

## **Contribution to modern methods of wheelset guidance**

### **Przyczynki do nowoczesnych metod prowadzenia zestawów kołowych**

*The article presents an analysis of the impact between longitudinal stiffness of a railroad car bogie primary suspension to its running behavior and wear of wheels. The study are based on computer simulations. The main aim on presented studies is to compare different type of primary suspension longitudinal stiffness. Authors checked: critical speed, safety against derailment on curved track and level of wheels wear. Observation of forces between wheel and rail are used to assess the running behavior. Summary considers directions of new elements that can be used in primary suspension of railroad cars*

*W artykule przedstawiono analizę wpływu parametrów prowadzenia zestawów kołowych na właściwości biegowe pojazdu szynowego i zużycie powierzchni toczyń kół w oparciu o symulację komputerową. Celem omawianych badań jest porównanie wpływu danego typu prowadzenia zestawu kołowego na spokojność biegu oraz radialne ustawianie się zestawu kołowego w łuku torowym przy maksymalnej prędkości. Przyjęte scenariusze badawcze zawierają wyznaczenie prędkości krytycznej na prostym odcinku toru oraz sprawdzenie bezpieczeństwa przejazdu przez łuk toru. Oszacowano wartości wskaźnika zużycia powierzchni toczyń kół analizowanych rozwiązań konstrukcyjnych podczas przejazdów po łukach torowych. W podsumowaniu wskazano kierunki rozwoju systemów prowadzenia zestawów kołowych.*

#### **1. Introduction**

The rail vehicles should be distinguished by good running characteristics, both at straight and winding tracks. This depends, to an appreciable extent, on wheelset guidance type provided in the bogie frame.

Elastic wheelset guidance in the bogie frame is conducive to radial adjustment of the wheelset while passing a track curve. The wheelset is then so assembled to the frame that it may freely rotate within a certain range, which results in small angle of attack and, in consequence, small friction forces. In such a case the derailment risk is reduced. Another convenient feature of the elastic guidance consists in reduced wear of the wheel flanges and running surfaces. On the other hand, a disadvantage of low critical vehicle speed arises in case of low guidance elasticity. In result of weak wheelset stiffening in the bogie frame the wheelset is susceptible to hunting and other unwanted motions, even in case of small speed [2, 3, 4, 5, 6, 7].

In case of a run of a vehicle with rigid guidance around a curve, the attacking wheelset is no more free. This is accompanied by large angle of attack and, in consequence, high friction force, that may be conducive to excessive wheel climbing and derailment. On the other hand, it is advantageous since higher running speed may be then attained. Rigid guidance, especially high longitudinal stiffness ( $c_x$ ), prevents hunting of the wheelset. High friction forces at the wheel/rail contact increase wear of the wheels and cause disagreeable squealing [2, 3, 4, 5, 6, 7].

#### **1. Wstęp**

Pojazdy szynowe powinny cechować się dobrymi właściwościami biegowymi zarówno na prostych odcinkach toru jak i na liniach o dużej krętości. W znaczącej mierze zależy to od rodzaju prowadzenia zestawu kołowego w ramie wózka.

Elastyczne prowadzenie zestawu kołowego w ramie wózka sprzyja radialnemu ustawianiu się zestawu kołowego podczas przejazdu przez łuk torowy, utrzymywanie zestawu kołowego w ramie jest na tyle elastyczne, iż zestaw może się częściowo swobodnie obracać, a temu towarzyszą małe kąty nabiegania, a więc i siły tarcia. W takim przypadku niebezpieczeństwo wykołajenia jest małe. Kolejną dobrą cechą elastycznego prowadzenia jest małe zużywanie się obrzeży i powierzchni toczyń kół. Wadą zbyt małej elastyczności jest niska w porównaniu do sztywnego prowadzenia prędkość krytyczna pojazdu. Na skutek zbyt małego usztywnienia w ramie wózka zestaw kołowy jest skłonny do wężykowania i innych negatywnych ruchów, nawet przy nieznaczących prędkościach przejazdu [2, 3, 4, 5, 6, 7].

W przypadku przejazdu pojazdu ze sztywnym prowadzeniem przez łuk, nabiegający zestaw kołowy nie jest swobodny, czemu towarzyszą duże kąty nabiegania a więc i duże siły tarcia, które mogą doprowadzić do nadmiernego wspinania się koła i wykołajenia. Jest to jednak korzystne by osiągnąć duże prędkości przejazdu. Sztywne prowadzenie, zwłaszcza duża

The wheelset guidance is required to ensure better running stability, radial wheelset adjustment with respect to track curvature, improvement of running stability at curved and straight-line track with the highest speed, maintaining the safety conditions.

In order to discuss the problem more accurately hereinafter the results of the simulation studies are presented that confirm the trends in designing the wheelset guidance.

## 2. Description of the simulation model

The subject of the research concerns the rail wagon composed of three essential parts: the body and two two-axle bogies. Basic parameters assumed for the wagon model are: the wagon base  $2a^*=19.0$  m, the bogie base  $2a_+=2.50$  m, wheel track width of the wheelset  $2b_A=1.50$  m, diameter of the wheels  $0.92$  m, gross mass of the wagon  $42431.2$  kg, body mass  $32000$  kg, mass of a complete bogie  $5215.6$  kg, wheelset mass  $1100$  kg, profile of the wheel running surface S1002.

