ARCHIWUM MOTORYZACJI
1, pp. 45-50 (2008)

Modelowanie charakterystyki siłowej bębnowych mechanizmów hamujących przyczep rolniczych

ZBIGNIEW KAMIŃSKI

Politechnika Białostocka

W pracy opisano model matematyczny charakterystyki siłowej bębnowego mechanizmu hamującego przyczepy rolniczej z uwzględnieniem zjawiska histerezy. Współczynniki modelu wykładniczego wyznaczono metodą najmniejszych kwadratów na podstawie wyników badań doświadczalnych. Opracowany model matematyczny charakterystyki siłowej może być wykorzystany do symulacji cyfrowej dynamiki pneumatycznych układów hamulcowych przyczep rolniczych oraz innych pojazdów z bębnowymi mechanizmami hamującymi.

1. Wprowadzenie

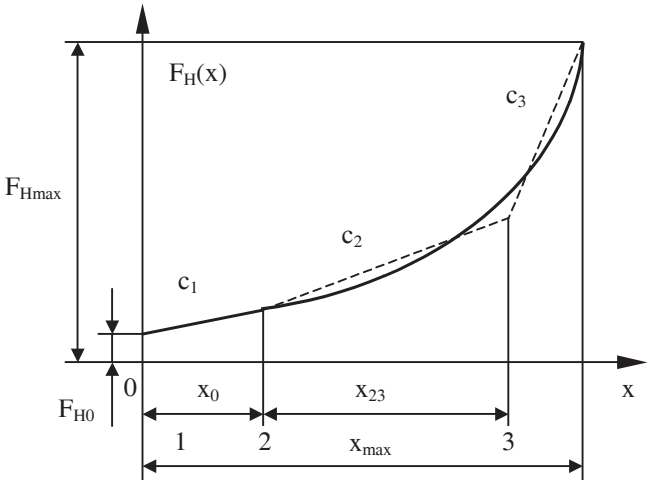
W przyczepach rolniczych stosowane są powszechnie powietrzne wieloobwodowe układy hamulcowe zawierające zespół zasilający, sterujący i przenoszący. Krańcowymi elementami pneumatycznymi zespołu przenoszącego są siłowniki hamulcowe (tłokowe, przeponowe), które poprzez mechanizmy uruchamiania oddziałują na kołowe mechanizmy hamujące, najczęściej bębnowe. Modelowanie zjawisk dynamicznych zachodzących w instalacji pneumatycznej w celu analizy szybkości i synchronii działania wymaga opracowania modelu matematycznego siłownika hamulcowego z uwzględnieniem obciążenia generowanego przez hamulce.

Siłowa charakterystyka mechanizmu hamulcowego $F_H(x)$ przedstawia sobą zależność rozwijanej siły F_H od przemieszczenia x tłoczyska siłownika hamulcowego. Badania doświadczalne kołowych mechanizmów hamujących [1] prowadzone dla cyklicznego reżimu pracy (hamowanie i odhamowanie) wykazały, że charakterystyki $F_H(x)$ są istotnie nieliniowe oraz mają pętlę histerezy, której wielkość zmienia się w znacznym przedziale w zależności od typu i konstrukcji mechanizmu, a także od częstotliwości jego uruchamiania. Wyznaczenie charakterystyki $F_H(x)$ w postaci analitycznej przy wykorzystaniu równań dynamiki korbowego mimoosiowego mechanizmu uruchamiania i szczękowo-bębnowego mechanizmu hamującego, z uwzględnieniem występujących zjawisku luzu, tarcia, nieliniowości i histerezy, jest wielce utrudnione. Ponadto konieczne jest określenie parametrów geometrycznych i masowych poszczególnych elementów wspomnianych mechanizmów. Znacznie

łatwiejsze i mniej pracochłonne jest wyznaczanie charakterystyki siłowej mechanizmu hamującego na drodze doświadczalnej.

2. Opis matematyczny charakterystyki siłowej

Typowy przebieg charakterystyki siłowej pokazano na rysunku 1. Początkowy liniowy wycinek krzywej o sztywności c_1 odpowiada charakterystyce sprężyn ściągających szczęki w przedziale luzu x_o pomiędzy elementami ciernymi (bęben, okładzina) i innych sprężyn odciągających mechanizmu uruchamiania. Przebieg nieliniowego wycinka krzywej o parametrach c_2, c_3, x_{max}-x_o zależy od sztywności elementów mechanizmu hamującego (szczęki z okładzinami, bęben) oraz mechanizmu uruchamiania. Początkowa strefa nieczułości (F_{H0}) jest uwarunkowana siłami tarcia i wstępnego napięcia sprężyn.



