

The impact of the wheel rim contact with the rail on energy consumption

Wpływ kontaktu obrzeża koła z szyną na zużycie energii

The article presents studies on the effect of change of the wheel flange friction coefficient with the rail on the rail vehicle energy consumption. It describes how to simulate the phenomena analyzed on the basis of the dynamics of rigid bodies connected with elastic elements. The wheel rail contact was simulated using the FASTSIM contact algorithm. The results relating to the drive through track curves of varying radii were presented.

W artykule zaprezentowano badania nad wpływem zmiany współczynnika tarcia styku obrzeża koła z szyną na zużycie energii przez pojazd szynowy. Opisano sposób symulowania analizowanego zjawiska w oparciu o dynamikę brył sztywnych połączonych elementami podatnymi. Styk koło szyna zasymulowano przy użyciu algorytmu kontaktu FASTSIM. Przedstawiono wyniki odnoszące się do przejazdu przez łuki toru o różnym promieniu.

1. INTRODUCTION AND RESEARCH METHODOLOGY

The wheel-rail contact in the wheel flange area has a great operational significance because its presence entails a number of negative phenomena. First of all it causes intensive wear of the working surface of the flange and the rail. Contact in this area also increases the rolling resistance, resulting in an increased traction energy demand. Another significant problem that accompanies this issue is excessive noise emissions made by the wheel flange and rail contact.

In static driving of a rail vehicle in a straight line the wheels conicity profile ensures the centering of the wheel set on the track, which effectively prevents the contact of wheel flange with the rail head. The situation changes if the driving vehicle is unstable and while passing through the track curves. In the first of these situations the wheel flange contact with the track alternates between the left and right wheels, which is often accompanied by the occurrence of excessive forces in the wheelset-track system which carries the risk of derailment of the vehicle.

This situation of unstable movement of the train should not occur in normal operation, and therefore will not be subject of further analysis in this article. During normal operation, intensive contact in the wheel flange area occurs primarily on curved track and sharp turns. The situation, however, strongly depends on the curve radius. Generally, when driving through curves with a very large radius $R > 1000\text{m}$, wheelset equivalent conicity prevents wheel-rail contact in the wheel flange area. With a smaller curve

1. WSTĘP ORAZ OPIS METODY BADAWCZEJ

Kontakt koło-szyna w strefie obrzeża ma istotne znaczenie eksploatacyjne gdyż jego występowanie pociąga za sobą szereg niekorzystnych zjawisk. Przede wszystkim powoduje intensywne zużywanie współpracujących powierzchni obrzeża i główki szyny. Kontakt w tej strefie powoduje również wzrost oporów ruchu, co skutkuje zwiększeniem zapotrzebowania na energię trakcyjną. Następnym istotnym problemem towarzyszącym temu zagadnieniu jest nadmierna emisja hałasu podczas współpracy obrzeża koła z szyną.

W czasie statecznej jazdy pojazdu szynowego po torze prostym stożkowatość profilu koła zapewnia centrowanie zestawu kołowego w osi toru, co skutecznie zapobiega kontaktowi obrzeża z główką szyny. Sytuacja zmienia się podczas niestabilnej jazdy pojazdu oraz podczas przejazdu przez łuk toru. W pierwszej z tych sytuacji następuje naprzemienny kontakt obrzeży prawego i lewego koła, czemu towarzyszy często występowanie nadmiernych sił w układzie zestaw kołowy-toru co pociąga za sobą niebezpieczeństwo wykolejenia pojazdu.

Opisywana sytuacja niestabilnego ruchu pociągu nie powinna występować w normalnej eksploatacji, dlatego nie będzie poddawana dalszej analizie w tym artykule. Podczas normalnej eksploatacji intensywny kontakt w strefie obrzeża występuje przede wszystkim podczas przejazdu przez łuk toru. Sytuacja mocno jednak zależy od wartości promienia krzywizny łuku. Generalnie podczas przejazdu przez łuki o bardzo

radii trolley takes a position on the track that creates a contact in the area of the wheel flanges of the front wheelset on the outer rail of the curve (guiding wheel). Further decrease in the track curve radius leads to the contact between the wheel flange of the rear wheelset with the inner curve rail. While passing through the curvature of the track high relative slip values occur at the points of wheel-rail contact, especially at a small curve radius.

These slips are responsible for the existence of significant forces at the wheel-rail contact. Important to note is that the tangential contact forces depend not only on the transverse and longitudinal slips, but also the spin. This value (spin) depends on the contact surface angle to the track plane, this angle is the highest at the edge, which further worsens the interaction of the wheels with the rail in the flange area.

FASTSIM algorithm was used to calculate the wheel-rail contact forces through simulation in this research. It is currently the leading method of determining the forces in the contact zone that provides relatively good accuracy at low computational cost. Fig.1 shows the general relationship between the slip and the ratio between the friction force to the load force on the track used by the FASTSIM algorithm. For a small slip force ranges the wheel-rail contact forces do not depend on the coefficient of friction. Larger values of slip display a non-linear character, where the tangential contact force is limited by the friction coefficient of the wheel-rail interaction.

