

Systemy transportu bliskiego



Suwnice pomostowe i bramowe – torowiska jezdne

Obliczanie oporów jazdy – zasady projektowania mechanizmów jazdy suwnic

Bezpieczna eksploatacja suwnic

wg: PN-91/M-45457;
PN-90/B-03200;
PN-EN-13001:2004
PN-89/M-04516;
(BN-81/2912-01)



Suwnice = integrator procesów transportowych w przemyśle

Ogólna klasyfikacja suwnic natorowych pomostowych oraz bramowych

Suwnice standardowe do obsługi prac dźwigowo-transportowych stosowane we wszystkich branżach gospodarki

Suwnice automatyczne do obsługi procesów technologicznych; zautomatyzowanych linii montażowych, magazynów, itp...



0÷60t

Lekkie suwnice, zawansowane technicznie

Suwnice integrujące procesy



Ciężkie suwnice, prostsze technicznie

60÷400t

Suwnice dla budowy maszyn ciężkich, w zakładach remontowych, itp..

Suwnice specjalne dla przemysłu hutniczego, energetycznego, lotnictwa, itp..



Podział suwnice z uwagi na jej ustrój nośny

- a) suwnice jednodźwigarowe z profilem walcowanym;
- b) suwnice jednodźwigarowe z dźwigarem skrzynkowym;
- c) suwnice z wciągarką kątową; d) suwnice dwudźwigarowe;
- d) suwnice bramowe;
- e) suwnice bramowe jezdniowe

Podstawowe systemy sterowania suwnicami standardowymi

- a) sterowane z kabiny
- b) sterowane z poziomu roboczego z kasety, w podczterwieni, radiowo

Terminy, definicje, cel prowadzonych obliczeń dźwignic wg PN-EN-13001

Niebezpieczne sytuacje i zdarzenia, które mogą stwarzać zagrożenia dla osób w czasie normalnego użytkowania i przy możliwych do przewidzenia nieprawidłowościach w użytkowaniu suwnic:

- a) **niekontrolowane przejazdy i przemieszczenia suwnic** lub ich zespołów roboczych w stanach niestabilnych pracy (np.. podczas rozruchu, hamowania, przejazdów przez progi i szczeliny, najazdów na odboje, zderzeń dwóch suwnic w przypadkach, gdy pracuje na jednym podtorzu więcej niż jedna i nie są one wyposażone w systemy antykolizyjnych najazdów)
- b) **niestateczność suwnicy** lub jej części traktowanych jako ciało sztywne (przechylenie, przesunięcie); (np.. utrata stateczności globalnej przez ustrój nośne suwnic mostowych z wysięgnicami, których konstrukcja klasyfikowana jest jako dźwignice typu MCD2)
- c) **niekontrolowane i niezamierzone przemieszczenia transportowanego ładunku, w tym wypięcia się jego** (np.. z zespołu chwytника lub trawersy – awaria chwytników magnetycznych)

a ponadto:

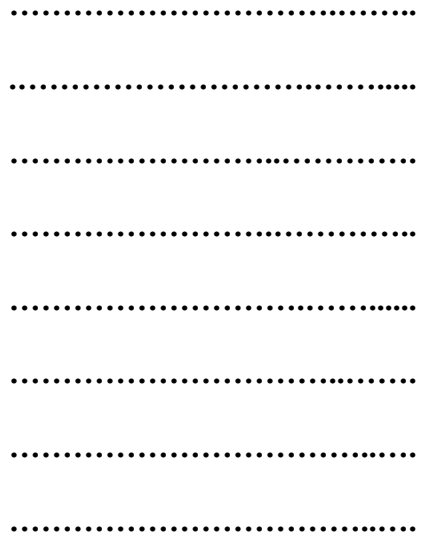
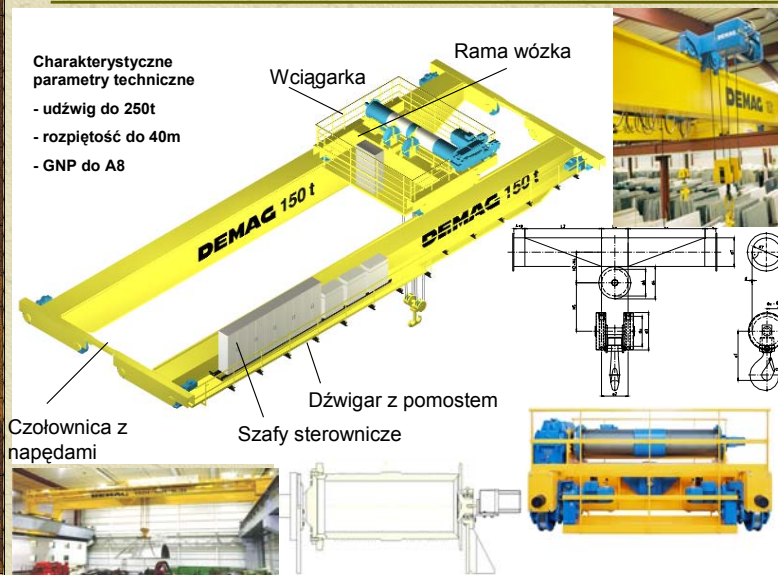
- c) przekroczenie granic wytrzymałości (plastyczności, wytrzymałości, zmęczenia);
- d) niestateczność sprężysta dźwignicy lub jej części (wyboczenie, wybrzuszenie),
- e) przekroczenie dopuszczalnej temperatury materiału lub części; - przekroczenie dopuszczalnych odkształceń.



a) dźwignice o klasie rozkładu masy MDC1

b) dźwignice o klasie rozkładu masy MDC2

Przykładowa konstrukcja suwnicy dwudźwigarowej pomostowej



Obciążenia w urządzeniach nośnych dźwignic (wg. PN-86/M-06514)

Wg PN-86/M-06514 na każdą z dźwignic oddziałują następujące rodzaje obciążeń:

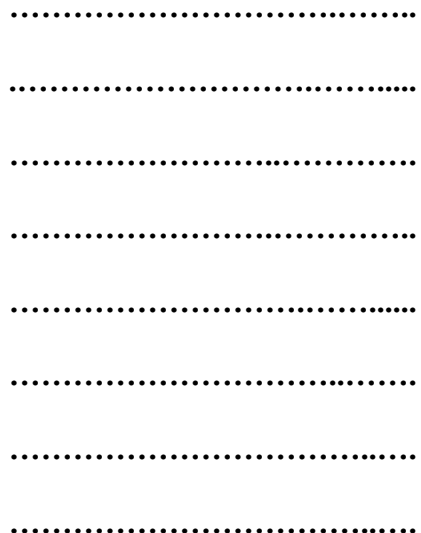
- stałe** (obciążenie którego wartość, kierunek i położenie względem rozpatrywanej części urządzenia nośnego pozostają niezmiennie w czasie eksploatacji dźwignic; np. siły ciężkości rozpatrywanych części urządzenia nośnego suwnic, mechanizmów podnoszenia i jazdy wózka oraz mostu, pomostów komunikacyjnych, wyposażenia elektrycznego, itp.)
- zmienne** (obciążenia, którego wartość, kierunek i położenie względem rozpatrywanej części urządzenia nośnego mogą zmieniać się w czasie eksploatacji suwnic, w tym: obciążenia ruchowe, wiatrem, wyjątkowe)