Rys. 1. Charakterystyka siłowa bębnowego mechanizmu hamulcowego w fazie hamowania.
Fig. 1. Force displacement diagram for drum brake in apply phase.

Wyniki doświadczeń [1, 2] wskazują, że eksperymentalną charakterystykę $F_H(x)$ można aproksymować z dostateczną dokładnością linią łamaną lub różnymi funkcjami potęgowymi. Dla trzyodcinkowej linii łamanej otrzymuje się zależność [1]:

$$F_H(x)=\begin{cases} F_{H0}+c_1x & \text{dla} \quad 0<x\le x_o \\ F_{H0}+(c_1-c_2)x_o+c_2x & \text{dla} \quad x_o<x\le(x_o+x_{23}) \\ F_{H0}+(c_1-c_3)z_o+(c_2-c_3)x_{23}+c_3x & \text{dla} \quad x>(x_o+x_{23}) \end{cases} \tag{1}$$

gdzie: c_1, c_2, c_3 – współczynniki sztywności wycinków charakterystyki $F_H(x)$; x_{23} – długość wycinka 2-3. Jeśli początkowy wycinek charakterystyki $F_H(x)$ przyjąć jako liniowy, a pozostałą część aproksymować wielomianem, to otrzymamy:

$$F_H(x)=\begin{cases} F_{H0}+c_1x & \text{dla } 0<x\le x_o \\ F_{H0}+c_1x_o+A_1(x-x_o)+A_2(x-x_o)^2+...+A_n(x-x_o)^n & \text{dla } x>x_o \end{cases} \quad (2)$$

gdzie: A_1, A_2,..., A_3 – współczynniki aproksymacji.

W sytuacji, gdy nie bada się wpływu luzu x_o na dynamikę zespołu przenoszącego, wygodniej wykorzystywać funkcję ciągłą $F_H(x)$, opisaną wielomianem:

$$F_H(x)=A_0+A_1x+A_2x^2+...+A_nx^n \quad (3)$$

Metodą analizy regresji danych doświadczalnych dla mechanizmów hamulcowych samochodów ciężarowych ustalono, że zależność $F_H(x)$ w fazie hamowania można opisać dostatecznie dokładnie wielomianem drugiego stopnia, zaś w fazie odhamowania wielomianem stopnia trzeciego z odpowiednimi współczynnikami A_i [1]. Dla fazy odhamowania otrzymuje się całą rodzinę krzywych charakterystyk $F_{Hc}(x)$, zależnie od przemieszczenia tłoczyska siłownika przy ostatnim hamowaniu (hamowania częściowe). Według pracy [1] rodzinę krzywych odhamowania $F_{Hc}(x)$ wygodnie jest opisać zależnością:

$$F_{Hc}(x)=K_F\left(A_{0r}+A_{1r}\frac{x}{K_x}+A_{2r}\frac{x^2}{K_x^2}+A_{3r}\frac{x^3}{K_x^3}\right) \quad (4)$$

gdzie: K_f – współczynnik bezwymiarowy $K_F=F_{Hc}/F_{Hmax}$, K_x – współczynnik bezwymiarowy $K_x=x_c/x_{max}$, F_{Hc}, x_c – odpowiednio siła i przemieszczenie tłoczyska w końcu fazy hamowania częściowego, F_{Hmax}, x_{max} – maksymalne wartości siły i przemieszczenia tłoczyska w końcu fazy odhamowania.

Określenie charakterystyki siłowej $F_H(x)$ przy bezpośrednim pomiarze siły na rozpieraku wymaga zamontowania siłomierza, a więc ingerencji w konstrukcję mechanizmu uruchamiania. Z tego względu praktyczniej jest wyznaczać charakterystykę siłową mechanizmu hamującego wraz z mechanizmem uruchamiania, do czego wystarczy pomiar ciśnienia w komorze siłownika hamującego i pomiar przemieszczenia. W przypadku siłownika hamującego typu tłokowego, tak wyznaczona charakterystyka uwzględnia również histerezę sił tarcia tłoka o cylinder. W pracy [3] do opisu wpływu ciśnienia na przemieszczenie tłoczyska $x=f(p)$ w fazie hamowania zaproponowano funkcję potęgową o stałych wykładnikach:

$$x(p)=x_{\max}\left(\frac{p-p_0}{p_{\max}-p_0}\right)^{1/2} \quad (5)$$

Przebieg ciśnienia podczas odhamowania, w tym również po hamowaniu częściowym, opisano zależnością:

$$x(p)=K_xx_{\max}\left[\frac{p-K_pp_0}{K_p(p_{\max}-p_0)}\right]^{1/3} \quad (6)$$

gdzie: p – ciśnienie w komorze siłownika hamulcowego, p_{max} – ciśnienie maksymalne, p_c – cząstkowe ciśnienia hamowania (przy hamowaniu niepełnym), p_0 – ciśnienie odpowiadające wstępnemu napięciu sprężyn mechanizmu hamulcowego i sprężyny siłownika oraz sił tarcia, K_p – bezwymiarowy współczynnik $K_p=p_c/p_{max}$.

Zależności (5) i (6) stały się inspiracją do opracowania modelu charakterystyki siłowej mechanizmu hamującego w postaci uogólnionej dla hamowania:

$$F_{HS}(x) = A_e\left[(p_{\max} - p_0)\left(\frac{x}{x_{\max}}\right)^{n1} + p_0\right] \tag{7}$$

i odhamowania:

$$F_{HS}(x) = A_e\left[K_p(p_{\max} - p_0)\left(\frac{x}{K_x x_{\max}}\right)^{n2} + K_p p_0\right] \tag{8}$$

gdzie: A_e – efektywna powierzchnia siłownika hamulcowego.
Należy podkreślić, że charakterystyka opisana zależnościami (7) i (8) uwzględnia sumaryczną histerezę mechanizmu hamującego, mechanizmu uruchamiania i siłownika hamulcowego.

3. Badania doświadczalne

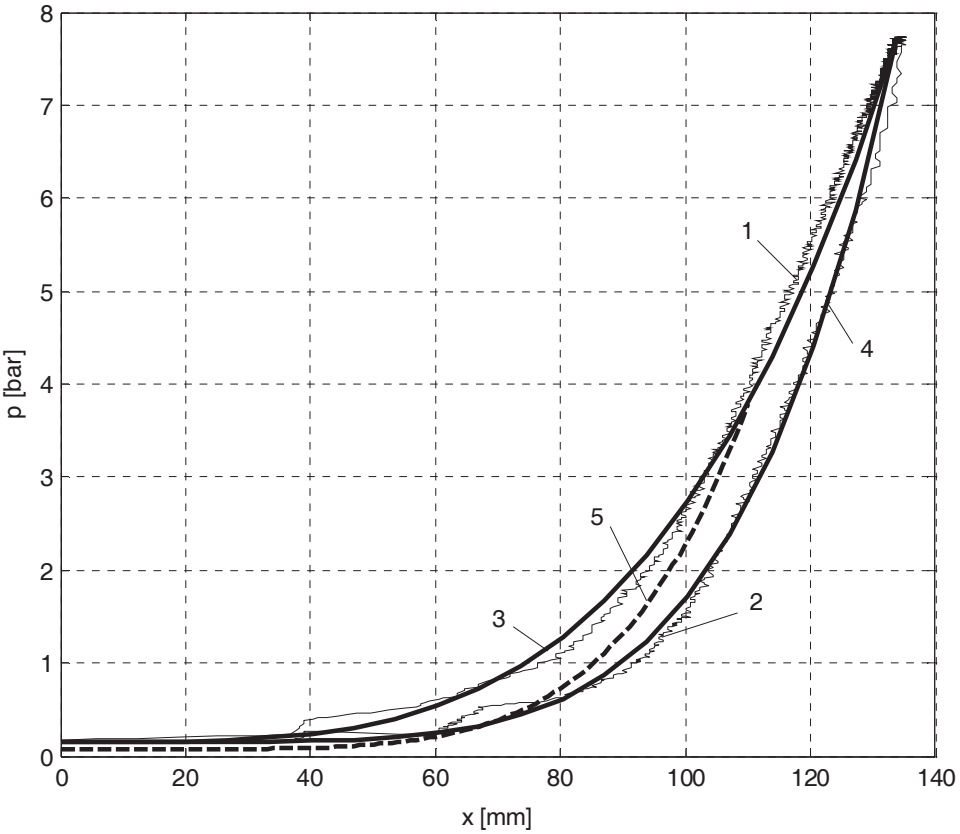
Badania doświadczalne charakterystyki siłowej przeprowadzono dla dwuosiowej przyczepy rolniczej T169 o ładowności 4 t, w której hamulce bębnowe każdej osi są uruchamiane pojedynczym siłownikiem tłokowym o średnicy 125 mm i skoku 140 mm. Badania te polegały na pomiarze przemieszczenia x tłoczyska siłownika przy różnym ciśnieniu p w komorze siłownika, zadawanym za pomocą reduktora podłączonego do sprężarki. Doświadczalną zależność $p(x)$ pokazano na rysunku 2.

