

IDENTYFIKACJA PARAMETRYCZNA FALOWEGO MODELU ZDERZENIA CZOŁOWEGO POJAZDU

JÓZEF KRUTUŁ I ANDRZEJ MASŁOWSKI (BIAŁYSTOK)

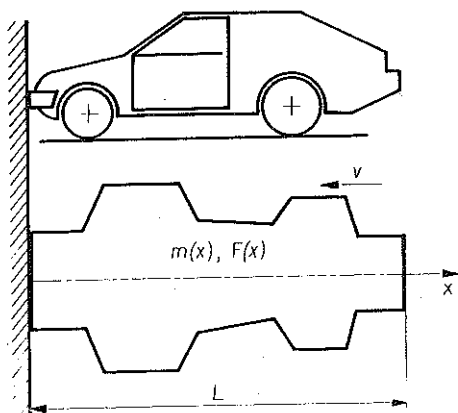
Przedstawiono metodę identyfikacji parametrycznej pewnego modelu matematycznego zderzenia czołowego pojazdu opartego na koncepcji rozprzestrzeniania się fal naprężenia w prętach prostych o zmiennym przekroju poddanych osowemu uderzeniu. W pierwszym przybliżeniu jest to model nieliniowy jednowymiarowy, który rozwiązano numerycznie stosując schemat różnicowy dziewięciopunktowy z kontrolą zbieżności algorytmu. Problem identyfikacji rozwiązano jako zadanie optymalizacji numerycznej przy zastosowaniu algorytmu Davidona-Flechera-Powella. Omówiono problem wykorzystania danych eksperymentalnych oraz przedstawiono wyniki obliczeń numerycznych identyfikacji na przykładzie samochodu osobowego.

1. WSTĘP

Budowa coraz bardziej nowoczesnych a zarazem bezpiecznych pojazdów wymaga szczegółowej analizy m.in. zjawiska zderzenia czołowego. Przegląd metod [1, 2 i 3], stosowanych w badaniu efektów zderzenia zarówno teoretycznych jak i doświadczalnych, ukazuje trudności tu występujące, z których można wyeksponować dwie, mianowicie złożone zjawisko fizyczne zderzenia oraz w praktyce, niepowtarzalny eksperyment. Zatem istotnym elementem zarówno metody komputerowej symulacji zderzenia czołowego pojazdu jak i wyznaczania własności materiałowych i konstrukcyjnych struktury pojazdu staje się numeryczna identyfikacja parametrów założonego modelu matematycznego zderzenia. Przez wyróżnienie w modelowanym układzie elementarnych zjawisk fizycznych uzyskuje się ułatwienie analizy spowodowane ich dostatecznym opracowaniem teoretycznym oraz znajomością związków jakościowych. Znalezienie dla nich opisu ilościowego sprowadza się do wyznaczenia wartości parametrów bądź funkcji charakteryzujących geometryczne i fizyczne własności układu. Jedną z metod tu stosowanych jest doświadczalne zmierzenie wielkości związanych z nimi znaną relacją, a następnie wyznaczenie nieznanych parametrów za pomocą identyfikacji parametrycznej modelu matematycznego.

2. MODEL MATEMATYCZNY ZDERZENIA

Do analizy teoretycznej przyjmowane są różne modele fizyczne i matematyczne [3] dynamiki zderzenia, jednakże żaden z nich nie przybliża zjawiska z w pełni zadawalającą dokładnością. W przedstawionej w artykule metodzie identyfikacji przyjęto model falowy dynamiki zderzenia, który jest oparty na koncepcji rozprzestrzeniania się fal naprężenia w prętach prostych o zmiennym przekroju, poddanych osiowemu uderzeniu [4]. W pierwszym przybliżeniu jest to model nieliniowy, jednowymiarowy, niejednorodny, którego zakres stosowalności zależy przede wszystkim od celu badania zderzenia czołowego, a który preferowany jest przy analizie globalnego efektu zderzenia w czasie i przestrzeni (na przykład do wyznaczania energochłonności konstrukcji samochodu). Model fizyczny układu pojazdu przy uderzeniu pokazany jest na rys. 1.



Rys. 1. Układ pojazdu przy zderzeniu czołowym i jego model fizyczny

Model matematyczny zderzenia ma postać [5]:

$$(2.1) \quad m(x) \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - \frac{\partial}{\partial x} \left[\sigma \left(\frac{\partial u}{\partial x}, x, t \right) F(x) \right] = 0$$

