

Analiza symulacyjna wpływu wybranych parametrów hamulca pneumatycznego na skuteczność jego działania

W artykule przedstawiono skrótowo metodę modelowania układu pneumatycznego hamulca pociągu, określania drogi hamowania i sił wzdłużnych w modelu pociągu sztywnego. Wykorzystując przedstawioną metodę modelowania dokonano analizy wpływu parametrów pneumatycznego układu hamulcowego na skuteczność jego działania. Przeanalizowano różne możliwe lub hipotetyczne zmiany parametrów układu, stosując celowo uproszczony układ cierny w celu uwypuklenia wyników zmian układu pneumatycznego.

1. Wstęp

Układ hamulcowy pociągu jest jednym z najważniejszych systemów pojazdów szynowych zapewniających bezpieczeństwo ruchu łącznie z bezpieczeństwem ludzkim. Istnieją różne rodzaje hamulca kolejowego. Wyróżnia się na tym tle współczesny pneumatyczny hamulec cierny, który mimo wad posiada niezaprzeczalne zalety i zapewnia duże bezpieczeństwo działania, także w sytuacjach nadzwyczajnych (np. zerwanie składu pociągu i odłączenie od sterowania i zasilania).

Na Politechnice Poznańskiej opracowano metodę pozwalającą na symulację działania całego układu hamulca pneumatycznego różnorodnej budowy, przedstawioną w kilku publikacjach [1, 2, 3, 7, 8, 9, 10, 12 i 13]. Samych programów symulacyjnych napisanych w FORTRANIE nie publikowano. Dla uściślenia metody symulacyjnej dokonano weryfikacji modeli i identyfikacji parametrów matematycznych modelu układu hamulcowego. Dokonano tego na podstawie badań przeprowadzonych na własnym stanowisku badawczym i w oparciu o wyniki pomiarów obcych, co częściowo omówiono w [11].

Celem niniejszej publikacji jest przedstawienie możliwości wykorzystania metody symulacyjnej do analizy wpływu podstawowych parametrów układu hamulcowego na przebieg hamowania, drogi hamowania i wartości maksymalnych sił wzdłużnych w modelu pociągu sztywnego. Starano się, by analizy, pomimo że oparte na konkretnych symulacjach, nosiły miano uogólnionych. Dlatego zastosowano uproszczone modelowanie współczynnika tarcia, brak oporów ruchu i umiarkowaną intensywność hamowania; pomimo założonej ogólności rozważań, analizy są oparte o układy rzeczywiste.

2. Matematyczne modelowanie elementów układu przewodu głównego

Ze względu na warunki pracy układu hamulcowego, interesujące są zachodzące w nim procesy przejściowe. Przepływ powietrza w przewodzie głównym

(PG) charakteryzuje się intensywnym występowaniem (silnie wytłumianych) zjawisk falowych i przepływami ze znacznymi spadkami ciśnień wywołanych oporami przepływu wzdłuż przewodu. Opisany jest on układem równań różniczkowych, w których uwzględniono niestacjonarne przepływy płynu ściśliwego. Przewód główny posiada niewielką średnicę w porównaniu z jego długością, a najbardziej interesujący jest przebieg ciśnienia powietrza występujący na jego długości. Można uznać, że rozkłady prędkości powietrza wzdłuż promienia przewodu są nieistotne, a przez prędkość przepływu rozumie się dalej średnią prędkość w przekroju rurociągu. Analizy matematyczne przepływu gazu w PG opisane są układem nieliniowych równań różniczkowych cząstkowych jednowymiarowych. W [2] przedstawiono wcześniejszą ich wersję, a w [3 i 13] uściśloną, m. in. przez użycie funkcji delta Diraca do opisu dopływających do przewodu głównego dyskretnych po długości PG strumieni powietrza.

Straty przepływu powietrza przewodu można podzielić na straty: tarcia o ścianki i miejscowe zmian kształtu [13].

Straty tarcia powietrza o ścianki przewodu opisane współczynnikiem oporu λ są zależne od względnej wysokości nierówności powierzchni rury i od liczby *Reynoldsa*; są zmienne na długości przewodu i w czasie procesu i zostały dokładniej omówione w [2].

Przewód główny zbudowany jest z rury stalowej walcowanej. Dla takiego tworzywa bezwzględna chropowatość rury nowej wg [14] wynosi $k=0,02 \div 0,1$ mm, co daje wartość względnej chropowatości rury dla pociągu towarowego ok. $0.0006 \div 0,003$. Według [14] dla takiego tworzywa zastosować można uśrednione wartości nierówności i zależności Colenbooka-White'a, dobrze odwzorowujące wartości oporów dla rur komercyjnych.

Rury stalowe tworzące przewód główny nie są pokrywane od wewnątrz antykorozyjnie i pomimo stoso-

wania odwadniaczy pokrywają się niewielką korozją. Powoduje to nieokreślony wzrost wysokości nierówności, zależny również od czasu eksploatacji przewodu. Szczegółowe rozpatrzenie oporów zawarto w [13].

Modelowania odgałęzień PG dokonano dwoma sposobami. Metoda dokładniejsza polega na przyjęciu w modelu przewodu głównego każdego odgałęzienia jako odcinka przewodu o zmiennym na jego długości stanie gazu; odcinki te opisane są MES uwzględniającą również zjawiska falowe. Metoda przybliżona opisuje odgałęzienia przewodu współczynnikiem objętości dodatkowych. Został on wprowadzony przez autora i jest bardzo wygodnym elementem modelowania PG. Różne sposoby opisu odgałęzień przedstawiono w [2 i 13].

Przenikanie ciepła z powietrza zawartego w układzie hamulcowym do obudowy układu hamulcowego i do otoczenia ma duży wpływ na przebieg procesów pneumatycznych. Brak jest w układzie elementów izolacji cieplnej. W przewodzie głównym duża część energii przepływu gazu jest dławiona i zamieniana na ciepło. Rozchodzenie się fali hamowania jest zbliżone do adiabatycznego, natomiast w przewodzie głównym po kilku sekundach, a w zbiornikach układu po kilkudziesięciu sekundach temperatura wyrównuje się do temperatury otoczenia, a przemiana gazu zbliża się do izotermicznej. Zjawisko jest więc skomplikowane. Również dysze zabudowane w układzie pneumatycznym służące do znaczącego zdławienia przepływu charakteryzują się znacznymi stratami energii przepływu, zamienianymi na ciepło.

Zmiany temperatury gazu w układzie hamulcowym mogą chwilowo osiągnąć kilkadziesiąt stopni Celsjusza. Wymiana ciepła powietrza w układzie hamulcowym z otoczeniem może wywołać różnorodne zjawiska wymienione w [1, 2 i 13], głównie zmniejszenie prędkości rozchodzenia się i rozmycie fali hamowania o większych amplitudach i niejednoznaczne zmiany ciśnienia w pojemnościach i cylindrach hamulcowych (z powodu wolnego wyrównywania się temperatur następuje dalsza zmiana ciśnień z różnymi konsekwencjami w zależności od budowy sterowania).

Aparaty hamulcowe, takie jak zawór maszynisty, zawory rozrządowe z kompletem zbiorników i urządzenia realizujące siłę hamowania (głównie cylindry hamulcowe) zamodelowano jako zbiory elementów składowych punktowych bez rozpatrywania fal zmian ciśnienia na długości elementu. Ich działanie opisano równaniami mechaniki płynów i termodynamiki dla płynów rzeczywistych, a dynamikę mas dyskretnych równaniami jednowymiarowymi i również zidentyfikowano na podstawie wyników pomiarów [9, 10, 12 i 13]. Wymiana ciepła dla powietrza zawartego w pojedynczych zbiornikach kolejowych zidentyfikowana została przez autora z dużą dokładnością [11].

3. Obliczenie hamowności i dynamiki pociągu

Hamulec zespolony pociągu stanowi system, który dla celów modelowania można podzielić na układy:

- pneumatyczny
- mechanicznych przekładni hamulcowych
- par ciernych.

