

Przy $x = \frac{a}{2}$

$$f = \frac{a^3}{6EI} \left\{ A_1 + \frac{1}{4} A_2 \right\} = \frac{G}{B} \left\{ \frac{4\gamma - 3}{4(4\gamma + 10)} + \frac{4\gamma + 23}{16(4\gamma + 10)} \right\} =$$

$$= \frac{G}{B} \cdot \frac{20\gamma + 11}{16(4\gamma + 10)} = \frac{G}{D} \cdot \frac{20\gamma + 11}{16\gamma(4\gamma + 10)} \quad \dots \quad (168)$$

$$y = y_2 + f = \frac{G}{D} \left\{ \frac{4\gamma + 23}{4(4\gamma + 10)} + \frac{20\gamma + 11}{16\gamma(4\gamma + 10)} \right\} =$$

$$= \frac{16\gamma^2 + 112\gamma + 11}{16\gamma(4\gamma + 10)} \cdot \frac{G}{D} \quad \dots \quad (169)$$

Osiadanie szyny i podkładu w przypadku, jeżeli ciężar umieszczony jest nad podporą, wyraża się: $y_r = \frac{P}{D}$, przyczem P może być określone według jednego z wzorów (146) lub (148), dającego większą wartość.

Porównanie wielkości y i y_r przy różnych wartościach γ wykazuje, że wielkości te mało się różnią, bo największa różnica między nimi wynosi zaledwie 0,1 mm do 0,2 mm. Można więc przyjąć, że podczas ruchu pociągu koła toczą się po linii prawie równoległej do linii toru w stanie nieobciążonym.

Ogólna sprężystość toru ma bardzo ważne znaczenie przy ocenianiu danej budowy wierzchniej, ponieważ wpływa ona nietylko na naprężenie w szynie i jej podporach, jak to już widzieliśmy, lecz do pewnego stopnia także i na wielkość obciążenia dynamicznego. Wpływ sprężystości toru na obciążenie dynamiczne stanie się zrozumiałym, gdy weźmiemy pod uwagę, że niewątpliwie powoduje ona przeciążenie osi i kół podobnie, jak sprężystość resorów.

Miarą sprężystości toru może służyć jego osiadanie ε w cm na tonnę nacisku koła:

$$\varepsilon = \frac{P}{DG} \quad \dots \quad (170)$$

Wielkość tę przyjęto nazywać *współczynnikiem sprężystości toru*.

ROZDZIAŁ VI.

Działanie dynamiczne taboru na kolej szynową.

1. Siły pionowe. Bezwładność koła i uginanie się szyny. Rozmieszczenie niesymetryczne masy koła względem osi obrotu. Odciażki. Nieprawidłowy kształt powierzchni tocznych koła i szyny. Badania Petrowa.

Wszystkie poprzednie obliczenia robione były w przypuszczeniu, że szyna znajduje się pod działaniem obciążenia statycznego. Największe obciążenie osi napędnej, które w pierwszych latach istnienia dróg żelaznych nie przewyższało 6 t, dochodzi obecnie na drogach polskich do 18 t, na innych drogach żelaznych w Europie do 20 t i w Stanach Zjednoczonych A. P. do 34 t.

Nacisk pionowy koła, pozostającego w spoczynku, zmienia się podczas ruchu wskutek rozmaitych przyczyn, nawet gdy tor i tabor kolejowy znajdują się

w zupełnym porządku. Te zmiany nacisku koła zwiększają się jeszcze wskutek nieprawidłowości powierzchni tocznych koła i szyny.

Na wielkość dynamicznego nacisku koła wpływają głównie następujące przyczyny:

1) bezwładność koła, które toczy się po szynie, uginającej się pod działaniem obciążenia;

2) pionowa składowa siły odśrodkowej, działającej na masę koła, ze względu, że masa ta w kołach napędnych parowozów rozmieszczona jest niesymetrycznie względem osi obrotu koła; działanie tejże siły ujawnia się wskutek niejednostajnego zużycia obręczy i szyn, stałego przegięcia szyn, niejednakowej ich wysokości w złączach i t. p.;

3) bezwładność pudła pojazdu i jego ładunku, które wahają się na resorach.