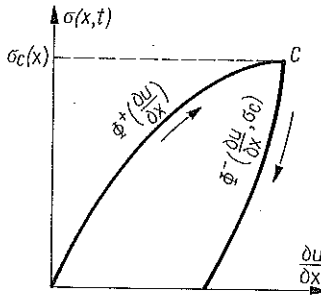
z następującymi warunkami granicznymi:

$$(2.2) \quad \begin{aligned} \text{dla } t=0 \quad & \frac{\partial u}{\partial t} = v = \text{const}, \quad \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad \text{lub} \quad u(0, x) = 0; \\ \text{dla } x=0 \quad & u(t, 0) = 0, \end{aligned}$$

$$(2.2) \quad \text{dla } L=0 \quad \frac{\partial u}{\partial x} = 0, \\ \text{[cd]}$$

gdzie (x, t) oznacza punkt czasoprzestrzeni $[0, L] \times [0, T]$, L całkowitą długość pojazdu, $u(t, x)$ przemieszczenie pola przekroju poprzecznego struktury pojazdu, $m(x)$ masę bieżącą struktury pojazdu, $F(x)$ pole przekroju poprzecznego, przenoszącego obciążenie oraz $\sigma((\partial u/\partial x), x, t)$ naprężenie w przekroju poprzecznym $F(x)$, zależne od odkształcenia $\partial u/\partial x$ i współrzędnych (x, t) .

Postać nieliniowej funkcji $\sigma((\partial u/\partial x), x, t)$ może być wyznaczona z analizy równań konstytutywnych, określających związek między naprężeniem σ a odkształceniem $\varepsilon = \partial u/\partial x$. W początkowej fazie zderzenia, kiedy występują tylko odkształcenia sprężyste $\sigma = \sigma(\varepsilon)$ może być aproksymowana funkcją liniową na niewielkim odcinku. Jednakże ogólnie jest ona nieodwracalną charakterystyką, uwzględniającą sprężysto-plastyczne własności struktury pojazdu oraz efekt rozproszenia energii mechanicznej przy zderzeniu. W mechanice odkształcenia struktury pojazdu wyodrębnia się wówczas, co pokazano na rys. 2, dwa procesy 1) obciążenia oraz 2) odciążenia.



Rys. 2. Nieodwracalna charakterystyka $\sigma = \sigma(\varepsilon)$ dla ustalonego punktu (x, t)

Pole zawarte między gałęziami charakterystyki określa histerezę plastyczną, reprezentującą rozpraszanie energii w strukturze pojazdu. Po pełnym cyklu obciążenia-odciążenia w strukturze występują odkształcenia trwałe.

Ogólnie zależność między naprężeniem σ a odkształceniem $\varepsilon = \partial u/\partial x$ jest postaci następującej:

$$(2.3) \quad \sigma(x, t) = \Phi^+ \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right) \quad \text{dla obciążenia,} \\ \sigma(x, t) = \Phi^- \left[\frac{\partial u}{\partial x}, \sigma_c(x) \right] \quad \text{dla odciążenia,}$$

gdzie

Φ^+ , Φ^- oznaczają podlegające wyznaczeniu funkcje kształtu oraz $\sigma_c(x)$ maksymalne naprężenie w cyklu obciążenia.

Zreasumujmy, równanie (2.1) modelu matematycznego zderzenia przedstawia się następująco. W cyklu obciążenia mamy

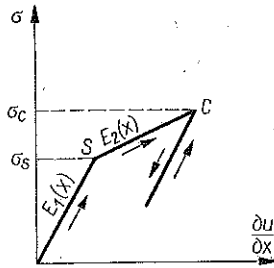
$$(2.4) \quad m(x) \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - F(x) \frac{d\Phi^+}{d\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{dF}{dx} \Phi^+ \left(\frac{\partial u}{\partial x}\right) = 0,$$

w cyklu odciążenia

$$(2.5) \quad m(x) \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - F(x) \frac{\partial \Phi^-}{\partial \left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{dF}{dx} \Phi^- \left[\frac{\partial u}{\partial x}, \sigma_c(x)\right] - \\ - F(x) \frac{\partial \Phi^-}{\partial \sigma_c} \frac{d\sigma_c}{dx} = 0$$

przy warunkach granicznych (2.2). W praktycznych zastosowaniach przedstawionego modelu matematycznego zderzenia czołowego zasadniczym problemem jest wyznaczenie funkcji kształtu Φ^+ , Φ^- .

Zakładając szczególną postać charakterystyki $\sigma = \sigma(\varepsilon)$ którą przedstawia rys. 3, będącą modelem Prandtla sprężysto-plastycznych odkształceń materiału ze wzmocnieniem, funkcję kształtu Φ^+ i Φ^- można napisać jak następuje [4]:



Rys. 3. Model Prandtla charakterystyki $\sigma = \sigma(\varepsilon)$ dla ustalonego punktu (x, t)

$$\sigma(x, t) = \begin{cases} E_1(x) \frac{\partial u}{\partial x} & \text{dla } \sigma \leq \sigma_s & \text{dla obciążenia,} \\ E_2(x) \frac{\partial u}{\partial x} + (1-\mu) \sigma_s & \text{dla } \sigma_s < \sigma \leq \sigma_c \\ E_1(x) \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{1-\mu}{\mu} (\sigma_c - \sigma_s) & \text{dla } \sigma < \sigma_c & \text{dla odciążenia,} \end{cases}$$

gdzie σ_s dopuszczalne naprężenie w obszarze liniowo-sprężystym, a $E_1(x)$, $E_2(x)$ oznaczają funkcje charakteryzujące własności materiałowe struktury pojazdu odpowiednio w przedziale liniowo-sprężystym i sprężysto-plastycznym oraz $\mu = E_2(x)/E_1(x)$.

