

Modelowanie układu mechanicznego w urządzeniach pneumatycznych hamulca

W artykule przedstawiono sposób modelowania układu mechanicznego w pakiecie modelowania urządzeń pneumatyczno-mechanicznych z ukierunkowaniem na aparaturę hamulcową pojazdów szynowych. Metoda jest uniwersalna, pozwala na symulację dowolnych pneumatycznych elementów hamulcowych łącznie ze sterowaniem elektrycznym. Połączenie różnych elementów z przewodem głównym pozwala na zamodelowanie układu hamulcowego całego pociągu. Zaprezentowano i krótko opisano wszystkie składowe elementy mechaniczne spotykane w urządzeniach pneumatycznych hamulca.

Artykuł powstał w wyniku realizacji projektu badawczego KBN nr 5T12C03025 pt. "Badania procesów zachodzących w pneumatycznych układach hamulcowych pociągów".

1. Wstęp

Układ pneumatycznego hamulca kolejowego jest skomplikowanym zbiorem objętości, zaworów i przewodów połączonych z elementami sterującymi w sposób mechaniczny, elektryczny i pneumatyczny. Duża rozciągłość wymiarowa (w przybliżeniu długość pociągu), wymagana duża niezawodność pracy, znaczne skomplikowanie działania i koszty układu powodują [2], że:

- sterowanie przebiega w większej części w sposób pneumatyczny,
- elementy układu spełniają często więcej, niż jedną funkcję,
- zmienność procesów jest dobraną celowo funkcją czasu,
- sterowanie pneumatyczne jest proporcjonalne.

Ze względu na wysoki koszt budowy prototypów i ich badań, jedną z metod projektowania układu hamulcowego są wstępne badania symulacyjne. Można je podzielić na opisujące działanie całego układu lub jego części składowych [4]. Opracowywana metoda symulacji układów pneumatyczno-mechanicznych służy głównie do analizy pojedynczych aparatów układu hamulcowego, ale połączenie różnych elementów z przewodem głównym pozwala również na zamodelowanie układu hamulcowego całego pociągu (tworzy to złożony model o małym stopniu uproszczenia, ale wymagający dużego nakładu pracy). Metoda symulacji winna być jak najbardziej uniwersalna i nastawiona użytkowo [3,4], tzn. oprócz możliwości symulacji dowolnych układów winna być stabilna numerycznie, bez nadmiernej konieczności kontroli zbieżności układu. Istnieją wprawdzie pakiety modelowania układów pneumatycznych np. [7], ale kolejowy układ hamulcowy wymaga uwzględnienia jego specyficznych cech [5,6].

Układ pneumatyczno-mechaniczny opisywany jest jako zbiór elementów dyskretnych (w przypadku elementów pneumatycznych o znacznej rozciągłości wykorzystuje się metodę elementów skończonych, traktując element jako pseudodyskretny). Zmienne układu podzielono na zmienne stanu, zmienne przepływowe oraz zmienne sterowania. Zmiennymi mechanicznymi są przemieszczenia, prędkości i przyspieszenia zadanych punktów. Układy hamulcowe realizują procesy wywołane nieokresowymi sterowaniami i dlatego pracę tego układu analizuje się jedynie jako proces przejściowy w funkcji czasu, rozwiązanie zaś polega na całkowaniu układu równań ze stałym lub zmiennym krokiem obliczeń.

Cechy układu hamulcowego powodują, że w odróżnieniu od większości programów symulacji działania układów pneumatycznych, zmienne mechaniczne układu hamulcowego, np. otwarcia zaworów, suwaków, dysz o zmiennym przelocie, cylindrów, przekładników, dźwigni, ugięcia membran przyjmują wartości w całym zakresie swej pracy (jak w rzeczywistym układzie), a nie tylko skrajne (dwustanowe).

