ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 2003
Seria: TRANSPORT z. 48 Nr kol. 1604

Katarzyna CHRUZIK, Marek SITARZ

ZASTOSOWANIE MES W PROJEKTOWANIU KÓŁ KOLEJOWYCH ZESTAWÓW KOŁOWYCH

Streszczenie. Obecnie spotykane postacie konstrukcyjne kolejowych zestawów kołowych są wynikiem nałożenia się doświadczeń eksploatacyjnych i technologii wykonania, a w ostatnim okresie także wyników analiz numerycznych wykorzystywanych przy ich projektowaniu. Podkreślając duże możliwości i przydatność MES, należy zwrócić uwagę na konieczność bardzo przemyślanego i rozważnego stosowania tej metody. Jest ona metodą przybliżoną, a jej wyniki odnoszą się nie do rzeczywistych układów konstrukcyjnych, ale do ich modeli. Występuje więc różnica między realnym problemem a wynikami obliczeń przeprowadzonymi na jego modelu.

APPLICATION OF FINITE ELEMENT METHOD IN WHEEL DESIGN OF RAILWAY WHEELSETS

Summary. The railway wheelsets designs in operation at present are the outcome of service experience and process engineering. Lately, the numerical analyses done in the design phase are also utilised. Emphasizing the extensive possibilities and usefulness of FEM, attention must be paid to the judicious use of this method. It is an approximate method, since the results relate to the models of real systems and not to the systems themselves. There exists a difference between real problem and computation results, which relate to the model.

1. WSTĘP

Kolejowy zestaw kołowy to element konstrukcyjny mający bezpośredni wpływ nie tylko na ruch pojazdu, ale i na bezpieczeństwo pasażerów. Dlatego oś i koło oraz zestaw kołowy jako całość muszą mieć zapewnioną dostateczną wytrzymałość w wymaganym okresie eksploatacji. Obecnie spotykane postacie konstrukcyjne tych elementów są wynikiem nałożenia się doświadczeń eksploatacyjnych i technologii wykonania, a w ostatnim okresie także wyników analiz numerycznych wykorzystywanych przy ich projektowaniu.

Przy obecnym poziomie techniki i wiedzy proces projektowania można znacznie uprościć, stosując komputerowe symulacje oparte na metodzie elementów skończonych (MES). Przedmiotem rozważań jest analiza numeryczna różnych postaci konstrukcyjnych kolejowych zestawów kołowych oparta na metodzie elementów skończonych.

Uzasadnieniem podjęcia tego problemu jest brak w kraju i na świecie metodologii projektowania kolejowych zestawów kołowych i możliwości optymalizacji ich cech konstrukcyjnych w zależności od procesu wytwarzania i warunków eksploatacji. Analiza tego problemu pozwoli:

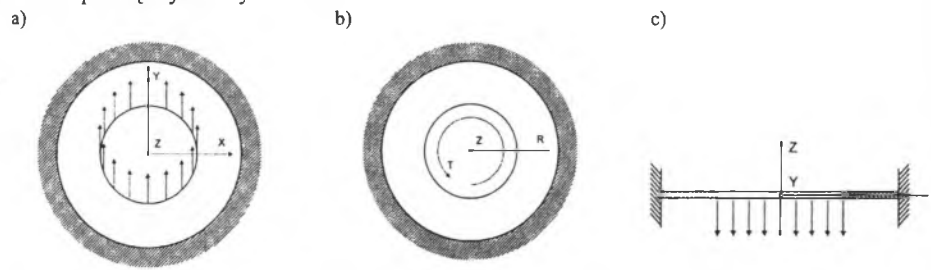
- porównać dotychczas stosowane programy do obliczeń wytężenia kolejowych zestawów kołowych;
- opracować metodologię projektowania kolejowych zestawów kołowych.

2. BADANIA WSTĘPNE - MODEL TARCZY KOŁA

W celu uściślenia obliczeń wytrzymałościowych MES przeprowadzono porównanie metody analitycznej z metodą numeryczną na przykładzie modelu tarczy koła. Na rysunku 1 pokazany jest model tarczy koła oraz stworzone w programie FEMAP modele fizyczny i dyskretny.

