

Konstrukcja i obliczenia amortyzatorów tarcowych kolejowych sprzęgów samoczynnych

Ilość energii kinetycznej zderzających się mas, którą może przyjąć amortyzator i przekształcić w inne rodzaje energii, zależy od parametrów geometrycznych amortyzatora, od właściwości materiałów, z których wykonano jego elementy oraz od rodzaju konstrukcji amortyzatora. W pracy podano podstawowe relacje pomiędzy tymi czynnikami, służące za podstawę do obliczeń i konstruowania amortyzatorów tarcowych.

Wstęp

Na podstawie porozumień pomiędzy OSŻD i UIC, państwa europejskie — w tym również Polska — w latach 80-tych zastosują w taborze kolejowym sprzęgi samoczynne.

Sprzęg samoczynny służy do szczepiania wagonów między sobą i z lokomotywą, przekazywania sił ściskających i rozciągających od jednego pojazdu do drugiego oraz łagodzenia skutków działania tych sił [1]. Zastępuje więc on urządzenia ciągiowe i zderzaki. Przy użytkowaniu coraz cięższych pociągów z coraz większymi prędkościami oraz w czasie intensywnych prac manewrowych powstają uderzenia o dużych siłach. Zastosowanie specjalnego amortyzatora — podstawowego zespołu kolejowego sprzęgu samoczynnego — pozwala na złagodzenie oddziaływania tych sił [2]. Istota działania amortyzatora polega na przekształceniu energii kinetycznej zderzających się mas w inne rodzaje energii.

Główne cechy i mierniki oceny amortyzatorów tarcowych

Doświadczenia nagromadzone w czasie blisko stuletniej eksploatacji sprzęgów samoczynnych na pozaeuropejskich liniach kolejowych legły u podstaw stworzenia wielu ty-

pusu 1, stożka dociskowego 2, klinów ciernych 3 i elementu sprężystego 4.

Łagodzenie uderzeń przy pomocy tego rodzaju amortyzatorów, odbywa się drogą przekształcenia energii kinetycznej zderzających się mas w pracę sił tarcia i energię potencjalną odkształceń elementów sprężystych. Amortyzator posiada elementy cierne, czyli trące się części, pomiędzy którymi — przy ich wzajemnym przemieszczeniu — wytwarza się praca tarcia w postaci ciepła oraz elementy sprężyste, które doprowadzają amortyzator do stanu wyjściowego po uderzeniu. Elementy cierne amortyzatora z rys. 1, stanowią kliny cierne (zazwyczaj 3 sztuki) współpracujące z częścią powierzchni korpusu oraz stożek dociskowy. Elementy sprężyste 5 mogą być wykonane w postaci sprężyn śrubowych, pakietu części z gumy, tworzyw sztucznych lub innych substancji o właściwościach elastycznych.

Podczas ściskania amortyzatora siłą P , stożek dociskowy przemieszcza się w górę amortyzatora i przemieszcza kliny cierne. Siła dociskająca kliny do powierzchni trących korpusu wzrasta w miarę ugięcia amortyzatora. Odpowiednio też wzrastają siły tarcia i ogólny opór ugięcia, osiągając max w końcu ugięcia. Po zaprzestaniu działania siły ściskającej, element sprężysty wypycha kliny i wszystkie części zajmują położenie wyjściowe. Siła odboju amortyzatora jest nieco mniejsza niż siła odboju elementu sprężystego, ponieważ ruchowi powrotnemu klinów również towarzyszy tarcie. W amortyzatorach tarcowych wyróżnia się główne i pomocnicze powierzchnie tarcia. Głównymi powierzchniami tarcia są tu powierzchnie przylegania klinów do ścianek korpusu, pozostałe powierzchnie tarcia są pomocniczymi.

Ocenę zalet i wad poszczególnych konstrukcji amortyzatorów można przeprowadzić porównując ich główne cechy, do których należą:

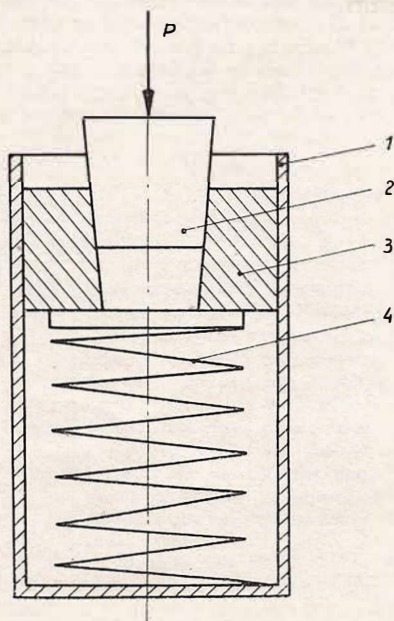
1. Charakterystyka siłowa $P(f)$ — jest to zależność pomiędzy siłą P , ściskającą amortyzator i wielkością jego ugięcia f .
2. Pojemność energetyczna E_p — jest to ilość energii kinetycznej uderzenia, przyjętej przez amortyzator przy jego całkowitym ugięciu.
3. Skuteczność S — jest to iloraz nieodwracalnie pochłoniętej energii kinetycznej E_n i pojemności energetycznej E_p :

$$S = \frac{E_n}{E_p} \quad (1)$$

4. Stałość działania (stabilność) — zdolność zachowania niezmienną pojemności energetycznej i kształtu charakterystyki siłowej po wielokrotnych uderzeniach.

