

STANOWISKO DO BADANIA MODELI PIÓR RESOROWYCH

THE CONCEPTION OF RESEARCH TEST STAND OF LEAF SPRING MODELS

W pracy przedstawiono koncepcję badań modeli piór resorowych na stanowisku do badań wytrzymałości zmęczeniowej próbek. Opracowano sposób badań uwzględniający kryteria podobieństwa zawarte we wstępie pracy. Przedstawiono analizę wartości i stanu naprężeń w badanych próbkach. Zamieszczono wstępne obliczenia maksymalnego błędu bezwzględnego wyznaczania naprężeń.

Słowa kluczowe: pióra resorowe, wytrzymałość zmęczeniowa, badania modelowe, stal resorowa (sprężynowa)

The conception of research of leaf spring models (samples), using the fatigue strength test stand, is presented in this paper. Procedure of research with geometric and strength of similarities criteria is included. Analysis of value and kind of stress in samples is shown too. There are also included preliminary calculations of max absolute error of stress evaluation.

Keywords: leaf spring, fatigue strength, model testing, spring steel

1. Wprowadzenie

Badania wytrzymałości materiału na konkretny rodzaj obciążenia wykonuje się przy wywoływaniu jednorodnego stanu naprężeń. Modele konstrukcji poddaje się badaniom przy obciążeniach generujących złożony stan naprężeń. Złożony stan naprężeń występuje wtedy, gdy sił wewnętrznych nie można zredukować w rozpatrywanym przekroju wyłącznie do siły podłużnej (normalnej do przekroju), poprzecznej (stycznej do przekroju), momentu zginającego lub momentu skręcającego.

Celem pracy było opracowanie koncepcji stanowiska do badania zmęczeniowego próbek. Z zachowaniem kryteriów podobieństwa do rzeczywistych konstrukcji piór resorowych, wyznaczono równania do obliczania naprężeń nominalnych w przekroju zkarbem i określono stan naprężeń w próbkach. Do realizacji celu badań zaprojektowano stanowisko badawcze do badań modelowych, które można wstępnie scharakteryzować jako stanowisko do badań próbek ze zbliżonymi „wymuszeniami”.

2. Podstawowe założenia do budowy stanowiska badawczego

Kryteria podobieństwa piór i próbek oparto na następujących wartościach parametrów geometrycznych i wytrzymałościowych [1-6]:

1. amplituda odkształcenia resoru stanowi ok. 10-15% jego długości,
2. amplituda naprężeń w piórach nie przekracza wartości 500MPa,
3. stosunek wymiarów szerokości pióra do jego grubości zawiera się w granicach 6-10, przyjmując wartość 10 zostają spełnione wymagania normy PN-76/H-04326,
4. stosunek wymiarów promienia krzywizny pióra do jego grubości w stanie nieobciążonym $\rho/h \geq 10$, a po obciążeniu parametr ten silnie wzrasta (do nieskończoności), a niekiedy zmienia znak,
5. długość resoru półeliptycznego jest ok. 10-25 razy większa od jego szerokości (5-12,5 dla belki wspornikowej),
6. naprężenia od sił pionowych, których przyczyną są nierówności na drodze mają wartości co najmniej 2,5 razy większe niż naprężenia generowane w resorze w wyniku sił wzdłużnych,
7. odkształcenia trwałe powstałe w czasie eksploatacji nie powinny przekraczać ok. 5% odkształcenia całkowitego.

Główne założenia badawcze są następujące [7-10]:

- siły bezwładności (wynikające z masy próbek) są pomijalnie małe w porównaniu do innych sił,

- maksymalna prędkość ruchu elementu wymuszenia względem próbek wynosi ok. 5m/s,
- współczynnik karbu dla badanych próbek ma wartość ok. 2,
- minimalna liczba pomiarów dla każdej wartości naprężeń nominalnych powinna być nie mniejsza od 3,
- minimalna liczba punktów pomiarowych (dla różnych wartości naprężeń) powinna być nie mniejsza od 5.