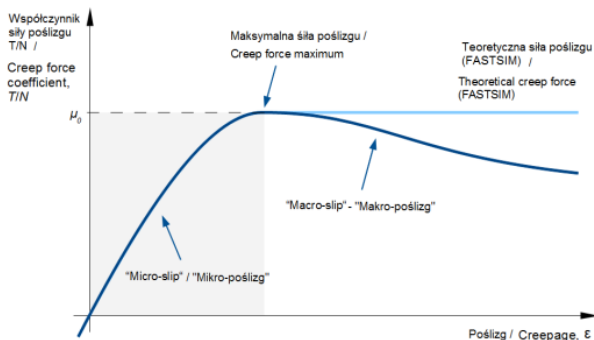


Fig. 1. The qualitative relationship between the friction force and slip [5]

Rys. 1. Jakościowa zależność między siłą tarcia a poślizgiem [5]

For the linear value range the results obtained using the FASTSIM algorithm are consistent with the Kalker's linear contact theory and follow the relation:

$$\begin{bmatrix} T_x \\ T_y \end{bmatrix} = NGab \begin{bmatrix} C_{11} & 0 & 0 \\ 0 & C_{22} & \sqrt{ab} C_{23} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_\varphi \end{bmatrix} \quad (1)$$

where:

- T_x, T_y – friction force in the longitudinal and transverse directions
- N – force in the contact zone

dużym promieniu $R > 1000m$, stożkowatość ekwiwalentna zestawu kołowego powoduje, iż nie dochodzi do kontaktu koło-szyna w strefie obrzeża. Przy mniejszym promieniu łuku wózek przyjmuje takie położenie w torze, które powoduje powstanie kontaktu w strefie obrzeża koła przedniego zestawu kołowego toczącego się po zewnętrznej szynie łuku (koło prowadzące). Przy dalszym zmniejszaniu promienia łuku następuje również kontakt obrzeża koła tylnego zestawu kołowego wózka toczącego się po szynie wewnętrznej. Podczas przejazdu przez krzywiznę toru w punktach kontaktu koło-szyna występują duże wartości poślizgów względnych, szczególnie przy niewielkim promieniu łuku.

Poślizgi te są odpowiedzialne za występowanie znacznych sił na styku koło-szyna. Istotny jest fakt, iż siły styczne kontaktu są zależne nie tylko od poślizgów wzdłużnych i poprzecznego, ale również od poślizgu wiertnego (spinu). Wielkość ta (poślizg wiertny) zależy od kąta nachylenia powierzchni kontaktu do płaszczyzny toru, kąt ten jest największy na obrzeżu, co dodatkowo pogarsza warunki współpracy koła z szyną w strefie obrzeża.

Podczas przeprowadzonych badań symulacyjnych wykorzystano do obliczeń sił kontaktu koło-szyna algorytm FASTSIM. Jest to aktualnie wiodąca metoda wyznaczania sił w strefie kontaktu zapewniająca stosunkowo dobrą dokładność przy niewielkich kosztach obliczeniowych. Na rys.1 pokazano poglądową zależność między poślizgiem a stosunkiem siły tarcia do siły nacisku realizowaną przez algorytm FASTSIM. Dla małych zakresów poślizgów siły kontaktu koło-szyna nie zależą od wartości współczynnika tarcia. Dla większych wartości poślizgów wchodzimy w zakres nieliniowy, gdzie siła kontaktu stycznego jest ograniczona przez współczynnik tarcia pary ciernej koło-szyna.

Dla zakresu liniowego wyniki otrzymane z algorytmu FASTSIM są zgodne z liniową teorią kontaktu Kalkera i są dane poniższą zależnością:

$$\begin{bmatrix} T_x \\ T_y \end{bmatrix} = NGab \begin{bmatrix} C_{11} & 0 & 0 \\ 0 & C_{22} & \sqrt{ab} C_{23} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_\varphi \end{bmatrix} \quad (1)$$

gdzie:

- T_x, T_y – siła tarcia w kierunku wzdłużnym i poprzecznym
- N – siła nacisku w strefie kontaktu
- G – moduł sztywności poprzecznej
- a, b – długość półosi elipsy kontaktu
- C_{11}, C_{22}, C_{23} – stałe zależne od wielkości a, b
- $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_\varphi$ – poślizg wzdłużny, poprzeczny oraz wiertny (spin).

W celu zmniejszenia sił występujących podczas kontaktu w strefie obrzeża stosuje się smarowanie obrzeża, które zapewnia redukcję wartości współczynnika tarcia. W przeprowadzonych badaniach przyjęto współczynnik tarcia smarowanej powierzchni obrzeża na poziomie 0,1 [1]. Na powierzchni tocznej koła oraz

G – shear modulus
 a, b – semi-major and semi-minor ellipse axes
 C_{11}, C_{22}, C_{23} – constants dependent on the values of a, b
 $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_\phi$ – transverse and longitudinal slips and spin.

In order to reduce the forces occurring during the contact in the wheel flange region lubrication is used to ensure a reduction in the friction coefficient. The friction factor of the lubricated wheel flange was assumed to be 0,1 [1] for this study. At the wheel tread and for the non-lubricated flange the coefficient was assumed to equal 0.36.

Based on the information about the frictional forces at the wheel-rail contact zone and the relative slip values obtained with the SIMPACK the power dissipated by the friction forces (friction power) at a given point of contact was calculated.

$$P_t = P_{t_x} + P_{t_y} = T_x \cdot \varepsilon_x \cdot V + T_y \cdot \varepsilon_y \cdot V \quad (2)$$

where:

P_t – friction power
 P_{t_x}, P_{t_y} – friction force due to the respective forces: T_x, T_y
 V – vehicle travel speed.