Złożona postać równań (2.4) i (2.5) wymaga ich numerycznego rozwiązania. Proponuje się zastosowanie tu metody różnic skończonych, opartej na schemacie dziewięciopunktowym z automatyczną kontrolą zbieżności algorytmu [6].

Dla modelu Prandtla charakterystyki $\sigma = \sigma(\varepsilon)$ rozwiązanie numeryczne równań (2.4) i (2.5) sprowadza się do schematu następującego:

Definiując $u(x_i, t_j) = u_{ij}$, $i = 0, 1, 2, \dots, M$, $j = 0, 1, 2, \dots$, $x_1 = ih$, $h = L/M$, $t_j = j\tau$, gdzie M jest liczbą punktów dyskretyzacji wzdłuż zmiennej przestrzennej, a τ jest przedziałem czasu, wynikającym z dyskretyzacji osi czasu, otrzymuje się

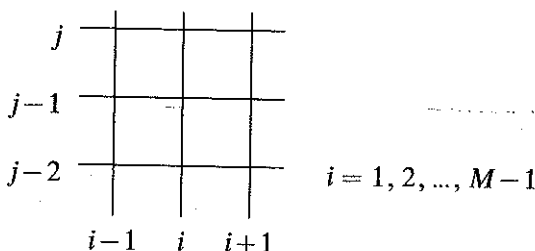
- 1) dla $j = 0$ wartości u_{ij} równe są danym początkowym;
- 2) dla $j = 1$ wartości u_{ij} wylicza się następująco:

$$u_{ij} = \begin{cases} v\tau & \text{dla punktów, do których doszło zaburzenie,} \\ u_{i,0} & \text{dla pozostałych punktów;} \end{cases}$$

- 3) dla $j \geq 2$ wartości u_{ij} są następujące:

$$(2.6) \quad A_i u_{i-1,j} - C_i u_{ij} + B_i u_{i+1,j} = -D_i,$$

gdzie



oraz

$$(2.7) \quad A_i = -\frac{\delta}{m_{i,j-1}} \frac{\tau^2}{h^2} F_{i,j-1} E_{i,j-2};$$

$$(2.8) \quad C_i = -\left(1 + \frac{\delta}{m_{i,j-1}} \frac{\tau^2}{h^2} (F_{i+1,j-1} E_{i+1,j-1} + F_{i,j-1} E_{i,j-1})\right);$$

$$(2.9) \quad B_i = -\frac{\delta}{m_{i,j-1}} \frac{\tau^2}{h^2} F_{i+1,j-1} E_{i+1,j-1};$$

$$(2.10) \quad D_i = -\left(\frac{2\delta-1}{m_{i,j-1}} \frac{\tau^2}{h^2} F_{i+1,j-1} E_{i+1,j-1} u_{i+1,j-1} - \left(2 + \frac{2\delta-1}{m_{i,j-1}} \frac{\tau^2}{h^2} \times \right.\right. \\ \left.\left. \times (F_{i+1,j-1} E_{i+1,j-1} + F_{i,j-1} E_{i,j-1})\right)\right) u_{i,j-1} + \frac{2\delta-1}{m_{i,j-1}} \frac{\tau^2}{h^2} \times$$

$$\begin{aligned} & \times F_{i,j-1} E_{i,j-1} u_{i-1,j-1} + \frac{\delta}{m_{i,j-1}} \frac{\tau^2}{h^2} F_{i+1,j-1} E_{i+1,j-1} u_{i+1,j-2} - \\ & - \left(1 + \frac{\delta}{m_{i,j-1}} \frac{\tau^2}{h^2} (F_{i+1,j-1} E_{i+1,j-1} + F_{i,j-1} E_{i,j-1}) \right) u_{i,j-2} + \\ & + \frac{\delta}{m_{i,j-1}} \frac{\tau^2}{h^2} F_{i,j-1} E_{i,j-1} u_{i-1,j-2} + \frac{\tau^2}{2h} \frac{1}{m_{i,j-1}} ((\sigma_{i+1,j-1} + \\ & + \theta_{i+1,j-1}) F_{i+1,j-1} - (\sigma_{i-1,j-1} + \theta_{i-1,j-1}) F_{i-1,j-1}), \end{aligned}$$

gdzie δ jest parametrem, sterującym zbieżnością algorytmu oraz dla tego przypadku funkcja θ definiowana jest następująco:

$$(2.11) \quad \theta = \begin{cases} 0 & \text{dla } \sigma(x) \leq \sigma_s \\ \sigma_s & \text{dla } \sigma_s < \sigma(x) \leq \sigma_c \\ \sigma_c & \text{dla } \sigma(x) < \sigma_c \end{cases} \quad \left. \begin{array}{l} \text{dla obciążenia,} \\ \text{dla odciążenia.} \end{array} \right\}$$

Powyżej zdefiniowane wzory dla $i = 1, 2, \dots, M-1$ oraz równości $u_{0,j} = 0$, $u_{M,j} = u_{M-1,j}$ wynikających z warunków brzegowych tworzą układ równań liniowych o macierzy trójkątnej. Rozwiązania tego układu są rozwiązaniami modelu w węzłach siatki dla $t = \tau j$.