W celu realizacji w/w założeń zaprojektowano stanowisko do badań wysokocyklowej wytrzymałości zmęczeniowej na zginanie płaskie na zasadzie belki wspornikowej. Stanowisko umożliwia jednocześnie badanie do 6 sztuk próbek płaskich z karbem.

Wymiar karbu mierzony w płaszczyźnie przekroju poprzecznego próbki powinien wynosić 2mm. Grubość próbek, ze względu na wartości sił występujących podczas badań, ograniczono do 2mm. Szerokość próbek powinna być zgodna ze standardem określonym np. w [PN-76/H-04326], a długość 250mm (w tym część uchwytna o długości ok. 20mm). Takie wymiary próbek zapewniają spełnienie kryteriów 3-5 przedstawionych na wstępie.

Wymuszenie zdecydowano zrealizować przy stałej amplitudzie odkształcenia. Umożliwia to wyznaczenie wykresów wytrzymałościowych zależności maksymalnych naprężeń generowanych w przekroju z karbem od liczby cykli liczonych do wystąpienia przelomu [11].

Z uwagi na duże wartości wymiarów próbek i duże odkształcenia należy sprawdzić, które składowe sił działających na próbkę należy brać pod uwagę, a które, zachowując świadomość popełnienia niewielkiego

błędu można pominąć w celu uproszczenia problemu [12].

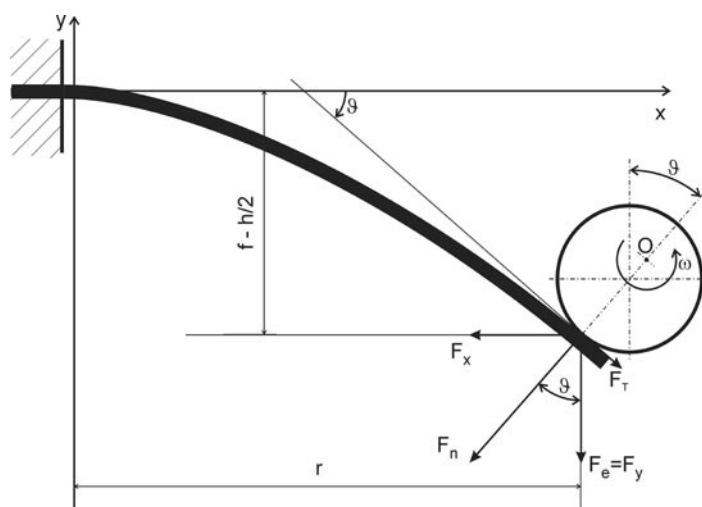
3. Wyznaczenie naprężeń w przekroju z karbem

Rozpatrzono umieszczenie próbki płaskiej (belki wspornikowej) jak na rys. 1 z wymuszeniem w postaci mimośrodowo obracającego się wokół osi przechodzącej przez punkt O z prędkością ω . Początek układu współrzędnych dobrze jest umieścić w środku najmniejszego przekroju próbki z karbem. Bez udziału obciążenia zewnętrznego próbka zajmuje położenie równoległe do osi x .

Rys. 1 przedstawia maksymalne ugięcie próbki, kiedy strzałka ugięcia wynosi f a odpowiadający jej kąt ugięcia - ϑ . Oddziaływanie pomiędzy mimośrodowo wymuszającym a próbką zachodzi przy udziale dwóch podstawowych sił – siły normalnej do powierzchni próbki F_n i siły tarcia F_T pomiędzy przemieszczającymi się względem siebie elementami.

4. Naprężenia wywołwane przez siłę wymuszającą

Podstawową siłą wymuszającą zginanie próbki jest siła normalna do jej powierzchni F_n , którą wg rys. 1 można rozłożyć na składowe F_x i F_y . Najłatwiej przeprowadzić pomiary siły F_y wykorzystując zgodność jej kierunku z kierunkiem przyspieszenia Ziemi. Uwzględniając te siły wartość naprężeń zginających w przekroju z karbem można wyznaczyć z zależności (1). Wartość tych naprężeń jest ujemna z powodu zwrotu siły zginającej „w dół” [13].



