

mgr inż. Damian Goliwąg
dr inż. Marian Kaluba, prof. IPS
Instytut Pojazdów Szynowych „TABOR”
prof. dr hab. inż. Tadeusz Piechowiak
Politechnika Poznańska

The accelerator function of distributor valves

Funkcja przyspieszacza w zaworach rozrządnych

The pneumatic controlled friction brake is activated in individual cars of the train set by means of a pneumatic signal. The signal initialized at the head of the train, is transmitted in the main brake line and reaches subsequent distributor valves, causing the brake to be activated in subsequent cars. Maintaining the required propagation speed of this signal is possible thanks to the accelerator function performed by the distributor valve. The article describes the original idea of accelerator construction. The results of experimental investigations of the accelerator function and the results of computer simulations of accelerator operation in the whole reference train have been presented.

Uruchomienie hamulca ciernego sterowanego pneumatycznie w poszczególnych wagonach w składzie pociągu odbywa się za pośrednictwem sygnału pneumatycznego. Inicjowany na czole pociągu sygnał, transmitowany w przewodzie głównym pociągu, dociera do kolejnych zaworów rozrządnych, powodując uruchomienie hamulca w kolejnych wagonach. Utrzymanie wymaganej prędkości propagacji tego sygnału możliwe jest dzięki funkcji przyspieszacza, którą realizuje zawór rozrządny. W artykule opisano autorską ideę budowy przyspieszacza. Przedstawiono wyniki badań doświadczalnych działania przyspieszacza oraz wyniki całopociągowych symulacji komputerowych pracy przyspieszacza w pociągu referencyjnym.

1. Introduction

The pneumatic controlled friction brake system has been used to provide a high level of safety in rail traffic for decades. It is widely used in all rail vehicles, but depending on the rolling stock type, in their braking systems it plays the role of either the primary brake (e.g. freight cars) or a secondary safety brake (e.g. in passenger trains).

In trains driven by the locomotive, it serves as both a service brake and an emergency brake. The service brake is used by the driver to regulate the trainset travel speed, and the emergency brake, operated by the driver and the train's safety devices, guarantees the rail traffic safety. The emergency brake is used sporadically in specific situations to ensure travel safety.

In passenger trains with a predefined or permanent composition, it is primarily an emergency brake, because in the modern rolling stock traction units the service brake is always an electrodynamic brake supported by an electro-pneumatic brake.

The main control element of the air brake (onwards referred to as the pneumatic brake) for each train car is a distributor valve. This valve is connected to the main line, together with the control and auxiliary air tanks and the cylinder relay valve, and is responsible for

1. Wprowadzenie

Układ hamulca ciernego sterowanego pneumatycznie przez system hamulca zespolonego od dziesiątek lat zapewnia wysoki stopień bezpieczeństwa w ruchu kolejowym. Stosowany jest we wszystkich kolejowych pojazdach szynowych, lecz w zależności od rodzaju taboru, w ich systemach hamulcowych pełni albo funkcję hamulca podstawowego (np. wagony towarowe) albo redundantnego hamulca bezpieczeństwa (np. w pociągach zespolonych).

W pociągach prowadzonych przez lokomotywę jest on zarówno hamulcem zasadniczym jak i hamulcem awaryjnym. Hamulec zasadniczy używany jest przez maszynistę do regulacji prędkości poruszającego się pociągu, a hamulec awaryjny, obsługiwany przez maszynistę i urządzenia bezpieczeństwa ruchu, gwarantuje bezpieczeństwo ruchu kolejowego. Hamulec awaryjny wykorzystywany jest sporadycznie, w incydentalnych sytuacjach i gwarantuje bezpieczeństwo ruchu kolejowego.

W pociągach zespolonych, o składzie predefiniowanym lub stałym, jest przede wszystkim hamulcem awaryjnym, gdyż we współczesnym taborze zespołów trakcyjnych, hamulcem zasadniczym jest zawsze hamulec elektrodynamiczny wspomagany przez hamulec

initiating the pneumatic brake in individual cars. The brake cylinder, filled with compressed air, clamps the friction pair through a lever system to generate a braking force.

The train air brake is controlled using pressure changes in the main line initiated at the head of the train, in the cabin of the car that leads the train. Lowering the pressure in the main line, spreads as pressure waves along the entire train composition, and results in braking. While increasing the pressure in the main line results in the brakes releasing.

The air brake is activated in individual cars in the train set by means of a pneumatic signal.

The pressure drop in the main line initiated at the train head by the driver's valve is transmitted along the train set. This pressure drop takes the form of a longitudinal pressure wave whose face can reach the speed of sound in the air under given conditions.

The advancing pressure front of the wave reaches the distributor valves of the next cars and initiates the brakes in them, i.e. starts the process of filling the brake cylinders. The effective propagation of the train braking pressure wave is managed by the accelerator of the distributor valve, which maintains its pressure gradient, ensuring that the real velocity of the wave propagation through the train set remains within the subsonic velocity range (not less than 250 m/s).

The finite speed of the braking pressure wave (initiating the train air brakes) causes the back cars to push on the cars in front of them. This results in generation of longitudinal forces, which can cause jerking and may even lead to a loss of train integrity during emergency braking at low initial speeds. The phenomenon plays an especially important role in long freight trains. The risk of these effects occurring in short passenger trains is significantly lower.

The aim of the article is to present the original idea of accelerator function and the confirmation of the correctness of the proposed solution through experimental tests on a real accelerator as well as full computer simulations.

2. Distributor valve accelerator function

The International Union of Railways (UIC) defines the concept of the air brake speed as the speed of the low pressure wave propagation in the train, measured from the moment of initiating the brakes by the driver's valve, until the last car's brake is activated in the train (filling of the brake cylinder with compressed air).

The correspondingly high value of the braking wave propagation speed through the train is reflected in the rapid actuation of the brakes of individual successive train cars. International requirements stipulate that this speed should be no less than 250 m/s [1] for a train in which all cars are equipped with efficient distributor valves.

elektropneumatyczny.

