

## 5. URZĄDZENIA OPTIMALIZACJI PRZEBIEGU PROCESU HAMOWANIA

### 5.1. Efektywność hamulca

Z chwilą ustawienia dźwigni sterownika w pozycji włączenia hamulca do działania i wywołania nacisku elementów par ciernych rozpoczyna się proces hamowania pociągu. W wyniku tego procesu ujawnia się cecha hamulca, zwana efektywnością. Przez efektywność rozumie się osiągnięte hamulca uzyskiwane pod wpływem działania wytworzonej siły hamowania

W praktyce efektywność hamulca jest oceniana najczęściej na podstawie drogi hamowania, czyli odległości, którą pociąg przebywa z dociętymi elementami ciernymi hamulca. Droga hamowania zależy od wartości łącznego docisku wszystkich elementów par ciernych i wytworzonej wskutek tego siły hamowania pociągu. Na drogę hamowania mają wpływ również czynniki zewnętrzne, niezależne od hamulca. Należy do nich przede wszystkim prędkość początkowa, przy której rozpoczyna się hamowanie, i końcowa, przy której proces hamowania ustaje, masa pojazdów wraz z ładunkiem, zapasami i pasażerami oraz opory ruchu, w tym opory pochylenia szlaku na wzniesieniach (dodatnie) i na spadkach (ujemne)

Zależność drogi hamowania  $L_n$  od wymienionych czynników można z pewnym uproszczeniem przedstawić za pomocą wzoru:

$$L_n = \beta \frac{G_p (v_p^2 - v_k^2)}{\mu_t \cdot \Sigma N_c + W_p \pm W_t}$$

gdzie:  $G_p$  — masa pociągu,  
 $v_p, v_k$  — początkowa i końcowa prędkość hamowania,  
 $\Sigma N_c$  — łączny nacisk elementów par ciernych hamulca pociągu,  
 $W_p$  — opory biegu pociągu,  
 $W_t$  — opory pochylenia toru,  
 $\beta$  — współczynnik przeliczeniowy, uwzględniający masy obrotowe pojazdów

Z podanego wzoru wynika, że im większy zastosowano nacisk elementów ciernych, tym krótsza jest droga hamowania i tym większa efektywność hamulca. Ze względu na specyfikę zjawiska tarcia nacisk elementów ciernych i wynikowa siła hamowania nie mogą być dowolnie duże.

Proces hamowania przebiega poprawnie, jeżeli ruch obrotowy zestawów kołowych nie zostaje zatrzymany, a warunkiem tego jest, aby siła tarcia elementów ciernych w żadnym przypadku nie przekroczyła siły przyczepności, czyli:

$$\mu_t \cdot N_z \leq \mu_s \cdot G_z$$

gdzie:  $N_z$  — łączny nacisk elementów par ciernych przypadających na zestaw kołowy pojazdu,

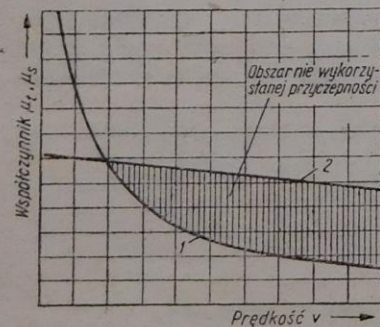
$G_z$  — nacisk zestawu kołowego na szyny,

$\mu_t$  — współczynnik tarcia,

$\mu_s$  — współczynnik przyczepności.

Jeżeli podczas hamowania nierówność ta nie zostanie spełniona, to nastąpi zatrzymanie ruchu obrotowego zestawu kołowego i ślizganie po szynach. Ponieważ siła tarcia w ruchu ślizgowym jest mniejsza niż w ruchu tocznym, efektywność hamulca znacznie obniża się. Przyczepność pojazdu stawia więc barierę w stosowaniu dowolnie dużej siły docisku elementów ciernych hamulca.

Przebieg zmiany zależności współczynnika tarcia od prędkości dla żeliwnych wstawek ciernych oraz współczynnika przyczepności stalowych kół do szyn przedstawia rysunek 13.1. Zmienność współczynnika tarcia polega na tym, że wraz ze zmniejszaniem prędkości hamowanego pojazdu najpierw nieznacznie wzrasta, po czym w zakresie mniejszych



Rys. 13.1  
Przebieg zmiany zależności współczynnika tarcia od prędkości dla żeliwnych wstawek ciernych (1) oraz współczynnika przyczepności stalowych kół do szyn (2)

prędkości wzrost ten jest znacznie szybszy. Przed samym zatrzymaniem pojazdu współczynnik tarcia przekracza kilkakrotnie wartość początkową. Wartość współczynnika przyczepności w całym zakresie prędkości hamowanego pojazdu zmienia się tylko nieznacznie.

Między współczynnikiem tarcia a współczynnikiem przyczepności oraz między siłą hamowania a siłą przyczepności pojazdu występują znaczne różnice. Ma to istotne znaczenie zwłaszcza przy hamowaniu z dużej prędkości początkowej, ponieważ powstaje obszar nie wykorzystanej przyczepności. Dla uzyskania możliwie największej efektywności hamowania należy dążyć, aby siła hamowania była możliwie zbliżona do siły przyczepności, ale jej nie przekraczała.

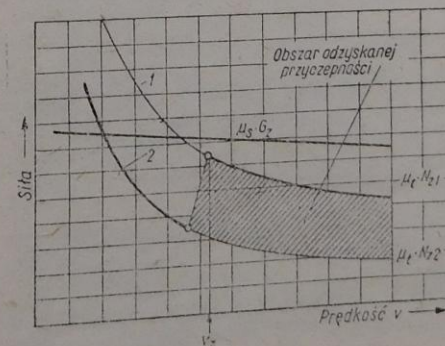
Zadanie optymalnego wykorzystania przyczepności pojazdu jest rozwiązywane przez automatyczną zmianę nacisku par ciernych za pomocą urządzeń sterowania lokalnego w układach hamulcowych pojazdów lub za pomocą ręcznych urządzeń nastawczych. Zmiany nacisku elementów ciernych dokonuje się przez oddziaływanie na wartość ciśnienia sprężonego powietrza panującego w komorze roboczej siłownika lub na wartość przełożenia przekładni siłowej.

W hamulcach pociągów występują trzy podstawowe rodzaje układów uzależnienia nacisku elementów par ciernych: od prędkości pojazdu, od obciążenia wagonu ładunkiem oraz od zmiany ruchu obrotowego zestawów kołowych.

#### 5.1.1. Układ uzależnienia nacisku wstawek ciernych od prędkości hamowanego pojazdu

Charakterystyczny przebieg współczynnika tarcia żeliwnych wstawek ciernych w porównaniu ze współczynnikiem przyczepności kół do szyn stwarza fizyczną podstawę konstrukcji układów, które umożliwiają zastosowanie zwiększonego nacisku wstawek i zbliżenie siły hamowania do siły przyczepności w początkowym okresie działania hamulca, kiedy utrzymuje się jeszcze dość duża prędkość pojazdu.