Rys. 1. Schemat działania wymuszenia prostej próbki (belki wspornikowej) maksymalnie odkształconej tzn. przy generowaniu nominalnych naprężeń

Fig. 1. Simple sample (cantilever beam) deformation scheme with maximum strain i.e. at nominal tension

$$\sigma_g = \frac{F_y \cdot r + F_x \cdot \left(f - \frac{h}{2}\right)}{W_x} = \frac{6 \cdot F_y \cdot \left[r + \left(f - \frac{h}{2}\right) \cdot \tan(\vartheta)\right]}{b_k \cdot h^2} \leq 0 \quad (1)$$

$$F_x = F_y \cdot \tan(\vartheta) \quad (2)$$

gdzie: σ_g - naprężenia zginające, F_x - składowa pozioma siły wymuszającej, F_y - składowa pionowa siły wymuszającej, r - ramię działania siły F_y (odległość od miejsca styku próbki z mimośrodem do karbu mierzona w kierunku równoległym do osi x), W_x - wskaźnik wytrzymałości przekroju z karbem na zginanie względem osi z (prostopadła do rys. 1 zgodnie z konwencją układu kartezjańskiego), b_k - najmniejsza szerokość próbki w miejscu wykonania karbu, h - wysokość próbki, f - strzałka ugięcia próbki, v - kąt ugięcia próbki.

$$\sigma_{gmin} = \frac{6 \cdot F_{ymax} \cdot \left[r_{min} + \left(f_{max} - \frac{h}{2}\right) \cdot \tan(\vartheta_{max})\right]}{b_k \cdot h^2} \quad (3)$$

Wartości strzałki oraz kąta ugięcia i ramienia siły są zmiennymi zależnymi od siebie. Dla konkretnych wartości siły określone są pozostałe zmienne. Z tego powodu minimalne wartości naprężeń σ_{gmin} można obliczyć podstawiając maksymalne wartości wszystkich parametrów oprócz promienia r_{min} , zgodnie z zależnością (3). Konsekwentnie, maksymalne wartości naprężeń σ_{gmax} - podstawiając pozostałe wartości parametrów.

5. Udział sił tarcia w generowaniu naprężeń zginających

Przemieszczenia mimośrodowo wymuszającego ugięcie względem próbki powodują powstawanie siły tarcia F_T , która działa na próbkę jak na rys. 1. Wartość tej siły w najprostszym przypadku (prawo Coulomba-Amontonsa) można obliczyć jako iloczyn siły nacisku i współczynnika tarcia (4).

$$F_T = \mu \cdot F_n = \mu \cdot \frac{F_y}{\cos(\vartheta)} \quad (4)$$

gdzie: μ - współczynnik tarcia.

$$M = F_T \cdot \cos(\vartheta) \cdot \left(f - \frac{h}{2}\right) - F_x \cdot \left(f - \frac{h}{2}\right) - F_y \cdot r - F_T \cdot \sin(\vartheta) \cdot r = F_y \cdot \left\{ \left(f - \frac{h}{2}\right) \cdot [\mu - \tan(\vartheta)] - r \cdot [1 + \mu \cdot \tan(\vartheta)] \right\} \quad (5)$$

gdzie: M - moment zginający.

$$\sigma_{gT} = \frac{M}{W_x} = \frac{6 \cdot F_y}{b_k \cdot h^2} \cdot \left\{ \left(f - \frac{h}{2}\right) \cdot [\mu - \tan(\vartheta)] - r \cdot [1 + \mu \cdot \tan(\vartheta)] \right\} \quad (6)$$

gdzie: σ_{gT} - naprężenia uwzględniające wpływ sił tarcia.