3. METODA IDENTYFIKACJI

Przedstawiony w poprzednim paragrafie model matematyczny zderzenia czołowego pojazdu będzie użyteczny w badaniach energochłonności lub do symulacji komputerowej [6], jeżeli będzie opisywał nie tylko jakościowo ale i ilościowo rzeczywisty przebieg zderzenia dla konkretnego pojazdu. Użytkuje się to, jak już wspomniano we wstępie, stosując metodę identyfikacji parametrycznej tego modelu, przy wykorzystaniu danych otrzymanych z eksperymentu zderzenia czołowego ze sztywną przegrodą.

Przyjęta metoda identyfikacji parametrów oparta jest o koncepcję minimalizacji błędu dopasowania równania modelu matematycznego do układu rzeczywistego — przy wykorzystaniu odpowiednio zdefiniowanego wskaźnika jakości o postaci

$$(3.1) \quad \beta = \sum_{s=1}^S \left\{ \sum_{r=1}^R \frac{1}{y_{u_{\max}}^2} [u(x_r, t_s, \alpha) - y_u(x_r, t_s)]^2 + \sum_{p=1}^P \frac{1}{y_{d_{\max}}^2} \times \right. \\ \left. \times \left[\frac{\partial^2}{\partial t^2} u(x_p, t_s, \alpha) - y_d(x_p, t_s) \right]^2 \right\},$$

gdzie $u(x_r, t_s, \alpha)$ oznacza przemieszczenie przekroju poprzecznego w punkcie x i w czasie t_s , obliczone z modelu matematycznego i będące funkcją

parametrów identyfikowanych; α wektor parametrów identyfikowanych; $y_u(x_r, t_s)$ przemieszczenie przekroju w tych samych punktach x_r i t_s , wyznaczone z eksperymentu zderzenia, a $y_{u_{\max}}$ jego wartość maksymalną; $y_d(x_p, t_s)$ opóźnienie przekroju w punkcie x_p i czasie t_s , wyznaczone z eksperymentu zderzenia a $y_{d_{\max}}$ jego wartość maksymalną, S liczbą punktów pomiarowych w czasie R liczbę punktów pomiarowych przemieszczeń oraz P liczbę punktów pomiarowych opóźnień.

Wskaźnik (3.1) jest szczególnym przypadkiem, przy uwzględnieniu dyskretnych pomiarów w czasie i przestrzeni, ogólnego wskaźnika jakości identyfikacji stosowanego dla układów przestrzenno-czasowych [7]. Wybór wektora parametrów identyfikowanych zależy ogólnie od celu identyfikacji i od zbioru danych eksperymentalnych. W problemie w rozważaniu identyfikuje się wektor α , który wyznacza przebieg funkcji kształtu w przyjętym modelu Prandtla charakterystyki $\sigma = \sigma(\varepsilon)$, a który związany jest z funkcją naprężeń w sposób następujący:

$$(3.2) \quad \begin{aligned} \sigma \left(x, \frac{\partial u}{\partial x}, \alpha_1 \right) &= E_1(x, \alpha_1) \frac{\partial u}{\partial x} && \text{dla } \sigma \leq \sigma_s, \\ \sigma \left(x, \frac{\partial u}{\partial x}, \alpha \right) &= E_2(x, \alpha_2) \frac{\partial u}{\partial x} + (1-\mu) \sigma_s && \text{dla } \sigma_s < \sigma \leq \sigma_c, \\ \sigma \left(x, \frac{\partial u}{\partial x}, \alpha \right) &= E_1(x, \alpha_1) \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{1-\mu}{\mu} (\sigma_c - \sigma_s) && \text{dla } \sigma < \sigma_c, \end{aligned}$$

gdzie

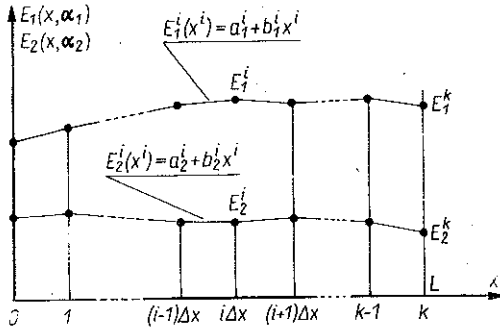
$$\mu = \frac{E_2(x, \alpha_2)}{E_1(x, \alpha_1)}, \quad \alpha = [\alpha_1, \alpha_2].$$

Podwektory α_1 i α_2 wyznaczają przebieg odpowiednio funkcji E_1 i E_2 w przedziale $0 \leq x \leq L$.