The simulation has been carried out at the track made of the UIC60 profile rails, with rail inclination equal to  $1/40$ . For calculation purposes the worn wheel and rail profiles have been used, with a view to ensure a two-point contact. Equivalent conicity for so assumed contact profiles (measured for 3-mm lateral displacement) is equal to  $\tan\gamma_e=0.359$ , being typical for worn profiles. A standard friction coefficient at the wheel/rail contact is assumed to be equal  $\mu=0.36$  [12]. Mechanical model of the considered vehicle is composed of rigid bodies joined with flexible elements and the links enabling to insert nodes between particular rigid bodies. Figure 1 shows the schemes of the joints between the wagon rigid bodies.

In order to study the effect of longitudinal ( $c_x$ ) and lateral ( $c_y$ ) stiffness on the critical speed and running around a small radius curve ( $R=300$  m) three variants of stiffness of the considered axle box have been investigated (Fig. 1 – denotations SI1-SI4). The parameters are specified in Table 1.

Parameters of the axle-box springs Table 1  
Parametry sprężyn przymażnicznych Tablica 1

Parameters of primary suspension spring per one node		
Small stiffness	Medium stiffness	High stiffness
$c_x=1.3$ [kN/mm]	$c_x=3.3$ [kN/mm]	$c_x=5.3$ [kN/mm]
$c_y=1.3$ [kN/mm]	$c_y=3.3$ [kN/mm]	$c_y=5.3$ [kN/mm]
$c_z=5.0$ [kN/mm]	$c_z=5.0$ [kN/mm]	$c_z=5.0$ [kN/mm]
$d_x=d_y=d_z=1.0$ [kNs/m]	$d_x=d_y=d_z=1.0$ [kNs/m]	$d_x=d_y=d_z=1.0$ [kNs/m]

sztwywność wzdłużna ( $c_x$ ) nie pozwala na wężykowanie zestawu kołowego. Duże siły tarcia styku koło szyna zwiększają zużywanie się kół oraz powodują powstawanie dokuczliwych pisków [2, 3, 4, 5, 6, 7].

Od prowadzenia zestawu kołowego oczekuje się zwiększenia spokojności biegu, radialnego względem toru ustawienia się na łuku torowym i podwyższenia stabilności jazdy na łuku oraz prostej przy możliwie najwyższych prędkościach jazdy, z zachowaniem warunków bezpieczeństwa.

W celu dokładniejszego omówienia analizowanego zagadnienia w dalszej części artykułu opisano wyniki badań symulacyjnych potwierdzające powyższe oraz opisano istniejące tendencje w projektowaniu zespołów prowadzeń zestawów kołowych.

## 2. Opis modelu symulacyjnego

Obiektem badań jest wagon składający się z trzech zasadniczych elementów: nadwozia oraz dwóch wózków dwuosiowych. Podstawowe parametry przyjęte dla modelu wagonu: baza wagonu  $2a^*=19,0$  m, baza wózka  $2a_+=2,50$  m, poprzeczny rozstaw kół zestawów kołowych  $2b_A=1,50$  m, średnica kół jezdnych  $0,92$  m, masa całkowita wagonu  $42.431,2$  kg, masa nadwozia  $32.000$  kg, masa kompletnego wózka  $5.215,6$  kg, masa zestawu kołowego  $1.100$  kg, profil powierzchni tocznej kół S1002.

Badania symulacyjne zostały wykonane na torarze zbudowanym z szyn o profilu UIC60 przy pochyleniu szyny w torze  $1/40$ . W obliczeniach wykorzystano profil koła i szyn w stanie zużytym tak aby umożliwić styk dwupunktowy. Ekwiwalentna stożkowatość dla przyjętych profili styku (mierzona przy wychyleniu poprzecznym  $3$  mm) wynosi  $\tan\gamma_e=0,359$  i jest to wartość typowa dla zużytych profili. Współczynnik tarcia na styku koło szyna został przyjęty na standardowym poziomie  $\mu=0,36$  [12].

Model mechaniczny analizowanego pojazdu składa się z brył sztywnych połączonych elementami podatnymi oraz elementami łączącymi umożliwiającymi wprowadzenie więzów pomiędzy bryłami. Rysunek 1 przedstawia schematy wzajemnych powiązań brył sztywnych wagonu.

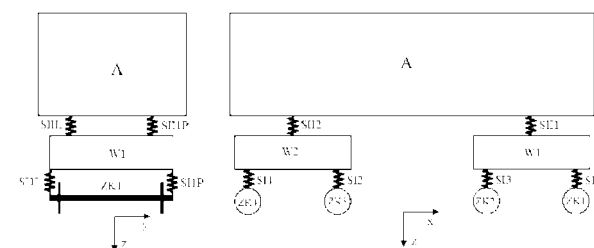


Fig. 1. Mechanical diagram of the considered wagon  
A – the body, W1, W2 – bogie frame bodies, ZK1-ZK4 – wheelset bodies, SI1-SI4 primary suspension springs, SII1-SII2 – secondary suspension springs

Rys. 1. Schemat mechaniczny analizowanego wagonu  
A – bryła nadwozia; W1, W2 – bryły ramy wózków, ZK1-ZK4 – bryły zestawów kołowych, SI1-SI4 – pierwszy stopień usprężynowania, SII1, SII2 – drugi stopień usprężynowania

Stiffness of the secondary suspension spring is constant for each research variant and equals  $c_x=0.15$  Kn/mm in longitudinal direction,  $c_y=0.15$  Kn/mm in transverse direction and, with torsional stiffness values  $c_\alpha=c_\beta=c_\gamma=3.2$  kNs/rad.