Uginanie się szyn. Gdy koło toczy się po szynie, która się ugina, położenie jego środka ciężkości zmienia się w kierunku pionowym i wskutek tego jego masa nabiera przyspieszenia. Jednocześnie otrzymuje przyspieszenie masa szyny na długości ugięcia oraz masa podkładów, osiadających pod szyną. Wskutek bezwładności wszystkich tych mas ugięcie szyny jest inne niż to, jakieby się otrzymało przy obciążeniu statycznym.

Ciężar części szyny i podkładów, osiadających pod naciskiem koła, jest w przybliżeniu 10 razy mniejszy od ciężaru koła i połowy osi. Z drugiej strony, przyspieszenie szyny i podkładów nie jest we wszystkich punktach jednakowe i średnie ich przyspieszenie jest mniejsze od przyspieszenia koła, które na nie ciśnie. Z tego względu wpływ bezwładności budowy wierzchniej na ugięcie szyny może być pominięty.

Oznaczmy przez q ciężar koła wraz z połową osi i przez nq obciążenie koła za pośrednictwem resoru, który ugina się pod nim w stanie spoczynku na wielkość a . Jeżeli wskutek ugięcia szyny koło obniży się o wielkość y i o tyleż zmniejszy się ugięcie resoru, to jego ciśnienie na oś koła wyniesie $nq \frac{a-y}{a}$.

Siły pionowe, działające na koło, określa z jednej strony jego masa $\frac{q}{g}$ i przyspieszenie $\frac{d^2y}{dt^2}$, z drugiej zaś jego ciężar q , nacisk resoru $nq \frac{a-y}{a}$ i oddziaływanie szyny, które oznaczmy przez Q . Równanie różniczkowe pionowego przesunięcia punktu styczności koła z szyną będzie więc:

$$\frac{q}{g} \cdot \frac{d^2y}{dt^2} = q + nq \frac{a-y}{a} - Q \dots \dots \dots (171)$$

Zimmermann dowiódł, że równanie (171) daje się całkować tylko w tym przypadku, jeżeli będziemy rozpatrywać szynę jako belkę, spoczywającą na dwóch podporach nieruchomych. Jednakże warunek, aby podpory były nieruchome, nie odpowiada rzeczywistości. Wobec tego prof. *Petrow* zaproponował bardzo pomysłowy sposób wyznaczania poszczególnych punktów trajektorji stykania się koła z szyną według odpowiednich punktów, określonych przy obciążeniu statycznym. Przyjmijmy, że obniżenie się punktu styczności koła z szyną względnie do położenia tegoż punktu, gdy szyna nie jest obciążona, jest zawsze proporcjonalne do nacisku koła na szynę, i oznaczmy przez h obniżenie się

szyny pod działaniem obciążenia spokojnego $(1+n)q$. Obniżenie się y tegoż punktu pod działaniem ciężaru Q otrzyma się z proporcji:

$$y:h = Q:(1+n)q$$

skad

$$Q = q(1 + n) \frac{y}{h} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (172)$$

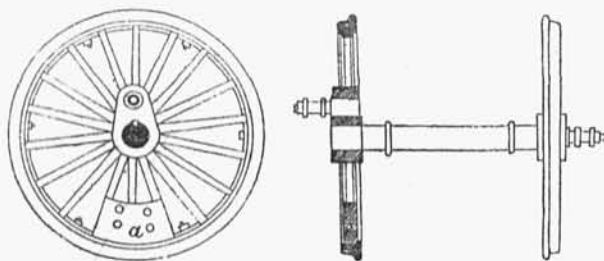
Po podstawieniu tego wzoru w równanie (171) otrzymamy:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = g(1+n) - \frac{ng}{a} y - g(1+n) \frac{y}{h} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (173)$$

Całkując to równanie sposobem przybliżonym, w granicach dowolnie bliskich, dla określenia zaś wielkości stałych przyjmując za wiadome wielkość osiadania i szybkość pionową koła w punkcie, przyjętym za punkt początkowy, prof. Petrow przechodzi stopniowo od jednego punktu do następnego i określa w ten sposób trajektorję stykania się koła z szyną przy rozmaitych szybkościach postępowego ruchu koła.

