone: +371 67089473, Fax: +371 67089748.

Vladimirs Gonca, Yuriy Shvab, Romans Kobrinecs. Ruggedness rubber - metal elements at compression

The rubber shock absorbers are widely used in various designs and in many cases necessary shock absorbers with variable stiffness, when the damping depends on the settlement shock absorber. Now as a shock absorber with nonlinear stiffness using shock absorbers with side boards, at a time when it contacts the rubber part of the shock absorber, with emphasis, begins to be increased stiffness of the shock absorber. In this paper we propose a design of rubber shock absorbers with variable stiffness. The main advantage of the proposed design lies in the fact, that the elements, that provide non-linearity, is within the buffer (in contrast to the shock absorbers with side boards). This is a great advantage, because they do not want to increase the size of the shock absorber. The paper also proposed an analytical method for calculating the dependence of the "force - settlement" to shock the proposed design under static load. The solution is obtained by the Ritz method using the principle of minimum total potential energy of deformation. We consider only small deformations of up to 10%, just not taken into account the weak compressibility of the rubber, and Poisson's ratio of 0.5 was adopted. Availability of analytical solutions can successfully design a shock absorber with a given stiffness. In this paper we propose two options for calculating the dependence of the "force - settlement" for shock absorbers of this design: if a thin layer, that provides *non-elastomeric* nonlinear characteristic in the process of the shock absorber, cannot be deformed (its rigidity is far greater than the rigidity of rubber), second case, if it is deformed (rigidity *non-elastomeric* layer is commensurate with the rigidity of rubber).

Владимир Гонца, Юрий Шваб, Роман Кобринец. Жёсткость резинометаллических элементов при сжатии

Резиновые амортизаторы широко применяются в различных конструкциях; во многих случаях необходимы амортизаторы с переменной жёсткостью, когда жёсткость амортизатора зависит от величины осадки амортизатора. Сейчас в качестве амортизаторов с нелинейной жёсткостью используют амортизаторы с боковыми упорами. В момент, когда наступает контакт резиновой части амортизатора с упором, начинает увеличиваться жёсткость амортизатора. В этой статье предлагается конструкция резиновых амортизаторов с переменной жёсткостью. Главное преимущество предлагаемой конструкции заключается в том, что элементы, обеспечивающие нелинейность, находятся внутри амортизатора (в отличие от амортизаторов с боковыми упорами). Это является большим преимуществом, так как не требуется увеличения размеров амортизатора. В работе так же предлагается аналитическая методика расчёта зависимости сила - осадка для амортизаторов предлагаемой конструкции при статической нагрузке. Решение получено методом Ритца с использованием принципа минимума полной потенциальной энергии деформации. Рассматриваются только малые деформации до 10%, так же не берётся во внимание слабая сжимаемость резины, и коэффициент Пуассона принимается 0.5. Наличие аналитического решения позволяет успешно проектировать амортизаторы данной конструкции с заданной жёсткостью. В работе предложены два варианта расчёта зависимости сила - осадка для амортизаторов данной конструкции: если тонкий нерезиновый слой, который обеспечивает нелинейную характеристику, в процессе работы амортизатора не деформируется (его жёсткость намного больше, чем жёсткость резины), второй случай - если тот деформируется (жёсткость нерезинового слоя соизмерима с жёсткостью резины).