Z chwilą osiągnięcia przez hamowany pojazd z góry zadanej prędkości, uwzględniając konieczność zachowania warunku toczenia się kół, następuje zmniejszenie nacisku wstawek ciernych. Rysunek 13. przed-

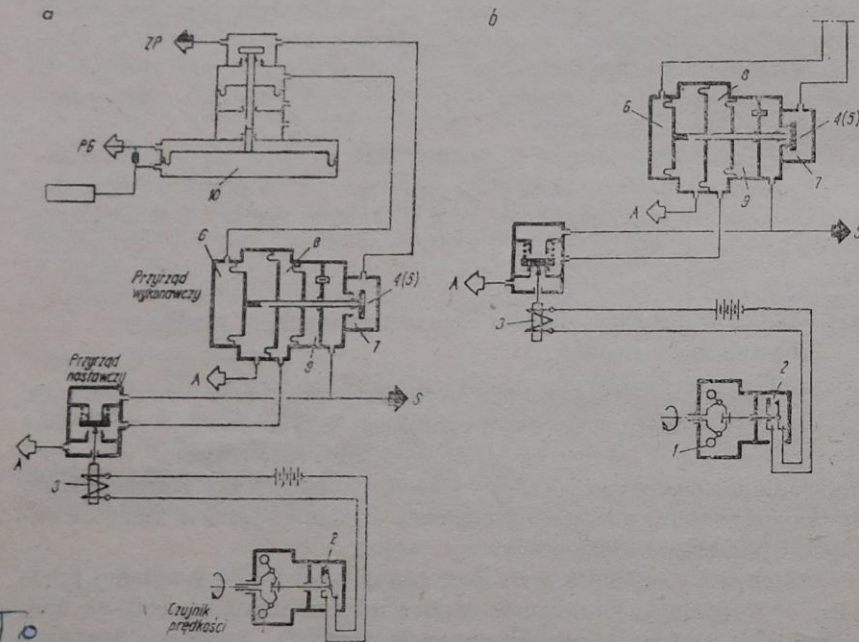


Rys. 13.2  
Przebieg zmiany siły hamowania ze skokową zmianą wartości zależnie od zadanej prędkości hamowanego pojazdu  
1 — siła hamowania dla nacisku elementów ciernych  $N_{z1}$ , 2 — odpowiednia siła dla nacisku  $N_{z2}$



stawia wykres przebiegu zmiany siły hamowania dla nacisku wstawek ciernych  $N_{z1}$  i  $N_{z2}$  przy czym  $N_{z1} > N_{z2}$ . Przy założonej prędkości  $v_z$  nastąpi skokowa zmiana ciśnienia sprężonego powietrza w komorze roboczej siłownika oraz wynikowego nacisku elementów ciernych z  $N_{z1}$  na  $N_{z2}$ . Dzięki temu siła hamowania pojazdu zmniejsza się na tyle, aby nie przekroczyć siły przyczepności.

Schemat struktury przyrządowej układu zmiany ciśnienia w siłowniku zależnie od prędkości pojazdu na przykładzie rozwiązania wytwórni Oerlikon przedstawia rysunek 13.3. Układ składa się z mechanicznego



Rys. 13.3. Schemat struktury przyrządowej układu zmiany nacisku wstawek ciernych zależnie od prędkości

a — układ w stanie 1 dla  $v > v_z$ , b — układ w stanie 2 dla  $v < v_z$ .

czujnika prędkości, elektropneumatycznego przyrządu nastawczego i pneumatycznego przyrządu wykonawczego. Układ zmiany nacisku wstawek ciernych uzupełnia podstawowy układ urządzeń hamulcowych pojazdu, przy czym przyrząd wykonawczy spełnia jednocześnie rolę powtarzacza sygnałów rozdzielacza powietrza.

Sposób działania polega na tym, że rozdzielacz powietrza ustala wartość ciśnienia sprężonego powietrza nie bezpośrednio w siłowniku, lecz w komorze impulsowej przyrządu wykonawczego, który otrzymany sygnał przetwarza na wynikowe ciśnienie w komorze roboczej siłownika.

Przy zadanej prędkości  $v_z$  przyrząd wykonawczy otrzymuje sygnał do zmniejszenia ciśnienia powietrza w siłowniku.

Sygnał ten pochodzi z czujnika, którego masy wirujące 1 sprzężone w osi podłużnej z czopem zestawu kołowego nieustannie śledzą prędkość pojazdu. Ruch obrotowy mas zostaje zamieniony na ruch posuwisto-zwrotny tulei kontaktowej styków 2 obwodu elektrycznego cewki elektromagnetycznej 3, napędzającej zawory przyrządu nastawczego. Przyrząd wykonawczy tworzy zespół membran i komór pneumatycznych, umieszczonych wspólnie na wspólnym trzonie. Zespół ten uruchamia zawór wlotowy 4 i wylotowy 5 siłownika na sygnał przekazywany do komory impulsowej 6 z rozdzielacza powietrza 10.

W działaniu układu występują dwa podstawowe stany:

stan 1 — dla  $v > v_z$  oraz stan 2 — dla  $v < v_z$

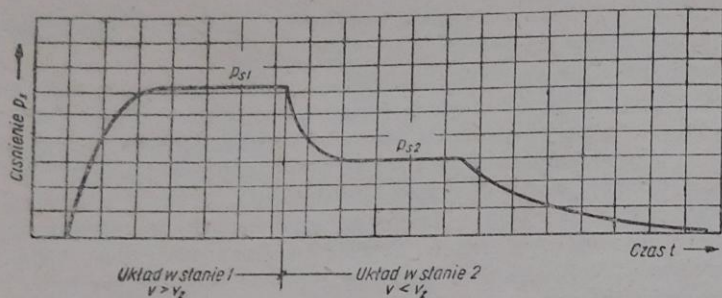
gdzie:  $v$  — malejąca prędkość hamowanego pojazdu,  
 $v_z$  — zadana prędkość zmiany nacisku wstawek ciernych.

W stanie 1 masy obrotowe czujnika prędkości, poddane działaniu siły odśrodkowej przez tuleję kontaktową, zwierają styki obwodu elektrycznego. Siła elektromagnetyczna wzbudzonej cewki przemieszcza zawory przyrządu nastawczego w taki sposób, że komora zaworowa 7 przyrządu wykonawczego zostaje zamknięta, a komora nastawcza 8 z dużą membraną łączy się z atmosferą. Jeżeli teraz rozdzielacz powietrza znajduje się w fazie II (napełniania siłownika), to sygnał ciśnienia wzrastającego w komorze impulsowej 6 wywoła poosiowe przemieszczenie zespołu membranowego, zakończone otwarciem zaworu wlotowego siłownika.

Jednocześnie przez opór pneumatyczny jest napełniana komora 9, dzięki czemu zespół membranowy w pewnej chwili cofnie się na tyle, aby zamknąć zawór wlotowy siłownika. Komora 9 spełnia więc funkcję elementu sprzężenia zwrotnego. W tym przypadku przyrząd wykonawczy działa jak powtarzacz, zapewnia bowiem na wyjściu, w komorze roboczej siłownika, ciśnienia powietrza o takiej samej wartości, jaka wystąpiła na wejściu w komorze impulsowej.

Gdy prędkość hamowanego pojazdu osiągnie zadaną wartość przedstawczą, styki 2 obwodu elektrycznego zostaną rozwarne przerywając zasilanie cewki elektromagnetycznej 3. Zawory przyrządu nastawczego pod wpływem działania sprężyny przemieszczają się tworząc połączenie między komorą przeciwną do komory 7 a komorą 8 przyrządu wykonawczego. Układ znajdzie się w stanie 2. Strumień sprężonego powietrza z komory zaworowej płynie do komory nastawczej z dużą membraną, wytwarza siłę pneumatyczną i przemieszcza zespół membranowy oraz otwiera zawór wylotowy siłownika. Po wypuszczeniu części sprężonego powietrza z komory roboczej siłownika do atmosfery ciśnienie obniża się, a zawór wylotowy siłownika ponownie zamyka się.





