

XIII MIĘDZYNARODOWE KOŁOKWIUM
 "MODELE W PROJEKTOWANIU I KONSTRUOWANIU MASZYN"
 13th INTERNATIONAL CONFERENCE ON
 "MODELS IN DESIGNING AND CONSTRUCTIONS OF MACHINES"
 25-28.04.1989 ZAKOPANE

Leon PROCHOWSKI
 Tadeusz WYSOCKI
 INSTYTUT POJAZDÓW MECHANICZNYCH
 WOJSKOWA AKADEMIA TECHNICZNA

WRAŻLIWOŚĆ PARAMETRYCZNA CHARAKTERYSTYK OBCIĄŻEŃ DYNAMICZNYCH
 UKŁADU NOŚNEGO SAMOCHODU

Streszczenie. W pracy dokonano analizy wrażliwości obciążeń dynamicznych dwóch modeli samochodów ciężarowych o specyficznej konstrukcji.

Rozważono dyskretne modele NM1 i D21 (rys.1), które opisują konstrukcję samochodów ciężarowych ze specjalnym osprzętem. Model NM1 posiada nadwozie w postaci bryły sztywnej, natomiast D21 uwzględnia elastyczne własności nadwozia przy jego skręcaniu.

Równania ruchu mas modeli opracowano na podstawie [3], biorąc pod uwagę ich drgania w płaszczyźnie pionowej podłużnej i poprzecznej. W postaci macierzowej równania ruchu można zapisać:

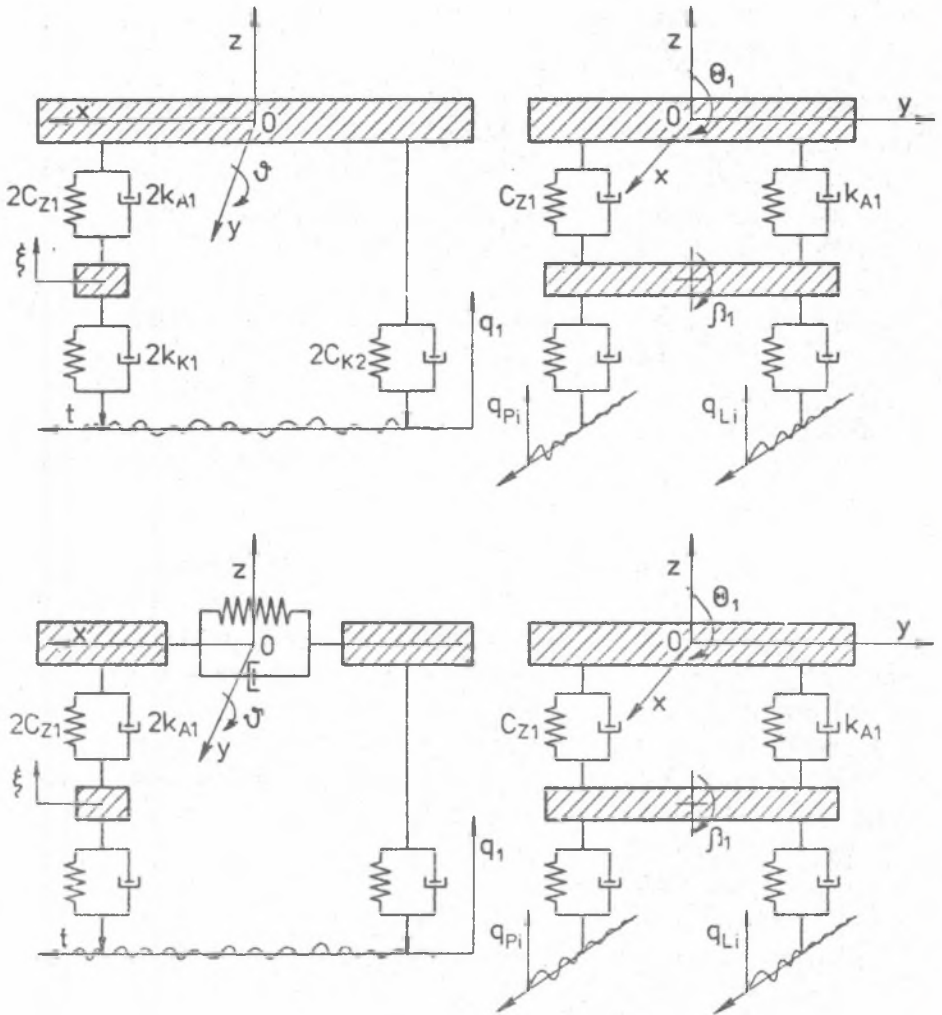
$$[A]_{n \times n} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{u} \\ \dot{u} \\ u \end{bmatrix}_{n \times 1} + [B]_{n \times n} \cdot \begin{bmatrix} \dot{u} \\ u \end{bmatrix}_{n \times 1} + [C]_{n \times n} \cdot [u]_{n \times 1} = [Q]_{n \times 1}, \quad (1)$$

