

Edward BAŁAZIŃSKI
Zbigniew CHABRAŚ
Jacek GRAJNERT

CHARAKTERYSTYKA SPRĘŻYNY PNEUMATYCZNEJ PRACUJĄCEJ PRZESTRZENNIE

Streszczenie. W artykule przedstawiono hipotezę opisu przestrzennej charakterystyki sprężyny pneumatycznej, w której uwzględniono nie tylko diagonalne współczynniki macierzy sztywności. Pokazano istotny wpływ tych współczynników na odpowiedź sprężyny na wymuszenie siłą poprzeczną.

Wyznaczenie tych współczynników ze względu na złożony charakter współpracy kompozytowej powłoki sprężyny z brzegami prowadzącymi jest możliwe metodą doświadczalną. Na etapie projektowania konieczne jest użycie np. MES, ale wymaga to rozwiązania trudnych problemów numerycznych, co pokazano na uproszczonym przykładzie.

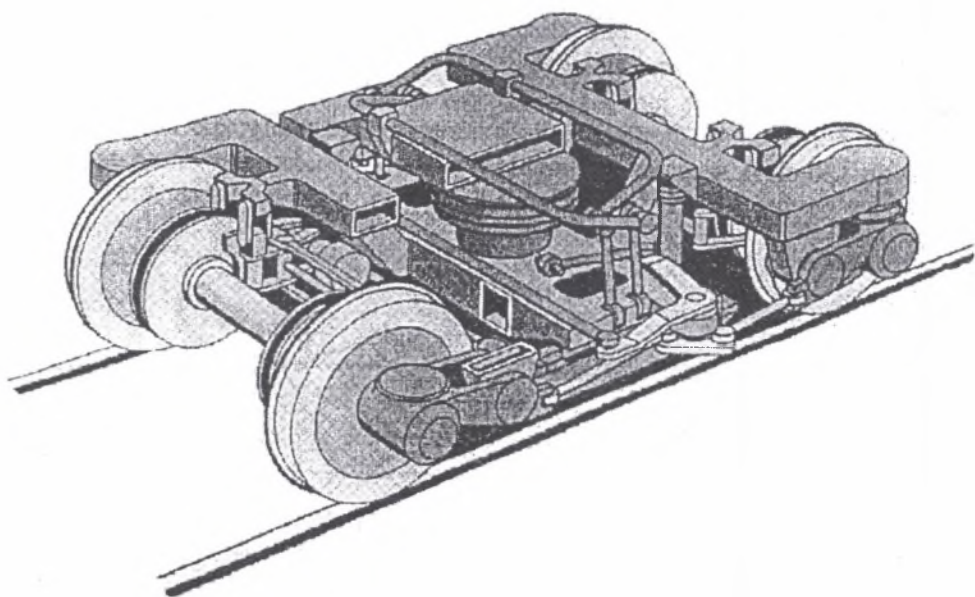
THREE-DIMENSIONAL AIR SPRING PERFORMANCE

Summary. The hypothesis of three-dimensional air spring performance is presented. It does not include only diagonal factors of rigidity matrix. An important effect of them on response of air spring transverse forced is shown too. Diagonal factors can be only calculated by experiment, because of complicated character of co-operation between coat of spring and its edges. During design step it is necessary to use e.g. FEM (Finite Elements Method), but it requires to solve many difficult numeric problems as shown on simply example.

1. WSTĘP

Jedną z ważnych tendencji w rozwoju współczesnych pojazdów szynowych jest dążenie do maksymalnego uproszczenia konstrukcji. Współczesne, bardzo zaawansowane metody numeryczne pozwalają na takie obliczenie konstrukcji, aby możliwie najbardziej wykorzystać materiał, a strukturze obiektu nadać kształt zapewniający wymagane charakterystyki odkształceń. Dotyczy to w dużej mierze celowo wprowadzonych do obiektu elementów sprężysto-tłumiących. Wymaga się od nich przenoszenia wielorakich obciążeń i odpowiednich charakte-

rystyk sztywności. Znamionym przykładem jest układ zawieszenia II stopnia wózka, w którym zastosowano sprężyny typu Flexicoil. Sprężyny te pracują we wszystkich kierunkach. Jedną z najciekawszych konstrukcji wózka pojawiła się ostatnio w Szwajcarii i jest dziełem firmy SIG. W rozwiązaniu wózka X2 zastosowano na II stopniu zawieszenia tylko jedną centralną sprężynę, która jest w tym przypadku sprężyną pneumatyczną (rys. 1) [1]. Koncepcja ta została również powtórzona w wózku dla wagonu z wychylnym nadwoziem SWING [2].