Rys. 13.4. Przebieg zmiany ciśnienia powietrza w siłowniku hamulcowym z układem uzależnienia ciśnienia od prędkości pojazdu

Przebieg w czasie  $t$  zmiany ciśnienia w komórce siłownika hamulcowego w układzie uzależnienia ciśnienia od prędkości hamowanego pojazdu przedstawia rysunek 13.4. Jeżeli malejąca prędkość hamowanego pojazdu jest większa od prędkości zadanej  $v_z$ , to ciśnienie powietrza w siłowniku osiąga wartość  $p_{s1}$ . Dla prędkości pojazdu mniejszej od prędkości zadanej następuje skokowe obniżenie ciśnienia w siłowniku do wartości  $p_{s2}$ . Pociąga to za sobą zmniejszenie nacisku wstawek ciernych i wynikowej siły hamowania, zapobiegając przekroczeniu siły przyczepności.

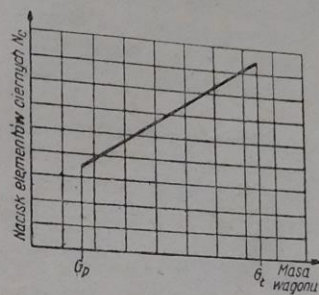
### 5.1.2. Układ uzależnienia nacisku elementów par ciernych hamulca od obciążenia wagonu

Wraz ze wzrostem nacisku zestawów kołowych na szyny wskutek obciążenia wagonu wzrasta także siła przyczepności, czyli iloczyn po prawej stronie nierówności, wyrażającej warunek toczenia się kół w procesie hamowania. Fakt ten został wykorzystany jako podstawa wyjściowa do konstruowania urządzeń przeciwdziałających zbytniemu wydłużaniu drogi hamowania w miarę wzrastania obciążenia wagonów. Duże zmiany obciążenia użytecznego występują w wagonach pasażerskich przeznaczonych do ruchu podmiejskiego oraz w wagonach towarowych, w których masa ładunku przekracza kilkakrotnie ich masę własną.

W praktyce występują dwie zasadnicze grupy rodzajowe urządzeń służących do optymalnego wykorzystania przyczepności wagonu zależnie od jego obciążenia użytecznego. Niektóre z tych urządzeń działają przez wymuszenie skokowej zmiany nacisku elementów ciernych w chwili osiągnięcia przez wagon określonej masy, inne zaś dostosowują nacisk do masy wagonu w sposób ciągły.

W sposób ciągły reagują te układy automatyki lokalnej hamulca, które sprawiają, że nacisk elementów ciernych zwiększa się po każdym wzroście obciążenia użytecznego wagonu i maleje w miarę zmniejszania

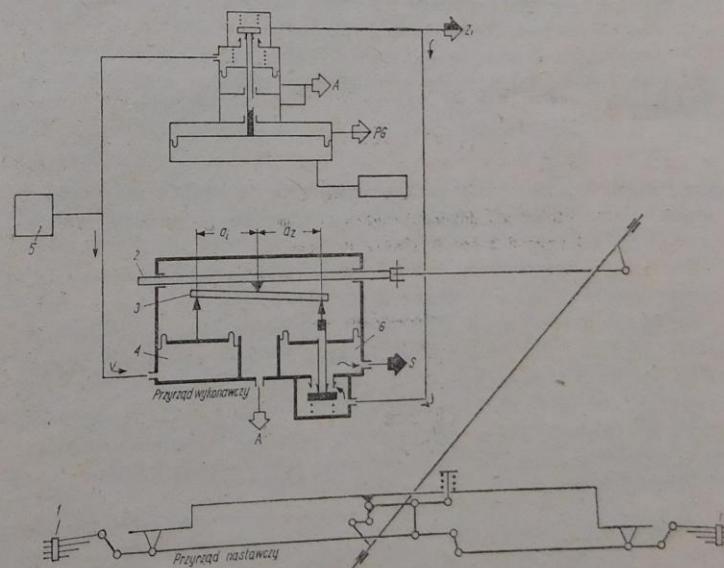
tego obciążenia (rys. 13.5). Układy automatyczne, stosowane jako uzupełnienie podstawowego układu urządzeń hamulcowych wagonu, oddziałują na ciśnienie sprężonego powietrza w komórce roboczej siłownika albo na



Rys. 13.5. Przebieg zmiany nacisku elementów ciernych hamulca z układem zmiany wartości zależnie od obciążenia użytecznego wagonu  
 $G_p$  — masa wagonu próżnego,  $G_t$  — największa masa wagonu ładownego

przełożenie przekładni siłowej hamulca. Wynikiem tego oddziaływania jest zmiana nacisku elementów par ciernych praktycznie proporcjonalna do zmiany obciążenia wagonu.

Schemat struktury przyrządowej układu zmiany nacisku elementów ciernych hamulca w uzależnieniu od zmieniającego się obciążenia wa-



Rys. 13.6. Schemat struktury przyrządowej układu zmiany nacisku elementów ciernych hamulca w uzależnieniu od obciążenia wagonu



gonu, na przykładzie rozwiązania zastosowanego przez wytwórnice Oerlikon, przedstawia rysunek 13.6

Jako czujnik obciążenia wykorzystano odsprężynowanie wagonu. Ugięcie sprężyn piórowych 1 pod wpływem obciążenia wagonu stanowi więc wielkość wejściową układu. Przyrząd nastawczy w postaci mechanizmu dźwigniowego, zainstalowanego między sprężyną nośną a pneumatycznym przyrządem wykonawczym, jest zakończony trzpieniem nastawczym 2.

Przyrząd wykonawczy składa się z dwóch komór pneumatycznych zamkniętych membranami, których trzony podpierają ramię dźwigni 3. Komora impulsowa 4 o pojemności zwiększonej za pomocą zbiornika zastępczego 5 łączy się z rozdzielaczem powietrza. Membrana w komorze 6 służy do uruchamiania zaworu wlotowego i wylotowego siłownika. Membrana ta znajduje się pod działaniem ciśnienia panującego w komorze roboczej siłownika hamulcowego. Punkt podparcia dźwigni 3 ma swobodę ruchu posuwisto-zwrotnego. Zmianę położenia tego punktu odpowiednio do obciążenia użytecznego wagonu zapewnia trzpień nastawczy 2.

Wartość zmian położenia punktu połączenia przyrządu nastawczego ze sprężynami nośnymi jest przekazywana natychmiast do trzpienia nastawczego urządzenia. Obciążaniu wagonu towarzyszy ruch w prawo trzpienia nastawczego i punktu podparcia dźwigni, a przy odciążeniu trzpień cofa się w lewo do położenia wyjściowego.

Przyrząd wykonawczy działa na zasadzie równowagi sił. Przy jednakowych powierzchniach czynnych membran równowaga sił będzie następująca:

$$p_1 \cdot a_1 = p_2 \cdot a_2$$

gdzie:  $p_1, p_2$  — ciśnienia sprężonego powietrza na wejściu przyrządu w komorze impulsowej oraz na wyjściu w komorze zaworowej,

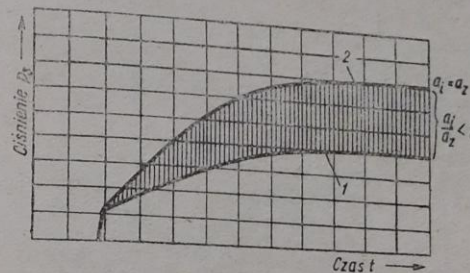
$a_1, a_2$  — ramiona dźwigni od strony komory impulsowej i odpowiednio od strony komory zaworowej.