The information of each contact point's friction power was used to create the friction power balance of the whole vehicle when in a curve and then to determine the total rolling resistance of the vehicle.

It should be noted that the rolling resistance estimated in such a way does not contain the base friction resistance of the vehicle resulting from the wheel rolling on the rail without slipping. This is due to the fact that the FASTSIM contact algorithm does not include the dissipation of energy associated with the hysteresis of the elastic material.

2. THE RESEACH MODEL

The study was conducted on a standard passenger railcar (Fig. 2). A mechanical model of the analyzed vehicle was created using the design documentation (Fig. 3). The presented model shows the mechanical links between rigid bodies using elastic or reactive elements such as springs and dampers.

Basic mechanical parameters of the railcar:

- car base $2a^*$ - 19,0 m
- bogey base $2a^+$ - 2,50 m
- wheels diameter - 0,92 m
- car curb weight during tests - 50.000 kg
- total bogey mass - 7.150 kg
- longitudinal stiffness of the leading wheelset (on the axle box) - 11 kN/mm
- transverse stiffness of the leading wheelset (on the axle box) - 12 kN/mm
- wheels tread profile - S1002
- torsional stiffness of the trolley to body connection - 260 kNm/rad
- unbalanced lateral acceleration during tests - 0,65 m/s^2 .

The mechanical model was used to develop a simulation model in SIMPACK. This model consisted of

dla niesmarowanego obrzeża współczynnik ten przyjęto równy 0,36.

Na podstawie informacji o wartości sił tarcia na styku koło szyna oraz wartości poślizgów względnych użytych w programie SIMPACK obliczono moc rozpraszaną przez siły tarcia (moc tarcia) w danym punkcie kontaktu.

$$P_t = P_{t_x} + P_{t_y} = T_x \cdot \varepsilon_x \cdot V + T_y \cdot \varepsilon_y \cdot V \quad (2)$$

gdzie:

P_t – moc tarcia
 P_{t_x}, P_{t_y} – moc tarcia powstająca na skutek siły tarcia odpowiednio: T_x, T_y
 V – prędkość ruchu pojazdu.

Informacja o mocy tarcia z każdego punktu kontaktu posłużyła do stworzenia bilansu mocy tarcia całego pojazdu w łuku, a następnie do wyznaczenia całkowitych oporów ruchu pojazdu.

Należy zwrócić uwagę, iż oszacowane tak opory ruchu nie zawierają oporów zasadniczych pojazdu wynikających z toczenia się bez poślizgu koła po szynie. Jest to związane z faktem, iż algorytm kontaktu FASTSIM nie uwzględnia dyssypacji energii związanej z histerezą sprężystości materiału.

2. PREZENTACJA MODELU BADAWCZEGO

Badania przeprowadzono na standardowym wagonie pasażerskim (rys. 2). Na podstawie dokumentacji konstrukcyjnej powstał model mechaniczny analizowanego pojazdu (rys. 3). Na modelu mechanicznym przedstawiono powiązania brył sztywnych elementami podatnymi takimi jak sprężyny i tłumiki drgań.

Podstawowe parametry mechaniczne wagonu:

- baza wagonu $2a$ - 19,0 m
- baza wózka $2a$ - 2,50 m
- średnica kół jezdnych - 0,92 m
- masa wagonu podczas badań - 50 000 kg
- masa całkowita wózka - 7 150 kg
- sztywność wzdłużna prow. zestawów kołowych (na maźnicę) - 11 kN/mm
- sztywność poprzeczna prow. zestawów kołowych (na maźnicę) - 12 kN/mm
- rofil powierzchni tocznej kół - S1002
- sztywność skrętna połączenia wózka z nadwoziem - 260 kNm/rad
- niezrównoważone przyspieszenie boczne podczas badań - 0,65 m/s^2

Model mechaniczny posłużył do opracowania modelu symulacyjnego w programie SIMPACK. Model ten składa się z podstruktur wózków (rys 4), które po zestawieniu z nadwoziem tworzą kompletny model wagonu (rys. 5).

Ważnym zagadnieniem w zbudowanym modelu jest zapewnienie zmiennych wartości współczynnika tarcia μ na styku szyny z obrzeżem koła. W tym celu powstał dwuwarstwowy model koła (rys 6).

bogey substructures (Figure 4), which, when combined with the body, form a complete model of the railcar (Figure 5).

Providing a variable friction coefficient μ on the wheel-rail contact points is an important issue in the created full model. A double-layered wheel model was made for this purpose (Figure 6).