Stability of the vehicle motion has been examined based on the observation of the vehicle answer to imposed preliminary disturbance of the motion. During the simulation the vehicle runs with imposed deceleration and the speed at which the vibration decays is the searched critical speed. The trial run takes place at a straight-line section of the track, at the beginning of which some transverse unevennesses are made with a view to induce hunting of the wheelsets. Worn UIC60 rails inclined by 1/40 have been used. The evaluation investigates lateral displacement of the wheelsets.

The test of run around a small radius curve has been carried out at the curve of radius  $R=300$  m. In order to reduce the imbalanced lateral acceleration a superelevation of  $h=150$  mm has been used so as to reduce the acceleration to its allowable level  $a_{dop}=0.85$  m/s<sup>2</sup>. The test run has been performed with maximum allowable speed  $v_{max}=84$  km/h [9] on worn UIC60 rails inclined by 1/40. The test section includes a 20 m straight line, 30 m entrance track transition curve, right-hand curve of the radius  $R=300$ m and 400 m long, 30 m, exit track transition curve terminated by a 40 m straight section. Total length of the test section amounts to 520 meters, the test run lasts about 22.3 seconds.

The following values have been measured during the test: angle of attack of the guiding wheelset, the angle of attack of the guiding wheelset flange against the rail head [mrad] [12], the wear factor  $M_w$  of the guiding wheelset, defined as  $M_w = -F_x v_x - F_y v_y$ , where:  $F_x$ ,  $F_y$  – the slip forces,  $v_x$ ,  $v_y$  – the slip speeds [11] and the derailment coefficient resulting from the Nadal criterion, the guiding force to pressure ratio – the applicable standard PN-EN 14363 requires to adopt  $(Y/Q)_{max,lim} = 0.8$  for the curved track of the radius  $R \geq 250$  m [8].

### 3. Analysis of the obtained simulation results

During the first stage of the tests the vehicle run stability was analyzed that allowed to conclude that in case of small stiffness ( $c_x = c_y = 1.3$  kN/mm) the critical speed is equal to 95 km/h, medium stiffness ( $c_x = c_y = 3.3$  kN/mm) gives  $v_{kr} = 156$  km/h, while for high stiffness ( $c_x = c_y = 5.3$  kN/mm)  $v_{kr} = 209$  km/h (cf. Fig. 2, Table 2).

The results obtained in case of the run at the track including the curve of the radius  $R=300$ m show the opposite trend. Reduced stiffness of the axle box node improves the running behaviour: the angle of attack  $\Psi$  decreases (psi in Fig. 3) which is accompanied by lower friction force at the wheel/rail contact. This, in turn, reduces the derailment ratio  $Y/Q$  (Fig. 4) and

W celu zbadania wpływu sztywności wzdłużnej ( $c_x$ ) i poprzecznej ( $c_y$ ) na zmianę prędkości krytycznej i biegu po łuku o małym promieniu ( $R=300$  m) przebadano trzy warianty sztywności omawianego węzła przymażnicznego (rys. 1, oznaczenie SII-SI4), parametry zawiera tablica 1.

Sztywność drugiego stopnia usprężynowania jest stała dla każdego wariantu badania i wynosi (dla każdej ze sprężyn oznaczenia SIII1, SIII2 na rys. 1) w kierunku wzdłużnym  $c_x = 0,15$  [kN/mm], poprzecznym  $c_y = 0,15$  [kN/mm], pionowym  $c_z = 0,45$  [kN/mm], skrotne  $c_\alpha = c_\beta = c_\gamma = 0,10$  [kNm/rad]. Tłumienie dla każdego z węzłów drugiego stopnia wynosi  $d_x = d_y = 3,2$  [kNs/m],  $d_z = 2,0$  [kNs/m].

Badanie stabilności ruchu pojazdu zostało wykonane na podstawie obserwacji odpowiedzi pojazdu na zadane wstępnie zakłócenie ruchu. Podczas symulacji pojazd porusza się z zadaniem opóźnieniem, prędkość przy której następuje wygaszenie drgań jest szukaną prędkością krytyczną. Przejazd odbywa się na prostym odcinku toru na którego początkowym odcinku wprowadzono poprzeczne nierówności wzbudzające wężykowanie zestawów kołowych. Szyny zużyte, UIC60 o pochyleniu 1/40. Ocenie poddane jest poprzeczne wychylenie zestawów kołowych.

Badanie przejazdu po łuku o bardzo małym promieniu przeprowadzono na łuku torowym o promieniu  $R=300$  m, w celu zmniejszenia nieźrównoważonego przyspieszenia bocznego zastosowano przechyłkę wynoszącą  $h=150$  mm, tak aby ograniczyć wspomniane przyspieszenie do wartości dopuszczalnej  $a_{dop} = 0,85$  m/s<sup>2</sup>, przejazd został przeprowadzony z maksymalną dopuszczalną prędkością  $V_{max} = 84$  km/h [9]. Przejazd po szynach UIC60 o pochyleniu 1/40 w stanie zużytych. Odcinek badawczy składa się z 20 metrowej prostej, 30 metrowej krzywej przejściowej wjazdowej, prawoskrętnego łuku o promieniu  $R=300$  m o długości 400 metrów, krzywej przejściowej wjazdowej 30 metrowej zakończonej 40 metrowym odcinkiem prostym. Całkowita długość odcinka badawczego wynosi 520 metrów, czas przejazdu wynosi około 22,3 sekundy.