Typ dźwignicy	Wartości współczynników dynamicznych podnoszenia d dla prędkości podnoszenia V_p , m/s			
		$V_p \leq 0,1$	$0,1 < V_p < 1$	$V_p \geq 1$
- Suwnice pomostowe i bramowe	hakowe	0,10	1,0 V_p	1,00
	chwytakowe, z chwytakiem elektromagnetycznym, ze sztywnym przewodzeniem ciężaru podnoszonego	0,16	1,6 V_p	1,60

Sily dynamiczne podnoszenia: oblicza się na podstawie siły udźwigu oraz współczynnika dynamicznego podnoszenia zależnego od rodzaju dźwignicy oraz wartości prędkości ruchu podnoszenia: $F_{dmax} = F_Q(1+d)$ gdzie: d – współczynnik dynamiczny podnoszenia

Styki szyn		φ
nie spawane	spawane	
Prędkość obwodowa kół, m/s		
$\leq 0,5$	$\leq 0,75$	0,05
$0,5 < v \leq 1$	$0,75 < v \leq 1,5$	0,10
> 1	$> 1,5$	0,15
Urządzenia obrotowe osadzone w łożyskach kulowych.		0

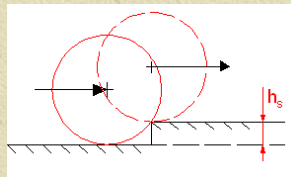
Sily dynamiczne ruchów torowych (przejazdy przez szczeliny, progi) skierowane są pionowo i pokrywają się z kierunkami działania obciążeń od sił ciężkości. Liczbowe wartości sił dynamicznych ruchów torowych określa się biorąc pod uwagę rodzaj styku szyn oraz prędkość jazdy (prędkość obwodową kół jezdnych): $F_T = \varphi G_i$ gdzie: φ – współczynnik dynamiczny ruchów torowych



Sily dynamiczne ruchów torowych (przejazdy przez szczeliny, progi)

A) Schemat obliczeniowy dla przejazdu przez próg

wg: EN 13001-2:2004



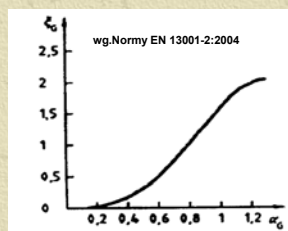
Założenia:

- wg. normy PN-62/B-1044 max. różnica w poziomie (progu) torowiska szynowego dla suwnic natorowych nie może wynosić więcej niż 5 mm ($h_s \leq 5$ mm)
- Częstotliwość drgań własnych suwnic: zakłada się że: $f_q \leq 10$ Hz
- $\xi_g(\alpha_g)$ - współczynnik funkcji nierówności określający maks. pobudzenie zaraz po przejeździe koła przez nierówność torowiska (próg w szynach)

$$\alpha_g := \frac{2 \cdot f_q \cdot h_s}{V_{js}}$$

$$\phi_{4p} := 1 + \left(\frac{\pi}{2}\right)^2 \cdot \frac{V_{js}^2}{D_{kj} \cdot g} \cdot \xi_g$$

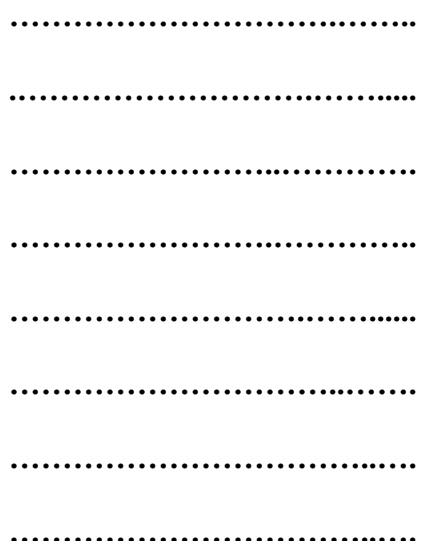
$$F_{jp} = \phi_{4p} \cdot Q_k$$



gdzie:

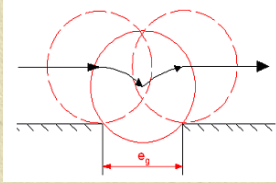
D_{kj} – średnica koła, V_{js} – prędkość jazdy suwnicy, Q_k – obciążenie charakterystyczne działające na analizowane koło jezdne,

F_{jp} – siła dynamiczna ruchów torowych przy przejeździe przez próg



Sily dynamiczne ruchów torowych (przejazdy przez szczeliny, progi)

B) Schemat obliczeniowy dla przejazdu przez szczelinę wg: EN 13001-2:2004



Założenia:

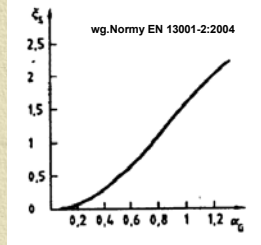
- > wg. normy PN-62/B-1044: maksymalna dopuszczalna szerokość szczeliny pomiędzy poszczególnymi odcinkami szyn w danej gałęzi torowiska nie może przekraczać 11 mm ($e_g \leq 11 \text{ mm}$)
- > Częstotliwość drgań własnych suwnic: zakłada się że: $f_q \leq 10 \text{ Hz}$

- > $\xi_s(\alpha_g)$ - współczynnik funkcji nierówności określający maks. pobudzenie zaraz po przejeździe koła przez nierówność torowiska (szczelina w szynach)

$$\alpha_s := \frac{f_q \cdot e_g \cdot G}{v_{js}}$$

$$\phi_{4s} := 1 + \left(\frac{\pi}{2}\right)^2 \cdot \frac{v_{js}^2}{D_{kj} \cdot g \cdot \frac{2}{2}} \cdot \xi_s$$

$$F_{jp} = \phi_{4s} \cdot Q_k$$



gdzie:

- D_{kj} - średnica koła, v_{js} - prędkość jazdy suwnicy, Q_k - obciążenie charakterystyczne działające na analizowane koło jezdne,
- F_{jp} - siła dynamiczna ruchów torowych przy przejeździe przez szczelinę

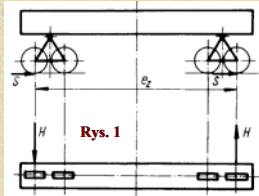
Obciążenia w ustrojach nośnych dźwignic (wg. PN-86/M-06514)

Sily poziome ruchów torowych: boczne H oraz wzdłużne S

Sily boczne H: - działają w punkcie w punktach styku obrzeży kół jednych lub bocznych rolek prowadzących - z szynami, a kierunek ich jest prostopadły do kierunku jazdy.

