

Perspektywy rozwoju konstrukcji ram wózków pojazdów szynowych przy zachowaniu obecnych standardów bezpieczeństwa

Dariusz KOWALCZYK¹, Robert BIŃKOWSKI²

Streszczenie

W artykule opisano kierunki rozwoju konstrukcji ram wózków kolejowych: wykorzystanie metody elementów skończonych w projektowaniu, zastosowanie nowych materiałów, podwyższenie jakości spoin, udoskonalenie technologii produkcji. Opisano badania konstrukcji zgarniacza służącego do usuwania przedmiotów znajdujących się na szynach, np. konarów drzew. Wykonano projekt zgarniacza, stosując program SolidWorks z wbudowanym modułem MES. Badania wytrzymałości fragmentu ramy ze zgarniaczem nowej konstrukcji wykazały, że uzyskano zmniejszenie masy zgarniacza o około 25% przy równoczesnym zmniejszeniu z 10% do 0,25% pola naprężeń większych od 280 MPa. We wnioskach zaproponowano przyjęcie opisanej metody do modyfikacji całej konstrukcji ramy wózka.

Słowa kluczowe: wózek, rama wózka, pojazd szynowy, tabor

1. Wprowadzenie

Wózek pojazdu szynowego jest częścią pojazdu odpowiedzialną za prowadzenie go po drodze kolejowej, wpływają na komfort i bezpieczeństwo jazdy. Najważniejszą częścią wózka jest rama, do której są przymocowane poszczególne zespoły: układ hamulcowy, układ napędowy (w zależności od typu wózka), amortyzatory, I i II stopień usprężynowania, odbijaki, zastawy kołowe, zgarniacze i inne. Wymagania, jakie powinna spełniać konstrukcja ramy są opisane w [1, 2], kartach UIC lub w indywidualnych programach badań. Przed wprowadzeniem ramy do eksploatacji, spełnienie tych wymagań musi być potwierdzone wynikami prób statycznych i badań zmęczeniowych.

Rynek kolejowy w Polsce wykazuje dynamiczny rozwój szczególnie w zakresie nowego taboru. Dotyczy to różnych pojazdów szynowych: pojazdów pasażerskich

¹ Dr inż.; Instytut Kolejnictwa; e-mail: dkowalczyk@ikolej.pl.

² Mgr inż.; Instytut Kolejnictwa.

EZT–SKM, tramwajów, lokomotyw towarowych i pasażerskich, wagonów, WKD, metra. Przeznaczenie tych pojazdów, specjalne wymagania, różne parametry techniczne wymagają indywidualnych rozwiązań konstrukcyjnych. Związane z tym jest projektowanie nowych konstrukcji pojazdów w tym również budowy nowych wózków i ich ram. Dąży się do tworzenia konstrukcji bardziej ekonomicznych w eksploatacji przy zachowaniu obecnego poziomu bezpieczeństwa lub zapewnieniu wyższego.

Autorzy artykułu uważają, że w najbliższym czasie rozwój konstrukcji ram wózków będzie obejmował następujące działania:

- zastosowanie w projektowaniu nowoczesnych programów MES / FEM w celu optymalizacji konstrukcji,
- zastosowanie nowych materiałów konstrukcyjnych w produkcji ram,
- podwyższenie jakości technik łączenia materiałów, np.: spoiny,
- dopracowanie technologii produkcji gwarantujących wysoką jakość i powtarzalność produkowanych konstrukcji.

Na podstawie symulacji komputerowych MES oraz badań stanowiskowych fragmentu ramy wózka – wspornika zgarniacza, wykazano możliwość optymalizacji konstrukcji i podwyższania jej wytrzymałości, a tym samym zwiększenie bezpieczeństwa.

Metoda Elementów Skończonych albo Metoda Elementu Skończonego (ang. *FEM*, *finite-element method*) [3, 4] jest zaawansowaną metodą rozwiązywania układów równań różniczkowych polegającą na podziale dziedziny (tzw. dyskretyzacja) na skończone elementy, dla których rozwiązanie jest przybliżane przez konkretne funkcje, a rzeczywiste obliczenia są przeprowadzane tylko dla tych węzłów tego podziału.