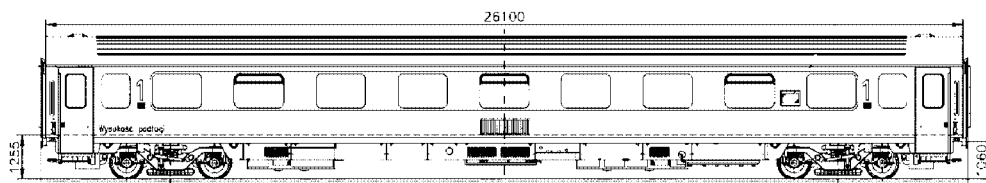


Fig. 2. The analyzed vehicle

Rys. 2. Analizowany pojazd

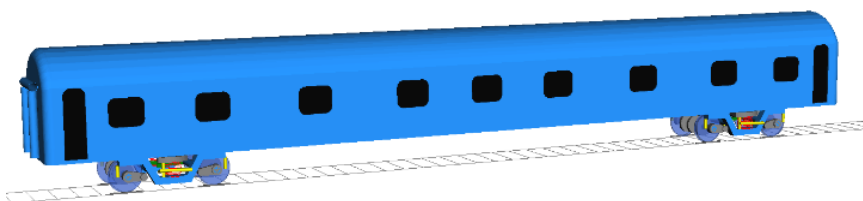


Fig. 5. Model of the whole car

Rys. 5. Model całego wagonu

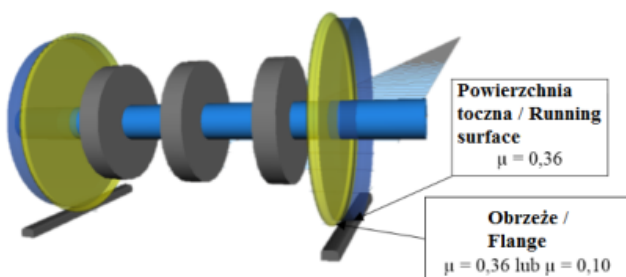


Fig. 6. Modeling the changes in the coefficient of friction at the wheel-rail contact

Rys. 6. Modelowanie zmiany wartości współczynnika tarcia na styku koła z szyną

3. ECOLOGICAL ASPECTS OF WHEEL FLANGE LUBRICATION

The wheel-rail contact is accompanied by stresses as well as slips negatively affecting energy consumption. Particularly high energy consumption occurs when passing through a curve with a small radius where there is significant transverse slip. In such a situation a large amount of abrasive wear can be observed, accompanied by a large amount of energy dissipated in the form of heat to the surroundings. To reduce this negative phenomenon lubrication of wheel flanges is used. Lubrication reduces the friction coefficient and thus reduces the motion resistance and the emission of heat to the environment [2].

Lubricants used currently are resistant to low temperatures, are characterized by high adhesion to surfaces and high resistance to load. A standard flange lubrication system is composed of the control system, the lubricant tank, a pump and the spray nozzle [2].

Fig. 3. The mechanical model

Rys. 3. Model mechaniczny

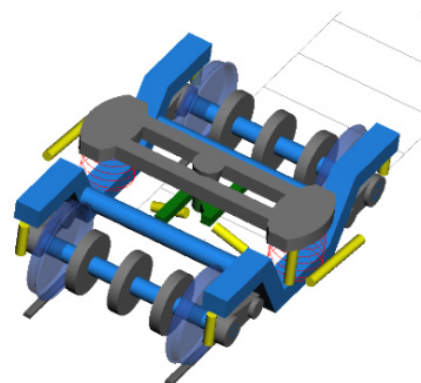
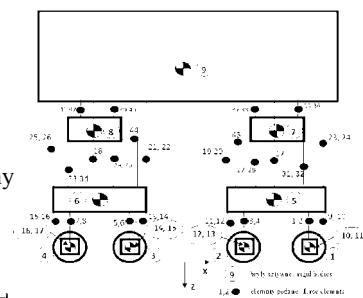


Fig. 4. Bogey substructure

Rys. 4. Podstruktura wózka

3. ASPEKTY EKologiczne SMAROWANIA OBRZEŻY KÓŁ

Stykowi koła z szyną towarzyszą naprężenia kontaktowe oraz poślizgi wpływające negatywnie na zużycie energii. Szczególnie duże zużycie energii następuje podczas przejazdu po łuku toru o małym promieniu gdzie występuje znaczne poślizg poprzeczny. Podczas takiego przejazdu mamy do czynienia z dużym zużyciem ściernym, któremu towarzyszy duże rozpraszanie energii w postaci oddawanego do otoczenia ciepła. Aby ograniczyć to negatywne zjawiska stosuje się smarowanie obrzeży kół. Zastosowanie smarowania obniża współczynnik tarcia, a więc zmniejsza opory ruchu i ogranicza emisję ciepłą do otoczenia [2]. Stosowane obecnie środki smarujące są odporne na niskie temperatury, charakteryzują się dużą przyczepnością do powierzchni i dużą wytrzymałością na naciski. Standardowy układ smarowania obrzeży kół zbudowany jest z układu sterującego, zbiornika smaru, pompy dozującej i dysz rozpylających [2]. Najważniejsze zalety stosowania smarowania obrzeży kół to:

- zmniejszenie zużycia ciernego kół i szyn
- zmniejszenie hałasu wynikającego z pisk generowanego przez styk koło-szyna
- oszczędność energii wynikająca ze zmniejszenia oporów ruchu
- podniesienie bezpieczeństwa przed wykolejeniem [2].

The main advantages of using wheel flange lubrication include:

- reducing the wheels and rails friction wear
- reducing the squeal noise generated by the wheel-rail contact
- energy savings resulting from the reduction in the rolling resistance
- increased protection from derailment [2].

4. RESEARCH SCENARIOS

Tests were conducted on three test tracks. The first track contained a curve with a very small radius $R = 150$ m, the second – a curve with a small radius $R = 300$ m, and the third contained a curve with a large radius $R = 600$ m. All test drives were made from the same unbalanced lateral acceleration equal to 0.65 m/s^2 . The same acceleration value was obtained through the appropriate selection of the cant of the curve and speed. All test drives were performed on a right turning curve, which means that the wheels move along the left outer rail.