Głównym elementem sterującym hamulca zespólnego (dalej zwanego pneumatycznym) każdego wagonu pociągu jest zawór rozrządczy, który podłączony do przewodu głównego, razem ze zbiornikami (sterującym i pomocniczym) oraz przekładnikiem ciśnienia cylindrowego, odpowiedzialny jest za uruchamianie hamulca pneumatycznego w poszczególnych wagonach. Cylinder hamulcowy, napełniany sprężonym powietrzem, przez układ dźwigniowy, zaciska parę cierną wytwarzając siłę hamulcową.

Sterowanie hamulcem pneumatycznym pociągu odbywa się przez zmiany ciśnienia w przewodzie głównym inicjowane na czole pociągu, w kabinie aktywnej prowadzącej skład pociągu. Obniżanie ciśnienia w przewodzie głównym, rozprzestrzenia się falowo i ciśnieniowo wzdłuż całego składu pociągu, powodując hamowanie. Natomiast podwyższanie ciśnienia w przewodzie głównym skutkuje odhamowaniem.

Uruchomienie hamulca ciernego sterowanego pneumatycznie w poszczególnych wagonach w składzie pociągu odbywa się za pośrednictwem sygnału pneumatycznego.

Inicjowany na czole pociągu przez zawór maszynisty spadek ciśnienia w przewodzie głównym, transmitowany jest wzdłuż składu pociągu. Wywołany spadek ciśnienia, przyjmuje postać ciśnieniowej fali rozszerzeniowej, której czoło może osiągać prędkość dźwięku w powietrzu, w danych warunkach.

Przemieszczające się czoło ciśnieniowej fali rozrzedzeniowej dociera do zaworów rozrządczych kolejnych wagonów i inicjuje uruchomienie w nich hamulca, tj. rozpoczyna proces napełnianie cylindrów hamulcowych. Za skuteczną propagację ciśnieniowej fali hamowania w pociągu odpowiada przyspieszacz zaworu rozrządczego, który podtrzymuje jej gradient ciśnieniowy, zapewniając rzeczywistą prędkość rozchodzenia się fali hamowania w pociągu z prędkością poddźwiękową (nie mniejszą niż 250 m/s).

Skończona prędkość fali hamowania (uruchamiania się hamulców w składzie pociągu) powoduje nabieganie wagonów końcowych na wagony początkowe. Skutkuje to powstaniem sił wzdłużnych, które przy hamowaniach powodują szarpnięcia i powodować mogą nawet utratę integralności składu pociągu podczas hamowań nagłych z małych prędkości początkowych. Zjawisko odgrywa istotną rolę w długich pociągach towarowych. Zdecydowanie mniejsze niebezpieczeństwo wystąpienia ww. skutków istnieje w krótkich pociągach pasażerskich.

Celem artykułu jest przedstawienie autorskiej idei działania przyspieszacza i potwierdzenie skuteczności zaproponowanego rozwiązania badaniami doświadczalnymi na obiekcie rzeczywistym przyspieszacza oraz całopociągowymi symulacjami komputerowymi.

The accelerator function, which is an integral part of the distributor valve, is responsible for maintaining the pressure braking wave propagation speed in the main line.

When the lower pressure waveform with the appropriate gradient reaches the distributor valve, the accelerator initiates a temporary release of the air in the main line to the atmosphere thus discharging a portion of the compressed air from the main line.

Activating, i.e. opening the accelerator air release valve, uses a coupling mechanism, and disengaging the accelerator, i.e. closing it, uses a multi-element uncoupling mechanism. Typically, the distributor valves system is composed of springs and a system of articulated joints.

Figure 1 presents the solution of the Oerlikon brake system popular in Poland.

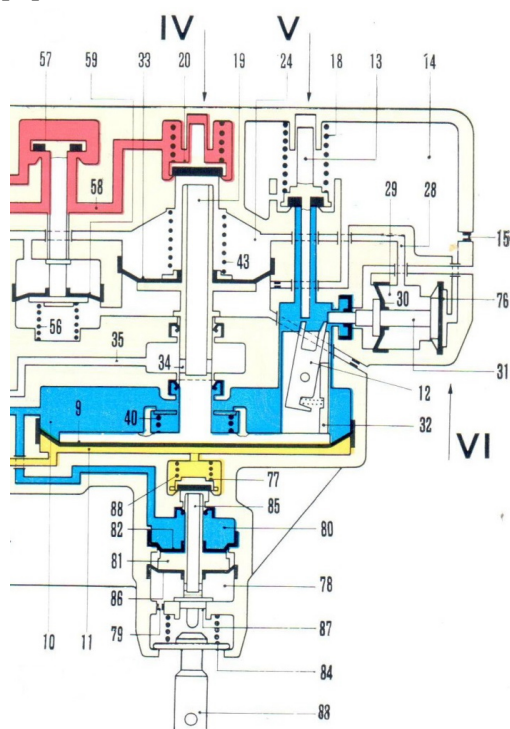


Fig. 1. Illustration of accelerator action of the H1E1b distributor (source: Fablok catalogue)
IV - control valve, V - accelerator, VI - locking valve; colors: blue - main line, yellow - control tank, red - auxiliary tank, green - brake cylinder

Rys. 1. Ilustracja działania przyspieszacza zaworu rozrządczego H1E1b (źródło: kat. Fablok)

IV – zaworek sterujący, V – przyspieszacz, VI – zaworek blokujący
kolory: niebieski – przewód główny, żółty – zbiornik sterujący, czerwony – zbiornik pomocniczy, zielony – cylinder hamulcowy

As a result of lowering the pressure in the main line, the difference of air pressure under the diaphragm (9), which corresponds to the air pressure in the control tank (11), and above the diaphragm, which corresponds to the air pressure in the main line (10), the piston raises upwards.

2. Działanie przyspieszacza zaworu rozrządczego

Międzynarodowy Związek Kolei UIC definiuje pojęcie prędkości fali hamowania rozumianej jako prędkość rozprzestrzeniania się w przewodzie głównym pociągu ciśnieniowej fali rozrzedzeniowej, mierzoną od momentu inicjacji hamowania przez zawór maszynisty, do momentu uruchomienia się hamulca ostatniego wagonu w składzie pociągu (napelnienia sprężonym powietrzem cylindra hamulcowego).

