

dr inż. Piotr Tarasiuk*

dr hab. inż. Krzysztof Lech Molski prof. nzw. PB**

inż. Andrzej Szymaniuk***

* Katedra Budowy i Eksploatacji Maszyn – adiunkt

** Katedra Budowy i Eksploatacji Maszyn – profesor

Politechnika Białostocka

ul. Wiejska nr 45C, 15-351 Białystok, Polska

*** laboratorium badań zmęczenia w Narwi – kierownik laboratorium

E-mail: * p.tarasiuk@pb.edu.pl, ** kmolski@pb.edu.pl, *** and.szy@gazeta.pl

Projektowanie trwałościowe spawanych kół pojazdów rolniczych

Słowa kluczowe: koła tarczowe, projektowanie trwałościowe, Hot-Spot

Streszczenie. Wprowadzenie do produkcji nowych lub zmienionych pod względem konstrukcyjnym wyrobów wymaga wykonania obliczeń sprawdzających oraz doświadczeń potwierdzających uzyskanie ich założonej jakości. W przypadku kół pojazdów rolniczych konieczne jest wcześniejsze oszacowanie ich wytrzymałości i trwałości zmęczeniowej możliwie niskim kosztem. W pracy przedstawiono metodę projektowania trwałościowego kół pojazdów wolnobieżnych na przykładzie spawanego koła typu 9.00x15.3. Wykorzystano opracowany wcześniej model numeryczny *MES*, który umożliwia identyfikację potencjalnie najsłabszych miejsc konstrukcji decydujących o jej trwałości oraz pozwala określić wartości parametrów krytycznych. Na podstawie wyników badań modelowych wprowadzono zmiany konstrukcyjne, które zweryfikowano doświadczalnie na stanowisku badawczym w testach trwałościowych na obciążenia promieniowe.

1. Wprowadzenie

Tworzenie nowych konstrukcji lub wprowadzanie modyfikacji istniejących rozwiązań musi wynikać z analizy ekonomicznej i potrzeb rynkowych. W przypadku kół pojazdów rolniczych konieczność podniesienia jakości konstrukcji spowodowana jest zwykle wysokim udziałem kosztów materiałowych w wyrobie oraz zbyt niską, w stosunku do oczekiwanej, trwałością. Koła poddane są w czasie eksploatacji różnym rodzajom obciążeń, co może narazić je na uszkodzenia. Ze względu na cykliczny charakter pracy, typowe uszkodzenia eksploatacyjne są skutkiem zmęczenia materiału i powstają w pewnych charakterystycznych miejscach określanych jako *potencjalne słabe ogniwa trwałościowe PSOT* [12, 17].

W czasie użytkowania mogą wystąpić również sytuacje wyjątkowe, jak kolizje koła z przeszkodą lub nagłe przebicie czy rozerwanie opony, powodujące trwałe odkształcenia metalowej tarczy i obręczy. Takie rodzaje uszkodzeń nie będą tu rozpatrywane.

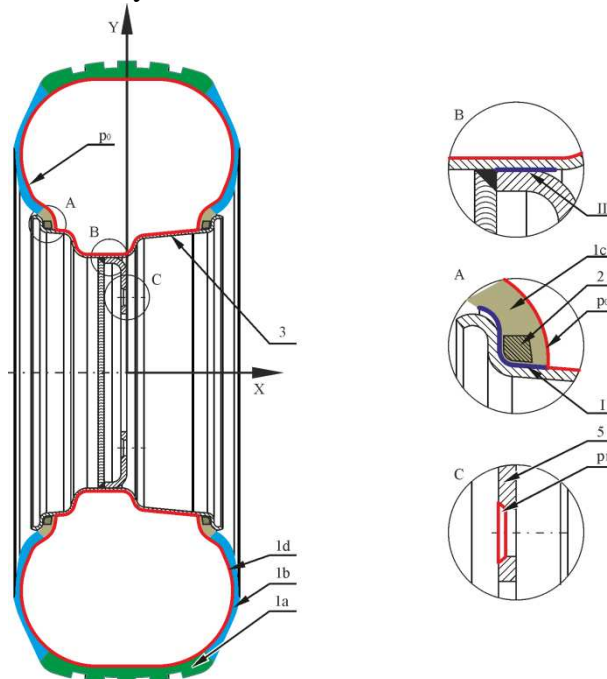
Trwałość zmęczeniowa każdej konstrukcji powinna być wstępnie określona na etapie projektowania. Podstawowym zadaniem konstruktora jest wówczas zidentyfikowanie miejsc stanowiących *PSOT* oraz oszacowanie ich trwałości zmęczeniowej, dla zadanych z góry warunków eksploatacyjnych oraz przy znanych parametrach materiałowych. Odpowiednie normy, np. [4, 13] wymagają, aby przewidywana trwałość kół została zweryfikowana metodami doświadczalnymi za pomocą przyspieszonych stanowiskowych badań zmęczeniowych. Uzyskanie oczekiwanej poprawy jakości metodą prób i błędów jest czasochłonne, a badania stanowiskowe kół wiążą się z dużymi kosztami, dlatego celowe jest prowadzenie badań konstrukcji na modelach z wykorzystaniem techniki komputerowej, realizując badania zmęczeniowe w końcowym etapie prac.

W tym kontekście *projektowanie trwałościowe kół* oznacza proces świadomego i celowego tworzenia wyrobu o pożądanej trwałości zmęczeniowej w oparciu o przyjęte założenia, z wykorzystaniem wiedzy teoretycznej z dziedziny mechaniki materiałów, metod modelowania numerycznego, wytrzymałości zmęczeniowej, mechaniki pękania, jak i wiedzy praktycznej, uwzględniając wpływ procesu technologicznego na trwałość.

