

## Badania własności dynamicznych sprężyny pneumatycznej z wypełniaczem porowatym

Artykuł przedstawia wyniki badań eksperymentalnych hybrydowej sprężyny pneumatycznej, wypełnionej elastomerem porowatym. Przedstawione wyniki wskazują na możliwość uzyskania zwiększenia tłumienia i sztywności w układzie, jednocześnie cały czas pozwalając regulować te parametry zmianą ilości powietrza w układzie, podobnie jak w klasycznych układach amortyzacji z wykorzystaniem elementów pneumatycznych. Przedstawiono ocenę trwałości układu hybrydowego.

### 1. Wstęp

Postęp w technice transportu, zwłaszcza osobowego, wymaga coraz bardziej zaawansowanych zespołów zawieszzeń o pożądanych cechach, jakimi są możliwość regulacji sztywności, tłumienia i wysokości położenia podłogi pojazdu.

Elementem konstrukcyjnym, który daje się regulować bezpośrednio jest sprężyna pneumatyczna. Jest to elastyczna komora odkształcalna, połączona w kaskadę pneumatyczną z układem regulacji [2]. Czynnikiem sterującym jest masa powietrza w układzie. Zawieszenia te ze względu na następujące zalety [2]:

- możliwość regulacji masy powietrza zgromadzonego w węzłach pneumatycznych, co umożliwia regulację położenia równowagi statycznej układów materialnych i zmiany ich częstotliwości własnych,
- mała masa własna węzłów pneumatycznych w stosunku do możliwej zakumulowanej w układzie energii,
- wysoka prędkość rozchodzenia się fali odkształcenia,
- podatność na zmianę struktury układu przez zmianę konfiguracji połączeń w sieci przesyłowej,
- możliwość doprowadzenia energii zewnętrznej do układu,
- możliwość tłumienia energii drgań przez zastosowanie oporów pneumatycznych w sieci przesyłowej,

umożliwiają stosowanie ich w semiaktywnych i aktywnych układach tłumienia drgań.

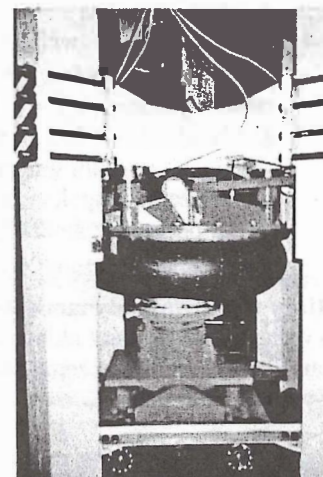
Układy te znalazły szerokie zastosowania techniczne, między innymi w:

- zawieszeniach pojazdów drogowych (rys.1.),
- zawieszeniach pojazdów szynowych (rys.2.),
- amortyzacji urządzeń przemysłowych (rys.3.).

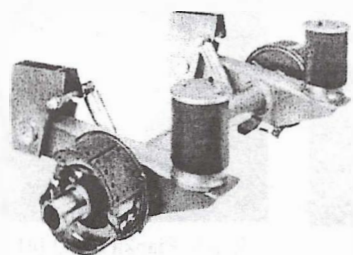
Współczesne rozwiązania układów amortyzacji drgań mechanicznych natrafiają na problemy związane z niedoskonałością parametrów fizycznych elementów składowych. W amortyzacji drgań wymagany jest względny współczynnik tłumienia rzędu 0,2. Ze względu na niedostateczne tłumienie elementów składowych (sprężyn pneumatycznych, śrubowych sprężyn stalowych i innych) stosuje się sprężyny pneumatyczne w układach z tłumnikami viskozycznymi lub w układach hydroelastomerowych.

Badania statyczne zakładają brak odkształcania powłoki elastycznej. Mają one na celu ustalenie siły wyporu sprężyny przy zadanym wstępnym ciśnieniu i odkształceniu. Badania te umożliwiają pomiar powierzchni aktywnej sprężyny oraz wyznaczenie napięcia powłoki.

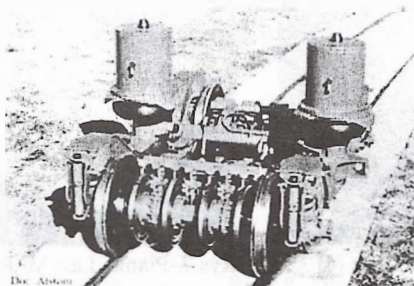
Badania quasistatyczne zakładają odkształcanie powłoki z małymi prędkościami. Służą do wyznaczania parametrów sprężyn: sztywności całkowitej, tłumienia, sztywności osiowej i kierunkowej.