The complete description of used test scenarios is as follows:

- 1) a curve with a radius of 150 m, travelling at 50 km/h:
 - a) the friction coefficient on the right and left wheel flanges $\mu = 0,36$,
 - b) the friction coefficient on the right $\mu = 0,10$, and left wheel flanges $\mu = 0,36$,
 - c) the friction coefficient on the right and left wheel flanges $\mu = 0,10$,
- 2) a curve with a radius of 300 m, travelling at 50 km/h:
 - a) the friction coefficient on the right and left wheel flanges $\mu = 0,36$,
 - b) the friction coefficient on the right $\mu = 0,10$, and left wheel flanges $\mu = 0,36$,
 - c) the friction coefficient on the right and left wheel flanges $\mu = 0,10$,
- 3) a curve with a radius of 600 m, travelling at 100 km/h:
 - a) the friction coefficient on the right and left wheel flanges $\mu = 0,36$,
 - b) the friction coefficient on the right $\mu = 0,10$, and left wheel flanges $\mu = 0,36$,
 - c) the friction coefficient on the right and left wheel flanges $\mu = 0,10$.

The adopted test conditions reflect the actual track performance and the extent to which the currently used lubricants alter the coefficient of friction (friction coefficient $\mu = 0.1$), although the nature of the scenarios presented in the research is only theoretical.

5. RESULTS

Examples of obtained results of wheel-rail contact forces, relative slip and the power dissipated by the friction forces were compiled in Figure 7. These are the results for the guide wheel of the first car in the 1a)

4. SCENARIUSZE BADAWCZE

Badania przeprowadzono na trzech torach badawczych. Pierwszy przypadek toru to łuk o bardzo małym promieniu $R=150$ m, drugi – łuk o małym promieniu $R=300$ m, a trzeci przejazd odbył się na łuku o dużym promieniu $R=600$ m. Wszystkie przejazdy wykonano z takim samym niezrównoważonym przyspieszeniem bocznym równym $0,65 \text{ m/s}^2$. Wartość tego przyspieszenia uzyskano przez odpowiedni dobór przechyłki w łuku oraz prędkości jazdy. Wszystkie przejazdy wykonano po łuku prawym, co oznacza, że koła lewe poruszają się po zewnętrznym toku szynowym.

Pełny opis scenariuszy badawczych jest jak poniżej:

- 1) łuk toru o promieniu 150 m, prędkość przejazdu 50 km/h:
 - a) współczynnik tarcia na obrzeżu koła prawego i lewego $\mu = 0,36$,
 - b) współczynnik tarcia na obrzeżu koła prawego $\mu = 0,10$, lewego $\mu = 0,36$,
 - c) współczynnik tarcia na obrzeżu koła prawego i lewego $\mu = 0,10$,
- 2) łuk toru o promieniu 300 m, prędkość przejazdu 50 km/h:
 - a) współczynnik tarcia na obrzeżu koła prawego i lewego $\mu = 0,36$,
 - b) współczynnik tarcia na obrzeżu koła prawego $\mu = 0,10$, lewego $\mu = 0,36$,
 - c) współczynnik tarcia na obrzeżu koła prawego i lewego $\mu = 0,10$,
- 3) łuk toru o promieniu 600 m, prędkość przejazdu 100 km/h:
 - a) współczynnik tarcia na obrzeżu koła prawego i lewego $\mu = 0,36$,
 - b) współczynnik tarcia na obrzeżu koła prawego $\mu = 0,10$, lewego $\mu = 0,36$,
 - c) współczynnik tarcia na obrzeżu koła prawego i lewego $\mu = 0,10$.

Przyjęte warunki badawcze odzwierciedlają rzeczywiste parametry toru jak i możliwości obecnie stosowanych środków smarnych wykorzystywanych do zmiany współczynnika tarcia (współczynnik tarcia $\mu=0,1$), aczkolwiek charakter przedstawionych scenariuszy badawczych jest tylko teoretyczny.

5. UZYSKANE WYNIKI

Przykłady uzyskanych przebiegów sił kontaktu koło-szyna, poślizgów względnych oraz mocy rozpraszanej przez siły tarcia pokazano na rys.7. Są to wyniki dla koła prowadzącego pierwszego wózka podczas przejazdu 1a) czyli po łuku torowym o promieniu 150 m bez smarowania obrzeży. Dla porównania na rys.8 pokazano te same wyniki dla przejazdu 1b), czyli tego samego łuku z zastosowanym smarowaniem obrzeża kół znajdujących się po zewnętrznej stronie łuku. Przebieg oporów ruchu poszczególnych kół, wózków, oraz całego pojazdu dla przejazdu 1a) i 1b) pokazano odpowiednio na rys.9 i na rys.10. Na rys.11

test drive with a curve radius of 150 m and without flange lubrication. For comparison, Figure 8 shows the results 1b) for the same test drive, on the same curve, but with added wheel flanges lubrication for the wheels on the outside of the curve. The change in the rolling resistance of the individual wheels, bogeys, and the entire vehicle for the drives 1a) and 1b) are shown in Fig.9 and Fig.10 respectively. Figure 11 contains a comparative summary of the rolling resistance for all the researched scenarios. Dotted lines indicate the rolling resistance resulting from the wheel-rail contact located in the wheel flange area.