Układ mechaniczny i cierny domyka łańcuch obliczeń przebiegu procesu hamowania pociągu. Przedstawione modele tych elementów posiadają stopień szczegółowości wystarczający dla całopociągowych analiz hamowania.

Wykorzystana metoda symulacyjna oparta jest na symulacji w funkcji czasu. W obliczeniach hamowności pociągu, w których przebieg zjawisk w układzie pneumatycznym jest uproszczony, można by stosować metodę całkowania równań ruchu po prędkości jazdy, co jest bardzo szybkim procesem obliczeniowym, jednak jej wadą jest brak możliwości obliczeń dynamiki pociągu.

Zaletą metody związania równań ruchu w funkcji czasu jest to, że pozwala na wyliczanie wprost wszelkich zmiennych dynamicznych: przyspieszeń, prędkości i drogi oraz umożliwia rozszerzenie analiz (nie dokonane w artykule) o dynamikę wzdłużną pociągu niesztynnego, pozwalającą na określenie nadwyżki dynamicznej sił zderznych lub pociągowych. Krok obliczeń symulacji układu pneumatycznego musi być przeważnie wielokrotnie mniejszy, niż wymaga tego obliczenie dynamiki wzdłużnej. Ten krótki krok czasowy powoduje, że także przy stosowaniu nie wyrafinowanych metod całkowania równań ruchu pociągu w funkcji czasu uzyska się dużą dokładność symulacji. Zastosowano więc prostą metodę linearyzacji odcinkowej przyspieszenia równań ruchu wagonów, a opóźnienie pociągu na początku n-tego kroku \ddot{y}_n przyjęto jako uśrednione dla całego kroku obliczeń, uzyskując zależności typu otwartego (implicite):

$$\dot{y}_{n+1} = \dot{y}_n + \ddot{y}_n \cdot dt \quad (1)$$

$$y_{n+1} = y_n + \dot{y}_n \cdot dt + \frac{\ddot{y}_n \cdot dt^2}{2} \quad (2)$$

Dla standardowych wagonów z jednym cylindrem hamulcowym na wagonie, wzór na uśrednione przyspieszenie pociągu przyjmie postać:

$$\ddot{y}_n = \frac{\sum_i F_{ham,i} + \sum Op_i}{\sum_i (m_{wag,i} \cdot \rho_i)} \quad (3)$$

gdzie:

- y, \dot{y}, \ddot{y} przemieszczenie masy wagonu i jego pochodne
- $\sum_i F_{ham,i}$ suma sił hamowania wszystkich „i” pojazdów pociągu

$-\sum_i Op_i$ suma oporów ruchu wszystkich „i” pojazdów pociągu

$-\sum_i (m_{wag,i} \cdot \rho_i)$ suma mas wszystkich „i” pojazdów pociągu wraz ze współczynnikami ρ mas wirujących.

Siła hamowania pojedynczego wagonu jest liczona na każdym kroku obliczeń z zależności:

$$F_{ham,i} = (p_c - p_s) \cdot n \cdot j \cdot At \cdot k_h \cdot \eta_r \quad (4)$$

gdzie:

- At pole tłoka cylindra
- $F_{ham,i}$ siła hamowania przypadająca na jeden wagon
- j przełożenie układu dźwigniowego
- k_h współczynnik tarcia elementu ciernego hamulca
- n liczba cylindrów hamulcowych przypadająca na jeden zestaw kołowy
- p_c chwilowe ciśnienie w cylindrze i-tego wagonu
- p_s ciśnienie na pokonanie oporu sprężyny w cylindrze
- η_r sprawność układu dźwigniowego.

Współczynnik tarcia elementów ciernych hamulca przyjęto w postaci zależności liniowej od prędkości jazdy i nacisku na element cierny:

$$k_h = k_1 + k_2 \cdot v + k_3 \cdot N \quad (5)$$

gdzie:

k_1, k_2, k_3 – współczynniki liczbowe

v – prędkość jazdy [m/s]

N – nacisk na element cierny [N].

Zamodelowany współczynnik tarcia dla hamulca klockowego jest zgrubnym przybliżeniem, natomiast dla hamulca tarczowego odzwierciedla z większą dokładnością rzeczywistość.

Suma oporów ruchu pociągu dana jest sumarycznym wzorem

$$\sum_i Op_i = (wspop1 + wspop2 \cdot v + wspop3 \cdot v^2) \cdot \sum_i m_{wag,i} \quad (6)$$

gdzie:

- $wspop$ współczynniki oporów.

Obliczenie sił występujących w urządzeniach pociągowo-zderznych, przy pominięciu odkształceń tych urządzeń w modelu (nazywanym pociągiem sztywnym), a co za tym idzie bez nadwyżek dynamicznych występujących przy nabieganiu na siebie wagonów, dane jest zależnością rekurencyjną:

$$F_{mw>i} = F_{mw,i-1} + F_{ham,i} - \ddot{y} \cdot m_{wag,i} \quad i = 1, \text{ ilość wagonów} \quad (7)$$

gdzie:

- $F_{mw,i}$ siła w urządzeniach międzywagonowych po i-tym wagonie.

Określenie sił w pociągu sztywnym jest pewnym uproszczeniem rzeczywistości, ale pozwala na uogólniony wpływ nierówności sił hamowania wagonów w pociągu niezależnie od charakterystyki urządzeń pociągowo-zderznych.

Zarówno metoda modelowania układu pneumatycznego hamulca jak i metoda określania hamowności pociągu zostały wykorzystane w autorskim programie symulacyjnym (nie publikowanym), który posłużył do przeprowadzenia analiz symulacyjnych zaprezentowanych w punkcie 4.

Dynamikę wzdłużną pociągu z podatnymi urządzeniami międzywagonowymi analizowaną metodą symulacyjną szczegółowo rozpatrzono przez autora w [5].

4. Wpływ budowy pneumatycznego hamulca na skuteczność jego działania

amacyjne układy hamulcowe pojazdów szynowych są ciągle udoskonalane. Istnieją lub wraz z rozwojem techniki pojawiają się nowe problemy dotyczące działania i konstrukcji pneumatycznego układu hamulcowego, które wymagają rozwiązań. Część z nich nosi jednak znamiona uniwersalności.

Ogólnie radykalne polepszenie skuteczności hamulca kolejowego można by osiągnąć stosując dużo szerzej w hamulcu kolejowym sygnał elektryczny. Prędkość rozchodzenia impulsu elektrycznego wzdłuż pociągu jest wielokrotnie większa, niż impulsu pneumatycznego i nie tłumiona, co pozwoliłoby wyrównać siły hamowania wszystkich wagonów i umożliwiło zmniejszyć czasy wzrostu siły hamowania. W dobie dynamicznego rozwoju elektrotechniki i elektroniki stosuje się elementy sterowania elektrycznego. Przykładem są np. częściowo elektroniczne zawory masywny i rozrządce, elektroniczne urządzenia przeciwpoślizgowe, hamulce szynowe. Jednakże w sytuacjach awaryjnych ruchu kolejowego, zwłaszcza w ruchu towarowym, i różnych ekstremalnych warunkach klimatycznych musi być osiągnięta pewność hamowania, co zapewnia hamulec pneumatyczny. W grę wchodzi również względy ekonomiczne.

patrując parametry przewodu głównego, zagadnienie rozważano przyjmując realistycznie parametry pneumatycznego układu hamulca oraz w zakresie dopuszczalnym przepisami kolejowymi. Omówiono przykładowe analizy wpływu głównych parametrów układu przewodu głównego. W obliczaniu hamowności pociągu przyjęto stały współczynnik tarcia

par ciernych i pominięto opory ruchu, by nie zniekształcać dokładności wpływu układu hamulcowego na hamowność pociągu. Przyjęto średnią wartość współczynnika tarcia i przełożenie układu dźwigniowego tak, że dla pojedynczego wagonu procent ciężaru hamującego wagonu pełnego przy hamowaniu z 100 km/h osiąga wartość 98%.