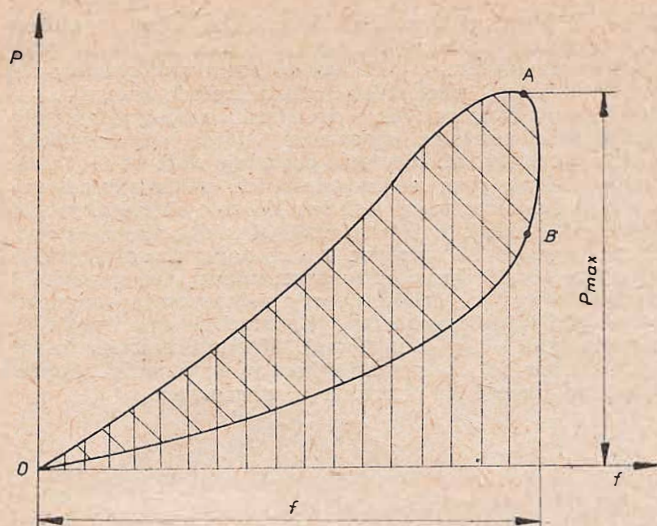
Najważniejszą cechą amortyzatora jest jego charakterystyka siłowa, którą można przedstawić w postaci pokazanej na rys. 2.

Odcinek OA odpowiada okresowi obciążenia amortyzatora, natomiast odcinek ABO — okresowi odciążenia. Ilość przyjętej przez amortyzator energii i siła uderzenia określone są całkowicie przez odcinek OA, dlatego on głównie poddawany jest analizie przy obliczaniu amortyzatora. Pole



Rys. 1. Schemat amortyzatora tarcowego

pów amortyzatorów. Wśród różnorodnych konstrukcji na szczególną uwagę zasługują amortyzatory tarcowe, łączące zdolność pochłaniania dużej ilości energii ze znaczną trwałością i prostotą konstrukcji. Schemat takiego amortyzatora przedstawia rys. 1. Amortyzator składa się z kor-



Rys. 2. Charakterystyka siłowa amortyzatora

powierzchni, ograniczone od góry krzywą $P(f)$ a od dołu osią odciętych, przedstawia ilość energii przyjętej przez amortyzator, którą można wyrazić równaniem:

$$E = \int_0^f P(f) df \quad (2)$$

Dla ilościowej oceny zalet amortyzatora można wprowadzić tzw. współczynnik efektywności [3]:

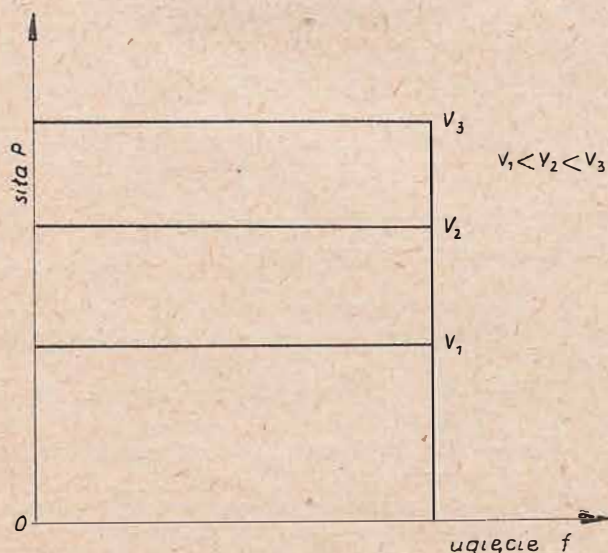
$$\xi = \frac{E_p}{P_{max}} = \frac{\int_0^f P(f) df}{P_{max}} \quad (3)$$

gdzie:

E_p — pojemność energetyczna

P_{max} — największa siła w końcu ugięcia

Współczynnik ξ wyraża się w cm. Najlepszym jest taki amortyzator, który może przyjąć największą ilość energii uderzenia przy najmniejszej sile. Tak więc im większa jest wartość ξ tym lepszy jest amortyzator, ponieważ tym mniejsza będzie siła w końcu uderzenia przy danej wielkości energii, którą amortyzator może przyjąć. Optymalną będzie charakterystyka przedstawiona na rys. 3, dla której przy uderzeniu z dowolną siłą — w dopuszczalnym zakresie — amortyzator osiągnie całkowite ugięcie f . Taką charakterystykę można uważać za idealną [4]. Współczynnik ξ pokazuje, jakie ugięcie miałby amortyzator dla zadanych E_p i P_{max} . Pozwala więc on, przy jednakowych ugięciach porównywać różne konstrukcje amortyzatorów. Każdemu typowi amortyzatora odpowiada właściwy jemu