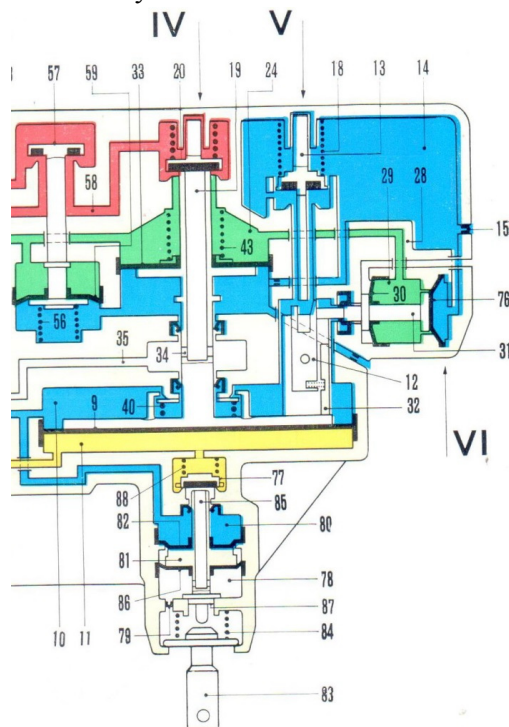
Odpowiednio duża wartość prędkość rozprzestrzeniania się fali hamowania w pociągu ma odzwierciedlenie w szybkim uruchamianiu się hamulców poszczególnych kolejnych wagonów w pociągu. Międzynarodowe wymagania stanowią, że prędkość ta powinna wynosić minimum 250 m/s [1] dla pociągu, w którym wszystkie wagony są wyposażone w sprawne zawory rozrządcze.

Za utrzymanie prędkości rozchodzenia się ciśnieniowej fali hamowania w przewodzie głównym odpowiada funkcja przyspieszacza, który jest integralną częścią zaworu rozrządczego.

Przyspieszacz w momencie dotarcia do zaworu rozrządczego ciśnieniowej fali rozrzedzeniowej o odpowiednim gradientcie ciśnienia, inicjuje chwilowe połączenie przewodu głównego z atmosferą, przez wypuszczenie z przewodu głównego porcji sprężonego powietrza.

Do uruchomienia, tzn. otwarcia zaworka przyspieszacza, wykorzystuje się mechanizm sprzęgający, a do wyłączenia przyspieszacza, tzn. do jego zamknięcia, wieloelementowy mechanizm rozprzegający. Zwykle układ przyspieszacza zaworów rozrządczych jest złożony i zbudowany ze sprężyn i układu połączonych ze sobą przegubowo dźwigni.

Na rysunku 1 przedstawiono rozwiązanie popularnego w Polsce systemu hamulca Oerlikon.



The displacement of the piston moves up the toggle lever (32) together with the lever (12), whereby the accelerator valve (13) is opened. The lever, tilting to the side, loses contact with the valve pusher (13), but the air flowing from the main line, thanks to the pressure, still maintains the accelerator valve (13) in the open state.

The air from the main line flows quickly into the accelerator chamber (14), thus resulting in the reduction of the pressure in the main line.

After equalizing the pressure in the main line (10) and the accelerator chamber (14), the air flow from the main line to the accelerator chamber stops, and under the pressure of the spring (18) the valve (13) falls on its seat and closes the accelerator. The accelerator chamber (14) is emptied out of the air, which slowly escapes through the throttle opening (15).

A significant reduction of pressure in the chamber above the diaphragm (9) causes the piston to move further up, so that the stem (19) lifts the valve (20) up and the air from the auxiliary tank with a strong jet through the channel (21) flows into the brake cylinder.

The limiting valve chamber has the same air pressure as in the brake cylinder (which is made possible by channel 28). As a result, the piston (31) slides to the left and locks the elbow lever (32) so that the knee lever (12) remains in the diagonal position.

The lever remains in this position for as long as the compressed air is located in the brake cylinder, i.e. the accelerator is switched off during the entire braking or stepped braking duration.

When the pressure in the brake cylinder increases enough that the pressure exerted in the chamber of the central control valve on the diaphragm (33) and the pressure of the springs (43) and (40), balances the force caused by the differential pressure of the main and control reservoir on the diaphragm (9), the stem (19) is moved down so that the valve (20) settles on its seat and shuts the air flow. The air stops flowing from the auxiliary tank to the brake cylinder. Thus the first braking stage has been achieved.

When starting the higher stages of braking which means further lowering the pressure in the main line, the previously described operation and operation of the control valve is repeated – the reduced pressure in the main line acting on the diaphragm (9) – means that the pressure in the control reservoir, which remains unchanged, shifts the diaphragm (9) with the stem (19) and the valve (20) upwards and the air from the auxiliary tank flows back into the brake cylinder.

The accelerator restarts in the final phase of releasing the brakes. After the pressure in the brake cylinder drops below 25 kPa, the main line pressure in the control valve chamber (10) shifts the limiting valve (31) to the right and unlocks the elbow lever (32) so that the knee lever (12) changes in its vertical position. In this position, the accelerator can be activated again when braking is restarted.

W skutek obniżania ciśnienia w przewodzie głównym, różnica ciśnień pod membraną (9), odpowiadająca ciśnieniu powietrza w zbiorniku sterującym (11), i nad membraną, odpowiadająca ciśnieniu powietrza w przewodzie głównym (10), następuje uniesienie tłoka.

Przemieszczenie tłoka przesuwa do góry prowadzenie dźwigni kolankowej (32) wraz z dźwignią (12), wskutek czego otwarty zostaje zaworek przyspieszacza (13). Dźwignia, przechylając się traci kontakt z popychaczem zaworka (13), jednak powietrze napływające z przewodu głównego, dzięki ciśnieniu, nadal utrzymuje zaworek przyspieszacza (13) w stanie otwartym.

Powietrze z przewodu głównego wpływa szybko do komory przyspieszacza (14), dzięki czemu następuje obniżenie ciśnienia w przewodzie głównym.

Po wyrównaniu się ciśnień w przewodzie głównym (10) i komorze przyspieszacza (14) ustaje dopływ powietrza z przewodu głównego do komory przyspieszacza, a pod wpływem nacisku sprężyny (18) zaworek (13) opada na swe siedzisko i zamyka przyspieszacz. Następuje opróżnianie z powietrza komory przyspieszacza (14), które powoli uchodzi na zewnątrz przez otwór dławiący (15).