Cechami charakterystycznymi części mechanicznej omawianych aparatów odwzorowanych w metodzie symulacyjnej są:

- ruchy mas są tylko jednokierunkowe,
- przemieszczenia osiągają niewielkie wartości rzędu kilku milimetrów (oprócz cylindrów, czy siłowników, w których przemieszczenia mogą osiągnąć wartość kilkunastu centymetrów),
- prędkości ruchu są stosunkowo małe, a masy elementów ruchomych w porównaniu z siłami składowymi na nie działającymi są najczęściej niewielkie.

Pomimo pozornej prostoty (układ jednowymiarowy) rozwiązanie jego następcza kłopoty wywołane dużą wartością częstości własnych elementów ruchomych i pewnymi nieliniowościami (głównie ograniczniki ruchu). Część mechaniczna układu pneumatyczno-mechanicznego gra pomocniczą rolę w całym układzie i nie powinna stanowić istotnego spowolnienia całego numerycznego procesu symulacyjnego. Dla elementów mniej istotnych można dopuścić użycie dużego w danym przypadku kroku obliczeń, kosztem zmniejszenia dokładności, która nie może prowadzić do braku stabilności modelu (obliczeń). W wielu przypadkach prawidłowe określenie przemieszczenia (z warunkiem równowagi sił) byłoby wystarczające dla prawidłowej symulacji całego procesu. Istnieją metody numerycznego określania położenia równowagi układu dynamicznego, ale ze względu na ich złożoność nie byłyby one efektywne w omawianych układach. Zaproponowano uproszczoną procedurę służącą do znajdowania stanu równowagi statycznej.

W opisanym modelu, (jak i w rzeczywistych układach hamulcowych przemieszczenia elementów), oprócz sterowania przelotów powietrza, uwzględniono analogowe lub dyskretne sygnały elektryczne do sterowania innych elementów układu lub do celów kontrolnych.

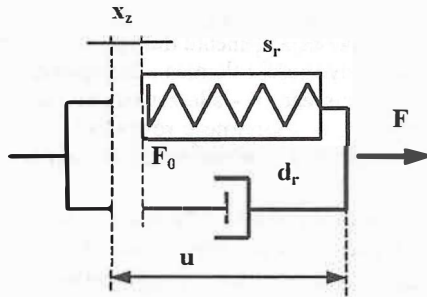
Opis podukładu mechanicznego polega na określeniu wszystkich sił czynnych i sił bezwładności oraz

na określenie przyspieszeń. Przedstawiono poszczególne elementy mechaniczne modelowanych urządzeń pneumatycznych.

2. Elementy mechaniczne

2.1. Element sprężysty

Procedura modeluje nieliniowy element sprężysty z dodatkowym tłumieniem. W układach hamulcowych często sprężyny posiadają napięcie wstępne oraz obszar luzu z zerową siłą. Cechy te uwzględniono w zlinearyzowanym odcinkowo modelu (rys. 1).



Rys. 1. Model sprężyny

x_z - luz początkowy, F_0 - napięcie wstępne, s_r - sztywność sprężyny, d_r - współczynnik tłumienia, u - ugięcie całkowite, F - siła całkowita.

W matematycznym modelu dla zakresu uginania sprężyny wartość siły określana jest zależnością:

$$F = d_r \cdot \dot{u} + s_r \cdot u \quad (1)$$

gdzie:

$u = x(i) - x(j)$,
 $x(i)$ - przemieszczenie masy,
 i, j - numery przemieszczeń (mas).

Zwrot siły sprężyny względem przemieszczeń mas może być dowolnie zadawany.

2.2. Membrana

Procedura wylicza siłę działającą na układ mechaniczny, wywołaną działaniem ciśnienia na powierzchnię. Ponieważ mogą istnieć najróżnorodniejsze warianty występowania takiego układu, zaimplementowano wersję, w której oblicza się siłę działającą tylko na jedną powierzchnię, a procedurę wywołuje się tyle razy, ile jest powierzchni. Wartość siły jest obliczana wzorem:

$$F = \text{znak} \cdot \text{powierzchnia} \cdot \text{cisnienie} \quad (2)$$

gdzie:

znak - oznacza stronę, z której gaz działa na element mechaniczny, (wartość 1 lub -1).