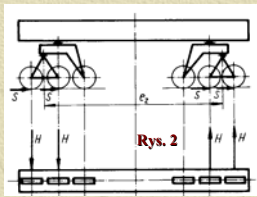
Sily wzdłużne S: - działają w punkcie w punktach styku kół jednych z szynami w kierunku jazdy dźwigni, przy czym na poszczególnych szynach mają przeciwne zwroty.

A) gdy w punkcie podparcia ustroju nośnego jest więcej niż jedno koło, a także gdy elementy w których osadzone są koła jezdne nie mają możliwości obrotu w płaszczyźnie poziomej względem ustroju nośnego, wówczas występują następujące przypadki obliczeniowe:



Rys. 1

Rys 1) zespół jazdy z maksymalnie dwoma kołami jezdными (sily działają tylko na koło zewnętrzne)



Rys. 2

Rys 2) zespół jazdy z trzema i więcej kołami jezdными (sily działają na dwa koła zewnętrzne)

B) gdy w punkcie podparcia ustroju nośnego jest więcej niż jedno koło, a także gdy elementy w których osadzone są koła jezdne mają możliwość obrotu w płaszczyźnie poziomej względem ustroju nośnego, to sily poziome działają na wszystkie koła.

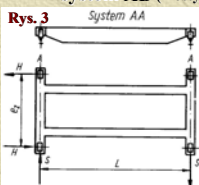
Systemy rozwiązania punktów podparcia suwnic: AA oraz AB

Z uwagi na możliwość przesuwu punktu podparcia względem ustroju nośnego w kierunku poprzecznym do kierunku jazdy rozróżnia się:

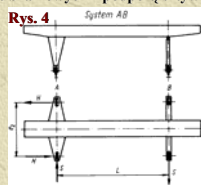
- punkty podparcia nieprzesuwne **A**
- punkty podparcia o ograniczonym lub nieograniczonym przesuwie **B**

W zależności od możliwości przesuwu punktu podparcia rozróżnia się następujące systemy ustrojów nośnych suwnic:

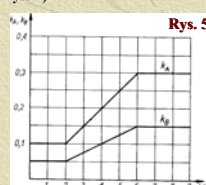
- system **AA** (mosty suwnic pomostowych natorowych, ramy wciągarek przejezdnych - rys. 3)
- system **AB** (mosty suwnic bramowych z podporą sztywną i wahliwą - rys. 4)



Rys. 3



Rys. 4



Rys. 5

Liczbne wartości sił poziomych ruchów torowych H i S

$$H = k_A \cdot P_{max} \cdot \frac{n}{n_H} \quad S = H \cdot \frac{e_z}{L}$$

gdzie: L - rozpiętość suwnicy, e_z - zastępczy rozstaw punktów podparcia (rozstaw kół w czołownicy); P_{max} - największy nacisk na koło, k_A - współczynnik zależny od stosunku L/e_z ; n - liczba kół jezdnych w jednym punkcie podparcia ustroju nośnego dźwigni, n_H - liczba kół jezdnych w jednym punkcie podparcia ustroju nośnego dźwigni, na które działa siła boczna; uwaga: przy ręcznym napędzie wartości H i S obniżamy o połowę

Przykłady rozwiązań konstrukcyjnych napędów jazdy



Wahacz z rolkami prowadzącymi

Koła jezdne standardowe (z żeliwa sferoidalnego o właściwościach samosmarnych)

.....

.....

.....

.....

.....

.....

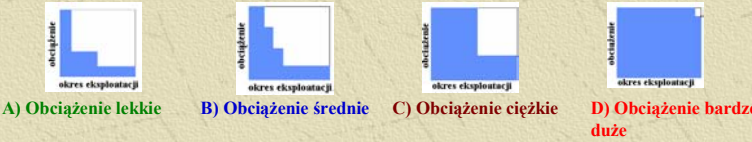
.....

.....

.....

.....

Grupa natężenia pracy suwnic – klasa obciążenia

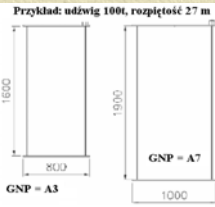


Obciążenie lekkie - z reguły podnoszone są lekkie ciężary, sporadycznie średnie, a incydentalnie ciężary zbliżone do maksymalnego obciążenia mechanizmu podnoszenia

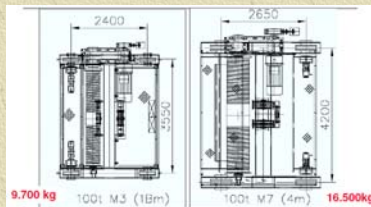
Obciążenie średnie - zwykle podnoszone są lekkie i średnie ciężary, sporadycznie ciężary zbliżone do znamionowego

Obciążenie ciężkie - z reguły podnoszone są ciężary średnie, często podnoszone są ciężary maksymalne lub zbliżone do maksymalnych

Obciążenie bardzo duże - zwykle podnoszone są ciężary maksymalne lub zbliżone do maksymalnych



Porównanie wielkości dźwigarów o tym samym udźwigu, a różnych o różnych grupach natężenia pracy



Porównanie wciągarek o tym samym udźwigu, a różnych o różnych grupach natężenia pracy

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

Przykłady rozwiązań konstrukcyjnych napędów jazdy - system AA



Przykłady rozwiązań konstrukcyjnych napędów jazdy - system AB



.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

Wpływ masy zawieszonyj na cęgnach na mechanizm jazdy suwnicy

Podczas pracy mechanizmów jazdy mostu lub jazdy wciągarek, ruch ustroju podtrzymującego transportowany ładunek zachodzi w kierunku poprzecznym do osi cęgien, co powoduje ich odchylenie od pionu wraz zawieszonym nośnikiem. W takich układach, impuls nierównoważonej siły ruchu nieustalonego (fazy: rozruchu, hamowania, zmiany prędkości ruchu) wywołuje wahańia nosiwa zawieszonyego na cęgnach i tym samym wpływ ten na układ mechanizmu jest zmienny w czasie.

Przy rozpatrywaniu zjawisk towarzyszących wahańiom masy zawieszonyj na cęgnach przyjmuje się następujące uproszczenia:

- 1) wychylenie cęgien traktuje się jako małe, wówczas można przyjąć że $\sin \varphi \approx \text{tg } \varphi$
- 2) pomija się wzdużne odkształcenia cęgien
- 3) traktuje się cęgno jako idealnie wiotkie i nieważkie, a zawieszonyą na nim masę jako skupioną na końcu cęgna

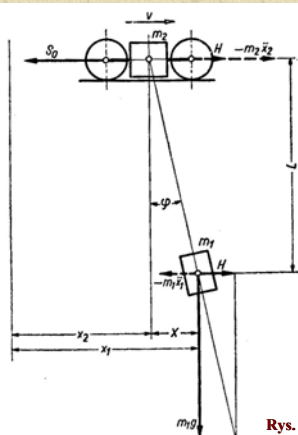
W/w uproszczenia umożliwiają potraktowanie masy zawieszonyj na cęgnach jak wahadła matematycznego, stąd kolowa częstota zawieszonyj masy wynosi:

$$\omega_o = \sqrt{\frac{g}{L}}$$

a okres wahańieć

$$T_o = 2\pi \cdot \sqrt{\frac{L}{g}}$$

gdzie: g – przyspieszenie ziemskie, L – długość cęgna



Rys. 7

Wpływ masy zawieszonyj na cęgnach na mechanizm jazdy suwnicy

W przypadku hamowania suwnicy (wózka suwnicowego) rys 7a – można napisać następujące równania różniczkowe:

- dla masy m_1 zawieszonyj na cęgnie $H - (-m_1 \ddot{x}_1) = 0$
 - dla wózka suwnicowego $S_o - (-m_2 \ddot{x}_2) - H = 0$

gdzie: S_o – wypadkowa siła hamująca wózek (suwnicę),
 \ddot{x}_1, \ddot{x}_2 – opóźnienia liniowe nosiwa i wózka (suwnicy) występujące względem nieruchomego układu współrzędnych

Wobec założonyj małej wartości wychyleń podnoszonego ładunku można zapisać: $\text{tg } \varphi \approx \frac{x_1 - x_2}{L} = \frac{H}{m_1 \cdot g}$

czyli $\ddot{x}_1 = -\frac{g}{L}(x_1 - x_2)$ oraz $\ddot{x}_2 = \frac{1}{m_2} \left[m_1 \frac{g}{L}(x_1 - x_2) - S_o \right]$

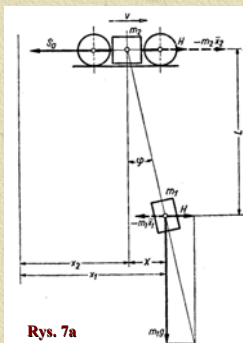
Po odjęciu stronami i wprowadzeniu współrzędnej

$X = x_1 - x_2$ względnego wychylenia nosiwa w stosunku do wózka, otrzymuje się równanie różniczkowe w postaci:

Całką ogólną tego równania jest zależność: $X = A \cos \omega t + B \sin \omega t + \frac{S_o L}{(m_1 + m_2)g}$

W początkowej chwili ruchu nieustalonego dla $t=0, X=0$ oraz $X'=0$, czyli: $A = -\frac{S_o L}{(m_1 + m_2)g}; B = 0$

i ostatecznie $X = \frac{S_o L}{(m_1 + m_2)g} (1 - \cos \omega t)$ przy czym $\omega = \sqrt{\frac{g}{L} \left(1 + \frac{m_1}{m_2} \right)}$



Rys. 7a

Wpływ masy zawieszonyj na cęgnach na mechanizm jazdy suwnicy

Masa zastępcza m_2 jest równa w rozpatrywanym przypadku sumie masy wózka m_w i zredukowanyj masy m_z obrotowyj mas układu mechanizmu jazdy, czyli: $m_1 + m_2 = m_1 + m_w + m_z$.

Przy pracy na torze poziomym w zamkniętym pomieszczeniu wypadkowa siła opóźniająca S_o wózek jest równa sumie zredukowanyj siły hamowania S_H wywołanej hamulcem i oporem jazdy W .

Zgodnie z tym, równanie ruchu nosiwa względem wózka przybiera następującą postać:

$$X = \frac{S_o}{m_1 + m_w + m_z} \cdot \frac{L}{g} (1 - \cos \omega t) = \frac{S_H + W}{m_1 + m_2 + m_z} \cdot \frac{L}{g} (1 - \cos \omega t) = X_{sr} (1 - \cos \omega t)$$

gdzie wyraz $a_{sr} = \frac{S_H + W}{m_1 + m_2 + m_z}$ określa średnie opóźnienie wózka przy sztywnym powiązaniu masy m_1 z masami wózka $m_w + m_z$

natomiast wyraz $a_{sr} \frac{L}{g} = X_{sr}$ określa średnie wychylenie nosiwa względem wózka, zjawiające się przy występowaniu opóźnienia a_{sr} .

Z analizy w/w równania wynika, że wahańia nosiwa m_1 zachodzą względem średniego położonyego współrzędną X_{sr} , przy czym amplituda wychylenia jest równa X_{sr} . Wychylenie maksymalne może osiągać wartość równą $2X_{sr}$, a wychylenie minimalne może być równe zeru.

Oznaczając czas ruchu nieustalonego przez $t=t_h$, otrzymuje się warunek wychylenia maksymalnej amplitudy wychylenia nosiwa w postaci: $\omega t_h > \pi$ ale $\omega = \frac{2\pi}{T}$ stąd $t_h \geq \frac{T}{2}$

Jeżeli czas ruchu nieustalonego t_h jest mniejszy od połowy okresu wahań nosiwa m_1 , to jego wychylenie nie osiągnie wartości szczytowej $2X_{sr}$.

Wpływ masy zawieszonoj na cęgnach na mechanizm jazdy suwnicy

Dla określenia występnego wychylenia, w przypadku gdy czas ruchu niustalonoj t_h jest mniejszy od połowy okresu wahań nośnwa m_1 , może posłużyć równanie ruchu odpowiadające okresowi następnucemu po zatrzymaniu wózka:

$$m_1 \ddot{X} + H = 0 \quad \text{przy czym} \quad H = \frac{m_1 g}{L} X \quad \text{stąd:} \quad \ddot{X} + \frac{g}{L} X = 0$$

$$\text{oraz} \quad X = A + \cos \omega_0 (t - t_h) + B \sin \omega_0 (t - t_h)$$

W chwili gdy $t=t_h$, $X=X_{sr}(1-\cos \omega_0 t_h)$ oraz $X'=\omega X_{sr} \sin \omega_0 t_h$

$$A = X_{sr} (1 - \cos \omega_0 t_h) \quad B = X_{sr} \frac{\omega}{\omega_0} \sin \omega_0 t_h \quad \text{oraz} \quad \operatorname{tg} \alpha = \frac{B}{A} = \frac{\omega \sin \omega_0 t_h}{1 - \cos \omega_0 t_h}$$

$$\text{stąd ostatecznie:} \quad X = X_{sr} \sqrt{(1 - \cos \omega_0 t_h)^2 + \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 \sin^2 \omega_0 t_h} \cdot \cos[\omega_0 (t - t_h) - \alpha]$$

Stosunek sił poziomych wywołanych wahaniami nośnwa jest równy stosunkowi wychyleń.