Celem pracy jest przedstawienie metody *projektowania trwałościowego* zastosowanej do spawanych kół pojazdów rolniczych, zmierzającej do uzyskania korzystniejszych parametrów wytrzymałościowych bez zwiększania masy i przy zachowaniu niezmięnionej technologii wykonania. Metodę omówiono na przykładzie spawanego koła typu 9.00x15.3 z oponą *Implement* [8], powszechnie stosowanego w pojazdach rolniczych.

2. Modelowanie numeryczne koła i jego weryfikacja doświadczalna

Model numeryczny kół pojazdów rolniczych został opracowany wcześniej i opublikowany w pracy [19]. Kluczową rolę odgrywała w nim opona [9], do opisu której zastosowano materiał hipersprężysty Mooneya-Rivlina [11, 15], z uwzględnieniem pięciu stref konstrukcyjnych o różnych cechach materiałowych. Przykładową geometrię modelowanego koła z oponą typu *Implement* oraz podział na poszczególne strefy przedstawiono na rysunku 1.

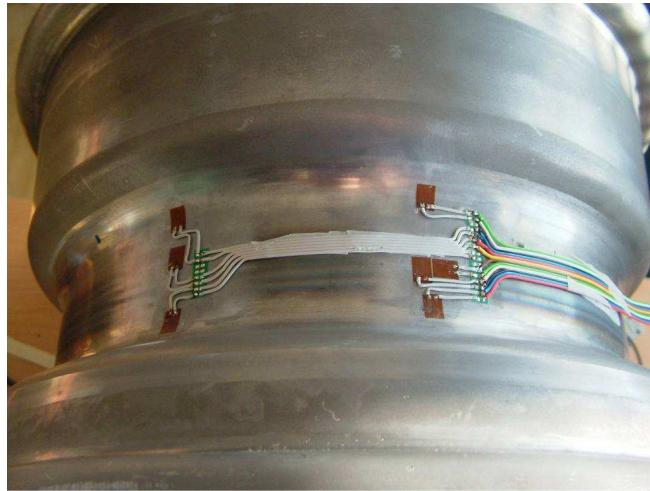


Rys. 1. Schemat graficzny modelu koła z podziałem na podstawowe strefy o charakterystycznych cechach konstrukcyjnych. Opis w tekście

W poprawnym opisie koła należało uwzględnić różne strefy opony, przedstawione na rysunku 1, jak: bieżnik 1a, bok 1b, stopkę 1c, elementy warstwowe 1d i stalowo-gumowy oplot 2. Pokazano również elementy metalowej części koła: obręcz 3, tarczę 5 oraz spoinę 4. Wartości parametrów materiałowych charakteryzujących poszczególne strefy opony przyjęto zgodnie z danymi literaturowymi zamieszczonymi w pracy [5], natomiast w przypadku elementu stalowo-gumowego (nr 2 na rys. 1) parametry zastępcze wyznaczono jako średnią harmoniczną stałych materiałowych oplotu i gumy, uwzględniając ich procentowy udział w przekroju poprzecznym.

Dokładność obliczeń numerycznych, świadcząca o poprawności modelu, została zweryfikowana doświadczalnie metodą tensometryczną. Na wewnętrznej i zewnętrznej części obręczy koła oraz na zewnętrznej części tarczy umieszczono 15 tensometrów. Po założeniu opony i wyzerowaniu układu pomiarowego, koło zostało napompowane, zamocowane śrubami na stanowisku badawczym i stopniowo obciążane promieniowo do uzyskania zadanej siły. W tym czasie na bieżąco wykonywano rejestrację wskazań układu pomiarowego. Maksymalne różnice wartości odkształceń obliczonych numerycznie i wartości zmierzonych metodą tensometryczną nie przekraczały 5%.

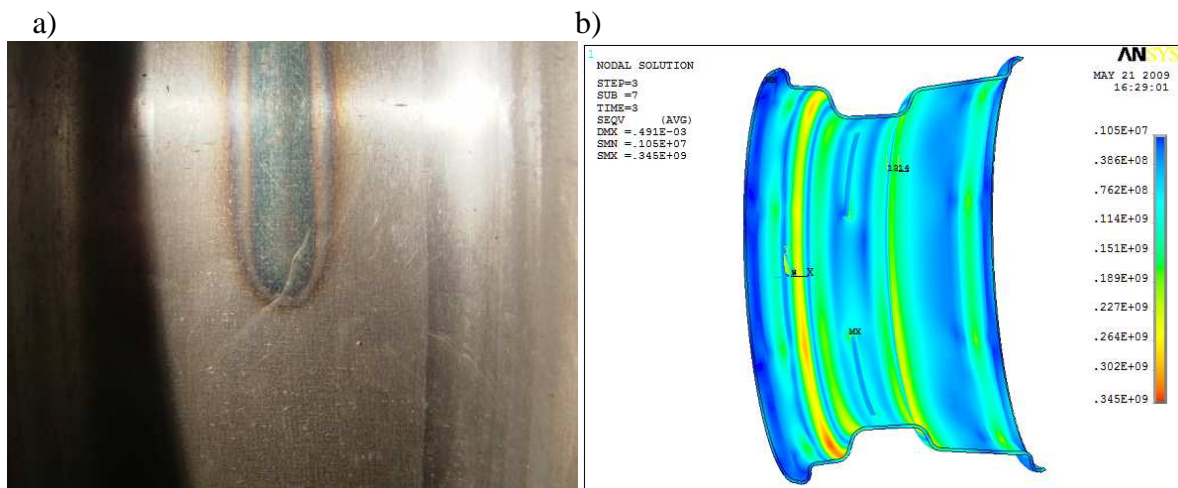
Na rysunku 2 przedstawiono obręcz koła z naklejonymi tensometrami przed założeniem opony. Umieszczono je w miejscach istotnych z punktu widzenia wytrzymałości konstrukcji, po uprzedniej analizie wyników obliczeń numerycznych MES dla opracowanego modelu koła obciążonego promieniowo.