Ze względu na złożoną procedurę liczenia numerycznego modelu matematycznego zderzenia czołowego oraz samej procedury identyfikacji przyjmuje się w pierwszym przybliżeniu liniowe przebiegi funkcji $E_1(x, \alpha_1)$ i $E_2(x, \alpha_2)$ w przedziale Δx podziału długości L pojazdu na k odcinków (rys. 4):

$$(3.3) \quad \begin{aligned} E_1^i(x^i) &= a_1^i + b_1^i x^i, \\ E_2^i(x^i) &= a_2^i + b_2^i x^i, \end{aligned}$$

gdzie $(i-1)\Delta x \leq x^i \leq i\Delta x$, a współczynniki $a_1^i, b_1^i, a_2^i, b_2^i$ są stałe w przedziale zmienności x^i .

Rys. 4. Aproxymacja $E_1(x)$ i $E_2(x)$

Wówczas

$$(3.4) \quad \begin{aligned} \alpha_1 &= [a_1^1, b_1^1, a_1^2, b_1^2, \dots, a_1^i, b_1^i, \dots, a_1^k, b_1^k], \\ \alpha_2 &= [a_2^1, b_2^1, a_2^2, b_2^2, \dots, a_2^i, b_2^i, \dots, a_2^k, b_2^k]. \end{aligned}$$

Lizbę składowych wektora parametrów identyfikowanych α można zmniejszyć z $4k$ do $2k+2$ wybierając do identyfikacji współrzędne E_1^i i E_2^i , $i = 1, 2, \dots, k$. Wówczas wektor α przyjmuje postać następującą:

$$(3.5) \quad \alpha = [E_1^0, E_2^0, E_1^1, E_2^1, \dots, E_1^i, E_2^i, \dots, E_1^k, E_2^k].$$

Zależności wiążące E_1^i , E_2^i z a_1^i , a_2^i , b_1^i , b_2^i , dla $i = 0, 1, \dots, k$, są łatwe do wyznaczenia. W trakcie procedury identyfikacji celowe jest wprowadzenie dodatkowych ograniczeń, dotyczących maksymalnych i minimalnych wartości współrzędnych E_1^i i E_2^i , o postaci

$$(3.6) \quad \begin{aligned} E_{1\text{MIN}}^i &\leq E_1^i \leq E_{1\text{MAX}}^i, \\ E_{2\text{MIN}}^i &\leq E_2^i \leq E_{2\text{MAX}}^i. \end{aligned}$$

Z eksperymentu zderzenia pojazdu ze sztywną przegrodą otrzymuje się dane dotyczące:

- 1) opóźnień, uzyskanych za pomocą czujników umieszczonych w strukturze pojazdu,
- 2) przemieszczeń punktów odniesienia naniesionych na strukturę pojazdu metodą pośrednią przez odczyt z analizatora filmowego przebiegu zderzenia.

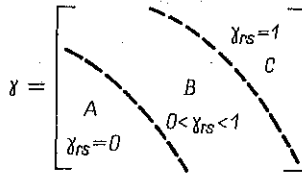
Przemieszczenie $y_u(x_r, t_s)$ oraz opóźnienie $y_d(x_p, t_s)$ przemieszczenia przekroju poprzecznego struktury pojazdu oblicza się, wykorzystując powyższe

pomiary następująco:

$$(3.7) \quad \begin{aligned} y_u(x_r, t_s) &= \gamma(x_r, t_s) z_u(x_r, t_s), \\ y_d(x_p, t_s) &= \xi(x_p, t_s) z_d(x_p, t_s), \end{aligned}$$

gdzie $\gamma(x_r, t_s)$ oznacza współczynnik wagi, uwzględniający wpływ pojedynczych punktów pomiarowych na wartość wskaźnika jakości identyfikacji; $\xi(x_p, t_s)$ współczynnik eliminujący wskazania zniszczonego czujnika opóźnień; $z_u(x_r, t_s)$ przemieszczenia punktów pomiarowych po opracowaniu odczytów z analizatora filmowego oraz $z_d(x_p, t_s)$ opóźnienie w punktach pomiarowych. Współczynniki $\gamma(x_r, t_s)$, $r = 1, 2, \dots, R$, $s = 1, 2, \dots, S$ uwzględniają przede wszystkim fakt, że część przednia pojazdu ulega w znacznym stopniu w trakcie zderzenia trwałym odkształceniom i wpływ punktów pomiarowych z tej części jest inny niż z pozostałych.