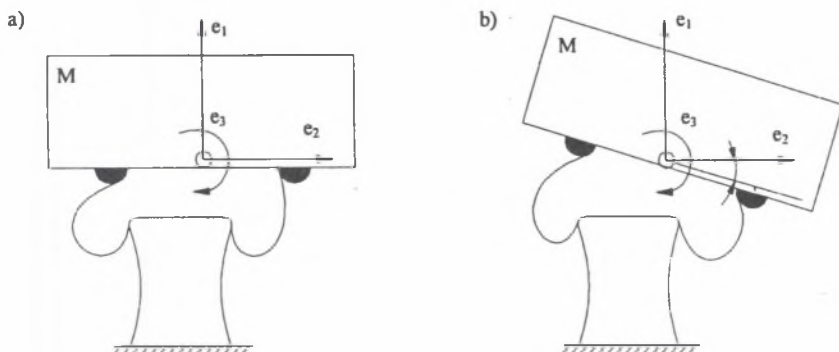
Rys. 1. Wózek X2-SIG z pojedynczą centralną sprężyną pneumatyczną [1]

Fig. 1. Bogie X2-SIG with central mounted air spring [1]

Istotą tego rozwiązania jest konieczność pracy sprężyny pneumatycznej przy skrętach i przemieszczeniach poprzecznych wózka. Oznacza to, że aby tym zadaniom podołać, sprężyna musi być odpowiednio skonstruowana, tzn. jej charakterystyka sztywności musi zapewniać wymagane wartości. Istotną zaletą sprężyny pneumatycznej jest możliwość praktycznie niezależnego kształtowania charakterystyki pionowej (zgodnej z osią symetrii) i charakterystyki poprzecznej, co wynika z faktu, że głównie w przypadku odkształcenia pionowego wpływ na powstawanie siły oporu ma sprężanie powietrza (zmiana objętości), a w przypadku odkształcenia poprzecznego - praca powłoki. Nie można jednakże rozpatrywać charakterystyki sprężyny jako zbioru niezależnych charakterystyk odpowiadających poszczególnym kierunkom odkształcenia. Między poszczególnymi składowymi istnieją pewne związki, które muszą być uwzględnione w definicji sztywności sprężyny i dalej przy np. modelowaniu matematycznym pojazdu. W niniejszym referacie problem ten zostanie przedstawiony przy założeniu liniowego przybliżenia charakterystyki sprężyny.

2. CHARAKTERYSTYKA SPRĘŻYNY PNEUMATYCZNEJ

Na rys. 2 przedstawiono przykłady odkształcenia sprężyny pneumatycznej możliwe podczas pracy np. na II stopniu zawieszenia wagonu.



Rys. 2. Odkształcenie sprężyny pneumatycznej w przypadku: a) prowadzenia równoległego górnego brzegu mocującego w stosunku do dolnego brzegu prowadzącego, b) prowadzenia swobodnego

Fig. 2. Spring deformation in case of: a) parallel guidance of upper mounting edge referred to bottom edge, b) free guidance

Dla uproszczenia (co w przypadku sprężyny osiowosymetrycznej jest uzasadnione) potraktowano sprężynę jako sprężynę płaską, a jej odkształcenia są w tym wypadku ograniczone do odkształcenia pionowego (e_1), poprzecznego (e_2) i kąтового (e_3). Charakterystyka sztywności sprężyny w najbardziej ogólnym przypadku jest następująca:

$$\mathbf{k} = \frac{\partial \mathbf{F}}{\partial \mathbf{e}}, \quad (1)$$

gdzie:

\mathbf{F} - wektor sił uogólnionych działających w górnym węźle mocowania sprężyny,
 \mathbf{e} - wektor przemieszczeń górnego węzła mocowania sprężyny (odkształceń globalnych sprężyny).