Ciśnienie sprężonego powietrza  $p_1$  ustala rozdzielacz powietrza w fazie II (napędzania siłownika) lub w fazie III (opróżniania siłownika). W przypadku ustawienia punktu podparcia dźwigni tak, że  $a_1 = a_2$ , przyrząd wykonawczy działa jak powtarzacz, a przy  $a_1 < a_2$  jak dzielnik napięcia wejściowego  $p_1$ . Na wyjściu układu powstają sygnały pneumatyczne w postaci ciśnienia sprężonego powietrza  $p_2$  w komorze roboczej siłownika o wartości:

$$p_2 = p_1 \frac{a_1}{a_2}$$

Charakterystykę dynamiczną napełniania siłownika w przypadku różnych stosunków ramion dźwigni przyrządu wykonawczego układu po-

daje rysunek 13.7. Linia 1 dotyczy najmniejszej wartości  $p_1$  w przypadku wagonu próżnego, a linia 2 ilustruje przebieg ciśnienia w siłowniku w przypadku wagonu obciążonego maksymalnie. Między tymi liniami znajduje się obszar ciśnienia samoczynnie dostosowywanego do pośrednich obciążeń użytecznych wagonu.



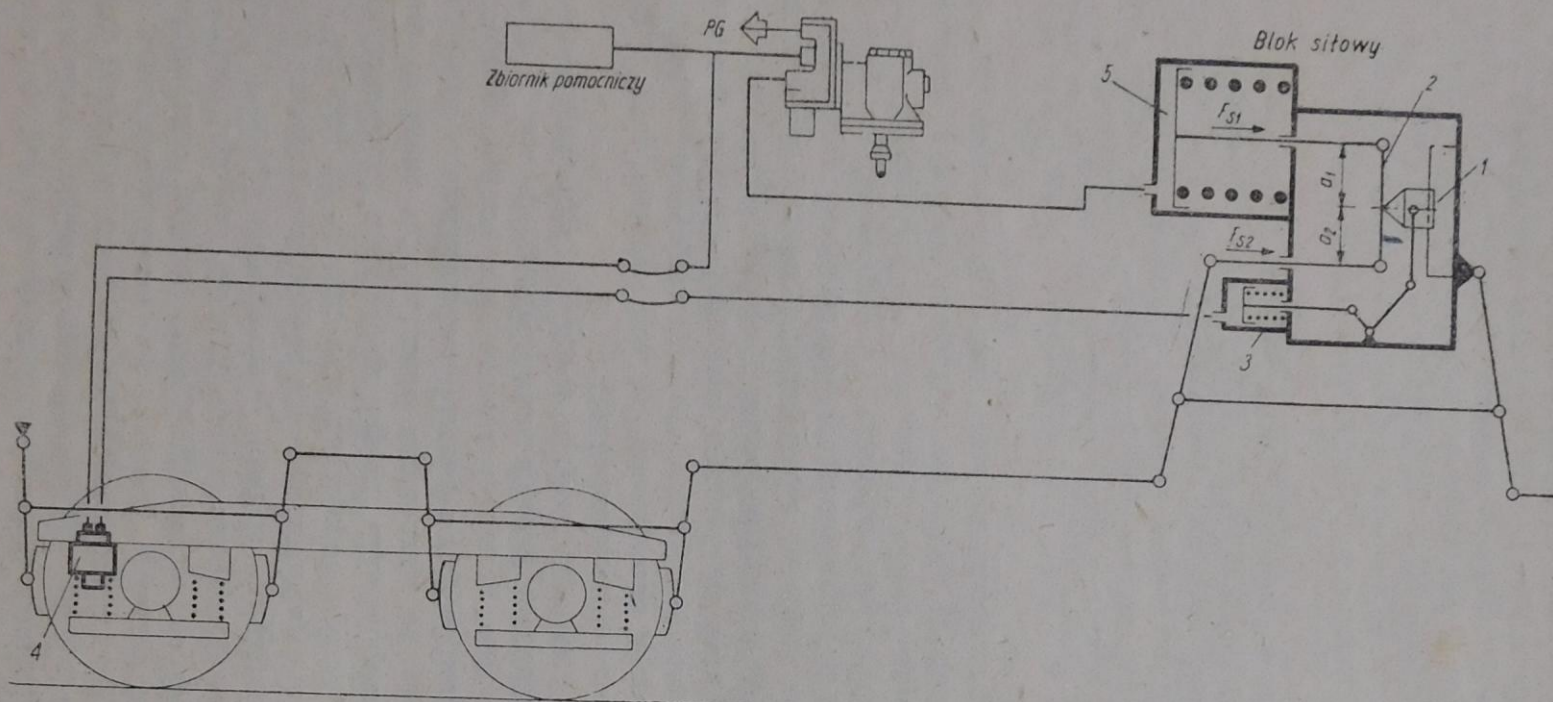
Rys. 13.7  
Charakterystyka dynamiczna siłownika w przypadku zastosowania układu uzależnienia ciśnienia od obciążenia wagonu  
1 — wagonu próżnego, 2 — wagonu w pełni obciążonego

Schemat struktury przyrządowej układu uzależnienia nacisku elementów ciernych od obciążenia wagonu przez zmianę przełożenia przekładni dźwigniowo-cięgłowej hamulca, na przykładzie rozwiązania wytwórni SAB, przedstawia rysunek 13.8. Zadanie zmiany przełożenia przekładni siłowej hamulca spełnia w tym układzie mechanizm dźwigniowy umieszczony w obudowie tworzącej wspólny blok z siłownikiem. Położenie ruchomego punktu podparcia 1 dźwigni wykonawczej 2 zależy od ciśnienia sprężonego powietrza w siłowniku tłokowym 3 przyrządu zadającego. Im wyższa jest wartość ciśnienia uzależniona od stanu obciążenia wagonu, tym dalej przemieszcza się tłok i tym bardziej zmienia się stosunek ramion dźwigni wykonawczej  $a_1 : a_2$ .

W tym przypadku czujnik obciążenia wagonu 4 został umieszczony między sprężyną śrubową a ramą wózka w taki sposób, że przenosi obciążenia ściskające. Przewody rurowe łączą czujnik ze zbiornikiem pomocniczym hamulca oraz z komorą pneumatyczną siłownika 3. Działanie czujnika polega na sterowaniu wewnętrznym zaworem umieszczonym w kanale przepływowym między zbiornikiem pomocniczym a komorą tłoczkową przyrządu zadającego oraz między tą komorą a atmosferą, z jednoczesnym ustalaniem ciśnienia powietrza w komorze odpowiednio do użytecznego obciążenia wagonu, przenoszonego przez sprężyny śrubowe.

Wraz ze stosunkiem ramion dźwigni wykonawczej  $a_1 : a_2$  zmienia się przełożenie całej przekładni siłowej hamulca oraz ostateczny nacisk elementów par ciernych. Ciśnienie sprężonego powietrza w komorze roboczej siłownika 5 ustala rozdzielacz powietrza w fazie II działania, dzięki czemu powstaje siła tłokowa  $F_{s1}$ . Siła na wyjściu urządzenia  $F_{s2}$  będzie zależała od aktualnego stosunku ramion dźwigni wykonawczej:

$$F_{s2} = F_{s1} \frac{a_1}{a_2}$$



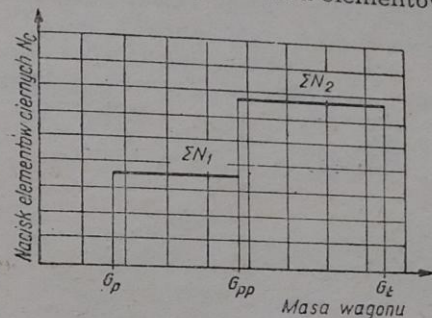
Rys. 13.8. Schemat struktury przyrządowej układu uzależnienia nacisku elementów ciernych od obciążenia wagonu przez zmianę przełożenia przekładni



Tak zwiększona siła tłokowa zostaje przekazana do przekładni siłowej hamulca.