Znaczne obniżenie ciśnienia w komorze nad membraną (9) powoduje dalsze przesunięcie się tłoka do góry, wskutek czego trzon (19) unosi zaworek (20) i powietrze ze zbiornika pomocniczego silnym strumieniem, poprzez kanał (21) wpływa do cylindra hamulcowego.

Takie samo ciśnienie jak w cylindrze hamulcowym, panuje również w komorze zaworka ograniczającego (co umożliwia kanał 28). Wskutek tego tłoczek (31) przesuwa się w lewo i zaryglowuje prowadzenie dźwigni kolankowej (32), tak że dźwignia kolankowa (12) pozostaje w położeniu skośnym.

Dźwignia pozostaje w tym położeniu przez czas, w którym znajduje się powietrze sprężone w cylindrze hamulcowym, tzn. przyspieszacz jest wyłączony przez cały czas prowadzenia hamowań lub odhamowań stopniowych.

Gdy ciśnienie w cylindrze hamulcowym wzrośnie na tyle, że nacisk, który wywiera w komorze środkowej zaworka sterującego na membranę (33) oraz nacisk sprężyn (43) i (40), równoważy nacisk wywołany różnicą ciśnień przewodu głównego i zbiornika sterującego na membranę (9), to trzon (19) przesunięty zostaje w dół na tyle, że zaworek (20) osiada na swym siedzisku i zamyka przelot. Powietrze przestaje przepływać ze zbiornika pomocniczego do cylindra hamulcowego. Osiągnięty został pierwszy stopień hamowania.

Przy rozpoczynaniu hamowania wyższych stopni polegającym na dalszym obniżaniu ciśnienia w przewodzie głównym, powtarza się poprzednio opisana czynność i praca zaworka sterującego – obniżone ciśnienie w przewodzie głównym działające na mem-

3. Innovative distributor valve accelerator concept

The propagation speed of the air pressure wave, i.e. the activation of all the car brakes in the train set, is influenced by the distributor valves design, and more specifically the reaction time of the accelerator, which is determined by its design and construction. The presented functional analysis of the Oerlikon distributor valves system accelerator has identified factors that have a significant impact on its operation.

The accelerator reaction time is affected by:

- time it takes to create a pressure difference on the piston between the main line pressure and the pressure in the control tank, which then allows to overcome the spring force of the accelerator valve and its inertia,
- time to open the accelerator valve (movement of the piston resulting from the pressure difference between the main line and the control tank).

Bearing this in mind a prototype solution for the camshaft valve accelerator was developed as part of the research and development works carried out at the "TABOR" Rail Vehicles Institute. An original, simplified design of the accelerator was proposed, which would guarantee a short accelerator reaction time.

In the accelerator activating/deactivating mechanism a simple structural element was used, called a spring bar. The compression rod opens the valve, while the high susceptibility of this bar to bending was used to turn off the accelerator. A notable advantage of the new accelerator design is its very simple construction, which should guarantee the stability of its parameters and high operational reliability in long-term operation.

The schematic of the described concept is shown in figure 2. As a result of the upward movement of the piston (3) between the control tank and the pressure in the main line, by the pusher (7), the accelerator valve (2) opens.

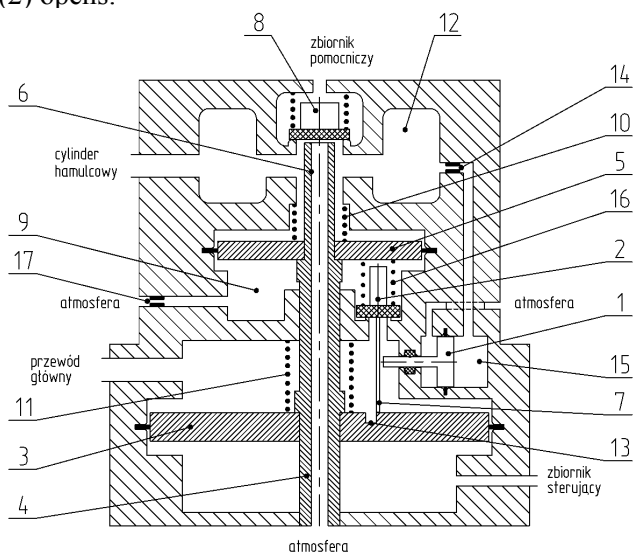


Fig. 2. Accelerator operation design

1 – switch, 2 – valve, 3 – piston, 4 – hollow bar, 5 – piston, 6 –

branę (9) – powoduje, że ciśnienie w zbiorniku sterującym, które pozostało bez zmiany, przesuwają membranę (9) wraz z trzonem (19) i zaworkiem (20) do góry i powietrze ze zbiornika pomocniczego znów dopływa do cylindra hamulcowego.

Ponowne włączenie się przyspieszacza następuje w końcowej fazie odhamowywania. Po obniżeniu się ciśnienia w cylindrze hamulcowym poniżej 25 kPa, ciśnienie przewodu głównego w komorze (10) zaworka sterującego, przesuwają w prawo tłoczek zaworka ograniczającego (31) i odryglowuje prowadzenie dźwigni kolankowej (32), tak że dźwignia kolankowa (12) przestawia się w swoje pionowe położenie. W tym położeniu przyspieszacz znów może zadziałać przy ponownym rozpoczęciu hamowania.

3. Autorska koncepcja przyspieszacza zaworu rozrządczego

Na prędkość rozchodzenia się fali hamowania, tzn. uruchomienia wszystkich hamulców wagonów w składzie pociągu, ma wpływ konstrukcja zaworów rozrządczych, a dokładniej rzecz ujmując szybkość działania przyspieszacza, która wynika z jego struktury i idei działania. Przedstawiona analiza funkcjonalna przyspieszacza zaworów rozrządczych systemu Oerlikon pozwoliła wytypować czynniki mające istotny wpływ na jego pracę.

Na czas zadziałania zaworu rozrządczego ma wpływ:

- czas wytworzenia różnicy ciśnień na tłoku porównującym ciśnienie przewodu głównego z ciśnieniem w zbiorniku sterującym, która umożliwi pokonanie siły sprężyny zaworka przyspieszacza i jego oporów ruchu
- czas do otwarcia zaworka przyspieszacza (ruch tłoka porównującego ciśnienie w przewodzie głównym i zbiorniku sterującym).