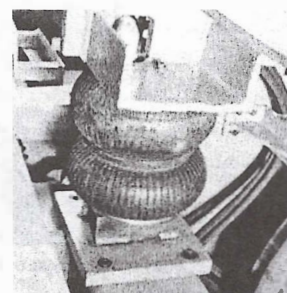
Rys.4. Stanowisko do badań własności kierunkowych wielkogabarytowych sprężyn pneumatycznych [3]



Rys.1. Zawieszenie pojazdu drogowego [6]

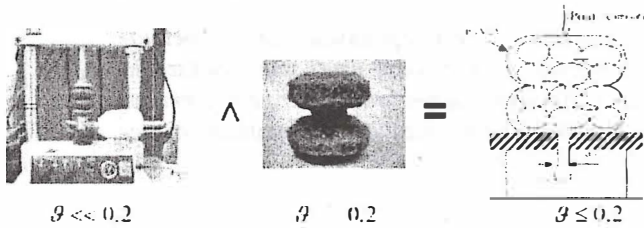


Rys.2. Zawieszenie pojazdu szynowego [5]



Rys.3. Układ amortyzacji urządzenia przemysłowego [1]

W Politechnice Wrocławskiej przeprowadzono badania podstawowe nowatorskiego rozwiązania hybrydowego: sprężyny pneumatycznej wypełnionej elastomerem porowatym. Prace miały na celu zbadanie wpływu wypełniaczy porowatych na sztywność i przede wszystkim tłumienie hybrydowego układu pneumatycznego [4].



Rys.5. Właściwości sprężyny hybrydowej i wypełniacza z pianki [4].

## 2. Elementy składowe

Jako układu odniesienia użyto sprężynę pneumatyczną FD4010 ContiTech:  $V_s = 0,000729 \text{ m}^3$ ,  $m = 1,1 \text{ kg}$ ,  $h = 0,14 \text{ m}$  z przewodem:  $d = 0,008 \text{ m}$ ,  $l_d = 0,05 \text{ m}$ , oraz zbiornikiem dodatkowym:  $V_d = 0,0017 \text{ m}^3$ .

W celu wypełnienia wnętrza powłoki elastycznej sprężyny pneumatycznej po przeprowadzeniu szerokich badań porównawczych wytypowano trzy grupy pianek poliuretanowych na wypełniacze piankowe:

Prace podzielono na trzy etapy:

- badania sprężyny wzorcowej, będącej układem odniesienia,
- badania pianek elastycznych, w celu wytypowania wypełniacza do sprężyny,
- badania układu hybrydowego sprężyna pneumatyczna-pianka elastyczna.

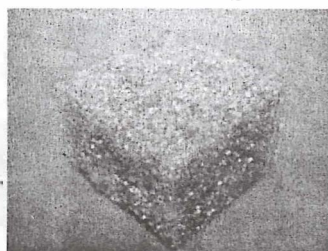
Przyjęty plan badań właściwości dynamicznych układu hybrydowego zakładał m.in.:

- przyjęcie zakresu zmian ciśnienia  $p$  w sprężynie: 0,1, 0,3 i 0,5 MPa,
- wyznaczenie sztywności sprężyny na podstawie dynamicznych pomiarów siły dla zmiennych częstotliwości wymuszenia  $f = 1+15 \text{ Hz}$  (co 1Hz) i zadanej amplitudy  $A = 0,001 \text{ m}$  względem punktu 0 przy zadanym ciśnieniu wstępnym  $p$ ,
- wyznaczenie współczynnika rozproszenia energii  $\eta$  na podstawie analizy pola histerezy dynamicznej do pracy włożonej w odkształcenie.

## 3. Miary właściwości dynamicznych

Jako wskaźnik sztywności układu przyjęto stosunek siły do wymuszonego przemieszczenia przy ustalonej częstotliwości wymuszenia  $f = \text{const}$ .