Uwzględniając siłę tarcia, oraz stosując konsekwentnie konwencję znaków, wartość momentu zginającego można obliczyć z zależności (5), a wartość naprężeń zginających – wg zależności (6). Należy zwrócić uwagę, że w przypadku zaproponowanego wymuszenia występują dwa rodzaje tarcia. Tarcie statyczne zachodzi w miejscach, gdzie prędkość ruchu względnego mimośrodowo i próbki jest zerowa. Współczynnik tarcia statycznego, przy styku sprężystym i bez stosowania smarowania, może mieć wartości przewyższające 0,15. Zasadne wydaje się zastosowanie smarowania. W drugim przypadku współpracy występuje tarcie kinetyczne z niewielkimi prędkościami względnymi. Wtedy wartość współczynnika tarcia, przy zastosowaniu smarowania, nie powinna przekraczać 0,05-0,10 [14]. Naprężenia nominalne będą generowane przy maksymalnej prędkości mimośrodowo względem próbki 5,1m/s.

Porównanie wartości naprężeń obliczonych z uwzględnieniem sił tarcia zamieszczono w tabeli 1. Dla najmniejszych wymuszeń wartości naprężeń wyliczonych przy użyciu zależności (1) i (6) różnią się o 0,26%. Znaczne różnice względne występują przy większych ugięciach i mogą osiągać 37%.

Tab. 1. Porównanie wartości naprężeń: σ_g obliczonych wg zależności (1) i σ_{gT} - wg zależności (6) dla skrajnych wartości pozostałych parametrów

Tab. 1. The comparison of stresses value: σ_g calculated according to equation (1) with σ_{gT} - according to equation (6) for extremely value of the rest parameters

Wart.	Siła F_y [N]	Ramię siły r [mm]	Kąt ugięcia v [rad]	Strzałka ugięcia f [mm]	Współczynnik tarcia μ [-]	Wartość naprężeń σ_g [MPa]	Wartość naprężeń σ_{gT} [MPa]	Różnica $(\sigma_{gT} - \sigma_g) / \sigma_g$ [MPa]
min	15	140	0,14	20	0,05	-1300	-1785	0,26
max	100	215	0,70	85	0,10	-272	-273	37

Z wartości strzałki ugięcia, zawartej w tabeli 1 wynika, że nie zostanie spełnione kryterium podobieństwa nr 1, gdyż ugięcie maksymalne próbek będzie stanowiło ponad 36% ich długości (85/230).

Przy założeniu liniowej zmiany wartości naprężeń wraz ze zmianą ugięcia z tabeli 1 można wnioskować, że każde 20mm ugięcia powoduje zmianę wartości naprężeń σ_{gT} o ok. -465MPa [$\{-1785+273\}/\{(85-20)/20\}$]. Oznacza to, że dla naprężeń liczonych z zależności (6) zostaje spełnione, przedstawione na wstępie, kryterium podobieństwa nr 2.

6. Znaczenie sił rozpatrywanych w przekroju z karbem

Rozpatrując przekrój poprzeczny próbki w miejscu wykonania karbu (początek układu współrzędnych na rys. 1.) można wyróżnić siły normalne i siły styczne. Siły normalne do przekroju generują naprężenia rozciągające lub ściskające, których wartość, w funkcji siły mierzonej eksperymentalnie określa zależność (7).

$$F_r = F_T \cdot \cos(\vartheta) - F_x = F_y \cdot [\mu - \tan(\vartheta)] \quad (7)$$

gdzie: F_r - siła rozciągająca odniesiona do przekroju z karbem.

$$\sigma_r = \frac{F_r}{b_k \cdot h} = \frac{F_y \cdot [\mu - \tan(\vartheta)]}{b_k \cdot h} \quad (8)$$

gdzie: σ_r - naprężenia rozciągające.

Naprężenia rozciągające w przekroju z karbem można wyznaczyć z zależności (8). Analizę wartości tych naprężeń przedstawiono w tabeli 2. Pomimo uwzględnienia sił tarcia przy obliczeniach naprężeń normalnych w przekroju z karbem wartość σ_r jest ujemna niezależnie od wartości pozostałych parametrów. Oznacza to, że próbka jest poddawana ściskaniu. Wartości naprężeń ściskających nie przekraczają 0,12% wartości naprężeń zginających i można je pominąć. Tym samym spełnione jest kryterium nr 6 dotyczące udziału naprężeń od sił wzdłużnych.

$$T = F_y + F_T \cdot \sin(\vartheta) = F_y \cdot [1 + \mu \cdot \tan(\vartheta)] \quad (9)$$

gdzie: T - siła styczna.