Zgodnie z powyższym, po uwzględnieniu wartości ω i ω_0 , otrzymuje się:

$$\psi_h = \frac{H_{\max}}{H_{sr}} = \frac{X_{\max}}{X_{sr}} = \sqrt{(1 - \cos \omega_0 t_h)^2 + \left(1 + \frac{m_1}{m_2}\right) \sin^2 \omega_0 t_h}$$

$$\text{przy czym:} \quad H_{sr} = a_{sr} m_1 = \frac{m_1}{m_1 + m_w + m_2} (S_H + W) \quad \text{oraz} \quad t_h = \frac{v}{a_{sr}} \quad \text{gdzie: } v - \text{prędkość ustroju}$$

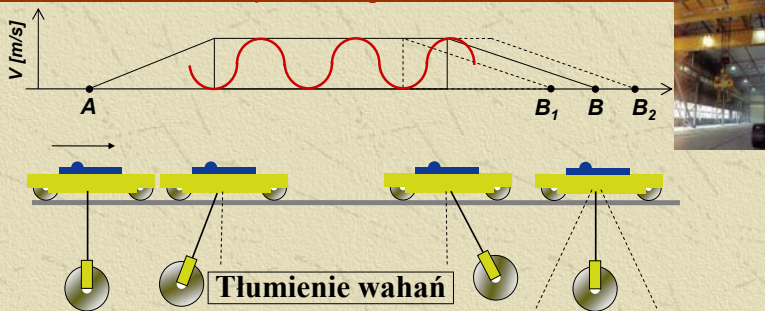
przejezdnoego w chwili rozpoczęcia hamowania

Iloczyn $\omega_0 v$, po oznaczeniu stosunku mas przez $\gamma = m_1/m_2$ i uwzględnieniu, że $\omega_0 = \sqrt{g/L} = 2\pi/T_0$

$$\text{można przedstawić w postaci:} \quad \omega_0 t_h = \sqrt{\frac{g}{L} \left(1 + \frac{m_1}{m_2}\right)} t_h = 2\pi \frac{t_h}{T_0} \sqrt{1 + \gamma}$$

Krytyczna wartość $\omega_0 t_h = \pi$ zjawia się przy małych wartościach okresu wahań T , z tego względu przyjmuje się zwykle, że nośnwa znajduje się w najwyższym polożeniu ($L=2+4m$) i dla takiego przypadku wyznacza się wartość H_{\max} .

Tłumienie wahań transportowanego ładunku



Coraz większa liczba suwnic jest sterowana zdalnie za pomocą radiowych urządzeń sterujących. Zdalne sterowanie pozwala operatorowi zawsze znaleźć optymalne, pod względem bezpieczeństwa i widoczności, miejsce pracy, a ponadto może on wykonywać również inne czynności, np. prace hakowego. Ta różnorodność zadań sprawia, że operator nie zawsze posiada doświadczenie pozwalające na wykonywanie suwnic precyzyjnych prac. Przy każdym ruchu jazdy suwnicy lub jazdy wózka generuje się wachanie zawieszonoj na haku ładunku, które sprawia, że po zatrzymaniu suwnicy wymagany jest czas na wytlumienie wahań. Taka sytuacja niesie za sobą ryzyko uszkodzenia ładunku lub sprzętu, a nawet ryzyko wypadku z udziałem ludzi. Rozwiązaniem problemu jest system antywahaniowy HETRONIC ASLC (Anti Sway Load Control), który zapobiega wahaniami ładunku.

System ASLC wraz z radiowym urządzeniem sterującym HETRONIC G-6090 GL został uruchomiony przez **EAJUSTER Sp. z o.o.** w zakładzie Stalprofille w Hucie Pokój w Rudzie Śląskiej, na suwnicy o udźwigu $Q=40/5t$ i rozpiętości $L=15m$ wyprodukowanej przez Fabrykę Urządzeń Dźwigniowych SA w Mińsku Mazowieckim (suwnica zasilana jest linią szynoprzewodową MOBILIS ELITE 100A).

Opis techniczny: system redukuje wachania ładunku na haku suwnicy, jest systemem otwartym (bez sprzężenia zwrotnego) i jego działanie jest oparte na analizie sygnałów sterujących, zadanych przez operatora, które zostają przetworzone i zmienione za pomocą oprogramowania o nazwie ICRA5, który steruje systemem. Oprogramowanie ICRA5 kontroluje ruchy suwnicy, redukując wachania ładunku, spowodowane przez jego bezwładność na podstawie zasady wachadła matematycznego, zmodyfikowanej o parametry fizyczne suwnicy. Moduł ASLC włączony jest pomiędzy elementy sterujące (wyjścia sterowania radiowego, manipulatory) i łukłady napędowe jazdy suwnicy i jazdy wózka (falowniki). Dodatkowymi sygnałami wejściowymi, niezbędny do pracy systemu, są pomiar długości liny (wysokości haka) oraz przelącznik korygujący ten pomiar o długość zawiesia (umożliwia również wyłączenie systemu). Ponadto moduł ASLC posiada wejścia dla wyłączników krańcowych, które umożliwiają odpowiednie zaprogramowanie systemu dla pracy suwnicy w ich obszarze. Podczas uruchamiania systemu mierzone są okresy wahań swobodnych haka i na ich podstawie modyfikowane są wartości wyliczone przez oprogramowanie ICRA5. Ponadto za pomocą 4 przycisków w systemie "Menu" programowane są parametry napędów ustawione na falownikach. Sprawdzenie poprawności pracy suwnicy (brak wahań) oraz ewentualna ponowna korekta nastaw kończą proces uruchamiania systemu.

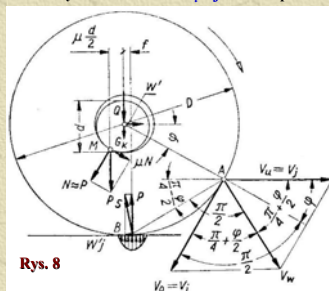
Opory toczenia – kinematyka ruchu i obciążenia koła jezdnoego

Całkowity opór jazdy dowolnego pojazdu szynowego W_0 określa się na podstawie oporów cząstkowych, a mianowicie oporu toczenia wszystkich kół jezdnych W_p , oporu wiatru W_w , oporu jazdy po krzyżownicy W_k , oporu jazdy po pochylnościach W_s . Na opór toczenia składają się opory toczenia bieżni koła po poziomej szynie, tarcie w czopach osi koła oraz opory wynikające z tarcia obrzeży kół o powierzchnie boczne głowy szyny lub opory rolek prowadzących.

Jak wynika z rys. 8, chwilowy punkt obrotu B toczącego się koła leży w punkcie styku koła z szyną. Prostopadłe AB do prędkości wypadkowych V_w każdego punktu A na obwodzie koła przechodzą stałe, jak to wynika z rysunku przez punkt B .

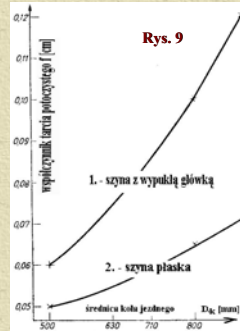
Na koło działa obciążenie zewnętrzne Q i siła ciężkości G_k , tworząca wypadkową P . Parabola nacisków Hertza zmienia się w czasie toczenia koła w krzywą asymetryczną, a reakcja P przesuwa się o promień tarcia potoczystego f . Przesunięcie to jest spowodowane głównie luzami w czopie obrotowym, a ponadto małym odkształceniem plastycznym szyny i koła, zachodzącym w czasie toczenia.

Powstały moment tarcia $M_t = fP$ działa przeciwnie do kierunku obrotu koła.