Jeżeli przemieszczenia \mathbf{e} są odpowiednio małe, że dopuszczalne jest przybliżenie liniowe:

$$\frac{\partial \mathbf{F}_i}{\partial \mathbf{e}_i} \cong \text{const}, \quad (2)$$

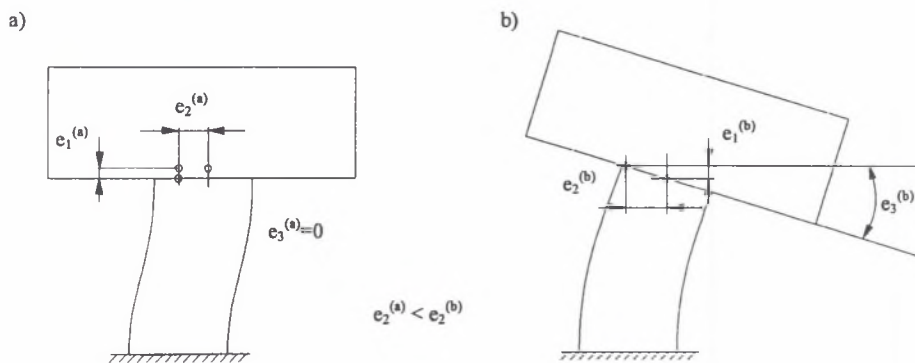
wtedy pełna charakterystyka sprężyny płaskiej jest następująca:

$$\mathbf{k} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} \end{bmatrix}. \quad (3)$$

Jednakże z praktyki i porównania z innymi rodzajami sprężyn [3] [4] wynika, że można macierz sztywności \mathbf{k} uprościć następująco:

$$\mathbf{k} = \begin{bmatrix} k_1 & 0 & 0 \\ 0 & k_2 & -k_0 \\ 0 & -k_0 & k_3 \end{bmatrix}. \quad (4)$$

Hipoteza ta wymaga weryfikacji doświadczalnej lub numerycznej. Jej istota wynika jednakże z następującego rozumowania: zależnie od sposobu prowadzenia górnego brzegu mocującego powłokę sprężyny pneumatycznej przy tej samej sile poprzecznej F_2 wystąpi różne przemieszczenie górnego węzła mocowania sprężyny e_2 . Dwa skrajne przypadki takiego prowadzenia i towarzyszącego mu odkształcenia pokazano na rys. 3. Przypadek a) dotyczy tzw. prowadzenia równoległego, a przypadek b) prowadzenia swobodnego. Jest intuicyjnie oczywiste, że przykładając siłę poprzeczną F_2 o tej samej wartości otrzyma się w obu tych przypadkach inne przemieszczenie e_2 .



Rys. 3. Istota wpływu prowadzenia brzegów sprężyny na jej odkształcenie na przykładzie sprężyny w kształcie belki przyrządowej

Fig. 3. Influence of spring's edges guidance on its deformation, an example of prismatic beam spring

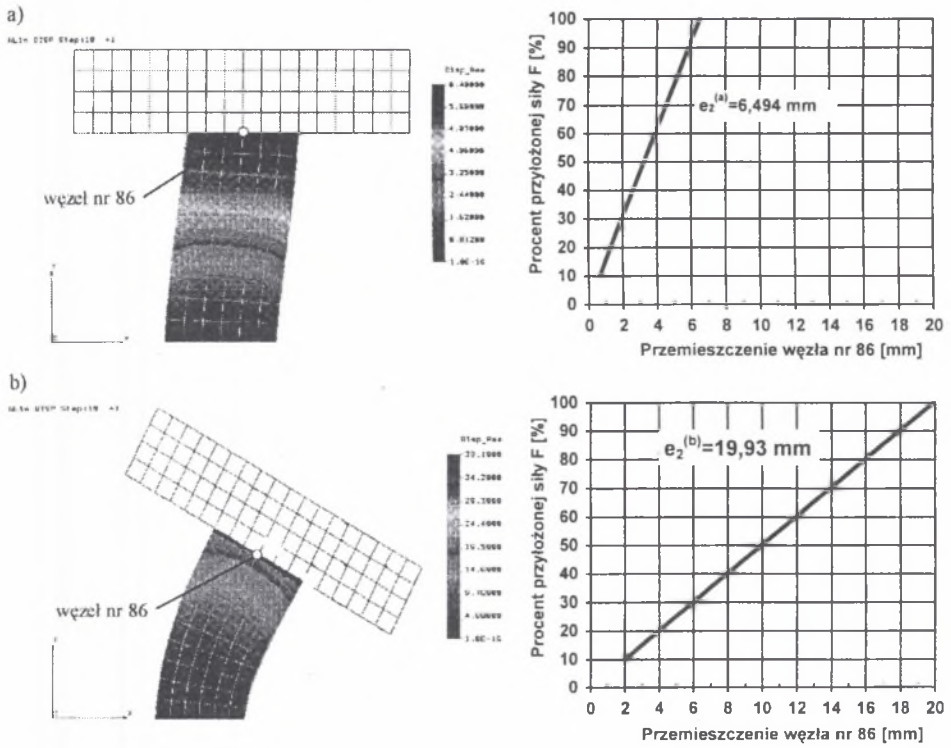
Jest przy tym:

$$e_2^{(a)} < e_2^{(b)}. \quad (5)$$

Aby to zilustrować, przeprowadzono obliczenia metodą elementów skończonych na prostym modelu sprężyny prostokątnej podzielonej na 936 elementów i 1345 węzłów. Zastosowano ten sam rodzaj elementów skończonych (8 - węzłowy element przestrzenny SOLID 8), jak również taką samą gęstość podziału [6]. Jednakowe były również stałe materiałowe. Różnił się tylko sposób odebrania stopni swobody w modelu dyskretnym. W obu przypadkach odebrano wszystkie stopnie swobody na dolnej powierzchni. W przypadku prowadzenia równoległego odebrano dodatkowo możliwość obrotu górnej powierzchni, co zapewnia jej równoległe prowadzenie. W obu przypadkach przyłożono siłę poprzeczną w węźle nr 86, która narastała liniowo w funkcji czasu. Wynik obliczeń pokazano na rys. 4.

Na podstawie przeprowadzonej analizy wykazano, iż przemieszczenie węzła 86 w przypadku prowadzenia równoległego ($e_{2(a)} = 6,49$ mm) było mniejsze niż w przypadku prowadzenia swobodnego ($e_{2(b)} = 19,93$ mm), a stosunek $\frac{e_2^{(a)}}{e_2^{(b)}}$ wyniósł ok. 0,326. Widać

więc, że sztywność poprzeczna zależy od sposobu prowadzenia mocowań sprężyny.



Rys. 4. Odkształcenia sprężyny w przypadku prowadzenia: a) równoległego i b) swobodnego; model dyskretny z warstwicami przemieszczeń i wykres przemieszczenia węzła nr 86 w funkcji siły
 Fig. 4. Spring's deformations related to guidance: a) parallel guidance and b) free guidance; FEM model with deflection contour and displacement - force chart of node 86

Jeżeli więc zgodnie z założeniem (4) jest:

$$F_2 = k_2 \cdot e_2 - k_0 \cdot e_3, \tag{6}$$

to, w przypadku a):

$$F_2 = k_2 \cdot e_2^{(a)} \quad (e_3 = 0), \tag{7}$$

$$F_3 = -k_0 \cdot e_2^{(a)} \quad (F_3 \neq 0 - \text{moment}),$$

a w przypadku b):

$$F_2 = k_2 \cdot e_2^{(b)} - k_0 \cdot e_3^{(b)}, \tag{8}$$

$$F_3 = 0 = k_3 \cdot e_3^{(b)} - k_0 \cdot e_2^{(b)}.$$

Z porównania (7) i (8) wynika, że:

$$\frac{e_2^{(a)}}{e_2^{(b)}} = 1 - \frac{k_0^2}{k_2 \cdot k_3}, \tag{9}$$

oraz

$$k_0 = \sqrt{\left(1 - \frac{e_2^{(a)}}{e_2^{(b)}}\right)} \cdot k_2 \cdot k_3. \quad (10)$$

W rozpatrywanym przykładzie było $\frac{e_2^{(a)}}{e_2^{(b)}} = 0,326$, więc dla tego przypadku

$$k_0 = 0,82\sqrt{k_2 k_3}.$$

Ponieważ jest również:

$$e_1^{(a)} \cong e_1^{(b)} \cong 0, \quad (11)$$

to

$$k_{12} \cong k_{13} \cong 0. \quad (12)$$

W odniesieniu do sprężyny pneumatycznej i przybliżenia liniowego jej charakterystyki interpretacja współczynników k_1 , k_2 , k_3 i k_0 jest następująca:

$$k_1 = \frac{\chi \cdot p_0 (S_1^0)^2}{V_0} + c_1 (p_0 - p_a), \quad (13)$$

$$k_2 = c_2 (p_0 - p_a), \quad (14)$$

$$k_3 = c_3 (p_0 - p_a), \quad (15)$$

$$k_0 = c_0 (p_0 - p_a), \quad (16)$$

gdzie:

p_0 - ciśnienie absolutne w sprężynie w położeniu równowagi statycznej,

p_a - ciśnienie atmosferyczne,

V_0 - objętość sprężyny w położeniu równowagi statycznej.

