

Matematyczny opis zjawisk zachodzących w układzie pneumatycznym hamulca pociągu

Przedstawiono ogólną metodykę symulacyjnych analiz działania układu hamulcowego. Podano sformalizowany opis zjawisk, głównie aerodynamicznych, zachodzących w przewodzie pneumatycznym pociągu oraz problemy towarzyszące przepływowi powietrza i metody ich rozwiązywania. Artykuł powstał w wyniku realizacji projektu badawczego KBN nr 5T12C03025 pt. „Badania procesów zachodzących w pneumatycznych układach hamulcowych pociągów”.

1. Wstęp

Wszystkie koleje europejskie stosują zespolone, samoczynne hamulce pneumatyczne. Od początku ich powstania są one ulepszane, ale ze względu na złożone współdziałanie ich elementów oraz samą ich budowę, w dalszym ciągu pozostaje jeszcze wiele do zrobienia.

Jednym z istotnych problemów oczekujących rozwiązania jest dokładne rozpoznanie zjawisk występujących w układzie pneumatycznym hamulca pociągu. Wymaga to stworzenia wiarygodnego narzędzia analitycznego, umożliwiającego ocenę działania układu jako całości i poszczególnych jego elementów oraz opracowania na tej podstawie kierunku rozwoju hamulców.

W artykule, który jest częścią cyklu publikacji na temat hamulców pociągów, przedstawiono zagadnienia obejmujące matematyczne modelowanie zjawisk zachodzących w układzie pneumatycznym hamulca oraz modelowanie układów oddzielnych zaworów.

2. Budowa układu pneumatycznego hamulca pociągu

2.1 Przewód główny

Hamulec zespolony pociągu stanowi system, który można podzielić na:

- układ pneumatyczny,
- układ mechanicznej przekładni hamulcowej,
- układ par ciernych.

W skład układu pneumatycznego wchodzi urządzenie na poszczególnych pojazdach w składzie pociągu połączone między sobą wspólnym przewodem zwanym głównym, biegnącym wzdłuż całego pociągu.

W skład urządzeń pneumatycznych na lokomotywie wchodzi: sprężarka, zbiornik główny i zawór główny, zwany zaworem maszynisty, spełniający rolę zaworu sterującego. Ponadto w lokomotywie i poszczególnych wagonach w skład urządzeń pneumatycznych wchodzi: odcinki przewodu głównego, zawór rozrządczy, cylinder hamulcowy, zbiornik pomocniczy i zbiornik sterujący oraz ewentualnie inne dodatkowe urządzenia. Uproszczony model układu hamulcowego pociągu przedstawia rys. 1.

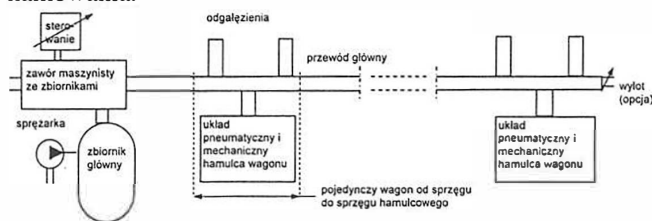
Sterowanie układem pneumatycznym odbywa się zaworem głównym, poprzez wywołanie zmian ciśnienia w przewodzie głównym, który spełnia podwójne zadanie - przewodu zaopatrującego wszystkie urządzenia hamulcowe w

sprężone powietrze o pożądanym ciśnieniu oraz przewodu, wzdłuż którego przesyłany jest sygnał sterujący pracą układu.

W czasie luzowania wzrost ciśnienia w przewodzie głównym powoduje takie zadziałanie zaworów rozrządczych, które wywołuje upust powietrza z cylindra do atmosfery oraz uzupełnienie powietrza w zbiorniku pomocniczym.

W czasie jazdy pociągu, przy zluźnianiu hamulca, przewód główny jest napełniony sprężonym powietrzem dostarczonym przez sprężarkę poprzez zbiornik główny. Następuje ciągłe uzupełnianie strat wynikających z nie szczelności układu.

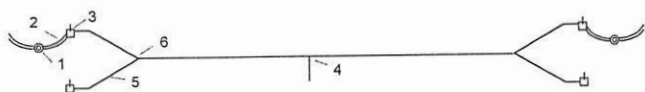
W czasie hamowania spadek ciśnienia w przewodzie głównym, spowodowany odpowiednim ustawieniem zaworu maszynisty, lub wywołany innymi przyczynami (uruchomienie zaworu bezpieczeństwa, rozerwanie pociągu) powoduje zadziałanie zaworu rozrządczego, umożliwiając przepływ powietrza ze zbiornika pomocniczego do cylindra hamulcowego lokomotywy i cylindrów poszczególnych wagonów w składzie pociągu. Przebieg napełniania cylindrów hamulcowych jest funkcją spadku ciśnienia w przewodzie głównym, czasu przepływu powietrza do cylindrów oraz funkcją miejsca wagonu w składzie pociągu. Istotny wpływ na przebieg napełniania cylindrów mają również rozwiązania konstrukcyjne poszczególnych urządzeń pneumatycznych oraz sposób sterowania procesem hamowania.



Rys. 1. Uproszczony model układu hamulcowego pociągu

Przewód główny stanowi rurociąg długości kilkuset metrów o średnicy przelotu 1" lub 1 1/4", biegnący wzdłuż wszystkich wagonów pociągu. Początek przewodu połączony jest z zaworem maszynisty, koniec zaś zamknięty jest kurkiem (zaworem) końcowym. Na każdym wagonie posiadającym hamulec przewód główny ma odgałęzienie łączące go z zaworem rozrządczym. Przewód taki posiada budowę cykliczną, gdyż jego odcinki znajdujące się pod

każdym wagonem są podobnej lub takiej samej budowy. Odcinek na jednym wagonie, którego przykładowy schemat przedstawia rys.2, zawierać może odgałężenia, zwężenia, zawory i kolanka.



Rys. 2. Przykładowy przebieg przewodu głównego pod pojedynczym wagonem

1 - sprzęg hamulcowy, 2 - wąż gumowy, 3 - zawór końcowy, 4 - odgałężenie do zaworu rozrządczego, 5 - odgałężenie równoległe, 6 - trójnik.

Zadaniem przewodu głównego jest pełnienie dwóch podstawowych funkcji:

- sterującej hamowaniem i odhamowaniem przez zmiany ciśnienia,
- asilującej, poprzez napełnianie sprężonym powietrzem zbiorników pomocniczych znajdujących się na każdym wagonie hamowanym, stanowiącym źródło energii wykorzystywanej do realizacji siły hamowania hamulców ciernych.

W obu tych funkcjach elementem sterującym jest zawór maszynisty upuszczający lub dopełniający powietrze, a odbiornikami są zawory rozrządcze rozmieszczone w przybliżeniu równomiernie wzdłuż całego przewodu. Zawory rozrządcze oddziałują w różny sposób na przewód główny:

- W pierwszej fazie hamowania, po osiągnięciu odpowiedniego gradientu spadku ciśnienia i spadku ciśnienia na danym zaworze rozrządczym, zawór ten pobiera ze zmieniającym się natężeniem porcję powietrza przez przyspieszacze, powodując w przybliżeniu po ok. 0,4 s spadek ciśnienia w przewodzie głównym o ok. 0,04 MPa. Spadek ten może przyspieszyć lub być powodem kaskadowego włączania się kolejnych zaworów rozrządczych.

- W dalszej fazie hamowania zawór rozrządczy praktycznie nie wpływa na przepływ powietrza w przewodzie głównym.

- W czasie odhamowania zawory rozrządcze łączą przewód główny ze zbiornikami pomocniczymi poprzez elementy dławiące, co powoduje napełnienie tych zbiorników sprężonym powietrzem.

Przebieg zjawisk pneumatycznych w całym przewodzie głównym może być bardzo skomplikowany, gdyż każdy zawór rozrządczy pracuje oddzielnie i może się zdarzyć z powodu dużej długości przewodu głównego, że część zaworów rozrządczych w danej chwili ma inne działanie, niż ich reszta.

Z powyższych względów wystarczająco dokładne opisanie zjawisk zachodzących w przewodzie głównym jest zagadnieniem trudnym. Model musi być także dokładny ilościowo, gdyż różne wielkości ciśnienia i gradientów ciśnienia w funkcji czasu powodują różne jakościowo zadziałania zaworów rozrządczych. Matematyczna metoda rozwiązania zagadnień przepływowych w przewodzie głównym powinna umożliwiać analizę szerokiej gamy stosowanych parametrów układu hamulcowego:

- długości przewodu głównego od kilkudziesięciu do kilkuset metrów (w Europie wykorzystuje się pociągi do 700 m),

- ilości wagonów: od pojedynczego wagonu do ich kilkudziesięciu,

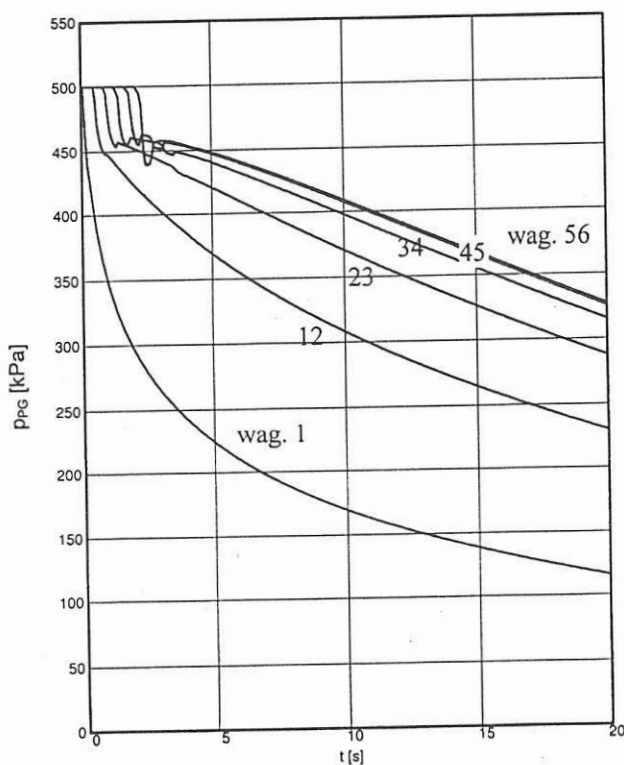
- wielkości zbiorników pomocniczych 50÷260 l (przy pojemności przewodu głównego jednego wagonu 5÷15 l).