Mając powyższe na względzie, w ramach prowadzonych w Instytucie Pojazdów Szynowych „TABOR” prac badawczo-rozwojowych, opracowano prototypowe rozwiązanie przyspieszacza zaworu rozrządczego. Zaproponowano oryginalną, uproszczoną konstrukcję przyspieszacza, która ma gwarantować krótki czas zadziałania przyspieszacza.

W mechanizmie włączania/wyłączania przyspieszacza wykorzystano prosty element konstrukcyjny, jakim jest pręt sprężysty. Ściskany pręt otwiera zaworek, natomiast dużą podatność tego pręta na zginanie wykorzystano do wyłączenia działania przyspieszacza. Niebagatelną zaletą nowej konstrukcji przyspieszacza jest jego bardzo prosta budowa, która gwarantować powinna niezmienność jego parametrów i dużą niezawodność działania w długim okresie czasu eksploatacji.

Rozwiązanie koncepcji pokazano na rysunku 2. Na skutek ruchu do góry tłoka porównawczego (3), porównującego ciśnienie zbiornika sterującego z ciśnieniem w przewodzie głównym, przez popychacz (7),

hollow bar, 7 – lever, 8 – valve, 9 – chamber, 10 – spring, 11 – spring, 12 – chamber, 13 – groove, 14 – choker, 15 – chamber, 16 – spring, 17 – choker

Rys. 2. Koncepcja działania przyspieszacza

1 – wyłącznik, 2 – zaworek, 3 – tłok, 4 – trzon drażony, 5 – tłok, 6 – trzon drażony, 7 – popychacz, 8 – zaworek, 9 – komora, 10 – sprężyna, 11 – sprężyna, 12 – komora, 13 – rowek, 14 – element dławiący, 15 – komora, 16 – sprężyna, 17 – element dławiący

Through the mechanically open accelerator valve (2), the compressed air flows into the chamber (9) from the main line and through the choker (17) out into the atmosphere.

The closing of the accelerator valve (2) occurs as a result of the pressure in the chamber (15) supplied from the chamber (12) through the choker (14), which acts on the accelerator switch (1), elastically deforms the spring bar (7) so that it is pushed into the groove (13) in the piston (3) of the lower shank, uncoupling the valve (2) of the accelerator from the lower section. Then, the spring force (16) closes the accelerator valve (2) shut.

Return of the accelerator valve to its original position (2), with the straightened spring bar (7) and the closed valve (2), is possible when returning to the nominal pressure value in the main line.

The original design of the accelerator consists of a valve (2) equipped with a pusher (7) in the form of a spring bar. The accelerator switch (1) acting on the spring bar (7) deforms it elastically allowing the accelerator valve (2) to close under the influence of the spring force (16).

4. Results from the accelerator operation tests on a real test object

The validation of the proposed accelerator construction was performed in two stages. The first stage concerned experimental investigations, in which the pressure characteristics of a single distributor valve of the Oerlikon system equipped with a new accelerator type were recorded. In the second stage, the effectiveness of this accelerator in the train set was tested based on the computer simulation method.

Figure 3 illustrates the accelerator activation moment of a single distributor valve. A pressure impulse is visible, which flows into the accelerator chamber and after a while flows out of it into the atmosphere. It is the amount of compressed air that the accelerator additionally releases from the main line to stabilize the pressure wave in the train set.

Fig. 3. Graph showing the moment of the distributor valve accelerator activating

Colors: red - pressure in the accelerator chamber, blue - pressure in the main line, green - cylinder pressure, orange - pressure in the control tank

Rys. 3. Ilustracja momentu zadziałania przyspieszacza zaworu rozrządczego

Kolory: czerwony - ciśnienie w komorze przyspieszacza, niebieski - ciśnienie w przewodzie głównym, zielony - ciśnienie w cylindrze, pomarańczowy - ciśnienie w zbiorniku sterującym

następuje otwarcie zaworka (2) przyspieszacza.

Poprzez mechanicznie otwarty zaworek przyspieszacza (2) realizowany jest napływ sprężonego powietrza do komory (9) z przewodu głównego i dalej przez element dławiący (17) do atmosfery.

Zamknięcie zaworka przyspieszacza (2) następuje na skutek takiej wartości ciśnienia w komorze (15) zasilanej z komory (12) poprzez element dławiący (14), które oddziałując na wyłącznik (1) przyspieszacza, odkształca sprężynę popychacz (7) tak, że znajduje się on w rowku (13) w tłoku (3) trzona dolnego, rozprzegając tym samym zaworek (2) przyspieszacza z segmentem dolnym. Wówczas siła sprężyny (16) zamyka zaworek (2) przyspieszacza.

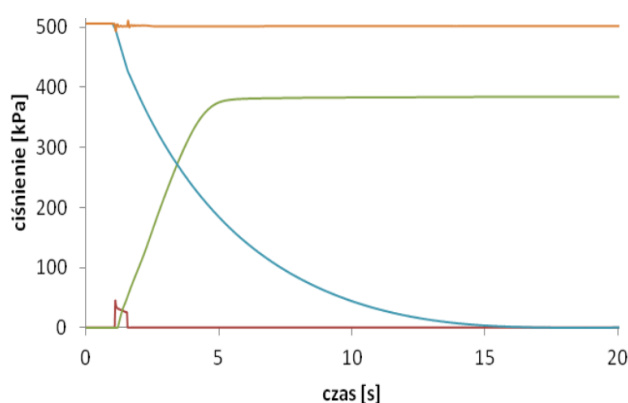
Powrót do pierwotnego położenia zaworka (2) przyspieszacza, z wyprostowanym popychaczem (7) i zamkniętym zaworkiem (2), jest możliwy w przypadku powrotu do nominalnej wartości ciśnienia w przewodzie głównym.

Oryginalna konstrukcja przyspieszacza składa się z zaworka (2) wyposażonego w popychacz (7) w postaci sprężystego pręta. Wyłącznik (1) przyspieszacza oddziałując na popychacz (7) odkształca go sprężynę umożliwiając zamknięcie się zaworka (2) przyspieszacza pod wpływem działania siły sprężyny (16).