2. Problem badawczy i metoda badawcza

Pierwszym etapem sprawdzenia konstrukcji ramy wózka pojazdu szynowego są badania statyczne według [2]. Podczas prób statycznych ramę wózka poddaje się różnym wariantom obciążeń:

- występującym wyjątkowo w eksploatacji – tzw. obciążenia ekstremalne, np.: gwałtowne hamowanie,
- obciążenia występujące w eksploatacji,
- obciążenia lokalne, np.: obciążenia od zgarniacza.

Wszystkie te próby mają za zadanie odpowiedzieć, czy konstrukcja ramy przy różnych wariantach pracy jest całkowicie bezpieczna. Celem opisanych badań

była nie tylko weryfikacja projektu konstrukcji, ale całej technologii, tj. projektu, wykonania, stosowanych materiałów, jakości wykonanych spoin.

Wspornik zgarniacza w konstrukcji ramy spełnia dość istotną rolę w eksploatacji. Element ten działa wyjątkowo rzadko, gdyż pełni rolę wspornika usuwającego z drogi kolejowej objekty dużych gabarytów, np.: konary drzew, gałęzie itp., które stwarzają zagrożenie wykolejenia pojazdu. Wymagania dotyczące wspornika zgarniacza są opisane w [1] w podpunkcie 4.2.3.7 pt. „Zgarniacze szynowe”, s. 44.

... Wymaganie to dotyczy pojazdów kolejowych wyposażonych w kabinę maszynisty.

Koła powinny być chronione przed uszkodzeniami powodowanymi przez drobne przedmioty na szynach. Wymaganie to może być spełnione przez zgarniacze szynowe przed kołami osi wiodącej.

Dolna krawędź zgarniacza szynowego powinna znajdować się nad szyną na wysokości równej:

- *minimum 30 mm w każdych warunkach,*
- *maksimum 130 mm w każdych warunkach, z uwzględnieniem w szczególności stopnia zużycia kół i kompresji ugięcia.*

Zgarniacz powinien być skonstruowany tak, aby wytrzymał minimalną siłę wzdłużną rzędu 20 kN i, aby nie uległ trwałemu odkształceniu. Wymaganie to sprawdza się za pomocą obliczeń.

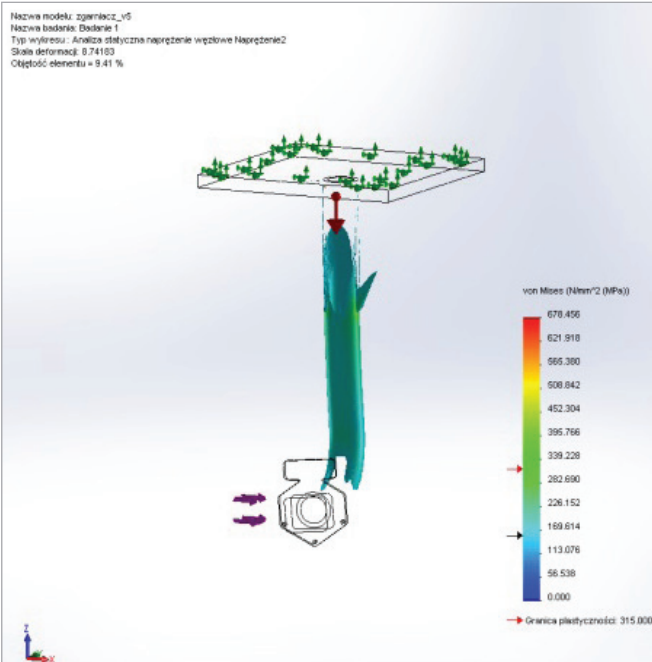
Zgarniacz powinien być skonstruowany tak, aby podczas odkształcenia plastycznego nie naruszał toru lub układu biegowego i, aby kontakt z powierzchnią toczną koła, jeżeli do niego dochodzi, nie stwarzał ryzyka wykolejenia...