Prezentowanymi wynikami symulacji są w większości przypadków: prędkość fali hamowania, czas napełnienia cylindra ostatniego wagonu (do 95 % ciśnienia maksymalnego), droga hamowania pociągu oraz maksymalne siły wzdłużne dla modelu pociągu sztywnego. Dla wybranych wariantów zaprezentowano na wykresach w funkcji czasu przebiegi ciśnień w

PG, w cylindrach hamulcowych pierwszego i co 10-tego wagonu oraz sił wzdłużnych dla sprzęgów międzywagonowych po pierwszym i co piątym wagonie. Dla pociągu krótszego zastosowano gęstszy podział.

Wartości sił wzdłużnych w pociągu z rzeczywistymi podatnymi sprzęgami są znacznie większe, niż dla modelu pociągu sztywnego, co wykazano np. w [4 i 5].

4.1 Zbiorcze zestawienie wyników symulacji

W tabeli 1 zamieszczono syntetyczne wyniki wszystkich omówionych procesów, a wyniki symulacji wybranych wariantów zaprezentowano przy ich omawianiu, w postaci analogicznej do rys. 1a.

Zbiorcze zestawienie skuteczności hamowania rozpatrywanych wariantów

Tabela 1

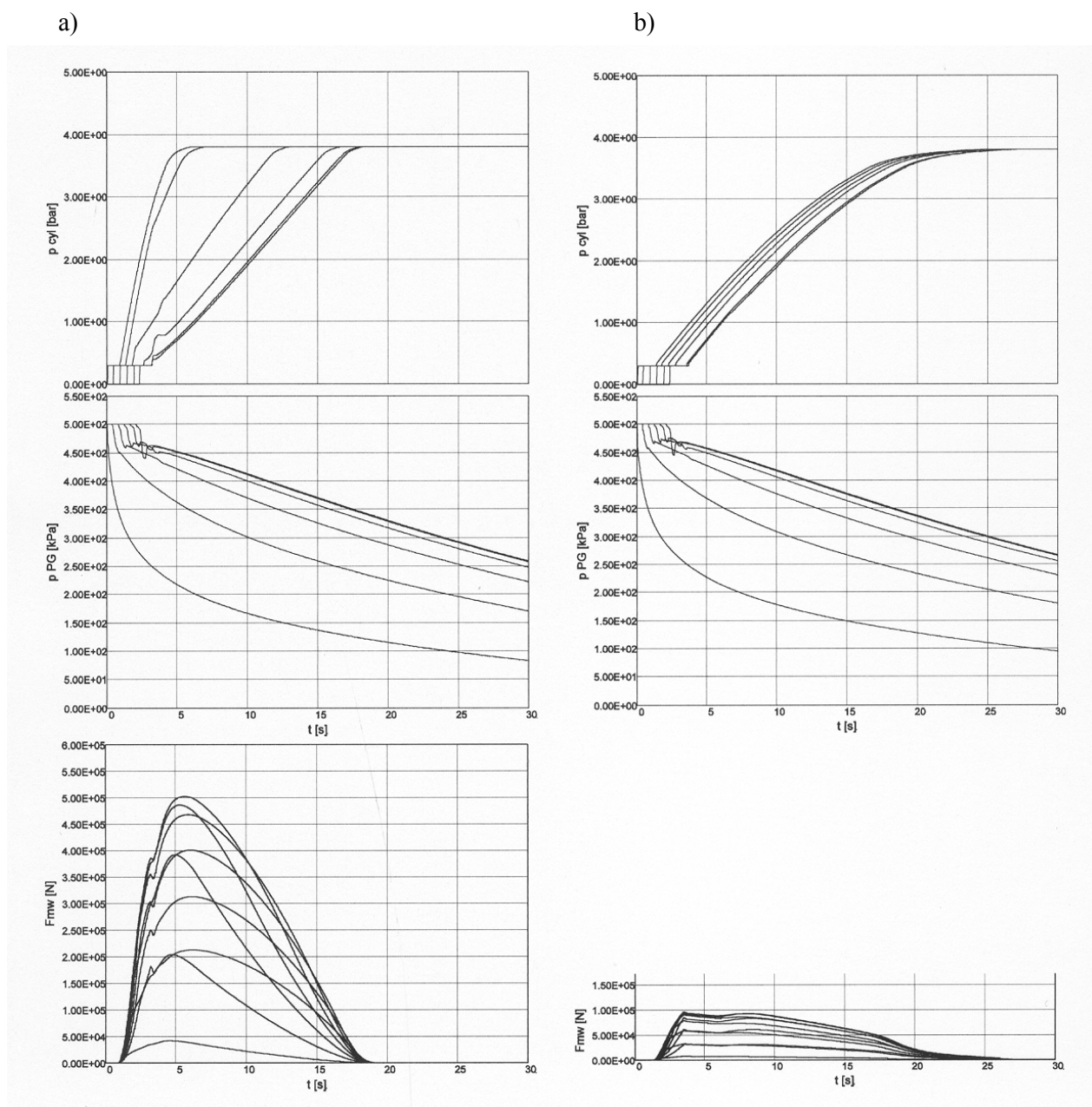
L.p..	hamowanie	nastawienie hamulca	stan wagonów i aparatury hamulcowej	prędkość fali hamowania [m/s]	czas napełnienia cylindra ostatniego wagonu [s]	droga hamowania [m]	maks. siła wzdłużna [kN]
1	nagłe	osobowy	pojedynczy wagon		4,49	487,9	–
2	nagłe	towarowy	pojedynczy wagon		18,0	651,9	–
3	nagłe	osobowy	PG nominalny (nierówności PG k=0,16 mm)	285,7	17,45	609,9	502,3
4	nagłe	towarowy	PG nominalny (k=0,16, zaskok 0,35 bar)	285,7	20,30	688,7	91,8
5	nagłe	osobowy	duża przewodność cieplna PG (k=0,16)	285,0	17,76	617,0	510,7
6	nagłe	osobowy	mała przewodność cieplna PG (k=0,16)	288,7	15,83	589,7	485,1
7	nagłe	osobowy	PG bardziej gładki (k=0,05 mm)	291,6	16,12	597,8	490,0
8	nagłe	osobowy	PG bardziej chropowaty (k=0,4 mm)	268,9	20,52	637,3	521,6
9	nagłe	osobowy	PG krótki (400 m, k=0,16)	287,1	7,15	515,1	144,1
10	nagłe	osobowy	PG z dużymi odgałęzzeniami po 4,2 m	219,8	26,67	690,4	503,6
11	nagłe	osobowy	PG z niewielkimi odgałęzzeniami 0,98m	264,1	19,98	634,8	512,6
12	nagłe	osobowy	PG o średnicy 1 ”	289,2	16,16	587,7	489,6
13	nagłe	osobowy	większy przelot zaworu maszynisty (Φ=22,6 mm)	288,2	16,05	593,3	533,6
14	nagłe	osobowy	kurki końcowe 1”	281,1	18,60	620,5	510,8
15	nagłe	osobowy	nominalny, zawory rozrządzące bez przyspieszaczy	127,4	19,41	650,3 *	599,8 *
16	nagłe	osobowy	hipotetyczny prosty pneumatyczny sprzęg międzywagonowy	298,5	15,00	587,9	478,0
17	nagłe	towarowy	większe ciśnienie zaskoku (0,7 bar)	285,7	20,31	671,5	137,6
18	nagłe	towarowy	nominalny, zawory rozrządzące bez przyspieszaczy	127,1	25,88	811,9 *	252,5 *
19	służbowe	osobowy	nominalny	275,2	42,93	942,9,6	99,6
20	służbowe	osobowy	nominalny, zawory rozrządzące bez przyspieszaczy	56,1	52,58	1153,4 *	150,5 *
21	służbowe	towarowy	nominalny	275,2	42,93	960,7	126,6
22	służbowe	towarowy	nominalny, zawory rozrządzące bez przyspieszaczy	56,1	52,58	1168,3 *	217,9 *