gdzie: $n=5$ w modelu NM1 i $n=6$ w modelu D21,

u -macierz współrzędnych ruchu mas modeli,

$Q = [q_{L1}, q_{L2}, q_{P1}, q_{P2}, Q, \dots, 0]$ macierz wymuszeń zewnętrznych działających na koła pojazdu.

Rozwiązanie układu równań ruchu modeli umożliwia wyznaczenie obciążeń dynamicznych układu nośnego (ramy pojazdu), a na tej podstawie momentów gnących i skręcających w najbardziej obciążonych przekrojach.



Rys.1. Modele pojazdów NM1 i D21.

NM1 i D21 track models.

Zbadano ruch mas modeli przy uwzględnieniu sprzężenia drgań przedniej i tylnej osi kół. Dokonano transformacji Laplace'a układu równań (1), a następnie obliczono transmitancje $\bar{\Phi}^i(p, \vec{r}_0)$:

$$\overline{[C - \omega^2 A + j\omega B]} \cdot \bar{\Phi}^i(p, \vec{r}_0) = \bar{Q}^i(p, \vec{r}_0) \quad , \quad p = j\omega \quad (2)$$

$\vec{r}_0 = [r_{10}, r_{20}, \dots, r_{m0}]$, wektor nominalnych wartości parametrów modelu.

Korzystając z (2) wyznaczono funkcje wrażliwości względnej $W_{r_j}^i(p, \vec{r})$, w sensie Body'ego [1,4], transmitancji $\bar{\Phi}^i(p, \vec{r})$ i-tej zmiennej stanu modelu na zaburzenie wartości nominalnej zmiennej r_j :

$$W_{r_j}^i(p, \vec{r}) \Big|_{\vec{r}_0} = \frac{\partial \ln \bar{\Phi}^i(p, \vec{r})}{\partial \ln r_j} \Big|_{\vec{r}_0} = \frac{\partial \bar{\Phi}^i(p, \vec{r})}{\partial r_j} \Big|_{\vec{r}_0} \cdot \frac{r_{j0}}{\bar{\Phi}^i(p, \vec{r}_0)} \quad (3)$$

Interesujące nas funkcje wrażliwości $W_{r_j}^{A^i}(\omega, \vec{r})$, które określają wrażliwość charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowej (a-cz) $A_{q_j}^i(\omega, \vec{r})$ wymienionych wcześniej obciążeń, ustalono na podstawie (4):

$$W_{r_j}^{A^i}(\omega, \vec{r}) \Big|_{\vec{r}_0} = \operatorname{Re} \left\{ W_{r_j}^{\bar{\Phi}^i} \left[p, \vec{r}_0 \right] \right\} = \frac{\partial A_{q_j}^i(\omega, \vec{r})}{\partial r_j} \Big|_{\vec{r}_0} \cdot \frac{r_{j0}}{A_{q_j}^i(\omega, \vec{r}_0)} \quad (4)$$

gdzie: Re - część rzeczywista zmiennej zespolonej.

Niezbędny do wyznaczenia ww. funkcji wrażliwości wektor $\frac{\partial \bar{\Phi}^i(p, \vec{r}_0)}{\partial r_j}$ otrzymano poprzez zróżniczkowanie zależności (2).

Ustalenie transmitancji widmowych obciążeń układu nośnego pozwala wyznaczyć gęstości widmowe i odchylenia standardowe momentów gnącego i skręcającego ramę [3]:

$$G_1(\omega, \vec{r}) = \sum_{h=1}^k \sum_{l=1}^k \bar{\Phi}_h^i(p, r) \bar{\Phi}_l^{*i}(p, r) G_{q_{Li} q_{Pl}}(\omega) \quad , \quad (5)$$

$$\delta_1(\vec{r}) \Big|_{\vec{r}_0} = \sqrt{\int_0^{\omega} G_1(\omega, \vec{r}_0) d\omega} \quad , \quad (5A)$$

gdzie: δ_1 - odchylenia standardowe i-tej zmiennej stanu.

k - liczba osi kół pojazdu,

$G_{q_{Li} q_{Pi}}$ - gęstość widmowa wymuszeń działających na lewe (q_{Li}) i prawe (q_{Pi}) koła i -tej osi, $i=1, 2, \dots, k$.