Zakładając, że konstrukcja zgarniacza spełnia wymienione wymagania techniczne TSI, ze stali S355J2G4 ($R_e = 355$ MPa, $R_m = 450$ MPa) wykonano fragment konstrukcji ramy wózka ze zgarniaczem. Na konstrukcji wytypowano miejsca o wysokiej koncentracji naprężeń przy działaniu siły 20 kN, w których naklejono tensometry o bazie pomiarowej 5 mm i oporności 120 Ω do rejestracji naprężeń podczas obciążania. Po wykonaniu instalacji tensometrycznej, konstrukcję ustawiono na stanowisku badawczym i za pomocą siłownika przyłożono siłę 20 kN (rys.1). Naprężenia zarejestrowano na mostku tensometrycznym typu NI moduł 9235.

a)



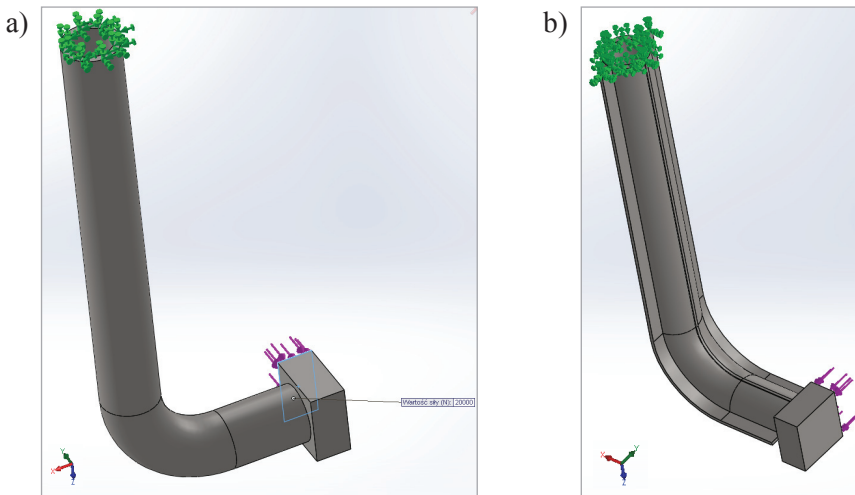
b)



Rys. 1. Badania wspornika zgniazcza: a) widok stanowiska badawczego, b) model wspornika zgniazcza, rozkład pola naprężeń (według von Misesa) oraz obliczenia MES, widok „IZO” pokazujący zakres naprężeń powyżej 160 MPa i poniżej 250 MPa

Maksymalne naprężenia zarejestrowane dla próby obciążenia zgarniacza podczas badań wyniosły 163 MPa / -161 MPa. Uzyskane wyniki badań i obliczenia MES dobrze do siebie pasują (należy zaznaczyć, że model MES jest konstrukcją idealną, nie uwzględniającą niedoskonałości wykonania konstrukcji wspornika, sposobu obciążania oraz pomiarów).

Projekt zgarniacza wykonano w programie SolidWorks z wbudowanym modulem do obliczeń MES. Celem badań i symulacji było sprawdzenie zgodności wyników, pomiędzy obiektem i badaniem idealnym, a obiektem rzeczywistym. We wczesnej fazie projektowania sprawdzono różnice dla prostych profili oraz modelu konstrukcji z uźebrowaniem. Modele, schemat konstrukcji, jak i obciążenia (rys. 2) wykonano w programie SolidWorks.