Rys. 1. Zamodelowana tarcza koła
Fig. 1. Model of the web of a wheel

Rozpatrzono trzy przypadki obciążenia – rysunek 2. W pierwszym zostały zadeklarowane wstępne liniowe przemieszczenia węzłów wewnętrznej powierzchni w kierunku równoległym do osi Y globalnego kartezjańskiego układu współrzędnych (rys. 2 a). Przypadek drugi obejmował wstępne kątowe przemieszczenia węzłów w kierunku zgodnym z kątem T cylindrycznego układu współrzędnych – rys. 2 b. Trzecie obciążenie było związane z liniowym przemieszczeniem węzłów w kierunku równoległym do osi Z kartezjańskiego układu współrzędnych – rysunek 2 c.



Rys. 2. Modele obciążenia tarczy koła
Fig. 2. Load models for the web a wheel

Dla pokazanych wariantów obciążeń analitycznie zostały wyznaczone naprężenia maksymalne dla grubości tarczy h = 0,02 [m], promienia wewnętrznego r_1 = 0,019 [m] i promienia zewnętrznego r_2 = 0,36 [mm] [1].

Przypadek 1

$$\sigma_{r\,max} = \frac{\mu \cdot \Delta_y}{c}\left[\frac{3 \cdot \kappa\left(r_1^2 + r_2^2\right)}{r_1} + 2r_1 + \frac{\kappa^2\left(r_1^2 + r_2^2\right)}{r_1} - 2\frac{\kappa r_2^2}{r_1}\right] \tag{3.1}$$

gdzie μ i κ współczynniki Lamego wyznaczone ze wzorów:

$$\mu = \frac{E}{2(1+\nu)}, \qquad \kappa = \frac{3-\nu}{1+\nu} \tag{3.2}$$

E – moduł Younga, ν – stała Poissona, Δy – zadane przemieszczenie = 0,0001 [m]
Współczynnik c wyznaczono za pomocą równania

$$c = r_1^2 - r_2^2 - \kappa^2 (r_1^2 + r_2^2) \ln \frac{r_1}{r_2} \tag{3.3}$$

Dla tak wyprowadzonego równania

$$\sigma_{r\max} = 143{,}9\ MPa \tag{3.4}$$

Przypadek 2

$$\tau_{r\phi\max} = \frac{2 \cdot \mu \cdot r_1^2 \cdot \varsigma}{r_2^2 - r_1^2} \tag{3.5}$$

gdzie ς - skręcenie konturu wewnętrznego o kąt

$$\varsigma = \frac{\Delta\vartheta}{r_1} \tag{3.6}$$

dla $\Delta_\vartheta = 0{,}0001$ [m]

$$\tau_{r\phi\max} = 110{,}5\ MPa \tag{3.7}$$

Przypadek 3

$$\sigma_r = 6\frac{M(r)}{h^2} \tag{3.8}$$

gdzie moment gnący w przekroju dysku wyznaczony ze wzoru:

$$M(r) = D\left[\frac{d^2}{dr^2}w(r) + \frac{\nu}{r}\frac{d}{dr}w(r)\right] \tag{3.9}$$

zależny jest od rozkładu przemieszczeń dysku

$$w(r) = \frac{Tr_2}{8\pi D(\eta^2 - 1)}\left\{\left[\ln(\eta) - 1 + \frac{\eta^2 + 1}{2}\right]\left(1 - \frac{r^2}{r_2^2}\right) - \left[2\ln(\eta) + (\eta^2 - 1)\frac{r^2}{r_2^2}\right]\ln\left(\frac{r_2}{r}\right)\right\} \tag{3.10}$$