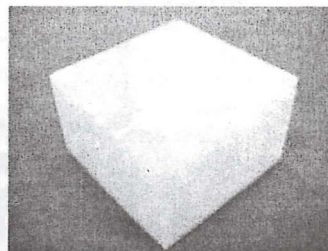
$$k = \frac{F}{x} \quad (1)$$



Rys.6. Pianka S28cc [4]

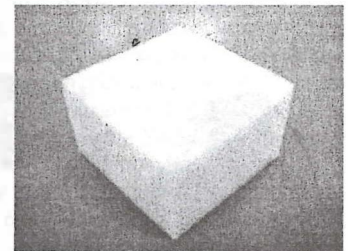
Gęstość  
Średnica komórki

$g=28[\text{kg}/\text{m}^3]$   
 $d=2,3[\text{mm}]$



Rys.7. Pianka LazyMLR3 [4]

$g=50,5[\text{kg}/\text{m}^3]$   
 $d=0,3[\text{mm}]$



Rys.8. Pianka R350 [4]

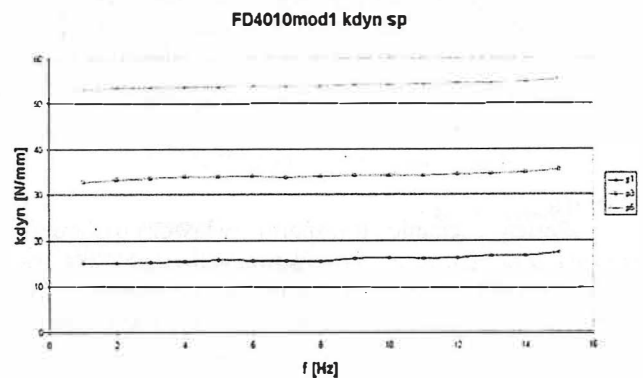
$g=37[\text{kg}/\text{m}^3]$   
 $d=0,5[\text{mm}]$

Jako miarę tłumienia przyjęto współczynnik strat energii  $\eta$

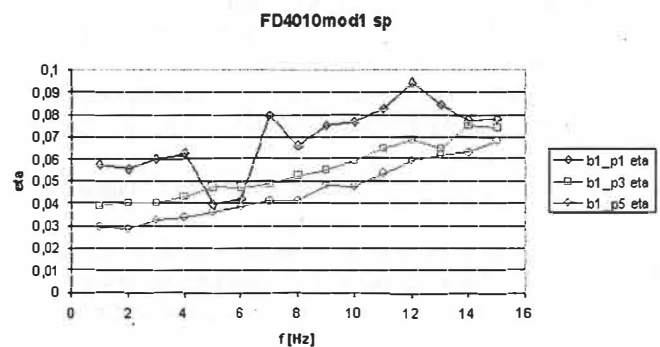
$$\eta = \frac{\Delta W}{2\pi W} = \frac{\Psi}{2\pi} \quad (2)$$

Wielkości pomiarowe sztywności dynamicznej mierzono bezpośrednio na stanowisku pomiarowym.

## 4. Właściwości dynamiczne sprężyny pneumatycznej

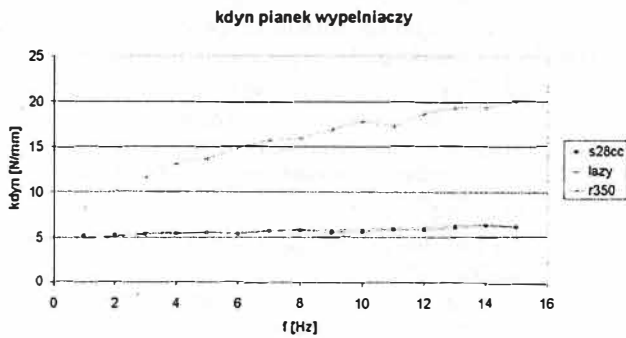


Rys.9. Zmiana sztywności dynamicznej sprężyny pneumatycznej ze zbiornikiem dodatkowym względem częstotliwości przy zadanym ciśnieniu wstępnym  $p$  [4].

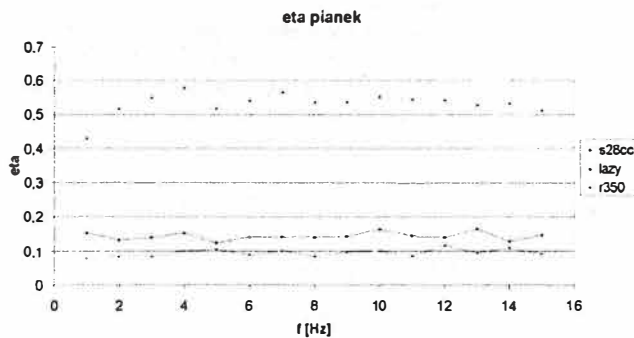


Rys.10. Zmiana współczynnika strat sprężyny pneumatycznej ze zbiornikiem dodatkowym względem częstotliwości przy zadanym ciśnieniu wstępnym  $p$  [4].