Rys. 2. Obręcz koła z naklejonymi tensometrami od strony opony

3. Identyfikacja stref *PSOT* i ich parametrów

Wyniki badań trwałościowych kół, przeprowadzonych w pełnej skali na stanowisku badawczym (maszynie bieżnej), oraz modelowe testy numeryczne pozwoliły zidentyfikować rzeczywiste miejsca uszkodzenia konstrukcji oraz umożliwiły weryfikacje stosowanych modeli *MES*. Przykładowe uszkodzenia zmęczeniowe oraz wartości naprężenia otrzymane z rozwiązania *MES*, pokazano na rysunkach 3. W symulacji komputerowej, koło z tarczą czteroramienną dociskano do podłoża siłą $P=26$ kN w kierunku promieniowym, co odpowiadało warunkom testów zmęczeniowych przeprowadzanych na maszynie bieżnej. Widoczne na rysunku 3a) pęknięcie zmęczeniowe znajdowało się w strefie końca spoiny, gdzie nastąpił lokalny wzrost naprężenia wywołany działaniem karbu.

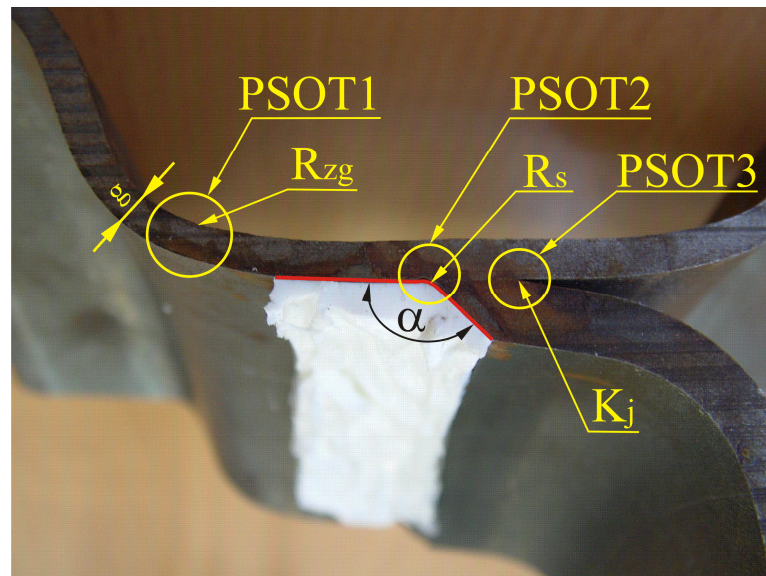


Rys. 3. a) Pęknięcie zmęczeniowe na końcu spoiny oraz
b) rozkład naprężeń w modelu *MES* obręczy przy obciążeniu promieniowym

Z punktu widzenia koncentracji naprężenia i wytrzymałości zmęczeniowej, kluczową rolę odgrywały lokalne cechy geometryczne konstrukcji, jak: grubości, promień krzywizny i kąty zagięcia blach, połączenia spawane i karby zlokalizowane w okolicy lica i grani spoiny.

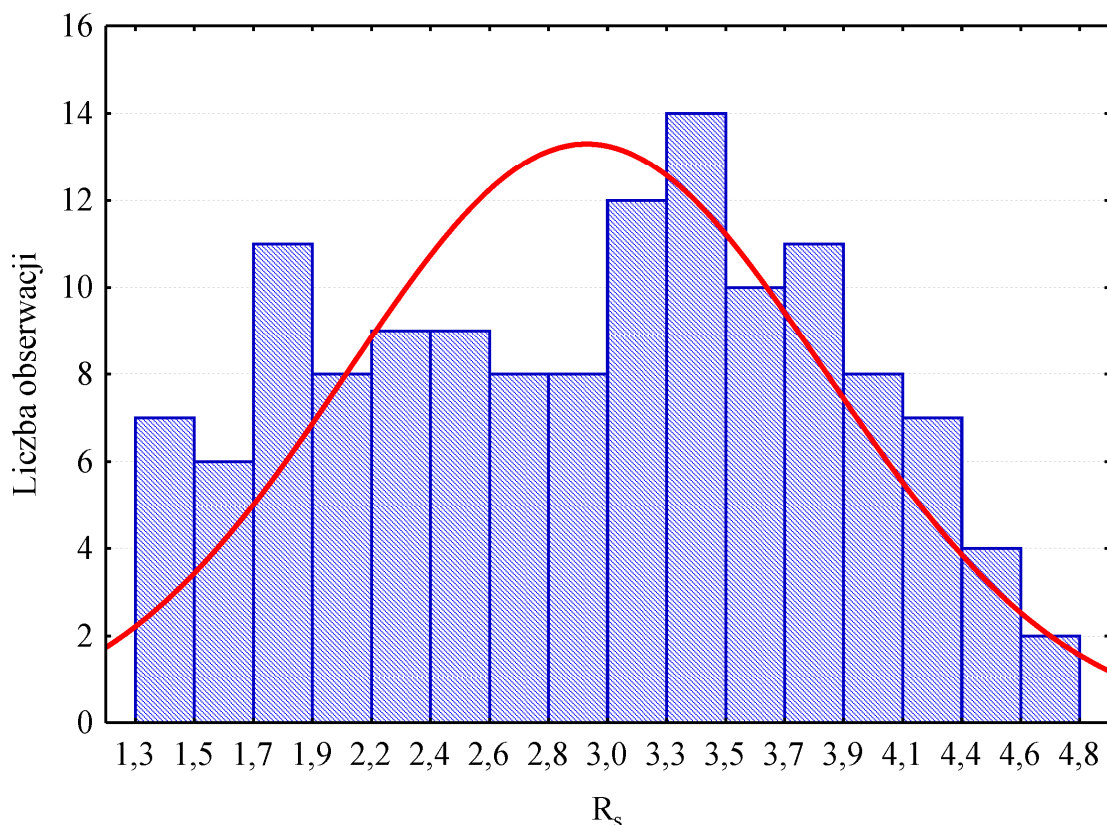
Na podstawie obliczeń numerycznych, wynikających z badań modelowych, zidentyfikowano trzy strefy o zwiększonej koncentracji naprężenia stanowiące potencjalne słabe ogniwa trwałościowe (rys. 4), mianowicie: zagięcie obręczy koła (*PSOT1*), przejście lica spoiny w materiał obręczy (*PSOT2*) oraz strefę grani spoiny łączącej obręcz z tarczą (*PSOT3*).