Sztywność zginania i siły osiowe wyznaczono ze wzorów

$$D = \frac{Eh^3}{12(1 - \nu^2)}$$

$$T = \frac{\Delta z}{c_1}$$

$$c_1 = \frac{\left[\ln(\eta) - 1 + \frac{\eta^2 + 1}{2}\right]\left(1 - \frac{r_1^2}{r_2^2}\right) - \left[2\ln(\eta) + (\eta^2 - 1)\frac{r_1^2}{r_2^2}\right]\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{8\pi D(\eta^2 - 1)} r_2 \tag{3.11}$$

$$\eta = \frac{r_2}{r_1}$$

$$\sigma_{r\max} = 60{,}5\ MPa \tag{3.12}$$

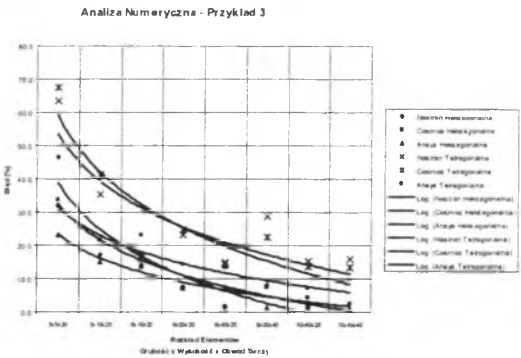
Wygenerowano również modele siatek różniące się pomiędzy sobą wielkością i sposobem rozkładu elementów, a także rodzajem zastosowanego elementu.

Wynikiem badań było wyznaczenie procentowego błędu analizy numerycznej, zależnego od wielkości i rozkładu elementów oraz od rodzaju zastosowanego elementu.

Na rysunku 3 pokazano graficznie błąd obliczeń dla trzeciego, najbardziej charakterystycznego przypadku obciążenia.

Z analizy tych obliczeń wynika, że minimalna liczba elementów wzdłuż przekroju poprzecznego tarczy koła powinna wynosić 6.

Badania te pozwoliły na wygenerowanie optymalnego modelu siatki koła ze względu na dokładność i czas obliczeń



Rys. 3. Wyniki porównania obliczeń analitycznych i numerycznych dla przypadku trzeciego
Fig. 3. Results of comparison of analytical and numerical calculations - case #3

3. OBCIĄŻENIA KÓŁ KOLEJOWYCH ZESTAWÓW KOŁOWYCH

W dalszej części pracy określono obciążenia montażowe i eksploatacyjne koła kolejowego zestawu kołowego, wykorzystywane w późniejszych badaniach. Są to obciążenia: statyczne, dynamiczne i termiczne. Obciążenia statyczne są wynikiem wcisku montażowego oraz masy wagonu. Obciążenia dynamiczne związane są z jazdą wagonu po torach oraz siłami odśrodkowymi wynikającymi z prędkości jazdy. Obciążenia termiczne występują w kole podczas hamowania.

Analizę numeryczną przeprowadzono dla materiału P52 (R7 wg UIC), który jest stosowany w Polsce na koła kolejowe.

3.1. Obciążenia wynikające z naprasowania koła na oś

Pierwszy typ analizowanych obciążeń wynika z naprasowania koła na oś w trakcie procesu produkcji. Pozwoli to na znalezienie proporcji przemieszczeń współpracujących elementów, co uprości w znacznym stopniu proces analizy.

W celu zwiększenia dokładności obliczeń przemieszczeń i naprężeń wynikających z montażu stworzono asymetryczny model osi i koła z pasującą liczbą węzłów w strefie kontaktu, a następnie powiązano pary węzłów równaniami określającymi występujące w nich przemieszczenia. Na rysunku 4. pokazano model koła wraz z osią oraz równanie dla pary IJ węzłów (3.13):

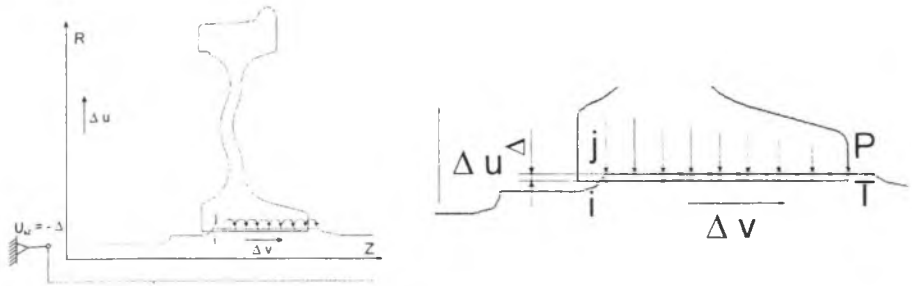
$$\begin{aligned} v_i &= v_j & 1\cdot v_i - 1\cdot v_j &= 0 \\ u_i - u_j &= \Delta & 1\cdot u_i - 1\cdot u_j + v_k &= 0 \\ & & \Downarrow & \\ & & \Delta & \end{aligned} \tag{3.13}$$