2.3. Dźwignia

Dźwignia zmieniająca przełożenie siły jest czasami stosowana w układach hamulca, np. regulatorze ciśnienia w funkcji obciążenia wagonu. Procedura „dźwignia” modyfikuje działanie siły składowej na daną masę w postaci:

$$F_{c_k} = (\text{dźwignia} - 1) \cdot F_i \quad (3)$$

F_{c_k} - siła wypadkowa działająca na k-tą masę,

F_i - i-ta siła składowa,

dźwignia - przełożenie dźwigni.

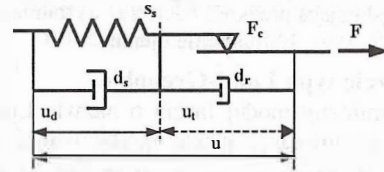
Wprowadzenie wartości $\text{dźwignia}-1$ wynika z tego,

że wartość siły F_c jest w procedurze modyfikowana, a nie wyliczana pierwszy raz.

2.4. Opór ruchu

2.4.1. Tarcie Coulomba z podatnością szeregową

Procedura tarcia suchego oparta jest na modelu przedstawionym na rysunku 2.



Rys. 2. Model elementu ciernego

u - całkowita deformacja elementu ciernego, u_d - zmienna dodatkowa, deformacja sztywności i tłumienia szeregowego, u_t - deformacja elementu ciernego, F - siła zewnętrzna, F_c - siła tarcia, s_s - sztywność szeregową (do elementu ciernego), d_s - współczynnik tłumienia szeregowego, d_r - współczynnik tłumienia równoległego.

W modelu przyjęto tarcie typu Coulomba, które posiada charakterystykę:

$$F = \begin{cases} Fz & \text{gdy } u = 0 \text{ i } |Fz| < Fc \\ Fc \cdot \text{sign}(Fz) & \text{gdy } |Fz| \geq Fc \end{cases} \quad (4)$$

gdzie: F_z - siła zewnętrzna

Model posiada jeden stopień swobody, jest nim deformacja sprężyny szeregowej (zmienna dodatkowa u_d). Sprężyna szeregową i tłumik szeregowy (w modelu tarcia) są liniowe.

Zależności matematyczne układu podzielić można na dwa przedziały:

gdy $F < F_c$:

$$\dot{u}_d = \dot{u} \quad (5)$$

gdy $F = F_c$:

$$\dot{u}_d = (F_c + d_r \cdot \dot{u} - s_s \cdot u_d) / (d_s + d_r) \quad (6)$$

gdzie:

F_c - siła tarcia,

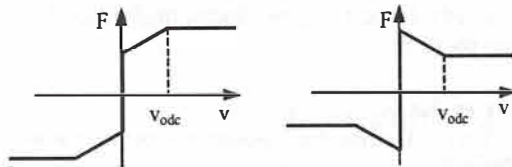
F_s - siła w sprężynie,

F_{ds} - siła w tłumiku szeregowym (do siły tarcia),

F_{dr} - siła w tłumiku równoległym (do siły tarcia).

Element przedstawionego typu jest o wiele bardziej stabilny numerycznie od modelu bez podatności i tłumienia szeregowego. Jeżeli wartość współczynnika tłumienia byłaby taka, że prawdopodobieństwo wystąpienia niestabilności byłoby znaczne, następuje automatyczna zmiana jego wartości. Próbné obliczenia wykazały stabilność tej metody i nie przekraczanie wartości maksymalnych siły tarcia.

Równoległy do sprężyny tłumik może służyć do odwzorowania naturalnego tłumienia występującego niekiedy w układzie, albo do nadania nieliniowej charakterystyki współczynnikiowi tarcia. Wartość tego współczynnika tłumienia może być zarówno dodatnia, jak i ujemna. Wartość ujemna umożliwia rozróżnienie tarcia statycznego od tarcia Coulomba, a wartość dodatnia modelowanie efektu Striebeck'a. W modelu tłumienie jest wprost proporcjonalne do prędkości tarcia, ale możliwe jest również ograniczenie siły tłumienia poprzez zadanie tzw. prędkości odcięcia, powyżej której wartość siły tłumienia nie zmienia się.