Podczas badania zmierzono następujące wielkości: kąt nabiegania prowadzącego zestawu kołowego, kąt pod jakim obrzeże koła prowadzącego nabiega na główkę szyny [mrad] [12], wskaźnik zużycia  $M_w$  koła prowadzącego, określane jako  $M_w = -F_x v_x - F_y v_y$ , gdzie:  $F_x$ ,  $F_y$  – siły poślizgu,  $v_x$ ,  $v_y$  – prędkość poślizgu [11] oraz współczynnik wykołowania wynikający z kryterium Nadala, stosunek siły prowadzącej do siły nacisku koła, obowiązująca norma PN-EN 14363 wymaga przyjęcia wartości  $(Y/Q)_{max,lim} = 0,8$  dla toru z łukiem o promieniu  $R \geq 250$  m [8].

### 3. Analiza uzyskanych wyników symulacyjnych

W pierwszej części badań przeprowadzono analizę stabilności ruchu pojazdu, która potwierdza powyższe informacje: dla małej sztywności ( $c_x = c_y = 1,3$

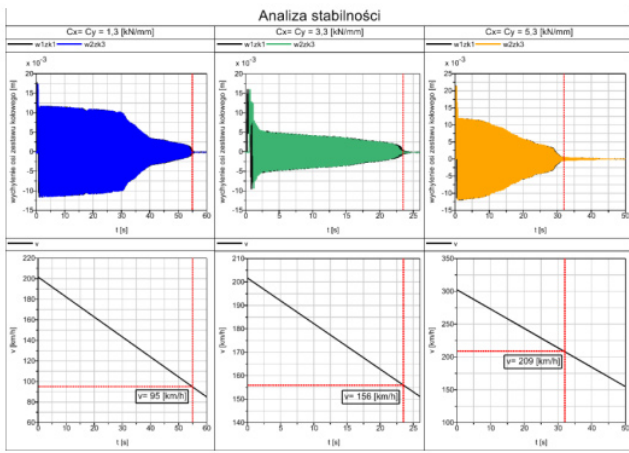


Fig. 2. Analysis of the wagon motion stability with various stiffness values in the wheelset guidance node

Rys. 2. Analiza stabilności ruchu wagonu z różnymi sztywnościami w węzle prowadzenia zestawu kołowego

lowers wear of the wheel running surface (diagram of the wear factors – Fig. 5).

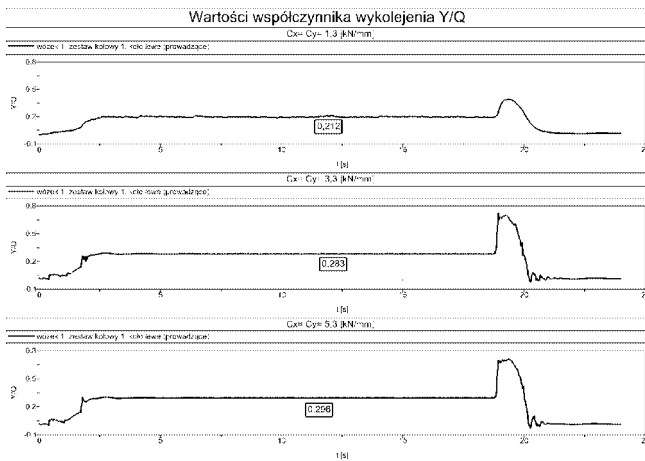


Fig. 4. The derailment ratio Y/Q of the guiding wheelset under various stiffness variants

Rys. 4. Współczynnik wykolejenia Y/Q prowadzącego zestawu kołowego dla różnych wariantów sztywności

One of the ways to reduce wear of the wheel and rail running surfaces in running around a curve consists in lubricating of the wheel flange in case of rigid guidance [2, 3, 4, 5, 6, 7]. In result the friction coefficient at the flange decreases (Fig. 6 – flange lubrication area), similarly decrease the slipping forces, that is conducive to slower wear of the running surfaces.

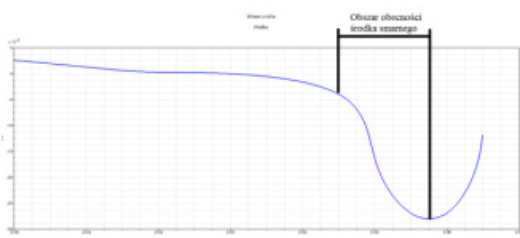


Fig. 6. Assumed area of lubricant occurrence at the wheel flange (assumed value  $\mu=0.1$ )

Rys. 6. Przyjęty zakres obecności środka smarnego na obrzeżu koła (przyjęta wartość  $\mu=0,1$ )

kN/mm) prędkość krytyczna wynosi  $v_{kr}=95$  km/h, dla średniej ( $c_x=c_y=3,3$  kN/mm)  $v_{kr}=156$  [km/h], dla dużej ( $c_x=c_y=5,3$  kN/mm)  $v_{kr}=209$  km/h (patrz rys. 2, tablica 2).

Wyniki uzyskane podczas przejazdu przez odcinek toru w którego skład wchodzi łuk toru o promieniu  $R=300$  m wskazują odwrotną tendencję. Zmniejszenie sztywności węzła przymażnicznego poprawia właściwości biegowe: zmniejsza się kąt nabiegania  $\Psi$  (psi - rys. 3), a temu towarzyszą mniejsze siły tarcia na styku koło-szlina, co powoduje spadek współczynnika wykolejenia Y/Q (rys. 4) oraz zmniejszenie zużycia powierzchni tocnych kół (wykres współczynników zużycia, rys. 5).