Wrażliwość względną odchylenia standardowego obciążeń wyznaczono z zależności (6):

$$W_{r_j}^i(\vec{r}) \Big|_{\vec{r}_0} = \frac{r_{j0}}{2\delta_1^2(\vec{r}_0)} \int_0^{\infty} \frac{\omega \partial G_1(\omega, \vec{r}_0)}{\partial r_j} d\omega \quad (6)$$

Prognozowanie trwałości elementów układu nośnego wymaga uwzględnienia struktury częstotliwościowej obciążenia, która na podstawie [2] opisano wskaźnikami I_{Ms} , I_{Mg} :

$$I(\vec{r}) = \frac{N_0(\vec{r})}{N_1(\vec{r})} \quad (7)$$

gdzie: N_0 - średnia liczba przecięć poziomu obciążenia zerowego,

N_1 - średnia liczba wartości szczytowych obciążenia.

Można wyprowadzić zależność, która wyraża względną parametryczną wrażliwość wskaźnika I_i (i -tej zmiennej stanu):

$$W_{r_j}^i(\vec{r}) \Big|_{\vec{r}_0} = 2\overset{\circ}{W}_{r_j}^i(\vec{r}) \Big|_{\vec{r}_0} - \overset{\circ\circ}{W}_{r_j}^i(\vec{r}) \Big|_{\vec{r}_0} - W_{r_j}^i(\vec{r}) \Big|_{\vec{r}_0}, \quad \text{gdzie:} \quad (8)$$

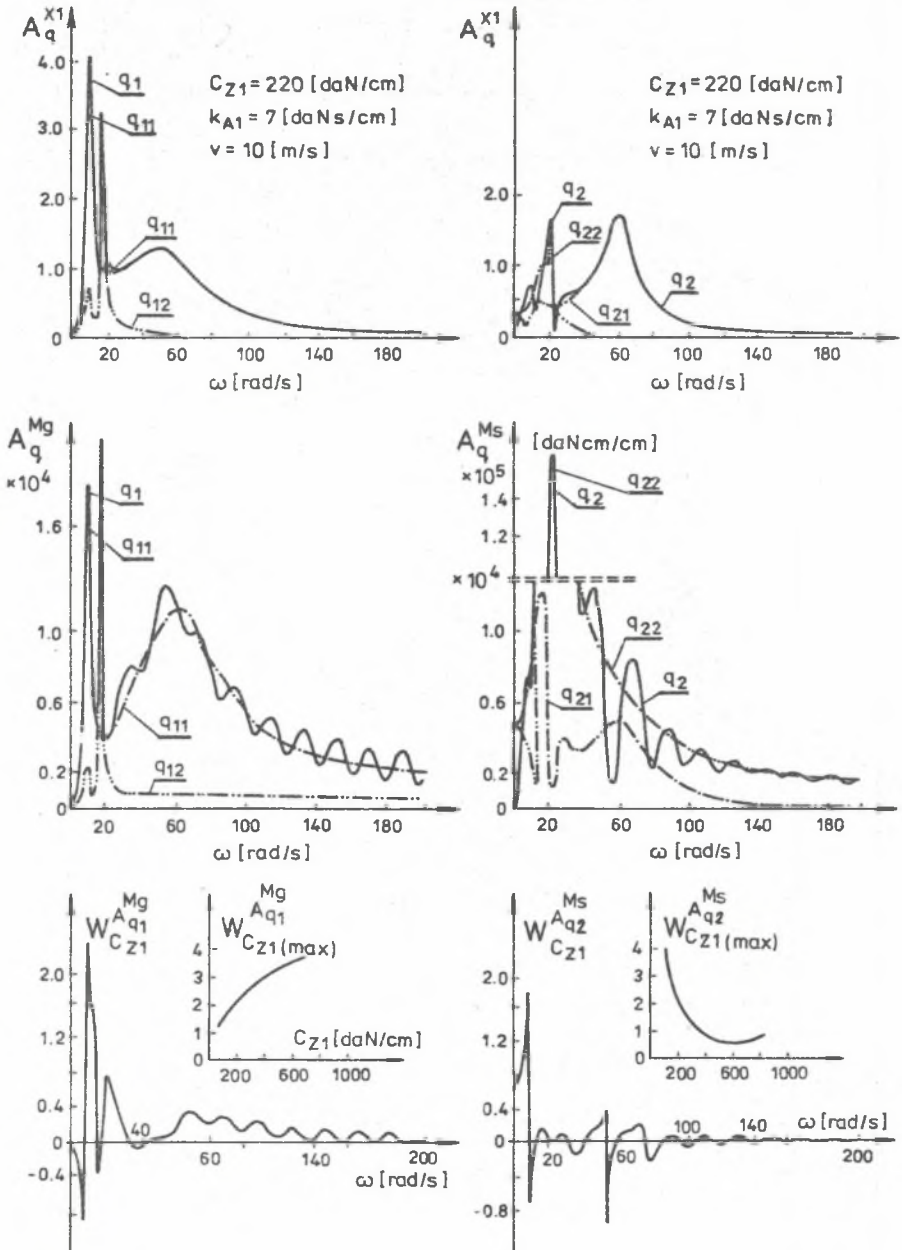
$$\delta_1(\vec{r}) = \sqrt{\int_0^{\infty} G_1(\omega, \vec{r}) d\omega}, \quad \overset{\circ}{\delta}_1(\vec{r}) = \sqrt{\int_0^{\infty} \omega^2 G_1(\omega, \vec{r}) d\omega},$$