### 5.1.3. Ręczny nastawiacz nacisku elementów par ciernych zależnie od obciążenia wagonu

Rysunek 13.9 przedstawia skokową zmianę nacisku par ciernych hamulca w celu optymalnego wykorzystania siły przyczepności pojazdu. Odpowiedniej zmiany nacisku elementów ciernych dokonuje się — w przypadku



Rys. 13.9

Skokowa zmiana nacisku elementów par ciernych hamulca

$G_p$  — masa wagonu próżnego,  $G_L$  — największa masa wagonu ładownego,  $G_{pp}$  — masa przestawcza wagonu

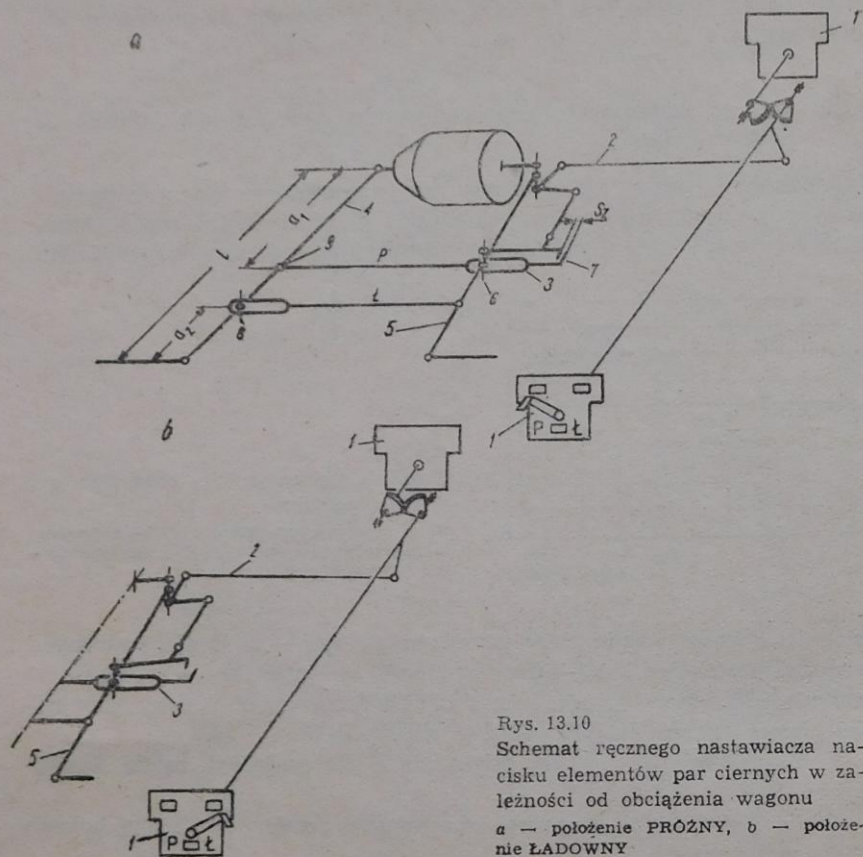
osiągnięcia przez wagon masy przestawczej  $G_{pp}$  — za pomocą ręcznych urządzeń nastawczych lub samoczynnie. W wagonach towarowych powszechnie jest stosowany ręczny nastawiacz dwuzakresowy, nazywany nastawiaczem PRÓŻNY-ŁADOWNY (w skrócie P-Ł).

Nastawiacz (rys. 13.10) składa się z następujących części składowych:

- tablic 1 z dźwigniami przestawczymi umieszczonymi po obu bokach wagonu;
- mechanizmu dźwigniowego 2 przenoszenia ruchu dźwigni przestawczych;
- nastawnika z mechanizmem zapadkowym 3.

Działanie nastawiacza P-Ł polega na zmianie wartości przełożenia hamulcowej przekładni siłowej. Dźwignie 4 i 5 przekładni są połączone dwoma łącznikami P i Ł, zakończonymi z jednego końca wydłużonym otworem w kształcie pętli. W określonym zakresie pętla umożliwia swobodny przesuw łącznika w przegubie sworzniowym. Odległości między przegubami sworzniowymi połączenia łączników i trzona tłokowego z dźwigniami są tak dobrane, aby długość ramion dźwigni mogła zapewnić przełożenia przekładni odpowiednio do nastawienia PRÓŻNY oraz do nastawienia ŁADOWNY.

Siła tłokowa powstająca w procesie hamowania działa zależnie od położenia nastawiacza raz na ramię  $a_1$ , drugi raz na ramię  $l$  —  $a_2$  dźwigni przekładni. Zmiana przełożenia przekładni następuje przez włączenie lub



Rys. 13.10  
Schemat ręcznego nastawiacza nacisku elementów par ciernych w zależności od obciążenia wagonu  
a — położenie PRÓŻNY, b — położenie ŁADOWNY

wyłączenie z pracy łącznika P. Włączenie do pracy łącznika P następuje przez zablokowanie swobodnego ruchu w wydłużonym otworze w kształcie pętli sworznia przegubu 6 za pomocą zapadki 7 przyrządu nastawczego. Ruch tłoka podczas napełniania komory roboczej siłownika sprężonym powietrzem początkowo wywołuje obrót dźwigni 4 w przegubie 8 łącznika Ł. Z chwilą skasowania luzu  $S_2$  obrót dźwigni odbywa się dookoła przegubu 9.

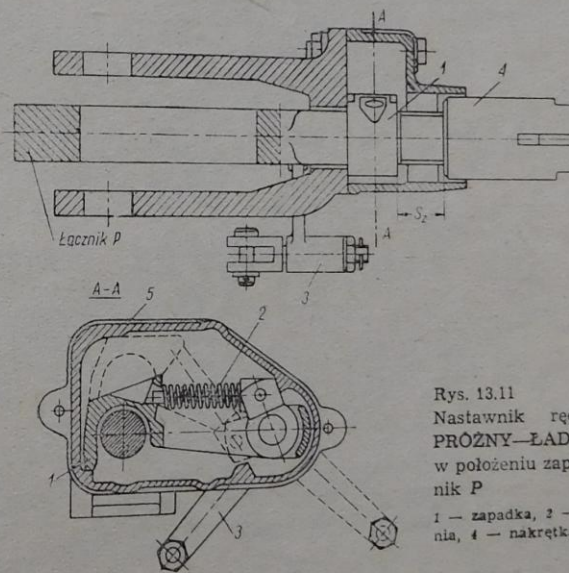
Stosunek ramion dźwigni przenoszącej siłę tłokową, który w tym przypadku odpowiada mniejszej wartości nacisku elementów par ciernych, wyniesie:

$$i_1 = \frac{a_1}{l - a_1}$$

Jeżeli łącznik P zostanie wyłączony przez uniesienie zapadki, to podczas ruchu tłoka siłownika napełnianego sprężonym powietrzem dźwignia 4 będzie obracać się w przegubie 8 łącznika Ł. Stosunek przełożenia dźwigni, odpowiadający wyższej wartości nacisku elementów par ciernych, wyniesie:

$$i_2 = \frac{l - a_2}{a_2}$$

Rysunek 13.11 przedstawia przekrój nastawnika — najważniejszej części ręcznego nastawiacza PRÓŻNY—ŁADOWNY typu SAB. Zapadka 1 podtrzymywana sprężyną 2 znajduje się w położeniu blokowania łącznika P. Przez przestawienie dźwigni 3 w prawo zapadka unosi się i zwalnia swoim półkolistym zaczepem łącznik P, który może swobodnie przesuwac się w pętli.