S_{10} - powierzchnia aktywna prostopadła do kierunku 1 w położeniu równowagi statycznej,

χ - współczynnik adiabaty dla powietrza ($\chi = 1,4$).

Współczynniki c_1 , c_2 , c_3 , c_0 wynikają z odkształcenia powłoki sprężyny pneumatycznej. W pracy [5] nazwano je współczynnikami zmienności powierzchni aktywnych sprężyny. Mogą być one wyznaczone doświadczalnie lub na podstawie modelu MES powłoki.

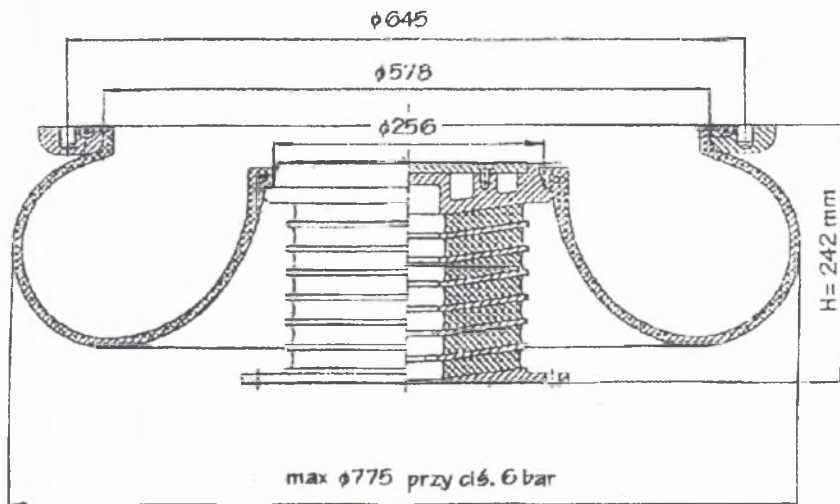
3. BADANIA DOŚWIADCZALNE

Do weryfikacji powyższych założeń dokonano pomiaru charakterystyk sprężyny Phoenix 1A116 (rys. 5) przeznaczonej dla wagonów kolejowych (i dużych obciążeń). Wybrane charakterystyki: $F_2(e_2)$ i $F_3(e_3)$ pokazano na rys. 6.

Na podstawie tych wyników wyznaczono współczynniki c_2 i c_0 . Współczynnik c_0 jest praktycznie niezależny od ciśnienia i wynosi:

$$c_0 = 334,02 \text{ kN/MPa}$$

(determinancja 0,992, odchylenie standardowe 0,333). Natomiast współczynnik c_2 jest zależny od ciśnienia w położeniu równowagi statycznej i kierunku odkształcenia. Jego wartości w zależności od ciśnienia podano w tab.1.

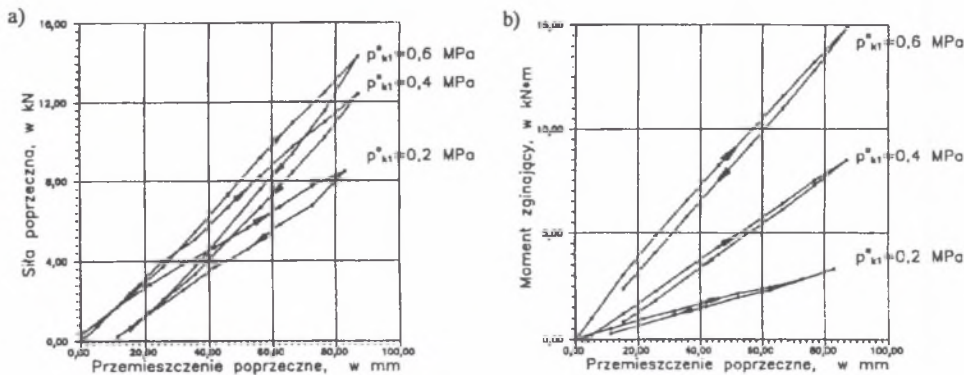


Rys. 5. Sprężyna pneumatyczna IA116 firmy Phoenix (Niemcy) stosowana w budowie taboru szynowego [5]
Fig. 5. Phoenix's (Germany) air type spring IA116 used in railway applications [5]