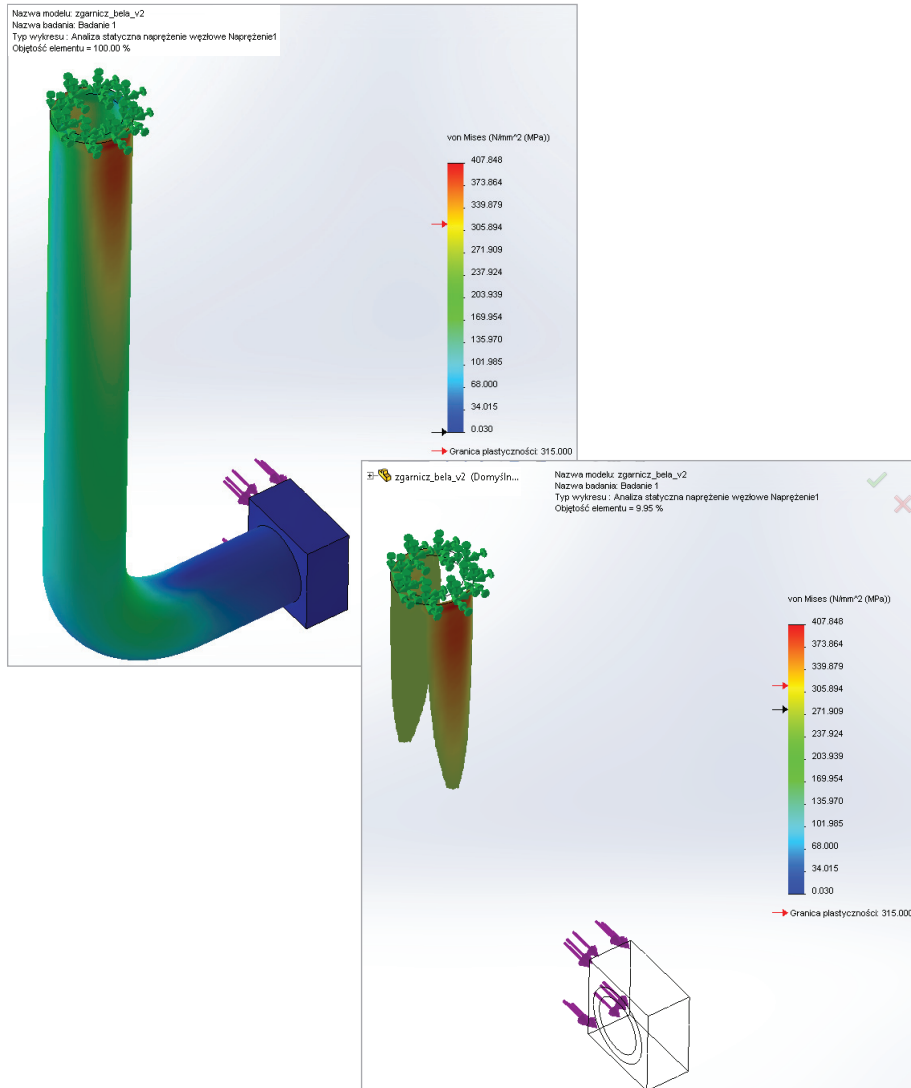
Rys. 2. Model i schemat obciążenia zgarniacza:
a) zgarniacz prosty, b) zgarniacz z uźebrowaniem

Celem obliczeń MES była optymalizacja kształtu wspornika zgarniacza, zmniejszenie masy w stosunku do konstrukcji pierwotnej przy zachowaniu wysokich właściwości wytrzymałościowych konstrukcji (zapewnienie tego samego poziomu bezpieczeństwa lub wyższego).

3. Wyniki badań i obliczeń

Przedstawione modele i obliczenia posłużyły do zoptymalizowania konstrukcji rysunek 1. Dla profilu o przekroju koła o średnicy wewnętrznej $\varnothing = 62$ mm, średnicy zewnętrznej $\varnothing = 85$ mm bez uźebrowania, przy sile 20 kN działającej na zgarniacz, pole naprężeń powyżej 280 MPa wynosi aż 10% całej objętości