## 5. Właściwości dynamiczne pianek elastycznych

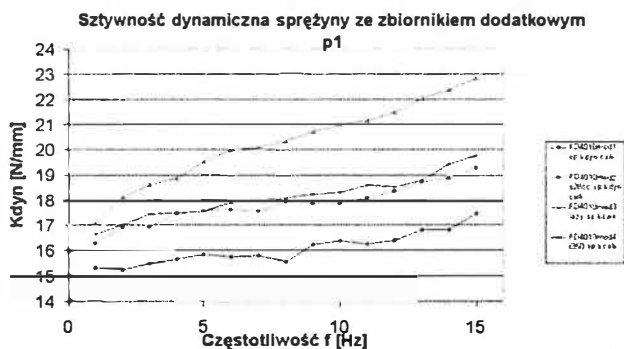


Rys. 11. Zestawienie sztywności dynamicznej  $k_{dyn}$  pianek wypełniaczy w funkcji częstotliwości  $f$  [4].

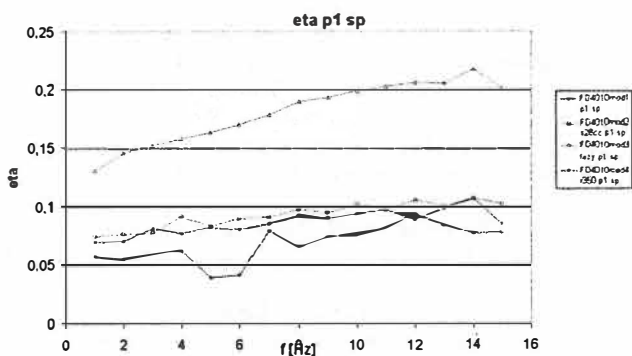


Rys. 12. Zmiana współczynnika strat pianek względem częstotliwości  $f$  [4].

## 6. Właściwości dynamiczne układów hybrydowych

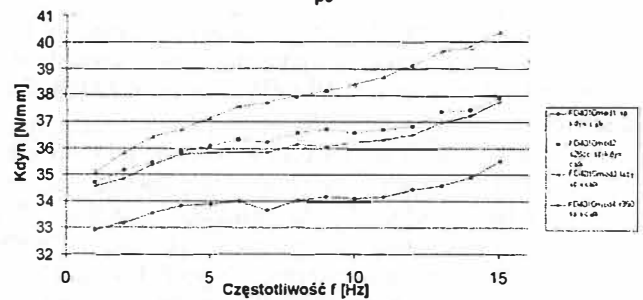


Rys. 13. Zestawienie sztywności dynamicznej  $k_{dyn}$  sp sprężyn FD4010mod dla ciśnienia p1 [4].

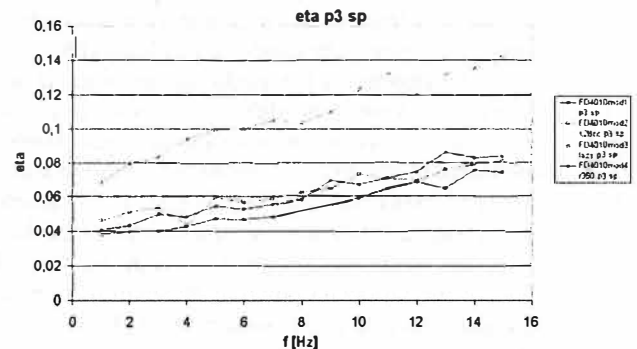


Rys. 14. Zmiana współczynnika strat sprężyny pneumatycznej ze zbiornikiem dodatkowym względem częstotliwości przy zadanym ciśnieniu wstępnym p1 [4].

### Sztywność dynamiczna sprężyny ze zbiornikiem dodatkowym p3

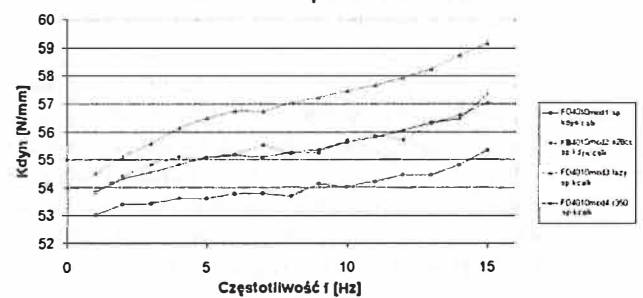


Rys. 15. Zestawienie sztywności dynamicznej  $k_{dyn}$  sp sprężyn FD4010mod dla ciśnienia p3 [4].