* wartość zależna znacznie od parametrów zaworu rozrządczego

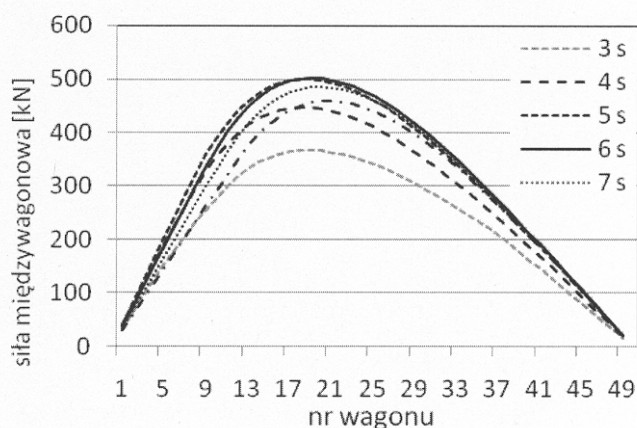
4.2 Układ odniesienia dla porównań układów hamulcowych

Jako przebieg odniesienia wybrano hamowanie nagle pociągu złożonego z 50 wagonów towarowych o długości PG po 14 m, plus lokomotywa; PG posiada średnicę 1¼" i kurki końcowe 1¼". Przewód główny jest prosty i bez rozgałęzień. Założono PG eksploatowany przez pewien czas; dla rury walcowanej lekko zanieczyszczonej przyjęto chropowatość ścianek 0,16 mm. Wartość łącznego współczynnika przenikania ciepła na jednostkę długości rury założono 2,41 [W/(m·K)]. Przyjęto zawory rozrządzące ESt3f dla nastawienia „osobowy” bez zaskoku, a w nastawieniu

„towarowy” z zaskokiem 0,35 bar; cylindry hamulcowe posiadają średnicę 16", a zbiorniki pomocnicze posiadają pojemność 75 l. Konstrukcję innych wariantów określa się względem tego wariantu odniesienia. Analizowano głównie hamowanie nagle z nastawieniem zaworów rozrządzących „osobowy” (bo w tym nastawieniu wyniki pozwalają na bardziej przejrzyste uogólnienia), ale normalnie pociągi o długości powyżej 400 m posiadają w rzeczywistości nastawienie „towarowy”. Wyniki symulacji hamowania nagle przedstawiono na rys. 1a, a na rys. 2 dodatkowo zamieszczono wyniki przebiegu sił wzdłużnych w funkcji położenia sprzęgu w pociągu co jedną sekundę w przedziale czasu występowania największych sił.



Rys 1. Przebieg symulacyjny hamowania pociągu nominalnego 50 wagonowego: ciśnienia w PG i cylindrach hamulcowych oraz siły wzdłużne w funkcji czasu: a) nastawienie „osobowy”, b) nastawienie „towarowy” (objaśnienia w tekście)

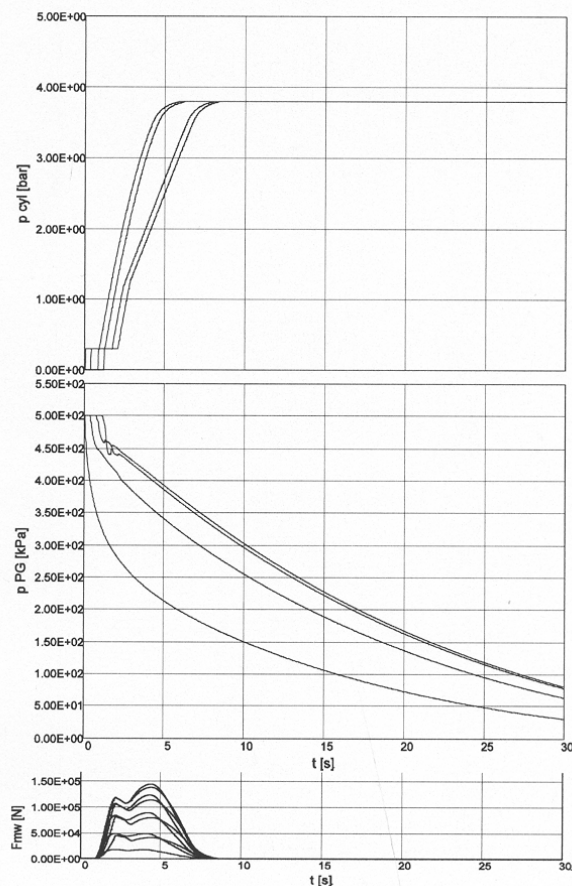


Rys. 2. Przebieg sił międzywagonowych w czasie hamowania wg rys. 1a w funkcji położenia sprzęgu międzywagonowego w pociągu dla wybranych chwil czasowych

4.3 Omówienie porównania wariantów

4.3.1 Długość przewodu głównego

Im większa jest długość PG, tym pogarszają się warunki sterowania układem hamulcowym. Dla krótkich składów znika wiele problemów hamowania pociągu. Przewód główny musi obejmować cały skład pociągu, więc konstruktor ma niewielki wpływ na jego długość. Jednakże ważne jest, by przewód nie posiadał nadmiernej długości na wagonie i był w miarę



Rys. 3. Hamowanie nagłe pociągu 392 m (27 wag.); wyniki dla pierwszego i co 9 wagonu

prosty. Dla dłuższych, niż składane w Europie, pociągów należałoby zmienić ustawienia całego układu. Na rys. 3 przedstawiono wynik hamowania nagłego pociągu krótszego niż nominalny, złożonego z 27 wagonów + lokomotywa (długość 392 m). Widoczne jest radykalne polepszenie napełniania cylindrów dla pociągu krótszego. Jak widać na rys. 3 z przebiegu ciśnienia w cylindrach, nieco krótszy pociąg niż 27 wagonów jest granicznym składem, przy którym dla nastawienia „osobowy” nie byłoby opóźnienia napełniania ostatnich wagonów pociągu.

4.3.2 Czas napełniania cylindra

Zasadniczą metodą zmniejszenia sił wzdłużnych, niezbędną dla długich pociągów towarowych, jest wydłużenie nominalnego czasu napełniania cylindra (w symulacjach z 4,5 s do 18,0 s) dla nastawienia „towarowy”. Nastawienie hamulców na „towarowy” powoduje wydłużenie drogi hamowania dla pojedynczego wagonu z 487,9 do 651,9 m (o 34%), nominalnego pociągu o długości 700 m z 609,9 do 688,7 m (o 13%); jednak maksymalne wartości sił wzdłużnych spadły ponad pięciokrotnie z 502,3 do 91,8 kN. Wykresy dla pociągu 700 m z nastawieniem „towarowy” przedstawiono na rys. 1b.