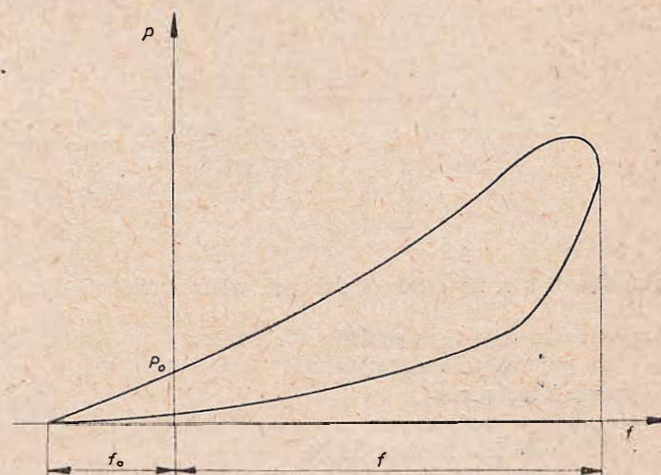
Rys. 3. Idealna charakterystyka amortyzatora

kształt charakterystyki siłowej. Zależy on przede wszystkim od konstrukcji, zastosowanych rodzajów materiałów i warunków pracy. Dla porównania i oceny charakterystyk siłowych różnych typów amortyzatorów, można wprowadzić tzw. współczynnik zapewnienia charakterystyki ξ :

$$\xi = \frac{\int_0^f P(f) df}{P_{max} \cdot f} \quad (4)$$

Wskazuje on ile razy pole powierzchni ograniczone przez daną charakterystykę i oś odciętych (rys. 2) różni się od prostokątnego pola powierzchni, wynikającego z zadanego ugięcia f i siły P_{max} .

Celem zwiększenia pojemności energetycznej E_p amortyzatorom często nadaje się ugięcie wstępne f_0 przy pomocy siły P_0 . Charakterystykę takiego amortyzatora przedstawia rys. 4. Im większe są wartości P_0 i f_0 , tym amortyzator jest bardziej sztywny. Dlatego też w tych przypadkach, kiedy wymagane jest pochłanianie dużych ilości energii — a jednocześnie zmniejszenie siły przy niezbyt częstych niewielkich uderzeniach nie odgrywa większej roli — celowym jest stosowanie dużych P_0 i f_0 . Uzyskuje się wówczas pożądane wartości współczynników ξ i ζ , jak również mniejszą siłę w końcu ugięcia amortyzatora. W przypadku, kiedy należy łagodzić uderzenia nie tylko o dużej energii, ale i często powtarzające się niewielkie



Rys. 4. Charakterystyka amortyzatora z ugięciem wstępnym

uderzenia, jak to ma miejsce np. w pasażerskich wagonach kolejowych, należy stosować dostatecznie małe P_0 i f_0 .

Budowa amortyzatorów tarciovych

Warunki, w jakich działają amortyzatory tarciove są następujące:

- bardzo krótkotrwały czas poślizgu — proces uderzeniowego ugięcia amortyzatora trwa 0,02÷0,12 sek,
 - prędkość poślizgu w procesie uderzenia zmienia się od maksymalnej zazwyczaj $V_0 = 2÷4$ m/sek, do zera,
 - bardzo duży nacisk na powierzchniach tarcia dochodzący do 500 kG/cm², zmieniający się wg złożonych zależności, różniących się dla różnych typów amortyzatorów,
 - ogólny opór tarcia amortyzatora składa się z sił tarcia występujących na różnych powierzchniach.
- Istnieje cały szereg mniej lub bardziej udanych konstrukcji amortyzatorów tarciovych, spełniających te specyficzne warunki. Na podstawie analizy ich zalet i wad wydaje się, że największe szanse, aby wejść do powszechnej eksploatacji na kolei, mają amortyzatory dwóch rodzajów:

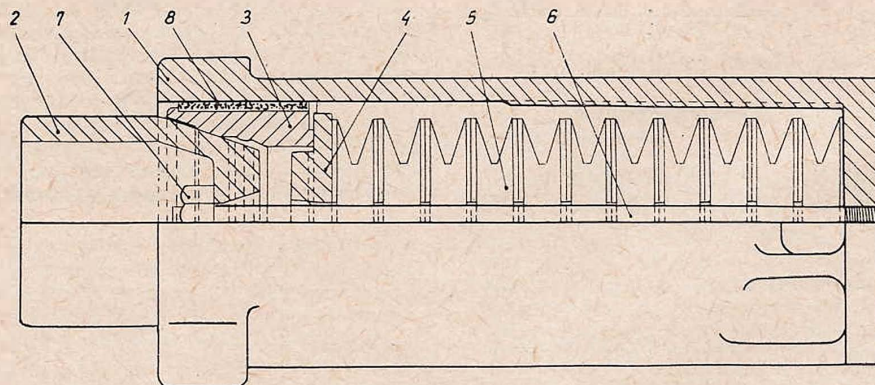
- amortyzatory z elementami sprężystymi z gumy lub tworzywa sztucznego,
- amortyzatory ze stalowymi sprężynami perścieniowymi.

Jednak jeden i drugi rodzaj nie są jeszcze dostatecznie dopracowane i zarówno w niektórych państwach europej-

skich, jak i w USA, pracuje się obecnie nad ich doskonaleniem.