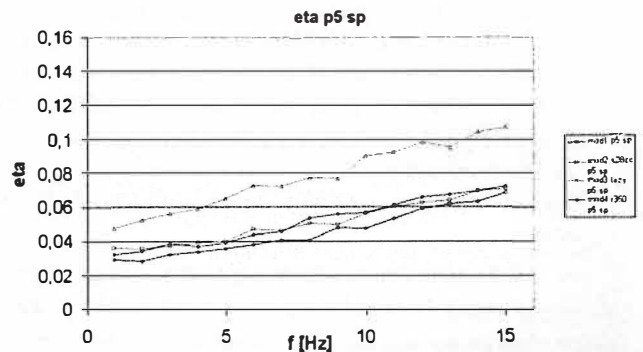


Rys. 16. Zmiana współczynnika strat sprężyny pneumatycznej ze zbiornikiem dodatkowym względem częstotliwości przy zadanym ciśnieniu wstępnym p3 [4].

### Sztywność dynamiczna sprężyny ze zbiornikiem dodatkowym p5



Rys. 17. Zestawienie sztywności dynamicznej  $k_{dyn}$  sp sprężyn FD4010mod dla ciśnienia p5 [4].



Rys. 18. Zmiana współczynnika strat sprężyny pneumatycznej ze zbiornikiem dodatkowym względem częstotliwości przy zadanym ciśnieniu wstępnym p5 [4].

## 7. Stan wypełniaczy porowatych po badaniach

Po wyjęciu wypełniaczy piankowych z wnętrza komory elastycznej sprężyny pneumatycznej stwierdzono istotne zmiany w wyglądzie wypełniaczy piankowych. Zaobserwowano następujące cechy [4]:

- bezpośrednio po wyjęciu z wnętrza powłoki elastycznej sprężyny pneumatycznej stwierdzono powstanie odkształcenia trwałego kształtek dla wszystkich rodzajów pianek wypełniaczy. Uległa wyraźnemu zmniejszeniu objętość kształtek wypełniających komory elastyczne sprężyny, nastąpiło wyraźne zmniejszenie średnic i wysokości kształtek wypełniaczy,
- kształtki z pianki z dużymi porami struktury, pianka S28cc, uległy częściowemu starciu mechanicznemu na powierzchni styku z powłoką elastyczną sprężyny, nastąpiło ich zaokrąglenie, wiernie odtwarzające kontur powłoki. Struktura tej pianki uległa częściowemu zniszczeniu zmęczeniowemu, kształtka uległa rozpojeniu na węzłach struktury. Może to wskazywać na mechanizm pracy pianki polegający na elastycznym zginaniu belek struktury. Obserwacja po upływie kolejnych 24, 48 i 72 godzin nie wykazała powrotu do stanu pierwotnego, kształtki z tej pianki uległy odkształceniu trwałemu,
- kształtki z pianki z dużym tarcieniem wewnętrznym, pianka Lazy, utrzymywały odkształcenie trwale przez 24h. Po zmierzeniu po kolejnych 24h stwierdzono powrót kształtek do pierwotnych wymiarów. Pianka pracuje na zasadzie wyboczenia elastycznego struktury. Nie zaobserwowano zmian w strukturze pianki,
- kształtki z pianki z drobnymi porami, pianka R350, uległy częściowemu starciu mechanicznemu na powierzchni styku z powłoką elastyczną sprężyny. Nastąpiło ich zaokrąglenie wiernie odtwarzające kontur powłoki. Pianka pracuje na zasadzie wyboczenia elastycznego struktury. Obserwacja po upływie 24, 48 i 72h wykazała utrzymanie ok. 2% odkształcenia trwałego.