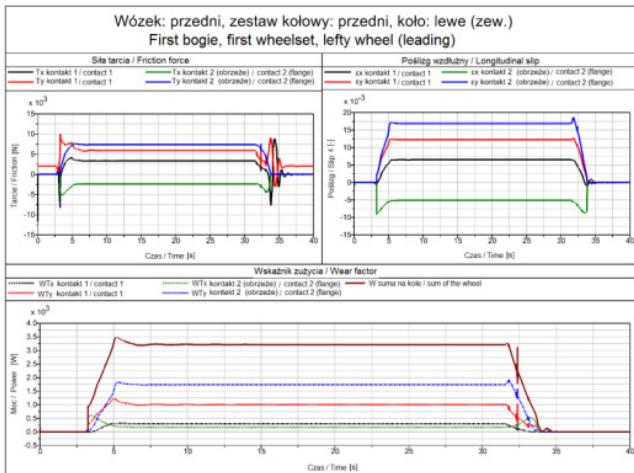


Fig. 8. Example results obtained for the drive 1b)
Rys. 8. Przykładowe wyniki uzyskane dla przejazdu 1b)

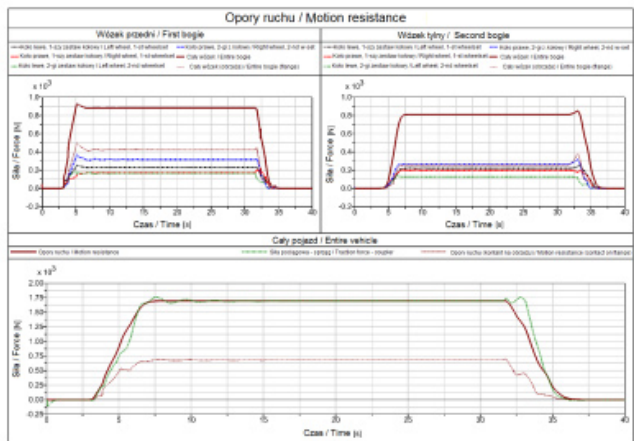


Fig. 10. Rolling resistance measured for the drive 1b)
Rys. 10. Opory ruchu uzyskane dla przejazdu 1b)

6. RESULTS ANALYSIS AND CONCLUSIONS

The rolling resistance values obtained from the simulations were summarized in Table 1, this table also shows the percentage of resistance due to contact in the flange region. For comparison, it also contains the rolling resistance in curves W_R determined with the Röckl's formula [3], [4] and the main rolling resistance W_z determined using the COBiRTK formula [3], [4] for the analyzed railcar. Table 2 shows the percentage decrease in the resistance in a curve after the application of flange lubrication.

zamieszczono porównawcze zestawienie oporów ruchu dla wszystkich scenariuszy badawczych. Przerwaną linią zaznaczono opory ruchu wynikające z kontaktu koło – szyna zlokalizowanego w strefie obrzeża..

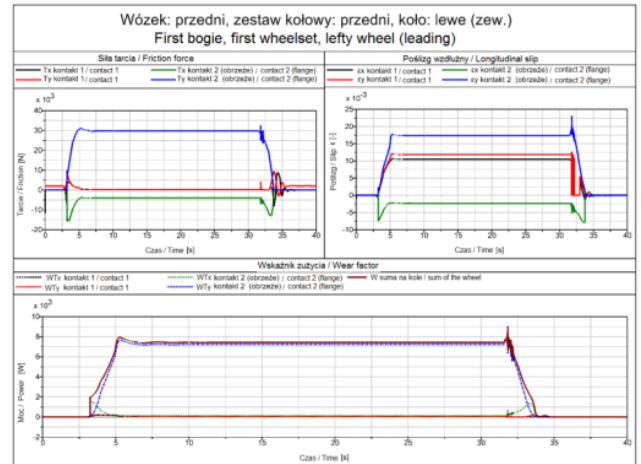


Fig. 7. Example results obtained for the drive 1a)
Rys. 7. Przykładowe wyniki uzyskane dla przejazdu 1a)

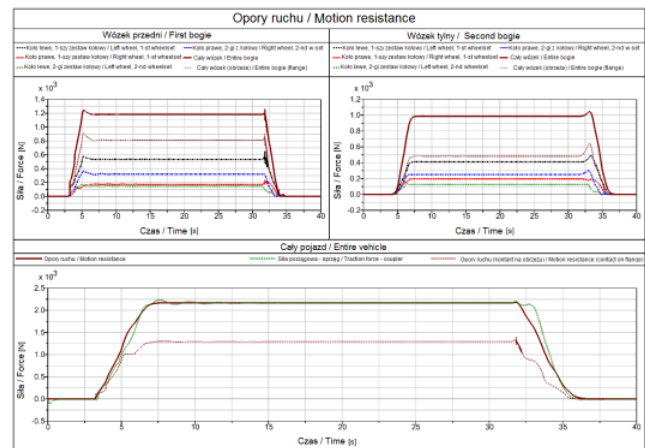


Fig. 9. Rolling resistance measured for the drive 1a)
Rys. 9. Opory ruchu uzyskane dla przejazdu 1a)