Ponadto metoda powinna umożliwić opis następujących zdarzeń:

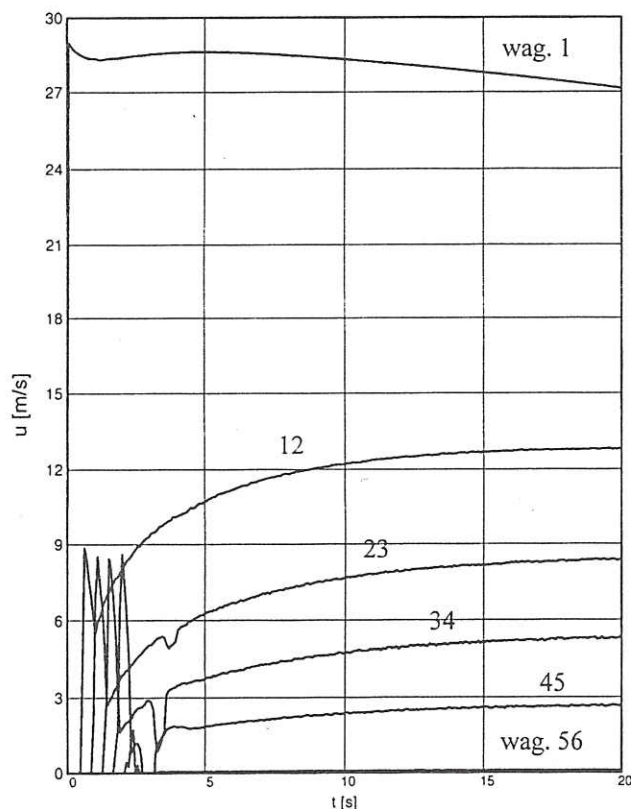
- uruchamiania hamulców - prędkość rozchodzenia się impulsu hamowania (tzw. fala hamowania) wynosi 150÷310 m/s przy prędkości przepływu powietrza zbliżonej do zera; zawory uruchamiają się przy spadku ciśnienia $\Delta p = 0,005 \div 0,01$ MPa, a w procesie dodatkowo biorą udział przyspieszacze,

- hamowania, tj. opróżniania przewodu głównego od ciśnienia pierwotnego 0,5 MPa do 0,35 MPa. Proces hamowania trwa od kilku do kilkudziesięciu sekund; przykładowy rozkład prędkości i ciśnień wzdłuż przewodu przedstawia rys. 3 i 4.

- odhamowanie lub napełnianie układu - wzrost ciśnienia w przewodzie głównym i ładowanie zbiorników pomocniczych poprzez przewód główny od ciśnienia 0 lub 0,38 MPa do 0,5 MPa - proces może trwać do ok. 300 s.



Rys. 3. Zmiany ciśnienia powietrza p_{pg} w przewodzie głównym w trakcie hamowania nagłego w pociągu towarowym o długości 700 m (56 wagonów); pomiar pod wagonem nr 1, 12, 23, 34, 45, 56.



Rys.4. Prędkość powietrza u w przewodzie głównym w trakcie hamowania; dane według rys.3.

Przedstawione wyżej warunki pracy przewodu głównego wskazują na ich bardzo dużą różnorodność, a modelowanie pracy przewodu głównego jest zadaniem złożonym, gdyż musi prawidłowo odwzorowywać zarówno procesy szybkozmienne o małych spadkach ciśnień jak i wolnozmienne o dużej zmienności ciśnień. Jedynie symulacja cyfrowa umożliwia otrzymanie rozwiązania w odpowiednio krótkim czasie i z zadowalającą dokładnością.

2.2. Zawór maszynisty i układy wagonowe

Elementy układu hamulcowego na lokomotywie i wagonach, głównie zawór maszynisty i zawory rozrządcze, zbudowane są z punktu widzenia mechaniki przepływów jako elementy dyskretne, gdzie w sensie makroskopowym zjawiska pneumatyczne praktycznie mało zależą od zjawisk falowych. Jest to celowe działanie konstrukcyjne (być może intuicyjne) mające na względzie precyzyjne określenie funkcjonowania tych aparatów w różnych warunkach pracy. Przepływy powietrza są w większości przypadków sterowane otwarciami zaworów o przelotach dużo większych, niż limitujące te przepływy przeloty odpowiednich dysz. Jedynie w nielicznych przypadkach, jak np. opróżniania przewodu głównego przy hamowaniu nagłym, szybkiego napełniania dużych cylindrów hamulcowych, odhamowania uderzeniowego (napełniania przewodu głównego) nie ma celowego wstawiania elementów ograniczających przepływy, bądź

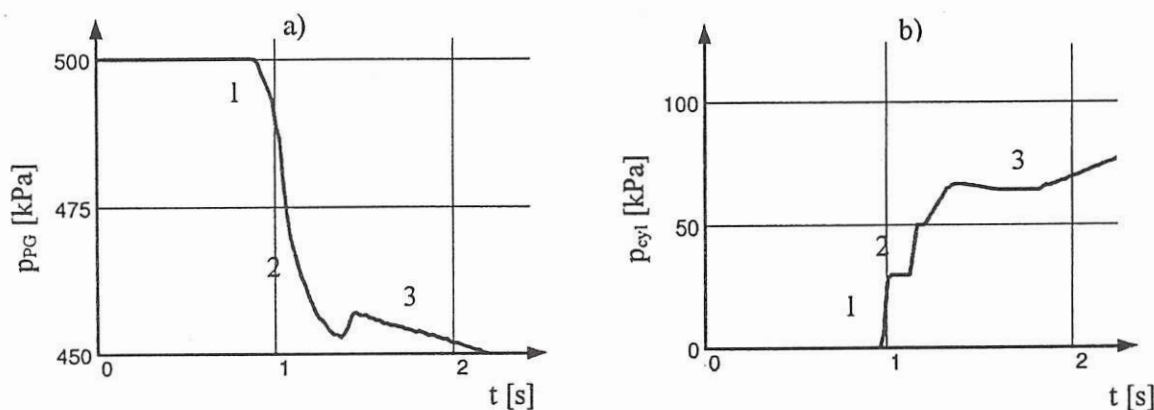
posiadają one tak duże przeloty, że przepływ powietrza jest limitowany ogólną wielkością danego aparatu. Nie stosuje się wyrafinowanych metod kształtowania kanałów przepływowych i dlatego w aparaturze hamulcowej nawet przy znacznych różnicach ciśnień nie będą zachodziły przepływy nadźwiękowe. W dużej części aparatury hamulcowej istotnym elementem łączącym segmenty sterujące z wykonawczymi są przekładniki ciśnienia, w których następuje sprzężenie działań pneumatycznych i mechanicznych. Posiadają one często dodatkowe elementy, przy analizie których konieczne jest uwzględnienie dynamiki elementów płynu i mechanicznych. W większości przypadków elementy aparatury hamulcowej wykonane są ze stali lub stopów aluminium. Ich masa jest dużo większa w porównaniu z masą przetłaczanego powietrza, dlatego zachodzi znaczna wymiana ciepła pomiędzy powietrzem w układzie i korpusem, a przepływy zbliżają się bardziej do izotermicznych, niż adiabatycznych. Biorąc to pod uwagę, wymiana ciepła w układzie musi być uwzględniona.

3. Analiza pracy układu pneumatycznego

W trakcie pierwszego napełnienia układu otwarte są w zaworach rozrządczych wszystkich wagonów połączenia przewodu głównego ze zbiornikami sterującymi i pomocniczymi. Łączna pojemność tych zbiorników może znacznie przewyższać pojemność zbiornika głównego lokomotywy i osiągnąć pojemność kilku metrów sześciennych. W procesie tym następuje nawet kilkakrotne załączenie sprężarki(ek) na lokomotywie i może on trwać, w zależności od parametrów układu, nawet 10 min. Analiza tego procesu jest utrudniona tym, że powietrze w przewodzie głównym rozdziela się na część napełniającą zbiorniki danego wagonu i przepływającą dalej przewodem głównym. Podział ten zależy od charakterystyk napełniania zaworów rozrządczych, tłumienia przepływu w przewodzie głównym, wydajności sprężarki i działania zaworu maszynisty. Duża ilość zaangażowanego powietrza i duże gradienty ciśnień powodują, że wymiana ciepła między powietrzem w układzie, a ściankami aparatury ma istotne znaczenie. Podobne zjawiska, tylko z nieco mniejszą intensywnością, zachodzą w trakcie każdego odhamowania, w którym mniejsza jest ilość transportowanego powietrza, ale zjawiska te są bardziej skomplikowane.

Hamowanie pociągu można podzielić na dwie fazy.

W pierwszej fazie następuje rozchodzenie się fali hamowania; w przypadku długiego składu pociągu jest ono silnie tłumione. Dlatego część typów zaworów rozrządczych posiada przyspieszacze hamowania modyfikujące (wzmacniające) rozchodzenie się fali hamowania tak znacznie, że jej przebieg z przyspieszaczami jest zupełnie inny, niż bez nich. Zawór rozrządczy zachowuje się w tym momencie bardzo dynamicznie, gdyż występują zjawiska falowe oraz powiązanie pracy układu pneumatycznego z układem mechanicznym hamulca, rzutujące na przebieg pierwszej fazy napełniania cylindra (faza 1, rys. 5). Modelowanie teoretyczne tych zjawisk jest bardzo trudne [4,5,7,8,9], gdyż w tym okresie zachodzą następujące procesy (oznaczenia wg rys. 5):



Rys. 5. Wykres przebiegu początkowej fazy napełniania cylindra jednego ze środkowych wagonów składu, a) - przewód główny, b) - cylinder hamulcowy; 1-3 pierwsze fazy napełniania.

1. Otwarcie zaworu i następnie nagłe jego przymknięcie spowodowane uderzeniem powietrza, a później unoszenie zaworu przez wzrastające ciśnienie w komorach przyspieszacza, początek przesuwania tłoka w cylindrze, początek powolnego obniżania ciśnienia powietrza w przyspieszaczu.
2. Narastanie ciśnienia w cylindrze (przy znacznym ruchu tłoka aż do przyłgnięcia klocków do kół) do takiej jego wartości, przy której zamyka się zaworek zaskoku.
3. Kontynuacja napełniania cylindrów hamulcowych na początku pociągu oraz ewentualne chwilowe zamknięcie, lub przymknięcie zaworu głównego w tylnej części pociągu spowodowane tym, że ciśnienie w cylindrze wywołane zaworkiem zaskoku może nie odpowiadać spadkowi spowodowanemu pracą przyspieszacza.

W drugiej fazie procesu hamowania następuje bardziej ustabilizowane opróżnianie przewodu głównego i napełnianie cylindrów hamulcowych aż do momentu, w którym osiągnie się w przybliżeniu ciśnienie zadane nastawnikiem zaworu maszynisty. Wtedy zawór maszynisty będzie przymykał wylot z przewodu głównego, a zawory rozrządzące zamykały napełnianie cylindrów.