Rys. 3. Element cierny z równoległym tłumieniem i charakterystyką uwzględniającą prędkość odcięcia, a) tłumienie dodatnie, b) tłumienie ujemne.

2.4.2. Tarcie typu Lund-Grenoble

Dynamiczny model tarcia o nazwie Lund-Grenoble jest jedną z najnowszych metod modelowania tarcia, wdrażaną w modelowaniu systemów sterowania, robotyki i motoryzacji [1]. Został on również zaimplementowany w omawianym pakiecie. Bazuje on na przyjęciu na powierzchni stykających się ciał włosowych elementów sprężystych doznających najpierw ugięcia sprężystego, a po przekroczeniu wartości siły tarcia statycznego ślizgających się po powierzchni styku. Wartość siły tarcia jest zależna od prędkości ślizgania się uwzględniając efekt Stribeck'a. Rozróżnia on także siłę tarcia statycznego od siły tarcia Coulomba. W omawianym pakiecie zastosowano tzw. parametryzację standardową; model w takim przypadku przyjmuje postać:

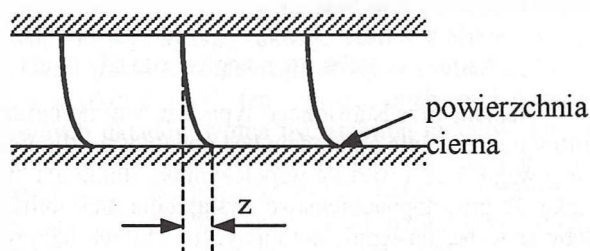
$$\frac{dz}{dt} = v - \sigma_0 \frac{|v|}{g(v)} z \quad (7)$$

$$g(v) = \alpha_0 + \alpha_1 e^{-(v/v_0)^2} \quad (8)$$

$$F = \sigma_0 + \sigma_1 z + \alpha_2 v \quad (9)$$

gdzie:

- z - średnie ugięcie włosków,
- v - względna prędkość trących się ciał,
- σ_0 - sztywność włosków,
- σ_1 - tłumienie odkształcenia włosków,
- $\alpha_0 + \alpha_1$ - siła tarcia statycznego,
- α_1 - siła tarcia Coulomba
- α_2 - współczynnik tłumienia

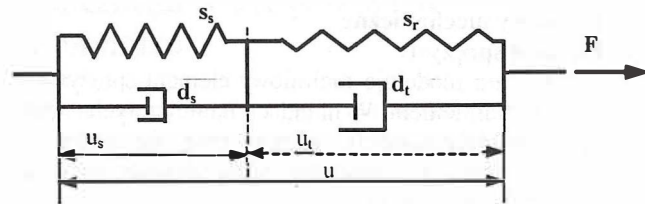


Rys. 4. Model tarcia Lund-Grenoble, z - ugięcie włosków.

Zależności obu przedstawionych modeli mają pewne podobieństwa, aczkolwiek model Lund-Grenoble jest bardziej rozwinięty i lepiej modeluje tarcie w niektórych elementach urządzeń pneumatycznych. Procedura Lund-Grenoble dla pewnych zbiorów parametrów lub dla zbyt dużych kroków obliczeniowych może prowadzić do niestabilności. W modelu nie wprowadzono jednak dodatkowych sztucznych procedur stabilizujących, pozostawiając swobodę użytkownikowi.

2.4.3. Tłumienie wiskotyczne z podatnością szeregową

Element tłumienia wiskotycznego bazuje na modelu przedstawionym na rysunku 5.



Rys. 5. Model tłumika

u - całkowita deformacja elementu tłumika, u_s - zmienna dodatkowa, deformacja sztywności i tłumienia szeregowego, u_t - deformacja elementu tłumiącego, F - siła zewnętrzna, d_t - współczynnik tłumienia tłumika, s_r - sztywność równoległa (do tłumika), s_s - sztywność szeregową, d_s - współczynnik tłumienia szeregowego.