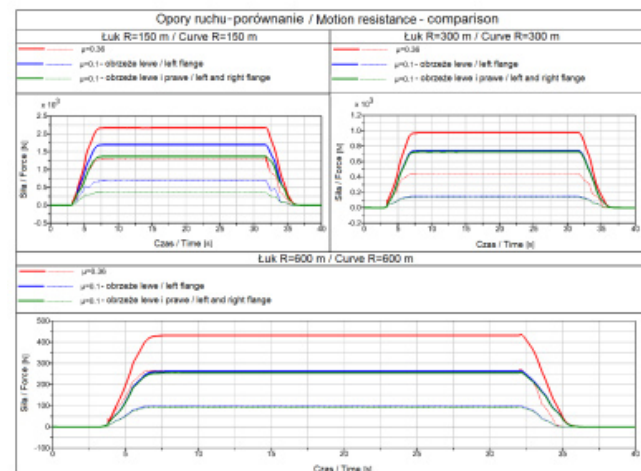


Fig. 11. A summary of the rolling resistance when driving through a curve for the whole vehicle obtained in all the researched scenarios

Rys. 11. Zestawienie zbiorcze oporów ruchu w łuku całego pojazdu uzyskanych w wszystkich scenariuszach badawczych

$$W_z = \left(K + 0,15 \frac{V}{10} \right) G_w + 15 M_w + f(2,5 + n) \left(\frac{V}{10} \right)^2 \quad (3)$$

$$W_R = \frac{500}{R-30} M_w \quad \text{dla } R \leq 250m \quad (4)$$

$$W_R = \frac{530}{R-35} M_w \quad \text{dla } 250m < R \leq 350m \quad (5)$$

$$W_R = \frac{650}{R-55} M_w \quad \text{dla } R > 350m \quad (6)$$

where:

W_z – base vehicle motion resistance [kG]

W_R – rolling resistance on curves [kG]

V – travel speed [km/h]

$K = 0,9$ – coefficient for the bearings type

$f = 1,0$ – train type coefficient

$n = 1$ – number of railcars

$G_w = 50$ [t] – mass of a single railcar

$M_w = 4$ – number of axles in the train.

6. ANALIZA UZYSKANYCH WYNIKÓW ORAZ WNIOSKI

Uzyskane z symulacji wartości oporów ruchu zestawiono w tab. 1, w tabeli tej pokazano również procentowy udział oporów spowodowanych kontaktem w strefie obrzeża. W celach porównawczych zamieszczono także opory ruchu w łukach W_R wyznaczone z wzoru Rößkla [3], [4] oraz zasadnicze opory ruchu W_z wyznaczone z wzoru COBiRTK [3], [4] dla analizowanego wagonu. W tab. 2 przedstawiono procentowy spadek oporów w łuku po zastosowaniu smarowania obrzeży.

$$W_z = \left(K + 0,15 \frac{V}{10} \right) G_w + 15 M_w + f(2,5 + n) \left(\frac{V}{10} \right)^2 \quad (3)$$

$$W_R = \frac{500}{R-30} M_w \quad \text{dla } R \leq 250m \quad (4)$$

$$W_R = \frac{530}{R-35} M_w \quad \text{dla } 250m < R \leq 350m \quad (5)$$

$$W_R = \frac{650}{R-55} M_w \quad \text{dla } R > 350m \quad (6)$$

gdzie:

W_z – zasadnicze opory ruchu pojazdu [kG]

W_R – opory w łukach [kG]

V – prędkość pociągu [km/h]

$K = 0,9$ - współczynnik rodzaju łożysk

$f = 1,0$ - współczynnik rodzaju pociągu

$n = 1$ – liczba wagonów

$G_w = 50$ [t] - masa wagonu

$M_w = 4$ - liczba osi w pociągu.

Comparison of rolling resistance values obtained for all test drives

Table 1

Zestawienie oporów ruchu uzyskanych dla poszczególnych przejazdów

Tabela 1

| Lp. | Promień łuku [m] | Prędkość [km/h] | Opory ruchu [kN] (procentowy udział oporów obrzeża) | | | Opory w łuku wyznaczone z wzoru Rößkla [kN] | Zasadnicze opory ruchu wyznaczone z wzoru COBiRTK [kN] |
|-----|------------------|---------------------|--|--------------------------------|--|--|---|
| | | | Bez smarowania | Smarowanie obrzeża koła zew. | Smarowanie obrzeża koła zew. i wew. | | |
| No. | Curve radius [m] | Travel speed [km/h] | Rolling resistance [kN] (percentage contribution of the wheel flange resistance) | | | Curve rolling resistance calculated using Rößkl's formula [kN] | Base rolling resistance calculated using the COBiRTK formula [kN] |
| | | | No lubrication | Outer wheel flange lubrication | Inner and outer wheel flange lubrication | | |
| 1 | 150 | 50 | 2.2 (59%) | 1.7 (39%) | 1.4 (25%) | 2.04 | 2.2 |
| 2 | 300 | 50 | 0.97 (45%) | 0.74 (19%) | 0.74 (19%) | 0.98 | 2.2 |
| 3 | 600 | 100 | 0.43 (60%) | 0.26 (37%) | 0.25 (37%) | 0.58 | 5.0 |

The percentage decrease in the curve rolling resistance after applying wheel flange lubrication