4. Matematyczne modelowanie układu przewodu głównego

4.1. Równania przepływu powietrza

Przewód główny stanowi z punktu widzenia sterowania tzw. linię długą o rozłożonych na długości i w czasie wartościach zmiennych przepływu z nierównomiernie rozłożonymi współczynnikami termodynamicznymi. W zagadnieniach hamowania pociągów można przyjąć przewód jako nieodkształcalny. Posiada on zmienny przekrój. Występuje na nim wiele odgałęzień. Zasadnicze odgałęzienia są trzech typów: różnorodne odgałęzienia w lokomotywie, odgałęzienia równoległe do drugiego pneumatycznego sprzęgu międzywagonowego i odgałęzienia do zaworów rozrządzących, którymi pobierane jest powietrze przez te zawory. Z powodu znacznej długości przewodu głównego przy niewielkiej średnicy, podstawową rolę przy określeniu jego pracy posiadają opory przepływu powietrza oraz przenikanie ciepła przez ścianki przewodu. Duża ilość oraz różnorodność elementów stawiających opór przepływającemu powietrzu, z których część jest oporami rozłożonymi na długości przewodu (opory tarcia) a

część ma charakter skupiony, sprawia, że konieczne jest stosowanie pewnego uśrednienia tych oporów, nie rozpatrując w czasie symulacji spadków ciśnienia na każdej zmianie przekroju.

Z punktu widzenia termodynamiki i mechaniki płynów konieczne jest rozważanie procesu jako zmiennego w czasie. W pierwszej fazie hamowania proces można zakwalifikować jako rozchodzenie się drobnych zaburzeń, przy czym znane jest z praktyki znaczne "rozmycie się" rozchodzącej fali wskazujące na to, że nie można przy analizie pominąć oporów. Ponieważ pierwotna fala łączy się z falami powstałymi z zadziałania przyspieszaczy, powstają szybkie, dość znaczne spadki ciśnienia, a proces wymiany ciepła następuje bardziej powoli.

Przewód główny modeluje się jako układ jednowymiarowy, zakładając następujące uproszczenia:

- przepływ traktuje się jako uśredniony w całym przekroju,
- pomija się zmienność przekroju i odgałęzienia,
- gaz jest doskonały.

Przepływ powietrza w przewodzie głównym można opisać nieliniowym układem równań różniczkowych:

- równanie ciągłości

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + u \cdot \frac{\partial \rho}{\partial x} + \dot{m}_{x,t} = 0 \quad (1)$$

- równanie pędu

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} - a \cdot f(u) = 0 \quad (2)$$

- równanie energii

$$-q \cdot dx = \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \cdot A \cdot \left(c_v \cdot T + \frac{u^2}{2} \right) \right] \cdot dx + \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho \cdot A \cdot u \cdot \left(c_p \cdot T + \frac{u^2}{2} \right) \right] \cdot dx + \dot{m}_{x,t} \left(c_p \cdot T + \frac{u^2}{2} \right) = 0 \quad (3)$$

- równanie stanu

$$p = \rho \cdot R \cdot T \quad (4)$$

- równania poboru lub dostarczania powietrza

$$\dot{m}_{zm} = f_1(p, \rho, t) \quad \text{dla } x = 0 \quad (5)$$

$$\dot{m}_{x,t} = \begin{cases} 0 & \text{dla } x \neq x_j \\ f_2(\rho, y) & \text{dla } x = x_j \end{cases} \quad (6)$$

gdzie:

ρ - gęstość gazu (powietrza),
 p - ciśnienie gazu,
 T - temperatura gazu,
 u - prędkość przepływu gazu,
 a - współczynnik strat przepływu gazu,
 q - przenikanie ciepła przez ścianki (na jednostkę długości rury w jednostce czasu),
 A - pole przekroju przewodu głównego,
 $\dot{m}_{zm}$ - wydatek masowy poboru powietrza przez zawór maszynisty,
 $\dot{m}_{x,l}$ - wydatek masowy poboru powietrza przez zawory rozrządzące,
 R, c_v, c_p - stałe gazowe,
 $f(u)$ - funkcja prędkości; dla przepływów turbulentnych przyjmuje postać:

$$f(u) = u^2 \cdot \frac{u}{|u|} \quad (7)$$

Powyższy układ równań różniczkowych można rozwiązać praktycznie tylko przy użyciu komputera, metodą różnic skończonych, elementów skończonych (MES) lub charakterystyk stosując dyskretyzację na długości przewodu i w funkcji czasu. Przyłączony na początku zawór maszynisty określa warunki brzegowe na początku przewodu, a na końcu tworzy je zamknięcie przewodu. We wskazanych punktach przewodu dołączone są opisane niżej modele kompletnych zaworów rozrządzących, które sterowane są zmiennością ciśnienia w przewodzie głównym i w zależności od jego stanu mogą pobierać powietrze (do zbiorników) z przewodu głównego. Te wydatki masowe uwzględniane są w bilansie masy, energii i pędu równań modelujących stan powietrza w przewodzie głównym.

4.2 Opory przepływu w przewodzie głównym

Mimo, że w układzie nie występują duże prędkości przepływu (liczba Macha maksymalnie ok. 0,15), to jednak znaczne różnice ciśnień zmuszają do przyjęcia gazu jako ściśliwego. Ze względu na występujące w układzie temperatury i ciśnienia, znajdujące się w nim powietrze można uznać za gaz doskonały.

Opory przepływu w przewodzie głównym dla pojedynczego, dyskretyzowanego odcinka można podzielić na:

- opory rozłożone na długości przewodu, wywołane tarciami,
- opory lokalne wywołane zmianami kształtu elementów składowych przewodu:

$$Z = Z_l + Z_m \quad (8)$$

$$Z_m = \frac{Z_p}{l} \quad (9)$$

gdzie:

Z - współczynnik strat,
 Z_l - jednostkowy opór tarcia rurociągu,
 Z_m - jednostkowy opór miejscowy,
 Z_p - suma pojedynczych oporów miejscowych przypadających na odcinek przewodu głównego,
 l - długość odcinka przewodu głównego.

Podział ten jest uproszczony, gdyż nie uwzględnia np. odcińków rozbiegowych i interakcji dwu typów oporów np. w łukach. Pomimo tego rozpatrując globalnie tak skomplikowany układ pneumatyczny, jak układ hamulcowy, zgodnie z literaturą przedmiotu można z wystarczającą dokładnością przyjąć tezę o addytywności tych oporów, np. opory wywołane istnieniem kolan w przewodzie można określić jako opór tarcia plus nadwyżka oporu spowodowana zakrzywieniem.

Opory tarcia rurociągu przyjmuje się normalnie w literaturze przedmiotu w postaci:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\lambda \rho u^2}{2D} \quad (10)$$

gdzie:

λ - współczynnik oporu wywołany tarciami,
 D - średnica rury,
 ρ - gęstość gazu,
 u - prędkość przepływu gazu.

Publikowane wartości współczynnika λ różnią się zarówno wpływem chropowatości rur, współczynnikami tarcia dla tych chropowatości jak i zależnością od charakteru przepływu (liczby Reynoldsa), co wiąże się z różnymi rodzajami rur i chropowatości użytych w badaniach. Wartości współczynnika λ dla przewodu głównego, obliczone wg zależności podanych przez różnych autorów, dla stałej liczby Reynoldsa (przykładowo $Re = 32\ 000$) wynoszą:

- wg Moody $\lambda = 0,035$,
- wg Misesa $\lambda = 0,031$,
- wg Colenbrooka-White'a $\lambda = 0,027$,
- wg Prandtla-Nikuratz $\lambda = 0,032$.

W analizach prowadzonych przez autorów przyjęto zależność λ od chropowatości i Re wg wzoru Colenbrooka-White'a, gdyż opisuje on chropowatości typowe dla rur stalowych walcowanych, stosowanych na przewody kolejowe i jest obowiązujący wg PN [13].

Współczynnik λ posiada postać:

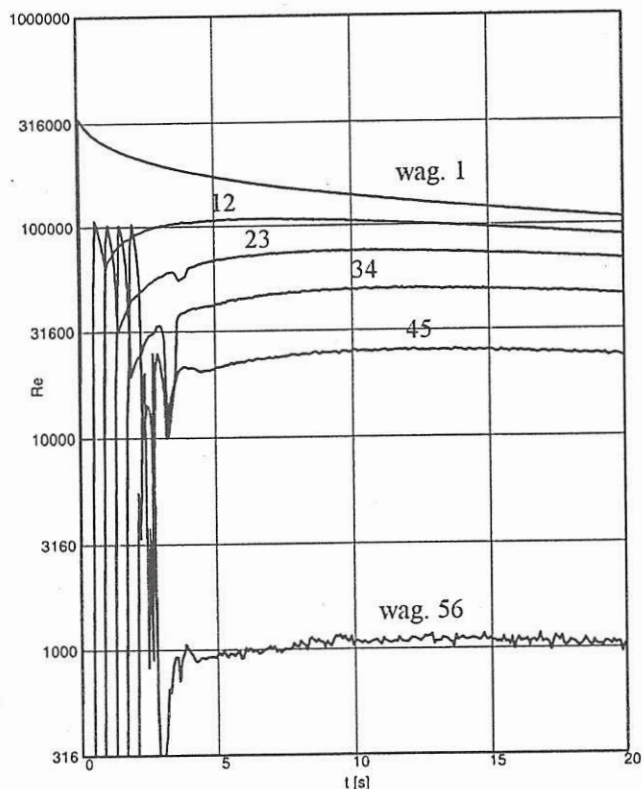
$$\lambda = \left[-2 \cdot \log \left(\frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{e}{3,72} \right) \right]^{-2} \quad (11)$$

gdzie:

$e = k/D$
 e - względna chropowatość rury,
 k - bezwzględna chropowatość rury,
 D - średnica rury,
 Re - liczba Reynoldsa.

Do analiz wstępnych pracy przewodu głównego pociągu przyjęto za [13] bezwzględną chropowatość rury z wartością średnią $k = 0,05$ mm. Trudno jednoznacznie uściślić tę wartość dla przewodu głównego pociągu, gdyż rury tego przewodu różnią się mogą dokładnością obróbki oraz istnieją różnice chropowatości wywołane różnym czasem ich eksploatacji i występującą korozją.

Na rys. 6 przedstawiono rozkład liczby Reynoldsa w wybranych punktach przewodu głównego. Jak wynika z rysunku 6, przepływ laminarny ($Re < 2300$) teoretycznie może wystąpić na długości ostatniego wagonu (na rys. 6 przedstawiono środki wagonów), a praktycznie - ze względu na opory lokalne i rozgałęzienia - na jeszcze mniejszej długości i dlatego można z wystarczającą dokładnością przyjąć, że współczynnik oporu odpowiada przepływowi turbulentnemu.