Charakterystyczne lokalne cechy geometryczne obręczy można zmierzyć na obiektach rzeczywistych, natomiast parametry połączeń spawanych wygodnie jest zidentyfikować np. metodą silikonowych replik powierzchniowych.

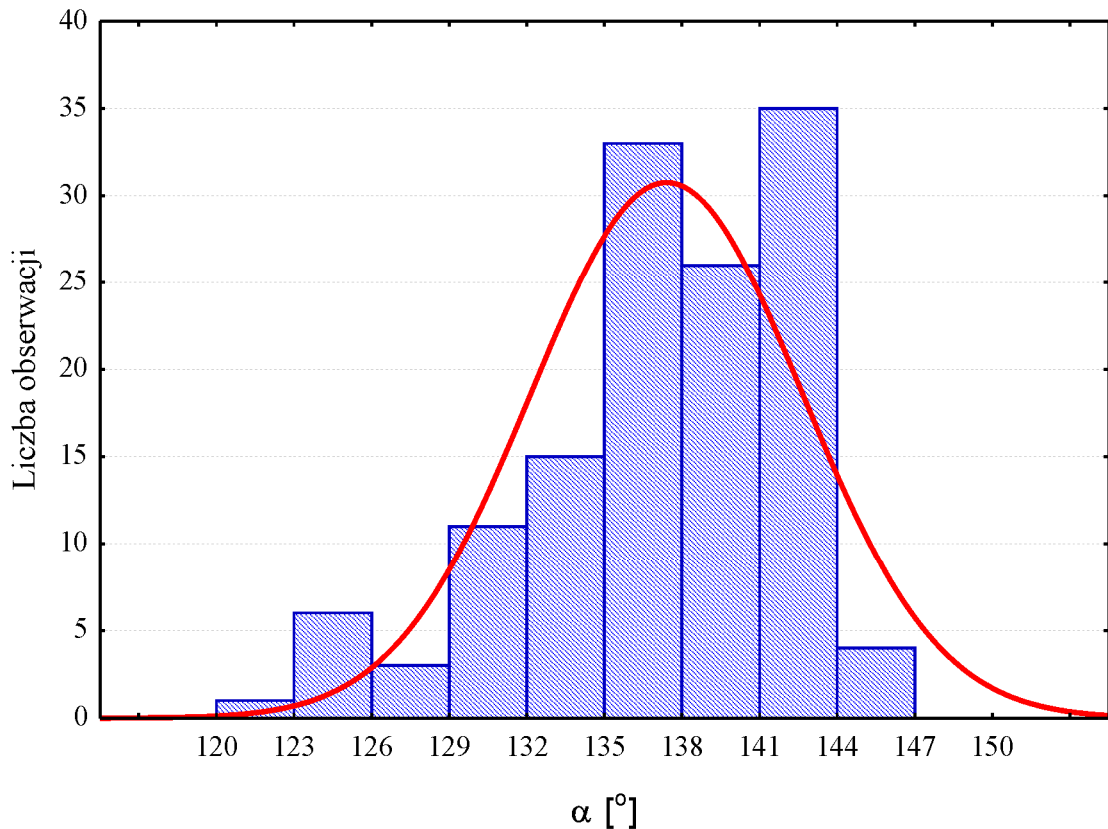


Rys. 4. Przekrój złącza spawanego z zaznaczonymi wielkościami charakterystycznymi, strefami o zwiększonej koncentracji naprężenia oraz warstwą silikonu umożliwiającą identyfikację parametrów lokalnych karbu

Na rysunku 4 przedstawiono przekrój węzła spawanego łączącego tarczę z obręczą koła. Zaznaczono na nim wielkości charakterystyczne, jak grubość blachy g , kształt i promień zagięcia R_{zg} oraz potencjalne strefy krytyczne zidentyfikowane dla modelu koła pod obciążeniem promieniowym. Widoczny na rysunku biały odlew silikonowy umożliwił identyfikację wartości R_s i kątów α . Wyniki pomiarów tych wielkości przedstawiono na rysunkach 5 i 6.