W celu sprawdzenia rezultatów obliczeń - dla znalezionej wartości siły P oddziaływania w kierunku promieniowym i współczynnika tarcia μ wyznaczonego podczas badań naprasowywania przeprowadzonych w Hucie Gliwice - wyznaczono dla kolejnych etapów obliczeń wartość siły naprasowywania T:

$$T = \mu \cdot P$$

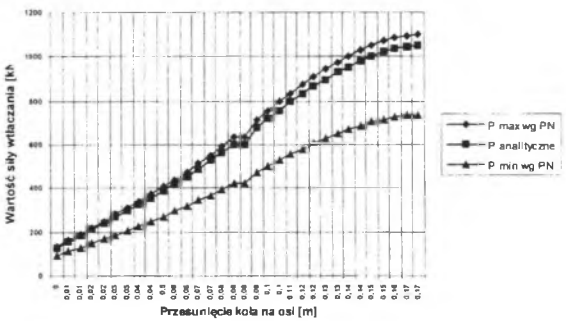
$$T_{\Sigma} = \sum_{i=1}^{n} T_i \tag{3.14}$$

przy liczbie węzłów kontaktowych od i do n, gdzie T_i to wartość sił poosiowych w węzłach.



Rys. 4. Model osiowosymetryczny obciążenia
Fig. 4. Axially symmetrical load model

Umożliwiło to stworzenie wykresu naprasowywania koła na oś i porównanie go z wykresem z Polskiej Normy. Porównanie to potwierdziło poprawność zastosowanej metody obliczeń – rysunek 5. Wyniki obliczeń analitycznych mieszczą się w zakresie wykresu zamieszczonego w Polskich Normach.



Rys. 5. Teoretyczny wykres wtłaczania koła na oś – zestaw PN 920/200s
Fig. 5. Theoretical diagram of pressing wheel onto the axle – wheelset PN 920/200s

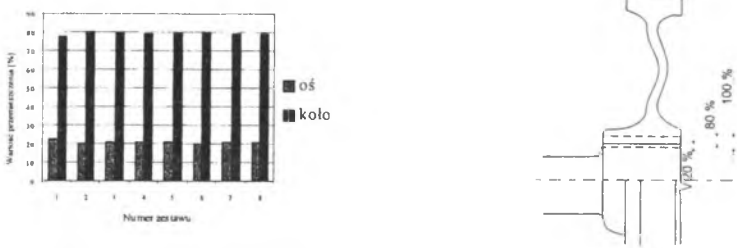
Wyznaczenie przemieszczeń w elementach zestawu pozwoliło na znalezienie procentowego rozkładu przemieszczeń węzłów kontaktowych w element zestawu. Na rysunku 6a pokazano przemieszczenie węzłów kontaktowych w zestawie dla wcisku 0,18 mm. Jak widać, jest to wartość prawie niezależna od kształtu tarczy koła i wynosi 80%. Pozostałe 20 % przemieszczenia przejmuje oś.

Następnym krokiem było przeprowadzenie uproszczonej analizy wcisku poprzez zadeklarowanie wstępnych liniowych przemieszczeń węzłów wewnętrznej powierzchni tworzącej w kierunku radialnym globalnego cylindrycznego układu współrzędnych. Rozkład naprężeń dla obydwu metod był bardzo podobny, a różnica wartości naprężeń nie przekroczyła 10%. Znalezienie stałej proporcji przemieszczeń (niezależnie od geometrii koła) pozwala na:

- zadeklarowanie obciążenia pochodzącego od naprasowania koła na oś poprzez przemieszczenia wstępne;
- skrócenie czasu przygotowania modelu;
- skrócenie czasu obliczeń.