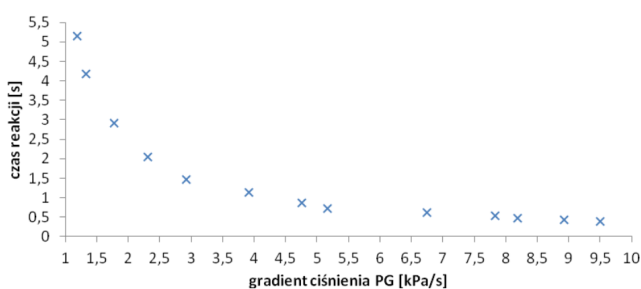
4. Wyniki z badań działania oryginalnego przyspieszacza na obiekcie rzeczywistym

Walidację proponowanej konstrukcji przyspieszacza prowadzono w dwóch etapach. Pierwszy dotyczył badań eksperymentalnych, w których rejestrowano przebiegi ciśnień pojedynczego zaworu rozrządczego systemu Oerlikon wyposażonego w autorski przyspieszacz. W drugim etapie, w oparciu o metodę symulacji komputerowej, sprawdzono skuteczność działania tego przyspieszacza w składzie pociągu.

Rysunek 3 ilustruje moment zadziałania przyspieszacza pojedynczego zaworu rozrządczego. Widoczny jest impuls ciśnienia, które dopływa do komory przyspieszacza i po chwili wypływa z niej do atmosfery. Jest to ilość sprężonego powietrza, którą przyspieszacz dodatkowo wypuszcza z przewodu głównego, by podtrzymać falę hamowania w pociągu.



Additionally, in order to determine the operation effectiveness of the proposed solution, the accelerator reaction time was measured for various pressure drop values in the main line. Figure 4 shows the accelerator characteristics. Using nozzles of different cross-sections, individual pressure drop rates in the main line were observed. These gradients can occur on the train behind intermediate cars (without distributor valves), with the exception of the 9.5 kPa/s gradient, which corresponds to the full braking performed by the distributor valve. In Figure 4, to ensure the readability of the characteristic, the reaction time value obtained for emergency (sudden) braking, which amounted to 0.1 s (for a pressure drop rate of 130 kPa/s), was not shown.



Rys. 4. Charakterystyka szybkości działania przyspieszacza
Fig. 4. Accelerator reaction characteristics

5. Simulation test results

In order to confirm the validity of the proposed solution, a computational model of the author's concept of the distributor valve accelerator was developed and computer simulations were performed.

For this purpose, a numerical method of brake system simulations developed by a co-author was used. It is a method dedicated for the use in brake systems simulation, repeatedly used before [2, 3].

The calculation model used in the simulations was based on the actual design of the pneumatic system (main line) which was designed by the Rail Vehicles Institute "TABOR" for one of the modernization of EMU EN57 and takes the parameters of the author's accelerator concept into account. The computer simulation modeling results of the operation of a distributor valve equipped with an novel accelerator design are presented below. The label "p cyl" is the brake cylinder pressure, and "p PG" is the pressure in the main line at the distributor valve. The following figures show the pressure characteristics for different cars of the train set (de facto distributor valves) No. 1, 3, 6, 9, 12.

Figure 5 shows the process of coming to a full stop using a service brake in a train composed of four type EN57 traction units.

In subsequent tests, first-degree braking was performed. This test corresponds to the conditions for measuring the train's pressure wave when braking in

Dodatkowo, żeby poznać skuteczność działania, zmierzono czas reakcji przyspieszacza na różne spadki ciśnień w przewodzie głównym. Na rysunku 4 pokazano charakterystykę przyspieszacza. Wykorzystując dysze o różnych przekrojach uzyskano poszczególne tempa spadku ciśnienia w przewodzie głównym. Gradienty te, za wyjątkiem gradientu 9,5 kPa/s, który odpowiada hamowaniu pełnemu realizowanemu przez ten zawór rozrządczy, mogą wystąpić w pociągu za wagonami przewodowymi (bez zaworów rozrządczych). Na rysunku 4, ze względu na czytelność charakterystyki, nie podano uzyskanej wartości czasu reakcji uzyskanej dla hamowania awaryjnego (nagłego), które wyniosło 0,1 s (dla tempa spadku 130 kPa/s).

5. Wyniki badań symulacyjnych

Dla potwierdzenie prawidłowości zaproponowanego rozwiązania opracowano model obliczeniowy autorskiej koncepcji przyspieszacza zaworu rozrządczego i przeprowadzono symulacje komputerowe.

W tym celu wykorzystano numeryczną metodę symulacji układów hamulcowych opracowaną przez współautora. Jest to metoda dedykowana dla układów hamulcowych, wielokrotnie wykorzystywana w pracach [2, 3].

Model obliczeniowy użyty w symulacjach oparto na rzeczywistym projekcie układu pneumatycznego (przewód główny) jaki został zaprojektowany przez Instytut Pojazdów Szynowych „TABOR” dla jednej z modernizacji e.z.t. EN57. Uwzględnia on parametry działania autorskiej koncepcji przyspieszacza. W dalszej części przedstawiono uzyskane wyniki z symulacji komputerowej modelującej działanie zaworu rozrządczego wyposażonego z oryginalny przyspieszacz, gdzie „p cyl” to ciśnienie cylindra hamulcowego, a „p PG” to ciśnienie w przewodzie głównym przy zaworze rozrządczym. Na kolejnych rysunkach pokazano przebiegi ciśnień w pociągu dla wagonów (de facto zaworów rozrządczych) nr 1, 3, 6, 9, 12.

Na rysunku 5 pokazano przebieg hamowania służbowego pełnego w składzie pociągu złożonego z czterech zespołów trakcyjnych typu EN57.

W kolejnych testach wykonano hamowanie 1-go stopnia. Próba ta odpowiada warunkom pomiaru fali hamowania w pociągu wg [1].

Na rysunku 6 pokazano wyniki uzyskane dla zaworu rozrządczego z proponowanym przyspieszaczem w referencyjnym pociągu. Uzyskano prędkość fali hamowania ponad 260 m/s. Wartość prędkości fali hamowania potwierdza spełnienie wymaganego kryterium dotyczącego jej szybkości propagacji w pociągu.