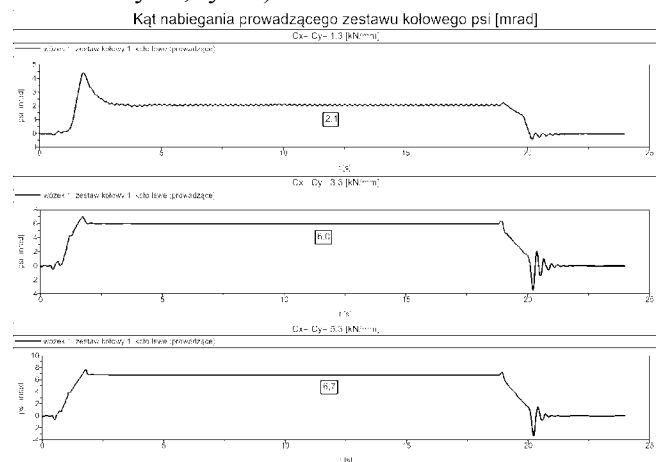


Fig. 3. The angles of attack of the guiding wheelset under various stiffness variants

Rys. 3. Kąty nabiegania prowadzącego zestawu kołowego dla różnych wariantów sztywności

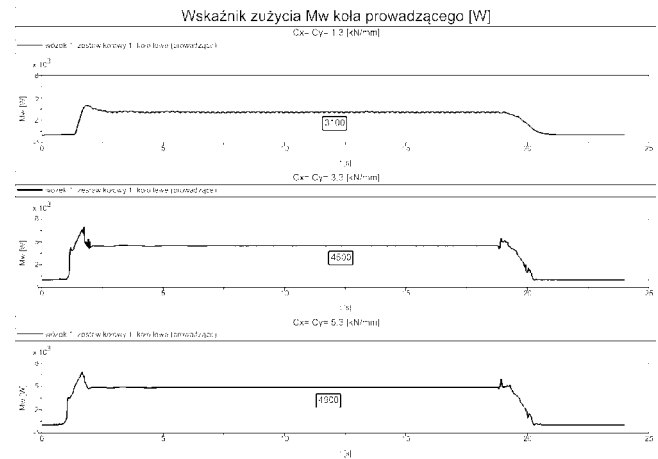


Fig. 5. Wheel wear factor – determined with the method based on the slip power

Rys. 5. Wskaźnik zużycia kół – wyznaczony z metody opartej na mocy poślizgu

Jednym ze sposobów zmniejszenia zużycia powierzchni tocnych kół i szyn podczas biegu po łuku jest smarowanie obrzeży kół w przypadku sztywnego prowadzenia [2, 3, 4, 5, 7]. Następuje zmniejszenie współczynnika tarcia na obrzeżu (rys. 6 – obszar smarowania obrzeża), a więc siły związane z poślizgiem co zmniejsza również zużycie powierzchni tocnych.

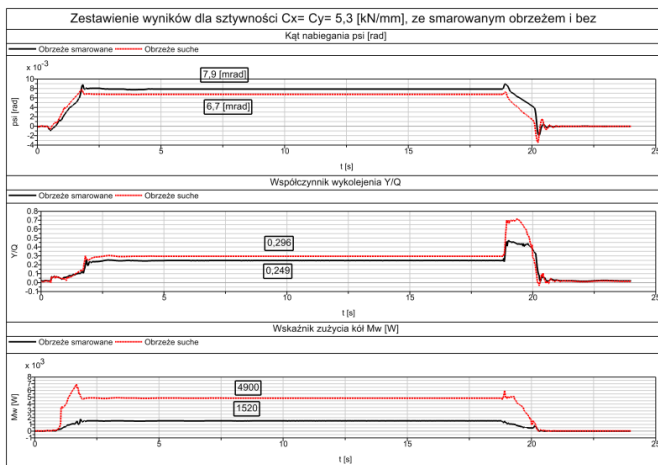


Fig. 7. Summary of the results for the stiffness  $c_x=c_y=5.3$  kN/mm, with ( $\mu=0.1$ ) and without ( $\mu=0.36$ ) flange lubrication

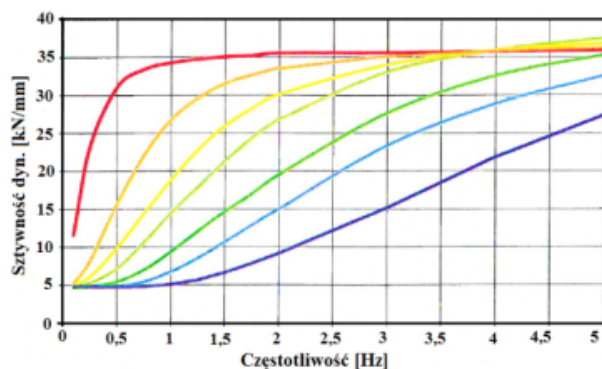
Rys. 7. Zestawienie wyników dla sztywności  $c_x=c_y=5.3$  kN/mm, ze smarowanym obrzeżem ( $\mu=0.1$ ) i bez ( $\mu=0.36$ )

Figure 7 provides a summary of the results obtained for a vehicle with high guidance stiffness and lubricated flanges (friction coefficient at the flange  $\mu=0.1$ ) as well as without lubrication ( $\mu=0.36$  at the whole running surface). Lubrication of the flanges does not affect the critical speed.

In the previous part of the present chapter the results of computer simulations allowed to reveal the relationship between the stiffness of wheelset guidance and the wagon run. Moreover, the effects resulting from lubrication of the wheel flanges have been presented.