Dalsze obliczenia można będzie uprościć do zadawania określonego procentu wartości wcisku na element kolejowego zestawu kołowego – rysunek 6b.

a) b)



Rys. 6. Przemieszczenie węzłów kontaktowych w zestawie
Fig. 6. Displacement of contact nodes in the wheelset

Z analizy rezultatów obliczeń wynika, że duży wpływ na rozkład naprężeń ma symetryczność (asymetryczność) piasty koła. Dla piasty asymetrycznej większa kumulacja naprężeń występuje w tej części piasty koła, po której znajduje się tarcza, a w kierunku przeciwnym naprężenia maleją. Równomierny rozkład naprężeń w kole i osi mają koła z symetryczną piastą. Duże naprężenia występują także w miejscach przejścia tarczy koła w piastę. Z obliczeń i rysunków można wywnioskować, że im łagodniejszy jest łuk łączący tarczę koła z piastą, tym naprężenia są mniejsze. Zastosowanie łuków o małych promieniach powoduje kumulowanie się naprężeń w tych miejscach.

3.2. Obciążenia symulujące masę wagonu

Kolejnym obciążeniem statycznym są siły wynikające z masy wagonu. Wartość i punkt przyłożenia tych sił zamodelowano zgodnie z zaleceniami UIC zawartymi w Raporcie ERI B169.1 z 1998 r. [2]. Przykład rozkładu pola naprężeń pokazany jest na rysunku 7.

a) ČD, Bohumin nr rys.FWG\302.0.02.001.007 b) ГОСТ 9036-88

Rys. 7. Mapy naprężeń redukowanych powstających w wyniku obciążenia masą wagonu 22,5 T/oś – Program NASTRAN
Fig. 7. Maps of reduced stresses due to carriage weight, axle load 22,5 T per axle. NASTRAN software

3.3. Obciążenia wynikające z dynamiki jazdy

W obliczeniach obciążeń wynikających z dynamiki jazdy oparto się na rekomendacjach UIC i zamodelowano je quasi-statycznie z dużym bezpieczeństwem poprzez współczynnik [2]. Wartości tych naprężeń są więc proporcjonalne do naprężeń wynikających z obciążeń masą wagonu i mają podobny rozkład.

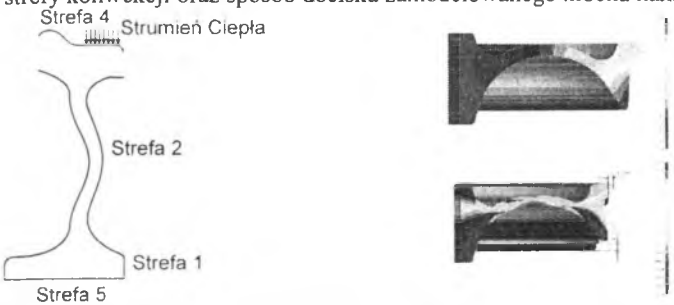
3.4. Obciążenia wynikające z sił odśrodkowych

Siły odśrodkowe zamodelowano poprzez zadanie prędkości, z jaką obraca się masa koła dookoła osi Z. Zależnie od zastosowanego oprogramowania są to obroty lub radiany na sekundę.

W stosunku do analizownych wcześniej obciążeń są to wartości bardzo małe. Obciążenia te mogą być pomijane przy dalszych obliczeniach dla zestawów poruszających się z prędkościami jazdy do 160 km/h.

3.5. Obciążenia wynikające z hamowania długotrwałego

Ostatnie analizowane obciążenie jest związane z hamowaniem pojazdu szynowego. W trakcie analizy zamodelowano ekstremalny przypadek hamowania długotrwałego, jaki występuje na południowym stoku przełęczy Gotthard [3]. Długość tej trasy wynosi około 39 km przy średnim nachyleniu 20,7 i największym nachyleniu 27 promila. Na rysunku 8a pokazano strefy konwekcji oraz sposób docisku zamodelowanego klocka hamulcowego.