## 8. Wnioski

1. Użycie piankowego wypełniacza w sprężynie pneumatycznej wpływa na wzrost sztywności dynamicznej  $k_{dyn}$  i współczynnika rozproszenia energii  $\eta$  sprężyny w obu konfiguracjach bez i ze zbiornikiem dodatkowym.
2. Użycie piankowego wypełniacza w sprężynie pneumatycznej wpływa na zmianę sztywności dynamicznej  $k_{dyn}$  i współczynnika rozproszenia energii  $\eta$  zależnie od materiału pianki wypełniacza, konfiguracji sprężyny i zmiany ciśnienia  $p$ .
3. Przy konfiguracji sprężyny ze zbiornikiem dodatkowym:
  - a) dla ciśnienia  $p_1$  na współczynnik rozproszenia energii  $\eta$  największy wpływ ma pianka z drobnymi porami i dużym tłumieniem wewnętrznym, Lazy; charakterystyka ta ma największą wartość średnią. Wszystkie pianki stabilizują wartość współczynnika rozproszenia energii  $\eta$  względem częstotliwości  $f$ ,

- b) dla ciśnienia  $p_1$  na sztywność  $k$  największy wpływ ma pianka z drobnymi porami i dużym tłumieniem wewnętrznym, Lazy; pozostałe pianki mają zbliżony wpływ na zmianę sztywności sprężyny,
  - c) dla ciśnienia  $p_3$  na współczynnik rozproszenia energii  $\eta$  największy wpływ ma pianka z drobnymi porami i dużym tłumieniem wewnętrznym, Lazy; pozostałe pianki mają zbliżone wartości współczynnika rozproszenia energii  $\eta$  nieznacznie większe od wartości początkowej sprężyny,
  - d) dla ciśnienia  $p_3$  największy wpływ na sztywność  $k$  ma pianka z drobnymi porami i dużym tłumieniem wewnętrznym, Lazy; pozostałe pianki podobnie wpływają na zmianę sztywności, wyróżnia się pianka z dużymi porami S28cc,
  - e) dla ciśnienia  $p_5$  największą wartość zmiany tłumienia dała pianka z drobnymi porami i dużym tarcieniem wewnętrznym, Lazy,
  - f) dla ciśnienia  $p_5$  największy wpływ na zmianę wartości początkowej sztywności ma pianka z drobnymi porami i dużym tłumieniem wewnętrznym, Lazy; pozostałe pianki równoważnie wpływają na zmianę sztywności układu sprężyny z lekką przewagą pianki z dużymi porami S28cc.
4. O wzroście współczynnika rozproszenia energii  $\eta$  decydują własności pianki wypełniacza, a mianowicie:
    - duże tarcie wewnętrzne,
    - własności lepkosprężyste,
    - duża plastyczność struktury fizycznej,
    - duży opór hydrauliczny dla przepływu powietrza.
  5. Wraz ze wzrostem ciśnienia  $p$  w układzie następuje spadek współczynnika rozproszenia energii  $\eta$  niezależnie od rodzaju pianki wypełniacza. Można to tłumaczyć dominacją tłumienia materiałowego powłoki elastycznej sprężyny pneumatycznej. Wartość średnia współczynnika rozproszenia energii  $\eta$  ulega zmianie zależnie od materiału pianki wypełniacza.
  6. Trwałość poszczególnych rozwiązań układu hybrydowego zależy od mechanizmu odkształcania pianek. Próbkę pianek pracującą na zasadzie wyboczenia elastycznego struktury wykazują większą trwałość niż pianka pracująca z mechanizmem elastycznego zginania „belek” struktury.
  7. Badania układów hybrydowych wskazują na potrzebę pogłębienia zjawisk współpracy wypełniacza porowatego z powłoką elastyczną sprężyny pneumatycznej i własności materiału wypełniacza.

## Literatura

- [1] ContiTech, materiały reklamowe firmy.
- [2] Grajner J.: Podstawy teoretyczno-doświadczalne projektowania zawieszni pneumatycznych; Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1996.
- [3] Grajner J., Balaziński W., Chabras Z., Kwaśniewski S., Lewandowski K., Lewandowski T., Słomski W., Wolko P., Zablocki W.: Modele numeryczno-doświadczalne sprężyn pneumatycznych stosowanych w zawieszniach pojazdów szynowych; Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, Raport serii sprawozdania nr S-045/2000, Wrocław 2000, Praca w ramach grantu KBN 9T12C05814.
- [4] Lewandowski K.: Metoda kształtowania właściwości tłumiących sprężyny pneumatycznej wypełnionej elastomerem porowatym. Rozprawa doktorska. Raporty Inst. Konstr. Eksp. Masz. PWroc. 2003 Ser. PRE nr 8.
- [5] PAULSTRA, materiały reklamowe firmy.
- [6] SAF SK INTRAAX, materiały reklamowe firmy.