Prezentowany model tłumika jest rozwinięciem modelu standardowego o tłumienie równoległe do sztywności szeregowej. Model posiada jeden dodatkowy stopień swobody, przyjęto go jako deformację sprężyny szeregowej (zmienna dodatkowa u_s). Zasadniczy tłumik posiada charakterystykę jednokrotnie załamaną, pozostałe elementy są liniowe.

Ze względu na małe prędkości występujące w elementach mechanicznych urządzeń pneumatycznych hamulca, nie zamodelowano większej ilości załamań charakterystyki tłumienia, ani nieliniowych funkcji, jakie występują np. w modelu Lund-Grenoble.

W niektórych układach z elementami elastycznymi (np. membranami) może występować pewna sztywność równoległa do tłumienności, dlatego wprowadzono w modelu oba elementy. Elastyczne elementy gumowe mogą posiadać różny przebieg tłumienia, dlatego załamana charakterystyka tłumienia może posiadać różne przebiegi, również odcinkowo malejące.

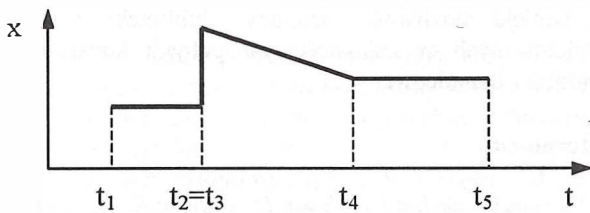
Użycie w modelu dodatkowo tłumienia równoległego do sztywności szeregowej odwzorowuje bardziej rzeczywistość, oraz zapewnia większą stabilność numeryczną dla różnych wartości kroku czasowego i wartości tłumienia, gdyż prawie każdy techniczny element sprężysty zawiera tłumienie.

Jeżeli wartość współczynnika tłumienia równoległego ze sztywnością szeregową byłaby taka, że prawdopodobieństwo niestabilności byłoby duże, następuje zmiana tego współczynnika, zmniejszająca niebezpieczeństwo niestabilności. Zmiana ta ma nikły wpływ na wyniki symulacji, zwłaszcza, że w danym pakiecie tłumienie szeregowo pełni tylko pomocniczą rolę, a zapewnienie stabilnej metody uznano za najważniejsze.

2.5. Źródła przemieszczenia

Utworzono dwie procedury służące do zadawania wartości przemieszczenia w układzie mechanicznym. Procedura pierwsza zadaje przemieszczenie niezależne od czasu (stałe w trakcie całej symulacji). Procedura druga (źródło przemieszczenia nieliniowe) zadaje przemieszczenie zmienne w czasie, zlinearyzowane odcinkowo. Pozwala ona symulować np., sterowanie układu hamulcowego przyciskami o działaniu dwupozycyjnym, skokowym lub liniowo zmiennym. W procedurze można również w każdej chwili wyłączyć wymuszanie przemieszczenia. Pozwala to np. na chwilowe wymuszenie, a następnie danie swobody i

obserwowanie reakcji układu. W zakresie ustawianych przemieszczeń procedura ta wyłącza procedurę obliczania dynamiki masy związanej z tym przemieszczeniem. Rysunek 6 przedstawia przykład działania źródła przemieszczenia.



Rys. 6. Przykład działania źródła przemieszczenia

2.6. Źródła siły

Utworzono stałe lub zmienne w czasie (linearyzowane odcinkowo) źródła siły. Ich zasada tworzenia jest podobna, jak źródeł przemieszczenia. Umożliwiają one wstawienie w procesie symulacyjnym rzeczywistej siły zewnętrznej, lub chwilowej siły fikcyjnej, by wychylić układ z położenia równowagi.