Rys. 6. Liczby Reynoldsa dla hamowania nagłego; dane według rys.3.

W przewodzie głównym umieszczone są liczne elementy stanowiące opory lokalne, zakłócające przepływ powietrza. Są one rozmieszczone sekwencyjnie na każdym wagonie pociągu. Zgodnie z wymaganiami stawianymi przewodowi głównemu nie powinny one powodować dużych zmian przekroju i tworzyć dużych oporów lokalnych. Przy stosunkowo małych prędkościach przepływu można w rozważaniach dla poszczególnych wagonów pominąć wpływ ściśliwości na pojedynczych dyskretyzowanych elementach, a w konsekwencji sumować poszczególne grupy oporów. Można też stosować zależności uwzględniające wpływ zmian przekroju elementów oporowych na wielkość oporu wywołanego przez te zmiany. Współczynniki oporów lokalnych, po rozłożeniu na odpowiedniej długości przewodu, są sumowane z współczynnikiem oporów spowodowanych tarciem, zgodnie z zależnością:

$$\frac{\lambda_{\xi} l}{D} = \sum_i \xi_i \quad (12)$$

gdzie:

- λ_{ξ} - współczynnik oporu tarcia zastępujący opory lokalne,
- ξ_i - lokalny współczynnik oporu występującego na danym odcinku przewodu,
- D - średnica przewodu,
- l - długość rozpatrywanego odcinka.

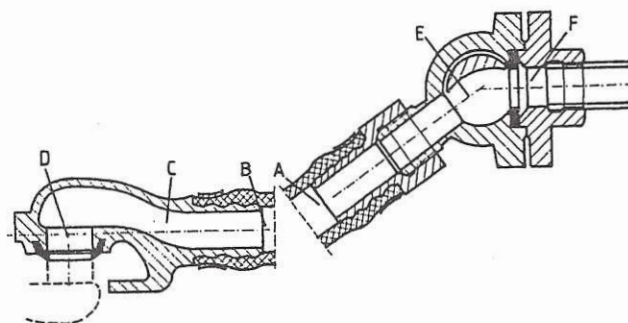
W tablicy 1 przedstawiono dla przykładu udział wartości poszczególnych rodzajów oporów przewodu głównego prostego, bez rozgałęzień, dla 4-ro osiowej węglarki umieszczonej w środku składu pociągu.

Podział oporów wybranego wagonu

Tablica 1

Rodzaj oporu	Zależność	Wartość oporu [N/m ²]
Opór tarcia dla przewodu jednego wagonu	$\frac{\lambda \cdot l}{D}$	10,31
Suma oporów lokalnych dla jednego wagonu	$\sum \xi_i$	8,73
Suma oporów dla przewodu jednego wagonu	$\frac{\lambda \cdot l}{D} + \sum \xi_i$	19,04

Podział międzywagonowego złącza przewodu głównego na odcinki elementarne złożone ze sprzęgu, węża i zaworu odcinającego przedstawia rys. 7. Przedstawiono tylko połowę jednego złącza, które w symulacjach jest przeważnie traktowane jako jeden opór zastępczy.



Rys. 7. Elementy złącza międzywagonowego.

Współczynniki oporów oszacowano w sposób następujący:

- A - rozszerzenie nagłe, $\xi = 0,04$,
- B - zwężka uskokowa, $\xi = 0,01$,
- C - dyfuzor ze zmianą kształtu, $\xi \approx 0$,
- D - sprzęg (traktowany jako kolano przemienne podwójne płaskie), $\xi = 1,49$,
- E - kurek (z braku dostępnych wzorów aproksymowano z różnych wariantów kolan segmentowych), uwzględniono opór uszczelki i przyjęto $\xi = 0,6$,
- F - rozszerzenie (lub zwężenie), dla przewodu 1 1/4" $\xi = 0,6$.

Uwzględniając, że współczynnik tarcia węży gumowych jest zbliżony do wartości współczynnika tarcia rury stalowej, nie brano pod uwagę odcinkowej zmiany tworzywa rury.

Po przeliczeniu na przekrój nominalny współczynnik oporu obu sprzęgów przypadających na jeden wagon wynosi:

- dla przewodu 1" $\xi = 2,45$,
- dla przewodu 1 1/4" $\xi = 8,73$.

Opory zagięć przewodu głównego obliczono jak dla kolan, indywidualnie dla każdego promienia zaokrąglenia. Obliczono tylko nadwyżkę oporów spowodowaną kształtem, gdyż opór tarcia kolan uwzględniono w ogólnym oporze tarcia rurociągu. Dla pojedynczego kolana $R = 200$ mm, $\xi = 0,08$. Współczynnik oporu zaokrąglenia węży gumowych przypadający na jeden wagon przyjęto sumarycznie $\xi = 0,05$.

Rozgałęzienie do zaworu rozrządczego posiada mały przekrój rury i charakteryzuje się małym wydatkiem powietrza, w związku z tym przyjęto $\xi = 0$.

Trójnik (element 6 na rys. 2.) posiada rozwarcie 60° , a przepływ powietrza następuje zawsze tylko jednym odgałęzieniem.

W zależności od kierunku przepływu współczynniki oporu są następujące:

- trójnik zbieżny $\xi = 0,26$,
- trójnik rozbieżny $\xi = 0,27$.

Uwzględniając dodatkowy opór przy złączeniu gwintowanym przyjęto ogólnie dla każdego trójnika $\xi = 0,3$.

Przyjęte współczynniki wykorzystywane są do obliczeń przepływów powietrza w przewodzie pneumatycznym hamulca pociągu, które będą przedstawione w dalszych publikacjach.

W przypadku innej, niestandardowej budowy przewodu głównego, analiza wartości liczbowych współczynników oporu musi być dokonana odrębnie.

4.3. Określenie przenikania ciepła przez ścianki przewodu głównego

Przenikanie ciepła z powietrza do obudowy układu hamulcowego ma duży wpływ na przebieg procesów pneumatycznych. Znaczna masa układu hamulcowego w porównaniu z masą powietrza w nim zawartego i duża łatwość przepływu ciepła z powodu braku elementów izolacyjnych powodują, że w przewodzie głównym po kilku sekundach, a w zbiornikach układu po ok. minucie (w zbiorniku głównym z powodu jego dużej pojemności później) temperatura zbliża się do temperatury otoczenia, a przemiana do izotermicznej. W przewodzie głównym dławiona energia przepływu jest zamieniana na ciepło. Dysze zabudowywane są w układzie pneumatycznym w celu znaczącego zdławienia przepływu. Straty przepływu mogą więc być znaczne, nie dąży się np. do stosowania dysz izentropowych.

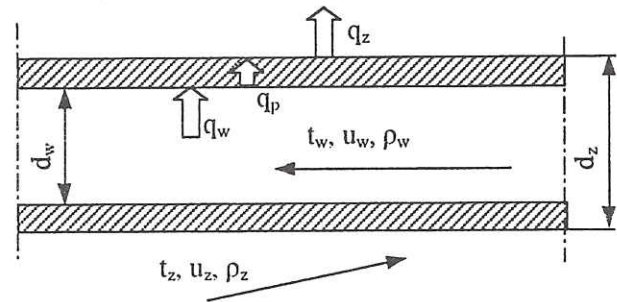
Wymiana ciepła zawartego w powietrzu ze ściankami układu hamulcowego wywołuje następujące zjawiska:

- zmniejszenie prędkości rozchodzenia się i dodatkowe rozmycie fali hamowania o większych amplitudach,
- w procesie hamowania (spadku ciśnienia) wymiana ciepła zwiększa nieco gęstość powietrza, pogarsza przez to opróżnianie przewodu głównego,
- w procesie napełniania przyspiesza nieco napełnienie, zmiany te są jednak z powodu dużego dławienia niewielkie,
- w trakcie zmian ciśnienia w pojemnościach układu, przemiany gazu są zbliżone do adiabatycznych, co przyspiesza efekt wyrównywania się ciśnień, ale proces nie kończy się jednoznacznie po kilku sekundach, tylko z powodu późniejszego wyrównywania się temperatur następuje dalsza zmiana ciśnień z różnymi konsekwencjami w zależności od budowy sterowania.

Przenikanie ciepła między powietrzem w układzie, a otoczeniem można podzielić na przenikanie do masy przewodu, przewodność wewnątrz przewodu, a następnie przenikanie do atmosfery.

Analityczny opis wymiany ciepła przez ścianki przewodu głównego wiąże się z trudnościami wynikającymi m. in. z dużej liczby parametrów zmiennych w czasie oraz z występowania zjawisk nie dających się wyczerpująco opisać ana-

litycznie jak np. omywanie przewodu głównego przez powietrze zewnętrzne podczas biegu pociągu.



Rys. 8. Model układu do analizy przewodzenia ciepła przez przewód główny

Przyjmując model układu przedstawiony na rys. 8, przenikanie ciepła określone jest zależnością:

$$q_L = b \cdot (t_w - t_z) \quad (13)$$

Strumienie ciepła q_i zależą od oporów przewodzenia ciepła. W przypadku ustalonego przepływu ciepła można pominąć masę rury i wtedy współczynnik przenikania ciepła wyniesie:

$$b = \frac{\pi}{R_{aw} + R_\lambda + R_{az}} \quad (14)$$

lub łącznie

$$b = \frac{\pi}{R} \quad (15)$$

gdzie:

R_{aw} - opór wnikania na powierzchni wewnętrznej,

R_λ - opór przewodzenia ścianki,

R_{az} - opór wnikania na powierzchni zewnętrznej,

q_L - natężenie przenikania ciepła przez powierzchnię na jednostkę długości rury,

b - łączny współczynnik przenikania ciepła,

t_w, u_w, ρ_w - temperatura, prędkość i gęstość w warstwie wewnętrznej względem powierzchni,

t_z, u_z, ρ_z - temperatura, prędkość i gęstość w warstwie zewnętrznej względem powierzchni,

R - odpowiedni opór wnikania lub przewodzenia.

W dokładniejszych analizach układu hamulcowego należy uwzględnić dynamikę procesu oraz pojemność cieplną rury. Dla analitycznego opisu zależności przenikania ciepła przez ścianki przewodu głównego przyjęto następujące założenia upraszczające:

- prosty przewód główny,
- burzliwy przepływ wewnątrz przewodu,
- burzliwy przepływ powietrza na zewnątrz przewodu ze stałą prędkością, pod kątem do osi wzdłużnej przewodu,
- pominięcie zmiany przewodzenia ciepła na odcinku rozbiegowym przewodu (tzn. o długości $l < 50 \cdot d_w$).