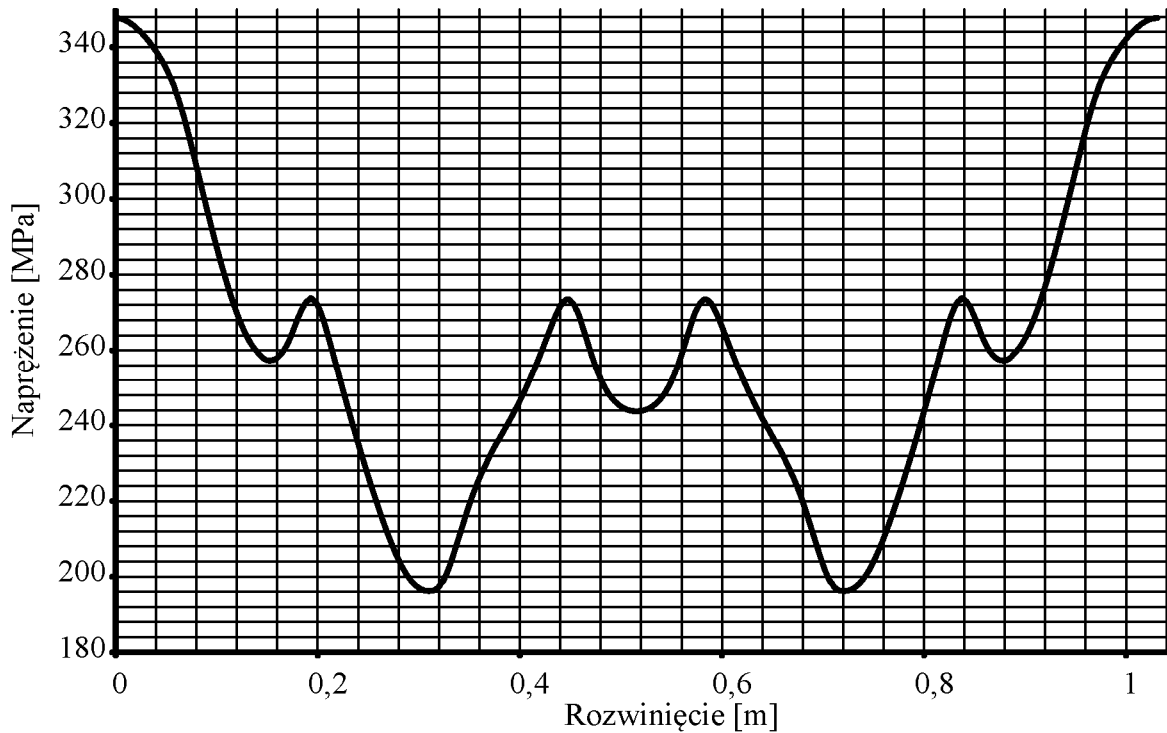
Rys. 5. Rozkład zmierzonych wartości R_s dla koła z tarczą czteroramienną



Rys. 6. Rozkład zmierzonych wartości kąta α w kole z tarczą czteroramienną

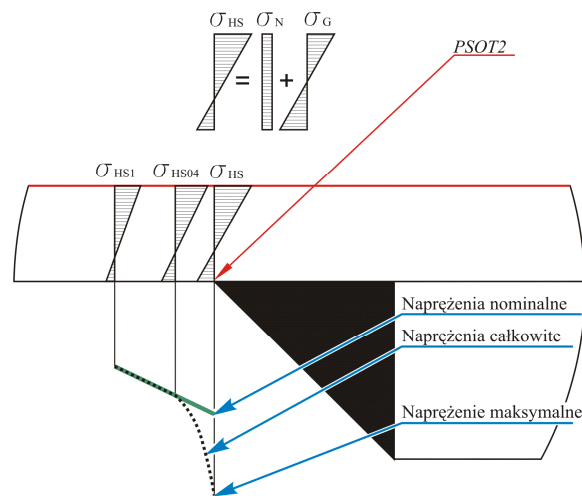
W obu przedstawionych przypadkach wyniki pomiarów można opisać statystycznie rozkładem normalnym. Średnia wartość promienia R_s wynosiła około 3,0 mm z odchyleniem standardowym rzędu 0,8 mm, natomiast średnia wartość kąta α wynosiła 137° przy odchyleniu standardowym 6° .

Wielkości promienia R_{zg} i grubość obręczy g decydują o wartości lokalnego naprężenia w strefie *PSOT1* obręczy. Metodą elementów skończonych określono wartości i ewolucję naprężenia krytycznego w tej strefie przy obwodowej zmianie położenia punktu referencyjnego, począwszy od położenia najbliższego miejscu działania obciążenia promieniowego P . Charakter tych zmian w punktach leżących obwodowo pokazano na rysunku 7. Cechą charakterystyczną przebiegu tych naprężeń jest symetria względem płaszczyzny obciążenia (współrzędne „0” i „0,5” na wykresie) oraz to, że naprężenia minimalne nie występują w obręczy dokładnie po przeciwnej stronie miejsca przyłożenia obciążenia zewnętrznego, lecz są zlokalizowane pod pewnym kątem odpowiadającym około 1/3 obrotu koła. Ma to istotne znaczenie przy obliczaniu liczby cykli zmian naprężenia w tych miejscach, jak również zakresu i poziomu średniego naprężeń zmęczeniowych w tej strefie przy pełnym obrocie koła wokół osi.



Rys. 7. Przebieg napężenia promieniowego w strefie *PSOT1*, w czasie pełnego obrotu koła z tarczą czteroramienną, dla $P = 26$ kN

W miejscu określonym jako *PSOT2* należy obliczyć wartości naprężeń w strefie przejścia lica spoiny w materiał obręczy. W takim przypadku stosuje się często metodę Hot-Spot [6, 10, 14, 16], której istotę pokazano na rysunku 8.