$$\tau_t = \frac{T}{b_k \cdot h} = \frac{F_y}{b_k \cdot h} \cdot [1 + \mu \cdot \sin(\vartheta)] \quad (10)$$

gdzie: τ_t - naprężenia styczne.

$$\frac{\sigma_{red} - \sigma_{gT}}{\sigma_{gT}} = \frac{\sqrt{\sigma_{gT}^2 + 3 \cdot \tau_t^2} - \sigma_{gT}}{\sigma_{gT}} \quad (11)$$

gdzie: σ_{red} - naprężenia zredukowane wg hipotezy Hubera-Misesa.

Wartość siły stycznej, odniesionej do przekroju z karbem, można obliczyć z zależności (9), a naprężeń ścinających – z zależności (10). Względny udział naprężeń stycznych, wg hipotezy wytrzymałościowej Hubera-Misesa, wyznaczono z zależności (11). Wartości naprężeń stycznych, zestawionych w tabeli 3, są tak małe w porównaniu z wartościami naprężeń zginających, że można je pominąć przy analizie wytrzymałości zmęczeniowej próbek.

7. Niepewność wyznaczania naprężeń nominalnych w przekroju z karbem

Ostatecznie naprężenia zredukowane wg hipotezy Hubera-Misesa można obliczyć korzystając z zależności (12) i (6). Nominalne naprężenia powinny uwzględniać wpływ wszystkich sił, oddziaływania mimośrodowo na próbkę, na generowanie naprężeń zginających. Osiowy wskaźnik wytrzymałości przekroju jest wyliczany na podstawie wymiarów próbki pomniejszych o wymiary karbu.

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{gT}^2 + 3 \cdot \tau_t^2} = \sqrt{\sigma_{gT}^2} = |\sigma_{gT}| \quad (12)$$

Naprężenia nominalne w przekroju z karbem są w zasadzie naprężeniami zginającymi. Można stwierdzić, że próbka jest badana przy jednorodnym stanie naprężeń zginających. Wartość momentu jest zmienna i zależna od położenia rozpatrywanego przekroju względem początku układu współrzęd-

Tab. 2. Porównanie wartości naprężeń σ_r obliczonych wg zależności (8) i τ_t obliczonych wg zależności (10) z wartością σ_{gT} dla skrajnych wartości pozostałych parametrów

Tab. 2. The comparison of stresses value: σ_r calculated according to equation (8) and τ_t calculated according to equation (10) with σ_{gT} value for extremely value of the rest parameters

Wart.	Wartość naprężeń σ_{gT} [MPa]	Wartość naprężeń σ_r [MPa]	Stosunek naprężeń σ_{gT}/σ_r [%]	Wartość naprężeń τ_t [MPa]	Różnica względna $\frac{\sqrt{\sigma_{gT}^2 + 3 \cdot \tau_t^2} - \sigma_{gT}}{\sigma_{gT}}$ [%]
min	-1785	-2,7	0,00005	1,68	0,00013
max	-273	-0,00014	0,12	1,81	0,00658

nych. Maksymalny moment zginający występuje w przekroju z karbem.

Wartości naprężeń nie będą mierzone bezpośrednio, lecz po wykonaniu niezbędnych pomiarów, obliczane z zależności (13), która stanowi rozwinięcie wzoru (6). Z uwagi na to, że liczba pomiarów przy każdej wartości naprężeń jest mniejsza od 6, to systematycznych błędów pomiarów nie można pominąć podczas wykonywania rachunku błędów. Błędy systematyczne mogą mieć wartości porównywalne z wartościami przypadkowych błędów pomiarów. W takim przypadku należy obliczyć maksymalny błąd bezwzględny badanej wielkości [15].

$$\sigma_{red} = \frac{6 \cdot m \cdot g}{b_k \cdot h^2} \left\{ \left(f - \frac{h}{2} \right) \cdot [1 - \tan(\vartheta)] - r \cdot [1 + \mu \cdot \tan(\vartheta)] \right\} \quad (13)$$

gdzie: m - masa obciążająca, g - przyspieszenie Ziemi.