2.7. Element masowy

W pakiecie symulacyjnym przyjęto jako zasadę, że każdy element wyliczalny jest przywoływany odpowiednią procedurą, dlatego też masa ruchoma (z bezwładnością) wywoływana jest swym blokiem (alternatywnie mogłaby być liczona automatycznie). Przyspieszenie oblicza się prostą procedurą, aczkolwiek w procedurze istnieje również alternatywa wyliczania elementów automatycznie

$$a_i = \frac{F c_i}{m_i} \quad (10)$$

gdzie:

a_i - przyspieszenie i-tej masy,

$F c_i$ - suma sił działających na i-tą masę,

m_i - wartość i-tej masy.

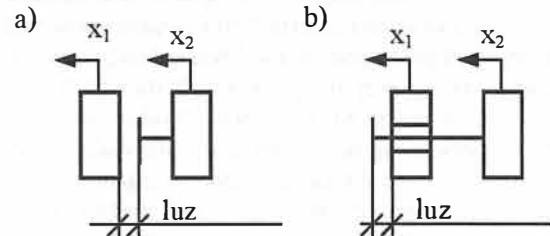
Oprócz przyspieszenia, zapamiętana jest wartość siły bezwładności elementów $F_{ib} = -m_i \cdot a_i$ dla skompletowania i kontroli wszystkich sił układu.

2.8. Ograniczenie ruchu (zderzak)

Procedura „zderzak” modeluje ograniczniki ruchu występujące praktycznie we wszystkich elementach ruchomych aparatury pneumatyczno-mechanicznej. Ponieważ są to przeważnie elementy obudowy metalowej, założono w pełni zderzenie sztywne. Działanie elementu symulacyjnego polega na ograniczeniu przemieszczenia masy do wartości zadanej zderzakiem. W przypadku zderzenia, jeżeli przyspieszenie działa w kierunku jego pogłębienia, jest ono (wraz z prędkością przemieszczenia) zerowane; w przeciwnym przypadku (jest to ruch w kierunku oderwania od zderzaka) nie jest zmieniane. Jeżeli włączona jest opcja zmiennego kroku, to obliczana jest również chwila czasu, w którym masa osiągnie styk ze zderzakiem i jest to wartość kolejnego kroku czasowego.

2.9. Zblokowanie ruchu mas

Zblokowanie ruchu mas w pewnym zakresie ich przemieszczeń spotyka się często w zaworach hamulcowych trójdrogowych, np. w trzonie drażonym głównego przyrządu rozrządczego lub przekładnika ciśnienia; zawór otwiera się w pewnym zakresie ruchu, a w pozostałym zawór zatrzymuje się na „siedzisku”; trzon może się dalej poruszać otwierając inną drogę odpowietrzenia (rys. 8). Zblokowanie to może zachodzić dla różnych zakresów ruchu (rys. 7).



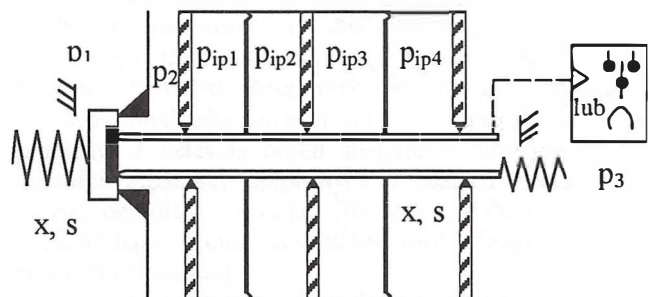
Rys. 7. Warianty zblokowania ruchu mas sterowane parametrami wejściowymi

Podprogram zblokowania ruchu mas jest uruchamiany po obliczeniu ruchu pojedynczych mas, modyfikując ewentualnie ich położenia.

Podobnie, jak dla procedury zderzenia, założono w pełni zderzenie sztywne między masami. W przypadku więc osiągnięcia styku tych mas, poruszają się one razem z prędkością wynikającą z zasady zachowania pędu. Jeżeli w czasie wspólnego ruchu przyspieszenia obu mas (nie uwzględniając zderzenia) są takie, że masy stykają się ze sobą, to masy te będą się poruszały z wspólnym przyspieszeniem wynikającym z sumy wszystkich sił działających na te masy (w przeciwnym przypadku przyspieszenia pozostają różne i będzie to początek rozłączania się mas). W procedurze oblicza się również, czy w najbliższym kroku czasowym nastąpi zblokowanie i oblicza się moment zblokowania (jak dla zderzaka).