Rys. 8. Sposób wyznaczania naprężeń nominalnych i maksymalnych w początku lica spoiny metodą Hot-Spot oraz interpretacja naprężeń gnących i normalnych

Metoda ta polega na wyznaczeniu wartości naprężeń w ściśle określonych punktach przed spoiną, zależnych od grubości elementu, i obliczeniu wartości hipotetycznych naprężeń nominalnych na brzegu spoiny, w miejscu położenia dna koncentratorka. Następnie określa się wartości współczynników koncentracji naprężenia, w oparciu o zidentyfikowane parametry geometryczne spoiny R_s i α , oraz wyznacza naprężenia maksymalne uwzględniając obliczone wcześniej naprężenia nominalne. W przypadku występowania jednoczesnego zginania z rozciąganiem, jak to ma miejsce w omawianym przykładzie przedstawionym na rysunku 8, współczynniki koncentracji naprężenia powinny być wyznaczone niezależnie dla rozciągania i zginania. Wielkości naprężeń referencyjnych σ_{HS1} i σ_{HS04} , służących do obliczenia naprężeń nominalnych σ_N i σ_G , można przyjąć z rozwiązania numerycznego *MES*, np. zgodnie z procedurami opisanymi w pracach [14] i [16] lub wyznaczyć doświadczalnie metodą tensometryczną.

Wartości współczynników koncentracji naprężenia oraz naprężenie maksymalne, odpowiednio dla rozciągania i zginania, można obliczyć na podstawie wzorów literaturowych [6, 10] lub wyznaczyć metodami numerycznymi, np. przeprowadzając oddzielne obliczenia dla zagadnień płaskich. Jedną z metod obliczania współczynników koncentracji naprężeń, z wykorzystaniem naprężeń nominalnych w podejściu Hot-Spot, zaproponował Monahan [10]. Dla czystego rozciągania współczynniki te przyjmują postać zgodnie ze wzorem:

$$K_{t,hs}^m = 1 + 0,388\Theta^{0,37} \left(\frac{t}{r}\right)^{0,454} \quad (1)$$

natomiast dla zginania – ze wzorem:

$$K_{t,hs}^m = 1 + 0,512\Theta^{0,572} \left(\frac{t}{r}\right)^{0,469} \quad (2)$$

Interpretację parametrów t , r oraz Θ (w radianach) przedstawiono na rysunku 9.

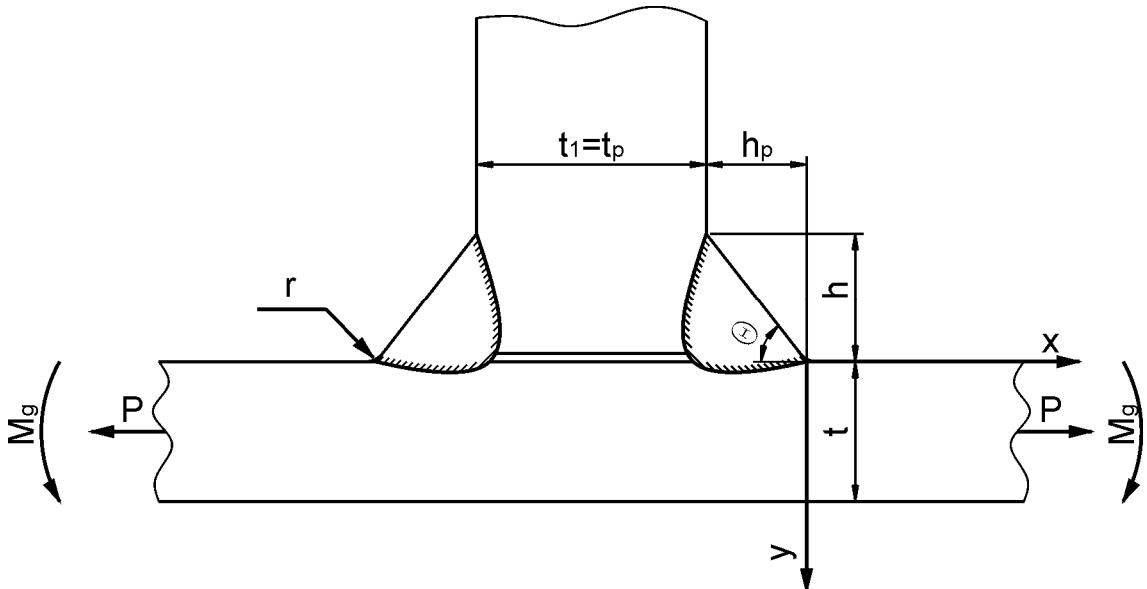
Kolejne, bardziej ogólne wzory, zaproponowali Iida i Uemura [6]. Są one mniej zachowawcze [2] niż podane przez Monahana, ale w większym stopniu uwzględniają geometrię złącza spawanego, przedstawioną na rysunku 9. Dla rozciągania współczynnik koncentracji naprężeń jest obliczany zgodnie ze wzorem:

$$K_{t,n}^t = K_{t,hs}^m = 1 + \frac{1 - \exp\left(-0,9\Theta\sqrt{\frac{W}{2h}}\right)}{1 - \exp\left(-0,45\pi\sqrt{\frac{W}{2h}}\right)} \left[\frac{1}{2,8\left(\frac{W}{t}\right) - 2} \frac{h}{r} \right]^{0,65} \quad (3)$$