Zarejestrowane przebiegi zmian przemieszczenia w funkcji ciśnienia podczas hamowania i odhamowania wykorzystano do identyfikacji wykładników n1 i n2 w procesie minimalizacji poniższej funkcji celu:

$$\sum_{i=1}^{m}\left[\frac{p_d(x) - p_t(x)}{p_d(x)}\right]^2 \tag{9}$$

gdzie: p_d – ciśnienie zmierzone, p_t – ciśnienie teoretyczne dla hamowania lub odhamowania liczone wg zależności (7) lub (8) z wyrażeń w nawiasach kwadratowych.

Obliczenia numeryczne prowadzono w programie Matlab przy wykorzystaniu metody bezgradientowej simplex (funkcja fminsearch). W wyniku obliczeń dla pięciu doświadczalnych przebiegów $p(x)$ otrzymano następujące wartości średnie parametrów charakterystyki siłowej: x_{max}=134,76 mm, p_{max}=7,72 bar, p_0=0,161 bar, $n1$=3,72, $n2$=5,52. Średnie wartości różnic $p_d(x)$-$p_t(x)$ nie przekraczały 0,17 bara. Przebieg charakterystyki teoretycznej $p(x)$ pokazano na rysunku 2. Dodatkowo pokazano na nim przykładowy przebieg krzywej odhamowania po hamowaniu częściowym.



Rys. 2. Charakterystyka p(x) mechanizmu hamującego bębnowego przyczepy rolniczej T-169: 1–doświadczalna dla hamowania, 2 – doświadczalna dla odhamowania, 3 – teoretyczna dla hamowania, 4 – teoretyczna dla odhamowania, 5 – teoretyczna dla odhamowania po hamowaniu częściowym.
Fig. 2. Pressure displacement diagram p(x) of agriculture trailer T-169: 1– empirical in apply phase, 2 – empirical in exhaust phase, 3 – theoretical in apply phase, 4 – theoretical in exhaust phase, 5 – theoretical in exhaust phase after partial braking.

4. Podsumowanie

Eksperymentalne wyznaczenie charakterystyk mechanizmu hamującego wraz z mechanizmem uruchamiania jest proste i wymaga jedynie aparatury do zarejestrowania ciśnienia w komorze siłownika i przemieszczenia tłoczyska. Pomiary te nie wymagają ani ingerencji w konstrukcję mechanizmów, ani jej wymontowania z przyczepy.

Wyniki numerycznej identyfikacji wykładników w zależnościach (7), (8) świadczą o przydatności zastosowanego modelu matematycznego do opisu charakterystyki siłowej mechanizmu hamującego. Opracowany model może być wykorzystany do badań symulacyjnych pneumatycznych układów hamulcowych pojazdów podczas fazy

hamowania i odhamowania, w tym hamowania częściowego. Właściwości histerezy charakterystyk $F_H(x)$ mechanizmów hamujących należy koniecznie uwzględniać przy opracowaniu i badaniach zautomatyzowanych układów hamulcowych.

Literatura

[1] METLJUK M.F., AVTUŠKO V.P.: *Dinamika pnevmatičeskich i gidravličeskich privodov automobilej.* Mašinostroenije, Moskva 1980.

[2] METLJUK M.F., AVTUŠKO V.P., LAPTEV L.E, DRUČININ A.K.: *O celesoobraznosti primenenija gidroprivoda s peremennym peredatočnym otnošeniem v tormoznych systemach avtomobilej.* Avtotraktorostroenie, 13, 1979, s. 22-28.

[3] KIŠKEVIČ P.N.: *Osnovnye nelinejnosti pnevmatičeskogo tormoznogo privoda.* Avtotraktorostroenie, 19, 1984, s. 15-21.

Modelling the force displacement diagram for drum brakes in the agricultural trailers

S u m m a r y

The mathematical model of the force-displacement diagram for drum brakes of agricultural trailers taking into consideration a hysteresis was described in this paper. The factor of exponential model was determined by the method of least squares base on experimental results. The mathematical model can be used for the numerical simulation of the dynamic of air brake systems in the agricultural trailers and other vehicles equipped in drum brakes.