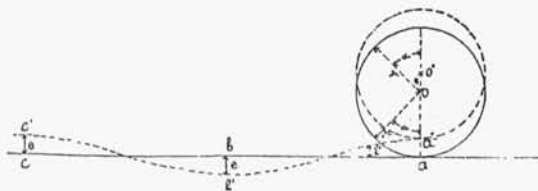
Obliczenia prof. Petrowa wykazują, że przy szybkościach do 133 km na godzinę zwiększenie ciśnienia koła wskutek ugięcia szyny dochodzi do 70% i jest tem większe, im szyna jest sztywniejsza.

Rozmieszczenie niesymetryczne masy koła względem osi obrotu istnieje głównie w kołach napędnych parowozów, które to koła zaopatrzone są w tak zwane odciażki.



Rys. 180.

Odciażki a (rys. 180) służą, jak wiemy (por. str. 94), do zrównoważenia bezwładności czopa, korby i t. p. części mechanizmu, mających ruch obrotowy, oraz drągów korbowych, tłoków i innych części, poruszających się w kierunku poziomym, przez siłę odśrodkową, powstającą przy obracaniu się koła, aby uniknąć tym sposobem wężykowatego ruchu parowozu. Jednakże siła odśrodkowa odciażków wywołuje oprócz sił poziomych również i pionowe, które znacznie zwiększają nacisk koła.



Rys. 181.

Wystawmy sobie ruch koła o kształcie prawidłowo okrągłym i o promieniu r , toczącego się po prostej szynie abc (rys. 181).

Jeżeli środek bezwładności koła znajduje się w o' w odległości $oo' = e$ od środka jego obrotu, to wzniesienie tegoż środka bezwładności nad powierzchnią toczną abc będzie się zmieniać. Zmiany rzeczzonego wzniesienia otrzymają się także same, jeżeli zamiast danego koła wystawimy sobie koło o tejże średnicy, lecz mające środki obrotu i bezwładności w punkcie o' i toczące się po krzywej $a'b'c'$, która w porównaniu z prostą abc posiada zagłębienia i wyniosłości. Jeżeli oznaczymy przez y' rzędną odchylenia szyny od linii prostej w stanie spoczynku, to równanie różniczkowe pionowego przesunięcia punktu styczności koła z szyną przy ugięciu się tejże otrzymamy z równania (173), wprowadzając w wyrazach przyspieszenia i ciśnienia resoru $y - y'$ zamiast y :

$$\frac{d^2(y - y')}{dt^2} = g(1 + n) - \frac{ng}{a}(y - y') - g(1 + n)\frac{y}{h} \quad (174)$$

Oddzielne punkty trajektorji koła można oznaczyć, całkując równanie (174) sposobem przybliżonym w dowolnie bliskich granicach¹⁾.

Według obliczeń prof. Petrowa zwiększenie dynamicznego nacisku koła o średnicy 2m, przy odległości pomiędzy środkami bezwładności i obrotu koła równej 0,05 m i szybkości 133 km/godz., wynosi 75%.

Dla uniknięcia zwiększenia nacisku koła wskutek pomienionej przyczyny, należy przyjąć za zasadę, ażeby odciażki w parowozach kurjerskich były przeznaczone wyłącznie do zrównoważenia bezwładności mas, mających ruch obrotowy, przeciwdziałać zaś wężykowaniu parowozów, pomieszczając cylindry wewnątrz ramy lub, jeszcze lepiej, stosując cztery cylindry zamiast dwóch.