a dla czystego zginania - zgodnie ze wzorem:

$$K_{t,n}^b = K_{t,hs}^b = 1 + \frac{1 - \exp\left(-0,9\Theta\sqrt{\frac{W}{2h}}\right)}{1 - \exp\left(-0,45\pi\sqrt{\frac{W}{2h}}\right)} 1,9 \sqrt{\operatorname{tg} h \left(\frac{2t_p}{t+2h} + \frac{2r}{t}\right)} \operatorname{tg} h \left[\frac{\left(\frac{2h}{t}\right)^{0,25}}{1 - \frac{r}{t}} \right] \frac{0,13 + 0,65\left(1 - \frac{r}{t}\right)^4}{\left(\frac{r}{t}\right)^{1/3}} \quad (4)$$

gdzie $W = 0,3(t+2h)(t_p+2h_p)$.



Rys. 9. Parametry charakterystyczne złącza spawanego [2] stosowane we wzorach (1) – (4)

W przedstawionej konstrukcji spawanego koła jezdnego, trzecim potencjalnym krytycznym miejscem był ostry karb umiejscowiony w okolicy grani spoiny, powstały w połączeniu tarczy i obręczy,

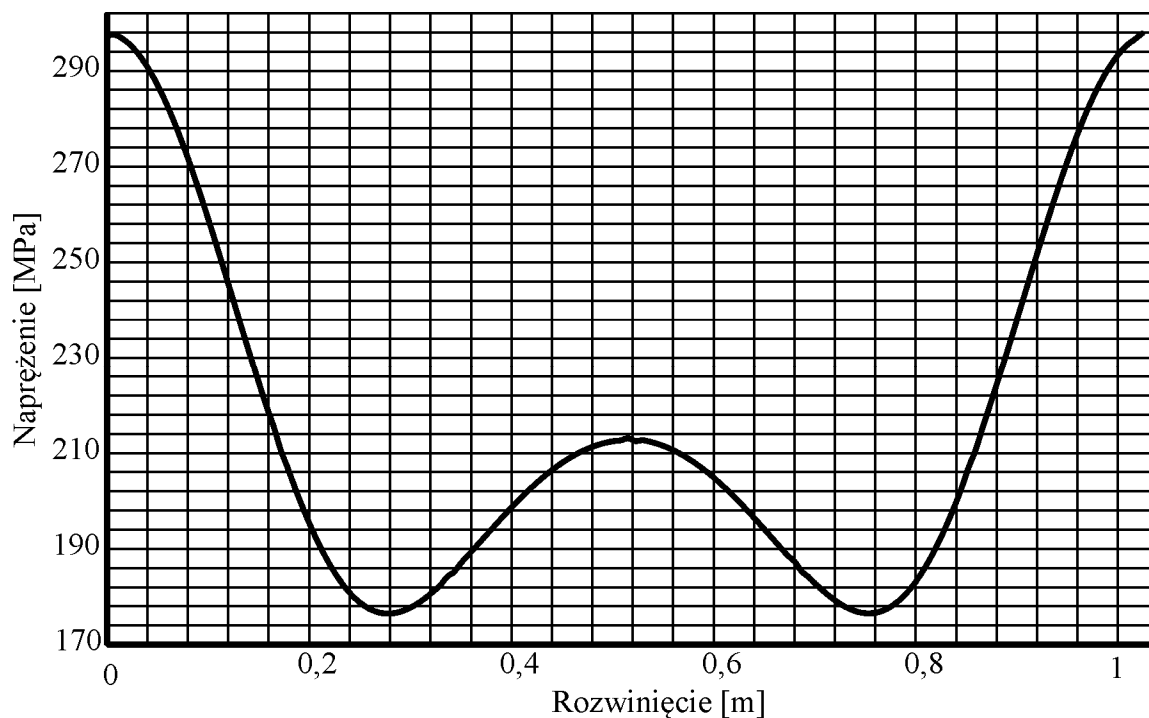
oznaczonym na rysunku 4 jako *PSOT3*. W takiej sytuacji można zastosować kryteria wytrzymałościowe oparte na mechanice pękania, polegające na wyznaczeniu wartości współczynników intensywności naprężeń K oraz zakresów ich zmian ΔK w czasie pełnego obrotu koła obciążonego promieniowo. Najwygodniejszym narzędziem pozwalającym oszacować wartości K jest metoda elementów skończonych lub elementów brzegowych.

W przypadku koła z tarczą wieloramienną, strefa uszkodzenia obręczy pokrywała się z położeniem *PSOT3*, czyli znajdowała się na końcu spoiny, na brzegu ramienia tarczy (rys. 3).

4. Modyfikacja konstrukcji koła

Na podstawie przeprowadzonych obliczeń modelowych oraz analiz teoretycznych zmieniono konstrukcję spawanego koła, mając na uwadze redukcję naprężeń w strefach krytycznych. Modyfikacje polegały na wyeliminowaniu miejsc o największej koncentracji naprężeń, zlokalizowanych na końcach spoin, przez zastąpienie tarczy wieloramiennej tarczą pełną oraz spoin odcinkowych ciągłą spoiną obwodową. W ten sposób zmniejszono koncentrację naprężeń w obszarach *PSOT2* i *PSOT3*, dzięki czemu uzyskano wzrost wytrzymałości zmęczeniowej koła, jak wykazały przeprowadzone później badania trwałościowe.