Rys. 13.11  
Nastawnik ręcznego nastawiacza PRÓŻNY—ŁADOWNY typu SAB w położeniu zapadki blokującej łącznik P

1 — zapadka, 2 — sprężyna, 3 — dźwignia, 4 — nakrętka oporowa, 5 — kadłub

Łącznik P jest zakończony gwintem z nakrętką oporową 4, służącą do regulacji luzu  $S_2$ . Luz ten jest tak dobrany, aby przy zablokowanej zapadce w okresie wzrostu ciśnienia powietrza w komorze roboczej siłownika łącznik P mógł przemieszczać się w pętli do chwili przygnięcia do siebie elementów par ciernych. Dzięki temu skok tłoka siłownika zachowuje niezmienną wartość niezależnie od ustawienia nastawiacza w położeniu PRÓŻNY czy ŁADOWNY dopóty, dopóki nie zostanie wyczerpany skok elementów ciernych.

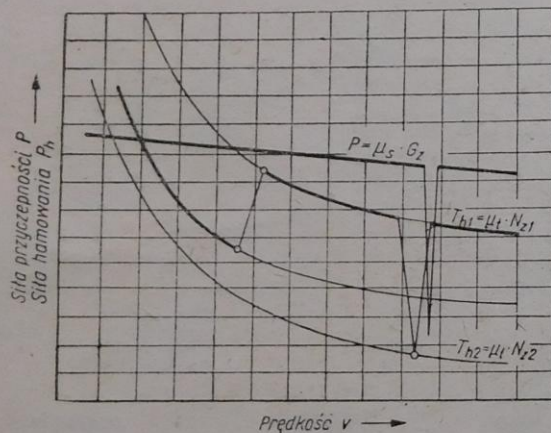


### 5.1.4. Układ przystosowywania nacisku elementów ciernych hamulca do nagłej zmiany przyczepności zestawów kołowych

Siła przyczepności pojazdów szynowych zależy od różnych czynników, m.in. od stanu powierzchni szyn, stanu technicznego toru, warunków pogodowych, i zmienia się w sposób przypadkowy w bardzo szerokich granicach. W razie nagłego obniżenia przyczepności wyrażanej iloczynem  $\mu_s \cdot G_z$  poniżej wartości siły tarcia elementów ciernych, czyli  $\mu_t \cdot N_z$ , warunek ruchu obrotowego zestawów kołowych zostaje naruszony, wystąpi bowiem zmiana nierówności na:

$$\mu_t \cdot N_z > \mu_s \cdot G_z$$

Od chwili zatrzymania ruchu obrotowego zestawów kołowych ruchowi pociągu przeciwstawia się nieznaczna stosunkowo siła tarcia ślizgowego kół po szynach, ze znacznym zmniejszeniem efektywności hamowania. Rysunek 13.12 przedstawia przebieg siły przyczepności w przy-



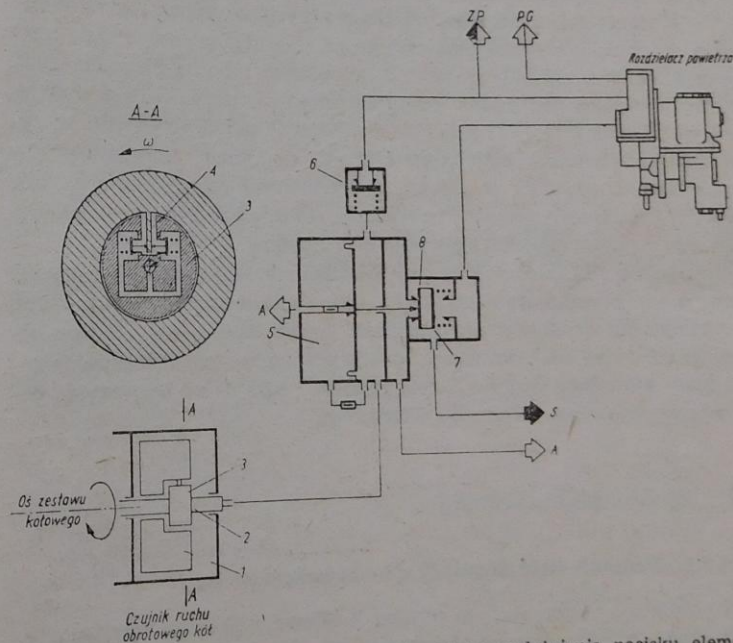
Rys. 13.12. Przebieg optymalizacji siły hamowania w przypadku nagłej zmiany siły przyczepności kół do szyn

padku nagłego obniżenia współczynnika przyczepności oraz sposób przystosowania siły hamowania — przez zmianę nacisku elementów ciernych z  $N_{z1}$  na  $N_{z2}$  — do powstałej sytuacji i tym samym zapobieżenia niepożądanemu poślizgowi kół pociągu.

Stosowanie dużego nacisku elementów ciernych zwiększa znacznie ryzyko przypadkowego zatrzymania ruchu obrotowego zestawów kołowych. W związku z tym układy hamulcowe wagonów przeznaczonych do jazdy w pociągach z dużymi prędkościami i ze zmianą nacisku elementów ciernych w uzależnieniu od prędkości wyposaża się również w układ do przystosowywania nacisku tych elementów do nagłej zmiany ruchu obrotowego zestawów kołowych, która towarzyszy znacznemu obniżeniu siły przyczepności.

Przebieg opóźnienia ruchu obrotowego zestawów i przejście do ruchu postępowego ze ślizganiem się po szynach jest bardzo szybki. Dlatego też układ, który ma zapobiegać występowaniu tego zjawiska, musi odznaczać się dużą czułością i szybkością działania. Zmniejszenie nacisku elementów ciernych przy nagłym obniżeniu przyczepności powinno również trwać krótko, przy czym nacisk powinien zmniejszyć się tylko w takim stopniu, jaki jest niezbędny do przywrócenia ruchu obrotowego zestawów kołowych.

Schemat struktury przyrządowej układu do przystosowywania nacisku elementów ciernych i siły hamowania do nagłej zmiany ruchu obrotowego kół przy obniżonej przyczepności na przykładzie rozwiązania wytwórni Oerlikon przedstawia rysunek 13.13. Postawione zadanie układ realizuje oddziałując na wartość ciśnienia sprężonego powietrza w komorze roboczej siłownika.



Rys. 13.13. Schemat struktury przyrządowej układu uzależnienia nacisku elementów ciernych od nagłego opóźnienia ruchu obrotowego zestawu kołowego

Jednym z podstawowych przyrządów układu jest czujnik ruchu obrotowego kół. Masa wirująca 1 czujnika śledzi przebieg ruchu obrotowego kół zestawu i reaguje na określone opóźnienia tego ruchu wysyłając sygnał pneumatyczny do komory impulsowej przyrządu zadającego wy-



maganą zmianę ciśnienia powietrza w komorze roboczej siłownika. Ruch obrotowy osi zestawu kołowego zostaje przeniesiony na masę wirującą przez wał 2 czujnika, trzon jednego z zaworów w komorze zaworowej 3 i przez zabierak 4.

Podczas normalnego toczenia się kół obroty masy wirującej są zsynchronizowane z ruchem obrotowym kół. Jeżeli w procesie hamowania wystąpi nagle obniżenie przyczepności, to ruch obrotowy kół przechodzących w poślizg zostaje nagle opóźniony i dotychczas zsynchronizowany ruch kół z ruchem obrotowym masy wirującej czujnika zostanie naruszony. Masa wirująca, dążąc pod wpływem bezwładności do zachowania dotychczasowego stanu ruchowego, naciska na trzon zaworu w komorze zaworowej ze wzmoczoną siłą, pokonuje opór sprężyny i wymusza otwarcie wylotu z kanału pneumatycznego do atmosfery. Powstaje sygnał obniżonego ciśnienia, który natychmiast zostaje przekazany do komory impulsowej przyrządu zadającego, przeciwległej do komory 5.