¹⁾ Zwiększenie nacisku koła wskutek nieprzypadania w jednym punkcie środków bezwładności i obrotu może być w przybliżeniu określone prostszym sposobem, biorąc pod uwagę, że wzniesienie się środka bezwładności nad powierzchnią toczną koła równa się $r + e \cos \alpha$, jeżeli α jest kąt, o jaki się koło obróciło względem położenia wskazanego na rys. 181. Podstawiając w tym wzorze $\alpha = \frac{vt}{r}$, gdzie v szybkość ruchu postępowego i t czas, i wzięwszy jego drugą pochodną, otrzymamy przyspieszenie pionowe środka bezwładności koła:

$$\frac{d^2y}{dt^2} = -\frac{v^2}{r^2} e \cos \frac{vt}{r} \quad (175)$$

Gdy α otrzymuje wielkości wielokrotne względem π , t. j. gdy $t = \frac{\pi rn}{v}$,

$$\cos \alpha = \cos \frac{vt}{r} = -1$$

i wówczas:

$$\frac{d^2y}{dt^2} = \frac{v^2}{r^2} \cdot e \quad (176)$$

Naprzykład, przyjmując:

$$v = 37 \text{ m/sek (133 km/godz.)}; \quad r = 1 \text{ m}; \quad e = 0,05 \text{ m};$$

$$\frac{d^2y}{dt^2} = 68,4 \text{ m/sek.}$$

To przyspieszenie jest 7 razy większe od przyspieszenia siły ciężkości. Przyjmując, że ciężar pary kół z osią jest równy $\frac{1}{7}$ części ich obciążenia, otrzymamy, że powyższa różnica w położeniu środka bezwładności i osi obrotu koła zwiększa jego nacisk statyczny $\frac{1}{8} \cdot 7 + \frac{7}{8} = 1,75$ razu.

Nieprawidłowy kształt powierzchni tocznych koła i szyny ma także wpływ na wielkość nacisku koła, jak i niejednakowe położenie środków bezwładności i obrotu koła, a mianowicie wywołuje pionowe przesunięcia jego środka bezwładności i pionowe przyspieszenia masy. Z tego powodu przy określaniu trajektorji koła można przyjąć w obu razach, jak i powyżej, że koło prawidłowego kształtu i bez mimośrodkowości toczy się po szynie, mającej zagłębienia i wyniosłości.

Według prof. Petrowa niejednostajne zużycie się obręczy wskutek hamowania, występujące w postaci miejsc płaskich na ich powierzchni tocznej, jeżeli powstałe stąd zagłębienie wynosi 2 mm i szybkość 133 km/godz., wywołuje zwiększenie dynamicznego obciążenia koła o 95%. Nieznaczne odchylenia od linii prostej, jakie napotyka się na powierzchni tocznej szyn nowych i zużytych poza złączami, zwiększają jego zdaniem dynamiczny nacisk koła względnie nieznacznie, gdyż rozkładają się na większą długość.

2. Wahania taboru na resorach pionowe i poprzeczne. Warunki zbieżności wahań według badań Marié'go. Przeciążenie osi i kół wskutek wahań na resorach. Badania Brière'a. Ogólne zwiększenie dynamicznego nacisku koła. Siły poziome poprzeczne i podłużne. Boczny nacisk koła. Uciekanie szyn. Spostrzeżenia na dr. żel. Warszawsko-Wiedeńskiej.

Widzieliśmy wyżej, że nierówności na powierzchni, po której toczy się koło, wywołują zmianę w ugięciu resoru, wskutek której zmienia się również obciążenie osi. Jednakże wszelkie odchylenie ugięcia resoru od wielkości, odpowiadającej obciążeniu statystycznemu, pociągać musi za sobą *wahanie się pudła z ładunkiem na resorze*. Jeżeliby po jednym całkowitem wahnieniu resoru koło napotkało na swej drodze drugą nierówność, któraby zmieniła jego ugięcie w tym samym kierunku, co i pierwsza, to spowodowałoby to zwiększenie obszerności (amplitudy) wahań resoru, a więc i odpowiednie zmiany w nacisku koła na szynę.