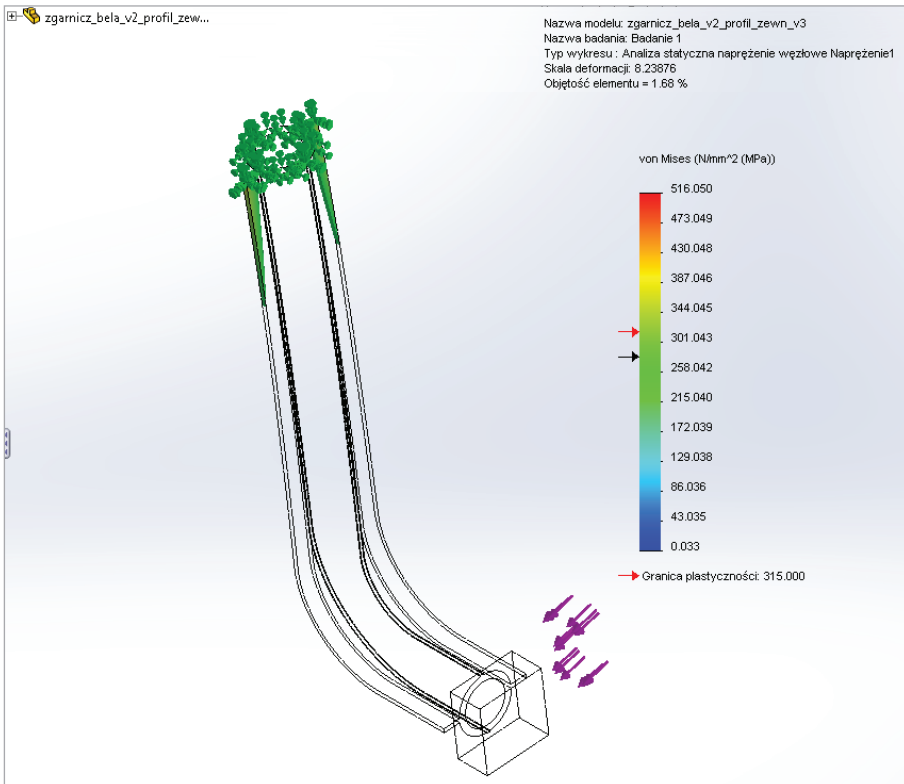
konstrukcji. Dla stali S355J2G4 granica plastyczności wynosi $R_e = 355 \text{ MPa}$, jednak ze względu na zastosowanie spawania przyjęto, że dla obszarów spawanych $R_e = 355 \text{ MPa} \cdot 0,8 = 284 \text{ MPa}$ i dlatego przyjęto kryterium naprężeń 280 MPa . Masa tej konstrukcji wynosi około $16,1 \text{ kg}$.



Rys. 3. Rozkład pól naprężeń (według von Misesa) dla wspornika zgarniacza obciążonego siłą 20 kN : a) zgarniacz prosty, b) zgarniacz prosty, pole naprężeń powyżej 280 MPa

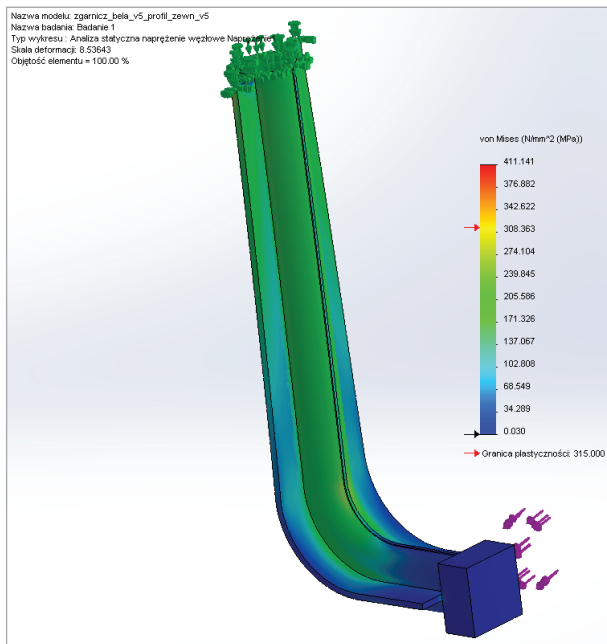
Wprowadzenie uźebrowania, przy zachowaniu nieznacznie mniejszego przekroju kołowego (średnica wewnętrzna $\varnothing = 65 \text{ mm}$, średnica zewnętrzna $\varnothing = 82 \text{ mm}$

z uźebrowaniem), zmniejsza obszar pola naprężeń powyżej 280 MPa do 1,68% objętości konstrukcji (rys. 4). Kolejna modyfikacja polegała na określeniu wpływu długości i szerokości żebra, przy stałej średnicy zewnętrznej przekroju $\varnothing = 85$ mm, dla żebra o długości 50 mm i grubości 10 mm, uzyskano pole naprężeń większe od 280 MPa tylko w 0,25% objętości konstrukcji.