Rys. 8

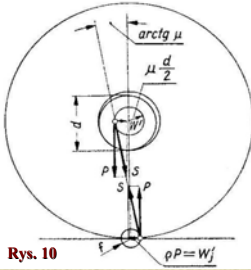
Wartość promienia tarcia potoczystego f (rys. 9) jest zależna od rodzaju głowy szyny (wartość współczynnika f dla przypadku styku kół jezdnych o bieżni walcowej z szyną typu kolejowego jest wyższy od styku identycznych kół z szyną typu dźwigniowego tzw. płaską).



Rys. 9

Opory toczenia – kinematyka ruchu i obciążenia koła jezdnego

Moment tarcia M_c w łożysku koła oraz moment tarcia od obciążenia osiowego $P = Q + G_i$ można zastąpić parą sił P o ramieniu $f + \mu d/2$. Dla zachowania równowagi musi przeciwdziałać tej parze para sił poziomych, na którą składa się siła pędząca koło W' (działająca na wysokości osi koła) i opór tarcia W_j (występujący na główce szyny).



Rys. 10

Mamy zatem:
$$W' \frac{D}{2} = W_j \frac{D}{2} = P \left(f + \mu \frac{d}{2} \right)$$

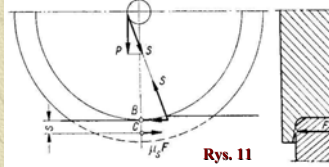
stąd:
$$W_j = \frac{2P}{D} \left(f + \mu \frac{d}{2} \right) = P \cdot \rho$$

gdzie:

f – promień tarcia potoczystego ($f = 0,05\text{cm}$ dla dobrze ułożonych szyn),
 μ – współczynnik tarcia dla łożysk ślizgowych $\mu = 0,08$, dla łożysk tocznych zredukowany do średnicy czopa $\mu = 0,01$;
 D – średnica koła; d – średnica czopa; ρ – jednostkowy opór toczenia

Obrzeża kół wpływają na zwiększenie oporów jazdy.

Najeżdżając na boczna powierzchnię główki szyny, trą o nią i zwiększają opory jazdy (rys. 11). Punkt styku C nachylonych obrzeży z szyną leży poniżej punktu chwilowego obrotu B i ma prędkość względną przeciwną do kierunku jazdy. Siła boczna F wywołuje siłę tarcia μF , która działając na ramieniu wytwarza moment o zwrocie przeciwnym do kierunku obrotu koła.



Rys. 11

Z uwagi na utrudnienia w jednoznacznym określeniu wartości siły bocznej F i ramienia jej działania, dla potrzeb praktyki inżynierskiej przyjęto za wystarczające wyznaczanie oporów jazdy wynikłych z tarcia obrzeży, jako pewną część lub wielokrotność oporów jazdy (współczynnik dodatkowych oporów jazdy ψ).

Opory toczenia – kinematyka ruchu i obciążenia koła jezdnego

Zatem opory toczenia koła dźwigni po szynie, dla przypadku w którym uwzględnione jest także tarcie obrzeży, określa się według zależności:

$$W'_j = \frac{2P}{D} \left(f + \mu \frac{d}{2} \right) \cdot (1 + \psi)$$

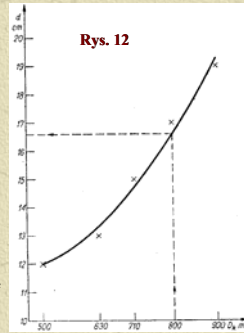
Dla wózków wciągarek suwnic przyjmuje się:

$\psi_s = 0,2 \div 0,3$ (łożyskowanie ślizgowe) i $\psi_t = 1,0 \div 1,3$ (łożyskowanie toczne)
 - zależnie od rozpiętości

Dla bram, mostów i pomostów suwnic przyjmuje się odpowiednio:

$\psi_s = 0,3 \div 0,5$ (łożyskowanie ślizgowe) i $\psi_t = 1,3 \div 1,5$ (łożyskowanie toczne)
 - zależnie od rozpiętości

Uwaga: z doświadczeń konstrukcyjnych wynika, że średnica czopa d pozostaje do średnicy koła w stosunku $D/d = 4 \div 6$ dla kół o średnicy $200 \div 500\text{ mm}$ oraz $D/d = 6 \div 8$ dla kół o średnicy $D = 500 \div 1000\text{ mm}$ (rys 12).

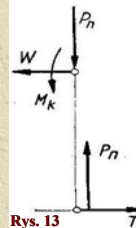


Rys. 12

Rozważając koło napędzające (rys 13) – można zauważyć, że moment napędowy M_k działający w kierunku obrotu pokonuje całkowity moment oporu toczenia koła napędzającego, wzbudzając moment pary sił utworzony z siły przyczepności T i równej jej wymaganej efektywnej siły napędowej W :

$$M_k = T \frac{D}{2} = P_n \left(f + \mu \frac{d}{2} \right) (1 + \psi)$$

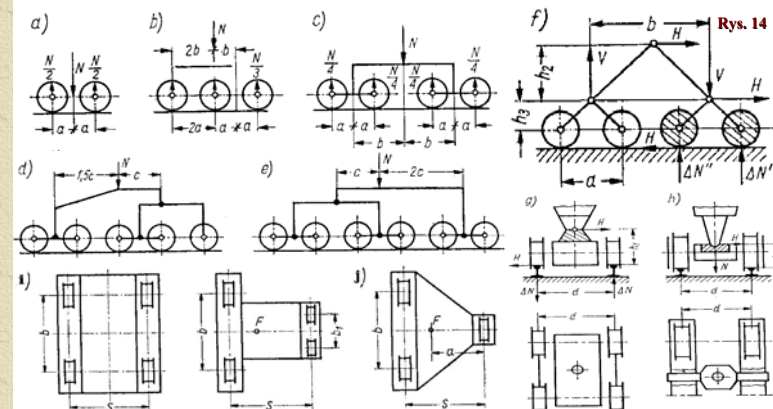
Siła T wywołana przyczepnością kół napędzających musi równoważyć wszystkie siły poziome działające na układ jezdny, a więc również opory jazdy kół nienapędzanych, opory wiatru, siły bezwładności i inne.



Rys. 13

Zasady wyznaczania nacisków na koła jezdne suwnic klasy MDC1

W celu ustalenia wymiarów koła oraz oporów jazdy, konieczne jest określenie maksymalnych obciążeń kół jezdnych ustroju przejezdnego. Przyjęto ze względów konstrukcyjnych, że nacisk na jedno koło nie powinien przekraczać $100 \div 140\text{ kN}$ dla torów podkładowych, a w przypadku ciężkich dźwignic przejezdnych na torowiskach zamocowanych na podporach stalowych i żelbetonowych, wartości $300 \div 800\text{ kN}$. Wobec powyższego, instalowane są w mechanizmach napędowych dźwignic układy z większą ilością kół jezdnych, dla uzyskania efektu równomiernego rozkładu obciążeń (zespoły wahaczy). Przykładowe rozwiązania konstrukcyjne układów wahaczy zapewniających równomierny nacisk na koła jezdne pokazano na rys. 14.