Wynikałoby stąd, że w pewnych warunkach powtarzania się nierówności obszerność wahań resoru mogłaby wzrastać nieograniczenie. Temu przypadkowi, fatalnemu pod względem bezpieczeństwa ruchu, zapobiega w znacznym stopniu *tarcie resoru*, powstające pomiędzy jego piórami i sprawiające, że obszerność jego wahań, spowodowanych jakkolwiek przyczyną pojedynczą, stopniowo maleje. Niezbędne więc jest dla bezpieczeństwa ruchu, jako też dla uniknięcia przeciążenia toru, z jednej strony ograniczenie przyczyn, wywołujących wahania resoru, o ile to jest możliwe ze względu na właściwości budowy i utrzymanie toru, z drugiej zaś zapewnienie takiego tarcia resorom, przy którym przyczyny te w normalnym stanie toru nie doprowadzałyby do wahań nadmiernych.

Toczące się koło napotyka w torze nierówności, powodujące wahania resoru na każdym złączu. Pomiary wskazują, że po pewnym czasie służby szyny wyginają się końcami ku dołowi, tworząc zagłębienia w złączach. Wskutek tego koło, toczące się po szynach, to wznosi się, to znów co jedną długość szyny opada. Te perjodycznie powtarzające się zmiany poziomu toczenia się

kości krytycznej (która może być stosunkowo nieznaczna), naogół jednak obszerność tych wahań nie jest zależna od szybkości jazdy.

Dotąd przypuszczaliśmy, że nierówności toru, powodujące wahania resorów, znajdują się w obu tokach i że oba koła zestawu napotykają je równocześnie. Jeżeli nierówność znajduje się tylko w jednym toku, to oprócz wahań pionowych, opisanych powyżej, następuje wahanie poprzeczne pojazdu około środka, położonego na wysokości wierzchu maźnicy. Obszerność takich wahań jest tem większa, im wyżej położony jest środek ciężkości pudła pojazdu, im wężiej są rozstawione resory i im one są miększe. Wynika stąd, że miękkość resoru, pożądaną ze względu na wahania pionowe, należy ograniczyć warunkiem, by stateczność poprzeczna pojazdu była dostateczna. Według Marié warunek stateczności pojazdu przeciw wahanom poprzecznym wyraża się wzorem:

$$m^2 - ak > 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (179)$$

w którym m oznacza połowę rozstawu resorów, k wysokość środka ciężkości pudła pojazdu ponad środkiem wahań, a strzałkę ugięcia resoru przy obciążeniu statycznym.

Nierówności w jednym toku, oprócz wynikłych z niedbałego utrzymania toru i innych przyczyn przypadkowych, zdarzają się normalnie w razie stosowania złączy naprzemianległych. Jednakże ustrój ten nie jest już stosowany w Europie i napotyka się tylko na niektórych drogach w Ameryce.

Jedną z głównych przyczyn wahań poprzecznych taboru jest siła odśrodkowa przy nagłej zmianie krzywizny toru w planie, jako to: przy wejściu z linii prostej na łuk kolisty bez krzywej przejściowej, przy zejściu z łuku na prostą, w miejscach, gdzie wskutek niedbałego utrzymania tor jest wykrzywiony lub wężkowaty i t. p. Z tego też względu ważniejsze jest dla bezpieczeństwa ruchu urządzenie łuków przejściowych, niż podniesienie szyny zewnętrznej, które przeciwnie, o ile łuków przejściowych nie urządzono, pożądane jest przyjąć mniejsze, niż to wypada z siły odśrodkowej, zwłaszcza przy zejściu z łuku, w celu uniknięcia nadmiernych wahań poprzecznych.

Powtarzanie się wężykowatych wykrzywień toru może stać się bardzo niebezpiecznem przez zwiększenie obszerności wahań poprzecznych taboru. Dla zbieżności takich wahań niezbędne jest, jak dowiódł Marié, aby moment oporu resorów względem środka wahania pudła był większy, niż moment siły odśrodkowej względem tegoż środka, oraz aby tarcie w przyrządach, ułatwiających boczną przesuwność osi i półoszaków, było większe, niż siła odśrodkowa.