Typowym przedstawicielem amortyzatorów pierwszego rodzaju, jest amortyzator Miner, konstrukcji amerykańskiej, przedstawiony na rys. 5. Amortyzator składa się z korpusu 1, wewnątrz którego znajdują się elementy sprężyste 5 z tworzyw sztucznych nanizane na śrubę 6. Siła działająca na klin 2 przesuwają go do wewnątrz korpusu. Klin wywiera nacisk na ślizgi 3, zwane również klinami tarciovymi, które z jednej strony dociskane do korpusu 1 wykonują pracę tarcia, z drugiej zaś poprzez płytę naciskową 4 ściskają pakiet elementów sprężystych 5. W celu uzyskania wstępnego ugięcia elementy sprężyste ściskane są poprzez klin 2, ślizgi 3 i płytę 4 przy pomocy nakrętki 7. Celem zwiększenia współczynników tarcia oraz ich stabilności a tym samym zwiększenia skuteczności amortyzatora, ślizgi 3 wyłożone są specjalnymi zbrojnymi

ślizg pierścieni na powierzchniach styku, czemu towarzyszy praca sił tarcia. Wskutek działania sił tarcia przy ugięciu amortyzatora, pochłaniane jest nieodwracalnie ok. 60—70% energii uderzenia. Zmiana średnic powoduje ugięcie amortyzatora. Przy odciążeniu amortyzatora siły sprężystości pierścieni sprowadzają je do stanu wyjściowego. Sprężyny pierścieniowe posiadają dużo zalet [5], ale najważniejszą przy zastosowaniu ich w amortyzatorach sprzęgu samoczynnego, jest ich liniowa charakterystyka pokazana na rys. 7, zabezpieczająca niską siłę końcową. Z rys. 7 widać, że sprężyna 2 o rosnącej charakterystyce osiąga znacznie wyższą siłę uderzeniową niż sprężyna 1 o charakterystyce liniowej, przy jednakowej pojemności energetycznej (zakresowane powierzchnie nad i pod charakterystyką 1 są jednakowe). Wadami amortyzatorów pierścieniowych są wysokie koszty wykonania sprężyn oraz konieczność ich okresowego smarowania.



Rys. 5. Amortyzator Miner

wkładkami 8 z materiału o dobrych właściwościach ciernych.

Amortyzator tego typu posiada wiele zalet:

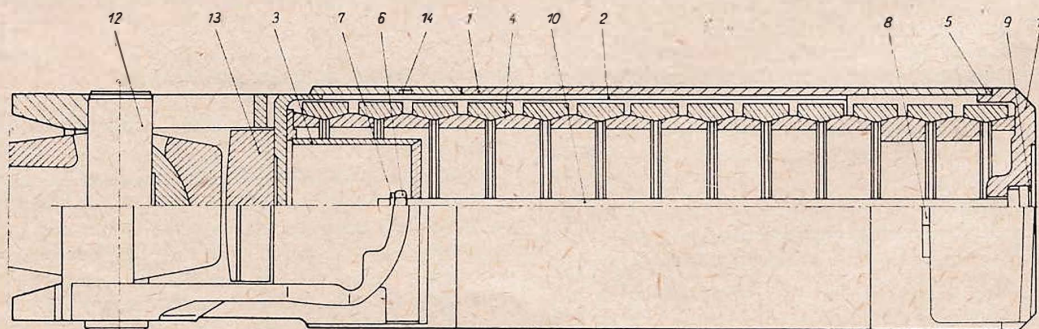
- duża pojemność energetyczna,
- prosta konstrukcja,
- stosunkowo mały ciężar,
- duża trwałość i niezawodność,
- dobre własności eksploatacyjne (nie ma konieczności smarowania).

Ma on jednak zasadniczą wadę — nagły wzrost siły już przy małym ugięciu. Jest to szczególnie niekorzystne dla

Obliczanie amortyzatorów

Ustalenie zależności pomiędzy energią E , siłą ściskającą P , rodzajem materiału — reprezentowanym przez współczynniki tarcia — oraz wymiarami geometrycznymi pozwala obliczać amortyzatory tarciove.

Rozpatrzmy amortyzator z klinami ciernymi, którego schemat przedstawia rys. 8. Elementy sprężyste tego amortyzatora mogą być wykonane z gumy, tworzyw sztucznych lub w postaci stalowych sprężyn śrubowych. Zasady obliczeń będą w tych wszystkich przypadkach jednakowe. Różne będą tylko sztywności elementów sprężystych. Pod działaniem siły P i reakcji elementów sprężystych Q po-