Poniżej przedstawiono oszacowania wartości dla poszczególnych współczynników oporu.

Przepływ powietrza w przewodzie głównym można traktować jako jednowymiarowy, a wymianę ciepła jako konwekcję wymuszoną. Ponieważ dynamika gazu charakteryzuje się dużo większą zmiennością w czasie, niż proces wymiany ciepła przez ścianki, można ją dla wymiany ciepła potraktować w sposób uproszczony. Opór wnikania zmienia się wraz z parametrami gazu w funkcji czasu i długości przewodu

głównego, a głównie z prędkością przepływu i typem przepływu, który, jak wcześniej przedstawiono, jest praktycznie prawie na całej długości burzliwy. Dla takiego przepływu i $Re > 10000$, liczba podobieństwa Nusselta przyjmuje postać:

$$(Nu) = 0,023 \cdot (Re)^{0,80} (Pr)^{0,3} \quad (16)$$

gdzie:

(Re) - liczba Reynoldsa,

(Pr) - liczba Prandtla.

Na odcinku rozbiegowym liczba Nusselta winna być zmodyfikowana, ale przykładowo dla $l/d_w = 20$ (dla przewodu głównego $1\frac{1}{4}''$ l_{20m} wyniesie to 0,64m), $(Nu)_{20m} \approx 1,1 \cdot (Nu)$. Ponieważ jest to przeważnie tylko część jednego elementu MES dla przewodu głównego, zmienność tę można pominąć.

Dla powietrza w normalnych temperaturach otoczenia liczbę Prandtla można przyjąć jako niezmienną, równą $Pr = 0,705$.

Dla przepływu przez rurę można określić jednostkowy współczynnik przenikania ciepła na powierzchni wewnętrznej:

$$\alpha_w = \frac{(Nu) \cdot \lambda_w}{d_w} \quad \text{lub} \quad (17)$$

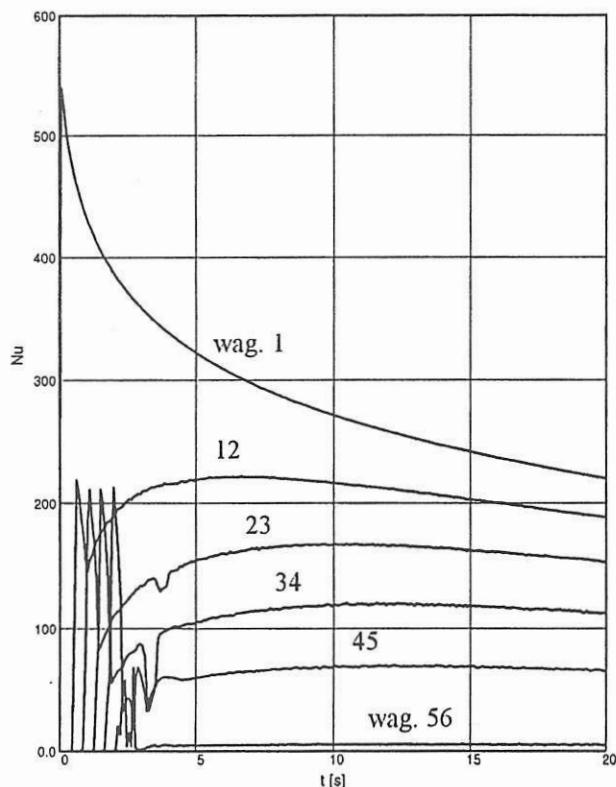
$$R_w = \frac{1}{\alpha_w} \quad (18)$$

gdzie:

λ_w - współczynnik wymiany ciepła; w omawianym zagadnieniu $\lambda_w \approx 0,0253$,

d_w - średnica wewnętrzna przewodu.

Rysunek 9 przedstawia przykładowy rozkład liczby Nusselta dla procesu z rys. 3.



Rys. 9. Przykładowy rozkład liczby Nusselta w przewodzie głównym, dane według rys. 3.

Opór przewodzenia ciepła w rurze wyrazić można zależnością:

$$R_\lambda = \frac{1}{2 \cdot \lambda_p} \ln \frac{d_z}{d_w} \quad (19)$$

gdzie:

λ_p - współczynnik przewodzenia ciepła,

d_z - średnica zewnętrzna rury,

d_w - średnica wewnętrzna rury.

Dla stalowego przewodu $1\frac{1}{4}''$ opór przewodzenia wynosi:

$$R_\lambda = 0,0023 \text{ m} \cdot \text{grad/W}.$$

Opór ten jest o ponad dwa rzędy wielkości mniejszy od oporów wnikania.

Opór wnikania na powierzchni zewnętrznej jest trudny do ustalenia na drodze teoretycznej. Dokładne określenie warunków opływu powietrza wokół przewodu głównego z zewnątrz jest utrudnione tym, że przewód znajduje się w podwoziu, gdzie istnieją silne zawirowania powietrza, a prędkość pociągu w trakcie hamowania zmienia się. Przewód główny jest pokryty z zewnątrz powłoką malarską o nieokreślonej grubości. Dla oszacowania wartości współczynnika wnikania ciepła przyjęto dla uproszczenia stałą prędkość opływu $u = 6$ m/s oraz, że struga opływa rurcią pod kątem $\psi = 10^\circ$ (odchylenie strug powietrza w podwoziu). Opierając się na [2] wykorzystano zbiór zależności podobny do (17) i (18), pozwalający na określenie R_z dla $10^3 < (Re) < 2 \cdot 10^5$:

$$R_z = \frac{d_z}{(Nu) \cdot \lambda_w}, \quad (Nu) = 0,18 \cdot (Re)^{0,62} \cdot \varepsilon_\psi \quad (20)$$

gdzie:

ε_ψ - poprawka uwzględniająca kąt między wektorem prędkości, a osią cylindra (stabelaryzowana), dla $\psi = 10^\circ$, $\varepsilon_\psi = 0,56$.

Dla uśrednionych wartości opływu przewodu uzyskano $R_{az} = 0,96$. Nieokreśloność przepływu na zewnątrz przewodu pozwala jedynie na traktowanie tej wielkości jako oszacowanie. Z powodu dużej pojemności cieplnej ścianki rury pewna niedokładność tego współczynnika nie ma tak istotnego znaczenia dla dokładności analiz procesów pneumatycznych hamulca, jak wnikanie na powierzchni wewnętrznej.

W dokładnych analizach układu hamulcowego winno się uwzględnić pojemność cieplną przewodu głównego. Ponieważ opór przewodzenia promieniowego w rurze jest niewielki w porównaniu z oporami wnikania, można go pominąć, lub lepiej, dodać go proporcjonalnie do oporów wnikania na powierzchniach: wewnętrznej i zewnętrznej. Promieniową zmienność temperatury w objętości rury można pominąć i dla przewodzonego ciepła przyjąć pojemność cieplną odcinka przewodu jako element dyskretny, posiadający uśrednioną temperaturę. Przy takim założeniu, pomijając dla rury jej przewodność cieplną wzdłuż przewodu, równanie bilansu ciepła elementu przewodu głównego ma postać:

$$A \cdot dl \cdot \rho \cdot c_r \cdot dT = (-\pi \cdot d_w \cdot \alpha_w (T_p - T_w) - \pi \cdot d_z \cdot \alpha_z (T - T_z)) \cdot dl \quad (21)$$

gdzie:

A - powierzchnia przekroju przewodu,

$A \cdot dl \cdot \rho \cdot c_r$ - pojemność cieplna elementu rury,

dl - długość elementu rury,

T_p - temperatura odcinka przewodu,

α_z - współczynnik przenikania ciepła na powierzchni wewnętrznej, $\alpha_z = \frac{1}{R_z}$ pozostałe zależności wg rys. 8, zal. (17) i (20).

4.4. Odgałęzienia i objętości dodatkowe przewodu głównego

Przewód główny współczesnych pojazdów szynowych posiada przeważnie po dwa sprzęgi hamulcowe na każdej czołownicy. Połączona jest zawsze tylko jedna para sprzęgów, w związku z tym przewód główny posiada rozgałęzienie przy każdej czołownicy, ale tylko jedną drogę rozchodzenia się sygnałów pneumatycznych, druga gałąź jest zamknięta zaworem końcowym, stanowiąc ślepe rozgałęzienie. Znaczna ilość tych rozgałęzień może w znaczny sposób pogorszyć działanie układu hamulcowego. Modelować można je różnymi metodami. W każdym rozgałęzieniu następuje rozdzielanie (ze stratami) sygnału pneumatycznego, a po odbiciu od zamkniętego końca powrót do początku odgałęzienia z opóźnieniem i osłabieniem sygnału. Sumarycznie powoduje to dodatkowe rozmycie i osłabienie szybkozmiennych sygnałów fali hamowania. Najdokładniejsze jest oczywiście przyjęcie w modelu przewodu głównego każdego odgałęzienia jako odrębnego odcinka przewodu o zmiennym na jego długości stanie gazu. W punkcie każdego rozwidlenia zachowane muszą być równania ciągłości, energii i stanu. Równania pędu zmodyfikowane są o straty rozgałęzienia strumieni. Modelowanie odgałęzień, jako dodatkowych odcinków przewodu nastręcza sporo kłopotów, ponieważ straty w fali rozchodzenia się zaburzenia są trudne do dokładnego określenia z powodu różnych prędkości gazu w rozwidleniu. Odgałęzienia można analizować zarówno metodą charakterystyk [8,14], jak i metodą elementów skończonych, stosowaną przez autorów tego artykułu. Kłopotliwy jest matematyczny zapis kilkudziesięciu odcinków przewodu przeplatanych z odgałęzieniami.