Oprócz wymienionych wyżej przyczyn, zależnych od toru, wahanie resorów powoduje również ustrój samego taboru. Bezwładność tłoków, poruszających się w tył i naprzód, naprzemian to z jednej, to z drugiej strony środka ciężkości parowozu, oraz stożkowatość obręczy powodują ruch wężykowaty parowozu, bezwładność zaś innych części parowozu, będących w ruchu, powoduje kołysanie się parowozu około osi poziomych, podłużnej i poprzecznej, opisane powyżej (por. str. 95).

Wahania resorów, których przyczyny wskazano powyżej, powodują przeciążenie oddzielnych osi i kół, którego wielkość, jak widzieliśmy, zależy jest

od ustroju i stanu zarówno toru, jak i taboru. Według spostrzeżeń Brière'a zwiększenie strzałki wygięcia resorów parowozowych w stanie spoczynku dochodzi podczas ruchu do 76%, zmniejszenie zaś do 77%. Przyjmując, że ciężar osi z kołami jest w przybliżeniu 5 razy mniejszy od ich obciążenia, ze spostrzeżeń tych wynika, że $\frac{1}{6}$ nacisku koła pozostaje niezmienną, pozostałe zaś $\frac{5}{6}$ podlega zwiększeniu do 1,76 i zmniejszeniu do 0,23 swej wartości w stanie spoczynku, to jest, że nacisk koła wskutek wahan resorów zmienia się w granicach

$$\text{od } \frac{1}{6} + 1,76 \times \frac{5}{6} = 1,64 \quad \text{do } \frac{1}{6} + 0,23 \times \frac{5}{6} = 0,36$$

nacisku koła w stanie spoczynku.

Ogólne zwiększenie dynamiczne nacisku koła względnie do nacisku statycznego według Ast'a (który miał na względzie szybkości nie przewyższające 100 km/godz.) osiągnąć może następującej wielkości:

wskutek ugięcia szyn	21%
„ działania odciążków, niejedno- stajnego zużycia obręczy i t. p.	50%
„ wahan resorów	63%
razem	134%

czyli, dodając 100% nacisku statycznego, Ast przyjmuje okrągło, że nacisk dynamiczny koła osiągnąć może 2,4 nacisku statycznego.

Według spostrzeżeń inż. Wasiutyńskiego na drodze żelaznej Warszawsko-Wiedeńskiej (por. str. 285-6), w linii prostej i poziomej, przy szybkościach ruchu, dochodzących do 64 km/godz., zwiększenie statycznego nacisku kół parowozów (bez hamulców) osiągało następujących granic;

wskutek przyczyn, związanych z taborem (gra resorów, odciążki i t. p.)	35%
wskutek przyczyn, związanych z torem (niejednostajność osiadania, stałe ugięcie szyn i t. p.)	50%
Razem	85%

Przy tych szybkościach nie zauważono, aby zmiana szybkości miała wpływ na wielkość osiadania podkładów pod naciskiem kół parowozów. Natomiast strzałka ugięcia szyn pomiędzy podkładami była pod obciążeniem kół parowozów średnio o 44% do 60% większa od tej, jaka wypadła z obliczenia przy obciążeniu statycznym.

W jednakowych warunkach, ugięcie szyn i osiadanie podkładów pod kołami tendrów, które były zaopatrzone w hamulce, było na tonnę nacisku statycznego o 50% większe, niż pod kołami parowozów, świadcząc o wpływie, jaki wywierać mogły na nacisk dynamiczny kół miejsca płaskie, powstałe wskutek hamowania.

Wskutek stożkowatości obręczy, koła taboru działają na tor kolejowy na podobieństwo klinów, t. j. rozszerzają go i wywołują *boczny nacisk kół na szyny*, nawet w stanie spoczynku. Podczas biegu pociągu działanie tłoków parowozu, poruszających się na przemian jeden w tył, drugi naprzód, wywołuje jego obrót około osi pionowej raz w jedną, to znów w drugą stronę, skutkiem czego powstają uderzenia boczne kół o szyny. Różne przyczyny przypadkowe, jak naprz. wiatr, obniżenie jednego toku szyn względem drugiego i t. p., powodują również boczny nacisk kół. Nacisk ten, jak już widzieliśmy powyżej, daje się szczególnie odczuwać na łukach, wskutek równoleżności osi, siły odśrodkowej, różnicy w długości obu toków szynowych i t. p.