Budowę macierzy wag przedstawiono na rys. 5. Obszar *A* tej macierzy charakteryzuje część pojazdu odkształconą trwale, obszar *B* część, która

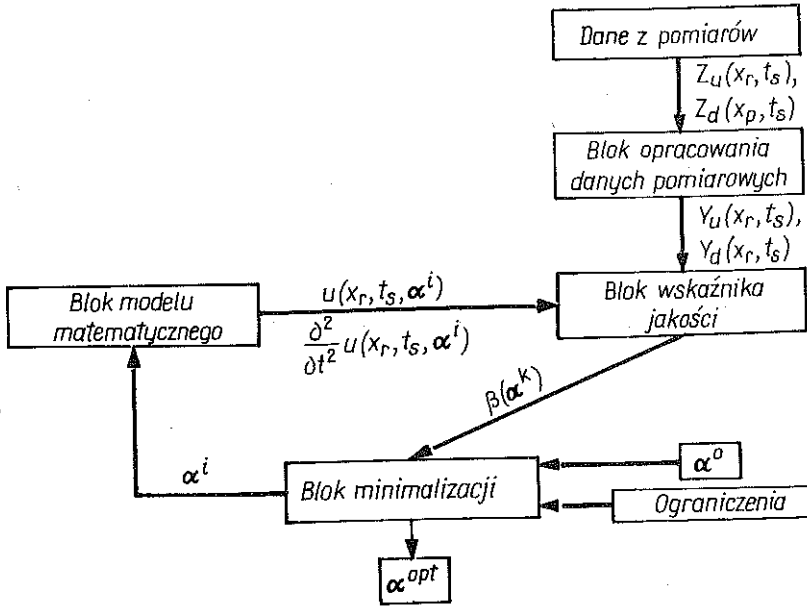


Rys. 5. Macierz wag

zaczyna się trwale odkształcać oraz obszar *C* część podlegającą odkształceniom sprężystym.

Identyfikacja parametryczna przedstawionego uprzednio modelu matematycznego zderzenia czołowego pojazdu polega na nadawaniu wektorowi parametrów α równanie (3.5) takich wartości, aby rozwiązania równania (2.7) modelu najlepiej opisywało układ rzeczywisty reprezentowany przez funkcje pomiarów $y_u(x_r, t_s)$ w zdyskretyzowanych punktach czasoprzestrzennych (x_r, t_s) . W praktyce realizowane jest to przez minimalizację numeryczną wskaźnika jakości identyfikacji (3.1) względem α , przy uwzględnieniu ograniczeń (3.6). Wartości α odpowiadające minimum będą rozwiązaniem problemu identyfikacji. Ogólny schemat algorytmu identyfikacji pokazano na rys. 6.

Blok modelu matematycznego rozwiązuje numerycznie równanie (2.7) dla danych warunków granicznych. Rozwiązaniami są wartości funkcji *u* oraz wartości jej drugiej pochodnej względem czasu w poszczególnych punktach współrzędnej przestrzennej i chwilach czasu *t* dla określonej wartości α^i wektora parametrów identyfikowanych w *i*-tej iteracji (dla pierwszej iteracji zakłada się przybliżenie początkowe α^0). W bloku wskaźnika jakości obli-



Rys. 6. Schemat algorytmu identyfikacji

czona jest dla każdej iteracji wartość β równanie (3.1) dla przemieszczeń i ich pochodnych, obliczonych w bloku modelu matematycznego oraz odpowiadającym im wartościom przemieszczeń y_u i opóźnień y_d wyznaczanych z eksperymentu zderzenia. W przypadku zastosowania metod gradientowych minimalizacji wskaźnika β w bloku tym liczony jest również gradient $D\beta(\alpha)$. W bloku minimalizacji problem poszukiwania wartości wektora parametrów identyfikowanych α rozwiązywany jest jako zadanie numerycznej ograniczonej minimalizacji wskaźnika β , np. metodą Davidona-Fletchera-Powella [7].

W bloku opracowania danych pomiarowych ma za zadanie analizować procedurę numeryczną przemieszczeń punktów pomiarowych na strukturze pojazdu z_u , uzyskanych z analizatora filmowego przebiegu eksperymentu zderzenia czołowego oraz opracowanie przebiegów opóźnień z_d otrzymanych z czujników opóźnień, zlokalizowanych w odpowiednich punktach struktury pojazdu. Opracowanie tych danych to zarówno operacja wygładzania przebiegów czasowych i eliminacja błędnych danych, jak również przyporządkowanie odpowiednich współczynników $\gamma(x_r, t_s)$ poszczególnym punktom pomiarowym według zasady poprzednio omówionej. Przy ustalaniu wyrazów macierzy γ korzysta się przede wszystkim z analizy obrazu filmowego, który pozwala określić, które z punktów odniesienia (części struktury pojazdu) uległy trwałym odkształceniom. Pewne informacje uzyskuje się także z analizy przebiegu opóźnień, stanowiącego również historię niszczenia struktury pojazdu.

4. PRZYKŁADOWE WYNIKI OBLICZEŃ IDENTYFIKACJI PARAMETRÓW

Identyfikacji parametrów modelu falowego zderzenia czołowego w przypadku samochodu osobowego dokonano na podstawie wyników próby zderzenia czołowego ze sztywną przegradą. Eksperyment był przeprowadzony na specjalistycznym stanowisku badawczym w PIMOT w Warszawie [9].