Tabela 1

Współczynnik regresji c_2 modelu charakterystyki poprzecznej sprężyny pneumatycznej IA116 firmy Phoenix

Lp.	$p_1 - p_a$ MPa	Kierunek obciążenia	c_2 m	D	σ kN
1	0,1	ugięcie	0,599	0,9965	0,2878
2		odbicie	0,606	0,9981	0,2176
3	0,3	ugięcie	0,364	0,9961	0,5557
4		odbicie	0,362	0,9964	0,5314
5	0,5	ugięcie	0,270	0,9956	0,7278
6		odbicie	0,270	0,9948	0,7926



Rys. 6. Charakterystyki sprężyny firmy Phoenix 1A116: a) $F_2(e_2)$, b) $F_3(e_3)$ [5]

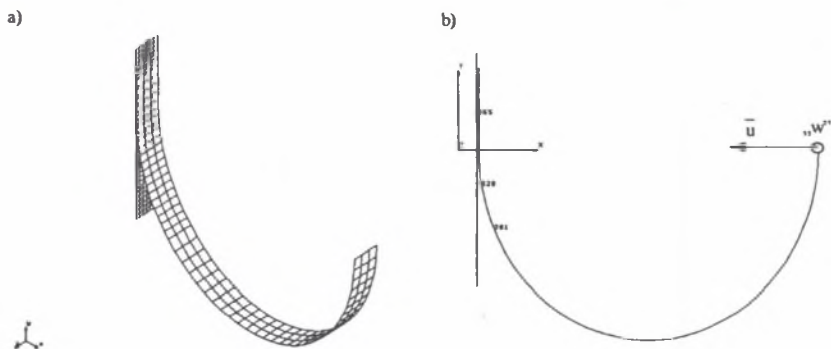
Fig. 6. Deflection - force characteristic of Phoenix made springs 1A116 a) $F_2(e_2)$, b) $F_3(e_3)$ [5]

4. MODEL MES SPRĘŻYNY PNEUMATYCZNEJ

Prowadzenie zamocowań sprężyny wynika z kinematyki układu zawieszenia. W przypadku sprężyn pneumatycznych istotne, zwłaszcza przy odkształceniach poprzecznych, jest również prowadzenie samej powłoki. Ma to wpływ na charakterystykę takiej sprężyny, ponieważ przy odkształceniach poprzecznych decydującą rolę zaczyna odgrywać sztywność geometryczna powłoki [5]. W praktyce można wpływać na charakterystykę sprężyny przez odpowiednie kształtowanie brzegów prowadzących, na które nawija się powłoka.

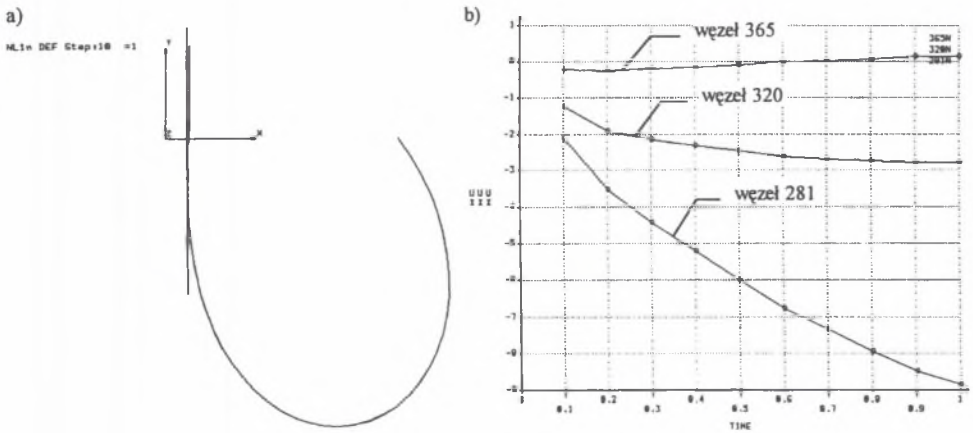
Poszukiwanie zależności między budową powłoki, jej prowadzeniem a charakterystyką sprężyny jest zagadnieniem złożonym. Jedną z możliwości są badania numeryczne przy wykorzystaniu MES. Rozwiązaniu zadania tą metodą towarzyszą bardzo poważne trudności wynikające:

- z dużych odkształceń i przemieszczeń powłoki w zakresie nieliniowym,
- z budowy powłoki z kompozytu zbrojonego włóknem długim,
- ze współpracy ciernej powłoki z brzegiem w strefie kontaktu o zmiennej powierzchni.