$$\overset{\circ\circ}{\delta}_1(\vec{r}) = \sqrt{\int_0^{\infty} \omega^4 G_1(\omega, \vec{r}) d\omega}. \quad (9)$$

Na rys.2 przedstawiono charakterystyki (a-cz) ugięć resorów zawieszenia przedniego $A_q^{X1}(\omega)$ oraz momentów skręcającego $A_q^{Ms}(\omega)$ i gnącego $A_q^{Mg}(\omega)$, występujących w najbardziej obciążonym obszarze ramy pojazdu. Powyższe ch-ki przedstawiono w układzie wskazującym na udział różnych postaci wymuszeń w procesie formowania obciążeń układu nośnego oznaczając:

- q_{11} - wymuszenie działa tylko na koła osi przedniej;
- q_{12} - wymuszenie nie tylko na kołach osi tylnej;
- q_{11}, q_{21} - wymuszenia, odpowiednio symetryczne i asymetryczne, od-

Model D21



Rys.2. Charakterystyki a-cs obciąża układu nośnego i ich wrażliwość.

The dynamic characteristics of load vehicle and sensitivity ones..

działają tylko na koła osi przedniej; q_{12}, q_{22} - jak poprzednio - w odniesieniu do osi tylnej; q_1, q_2 - wymuszenia jak poprzednio, oddziałują jednocześnie na koła osi przedniej i tylnej.

Pokazano także przebieg wrażliwości charakterystyk (a-cz) momentów

skręcającego $W_{A^M_s}^Q(\omega)$ oraz gnącego ramę $W_{A^M_g}^Q(\omega)$ na zaburzenie C_{z1}