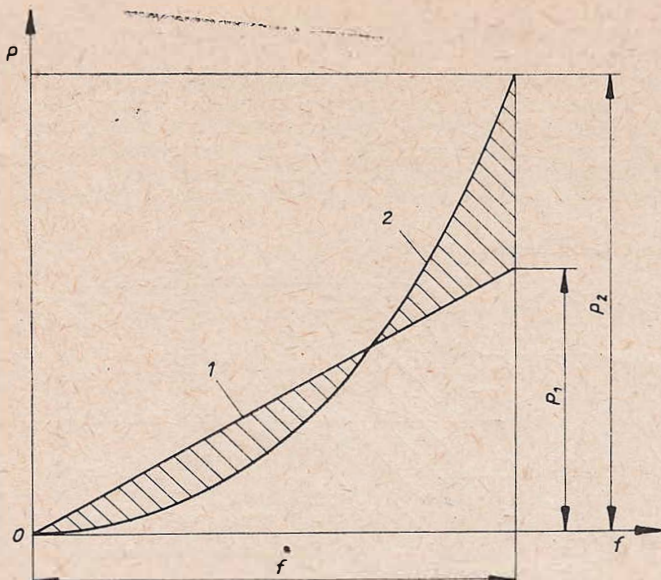


Rys. 6. Amortyzator ze stalowymi sprężynami pierścieniowymi GRK-110

wagonów pasażerskich. Wady tej pozbawione są amortyzatory, w których elementem amortyzującym są stalowe sprężyny pierścieniowe (rys. 6). W tego rodzaju amortyzatorach jako sprężyste i jednocześnie cierne elementy, zastosowano stalowe sprężyny pierścieniowe, składające się z zewnętrznych i wewnętrznych pierścieni opierających się wzajemnie na powierzchniach stożkowych. Siły działające na płytę zaciskową amortyzatora 13 przekazane są poprzez tuleję 3 na stos sprężyn 4. Wywołują one na stożkowych powierzchniach styku pierścieni duże naciski, pod wpływem których zewnętrzne pierścienie są rozciągane a wewnętrzne ściskane. Następuje przy tym po-

między częściami amortyzatora występują następujące siły:

- N_1 — siła normalna na głównych powierzchniach tarcia,
- $N_1\mu_1$ — siła tarcia na głównych powierzchniach tarcia
- N_2, N_3 — siły normalne na pomocniczych powierzchniach tarcia,
- $N_2\mu_2, N_3\mu_3$ — siły tarcia na pomocniczych powierzchniach tarcia



Rys. 7. Porównanie liniowej i nieliniowej charakterystyki sprężyn o jednakowym ugięciu i pojemności energetycznej

Reakcję elementów sprężystych można wyrazić równaniem:

$$Q = c(f_{0s} + f_s) \quad (5)$$

gdzie:

c — sztywność elementów sprężystych, zależna od rodzaju materiału, kształtu i wymiarów konstrukcyjnych tych elementów,

f_{0s} — wstępne ugięcie elementów sprężystych,

f_s — ugięcie elementów sprężystych,

Zazwyczaj amortyzatory tego typu posiadają trzy kliny cierne. Celem uzyskania szukanych zależności rozpatrzmy jeden z nich zakładając, że siły nań działające równoważą się (rys. 9). Rozłożmy siły działające na trzech powierzchniach, na pionowe V_i oraz poziome H_i ($i = 1, 2, 3$). Zakładając równomierny nacisk na kliny, będzie:

$$H_2 = \frac{P}{3} \quad (6)$$

$$H_1 = \frac{c(f_{0s} + f_s)}{3} \quad (7)$$

Rozpatrując trójkąt sił z rys. 9, otrzymamy:

$$V_1 = \frac{H_1}{\tan(\gamma + \varrho_1)} \quad (8)$$

$$V_2 = H_2 \tan(\alpha + \varrho_2) \quad (9)$$

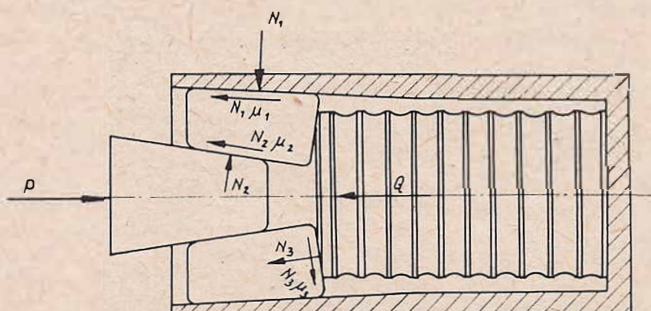
$$V_3 = H_3 \tan(\beta + \varrho_3) \quad (10)$$

gdzie:

$\varrho_1, \varrho_2, \varrho_3$ — kąty tarcia odpowiadające współczynnikom tarcia μ_1, μ_2, μ_3

Z rzutu sił na płaszczyznę pionową otrzymamy:

$$V_1 = V_2 + V_3 \quad (11)$$



Rys. 8. Schemat działania sił w amortyzatorze z klinami ciernymi

Podstawiając do ostatniego równania wartości z (8), (9), (10) i przekształcając, otrzymamy:

$$H_1 = H_2 \tan(\alpha + \varrho_2) \tan(\gamma + \varrho_1) + H_3 \tan(\beta + \varrho_3) \tan(\gamma + \varrho_1) \quad (12)$$

Rzutu siły na płaszczyznę poziomą, otrzymamy:

$$H_1 = H_2 - H_3 \quad (13)$$

Podstawiając (13) do (12) i przekształcając oraz biorąc pod uwagę (6) i (7) będzie:

$$P[1 - \tan(\alpha + \varrho_2) \tan(\gamma + \varrho_1)] = [1 + \tan(\beta + \varrho_3) \tan(\gamma + \varrho_1)] \cdot c(f_{0s} + f_s) \quad (14)$$