Niektóre dane charakteryzujące samochód są następujące: 1) długość $L = 3,3$ m; 2) średnia gęstość materiału konstrukcyjnego $\rho = 7856$ kg/m³; 3) pole przekroju F zmienne w przedziale od $0,56 \cdot 10^{-2}$ m² do $8,32 \cdot 10^{-2}$ m²; 4) masa bieżąca ρF zmienna w przedziale od 44 kg/m do 654 kg/m; 5) prędkość samochodu przed zderzeniem $v = 13,44$ m/s; 6) dopuszczalne naprężenie na granicy σ_s zmienne na długości w przedziale od $-0,5 \cdot 10^5$ N/m² do $-0,5 \cdot 10^8$ N/m²; 7) liczba punktów dyskretyzacji współrzędnej przestrzennej przy numerycznym rozwiązaniu równania modelu $M = 34$ oraz 8) krok dyskretyzacji czasu $\tau = 10^{-5}$ s.

Dane eksperymentalne dotyczące opóźnień przekroju uzyskano z czujników firmy HBM (dla $P = 6$), ulokowanych wzdłuż osi podłużnej samochodu i rejestrowano na magnetofonie pomiarowym PEMKO. Dane dotyczące przemieszczeń przekrojów (dla $R = 11$), uzyskane z filmowania kamerą Pentazet 16A, zostały opracowane w analizatorze filmów typu NAC/160B.

Zmiany w czasie opóźnień w trakcie trwania eksperymentu zderzenia były rejestrowane w sposób ciągły. Liczbę zmian w czasie przemieszczeń narzucała szybkość filmowania 500 klatek/s. Najistotniejsze wyniki z eksperymentu zawarte są w opracowaniu [10].

Do identyfikacji przyjęto następujący wektor parametrów:

$$\alpha = [E_1^0, E_2^0, E_1^1, E_2^1, E_1^2, E_2^2, E_1^3, E_2^3],$$

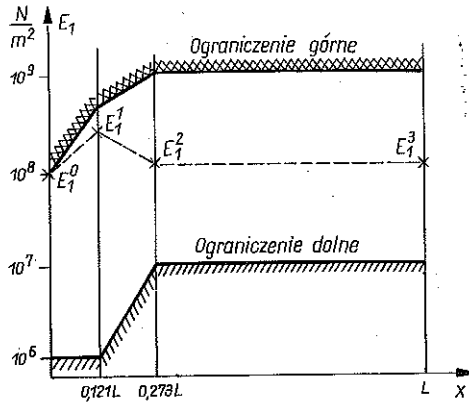
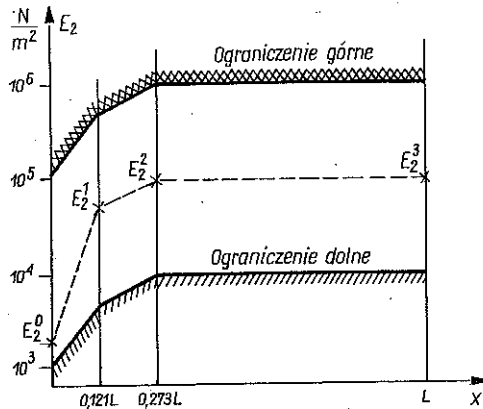
gdzie E_1^i, E_2^i są wartościami współrzędnych funkcji $E(x)$, zgodnie ze wzorem (3.5), $i = 0, 1, 2, 3$ przy podziale samochodu jak następuje:

$$\text{część przednia} \quad 0 \leq x < 0,121 L,$$

$$\text{część środkowa} \quad 0,121 L \leq x < 0,273 L,$$

$$\text{część tylna} \quad 0,273 L \leq x \leq L.$$

Obliczenia numeryczne, oprócz identyfikacji wektora parametrów, miały na celu sprawdzenie między innymi również wpływu liczby pomiarów w czasie, ograniczeń oraz dokładności obliczeń na wynik identyfikacji [10]. Zastosowano tu procedurę minimalizacji wskaźnika jakości identyfikacji według algorytmu Davidona–Fletcher–Powella. Przykładowe wyniki, uzyskane odpowiednio dla $E_1^i, E_2^i, i = 0, 1, 2, 3$, przedstawiono na rys. 7 i 8.

Rys. 7. Wyniki obliczeń numerycznych identyfikacji E_1 Rys. 8. Wyniki obliczeń numerycznych identyfikacji E_2

Ograniczenia nałożone na wektor parametrów identyfikowanych są również pokazane na tych rysunkach. Obliczenia prowadzono z dokładnością względną $\varepsilon = 10^{-5}$. Wielkości składowych zidentyfikowanego wektora parametrów są następujące [w N/m^2]:

$$\begin{aligned} E_1^0 &= 0,1 \cdot 10^9*, & E_2^0 &= 0,17599 \cdot 10^4, \\ E_1^1 &= 0,25039 \cdot 10^9, & E_2^1 &= 0,4999 \cdot 10^5, \\ E_1^2 &= 0,1249 \cdot 10^9, & E_2^2 &= 0,99995 \cdot 10^5, \\ E_1^3 &= 0,10298 \cdot 10^9, & E_2^3 &= 0,9995 \cdot 10^5. \end{aligned}$$

Wielkość E_1^0 wyróżniona gwiazdką jest równa wielkości ograniczenia górnego dla przedziału dopuszczalnych zmian funkcji $E_1(x)$ w punkcie $X = 0$.