Toczące się koła taboru wytwarzają siły, działające na szyny wzdłuż osi tychże. Pod naciskiem kół szyny uginają się, tworząc jak gdyby fale, przesuwające się w kierunku ruchu. Wskutek tego koła, wciskając się w tor sprężysty, pociągają za sobą szyny w tymże kierunku. Takiż skutek spowodują uderzenia kół w końce szyn przy przechodzeniu złączy. Podczas hamowania pociągu tak zwane *uciekanie szyn* ma miejsce również w kierunku ruchu pod wpływem energii kinetycznej pociągu i tarcia o szyny kół hamowanych. W pewnych przypadkach uciekanie szyn występuje w kierunku przeciwnym ruchowi pociągów, co należy przypisać działaniu kół napędnych parowozu oraz energii kinetycznej kół nie hamowanych. Pochylenie i krzywość toru sprawiają, że wspomniane zjawiska występują silniej i stają się bardziej złożonymi.

Z tego, co powiedziano powyżej, wynika, że siły, którym podlega tor kolejowy pod działaniem taboru, mogą być rozłożone na trzy siły składowe, działające w kierunkach: pionowym ku dołowi, oraz poziomym prostopadłym i poziomym równoległym do osi toru. Siły, działające w dwóch pierwszych kierunkach na szynę, rozpatrywaną jako belka spoczywająca na kilku podporach, wywołują jej ugięcie w płaszczyznach pionowej i poziomej. Siły te, z powodu bocznego nachylenia szyny, nie przechodzą przez jej oś obojętną, wskutek czego tworzą one moment, działający w płaszczyźnie prostopadłej do tejże osi i powodujący skręcanie oraz wywracanie szyny. Wreszcie siły, działające na szynę wzdłuż jej osi, starają się przesunąć ją w tymże kierunku.

Siły poziome, działające na tor podczas ruchu pociągu, są jeszcze trudniejsze do obliczenia, niż siły pionowe. Aby przesunięcie boczne zestawu kół po szynach było możliwe, siła pozioma, wykonywająca to przesunięcie, winna przewyższyć siłę tarcia, która przy współczynniku tarcia obręczy o szyny $f = 0,2$, wynosić ma 0,4 nacisku koła. Według spostrzeżeń *Wöhler'a* i obliczeń *Göhling'a* rzeczona siła, sprowadzająca boczne przesunięcie zestawu kół, wynosi przeciętnie około 0,5 i dochodzi do 0,75 nacisku koła. *Engesser* i *Zimmermann* mniemają na zasadzie różnych rozważań, że przytoczone wielkości sił poziomych są wogóle przesadzone i że w zwykłych warunkach siły te wynoszą średnio około 0,20 do 0,25 nacisku koła.

Ze spostrzeżeń na drodze żelaznej Warszawsko-Wiedeńskiej (por. str. 285-6) okazało się, że pod wpływem bocznego nacisku koła szyny ślizgają się po podporach w kierunku prostym do osi toru, o ile umocowanie szyn na podporach nie przeciwdziała temu przesuwaniu. Wynika stąd, że boczny nacisk koła może przewyższyć tarcie szyny o podpory oraz tarcie o szynę drugiego koła tejże osi. Jeżeli oznaczmy przez f_1 współczynnik tarcia obręczy o szynę i przez f_2 współczynnik tarcia szyny o podporę, to przyjmując, że nacisk osi $2G$ rozkłada się równo na oba koła, otrzymamy opór tarcia bocznemu naciskowi koła:

$$R = (f_1 + f_2) G. \quad (180)$$

Przyjmując dla szyn suchych $f_1 = 0,25$, dla szyn zaś, ułożonych na drewnianych podkładach bez siodełek, $f_2 = 0,50$, otrzymamy, że przy pomienionych spostrzeżeniach boczny nacisk koła przewyższał niewatpliwie $0,75\text{ G}$.