Rys. 14

Zasady wyznaczania nacisków na koła jezdne suwnic klasy MDC2

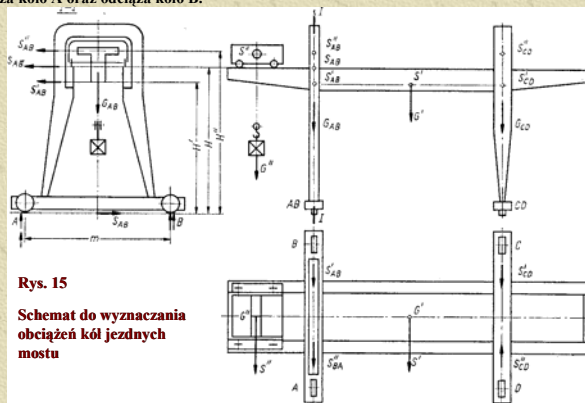
W czteropodporowych suwnicach pomostowych i bramowych z wciągarką przejeżdżną na wózku można nie uwzględniać statycznie niewyznaczalności ustroju. Ustroje te są stosunkowo podatne na skręcanie względem osi podłużnej i z tego powodu można przyjąć dla praktyki inżynierskiej proporcjonalny rozkład obciążeń na wszystkie cztery punkty podparcia. Obciążenia od sił pionowych zależą od położenia wózka (rys. 15). Siły poziome działające na ustrój w kierunku jazdy S' i S'' , na które składają się siły masowe i siły wiatru można rozłożyć na dwie składowe S'_{AB} i S''_{CD} oraz na S''_{AB} i S'_{CD} działające w odpowiadających siłom S' i S'' płaszczyznach poziomych. Siły S'_{AB} oraz S''_{AB} leżą już w jednej pionowej płaszczyźnie nogi AB. Podobnie siły S'_{CD} i S''_{CD} obciążają nogę CD w tej płaszczyźnie pionowej. Znajdując wypadkową SAB dodających się sił równoległych S'_{AB} i S''_{AB} otrzymuje się moment S_{ABH} , który obciąża koło A oraz odciaża koło B.

Obciążenie kół A i B wyznacza się ze wzorów:

$$A = \frac{G_{AB}}{2} + S_{AB} \frac{H}{m}$$

$$B = \frac{G_{AB}}{2} - S_{AB} \frac{H}{m}$$

Reakcja podpory A stanowi więc maksymalne obciążenie na które obliczać należy koło jezdne, lub w przypadku stosowania wahaczy – koła jezdne podpory.



Rys. 15
Schemat do wyznaczania obciążeń kół jezdnych mostu

Własności napędowe mechanizmów jazdy – określenie mocy silników

Calkowity opór jazdy dowolnego pojazdu szynowego: $W_c = W_j + W_k + W_w + W_p$

gdzie: W_j – opór toczenia wszystkich kół jezdnych, W_w – opór wiatru, W_k – opór jazdy po krzyżownicy, W_p – opór jazdy po pochyłościach.

Opór jazdy po krzyżownicy: w dźwignicach kolejowych oraz niektórych żurawach portowych i budowlanych podwozie przejeżdża po torach lukowych.

Wówczas występuje dodatkowy opór jazdy W_k (wg zależności): $W_k = \xi \sum P_i$

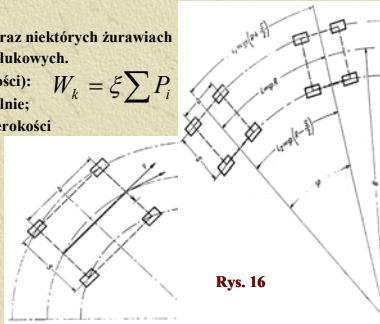
(uwaga: wielkości współczynnika ξ określa się doświadczalnie; współczynnik ten jest funkcją zależną od rozstawu kół, szerokości torowiska oraz promienia krzywizny torowiska (rys. 16);

współczynnik ξ wzrasta ze wzrostem stosunku b/R i s/R

przyjmuje się dla żurawi budowlanych i kolejowych

$\xi = 0,005$, a dla jednotorowych wózków podwieszonych

$\xi = 0,015 \div 0,019$.



Rys. 16

Opory działania wiatru dla dźwignic eksploatowanych w przestrzeniach otwartych:

(gdzie: A_{obl} – powierzchnia obliczeniowa; C_p – współczynnik opływu, p – napór wiatru)

$$W_w = A_{obl} C_p p$$

Moc zapotrzebowana przez mechanizm jazdy:

gdzie: W_c – calkowity opór jazdy w ruchu ustalonym,

v_j – prędkość jazdy nominalna,

η_c – sprawność calkowita mechanizmu jazdy

$$P_u = \frac{W_c \cdot v_j}{\eta_c}$$

Własności napędowe mechanizmów jazdy – poślizg kół przy rozruchu

Liczba napędzanych kół: aby nie dopuścić do poślizgu kół podczas rozruchu, należy odpowiednio określić liczbę kół napędzanych. Siły przyczepności kół napędzanych muszą być większe od sił biernych. Musi być zatem spełniony warunek:

$$\sum P_n \cdot \mu_0 > W_c + W_r - W_{in}$$

gdzie: $\sum P_n$ – obciążenie kół napędzanych/hamowanych; W_c – calkowity opór jazdy w ruchu ustalonym,

W_r – opory rozruchu wynikające z przyspieszania układu (siły bezwładności); μ_0 – współczynnik

przyczepności między kołami i szynami; W_{in} – opór wywołany tarciem w czopach kół napędzanych, który jest pokonywany silnikiem bez udziału sił przyczepności

przykładowo: $\mu_0 = 0,12$ – dla dźwignic pracujących w przestrzeniach otwartych oraz $\mu_0 = 0,15$ – dla eksploatowanych w pomieszczeniach zamkniętych (dla specjalnych warunków eksploatacyjnych dopuszcza się zwiększenie wartości do 0,20).

Wprowadzając **współczynnik udziału kół** w napędzie x (przy założeniu równomiernego rozkładu obciążeń na koło)

$$x = \frac{\sum P_n}{Q + G} = \frac{z_n}{z} \quad \text{gdzie: } z_n \text{ – ilość kół pędnych, } z \text{ – ogólna ilość kół}$$

Można warunek braku poślizgu zapisać w postaci:

$$x(Q + G)\mu_0 > (Q + G)\rho + (Q + G)\xi + \frac{(Q + G) \cdot v}{g \cdot t_r} + W_w + (Q + G)\sin \alpha - (1 + \psi)\mu \frac{d}{D}(Q + G)x$$

gdzie: α – dopuszczalny kąt wzniosu toru, ξ – współczynnik opór jazdy po krzyżownicy, ρ – jednostkowy opór

toczenia bez tarcia obrzeży i tarcia piasty koła, μ – współczynnik tarcia w łożyskach, v – prędkość nominalna jazdy

t_r – czas rozruchu, ψ – współczynnik dodatkowych oporów ruchu

$$\text{stąd: } x > \frac{\rho + \zeta + \frac{v}{gt_r} + \frac{W_w}{Q + G} + \sin \alpha}{\mu_0 + (1 + \psi)\mu \frac{d}{D}}$$

Uwaga: dla symetrycznego napędu kół w praktyce inżynierskiej nie uwzględnia się faktu, że niektóre siły masowe i siły wiatru skierowane są przeciwnie do kierunku jazdy i odciażają koła przednie, bowiem dociążane są tylne napędowe. W układach asymetrycznych należy uwzględnić zmienne obciążenie kół napędzanych.