Table 2

Procentowy spadek oporów ruchu w łuku po zastosowaniu smarowania obrzeża

Tabela 2

| Lp. | Promień łuku [m] | Prędkość [km/h] | Spadek oporów- [%] | |
|-----|------------------|---------------------|--------------------------------|--|
| | | | smarowanie obrzeża koła zew. | smarowanie obrzeża koła zew. i wew. |
| No. | Curve radius [m] | Travel speed [km/h] | Resistance decrease [%] | |
| | | | Outer wheel flange lubrication | Inner and outer wheel flange lubrication |
| 1 | 150 | 50 | 22 | 36 |
| 2 | 300 | 50 | 23 | 23 |
| 3 | 600 | 100 | 39 | 39 |

When using wheel flange lubrication only for the wheels on the outside of the track, curve the biggest drop in resistance was recorded for the curve with a radius of 150 m, and it amounted to 0.5 kN. For curves with a radius of 300 m and 600 m that value equaled to 0.23 kN and 0.17 kN respectively. Although the R=600 m curve recorded the smallest decline in terms of resistance value the low value of resistance without lubrication caused the largest percentage decrease amounting to 39 %.

After introducing flange lubrication to the wheels moving on the inside of the curve, in the case of the track with a 150 m radius a further reduction in the rolling resistance to the value of 0.3 kN was found, so 0.8 kN less than in the case without lubrication. For the curve with radius R=300 m and R=600 m introduction of additional lubrication of wheel flanges on the inside of the curve did not result in a further reduction in the rolling resistance. This is due to the fact that when passing through the tightest bends flange-rail contact may also appear for the rear wheelset wheels moving on the inner side of the curve. Such contact only occurred for the curve with R=150 m among the analyzed test drives.

Rolling resistance values in a curve derived using the Röckl formula are comparable with the resistance obtained during the simulation variant without flange lubrication. For this case it achieved 75% compliance, the largest discrepancies occurred for the R=600 m curve.

The rolling resistance in a curve generated by the wheel flange depends on whether or not lubrication is used, with lubrication it ranges from 19 % to 39 %, while without between 45 % and 60 %. The values obtained are consistent with literature, where the total share of the rolling resistance from the flange is about 50 % [1] in the case without lubrication.

The ratio of rolling resistance in a curve to total resistance (curve rolling resistance plus general motion resistance) in the absence of lubrication for curves with a radius of 150 m, 300 m and 600 m are equal to 50 %, 30 % and 8 % respectively. After the addition of lubrication this ratio is decreased to 38 %, 25 % and 5 % respectively for each case.

W sytuacji zastosowania smarowania obrzeży tylko kół toczących się po zewnętrznej stronie łuku największy spadek oporów zanotowano dla przejazdu po torze o promieniu 150 m i wynosił on 0,5 kN. Dla łuków o promieniu 300m i 600m wynosił on odpowiednio 0,23 kN oraz 0,17 kN. Mimo iż dla R=600m zanotowano najmniejszy spadek pod względem wartości to niska wartość oporów bez smarowania spowodowała wystąpienie największego procentowego spadku wynoszącego 39%.

Po wprowadzeniu również smarowania obrzeży kół toczących się po stronie wewnętrznej łuku, w przypadku przejazdu po torze o promienia 150 m stwierdzono dalszy spadek oporów ruchu o wartość 0,3 kN czyli 0,8 kN od wariantu wyjściowego bez smarowania. Dla łuku R=300 m oraz R=600 m wprowadzenie dodatkowego smarowania obrzeży kół po wewnętrznej stronie łuku nie spowodowało dalszej redukcji oporów ruchu. Wynika to z faktu, iż podczas przejazdu przez najciaśniejsze łuki może wystąpić kontakt obrzeższyna również dla koła tylnego zestawu kołowego wózka znajdującego się po wewnętrznej stronie łuku. W analizowanych przejazdach wspomniany kontakt wystąpił tylko dla łuku R=150 m.

Opory ruchu w łuku wyznaczone z wzoru Röckla są porównywalne z oporami uzyskanymi podczas symulacji dla wariantu bez smarowania obrzeży. Dla tego przypadku uzyskano zgodność rzędu 75%, największe rozbieżności wystąpiły dla łuku o promieniu 600 m.

Udział obrzeża w generowaniu oporów ruchu w łuku zależy od stosowania lub nie stosowania smarowania i w pierwszym przypadku waha się od 19% do 39%, a w drugim od 45% do 60%. Uzyskane wartości są zgodne z danymi literaturowymi, w których udział obrzeża w całkowitych oporach ruchu wynosi około 50% [1] w przypadku braku smarowania.

Stosunek oporów w łuku do oporów całkowitych (opory w łuku plus opory zasadnicze) w przypadku braku smarowania wynosi dla łuków o promieniu 150 m, 300 m oraz 600 m odpowiednio: 50%, 30% oraz 8%. Po zastosowania smarowania stosunek ten spadł odpowiednio do wartości: 38%, 25% oraz 5%.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Zajęcki E.: *Smarowanie obrzeży kół pojazdów szynowych*, TTS, nr 5, 1995
- [2] Wójtowicz A., Bąkowski H.: *Oszczędności wynikające ze smarowania obrzeży kół w łukach o różnym promieniu*, TTS, 2-3, 2013
- [3] Podoski J.: *Zasady trakcji elektrycznej*, WKŁ, Warszawa 1967
- [4] Madej J.: *Teoria ruchu pojazdów szynowych*, Oficyna wydawnicza politechniki Warszawskiej, Warszawa 2004
- [5] *Dokumentacja programu SIMPACK 9.5.1*

LITERATURE