Rys. 4. Wpływ uźebrowania wspornika zgarniacza na rozkład pól naprężeń (według von Misesa): a) zgarniacz z żebrem o długości 10 mm, szerokości 6 mm, pole naprężeń powyżej 280 MPa, b) zgarniacz z żebrem o długości 50 mm, szerokości 10 mm, pole naprężeń powyżej 280 MPa

Z rysunku 5 wynika, że pola największych naprężeń występują w obszarze żeber wspornika zgarniacza w połączeniu z ramą (miejsce umocowania w modelu MES). W miejscu przykładania siły naprężenia są minimalne, dlatego w celu zmniejszenia masy konstrukcji można zmniejszyć długość uźebrowania do około 1/3 wysokości. Po uwzględnieniu takiej modyfikacji uzyskano zmniejszenie masy wspornika zgarniacza do 11 kg, czyli o około 25% oraz zmniejszenie z 10% do 0,25% pola naprężeń większych od 280 MPa w porównaniu z pierwotną konstrukcją (rys. 3).



Rys. 5. Wpływ uźebrowania wspornika zgniacza na rozkład pól naprężeń (według von Misesa) – średnica zewnętrzna przekroju $\varnothing = 85$ mm, wewnętrzna przekroju $\varnothing = 74$ mm, żebro 50 mm długości, 10 mm szerokości

Zastosowanie obliczeń MES, pozwala na stworzenie konstrukcji lżejszej, przy zachowaniu wysokiego współczynnika bezpieczeństwa. Przeprowadzona analiza modyfikacji konstrukcji pozwoliła na zmniejszenie masy wspornika o ponad 25%. Dodatkowe wzmocnienie można uzyskać stosując stal wyższej jakości, np.: 1.8901, S460N o granicy plastyczności $R_e = 460$ MPa, $R_m = 530$ MPa. Zachowując te same gabaryty (rys. 5) można znacznie zwiększyć wytrzymałość elementu, a tym samym poprawić bezpieczeństwo konstrukcji.

4. Wnioski

Zakładając, że konstrukcję ramy można modyfikować lub zamieniać podobnie jak wspornik zgniacza, to korzyści przy dobrym projektowaniu konstrukcji ram, stworzeniu dobrej technologii wykonania (przez stosowanie nowych materiałów, lepszych gatunkowo stali, doskonalszych technik łączenia) będą następujące:

- wariant 1 – **przy zachowaniu tej samej masy wózka pojazdu** wzrośnie współczynnik bezpieczeństwa, wzrośnie niezawodność konstrukcji w eksploatacji, wydłuży się czas jej użytkowania,

- wariant 2 – **przy zachowaniu stałego współczynnika bezpieczeństwa** zmniejszy się masa pojazdu, obniży koszt użytkowania (mniejsze zużycie elementów, mniejsze zużycie energii).

Do rozwojowych technologii wykonania ram wózków należy zaliczyć wykonywanie ważnych węzłów konstrukcji ramy w postaci staliwnych odlewów. Korzyści dla konstrukcji są duże, gdyż zmniejsza się w ten sposób liczba połączeń spawanych, a tym samym w miejscach wyteżonych wzrasta wytrzymałość materiału.

Literatura

1. Decyzja 2011/291/UE Komisji z dnia 26 kwietnia 2011 r. w sprawie *technicznej specyfikacji interoperacyjności odnoszącej się do podsystemu „Tabor – lokomotywy i tabor pasażerski”* w transeuropejskim systemie kolei konwencjonalnych (jako dokument nrC(2011)2737), Dz.U. L139 z. 26.5.2012, str. 1–151.
2. EN-PN 13749:2011 – wersja angielska, *Kolejnictwo – Zestawy kołowe i wózki – Metoda określenia wymagań konstrukcyjnych dla ram wózków*.
3. Kleiber M.: *Nieliniowa statyczna i dynamiczna analiza powłok metodą elementów skończonych*, Mechanika teoretyczna i stosowana, Kwartalnik, Tom 18, zeszyt 2, PWN, Warszawa, 1980.
4. Zienkiewicz O.C.: *Metoda elementów skończonych*, Arkady, Warszawa, 1972.