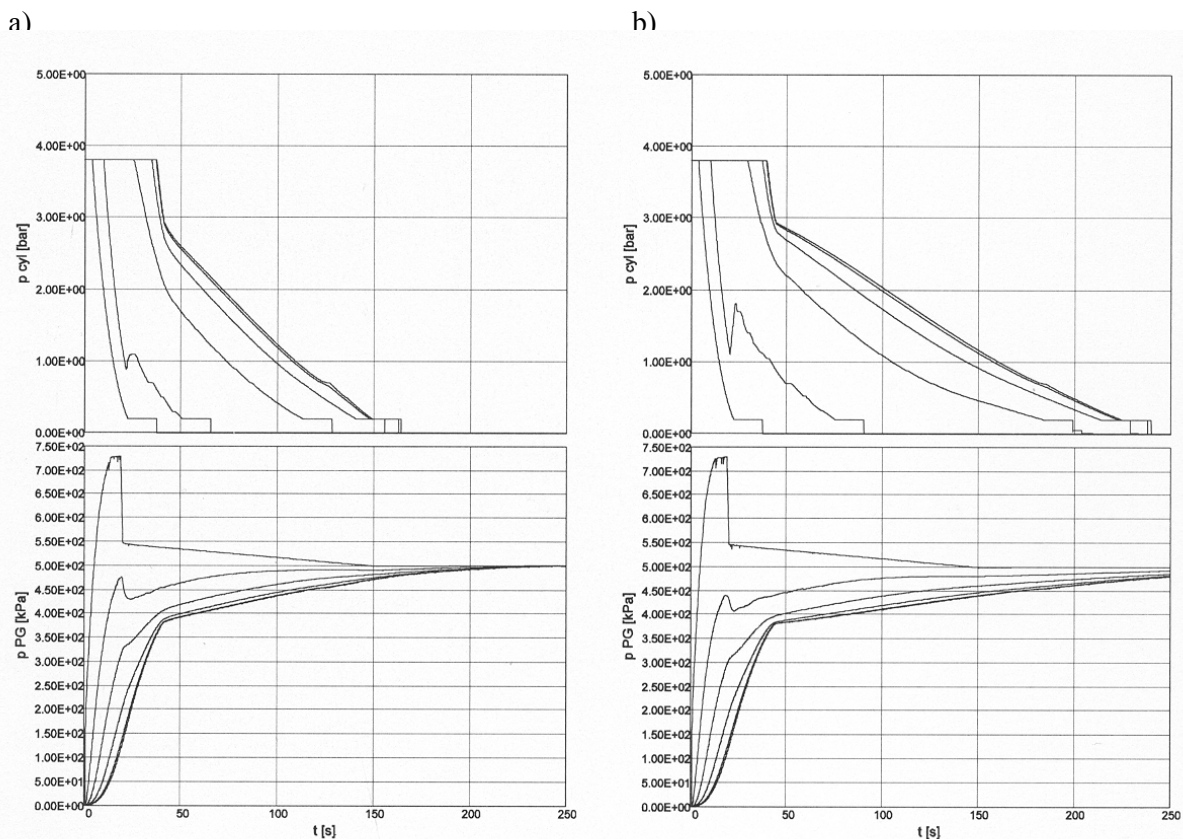
4.3.3 Przekrój przewodu głównego

Przewód główny przed kilkudziesięciu laty posiadał średnicę 1”. Aby polepszyć jego działanie dla napełniania układu hamulca, średnicę zwiększono do 1¼”, a w obecnym czasie zwiększa się również przelot kurków końcowych do średnicy 1¼”. Dla hamowania nagłego wprowadzenie przewodu 1¼” spowodowało (wg symulacji) niewielkie niekorzystne wydłużenie czasu napełniania ostatniego cylindra o 2,4 s, a wprowadzenie zaworów końcowych o większym przelocie pozwoliło zmniejszyć wydłużenie czasu napełniania ostatniego cylindra do 1,3 s. Zastosowanie wcześniej PG o średnicy 1” powodowało skrócenie drogi hamowania o 3,6 % i zmniejszenie sił wzdłużnych o 2,5 %.

Duży zysk uzyskano natomiast dla napełniania układu (dla zaworu maszynisty FV4a i stałego ciśnienia w zbiorniku głównym równego 9,5 bar); przewód 1¼” daje krótsze (z 240 do 164 s) o ok. 76 s odhamowanie z pozycji hamowania nagłego, co przedstawiono na rys. 4.

Należy jednak zaznaczyć, że zbyt mała wydajność sprężarki i pojemność zbiornika głównego mogą znacznie wydłużyć odhamowanie.

W nowych konstrukcjach wprowadza się kurki końcowe 1¼”. Są one korzystniejsze, niż kurki 1”, zmniejszenie drogi hamowania nie przekracza jednak 2%.



Rys 4. Porównanie przebiegu odhamowania po hamowaniu nagłym: a) dla PG 1 ¼", b) dla PG 1"

4.3.4 Opór przewodu głównego

Wszelkie zmniejszenie oporu przepływu ma korzystny wpływ na pracę układu hamulcowego; można to zrealizować na dwa sposoby przedstawione poniżej:

- Zmniejszyć opór tarcia przez zwiększenie gładkości ścianek. Na PG wykorzystuje się rury stalowe walcowane surowe, które po dłuższym czasie pracy mogą skorodować. Porównanie wyników symulacji hamowania nagłego dla przyjętych trzech chropowatości przewodu przedstawia tabela 1. Dla nowego przewodu o dużej stosunkowo gładkości przyjęto bezwzględną wysokość nierówności 0,05 mm, dla normalnie eksploatowanego przewodu nieco zanieczyszczonego przyjęto nierówności 0,16 mm, a nieco skorodowanego przewodu 0,4 mm. Jak wynika z tabeli 1 (L.p. 3, 7 i 8) utrzymywanie PG nieskorodowanego jest wystarczające dla nie pogarszania efektywności hamowania; dodatkowe przedsięwzięcia dla zapewnienia gładkości przewodu nie są opłacalne, gdyż niewielki, nieznaczący zysk efektywności można osiągnąć taniej innymi przedsięwzięciami.
- Zmniejszyć opory lokalne przez zredukowanie zmian przekrojów oraz ukształtowanie możliwie prostego PG. Przewód główny z natury rzeczy składa się z bardzo wielu elementów składowych i po-

szczególne elementy złączne powtarzane wielokrotnie mogą znacznie zmienić łączne opory. Również w Polsce w nowych konstrukcjach taboru wykorzystuje się połączenie kolejnych rur PG złączami zaciskowymi zewnętrznymi bez zmiany przekroju przelotu (takie też przyjęto dla wariantu odniesienia). Ważne jest jednak, by kolejne odcinki rury stykały się z sobą, gdyż rozsuniecie styku powoduje chwilowy skok przekroju i dodatkowe opory. Należy unikać uszczelnień czołowych, które mogą wywołać zakłócenia przepływu (np. uszczelka czołowa może się zdeformować i zwęzić przekrój PG). Nowoczesne trójniki kolejowe do odgałęzienia PG przy czołownicy są już zoptymalizowane. Posiadają niewielki kąt rozgałęzienia, łączone z rurami PG przez zacisk i dobrze zmontowane nie powodują zmiany przekroju. Odgałęzienia do zaworów rozrządczych w standardowym układzie hamulcowym są zablokowane ze wspornikami zaworów mocowanymi bezpośrednio na PG i powodują niewielki opór przepływu. Jeżeli zawór rozrządczy mocowany jest na dłuższym odgałęzieniu, to winno ono posiadać mniejszy niż PG przekrój, co powoduje zmniejszenie objętości odgałęzienia.

4.3.5 Złącze międzywagonowe

Odrębnym zagadnieniem jest zespół sprzęgu międzywagonowego. Sam sprzęg jest zespołem znormalizowanym dla wszystkich normalnych wagonów. Posiada prześwit nominalny 1" i stosunkowo duże opory.