Istnieje prostsza metoda uwzględnienia odgałęzień przez wprowadzenie tzw. objętości dodatkowych, a właściwie ich współczynnika. Jeżeli pominąć samo opóźnienie fali rozchodzenia się zaburzenia wywołane wielokrotnymi odbiciami od zamkniętego końca odgałęzienia, a uwzględnić w równaniach stanu gazu przewodu zjawiska osłabienia rozchodzenia się fali zaburzenia poborem masy powietrza przez objętość od-

gałęzienia, to wystarczy część układu równań dynamiki gazu (1)-(3) zmodyfikować do postaci:

$$w \cdot \frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + u \cdot \frac{\partial \rho}{\partial x} + \dot{m}_{x,t} = 0 \quad (22)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} - a \cdot f(u) = 0 \quad (23)$$

$$-q \cdot dx = w \cdot \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \cdot A \cdot \left(c_v \cdot T + \frac{u^2}{2} \right) \right] \cdot dx + \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho \cdot A \cdot u \cdot \left(c_p \cdot T + \frac{u^2}{2} \right) \right] \cdot dx + \dot{m}_{x,t} \cdot \left(c_p \cdot T + \frac{u^2}{2} \right) = 0 \quad (24)$$

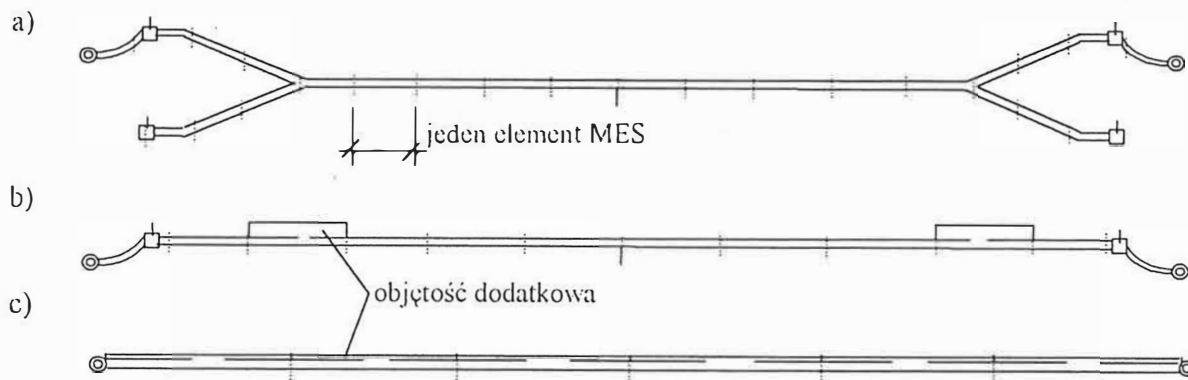
gdzie:

w - współczynnik objętości dodatkowych, inne oznaczenia wg wzorów (1) do (6).

Metoda ta jest o wiele prostsza do modelowania, gdyż nie trzeba dodawać do zdyskretyzowanego układu równań przewodu głównego podukładów równań poszczególnych odgałęzień.

Współczynnik objętości dodatkowych można zastosować zmiennie dla kolejnych dyskretyzowanych odcinków przewodu lub uśredniać dla większej ilości odcinków. Jego zastosowanie pozwala radykalnie zmniejszyć czas symulacji, gdyż umożliwia zmniejszenie ilości dyskretyzowanych elementów i proporcjonalnie wydłużyć krok obliczeń, niestety kosztem dokładności obliczeń. Dla procesów o niewielkiej zmienności w funkcji czasu (hamowanie poza początkową jego fazą, odhamowanie, lub analizy hamowności pociągu) spadek dokładności spowodowany zastosowaniem współczynnika objętości dodatkowej zamiast modelu MES odgałęzienia jest bardzo mały. W przypadku dłuższych odgałęzień i analizy rozchodzenia się fali hamowania, należy jednak, zdaniem autorów, modelować odgałęzienia metodą MES.

Przykłady wariantów uwzględniania odgałęzień w równaniach przepływu powietrza na długości pojedynczego wagonu przedstawia rys. 10.



Rys. 10. Idea wprowadzania współczynników objętości dodatkowych.

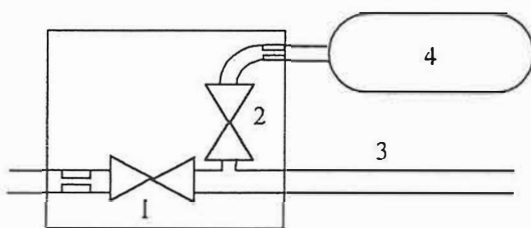
a) bez współczynników objętości dodatkowych, dyskretyzacja zarówno przewodu, jak i odgałęzień, b) ze zmiennym współczynnikiem objętości dodatkowych, c) ze stałym współczynnikiem objętości dodatkowej.

5. Matematyczne modelowanie układów zaworów

5.1. Zawór maszynisty

W przedstawionym w punkcie 2.2 uproszczonym opisie działania układu hamulcowego pominięto dokładniejsze rozpatrzenie działania zaworu maszynisty. We współczesnych lokomotywach przestał on być elementem, który po prostu opróżnia lub dopełnia powietrzem przewód główny. Jego działanie jest często podzielone na zadajnik hamowania na pulpicie maszynisty oraz tablicę pneumatyczną, integrującą sterowanie całym hamulcem lokomotywy. Stosuje się wtedy częściowo sterowanie elektryczne.

Modelowanie zaworu maszynisty można dokonać z różnymi stopniami dokładności. Prostsza metoda, zastosowana w [3,9], polega na opisie układu przedstawionego na rys. 11, przy zadanych przebiegach czasowych otwierania zaworów. Pozwala ona na stosunkowo wierne odtworzenie procesu hamowania pociągu.



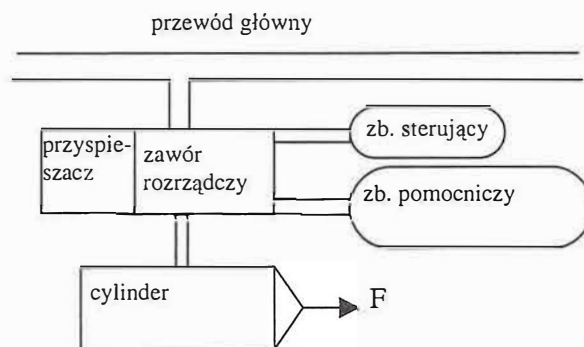
Rys. 11. Prosty model zaworu głównego (maszynisty)
1 - zawór hamowania, 2 - zawór odhamowania,
3 - przewód główny, 4 - zbiornik główny.

Metoda dokładniejsza przedstawiona w rozdz. 5.3, wykorzystana np. w [11,12], polega na odrębnym opisie funkcjonowania wszystkich istotnych elementów układu. Działanie zaworu maszynisty można podzielić myślowo na odrębne bloki funkcyjne. Elementami dławiącymi przepływ powietrza przez zawór są kanały, dysze i zawory. Jednocześnie powietrze przepływające przez te elementy dostarczane jest do objętości układu, tzn. do zbiorników i komór. Sterowanie elementami przepływowymi może następować za pomocą sterowania elektrycznego, uruchamiane ruchem membran lub nastawiane ręcznie. Połączenie tej metody z MES przewodu głównego przedstawiono w [10].

5.2. Uproszczony model pracy wagonowego układu pneumatycznego

Najważniejszym elementem hamulca pojedynczego wagonu jest zawór rozrządczy, jednak należy analizować cały układ łącznie ze zbiornikami, cylindrami i dodatkowymi zaworami. Zawór rozrządczy spełnia następujące funkcje:

- powoduje lokalny upust powietrza z przewodu głównego poprzez przyspieszacz,
- steruje przepływem powietrza ze zbiornika pomocniczego do cylindra hamulcowego,
- steruje ciśnieniem w zbiornikach sterującym i pomocniczym.



Rys. 12. Model pracy wagonowego układu pneumatycznego.

Podobnie jak zawór maszynisty, wagonowy układ pneumatyczny może być zamodelowany w różnym stopniu dokładności. Zawory rozrządcze poszczególnych firm różnią się znacznie działaniem, dlatego jedynie w największym stopniu uproszczenia można je modelować wspólnie. W modelach dokładniejszych można opisywać już tylko konkretne konstrukcje. Gdy stosuje się duży stopień dokładności modelowania okazuje się, że częstotliwości własne niektórych elementów łączących są duże. Dla użytkownych obliczeń całopociągowych korzystniejsze jest często stosowanie pośrednich metod modelowania układu. Polegają one na dokładnym modelowaniu niektórych ważnych procesów (np. przepływu powietrza napieniającego cylinder ze zbiornika przez dysze), a dla innych (np. dynamiki elementu ruchomego przełączającego połączenie zbiornika sterującego z przewodem głównym) - uwzględnienie przy przełączaniu tylko równowagi sił membran i sprężyn działających na element ruchomy (potraktowanie procesu jako quasistatycznego). W takim sposobie modelowania nie jest konieczne specjalne znaczne zmniejszanie kroku obliczeń numerycznych. Wybór metody zależy od celu obliczeń symulacyjnych, dokładności modelowania i pożądanej szybkości obliczeń. Zaprezentowana uproszczona metoda jest w pełni przydatna dla analiz hamowności pociągu (lub wagonu); podobnego ujęcia nie spotkano w literaturze.



Rys. 13. Uproszczony algorytm pracy zaworu rozrządczego w procesie hamowania.

5.3. Metoda rozwiązania układu równań pojedynczych zaworów

Matematyczny opis działania zaworu hamulcowego w postaci zbioru równań poszczególnych jego elementów

składowych jest metodą dokładniejszą od prostszych metod przedstawionych w rozdz. 5.1 i 5.2. Układy zaworów hamulcowych są bardzo różnorodne i nie jest celowe tworzenie układu równań tylko dla jednego konkretnego rozwiązania.

W celu stworzenia uniwersalnej metody analizy dowolnego układu pneumatyczno-mechanicznego z elementami sterowania elektrycznego rozwijany jest w Politechnice Poznańskiej system nazwany BLOK, obejmujący układy dynamiczne składające się z dyskretnych elementów sterowania.

Metoda jest uniwersalna, może być wykorzystana do analizy różnych układów pneumatyczno-mechanicznych, jednak zbiór elementów składowych ukierunkowany jest na zagadnienia analizy hamulców i zawiera również opisy specyficznych elementów kolejowych, jak np. cylindrów hamulcowych. Mimo wszystko inwencja konstruktora może niekiedy wywołać konieczność opracowania i wprowadzenia do metody nowych elementów składowych. Nadal prowadzone są prace rozwojowe nad systemem, którego dokładny opis będzie zawarty w odrębnej publikacji.

Konfiguracja układu i jego parametry wprowadzane są jako dane do symulacji bez konieczności ingerencji w kod źródłowy programu. Program dokonuje symulacji czasowej działania wprowadzonego układu. Obliczane są w każdym kroku pochodne po czasie wszystkich zmiennych układu, a następnie są one wykorzystywane w procedurze całkowania dla określenia stanu układu w kolejnej chwili czasowej.

5.3.1. Równania elementów przepływowych

Elementy przepływowe aparatury hamulcowej łączą elementy objętościowe. Mogą mieć różną postać: kryz, dysz, krótkich i długich przewodów, kaskad oporów. Modelowanie ujmuje pojedyncze elementy przepływowe, z założenia łączą one poszczególne objętości układu.