$$\Delta\sigma_{gT} = \left| \frac{\partial \sigma_{gT}}{\partial m} \right| \Delta m + \left| \frac{\partial \sigma_{gT}}{\partial r} \right| \Delta r + \left| \frac{\partial \sigma_{gT}}{\partial b_k} \right| \Delta b_k + \left| \frac{\partial \sigma_{gT}}{\partial h} \right| \Delta h + \left| \frac{\partial \sigma_{gT}}{\partial f} \right| \Delta f + \left| \frac{\partial \sigma_{gT}}{\partial \vartheta} \right| \Delta \vartheta \quad (14)$$

gdzie: $\Delta\sigma_{gT}$ - maksymalny błąd bezwzględny, $\Delta m, \Delta r, \Delta b_k, \Delta h, \Delta v, \Delta f$ - dokładności pomiarów eksperymentalnych poszczególnych wielkości,

$$\frac{\partial \sigma_{gT}}{\partial m} = \frac{\partial \sigma_{gT}}{\partial m} - \text{pochodna cząstkowa.}$$

Maksymalny błąd bezwzględny wyznaczania naprężeń nominalnych wyliczony z zależności (14) wynosi 57,0MPa. Stanowi to 3,41% wartości naprężeń wyliczonych ze wzoru (13). Dokładności pomiarów poszczególnych wielkości i wartości maksymalnego błędu względnego zestawiono w tabeli 3.

8. Podsumowanie i wnioski

Wykonanie stanowiska i prowadzenie pomiarów według przedstawionych założeń jest poprawne. Przedstawiony sposób badań spełnia, wymienione na wstępie, kryteria podobieństwa piór resorowych i próbek od nr 2 do 6. Kryterium nr 1 nie może być spełnione ze względu na przyspieszony charakter badań. Weryfikacji kryterium nr 7 należy dokonać podczas badań, a jego spełnienie będzie zależało od właściwości wytrzymałościowych próbek.

Zależność (6) do obliczania nominalnych naprężeń uwzględni wpływ wszystkich sił, działających pomiędzy mimośrodem wymuszającym a próbką, na generowanie naprężeń zginających. W szczególności należy badać siłę oddziaływania mimośrodowo na próbkę F_n lub wykonać pośrednie jej badanie (siłę F_y), wyznaczyć siłę tarcia F_τ oraz wymiary liniowe tj. ramię r działania siły F_y , strzałkę ugięcia próbki f i kąt ugięcia próbki v lub odpowiadający mu kąt obrotu mimośrodowo.

Można uznać, że w próbce uzyskuje się jednorodny stan naprężeń zginających, przy czym w przekroju z karbem występuje maksymalna wartość momentu zginającego.

Przy większych odkształceniach wykonanie obliczeń wg zależności (1), czyli pominięcie w rozwiązaniach wpływu sił tarcia na generowanie naprężeń zginających, może prowadzić do błędów osiagających 37%. Odpowiednią zależnością do wyznaczania naprężeń nominalnych w próbkach jest wzór (13).

Wartości maksymalnego błędu względnego, obliczone z założeniem realnej do osiągnięcia dokładności pomiarów, zawierają się w granicach 9,15÷57,0MPa. Stanowi to odpowiednio 3,27÷3,41% wartości naprężeń koniecznych do zastosowania w badaniach.

Tab. 3. Analiza wartości maksymalnego błędu bezwzględnego wyznaczania naprężeń nominalnych dla współczynnika tarcia $\mu=0,075$ i przyspieszenia ziemskiego $g=9,80665 \text{ m/s}^2$

Tab. 3. Analysis of maximum absolute error value during evaluate of nominal stress for coefficient of friction $\mu=0,075$ and gravitational acceleration $g=9,80665 \text{ m/s}^2$