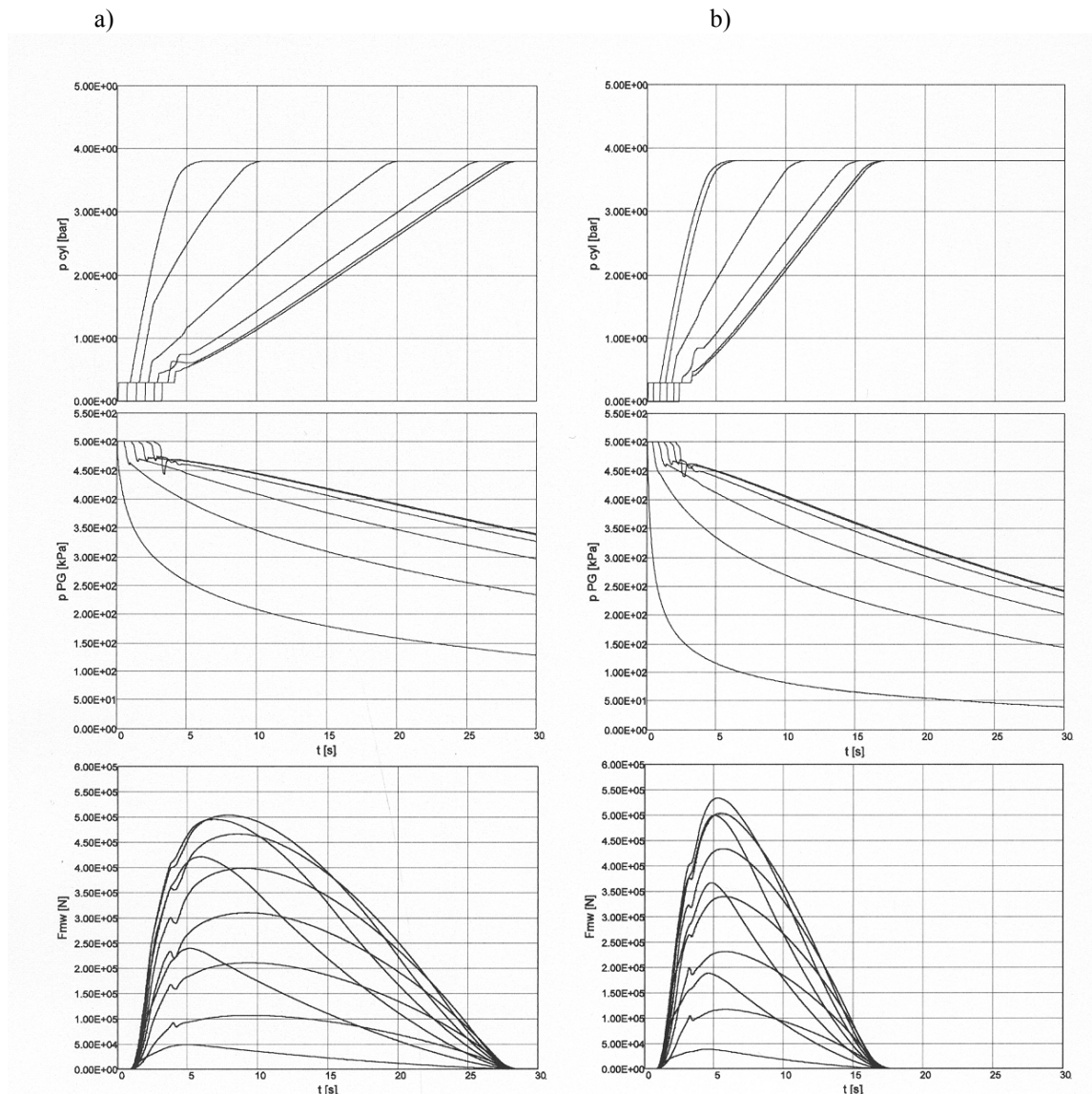
Do zespołu międzywagonowego należą również kurki końcowe. Wpływ ich rozmiaru przedstawiono przy analizie przekroju przewodu.

Możliwością radykalnego zmniejszenia oporów byłoby zastosowanie automatycznego sprzęgu pneumatycznego z dobrze ukształtowanymi kanałami. Przeprowadzono symulację z takim hipotetycznym (oszacowanym) sprzęgiem międzywagonowym. Droga hamowania zmniejszyła się o 3,6 %, a siły wzdłużne o 4,8 %.

4.3.6 Odgałęzienia przewodu głównego

Odgałęzienia przewodu są koniecznym elementem PG, ale szkodliwym, jeżeli chodzi o jego działanie. Jest to niekiedy duży problem konstrukcji PG.

Konieczne odgałęzienia do dwóch sprzęgów hamulcowych na czołownicy w zależności od ich przebiegu mogą powodować znaczne zmniejszenie efektywnej prędkości fali hamowania. W tab. 1, poz. 11 przedstawiono wyniki hamowania dla PG z możliwie małymi odgałęzieniami – dwa odgałęzienia po 0,98 m na wagon (minimalna długość zadana wymaganiami konstrukcyjnymi). W tab.1, poz. 10 i na rys. 5a przedstawiono wyniki dla wagonu z dużymi odgałęzieniami PG, jakie występują w wagonach towarowych, w których rozwidlenie PG mija kieszeń do zabudowy amortyzatora sprzęgu samoczynnego (dwa odgałęzienia po ok. 4,2 m na wagon). Dla niewielkich rozgałęzień pogorszenie parametrów układu hamulcowego jest niewielkie. Natomiast dla dużych odgałęzień prędkość fali hamowania została zmniejszona o 66 m/s, a czas napełniania ostatniego cylindra wydłużył się z 17,5 s do 26,7 s. Spowodowało to wydłużenie drogi hamowania o 13 % przy praktycznie nie zmienionych maksymalnych siłach wzdłużnych. W nowoczesnym tabrze zaleca się unikanie dużych odgałęzień dających tak zły przebieg hamowania.



Rys 5. Hamowanie nagłe poc. 700 m: a) wagony z dużymi odgałęzieniami, b) wylot zaworu maszynisty o średnicy 22,6 mm

4.3.7 Wymiana ciepła

Elementy układu hamulcowego nie posiadają izolacji termicznej od otoczenia i jest to zbędne. Ograniczone przenikanie ciepła przez ścianki PG byłoby pomocne w uzyskaniu przemiany adiabatycznej w trakcie rozchodzenia się fali zaburzenia, ale w dalszych fazach procesu hamowania mogłoby wywoływać niekorzystne zjawiska, np. zmiany siły hamowania z powodu zmiany temperatury powietrza w PG i aparatach. Czterokrotne zmniejszenie współczynnika przewodzenia ciepła w symulacji od nominalnego (do wartości 0,64 W/(m·K)) spowodowało wzrost prędkości fali hamowania o 3,0 m/s i zmniejszenie czasu napełniania ostatniego cylindra o 1,6 s. Podwójne zwiększenie przewodzenia ciepła w symulacji (do 4,82 W/(m·K)) praktycznie nie zmieniło działania układu. Układ rur niez izolowanych jest rozwiązaniem korzystnym, a niewielkie zmiany przyjętej przewodności bardzo nieznacznie zmieniają wyniki symulacji.

4.3.8 Przepustowość zaworu maszynisty

Jej dobór jest przykładem wielokryterialności działania układu pneumatycznego hamulca kolejowego. W nastawieniu *jazda* przepustowość nie może być zbyt duża, gdyż maszynista nie miałby informacji o szczelności układu hamulcowego. W nastawieniach *hamowanie* i *odhamowanie* zbyt mała przepustowość byłaby powodem powolnych zmian ciśnienia w PG, a więc również zmian ciśnienia w cylindrze, a nadmierna przepustowość powodowałaby nierówność sił hamujących wzdłuż składu pociągu i jego szarpnięcia. Dla napełniania lub odhamowania uderzeniowego można dokonać pewnego polepszenia pracy układu: duża wydajność zaworu maszynisty jest bardzo pożądana, ale musi być ograniczona czasowo, by nie przepełnić zbiorników sterujących [6]. Również dla hamowania nagłego przepustowość nie jest limitowana. Wyniki analiz zwiększenia przelotu w PG przedstawiono w tabeli 2. Wynika z nich, że znaczne zwiększenie przelotu nie jest jednak efektywne. Wartości średnicy przelotu rzędu 12 do 15 mm wydają się rozsądne (w FV4a wartość ta wg identyfikacji wynosi ok. 12,4).

Wpływ średnicy wylotu z zaworu maszynisty na skuteczność hamowania pociągu 700 m

średnica efektywna dyszy hamowania nagłego [mm]	prędkość fali hamowania [m/s]	czas spadku ciśnienia w PG ostatniego wagonu [s] o 1,5 bar	czas napełniania ostatniego cylindra [s]
8,8	283,6	21,82	20,80
10,6	285,0	19,44	18,55
12,40	285,7	18,28	17,45
17,50	286,3	17,11	16,35
22,6	288,2	16,81	16,05

Tabela 2

Brak zwiększenia efektywności dla dużych przelotów związany jest z wpływem rozciągniętego po długości PG oporu przepływu. W PG pierwszego wagonu spadek ciśnienia jest gwałtowny, ale dla końca pociągu jest bardzo zbliżony do wyników pociągu nominalnego, co uwidoczniło na rys. 5b. Zastosowanie dużego wylotu spowodowało niewielkie zmniejszenie drogi hamowania, ale również niewielkie zwiększenie maksymalnych sił wzdłużnych (tabela 1, l.p. 13).