2.10. Przekładnik bez dynamiki

Jest to uproszczony (bez dynamiki) przekładnik ze sterowaniem czterema ciśnieniami i dwoma sprężynami. Posiada on trzy przyłącza pneumatyczne, dwa przeloty i dodatkowo wyjście przemieszczenia.



Rys. 8. Schemat działania bloku przekładnika bez dynamiki

Utworzony pakiet symulacyjny umożliwia modelowanie bardzo rozbudowanych przekładników ciśnienia łącznie z analizą dynamiki zarówno części pneumatycznej, jak i mechanicznej. Wymaga to jednak skomplikowanego modelowania. Przekładnik uproszczony bazujący tylko na równowadze quasistatycznej sił działających na układ membran i sprężyn, otwierający stopniowo jeden z dwóch przelotów, mimo pozornego skomplikowania pozwala (w przypadku obliczeń uproszczonych) na znaczne skrócenie obliczeń.

Kierunek działania siły na membranę jest zadawany. Siły sprężyn są liniowo zależne (z uwzględnieniem napięcia wstępnego) od przemieszczenia. Przekładnik posiada zawór działający na typowej w aparaturze hamulcowej zasadzie trzona dążonego (rys 8). W zależności od sumarycznej siły membran otwiera się stopniowo jeden (lub żaden) z przelotów zaworów związanych z trzonem dążonym tworząc proporcjonalny zawór trójdrogowy. Położenie trzonu (i otwarcie zaworu) jest wyliczane z warunku osiągnięcia równowagi sił działających na układ. Przemieszczenia trzonu są ograniczone zderzakami, dodatkowo wzbudzają one analogowe sygnały sterujące.

Zależności matematyczne przepływu powietrza przyjęto jak dla dyszy adiabatycznej o zmiennym przekroju z uwzględnieniem przesunięcia punktu krytycznego ciśnienia i strat przepływu.

3. Podsumowanie

Przedstawione elementy modelowania wyczerpują zapotrzebowanie na podstawowe elementy aparatów pneumatycznych i powinny wystarczająco dokładnie opisać część mechaniczną układu pneumatycznego hamulca. Inwencja konstruktorów może jednak spowodować konieczność utworzenia dodatkowych elementów. W razie potrzeby istnieje możliwość rozbudowy biblioteki elementów modelowanych w zależności od potrzeb konstruktorów aparatury hamulcowej.

Literatura

- [1] Canudas de Wit C., Olsson H., Åström K. J., Lischinsky P., *A new Model of Control of Systems with Friction. IEEE Transactions on Automatic control, Vol 40, 1995.*
- [2] Gąsowski W., Piechowiak T., *Problemy przepływu powietrza w układzie hamulcowym pociągu. Pojazdy Szynowe, nr 1/2003.*
- [3] Gąsowski W., Piechowiak T., *Matematyczny opis zjawisk zachodzących w układzie pneumatycznym hamulca pociągu. Pojazdy Szynowe, nr 1, 2004.*
- [4] Piechowiak T., *Metodyka wykorzystania symulacji do analiz części pneumatycznej układu hamulcowego pociągu. Konferencja „Metody i systemy komputerowe”, Kraków 2001.*
- [5] Piechowiak T., *Oddziaływanie przewodu głównego na pracę zaworu maszynisty hamulca pociągu. Pojazdy Szynowe nr 3/2002 s. 68-72.*
- [6] Piechowiak T. *Badania symulacyjne modelu instalacji pneumatycznej w oparciu o wyniki symulacji pełnego modelu systemu sterowania hamulcem pneumatycznym pociągu. Instytut Pojazdów Szynowych Poznań, wrzesień 2002. Praca niepublikowana (OR - 8511).*
- [7] DSH Plus. *Materiały firmy Fluidon Gesellschaft für Fluidtechnik mbH*