Wart.	Masa m [kg]	Ramię siły r [mm]	Kąt ugięcia v [rad]	Strzałka ugięcia f [mm]	Wartość naprężeń σ_{gT} [MPa]	Dokładności pomiarów						Maksymalny błąd bez- względny	
						Δm [kg]	Δr [mm]	Δb_k [mm]	Δh [mm]	Δf [mm]	Δv [rad]	$\Delta\sigma_{gT}$ [MPa]	$\Delta\sigma_{gT}$ [%]
min	1,5	140	0,14	20	-1785	0,01	0,1	0,02	0,01	0,5	0,004	9,15	3,27
max	10	215	0,70	85	-273							57,0	3,41

9. Literatura

- [1] Dobrovol'skij V.I., Prjachin V.V.: *Ustanovka dla programnych ispytanij materialov na malociklovuju ustalost' pri čistom izgibie*. Zavodskaja Laboratorija, 4/1982.
- [2] Drozd K., Weroński A.: *Analiza dokładności obliczeń elementów resorów w aspekcie wpływu wymiarów i właściwości materiałowych*. Przegląd Mechaniczny, nr 9/2002.
- [3] Branowski B.: *Sprężyny metalowe*. Wyd. PWN, Warszawa 1997.
- [4] Meissner M., Wanke K.: *Handbuch Federn, Berechnung und Gestaltung im Maschinen – und Gerätebau*. Wyd. VEB Verlag Technik, Berlin 1988.
- [5] Romanów F., Maćkiewicz J., Papacz W.: *Wstępne badania doświadczalne resorów kompozytowych. Perspektywy rozwojowe konstrukcji, technologii i eksploatacji pojazdów samochodowych i silników spalinowych „Konmot '96”* Pojazdy samochodowe. Konstrukcja i badania, t. 2, Wyd. Polskie Towarzystwo Naukowe Motoryzacji i Instytut Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Politechniki Krakowskiej, Kraków 1996, s. 205.
- [6] Wieczorek M., Nowak J.: *Wybrane problemy modelowania resorów piórowych*. Przegląd Mechaniczny, 13/1999.
- [7] Budynas R.G.: *Advanced Strength and Applied Stress Analysis*. Wyd. McGraw-Hill, Boston 1999.
- [8] Gawęcki A.: *Mechanika materiałów i konstrukcji prętowych*. Wyd. Politechniki Poznańskiej, Poznań 1998.
- [9] Severinčik N.A., Mironov Ju.V., Masnik O.T.: *Metodika opredelenija summarnych napriazhenij pri ustalostnych ispytanijach c assimetričeskom ciklom nagruženija*. Zavodskaja Laboratorija, 2/1981.
- [10] Mroziński S.: *Niskocyklowe zmęczenie w warunkach obciążenia osiowego i zginania*. Przegląd Mechaniczny, 20/1995.
- [11] Kozak P.: *Badania wpływu obciążenia złożonego na deformacje resoru podwójnego*. XVIII Seminarium Koła Naukowego Mechaników. Wyd. WAT, Warszawa 1999.
- [12] Miannay D.P.: *Fracture mechanics*. Wyd. Springer, New York 1997.
- [13] Niezgodziński M.E., Niezgodziński T.: *Wzory, wykresy i tablice wytrzymałościowe*. Wyd. WNT, Warszawa 1999.
- [14] Borkowski W., Wieczorek M., Wysocki J., Krasoń W., Szymczyk E.: *Analiza wpływu tarcia na przebieg charakterystyki sprężystej resoru podwójnego*. VI Międzynarodowe Sympozjum Instytutu Pojazdów Mechanicznych WAT, Warszawa-Rynia, 1996.
- [15] Kuśmiderska B., Meldizon J., Śpiewła E. (red): *Podstawy rachunku błędów w pracowni fizycznej*. Wyd. Uczelniane Politechniki Lubelskiej, Lublin 1997.

*Pracę wykonano w ramach projektu badawczego nr 0919/T12/2002/23
finansowanego przez KBN w latach 2002÷2004.*

Mgr inż. Kazimierz DROZD

*Katedra Inżynierii Materiałowej Politechniki Lubelskiej
ul. Nadbystrzycka 36, 20-618 Lublin
tel. +48 (81) 5381215
fax +48 (81) 5381214
e-mail: K.Drozd@pollub.pl*