Another method improving the run around the track curve consists in the use of the devices that automatically (passively) adjust the guidance stiffness according to the wagon speed. In case of low speed on the railway track curve, the frequency drops and the device reduces the longitudinal stiffness [1, 10]. An example of this is a hydraulic axle-guard bearing. Its operating diagram is presented in Fig. 8. The hydraulic axle-guard bearing filled with oil is provided with appropriately adjusted damping channels (Fig 9).

Dynamic stiffness of the hydraulic axle-guard bearing depends primarily on geometry of the damping channel [1, 10]. Figure 10 presents a plot of the relationship between the dynamic stiffness and frequency of vibration for various damping channels used in the hydraulic axle-guard bearing.



Rysunek 7 zawiera zestawienie wyników pojazdu z dużą sztywnością prowadzenia ze smarowanymi obrzeżami (współczynnik tarcia na obrzeżu  $\mu=0.1$ ) i bez smarowania (cała powierzchnia tocza  $\mu=0.36$ ). Smarowanie obrzeży nie wpływa na zmianę prędkości krytycznej.

We wcześniejszej części rozdziału za pomocą wyników uzyskanych z symulacji komputerowych pokazano w jaki sposób wartości sztywności prowadzenia zestawów kołowych wpływają na bieg wagonu. Również przedstawiono efekty płynące z zastosowania smarowania obrzeży kół.

Kolejnym ze sposobów poprawy biegu po łuku toru jest zastosowanie elementów reagujących samoczynnie (pasywnie) na zmianę częstotliwości wymuszenia drgań zależnych od prędkości jazdy. W przypadku niskiej prędkości jazdy, a więc pokonywania łuku częstotliwości maleją a omawiany typ elementu zmniejsza sztywność wzdłużną [1, 10]. Przykładem takiego rozwiązania jest hydrotuleja, której schemat funkcjonowania przedstawiono na rys. 8. Hydrotuleja jest elementem, który posiada przestrzeń wypełnioną olejem z odpowiednio przystosowanymi kanałami dławiącymi (rys. 9).

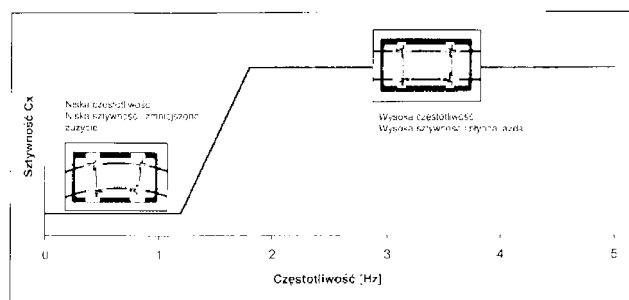


Fig 8. Operating diagram of the hydraulic axle-guard bearing [10]

Rys. 8. Schemat działania hydrotulei [10]

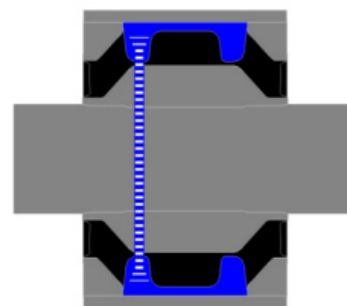


Fig 9. Schematic diagram of the hydraulic axle-guard bearing [10]

Rys. 9. Schemat ideowy hydrotulei [10]

Fig. 10. The relationship between the dynamic stiffness and frequency of vibration for various damping channels used in the hydraulic axle-guard bearing [10]

Rys. 10. Zależność pomiędzy zmianą sztywności dynamicznej, a częstotliwością drgań dla różnego rodzaju kanałów dławiących zastosowanych w hydrotulei [10]

The results obtained in case of the stiffness characteristics shown in Fig. 11 and damping characteristics (Fig. 12) are presented below. Minimum and maximum stiffness  $c_{x \min}=1.3 \text{ kN/mm}$ ,  $c_{x \max}=5.3 \text{ kN/mm}$ , respectively, fall within the range covered by earlier studies.

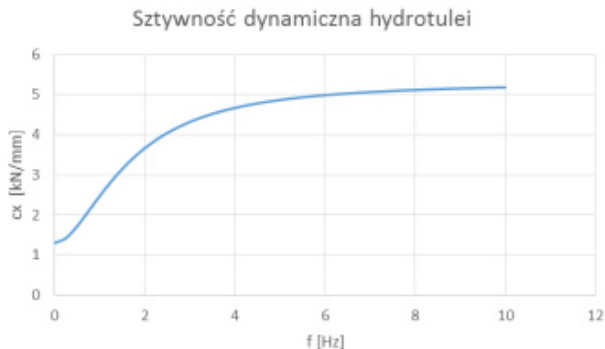


Fig. 11. Relationship between dynamic stiffness and vibration frequency assumed in the simulation model

Rys. 11. Zależność pomiędzy zmianą sztywności dynamicznej, a częstotliwością drgań, wprowadzona do modelu symulacyjnego

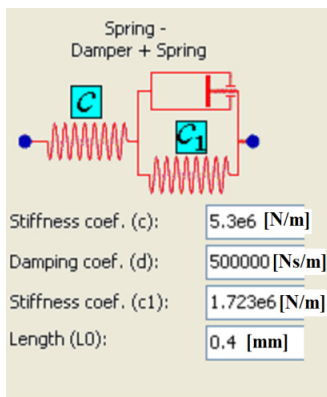


Fig. 13. Mechanical model assumed for purposes of simulation of the hydraulic axle-guard bearing