Własności napędowe mechanizmów jazdy – moment hamowania

Moment hamowania, który trzeba przyłożyć na wał silnika przy hamowaniu mechanizmu jazdy określamy z bilansu energetycznego. Najniekorzystniejszy przypadek hamowania zachodzi wówczas, gdy w kierunku odbywającej się jazdy działa wiatr i w tym kierunku pochylone są toru jezdne.

Energia kinetyczne mas poruszających się ruchem prostoliniowym powiększona o pracę dostarczoną na drodze hamowania s przez siłę naporu wiatru oraz działającą w kierunku jazdy składowa siłę ciężkości, musi być zrównoważona praca układu hamowania hamulca i praca nieprzypadkowych oporów jazdy:

$$\frac{(Q+G) \cdot v^2 \cdot \eta_h}{2g} + \frac{I_{zh} \cdot \omega^2}{2} + W_w \cdot s \cdot \eta_h + (Q+G) \cdot \sin \alpha \cdot s \cdot \eta_h = M_H \cdot \varphi + \frac{W_j \cdot \eta_h}{1+\psi} \cdot s$$

gdzie: I_{zh} – zastępczy masowy moment bezwładności mas pozostających w ruchu obrotowym zredukowanych na wał silnika przy hamowaniu; s – dopuszczalna droga hamowania, ω – prędkość kątowa silnika; φ – kąt obrotu tarczy hamulcowej przy hamowaniu w radianach

Między w/w wielkościami istnieją następujące zależności: $s = \frac{v \cdot t_h}{2} = \frac{D}{2i} \varphi$ oraz: $\varphi = \frac{\omega \cdot t_h}{2} = \frac{\pi \cdot n \cdot t_h}{60}$

gdzie: D – średnica koła jezdne, i – przełożenie prędkości
 t_h – dopuszczalny czas hamowania

stąd:

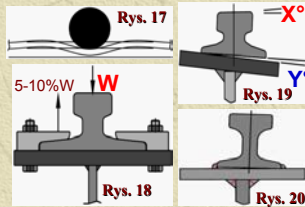
$$M_H = \left[\frac{Q+G}{g} \cdot \frac{v}{t_h} + W_w + (Q+G) \sin \alpha - (Q+G) \left(f + \mu \frac{d}{D} \right) \right] \cdot \frac{D}{2i} \cdot \eta_h + \frac{I_{zh} \cdot \pi \cdot n}{30 t_h}$$

Wartość w nawiasie wyraża siły sprowadzone na główkę szyny. Siły pędzące, a więc siły masowe, siły wiatru i składowa sił pionowych w kierunku jazdy mają znak dodatni. Znak ujemny mają siły sprzyjające hamowaniu – stałe występujące opory jazdy. Ostatni człon jest momentem hamowania wymaganym dla zatrzymania mas znajdujących się w ruchu obrotowym.

Torowiska dźwignic – współczesne konstrukcje

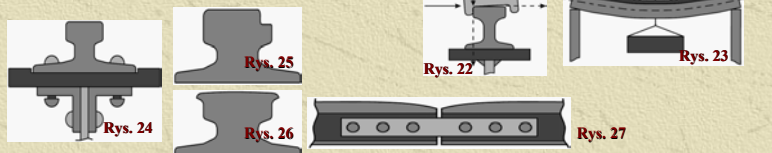
Źródła problemów związanych z eksploatacją torowisk dźwignic:

- efekt fali uderzeniowej – powstają odkształcenia i naprężenia o charakterze sinusoidalnym (rys 17)
- naprężenia w klemie sztywno zamocowanej – za i przed kołem (rys 18)
- niedokładności materiałowe (szyna) i konstrukcyjne (dźwigar) – (rys 19)
- pęknięcia spoin dźwigarów (rys 20)



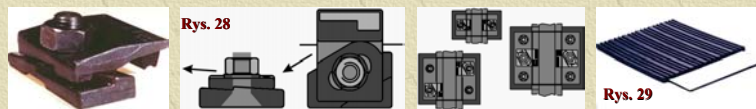
Wpływ obciążenia na konstrukcję suwnicy oraz torowiska

- schemat ogólny odkształceń (rys 21)
- rozkład sił działających na szynę (rys 22)
- skrócenie górnej powierzchni dźwigara przy stałej długości szyny (rys 23)
- zużycie ścierne powierzchni dźwigara (rys 24)
- zużycie główki szyny (rys 25)
- grzybkowatość główki szyny (rys 26)
- zużycie główki szyny na złączu (rys 27)



Torowiska dźwignic – współczesne konstrukcje

Mocowanie szyn za pośrednictwem klem typu „Gantrail”



efekt podwójnego klina - kłema zaciska się sama

efekt elastycznego ułożenia szyn na konstrukcji nośnej torowiska – przekładka elastyczna

Wpływ klem typu GANTRAIL na poprawę warunków eksploatacji

- efekt fali uderzeniowej - szyna podnosi się za i przed kołem (rys 30)
- ugięcie półek dźwigara pod szyną bez przekładki i z przekładką (rys 31)
- rotacja szyny na przekładce (rys 32)

Zalety mocowania szyn wg. systemu GANTRAIL

- konstrukcyjne:** bezstopniowa regulacja ułożenia szyny, samo blokowanie klem i nakrętek mocujących, auto-kompensacja nierówności na styku szyna podłoże, możliwość wykorzystania do każdego typu szyny i podłoża, mała wysokość konstrukcyjna umożliwia zastosowanie rolek bocznych, w przypadku pęknięcia szyny system eliminuje możliwość jej przemieszczenia,
- wpływ na stan sił obciążających układ koło - szyna - podtorze:** redukcja naprężeń poprzez korzystniejszy ich rozkład, zwiększona odporność na obciążenia zmechanizowane, podwyższona wytrzymałość klem na działanie sił poprzecznych w stosunku do mocowań standardowych,
- eksploatacyjne:** eliminacja procesu zużycia podłoża, możliwość spawania szyn w linie ciągłej, odporność na działanie czynników środowiskowych, znaczne zmniejszenie drgań, wibracji i hałasu, eliminacja korozji na styku szyna podłoże w wyniku efektu kapilary, zmniejszona częstotliwość konserwacji toru, zmniejszone zużycie szyny i układu jezdne suwnicy.