Dla kryz i dysz kołowych masowe natężenie przepływu można napisać w postaci:

$$m = f(p_1, \rho_1, p_2, A, \alpha, \beta, \gamma) \quad (25)$$

gdzie:

- m - masowe natężenie przepływu,
- p_1, ρ_1 - ciśnienie i gęstość na wlocie,
- p_2 - ciśnienie na wylocie,
- A - przekrój nominalny,
- α - współczynnik kontrakcji,
- β - współczynnik strat,
- γ - współczynnik prędkości krytycznej.

Wstawiając wartości α , β i γ można otrzymać dowolny typ dyskretnego elementu przepływowego.

W zaworach zastosowano dodatkowe sterowanie przelotu sygnałem przemieszczenia lub proporcjonalnym sygnałem elektrycznym. Funkcja sterowania:

$$\text{przełot zaworu} = f(\text{sygnał otwarcia})$$

może być nieliniowa (odcinkowo zlinearyzowana).

Odrębnie modeluje się przepływ przez szeregową kaskadę oporów, która składa się z elementów o różnych przekrojach i oporach, odzwierciedla ona np. przepływ przez skomplikowane kanały zaworu hamulcowego. Zasadniczym problemem jest zagadnienie sumowania oporów występujących na elementach składowych kaskady oporów gazu ściśliwego (gdyby założyć stałą gęstość czynnika podczas przepływu, składowe współczynniki oporu byłyby

addytywne po przeliczeniu ich wartości na wspólny produkt odniesienia). Dla mediów ściśliwych obliczenia oporu sumarycznego można dokonać jedną z kilku metod; okazują się one jednak często mało efektywne przy zbliżeniu się do przepływu krytycznego [1].

W literaturze przedmiotu proponuje się metody polegające na całkowaniu równań przepływu w kierunku "pod prąd" z jednoczesnym wprowadzeniem elementów chwilowo symulujących dławienie wywołane przepływem krytycznym. Bazują one na rozwiązaniach iteracyjnych, wprowadzają pewne uproszczenia i wymagają zastosowania techniki cyfrowej.

Alternatywną metodą jest połączenie elementów oporowych niewielkimi dodatkowymi objętościami, jednak ich wprowadzenie powoduje konieczność znacznego zmniejszenia kroku obliczeń metody numerycznej, zafalszowując równocześnie wyniki przez wprowadzenie dodatkowych nieistniejących objętości.

W pakiecie BLOK zaproponowano metodę opartą na zasadzie prowadzenia iteracyjnej analizy „z prądem”. Ze względu na stosunkowo duże prędkości przepływu gazu oraz typowe elementy wchodzące w skład kanałów przepływowych aparatury hamulcowej sprzyjające powstaniu przepływów burzliwych, dla pojedynczego elementu oporowego przyjęto wg zał. (10):

$$dp_T = \lambda \cdot \frac{dx}{D} \cdot \frac{u^2}{2} \quad (26)$$

gdzie:

p_T - strata ciśnienia wywołana tarciem płynu,

λ - współczynnik oporu,

D - średnica danego elementu przewodu,

u - średnia prędkość przepływu w danym przekroju.

Założono brak wymiany ciepła z otoczeniem.

Odnosząc zależności do prędkości krytycznej u_k , (równej chwilowej prędkości dźwięku):

$$u_k = a_0 \sqrt{\frac{2}{\kappa + 1}} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa + 1} \cdot \frac{p_0}{\rho_0}} \quad (27)$$

Po dokonaniu kilku typowych przekształceń, układ równań przepływu gazu można wyrazić w postaci:

$$\rho = \frac{\dot{m}}{A \cdot u} \cdot \frac{u_k}{u_k} = \frac{\dot{m}}{u_k \cdot A} \cdot \frac{1}{M_x} \quad (28)$$

$$\frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{p_0}{\rho_0} = \frac{1}{2} \frac{\kappa + 1}{\kappa - 1} u_k^2 \quad (29)$$

$$\frac{dp}{\rho} + d\left(\frac{u^2}{2}\right) + \lambda \cdot \frac{dx}{D} \frac{u^2}{2} = 0 \quad (30)$$

gdzie:

p - ciśnienie powietrza,

ρ - gęstość powietrza,

u_k - prędkość krytyczna,

κ - wykładnik izentropy,

M_x - współczynnik prędkości krytycznej,

o - indeks parametrów stagnacji.

Podstawiając zależność (28) do równania (29) i różniczkując otrzymano:

$$p = \frac{\kappa + 1}{2\kappa} \cdot \frac{\dot{m} \cdot u_k}{A \cdot M_x} \cdot \left(1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \cdot M_x^2 \right) \quad (31)$$

Po zróżniczkowaniu i kolejnych podstawieniach, podstawieniu zależności i przekształceniu:

$$\lambda \frac{dx}{D} = \frac{\kappa + 1}{\kappa} \cdot \left(\frac{1}{M_x^2} - 1 \right) \cdot \frac{dM_x}{M_x} \quad (32)$$

Po scałkowaniu otrzymuje się:

$$K = \int_1^2 \lambda \frac{dx}{D} = \frac{\kappa + 1}{2\kappa} \cdot \left(\frac{1}{M_{x1}^2} + 2 \cdot \ln M_{x1} \right) - \frac{\kappa + 1}{2\kappa} \cdot \left(\frac{1}{M_{x2}^2} + 2 \cdot \ln M_{x2} \right) \quad (33)$$

gdzie:

K - współczynnik strat gazu ściśliwego,

$_1$ - indeks odnoszący się do wlotu powietrza,

$_2$ - indeks odnoszący się do wylotu powietrza.

Przedstawiona zależność jest funkcją nieliniową i uwikłaną.

W przypadku wystąpienia hipotetycznego przepływu nadkrytycznego dokonuje się efektywnych iteracji dla osiągnięcia przepływu krytycznego.

W przypadku zjawisk szybkozmiennych w czasie i dławienia przepływu w dłuższym przewodzie należy uwzględnić zjawiska falowe w nim występujące, można wtedy wykorzystać np. opracowany w pakiecie BLOK algorytm MES, bazujący na uproszczonych względem wzorów (1)-(4) zależnościach.

5.3.2. Równania elementów objętościowych

Elementem objętościowym może być zarówno mała komora wewnątrz zaworu, jak i kilkusetlitrowy zbiornik. Zakładając wytracenie prędkości gazu w zbiorniku po wlocie do niego, równania dotyczące zachowania się w nim powietrza są następujące:

$$dm = \Sigma \dot{m} \quad (34)$$

$$mc_v dt = \Sigma \dot{m}_i c_p T_i + \zeta \cdot (T_{ot} - T) \quad (35)$$

gdzie:

m - masa gazu w objętości,

c_v, c_p - ciepła właściwe gazu,

$_i$ - indeks dolotowych i wylotowych strumieni gazu,

T - temperatura gazu (w komorze),

T_{ot} - temperatura otoczenia,

ζ - współczynnik przewodzenia ciepła przez ścianki komory do otoczenia.

Odrębnym zagadnieniem jest przenikanie ciepła przez ścianki zbiornika do atmosfery. Na razie w pracach autorów uwzględniano ten wpływ jednym współczynnikiem przenikania ciepła, jednak porównanie wyników pomiarów z symulacjami wskazuje, że uzyskanoby większą wierność odwzorowania pomiarów uwzględniając, podobnie jak dla przewodu głównego, odrębnie przenikanie ciepła na powierzchni wewnętrznej i zewnętrznej oraz pojemność cieplną zbiornika. Ze względu na nietypowość elementów aparatury hamulcowej,

współczynniki liczbowe kompletuje się z pomiarów różnych zbiorników i aproksymuje dla innych zbiorników.

5.3.3. Równania innych elementów pneumatycznych

Dla określenia pracy całego układu pneumatycznego, poza modelowaniem elementów przepływowych i objętościowych, należy uwzględnić także inne elementy. Należą do nich:

- zadawanie różnych stałych lub zmiennych w czasie ciśnień,
- zmiennych w czasie otwarć zaworów,
- zrównania ciśnień w różnych punktach,
- różnego typu zawory trójdrożne przełączalne ciśnieniami lub sygnałem elektrycznym.

Odrębnym elementem jest sprężarka jako źródło strumienia masy. W pakiecie BLOK zamodelowano układ oparty na stałym objętościowym wydatku wejściowym (a ostatecznie na stałym wydatku masowym), sprężarka łączy i wyłącza się po osiągnięciu odpowiednich zadanych ciśnień powietrza (na tej zasadzie pracuje większość sprężarek kolejowych). Założono też, że układ posiada wydajną chłodnicę i powietrze na wyjściu ma zadaną temperaturę.

5.3.4. Równania elementów mechanicznych

Elementami mechanicznymi w układach pneumatyki są wszelkiego typu elementy ruchome, np. membrany, grzybki zaworów, dźwignie, itp. W stosunku do nich ograniczono się do przyjęcia tylko mas dyskretnych poruszających się w jednym wymiarze. Wprowadzono też elementy sprężyste o zmiennych charakterystykach oraz możliwość zderzania się mas w przypadku stosowania ograniczników ruchu np. zderzaków (zamknięcie zaworu) lub zblokowania mas (dwusegmentowe zawory przekładników). Założono całkowite rozproszenie energii zderzenia (zderzenie plastyczne). Elementy mechaniczne nie wykonują skomplikowanych ruchów, a teoretycznie modelowanie ich jest oparte na prawach Newtona. Problemem staje się to, że posiadają one niewielkie masy w porównaniu z siłami działającymi na membrany i prawidłowe rozwiązanie ich równań ruchu wymaga czasami (np. w pobliżu punktu zderzenia) znacznego zmniejszenia kroku obliczeń. Innym problemem jest określenie sił w przesuwnych uszczelnieniach. Metodą ułatwiającą znacznie rozwiązanie zarówno problemu zderzeń, jak i tłumienia histerezy jest stosowanie dodatkowych podatności szeregowych oraz dodatkowego tłumienia wiskotycznego. Ze względu na częstą nieistotność zjawisk dynamiki (i niechęć do nadmiernego zmniejszania kroku obliczeń), ale żądanie dokładnego określenia pozycji ze względu na równowagę sił, zastosować można metodę uproszczoną - nieuwzględnianie zjawisk dynamiki, a znajdowanie tylko równowagi quasistatycznej. Metodę tę zastosowano pozytywnie w pracy [12].

6. Przegląd metod rozwiązywania przepływu gazu w przewodzie

Układ równań (1)-(4) jest układem skomplikowanym m.in. dlatego, że występują w nim nieliniowości.

Dotąd w literaturze brak rozwiązania całego problemu metodą analityczną. Istnieją natomiast częściowe rozwiązania problemu, powstałe w odniesieniu do stawianych do rozwiązania zagadnień. W niniejszym rozdziale, przedstawiono skrótkowo kilka wybranych metod rozwiązyujących zagadnienia. Ze względu na zakres parametrów powietrza spotykany

w przewodzie głównym, metody te dotyczą przepływów podkrytycznych.