4.3.9 Hamowanie służbowe

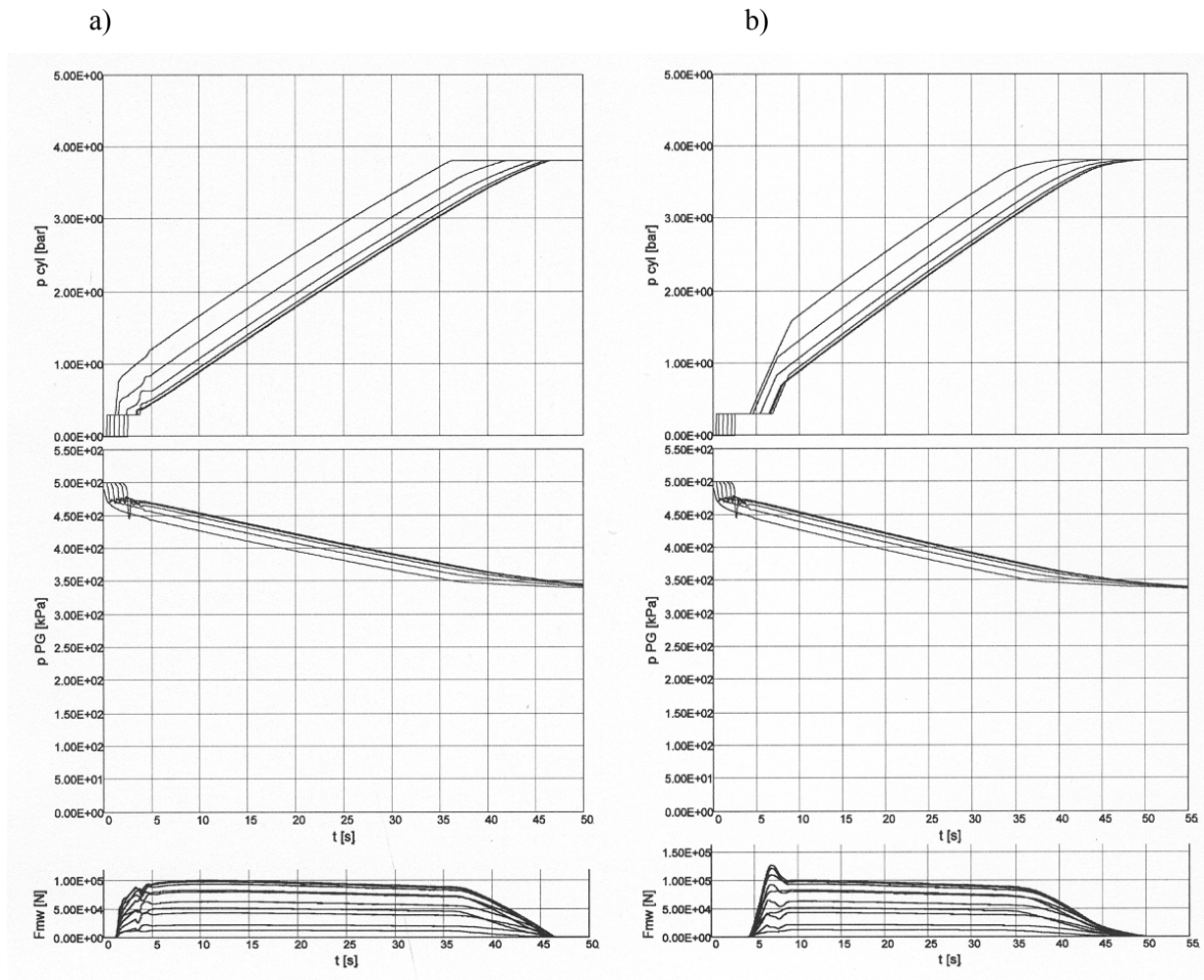
Uprzednio analizowano hamowanie nagłe stosowane w sytuacjach ekstremalnych. W trakcie normalnych hamowań pociągu stosowane jest natomiast hamowanie służbowe. Charakteryzuje się dużo mniejszym przelotem zaworu maszynisty i opróżnianiem przewodu do ciśnienia niewiele mniejszego niż 0,35 MPa.

Wyniki zawarte w tabeli 1 (l.p. 19 i 21) i na rys. 6 wskazują, że prędkość fali hamowania w porównaniu z hamowaniem nagłym przy poprawnie działających wszystkich przyspieszaczach zmniejsza się niewiele (o ok. 10 m/s), ale czas napełniania ostatniego cylindra wzrasta ponad dwukrotnie. Opóźnienie napełniania cylindrów powoduje wydłużanie drogi hamowania pociągu o 40 ÷ 50 %. Jednocześnie jednak dla nastawienia „osobowy” pozwala na nawet pięciokrotne zmniejszenie sił wzdłużnych. Dla nastawienia „towarowy” sytuacja jest dużo korzystniejsza, bo siły wzdłużne są kilkakrotnie mniejsze, wpływ jest niejednoznaczny i silnie zależny od wartości zaskoku.

4.3.10 Czulość-nieczulość zaworów rozrządnych

Wiąże się ona z przepustowością dysz napełniania zbiornika sterującego w zaworze rozrządnym i rzutuje na odporność na przepełnienie tego zbiornika. Bez uwzględnienia doświadczeń z praktyki kolejowej nie sposób podać optymalnej przepustowości. Przez rozbudowanie zaworu rozrządnego można osiągnąć złożone napełnianie zbiornika sterującego i uzyskać większą odporność na przepełnienie, a również korzystną nieczulość w pozycji „jazda”. Przykładami są „pamięć” w zaworze ESt3 lub blokada połączenia ze zbiornikiem sterującym aż do końca napełnienia zbiornika pomocniczego w zaworze SW4-C.

Dla normalnych hamulców (z przyspieszaczami) zmiana czulości-nieczulości nie ma dużego wpływu na drogę hamowania i dlatego wykresów nie zamieszczono.



Rys. 6. Hamowanie służbowe pociągu 700 m:
a) nastawienie „osobowy”, b) nastawienie „towarowy”