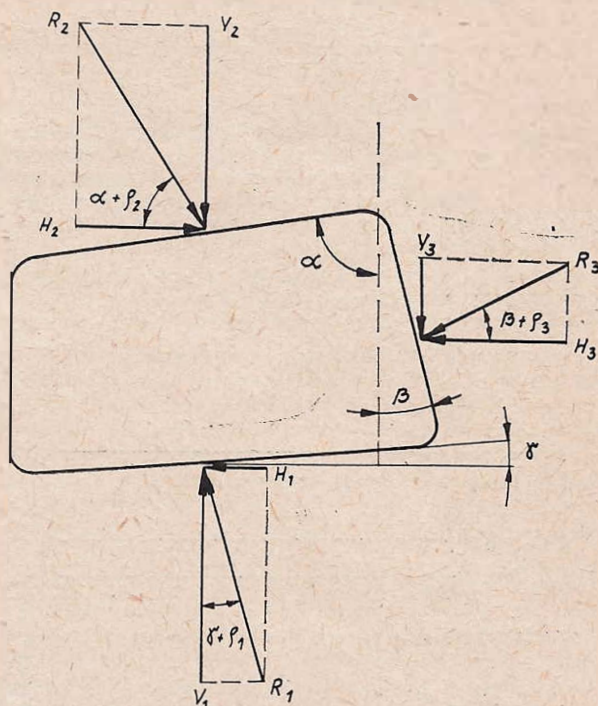
Jeśli oznaczymy:

$$p = \frac{1 + \tan(\beta + \varrho_3) \tan(\gamma + \varrho_1)}{1 - \tan(\alpha + \varrho_2) \tan(\gamma + \varrho_1)} \quad (15)$$

to będzie:

$$P = p \cdot c(f_{0s} + f_s) \quad (16)$$

Współczynnik p można nazwać współczynnikiem przełożenia, bowiem wskazuje on ile razy siła ściskająca amortyzator P jest większa od siły elementów sprężystych Q .



Rys. 9. Schemat działania sił na klin cierny

Należy zwrócić uwagę, że pod działaniem siły P , kliny cierne przesuwając się do wewnątrz amortyzatora na skutek istnienia kąta γ jednocześnie zbliżają się do siebie. Dlatego też wielkość ugięcia amortyzatora f_0 i f będzie się nieco różnić od wielkości ugięcia elementów sprężystych $f_{0s} + f_s$. Zakładając, iż tarcie nie istnieje, i przyrównując pracę siły nacisku P oraz siły reakcji Q , otrzymamy:

$$P(f_0 + f) = Q(f_{0s} + f_s) \quad (17)$$

skąd:

$$(f_{0s} + f_s) = \frac{P}{Q}(f_0 + f) \quad (18)$$

Oznaczmy:

$$\frac{P}{Q} = i$$

gdzie:

i — jest to współczynnik przełożenia kiedy tarcie nie istnieje

Przyjmując

$$\varrho = \varrho_1 = \varrho_2 = \varrho_3 = 0$$

równanie (15) przyjmie postać:

$$i = p_{p=0} \frac{1 + \operatorname{tg} \beta \operatorname{tg} \gamma}{1 - \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \gamma} \quad (19)$$

Biorąc pod uwagę wartość i równanie (16) można zapisać:

$$P = i \cdot p \cdot c (f_0 + f) \quad (20)$$

Podstawiając do ostatniej zależności wartość pełnego ugięcia f można otrzymać siłę P_{max} .

Siłę N_1 z jaką klin naciska na ścianki korpusu znajdziemy rozpatrując równowagę układu złożonego ze stożka naciskowego, klinów i elementów sprężystych. Rzutując siły zewnętrzne układu (rys. 8) na oś poziomą będzie:

$$P - Q - 3N_1 \mu_1 \cos \gamma - 3N_1 \sin \gamma = 0 \quad (21)$$

stąd:

$$N_1 = \frac{P - Q}{3 (\mu_1 \cos \gamma + \sin \gamma)}$$

i ostatecznie, biorąc pod uwagę (5) będzie:

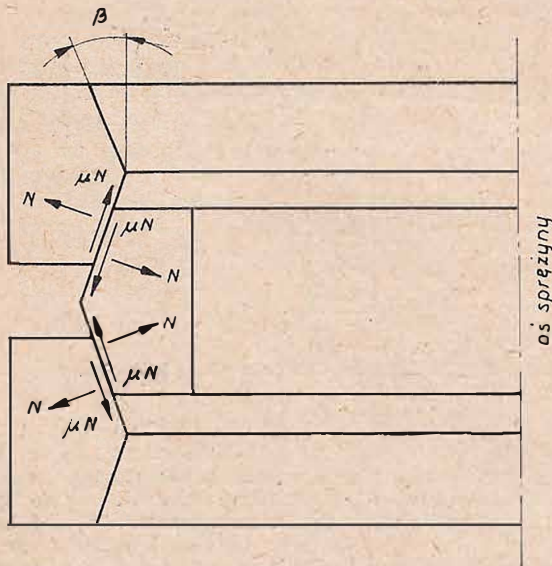
$$N_1 = \frac{P - c (f_0 + f_s)}{3 (\mu_1 \cos \gamma + \sin \gamma)} \quad (22)$$

Ponadto należy zwrócić uwagę, że przy rozprężaniu amortyzatora przełożenia ze wzoru (15) przejmie postać:

$$p_1 = \frac{1 + \operatorname{tg} (\beta - \varrho_3) \operatorname{tg} (\gamma - \varrho_1)}{1 - \operatorname{tg} (\alpha - \varrho_3) \operatorname{tg} (\gamma - \varrho_1)} \quad (23)$$

Powyższe zależności pozwalają dokonać obliczeń amortyzatorów. Obliczenia te będą przybliżone ze względu na poczynione założenia, iż współczynniki tarcia są stałe. Chcąc w sposób dokładny obliczyć amortyzator, należy uwzględnić zależność współczynników tarcia od prędkości poślizgu trących się par i od nacisków panujących między nimi [6], [7], [8].