Rys. 8. Sposób zamodelowania obciążeń termicznych wynikających z hamowania długotrwałego oraz mapy temperatur i naprężeń redukowanych powstające w ich wyniku – Program NASTRAN

Fig. 8. Modelling thermal loads due to prolonged braking and temperature distribution maps and maps of reduced stresses – results of simulation of prolonged braking. NASTRAN software

Wartości konwekcji oraz własności materiałowe odczytano z Raportu ERI 169 z 1987 roku. W raporcie tym opisano badania różnych przypadków hamowania koła UIC o obciążeniu 22,5 T/oś przy prędkości jazdy 60 km/h i mocy hamowania 30 kW. Czas hamowania wynosił 2700 sekund. Do analizy przyjęto 70 % mocy hamowania przejęte przez koło (pozostałe 30 % absorbuje klocek hamulcowy). Wartość strumienia ciepła dla szerokości klocka 80 mm obliczono według wzoru [4]:

$$HX = \frac{Moc \cdot 0{,}7}{\pi \cdot D \cdot Ø} \quad [W/m^2] \tag{3.15}$$

gdzie: D - powierzchnia klocka,

Ø - średnica koła [mm].

Przykład wyników obliczeń pokazano na rysunku 8b.

3.6. Superpozycja naprężeń

Po przeprowadzeniu obliczeń numerycznych poszczególnych obciążeń wykonano superpozycje naprężeń dla trzech konstrukcji kół wg PN-92/K-91019: Wagony. Koła Bezobręczowe. Typy i Wymiary.

Przykład rozkładu naprężeń pokazano dla koła o konstrukcji polskiej 920/200s - rysunek 9. Koncentracja naprężeń w tarczy koła sugeruje, że decydujący wpływ na wytężenie mają obciążenia dynamiczne i obciążenia wynikające z hamowania

4. WNIOSKI

Opracowana metodyka projektowania i doboru kół kolejowych zestawów kołowych z wykorzystaniem MES pozwoliła na kompleksową analizę wytrzymałościową różnych konstrukcji kół i na wyciągnięcie wniosków dotyczących ich konstrukcji i eksploatacji. Przeprowadzona analiza numeryczna wpływu najważniejszych parametrów geometrycznych i eksploatacyjnych kół kolejowych pozwoli konstruktorom na ich optymalizację i dobór ze względu na parametry wytwarzania i konstrukcji.

Dalsze badania przewidują uściślenie warunków brzegowych dla obciążeń termicznych oraz przeprowadzenie realnych obliczeń obciążeń dynamicznych.

Rys. 9. Superpozycja naprężeń – koło PN 920/200s
Fig. 9. Stress superposition for PN 920/200s wheel

Literatura

1. Esaułow B.P., Sładkowski A.W.: K rasczotu naprażennogo sostojanja diskow koles. Izwiestia WUZow. Maszinostrojenje 1989, Nr 12, s. 98-103.
2. Raport ERRI B169.1. Entwurf zum UIC-merkblatt. 1998.
3. Raport ERRI B 169. Termische grenzen der raden und bremsklotze. MTEL P 98005Utrecht 1987.
4. Zima R., Vampola V.: The shape design of railroad wheels under combination effects of thermal fatigue and cyclic stresses. W: 8th International Wheelset Congress, s. 217-229.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Paweł Piec

Abstract

In the present state-of-the-art the design process can be simplified and accelerated, using computer simulations based on finite element method (FEM). However, these methods are not error-free, since the model as well as computation algorithm are simplified. The error depends, therefore, on the software used. Noting the miltitude of software present at the market, it seems reasonable to evaluate the discrepancy in the results between different types of software used. The representative data input into software should come from laboratory or service tests. The railway wheelsets designs in operation at present are the outcome of service experience and process engineering. Lately, the numerical analyses done in the design phase are also utilised. Emphasizing the extensive possibilities and usefulness of FEM, attention must be paid to the judicious use of this method. It is an approximate method, since the results relate to the models of real systems and not to the systems themselves. There exists a difference between real problem and computation results, which relate to the model. In the last stages of modelling the software used plays a significant role in the results obtained.

Praca wykonana w ramach badań własnych BW-445/RT4/2003.