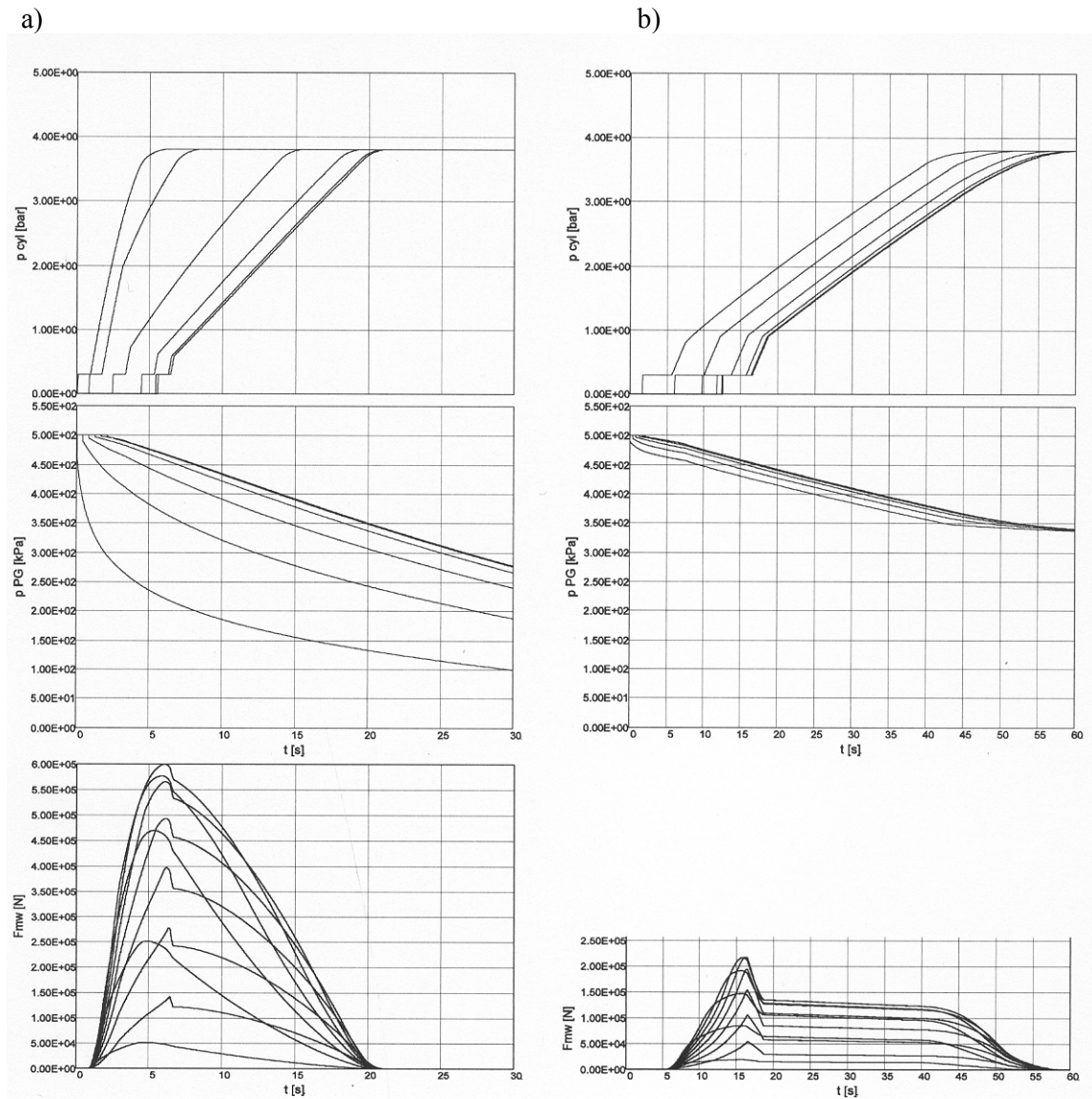
4.3.11 Zaskok

Urządzenie zaskoku jest bardzo pożyteczne w trakcie hamowania w nastawieniu „towarowy”. Winno ono mieć jak największą przepustowość, ale ograniczoną do niewielkiego wzrostu ciśnienia w cylindrze (nominalnie przyjęto 0,35 bar). Zwiększenie ciśnienia zaskoku do wartości 0,7 bar (tabela 1, l.p. 17) stosowane wcześniej spowodowałoby niewielkie zmniejszenie drogi hamowania pociągu, ale równocześnie wzrost sił wzdłużnych. W wartościach bezwzględnych wzrost nie jest duży, ale wzmocnił początkowe szybkie ich narastanie; dla rzeczywistych zderzaków podatnych powoduje to zwiększone szarpnięcia wewnątrz składu pociągu.

4.3.12 Przyspieszacze początku hamowania

Przyspieszacze te są niezbędne w nowoczesnych zaworach rozrządnych. Winny one zapewniać jak największy przepust powietrza ograniczony spadkiem ciśnienia w PG lub czasem. Bez przyspieszaczy proces

hamowania długich pociągów byłby niepewny i spowolniony (rys. 7). W układzie bez przyspieszaczy rozpoczęcie hamowania nie jest dokładnie określone i zależy od dyszy napełniania zbiornika sterującego oraz od histerezy działania zaworu. Przedstawione w tabeli 1, l.p. 15, 18, 20 i 22, wartości liczbowe są tylko orientacyjne i leżą po stronie mniejszych dróg hamowania i mniejszych sił wzdłużnych. Są one również z tego powodu hipotetyczne, że wszystkie nowoczesne zawory rozrządne posiadają przyspieszacze. Nieco tylko większy, niż założony dla „normalnego” zaworu rozrządowego przelot dyszy powodującej nieczułość zaworu rozrządowego powodowałaby niezadziałanie hamulców w końcowej części długiego pociągu. Brak przyspieszaczy dla hamowań służbowych i długich pociągów jest niedopuszczalny. Mógłby powodować nieskuteczność działania hamulca i nawet dwukrotny wzrost sił wzdłużnych.



Rys 7. Hamowanie pociągu 700m, zawory rozrządcze bez przyspieszaczy: a) hamowanie nagłe, nastawienie „osobowy”, b) hamowanie służbowe, nastawienie „towarowy”

5. Podsumowanie

Jak wynika z przeglądu doskonalenia aparatów hamulcowych, tylko dla niewielu parametrów można ogólnie wskazać ich wartości optymalne; dla większości parametrów wartości optymalne są związane z konkretną budową zaworu rozrządczego i dla takich przypadków bardzo przydatne mogą być przedstawione metody modelowania.

Przedstawiona metoda modelowania układu pneumatycznego hamulca posiada duże możliwości. Przy jej zastosowaniu można przeanalizować w wystarczającą dokładnością wpływ różnorodnych elementów budowy układu hamulcowego na hamowność pociągu i łagodny poziom sił wzdłużnych.

Przy rozpatrywaniu zmian poszczególnych parametrów układu pneumatycznego hamulca pociągu można zauważyć, że jest on w przybliżeniu zoptymalizowany w trakcie historii rozwoju kolejnictwa z uwzględnieniem różnych długości obecnie najdłuższych pociągów.

Artykuł nie daje gotowych wskazówek, który układ jest najlepszy, zwłaszcza, że analizuje hamowność pociągu w pewnym uproszczeniu (i jako odniesienie „hamowanie nagłe” i nastawienie „osobowy”), ale stosując analizę wpływu umożliwia ocenę rezultatów polepszenia pracy układu hamulcowego poszczególnymi możliwymi technicznie rozwiązaniami.

Literatura

- [1] Gąsowski W., Piechowiak T.: *Problemy przepływu powietrza w układzie hamulcowym pociągu. Pojazdy Szynowe, Nr 1/2003.*
- [2] Gąsowski W., Piechowiak T.: *Matematyczny opis zjawisk zachodzących w układzie pneumatycznym hamulca pociągu. Pojazdy Szynowe, Nr 1/2004.*

- [3] Gąsowski W., Piechowiak T.: *Simulation model of Train's Main Brake Conduit*. *Archiwum Transportu*. Nr 1, 2008, zgłoszony do druku.
- [4] Grzesikiewicz W.: *Badanie zjawisk dynamicznych w pociągu ze sprzęgami samoczynnymi*. *Rozprawa doktorska, Warszawa, 1975*.
- [5] Piechowiak T.: *Wpływ wybranych parametrów układu hamulcowego na bezpieczeństwo jazdy pociągów towarowych*. *Rozprawa doktorska, Politechnika Poznańska, Poznań, 1985*.
- [6] Piechowiak T., Kaluba M.: *Wpływ napełniania przewodu głównego wysokim ciśnieniem na proces luzowania pociągu*. *XIV Konf. Nauk. Pojazdy Szynowe 2000, Kraków 2000r*.
- [7] Piechowiak T.: *Oddziaływanie przewodu głównego na pracę zaworu maszynisty hamulca pociągu*. *Prace Naukowe Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej. Wrocław 2002, XV Konferencja „Pojazdy Szynowe 2002”*.
- [8] Piechowiak T.: *Modelowanie układu mechanicznego w urządzeniach pneumatycznych hamulca*. *Pojazdy Szynowe, Nr 3-4/2004*.
- [9] Piechowiak T.: *Metoda matematycznego modelowania układu pneumatycznego hamulca pojazdu szynowego*. *Pojazdy Szynowe, Nr 3/2005*.
- [10] Piechowiak T.: *Metody modelowania pracy zaworów rozrządczych pojazdów szynowych*. *Pojazdy Szynowe, nr 1/2006*.
- [11] Piechowiak T.: *Weryfikacja modeli symulacyjnych pneumatycznego hamulca kolejowego pomiarami doświadczalnymi*. *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów. Politechnika Warszawska, Nr 2(61)/2006*.
- [12] Piechowiak T.: *Opory mechaniczne występujące w cylindrze hamulcowym*. *Pojazdy Szynowe, Nr 3/2006*.
- [13] Piechowiak T.: *Badanie i modelowanie procesów zachodzących w pneumatycznych układach hamulcowych pociągu*. *Politechnika Poznańska, Rozprawy, Nr 414, 2007r*.
- [14] Norma PN-76/M-34034. *Rurociągi. Zasady obliczeń strat ciśnienia*.