Inną postać przybierają te zależności dla amortyzatorów ze sprężynami pierścieniowymi. Na rys. 10 przedstawiono schemat działania sił na pierścieniu sprężyste amortyzatora.

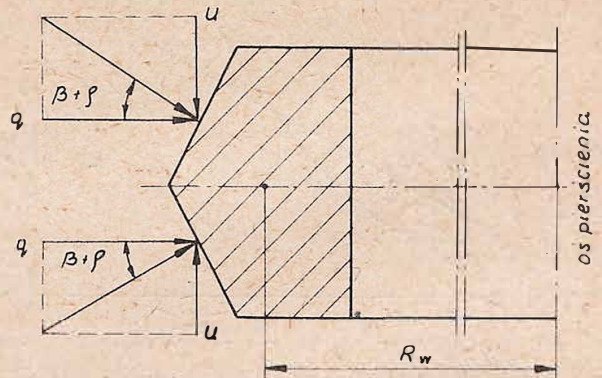


Rys. 10. Schemat działania sił na pierścieniu amortyzatora.

tora. Rysunek pokazuje dwa pierścienie zewnętrzne i jeden wewnętrzny.

Rozpatrzmy pierścień wewnętrzny. Każda z dwóch powierzchni stożkowych pierścienia poddana jest działaniu siły normalnej N , która jest równomiernie rozłożona wzdłuż całego obwodu pierścienia oraz siły stycznej tarcia μN , gdzie μ jest współczynnikiem tarcia. Na rysunku pokazano kierunek i zwrot siły tarcia podczas ściskania stosu pierścieni. Przy jego rozprężaniu zwrot siły zmienia się na przeciwny. Siły N i μN wywołują dwa rodzaje naprężeń w pierścieniu — naprężenia ściskające i naprężenia zginające. Naprężenia zginające, dążące do zgięcia prze-

kroju pierścienia można pominąć ze względu na ich niewielkie znaczenie w porównaniu z naprężeniami ściskającymi. Można również założyć — popełniając niewielki błąd — że pierścień jest cienki w porównaniu z jego średnicą. Pozwala to na przyjęcie równomiernego rozkładu naprężeń w przekroju pierścienia. Rozłożymy siły działające na powierzchnię stożkową pierścienia wewnętrznego na obciążenia poziome q i pionowe u przypadające na jednostkę



Rys. 11. Siły działające na pierścień wewnętrzny, przypadające na jednostkę promienia R_w .

obwodu średniego promienia wewnętrznego R_w (rys. 11) Z rys. 11 wynika, że jeśli sprężyny ściskane są siłą osiową P , to składowa siła pionowa będzie:

$$u = \frac{P}{2\pi R_w} \quad (24)$$

oraz siła pozioma:

$$q = \frac{u}{\operatorname{tg} (\beta + \varrho)} \quad (25)$$

lub uwzględniając (24):

$$q = \frac{P}{2\pi R_w \operatorname{tg} (\beta + \varrho)} \quad (26)$$

gdzie:

- P — siła osiowa ściskająca sprężynę
- R_w — średni promień wewnętrzny
- β — kąt nachylenia powierzchni tarcia pierścienia
- ϱ — kąt tarcia

Biorąc pod uwagę zależności występujące przy obliczaniu cienkich pierścieni oraz fakt, że na każdy pierścień działają obciążenia od dwóch sąsiednich, naprężenia ściskające lub rozciągające wg prawa Hooke'a można wyrazić zależnością [3]:

$$\sigma = \varepsilon \cdot E = \frac{2q R_w}{F_w} \quad (27)$$

gdzie:

- E — moduł Younga
- F_w — powierzchnia przekroju pierścienia wewnętrznego

Podstawiając (26) do (27) można zapisać:

$$\sigma = \frac{P}{\pi F_w \operatorname{tg} (\beta + \varrho)} \quad (28)$$

Ugięcie amortyzatora f pod wpływem działania siły zewnętrznej P można obliczyć, biorąc pod uwagę, że odkształcenie jednego pierścienia R powoduje zbliżenie dwóch sąsiednich o wielkość f_p . To przesunięcie osiowe f_p spowodowane zmianą średnic ΔR_z i ΔR_w przedstawia rys. 12.. Z rys. wynika, że

$$f_p = (\Delta R_z + \Delta R_w) \operatorname{ctg} \beta \quad (29)$$

Odkształcenie względne przy ściskaniu lub rozciąganiu pierścienia można zapisać:

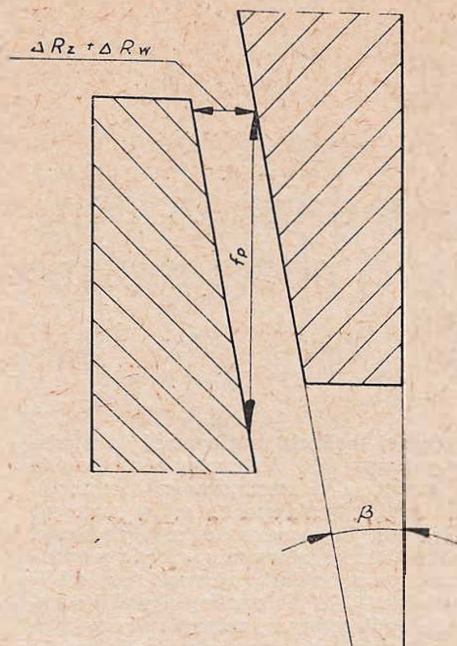
$$\varepsilon = \frac{2\pi (R + \Delta R) - 2\pi R}{2\pi R} = \frac{\Delta R}{R} \quad (30)$$

stąd:

$$\Delta R = \varepsilon \cdot R \quad (31)$$

z (27) będzie:

$$\varepsilon = \frac{2q R}{E F} \quad (32)$$



Rys. 12. Osiowe przesunięcie sprężyn spowodowane zmianą średnic

Podstawiając (32) do (31) i biorąc pod uwagę (26) otrzymamy:

$$\Delta R = \frac{2qR^2}{EF} = \frac{PR}{EF \pi \tan(\beta + \varrho)} \quad (33)$$

i wówczas (29) można zapisać:

$$fp = \frac{P}{E \tan \beta \tan(\beta + \varrho)} \left(\frac{Rz}{Fz} + \frac{Rw}{Fw} \right) \quad (34)$$

Całkowite ugięcie amortyzatora zależy od liczby wspólnych powierzchni styku pierścieni i wynosi:

$$f = n \cdot fp \quad (35)$$

gdzie:

f — całkowite ugięcie
 n — liczba wspólnych powierzchni styku pierścieni
 fp — względne przesunięcie osiowe powierzchni styku

Podstawiając (34) do (35) otrzymamy całkowite ugięcie amortyzatora:

$$f = \frac{nP}{\pi E \tan \beta \tan(\beta + \varrho)} \left(\frac{Rz}{Fz} + \frac{Rw}{Fw} \right) \quad (36)$$

lub rozwiązując go względem P :

$$P = \frac{\pi E \tan \beta \tan(\beta + \varrho) \cdot f}{n \left(\frac{Rz}{Fz} + \frac{Rw}{Fw} \right)} \quad (37)$$

zależność (37) można przedstawić w następującej postaci:

$$P = p \cdot c (fo + f)$$

gdzie:

p — współczynnik przełożenia równy stosunkowi całkowitej siły ściskającej określonej zależnością (37) do siły ściskającej wyliczonej w tej samej zależności przy założeniu, iż nie występuje tarcie tzn. przy $\varrho = 0$

A więc:

$$p = \frac{\tan(\beta + \varrho)}{\tan \beta} \quad (38)$$

gdzie:

c — sztywność amortyzatora przy założeniu braku tarcia, tj. $\varrho = 0$

Z (37) wynika, że:

$$c = \frac{P}{f} = \frac{\pi E \tan^2 \beta}{n \left(\frac{Rz}{F} + \frac{Rw}{Fw} \right)} \quad (39)$$

Przy rozprężaniu amortyzatora zmienia się zwrot sił tarcia i zależność pomiędzy siłą a ugięciem będzie

$$P = p_1 \cdot c (fo + f) = \frac{\pi E \tan \beta \tan(\beta - \varrho) \cdot f}{n \left(\frac{Rz}{F} + \frac{Rw}{Fw} \right)}$$

gdzie:

$$p_1 = \frac{\tan(\beta - \varrho)}{\tan \beta}$$

Na podstawie powyższych zależności — łączących obciążenia zewnętrzne z ugięciem, parametrami geometrycznymi oraz rodzajem materiałów — można określić zarówno charakterystykę siłową jak i zaprojektować amortyzator.

Literatura

1. Gąsowski W., Gębała B. — Technologiczne aspekty trwałości elementów sprzęgu samoczynnego. Materiały I Krajowej Konferencji „Pojazdy Szynowe” Kraków — Zawoja 1973 r.
2. Gąsowski W., Gębała B. — Kolejowe sprzęgi samoczynne. Biuletyn techniczny Z.M. „Pomet” w Poznaniu Nr 4/1973 r.
3. Nikolskij L.N. — Friekcionnyje amortizatory udara. Izd. „Maszynostrojenije” Moskwa 1964 r.
4. Langer und Tohme — Dinamische untersuchung eisenbahnpuffer „Zeitstrift VDI” N 32/1931.
5. Friction Springs RINGFEDER Type in mechanical engineering applications. Catalogue R 39E.
6. Selinow I.W. — Issledowanije koefficientow trenija pri udare. Izwestia Wuzow, Maszynostrojenije 1958 Nr 7—8.
7. Bowden F.P., Tabor D. — The friction and lubrication of solids. Part II. Oxford 1964.
8. Kragielskij I.W. — Trienije i iznos. Izd. Maszynostrojenije, Moskwa 1968.