Wyniki identyfikacji tu przedstawione dotyczą istotnego przedziału czasu trwania eksperymentu zderzenia, kiedy następują maksymalne, trwałe odkształcenia elementów nadwozia (około 1/4 całego czasu kontaktu samochodu z przeszkodą). Należy podkreślić, że są to wyniki optymalne w sensie przyjętego wskaźnika jakości identyfikacji oraz danych eksperymentalnych i danych do obliczeń numerycznych.

5. UWAGI KOŃCOWE

Zidentyfikowany rozważany w artykule model matematyczny może służyć do bardziej szczegółowej analizy przebiegu różnych wielkości charakteryzujących zjawiska towarzyszące próbie zderzenia czołowego pojazdu. Z ważniejszych należy wymienić analizę energochłonności konstrukcji pojazdu, do czego zarówno model falowy zderzenia jak i przedstawiona metoda identyfikacji są szczególnie predestynowane. W zakończeniu należy podkreślić, że aczkolwiek przedstawione zagadnienie zostało sformułowane na podstawie wielu uproszczeń i opisuje proces czołowego zderzenia nie wchodząc w pracę odrębnych elementów układu pojazdu (jak to ma miejsce z reguły w modelu dyskretnym), to jednak daje szereg ważnych informacji o konstrukcji poddawanej próbie. Stanowiąc więc może uzupełnienie innych metod analizy zjawiska zderzenia czołowego pojazdu ze sztywną przegrodą.

LITERATURA CYTOWANA W TEKŚCIE

1. Proc. XVIII of Congress International FISITA, Budapest, 4-10 June, 1981.
2. N. PERRONÉ, *Dynamic plastic energy absorption in vehicle impact*, Rozpr. Inżyn., **29**, 1, 83-97, 1981.
3. Proc. of International Symposium of Structural Crashworthiness, University of Liverpool, Liverpool, 14-16 September, 1983.
4. J. OSIECKI, *Propagation of plane stress waves in nonhomogeneous solid*, Proc. Vibr. Probl., **2**, 1, 67-98, 1961.
5. J. KRUTUL, A. MASŁOWSKI, *Analysis method of head-on vehicle collision*, Vehicle System Dynamics [w druku].
6. T. SURMA, A. MASŁOWSKI, *Computer solution of hyperbolic equation in head-on collision problem*, Mathematics and Computers in Simulation, **26**, 448-453, 1984.
7. A. MASŁOWSKI, J. OSIECKI, *Identification method in car head-on collision simulator*, Proc. Int. Conf. Simulators, University of Sussex, Brighton, Great Britain, 337-340, 1983.
8. A. MASŁOWSKI, *On identification of systems with space-distributed parameters*, Rozpr. Inżyn., **23**, 4, 597-608, 1975.
9. COLLSYS, *System symulacji komputerowej i badań eksperymentalnych zderzenia czołowego samochodu*, PIMOT, 1982 [niepublikowany].
10. M. KOŁODZIEJCZYK, J. KRUTUL, A. MASŁOWSKI, T. SURMA, *Identyfikacja modelu falowego*, Oprac. Polit. Białostockiej, Nr RNN/U/13/84, Białystok 1984.

РЕЗЮМЕ

ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ИДЕНТИФИКАЦИЯ НЕКОТОРОЙ МОДЕЛИ ЛОБОВОГО
СТОЛКНОВЕНИЯ АВТОМАШИНЫ

В статье представлен метод параметрической идентификации некоторой математической модели лобового столкновения автомашины, основанной на теории распространения волн напряжений в неоднородных, прямолинейных стержнях, с переменным сечением, подвергнутых продольному удару. В первом приближении нелинейная, одномерная модель решена с помощью девятиточечной разностной схемы с контролем сходимости алгоритма. Проблема идентификации решена как задача численной оптимизации, используя алгоритм Давидсона-Флечера-Поуелла. Обсуждена проблема использования экспериментальных данных и представлены результаты численных расчетов на примере автомобиля.

SUMMARY

PARAMETRIC IDENTIFICATION OF THE WAVE MODEL OF VEHICLE
HEAD-ON COLLISION

In the paper the method is presented of parametric identification of a mathematical model of vehicle head-on collision, based on the concept of stress waves propagation in nonhomogeneous, straight rods upon axial impact. In the first approximation, the model (which is nonlinear and one dimensional) is solved by means of a nine-point difference scheme. The identification problem is solved as the problem of numerical optimization via the Davidon-Fletcher-Powell algorithm. The problem of experimental data utilization is discussed, and the numerical results for a car collision are presented.

POLITECHNIKA BIAŁOSTOCKA
INSTYTUT MECHANIKI

Praca została złożona w Redakcji dnia 18 lipca 1984 r.