6.1. Rozchodzenie się zaburzeń

Wyróżnia się dwa stopnie uściślenia zagadnienia:

- rozchodzenie się drobnych zaburzeń,
- rozchodzenie się fal o skończonej amplitudzie.

Zakłada się brak istnienia oporów ($\xi = 0$), małą zmienność gęstości i prędkości w analizowanym obszarze oraz brak wymiany ciepła z otoczeniem. Dla analizy rozchodzenia się drobnych zaburzeń równania (1)-(4) przyjmują postać:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho_0 \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (36)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial \rho}{\partial x} = 0 \quad (37)$$

$$\frac{\partial p}{\partial \rho} = c^2 = \text{const} \quad (38)$$

Rozwiązaniem układu równań (36)-(38) są zależności na propagację fal dźwiękowych. Zadanie rozwiązywane jest często metodą charakterystyk.

Rozszerzeniem zagadnienia jest uwzględnienie zjawiska rozchodzenia się skończonych zaburzeń, w którym prędkość gazu może być różna od zera i w ogólności:

$$u = u(x, t) \quad (39)$$

$$c = c(x, t) \quad (40)$$

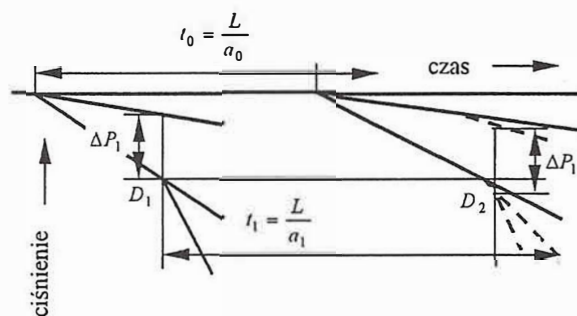
gdzie:

u - prędkość gazu,

c - prędkość dźwięku.

Z punktu widzenia fizyki falę tę można traktować jako szereg nakładających się fal drobnych zaburzeń. Ponieważ w czasie rozchodzenia się tej fali parametry gazu zmieniają się, w wyniku rozwiązania otrzymuje się pęk charakterystyk, które w zależności od układu mogą być krzywoliniowe.

Układ równań (36)-(38) opisuje z dość dużą dokładnością zachowanie się powietrza w przewodzie głównym w momencie rozchodzenia się czoła fali hamowania. Jednakże uruchomienie się przyspieszaczy w zaworach rozrządczych i uzyskanie przez gaz skończonej prędkości (wzrost oporów przepływu) oraz wymiana ciepła przez ścianki przewodu powoduje znaczne skomplikowanie opisu modelu. W późniejszej fazie hamowania, gdy proces staje się wolnozmienny, skuteczność tej metody jest wątpliwa. Badacze japońscy zastosowali omawianą metodę do analizy rozchodzenia się fali hamowania [8]. O skomplikowaniu rozwiązania świadczy rys. 14 przedstawiający wybrane charakterystyki dla modelu z dwoma zaworami rozrządczymi. Punkty D1 i D2 oznaczają momenty, w których przyspieszacze pierwszego i drugiego wagonu włączają się.



Rys. 14. Proces rozchodzenia się fali hamowania uzyskany metodą charakterystyk. D1, D2 - uruchamianie przyspieszaczy.

Autorzy [8] użyli metody charakterystyk do analizy małych spadków ciśnień w przewodzie głównym (na prezentowanych w publikacji wykresach ok. 0,04 MPa), zakładając brak inercji i oporów zaworów, równe charakterystyki wszystkich zaworów i brak oporów tarcia. Zastosowano dyskretyzację odcinkową (stałość na każdym wagonie) parametrów gazu. Metoda ta wymaga wprowadzenia znacznych ograniczeń przy zastosowaniu jej do analizy zjawisk zachodzących w przewodzie głównym.

6.2. Ustalony ruch gazu z uwzględnieniem tarcia

Model ten zakłada niezmienność parametrów gazu w czasie i przemianę izotermiczną; równania (1)-(4) i (7) przyjmują postać:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial u}{\partial x} = \text{const} \quad \text{lub} \quad \rho \cdot u = \text{const} \quad (41)$$

$$u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{dp}{dx} - a \cdot \frac{u^2}{2} \text{sgn}(u) = 0 \quad (42)$$

$$di = 0 \quad (43)$$

gdzie:

a - współczynnik strat, $a = \frac{\lambda \cdot l}{D}$,

λ - współczynnik oporu,

l - długość przewodu,

i - entalpia.

Rozwiązaniem równań (41)-(43) jest zależność

$$M_{x1}^{-2} - M_{x2}^{-2} - 2 \cdot \ln\left(\frac{M_{x2}}{M_{x1}}\right) = \kappa \cdot \lambda \cdot \frac{x_2 - x_1}{D} \quad (44)$$

gdzie:

$M_{xi} = \frac{u}{c}$ - współczynnik prędkości krytycznej,

x_1, x_2 - współrzędne na długości przewodu,

κ - wykładnik izentropy.

Przedstawiony układ równań dość wiernie opisuje przepływ gazu w ustalonej fazie hamowania, lub odhamowania. Przyjęcie do układu równań (41)-(43) dodatkowo pełnego równania ciągłości (z członem zmienności gęstości po czasie, równanie (1)) dałoby układ odtwarzający z dużą dokładnością ustaloną fazę pracy przewodu głównego np. hamowania.

6.3. Wykorzystanie równań różniczkowych cząstkowych wyższych rzędów

Procedurą stosowaną w automatyce jest często przekształcenie zbioru równań (1)-(4) w jedno równanie różniczkowe cząstkowe. Polega ona na wprowadzeniu różnych uproszczeń pozwalających na redukcję układu równań do jednego równania różniczkowego wyższego rzędu. W zależności od wprowadzonych uproszczeń otrzymuje się równania typu parabolicznego lub hiperbolicznego. Są one rozwiązywane na wiele sposobów. Znaczne uproszczenia wprowadzone do równań oraz trudności z rozwiązaniem nie predysponują ich do wykorzystania przy analizie pracy przewodu głównego.

6.4. Metoda różnic skończonych i metoda elementów skończonych

Dla rozwiązania zagadnień przepływowych w pneumatycznym układzie hamulcowym mogą być przydatne obie te metody [6,15]. Metoda różnic skończonych charakteryzuje się uniwersalnością i umożliwia prostszą dyskretyzację dowolnych równań różniczkowych cząstkowych. Zastosowana w obliczeniach pozwala na osiągnięcie wyników w krótszym czasie niż metoda elementów skończonych, gdyż krótszy jest czas obliczeń na pojedynczym kroku. Metoda różnic skończonych nie zapewnia jednak pożądanej dokładności obliczeń w analizach rozchodzenia się drobnych zaburzeń.

Znacznie dokładniej przebiegi fali zaburzeń odwzorowuje metoda elementów skończonych. Ponadto umożliwia ona bezpośrednie zadawanie warunków brzegowych, podczas gdy przy stosowaniu metody różnic skończonych wymaga to dodatkowych zależności. MES jest jednak w zastosowaniu metodą bardziej skomplikowaną i w przypadku uwikłanych równań różniczkowych nie zawsze zapewniającą pozytywny rezultat.

Uwzględniając zalety i wady obu metod, w zastosowaniu do obliczeń pneumatycznego układu hamulcowego przyjęto ostatecznie metodę elementów skończonych.

7. Zakończenie

W artykule przedstawiono ogólną metodykę wykorzystywaną w symulacyjnych analizach pracy układu hamulcowego oraz matematyczny opis układu hamulcowego, będący podstawą tej metodyki. Zagadnienie jest szerokie i starano się przedstawić je kompleksowo. Nie zaprezentowano więc wielu zagadnień szczegółowych, które będą przedmiotem dalszych publikacji.

Literatura

- [1] Benedict R.P., *Fundamentals of pipe flow*. John Wiley & Sons, Nowy Jork, 1980.
- [2] Daniłova G.N., Filadkin W.N., *Zbiór zadań i obliczeń z przepływu ciepła*. WNT, Warszawa, 1965.
- [3] Gąsowski W., Piechowiak T., *Model do analizy dynamiki wzdłużnej pociągu podczas hamowania*. Zeszyty Naukowe Politechniki Poznańskiej, seria Maszyny Robocze i Pojazdy, nr 30/1988.
- [4] Gąsowski W., Piechowiak T., *Problemy przepływu powietrza w układzie hamulcowym pociągu*. Pojazdy Szynowe, nr 1/2003.
- [5] Gorin V.N., *K rasčety gazodinamičeskich procesov v tormoznoj magistrali poezdov*. Vestnik VNIIT 3, 1972.
- [6] Lakshminarayanan P.A. i in., *A finite difference scheme for unsteady pipe flows*. Int. J. Mech. Sci., Vol. 21.
- [7] Mech A., *Przenoszenie fali hamowania w kolejowym hamulcu pneumatycznym*. Pojazdy Szynowe, 2, 1976.
- [8] Nomura Y. i in., *Development of High Performance Air Brake System*. Quarterly Reports, V. 12, No 1, 1971.
- [9] Nowicki J., Piechowiak T., Tustanowska K., *Symulacja procesów hamowania pociągów dla opracowania metod i racjonalizacji urządzeń hamulcowych*. CPBP 02.19.03.09, 1986.
- [10] Piechowiak T., *Oddziaływanie przewodu głównego na pracę zaworu maszynisty hamulca pociągu*. Pojazdy Szynowe, nr 3/2002.
- [11] Piechowiak T., *Kształtowanie optymalnej charakterystyki sterującej procesami napełniania i opróżniania przewodu głównego*. Instytut Pojazdów Szynowych Poznań, grudzień 2001r. Projekt badawczy KBN Nr 9T12C01018. Praca niepublikowana (OR - 8432).
- [12] Piechowiak T., *Badania symulacyjne modelu instalacji pneumatycznej w oparciu o wyniki symulacji propozycji pełnego modelu systemu sterowania hamulcem pneumatycznym pociągu*. Instytut Pojazdów Szynowych Poznań, wrzesień 2002. Projekt badawczy KBN Nr 9T12C01018. Praca niepublikowana (OR - 8511).
- [13] PN-76/M-34034. *Rurociągi. Zasady obliczeń strat ciśnienia*.
- [14] Yoshioka M., Yamazaki K., *New Simulation Method for Transient response of Composite Fluid Line Systems*. JSME International Journal. Series C, Vol. 44, No. 3, 2001.
- [15] Zienkiewicz O.C., Taylor R.L., *The Finite Element Method*. Butterworth-Heinemann, 2000, wyd. 5.