Rys. 13. Model mechaniczny przyjęty do symulacji hydrotulei

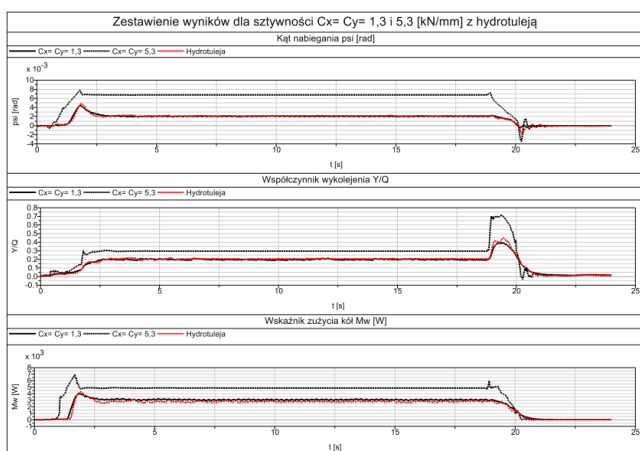


Fig. 15. The results obtained in case of running around a curve of the radius  $R=300\text{m}$ .

Rys. 15. Wyniki uzyskane w przypadku przejazdu przez łuk toru o promieniu  $R= 300 \text{ m}$

Sztywność dynamiczna hydrotulei zależy w największej mierze od geometrii kanału dławiącego [1, 10]. Rysunek 10 przedstawia wykres zależności pomiędzy sztywnością dynamiczną, a zmianą częstotliwości drgań dla różnych rodzajów kanałów dławiących zastosowanych w hydrotulei.

Poniżej przedstawiono wyniki uzyskane dla charakterystyki sztywności pokazanej na rys. 11 i charakterystyki tłumienia dla tego elementu (rys. 12), minimalna wartość sztywności  $c_{x \min}=1,3 \text{ kN/mm}$  i maksymalna  $c_{x \max}=5,3 \text{ kN/mm}$  są wartościami z zakresu wcześniejszych badań.

Model mechaniczny wraz z wartościami sztywności i tłumienia przedstawiono na rys. 13.

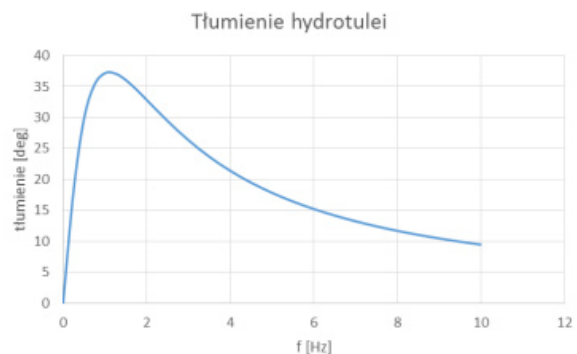


Fig. 12. Relationship between damping and vibration frequency assumed in the simulation model

Rys. 12. Zależność pomiędzy zmianą tłumienia, a częstotliwością drgań, wprowadzona do modelu symulacyjnego

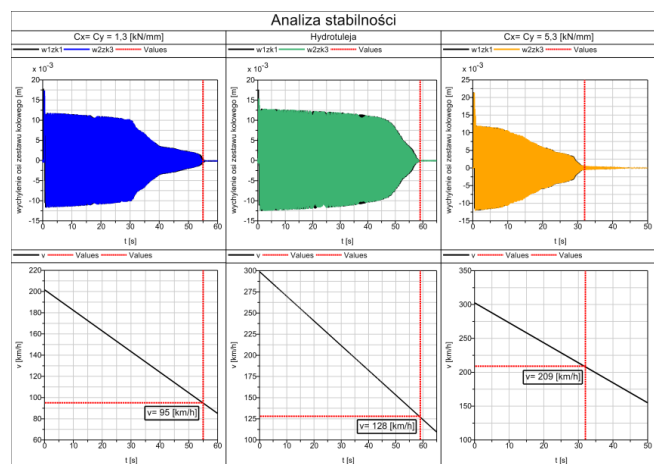


Fig. 14. Stability analysis of the motion of a vehicle equipped with hydraulic axle-guard bearing

Rys. 14. Analiza stabilności ruchu pojazdu wyposażonego w hydrotuleję

Uzyskane wyniki dla pojazdu wyposażonego w hydrotuleję w zestawieniu z małą i dużą sztywnością prowadzenia przedstawiają rysunki: dla stabilności rys. 14, dla przejazdu po łuku rys. 15.

Wyniki uzyskane w badaniach symulacyjnych wagonu wyposażonego w hydrotuleję wskazują, że prędkość krytyczna w porównaniu do małej sztywności

Mechanical model, inclusive of the stiffness and damping values, is shown in Fig. 13

The results obtained for the vehicle equipped with the hydraulic axle-guard bearing of small and large stiffness are presented in the figures below. Figure 14 includes the graphs related to stability, while Fig. 15 is related to running around a curve.

The results obtained from the simulation tests of a wagon provided with the hydraulic axle-guard bearings indicate that critical speed raised up from 95 in case of small guidance stiffness to 128 km/h (Fig. 14). In case of running around a curve the results are identical as for the case of small stiffness (Fig. 15).