Rys. 7. Model dyskretny wycinka powłoki: a) widok ogólny, b) widok z boku z zaznaczeniem węzłów, których przemieszczenia będą analizowane

Fig. 7. FEM model of hull's slice: a) general view, b) side view, marked are nodes to analyze



Rys. 8. Wyniki analizy: a) postać deformacji powłoki, b) przemieszczenia węzłów 365,320 i 281
 Fig. 8. Analysis result: a) hull deformation, b) displacement of nodes 365, 320, 281

Aby zilustrować to zjawisko, przeanalizowano przykład prowadzenia powłoki przez brzeg płaski. Zbudowano w tym celu model wycinka powłoki (rys. 7), który przemieszczając się wchodzi w kontakt z brzegiem prowadzącym w postaci pionowej nieodkształcalnej ścianki.

Jako wymuszenie przyjęto proporcjonalnie narastające w czasie przemieszczenie krawędzi (na rys. 7 oznaczonej jako „w”) od 0 do 90 mm i obserwowano przemieszczenia wybranych węzłów. Na rys. 8a pokazano postać deformacji powłoki, natomiast na rys. 8b przemieszczenia wybranych węzłów.

5. PODSUMOWANIE

Wpływ niediagonalnych elementów macierzy sztywności na pracę sprężyny zależy od sposobu mocowania sprężyny na brzegu. Istotą sprężyn pneumatycznych stosowanych w wagonach kolejowych jest mocowanie górnego brzegu powłoki półtoroidalnej na dużej średnicy. Daje to w rezultacie dużą wartość współczynnika sztywności k_3 (współczynnik sztywności przy zginaniu), a zatem proporcjonalnie do $\sqrt{k_3}$ również większą wartość współczynnika k_0 . Oznacza to, że przy konstrukcji zawieszenia wagonu z użyciem wielkogabarytowych sprężyn pneumatycznych konieczne jest uwzględnienie tego czynnika. Jednakże trudno wyznaczyć współczynnik k_0 na etapie projektu sprężyny. Konieczna jest w tym przypadku złożona analiza MES. Wyznaczenie doświadczalne lub za pomocą MES współczynników macierzy sztywności (z uwzględnieniem k_0) pozwoli na wprowadzenie ich do modelu sprężyny pneumatycznej użytego w systemie MEDYNA [5]. Zastosowanie programu MEDYNA z modelem sprężyny pneumatycznej pracującej przestrzennie da możliwość analizy złożonych modeli wagonów z zawieszeniem pneumatycznym.

LITERATURA

1. Müller R.: Die Drehgestelle der Einheitswagen I und II der SBB: Geschichte - Bewährte Entwicklungen - Zukunft. „Schweizer Eisenbahn - Revue“ Nr 9 1992.
2. Das aktive Querneigesystem SIG - SWING - materiały firmy SIG Szwajcaria.
3. Kruszewski J. i inni: Metoda sztywnych elementów skończonych. Arkady, Warszawa 1975.
4. Gaul L. Chen C. M.: Modeling of viscoelastic elastomer mounts in multibody systems Advanced Multibody System Dynamics. Kluwer Academic Press 1993.
5. Grajert J.: Podstawy teoretyczno - doświadczalne projektowania zawiesznień pneumatycznych. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1996.
6. Rusiński E.: Metoda elementów skończonych. System COSMOS/M, WKŁ, Warszawa 1994.

Recenzent: Prof.zw.dr hab.inż. Włodzimierz Gąsowski

Abstract

The hypothesis of three-dimensional air spring performance is presented. It does not include only diagonal factors of rigidity matrix. An important effect of them on response of air spring transverse forced is shown too. Diagonal factors can be only calculated by experiment, because of complicated character of co-operation between coat of spring and its edges. During design step it is necessary to use e.g. FEM (Finite Elements Method), but it requires to solve many difficult numeric problems as shown on simply example.

Calculation of diagonal factors of rigidity matrix enables store in model of air spring employed by MEDYNA - computer software (system). This configuration can be used to analyse complex models of rail-coach equipped with air springs.