W stanie gotowości roboczej komory pneumatyczne przyrządu wypełnia sprężone powietrze napływające ze zbiornika pomocniczego przez zawór 6. Podczas normalnego obrotu kół komora robocza siłownika może być bez przeszkód napełniana lub opróżniana przez rozdzielacz powietrza, ponieważ zawór 7 jest otwarty. W chwili przekazania przez czujnik sygnału pneumatycznego malejącego ciśnienia do komory impulsowej różnica ciśnienia wywołuje powstanie siły membranowej pokonującej opór sprężyny, zamknięcie zaworu 7 i otwarcie zaworu 8 w kanale przepływowym z przestrzeni roboczej siłownika do atmosfery.

Spadek ciśnienia w komorze roboczej siłownika zmniejsza nacisk elementów ciernych i wynikowej siły hamowania w stopniu odpowiednim do istniejących warunków przyczepności. Dzięki temu zestaw kołowy odzyskuje normalny ruch obrotowy, zostaje przywrócona synchronizacja ruchu masy wirującej czujnika z osią zestawu i cały układ powraca do położenia wyjściowego, jak przed zakłóceniem.

## 5.2. Spokojność hamowania

### 5.2.1. Pochodzenie sił wzdłużnych w hamowanym pociągu

Pod względem mechanicznym pociągi kolejowe mogą być rozpatrywane jako układ skupionych mas poszczególnych pojazdów połączonych szeregowo sprężystymi sprzęgami. W pewnych warunkach w układzie takim powstają dynamiczne reakcje wzdłużne, przenoszone przez połączenia między pojazdami. Na reakcje te wpływa zespół różnorodnych czynników, jak luzy w połączeniach sprzęgowych pojazdów, zdolność pochłaniania energii zderzeń przez urządzenia amortyzujące, kolejność rozmieszczenia lżejszych i cięższych wagonów, długość całego pociągu i liczba wagonów w je-

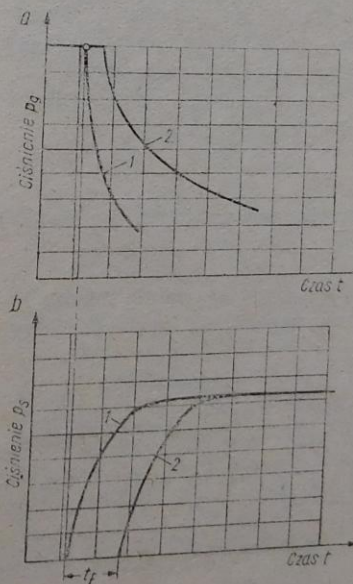
go składzie, sposób działania siły pociągowej, zmienność profilu szlaku, intensywność i przebieg procesu hamowania i inne.

Zakładając, że czynniki nie związane z hamulcem są niezmiennie, poziom reakcji wzdłużnych, jaki wystąpi w pociągu w procesie działania hamulca, wyraża spokojność hamowania. Przy takim założeniu przyczyną wzdłużnych sił dynamicznych w hamowanym pociągu jest przede wszystkim sposób przesyłania zdalnych sygnałów sterowania, przesunięcie w czasie napełnianie i opróżnianie komór roboczych siłowników, niejednoczesność dociskania elementów par ciernych w układach hamulcowych wagonów oraz różny stosunek siły hamowania do masy poszczególnych pojazdów w składzie pociągu.

W hamulcach pneumatycznych, w chwili przestawienia dźwigni sterownika w położenie przewidziane do otrzymania sygnału sterowania w przewodzie głównym, powstaje najpierw fala powietrza, czyli kolejne zagęszczenia i rozrzedzenia ośrodka powietrznego.

Po przejściu fali powietrza rozpoczyna się strumieniowy przepływ sprężonego powietrza z towarzyszącą mu zmianą ciśnienia jako sygnał odbierany przez rozdzielacze powietrza. Sygnały zdalnego sterowania w postaci zmian ciśnienia powietrza, przekazywane przewodem głównym, nie docierają jednocześnie do rozdzielaczy w układach hamulcowych poszczególnych pojazdów w składzie pociągu.

Sposób przebiegu w czasie spadku ciśnienia powietrza na początku i na końcu przewodu głównego oraz odpowiednio przesunięcie w czasie charakterystyki napełniania siłowników przedstawia rysunek 13.14. Odcinek



Rys. 13.14  
Schemat przesunięcia w czasie sygnałów wejściowych malejącego ciśnienia w przewodzie głównym (a) i sygnałów wyjściowych ciśnienia w siłownikach hamulca pociągu (b)  
1 — na początku układu hamulcowego pociągu, 2 — na końcu tego układu



$t_f$  określa czas, jaki upływa od chwili wywołania sterownikiem na początku przewodu głównego sygnału malejącego ciśnienia do chwili rozpoczęcia napełniania ostatniego siłownika w układzie hamulcowym pociągu, czyli jest to czas przejścia fali hamowania. Czas ten jest uwzględniany przy obliczaniu szybkości fali hamowania  $v_f$ , która wynosi:

$$v_f = \frac{l}{t_f}$$

gdzie  $l$  oznacza długość przewodu głównego mierzoną od sterownika do ostatniego rozdzielacza powietrza układu hamulcowego pociągu.

W czasie  $t_f$  ciśnienie powietrza w komorze roboczej pierwszego siłownika w układzie hamulcowym osiąga stosunkowo znaczną wartość, ale w ostatnim siłowniku zaledwie rozpoczyna się napełnianie. W związku z niejednoczesnym rozpoczynaniem napełniania siłowników docisk elementów ciernych i siła hamowania pojazdów pojawiają się najpierw na początku pociągu, a następnie stopniowo w kolejnych pojazdach i w miarę rozchodzenia się sygnału hamowania docierają do pojazdu końcowego.

W początkowym okresie rozpoczęcia procesu hamowania pociągu wartość siły hamowania jest tym mniejsza, im dalej od lokomotywy znajduje się wagon. Opóźnienie ruchu pierwszych pojazdów w pociągu jest więc większe niż pozostałych, hamowanych słabiej lub jeszcze nie hamowanych wcale. Malejąca wzdłuż pociągu siła hamowania staje się przyczyną nabiegania pojazdów tylnych na poprzedzające i występowania między nimi zderzeń i sił ściskających.

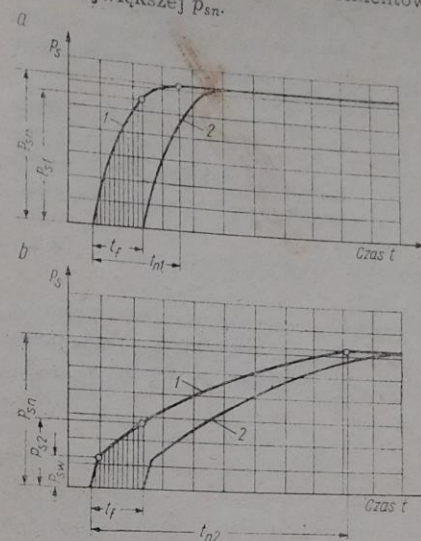
W miarę wyrównywania ciśnienia sprężonego powietrza w napełnianych komorach roboczych siłowników układu hamulcowego pociągu powstają warunki do zwrócenia przez elementy sprzężyste urządzeń zderżnych nie pochłoniętej energii zderzenia. W połączeniach sprzężowych pojazdów powstaje wtedy wzdłużna siła dynamiczna rozciągająca.