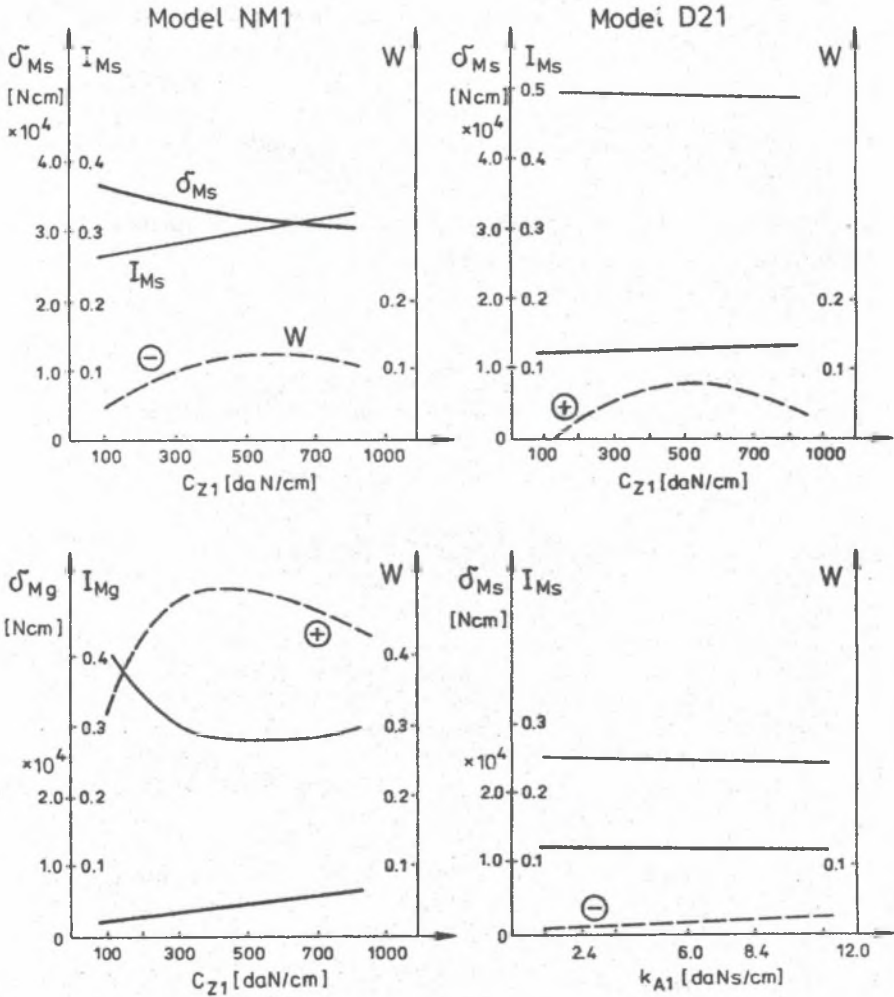
wartości nominalnej współczynnika sztywności C_{z1} zawieszenia przedniego oraz zmianę wartości maksymalnych funkcji wrażliwości wobec zmian wartości C_{z1} .

W rozważanym modelu, przy tym samym poziomie wymuszeń, obserwowane wartości amplitud zmian momentu skręcającego są wielokrotnie większe od momentu gnącego. Wynika to z większej elastyczności układu nośnego na skręcanie niż na zginanie. Wrażliwość charakterystyki (a-cz) momentu gnącego wzrasta ze wzrostem C_{z1} , natomiast wrażliwość charakterystyki (a-cz) momentu skręcającego maleje.

Rys.3 przedstawia przebiegi zależności (5a, 6, 7) odnoszących się do rozważanych momentów obciążających układ nośny, które wyznaczono uwzględniając szeroki zakres zmian wartości współczynników sztywności C_{z1} i tłumienia k_{A1} w zawieszeniu osi kół przednich obydwu modeli.

Model NM1, w tych samych warunkach ruchu, wykazuje, w porównaniu z modelem D21, kilkakrotnie większą wartość δ_{M_s} (odchylenia standardowego momentu skręcającego ramę).

Jest to związane z różną podatnością na skręcanie układu nośnego w obu modelach. Wrażliwość odchylen standardowych momentów skręcających układ nośny, oznaczona na rysunku literą W, jest na tym samym poziomie wartości dla obydwu modeli, ale posiada różny znak. Ujemny znak funkcji wrażliwości wskazuje, że wartość badanego odchylenia standardowego maleje ze wzrostem wartości C_{z1} . Wrażliwość odchylenia standardowego momentu gnącego δ_{M_g} jest kilkakrotnie większa od wrażliwości δ_{M_s} .



Rys.3. Charakterystyki statystyczne obciążeń i ich wrażliwość. Load statistic characteristics and sensitivity of ones are shown.

LITERATURA

- [1] FRANK P.M. Introduction to System Sensitivity Theory, Academic Press, 1978.
- [2] Kocańda S. Szalą J. Podstawy obliczeń zmęczeniowych. PWN, W-wa 1985.
- [3] Prochowski L. Obciążenia dynamiczne układu nośnego pojazdu mechanicznego. Dodatek do biuletynu WAT, 1982/12.
- [4] Tomovic R. Sensitivity analysis of dynamic system. New York, Mac Graw Hill, 1963.

ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТЬ ХАРАКТЕРИСТИК ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК НЕСУЩЕЙ КОНСТРУКЦИИ АВТОМОБИЛЯ

Р е з ю м е

В работе сделано анализ чувствительности динамических нагрузок двух модели грузовых автомобилей специфической конструкции.

PARAMETRIC SENSITIVITY of DESCRIPTION of the DYNAMIC CHARGES of MODELS MOTOR-TRUCK of SPECYFIC CONSTRUCTION

S u m m a r y

In the paper the results of sensitivity analysis the dynamics characteristics of loads in two models vehicle (truck) are shown.

Recenzent: doc. dr inż. S. Wojciech

Wpłynęło do Redakcji 20.XII.1988 r.