#### 4. Summary

The obtained results demonstrate that small longitudinal stiffness (in the considered case  $c_x=c_y=1.3$  kN/mm) favourably affects vehicle motion at the curve of small radius, nevertheless, the critical speed of such a vehicle is low and amounts to 95 km/h. In case of high stiffness ( $c_x=c_y=5.3$  kN/mm) an opposite situation arises – the run around a curve is accompanied by large friction, which is unfavourable, while the critical speed grows up to 209 km/h. One of the ways of improving the run around a curve in case of high guidance rigidity consists in lubricating the wheel flanges that significantly reduces wear of the running surfaces. In case of a rigid guidance vehicle ( $c_x=c_y=5.3$  kN/mm) lubrication reduced the wear factor of the wheel running surfaces from 4.9 kW down to 1.52 kW. Another method aimed at improving the run around a track curve and increasing the critical speed consists in the use of flexible elements, like a hydraulic axle-guard bearing. Such a device is distinguished by varying stiffness that depends on the forcing frequency, in turn dependent on the vehicle speed. The device of varying stiffness presented in this paper allowed to achieve the critical speed of 128 km/h.

The simulation tests described in the present paper give evidence that such devices as hydraulic axle-guard bearing, i.e. the ones ensuring the stiffness varying in accordance with the vehicle speed, allow to optimize already existing and future rail vehicle constructions.

prowadzenia wzrosła z wartości 95 km/h do 128 km/h (rys. 14). W przypadku przejazdu przez łuk toru wyniki są identyczne, jak w przypadku małej sztywności (rys. 15).

#### 4. Podsumowanie

Przedstawione wyniki symulacji pokazują, iż mała sztywność wzdłużna (w analizowanym przypadku  $c_x=c_y=1,3$  kN/mm) korzystnie wpływa na bieg pojazdu po łuku o małym promieniu, lecz prędkość krytyczna takiego pojazdu jest niewielka i wynosi 95 km/h. W przypadku dużej sztywności ( $c_x=c_y=5,3$  kN/mm) występuje sytuacja odwrotna, a więc przejazdowi przez łuk towarzyszą duże siły związane z tarciem, co jest niekorzystne, prędkość krytyczna dla pojazdu z taką sztywnością wynosi 209 km/h. Jednym ze sposobów poprawy biegu po łuku toru dla pojazdów o dużej sztywności prowadzenia jest zastosowanie smarowania obrzeży kół co w znaczący sposób ogranicza zużycie powierzchni tocnych. Zastosowanie smarowania w pojeździe ze sztywnym prowadzeniem ( $c_x=c_y=5,3$  kN/mm) spowodowało spadek wskaźnika zużycia powierzchni tocnych kół z 4,9 kW do 1,52 kW. Innym ze sposobów mających na celu polepszenie przejazdu po łuku toru oraz zwiększenie prędkości krytycznej jest zastosowanie elementów podatnych takich jak hydrotuleja, taki element cechuje zmiana sztywności w zależności od częstotliwości wymuszeń, które zależą od prędkości przejazdu. Przedstawiony w artykule element o zmiennej sztywności w zakresie dla małych częstotliwości (wolny przejazd po łuku)  $c_x=1,3$  kN/mm do  $c_x=5,3$  kN/mm (duże prędkości podczas biegu po prostej) pozwolił uzyskać prędkość krytyczną wynoszącą 128 km/h, a uzyskane podczas biegu po łuku wartości oceniane są na poziomie małej sztywności.

Opisane w tym artykule badania symulacyjne wskazują, iż elementy takie jak hydrotuleja, a więc o zmiennej sztywności w zależności od prędkości pozwalają optymalizować dotychczasowe oraz dopiero projektowane konstrukcje pojazdów szynowych.

#### Bibliography/Bibliografia

- [1] Cordts D., Maier B., "Hydraulisches Achslenkerlager zur Anwendung im Schienenfahrzeugbereich", czasopismo *EI Der Eisenbahningenieur*, Marzec 2012, strony 69-73
- [2] Iwnicki S., "Handbook of railway vehicle dynamics", Taylor & Francis Group 2006
- [3] Kwasnicki E., "Sterowanie zestawem kołowym obniża poziom hałasu", czasopismo *Technika Transportu Szynowego*, 4/1998, strony 23-29
- [4] Romaniszyn Z., "Współczesne sposoby prowadzenia zestawów kołowych w wózkach kolejowych pojazdów szynowych", czasopismo *Technika Transportu Szynowego*, 2/1997, strony 13-21
- [5] Romaniszyn Z., "Nowoczesne rozwiązania konstrukcyjne ograniczające skutki drgań w układzie koło-szyna w pojazdach do dużych prędkości i dla linii górskich", czasopismo *Technika Transportu Szynowego*, 4/2000, strony 16-18

- [6] *Shabana A. A., Zaaza K. E., Sugiyama H., "Railroad vehicle dynamics : a computational approach", Taylor & Francis Group 2008*
  - [7] *Wickens A. H., "Fundamentals of rail vehicle dynamics", Taylor & Francis Group 2005*
  - [8] *PN-EN 14363:2005. Kolejnictwo. Badania własności dynamicznych dla dopuszczenia (homologacji) pojazdów szynowych. Badania własności biegowych i próby stacjonarne. 2007 r.*
  - [9] *Rozporządzenie Ministra Infrastruktury i Rozwoju zmieniające rozporządzenie w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budowle kolejowe i ich usytuowanie z dnia 5 czerwca 2014 r.*
  - [10] *Materiały targowe, promocyjne firmy Freudenberg Schwab Vibration Control GmbH & Co. KG, "Hydrauliczna prowadnica osi", 2015*
  - [11] *User's manual, "Simulation of Rail Vehicle Dynamics", UNIVERSAL MECHANISM 7.0, 2015*
  - [12] *Strona internetowa Kolejpedia, [www.kolejpedia.pl](http://www.kolejpedia.pl) stan na 03.03.2016*
-