### 5.2.2. Ręczny nastawiacz czasu przebiegu ciśnienia powietrza w siłowniku hamulcowym

Dynamiczne reakcje wzdłużne w hamowanym pociągu zależą między innymi od szybkości fali hamowania i czasu napełniania komór roboczych siłowników  $t_n$ .

Spokojność hamowania jest tym większa, im dłuższy jest czas napełniania siłowników przy stałej szybkości fali hamowania. Przyczynę tego wyjaśniają wykresy charakterystyki dynamicznej siłowników z krótkim i długim czasem napełniania (rys. 13.15). W przypadku krótkiego czasu napełniania  $t_{n1}$  w chwili, kiedy strumień sprężonego powietrza po czasie  $t_f$  zaczyna dopiero napływać do komory roboczej ostatniego siłownika w układzie hamulca pociągu, ciśnienie  $p_{s1}$  w pierwszym siłowniku układu

oraz odpowiadający mu nacisk elementów par ciernych zbliża się do wartości największej  $p_{sn}$ .



Rys. 13.15  
Przebieg napełniania siłowników hamulca długiego pociągu  
a — siłowniki o krótkim czasie napełniania  $t_{n1}$ , b — siłowniki o długim czasie napełniania  $t_{n2}$   
1 — pierwszy siłownik w układzie hamulca pociągu, 2 — ostatni siłownik w tym układzie

Zanim fala hamowania dotrze do układu urządzeń hamulcowych ostatniego wagonu, w przedniej części pociągu wagony są hamowane ze znaczną siłą. Stwarza to sprzyjające warunki do gwałtownego nabiegania tylnych wagonów na poprzedzające, przy stosunkowo dużej różnicy ich prędkości i jednoczesnym wystąpieniu dynamicznych reakcji wzdłużnych w pociągu.

Wydłużenie czasu napełniania siłowników z  $t_{n1}$  do  $t_{n2}$ , a tym samym pochylenie charakterystyki dynamicznej z ciśnieniem wstępnym  $p_{s10}$  sprawia, że różnica ciśnienia w początkowym okresie hamowania między pierwszym a ostatnim siłownikiem w hamulcu pociągu zmniejsza się. W chwili rozpoczęcia napełniania ostatniego siłownika w hamulcu, w pierwszym siłowniku ciśnienie powietrza osiąga wartość  $p_{s2}$ , mniejszą od poprzedniej  $p_{s1}$ . Zabieg ten obniża nadwyżkę siły hamowania w początkowej części pociągu oraz łagodzi przebieg procesu hamowania.

Dotadni wpływ na spokojność hamowania pociągu ma zastosowanie wstępnego nacisku elementów par ciernych. Nacisk wstępny otrzymuje się przez wpuszczenie do siłownika w początkowym okresie napełniania zwiększonej porcji sprężonego powietrza. Dzięki temu następuje przyspieszone przylgnięcie wzajemne elementów ciernych i wystąpienie nacisku wstępnego, co na wykresie uwidoczni uskok ciśnienia dodatkowym, który przyczynia się do złagodzenia działania dynamicznych sił wzdłużnych w hamowanym pociągu.

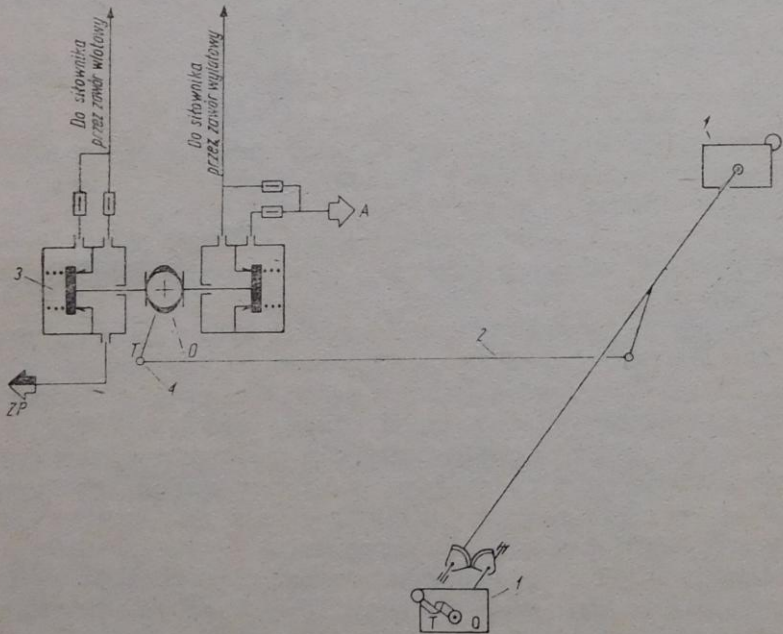


Długi czas napełniania siłowników stosuje się przede wszystkim w hamulcach pociągów towarowych. W hamulcach pociągów pasażerskich i nowoczesnych pociągów towarowych typu ekspresowego stosuje się krótki czas napełniania siłowników. Do czasu napełniania siłowników jest zawsze dostosowywany czas ich opróżniania.

Do zmiany czasu napełniania i opróżniania siłowników w hamulcach pojazdów służą urządzenia nastawcze. W hamulcach wagonowych nastawiacz czasu siłownika składa się z następujących podstawowych części:

- tablicy umieszczonej po obu bokach wagonu, z dźwigniami przestawczymi;
- mechanizmu dźwigniowo-ciężłowego do przenoszenia ruchu dźwigni przestawczych;
- nastawnika zaworowego wbudowanego w rozdzielaczu powietrza.

Na tablicach położenie dźwigni przestawczej dla długiego czasu przebiegu ciśnienia w siłownikach oznaczane jest zwykle literą T lub G, a dla



Rys. 13.16. Schemat struktury przyrządowej nastawiacza czasu siłownika  
1 — tablica z dźwignią przestawczą, 2 — mechanizm dźwigniowo-ciężłowy przeniesienia ruchu dźwigni, 3 — nastawnik zaworowy, 4 — dźwignia nastawcza

czasu krótkiego — litera O lub międzynarodowym oznaczeniem RIC. Rysunek 13.16 przedstawia schemat struktury przyrządowej nastawiacza czasu z nastawnikiem według rozwiązania wytwórni Oerlikon.

Działanie nastawiacza polega na łączeniu lub odcinaniu kanałów prowadzących ze zbiornika pomocniczego przez zawór wlotowy do komory roboczej siłownika oraz z siłownika przez zawór wylotowy rozdzielacza powietrza do atmosfery. W kanałach umieszczone są opory pneumatyczne, odpowiednio dobrane do wymaganego czasu napełniania i opróżniania siłowników.

W położeniu dźwigni nastawczej T zawory nastawnika są zamknięte. Strumień sprężonego powietrza ze zbiornika pomocniczego do siłownika oraz z siłownika do atmosfery mogą przepływać tylko przez jeden kanał. Trzonami zaworów nastawnika steruje się za pomocą wałka naciskowego z krzywkami. Podczas przemieszczania dźwigni nastawczej w prawo do położenia O krzywki działają na trzony i unosząc zwierciadła zaworów otwierają dodatkowe kanały przepływowe. Strumień sprężonego powietrza uzyskuje zwiększony przekrój przepływu w kanałach i oporach pneumatycznych, co w wyniku skraca czas przebiegu zmiany ciśnienia w komorze roboczej siłownika.

W niektórych rozwiązaniach nastawiaczy czasu siłownika (dotyczy to przede wszystkim pojazdów trakcyjnych) zmiana położenia zaworów w kanałach nastawnika dokonuje się na zasadzie elektromagnetycznej. W przypadku umieszczenia rozdzielacza powietrza w miejscu łatwo dostępnym zmiana czasu następuje przez bezpośrednie przestawienie dźwigni nastawnika.