Na rysunku 7 pokazano wyniki uzyskane dla zaworu rozrządczego z proponowanym przyspieszaczem w referencyjnym pociągu, w którym wyłączono hamulec pneumatyczny w drugim od czoła pociągu e.z.t., tj. odłączono hamulec pneumatyczny w wagonie nr 4, 5, 6. Uzyskano prędkość fali hamowania ok. 160 m/s.

accordance with [1].

Figure 6 shows the results obtained for the distributor valve with the proposed accelerator in the reference train. The brakes pressure wave propagation speed was over 260 m/s. The value of the pressure wave speed confirms that the required criterion regarding its propagation speed on the tested train is met.

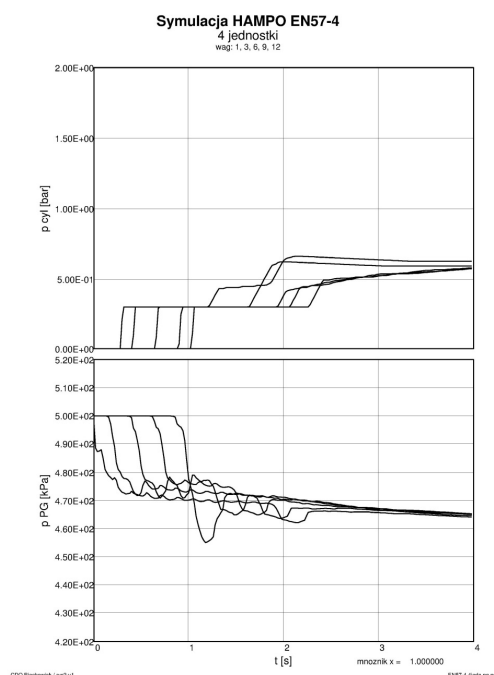
Figure 7 shows the results obtained for the distributor valve with the proposed accelerator in the reference train, in which the air brake in the second from the front EMU train was switched off, i.e. the air brake was disconnected for the cars No. 4, 5, 6. The braking air pressure wave propagation speed obtained was approx. 160 m/s. The pressure wave reached the last train car, causing it to brake normally. The lower speed of the braking wave propagation results from the smaller pressure gradient in the main pipe, reaching the next distribution valves, located behind the cars with the brakes off.

These tests prove the correct operation of the newly developed accelerator, which releases a sufficiently large amount of air from the main line, enabling the brake to be activated in successive cars, even in the situation where some of the train cars have inactive brakes.

For comparison, figures 8 and 9 show the results obtained for a standard Oerlikon valve.

The values obtained for the distributor valves with a typical accelerator are equal to 250 m/s and 160 m/s for the same tests.

The comparison of the obtained results shows that distributor valves with the new accelerator operate faster than those equipped with a standard accelerator. This is confirmed by the higher braking pressure wave propagation speed obtained in the computer simulation tests in the reference train.



Fala hamowania dotarła do ostatniego wagonu w pociągu wywołując jego normalne hamowanie. Niższa prędkość fali hamowania wynika z mniejszego gradientu ciśnienia w przewodzie głównym, docierającym do kolejnych zaworów rozrządnych, znajdujących się za wagonami z wyłączonym hamulcem.

Próby te dowodzą prawidłowości działania nowo opracowanego przyspieszacza, który wypuszcza odpowiednio dużą ilość powietrza z przewodu głównego, umożliwiającą uruchomienie hamulca w kolejnych wagonach, nawet w sytuacji istnienia wagonów przewodowych w pociągu.

Dla porównania na rysunku 8 i 9 pokazano wyniki otrzymane dla standardowego zaworu Oerlikona.

Wartości prędkości fali hamowania uzyskane dla zaworów rozrządnych z typowym przyspieszaczem, wynoszą dla takich samych prób, odpowiednio 250 m/s i 160 m/s.

Z porównania uzyskanych rezultatów wynika, że zawory rozrządne z autorskim przyspieszaczem działają szybciej, niż te wyposażone w typowy przyspieszacz. Potwierdza to uzyskana większa prędkość fali hamowania otrzymana w badaniach symulacji komputerowej w referencyjnym pociągu.

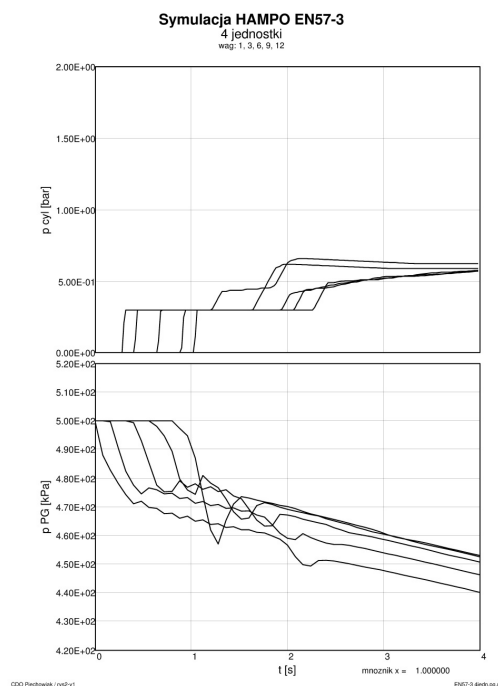


Fig. 5. Pressure characteristics in the train set – service brakes, full stop.

Rys. 5. Przebieg ciśnień w składzie pociągu - hamowanie służbowe pełne

Fig. 6. Train set brake line pressure characteristics –1st brake stage

Rys. 6. Przebieg ciśnień w składzie pociągu –1-szy stopień hamowania

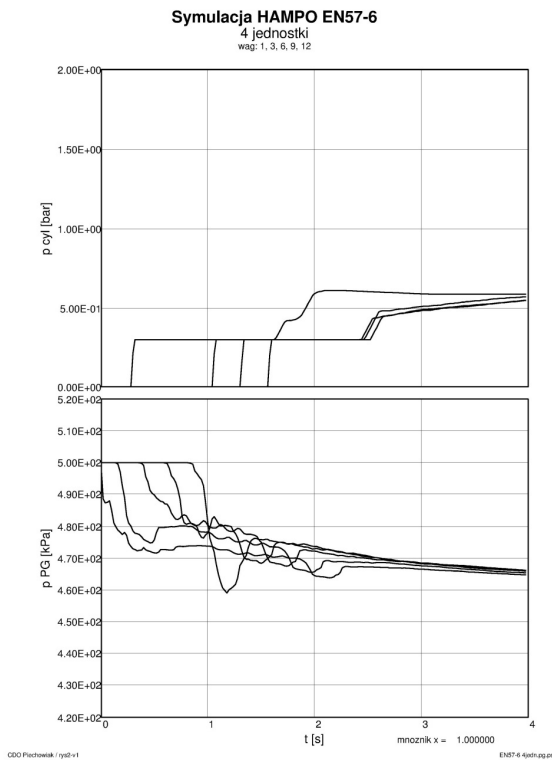


Fig. 7. Train set pressure characteristic with the second EMU brakes inactive – 1st brake stage
Rys. 7. Przebieg ciśnień w składzie pociągu z wyłączonym drugim ezt –1-szy stopień hamowania

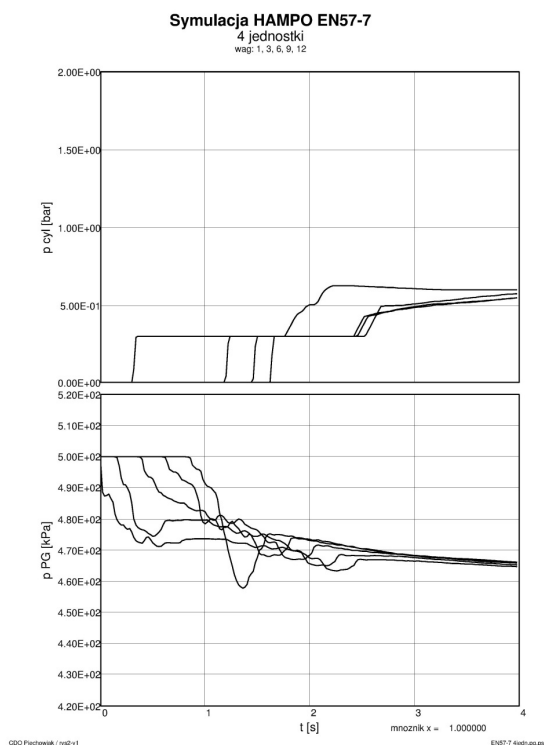


Fig. 9. Train set pressure characteristic with the second EMU brakes inactive – 1st brake stage (Oerlikon system).
Rys. 9. Przebieg ciśnień w składzie pociągu z wyłączonym drugim e.z.t. –1-szy stopień hamowania (system Oerlikon).

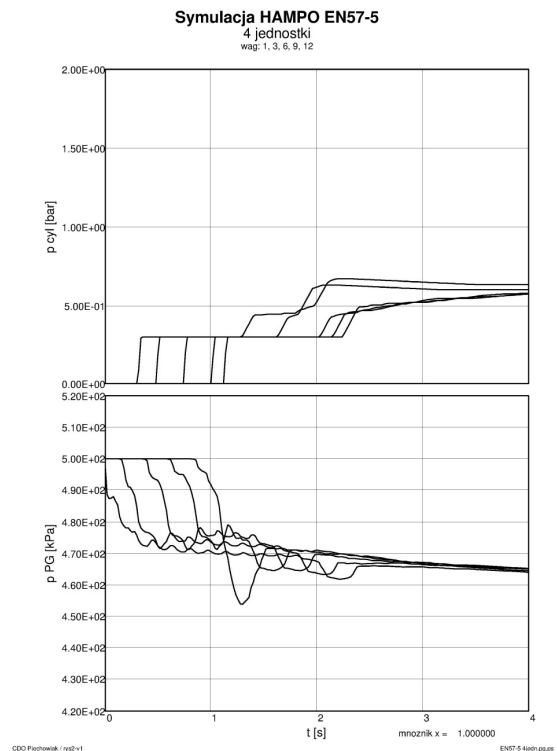


Fig. 8. Train set pressure characteristic – 1st brake stage (Oerlikon system).
Rys. 8. Przebieg ciśnień w składzie pociągu –1-szy stopień hamowania (system Oerlikon).

6. Podsumowanie

Analiza wpływu różnych czynników na działanie zaworu rozrządczego umożliwiła wytypowanie tych, które mają bezpośredni wpływ na szybkość zadziałania. W oparciu o te parametry została zaproponowana oryginalna, bardzo prosta, koncepcja budowy przyspieszacza zaworu rozrządczego.

Przeprowadzona walidacja proponowanego rozwiązania przyspieszacza, przeprowadzona na referencyjnym pociągu, wykazała uzyskanie większej prędkości fali hamowania w porównaniu z rozwiązaniem stosowanym w systemie Oerlikon. Prawidłowość tą uzyskano również w próbie hamowania z wyłączonymi trzema kolejnymi zaworami rozrządczymi w referencyjnym pociągu. Otrzymane wyniki potwierdzają słuszność przyjętej koncepcji budowy przyspieszacza i mogą być wykorzystane w dalszych pracach badawczo-rozwojowych aparatury hamulcowej.

6. Conclusions

The analysis of the influence of various factors on the distributor valve operation has made it possible to isolate and select the ones that have a direct impact on the air brakes response speed. Based on these factors, the novel, very simple design concept of the distributor valve accelerator was proposed.

The validation tests of the proposed accelerator solution, performed on the reference train, showed a higher speed of the braking pressure wave propagation compared to the solution used in the Oerlikon system. The same outcome was also observed in the braking test with the distributor valves in three consecutive train cars of the reference train inactive. The obtained results confirm the effectiveness of the adopted accelerator construction concept and may be used in further research and development of air brake systems.

Bibliography / Bibliografia

- [1] *EN 15355:2008+A1, Railway applications – Braking – Distributor valves and distributor-isolating devices.*
- [2] *Piechowiak T.: Pneumatic train brake simulation method. Vehicle System Dynamics, V. 47, Issue 12, December 2009, pp. 1473 – 1492.*
- [3] *Piechowiak T.: Verification of the pneumatic railway brake models. Vehicle System Dynamics, Volume 48, Issue 3, March 2010 , pp. 283 – 299.*