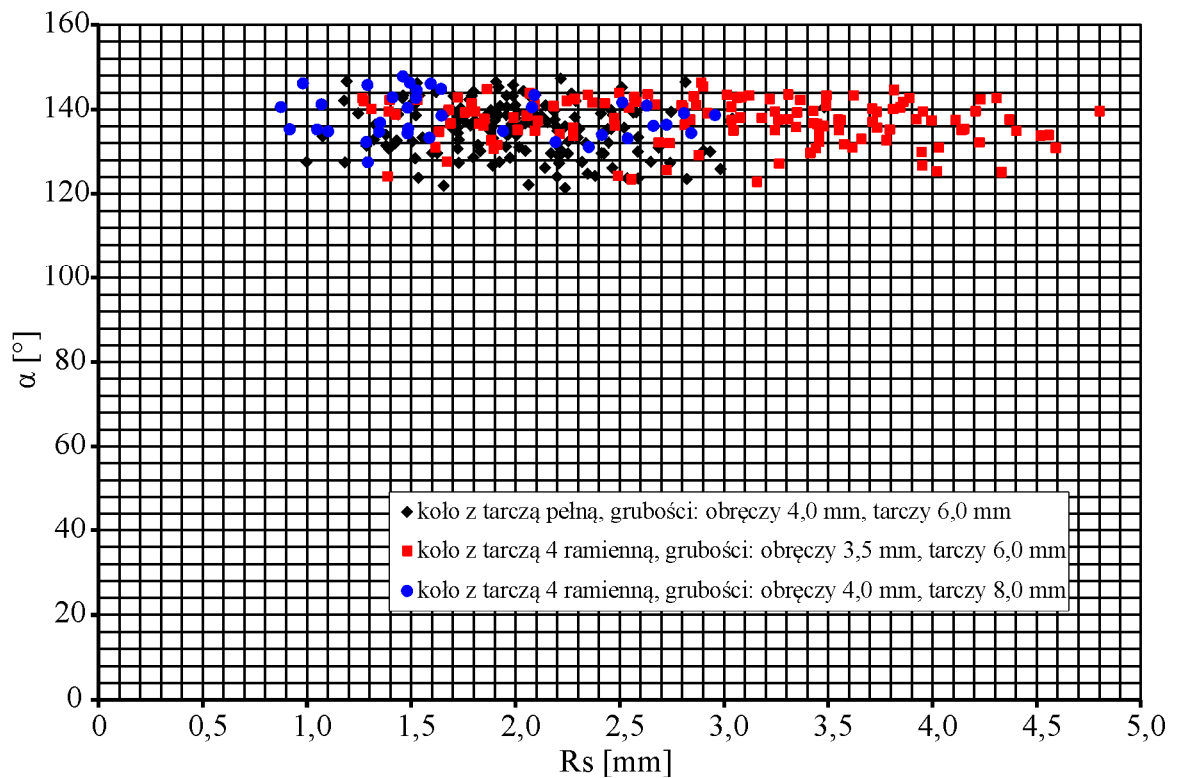
Na rysunku 10 przedstawiono przebieg naprężenia promieniowego w strefie *PSOT1* w czasie pełnego obrotu zmodyfikowanego koła z tarczą pełną wokół osi, przy obciążeniu $P = 26$ kN.



Rys. 10. Przebieg naprężenia promieniowego w strefie *PSOT1* podczas jednego pełnego obrotu koła z tarczą pełną o grubości 6 mm, dla obciążenia $P = 26$ kN

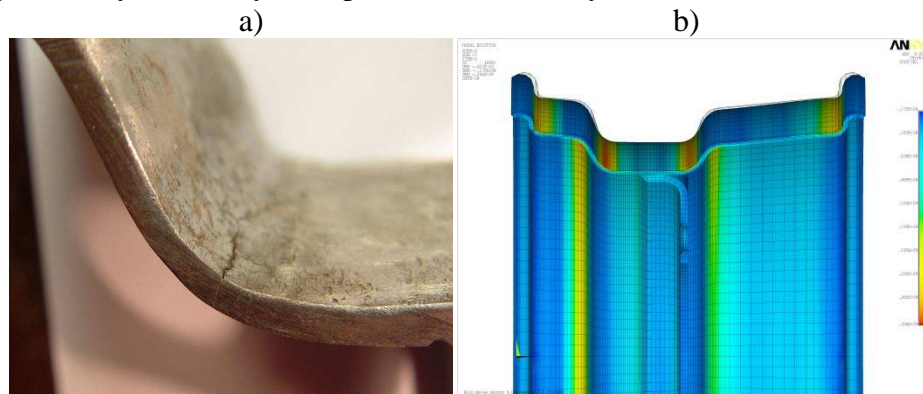
Podobnie jak to miało miejsce w przypadku koła z tarczą wieloramienną, naprężenia maksymalne wystąpiły w miejscu najbliższym działania siły promieniowej, a wartości minimalne naprężenia pojawiły się w punktach odpowiadających około 1/3 obwodu koła. Na rysunku 10 widoczne są dwa cykle zmian obciążenia w czasie jednego pełnego obrotu koła. Zauważalny jest również około 15% spadek wartości naprężenia w stosunku do kół z tarczą wieloramienną, co pokazano na rysunku 7.

Zbadano również związek między rodzajem konstrukcji koła a wielkością parametrów spoin. Zbiorcze wyniki pomiarów lokalnych wielkości geometrycznych spoin dla różnych typów kół przedstawiono na rysunku 11. Wskazują one, że kąt pochylenia lica spoiny nie zależy od rodzaju konstrukcji koła, natomiast promienie przejścia R_s zmieniają się wraz z grubością łączonych elementów.



Rys. 11. Zmierzone wartości kąta nachylenia lica spoiny w zależności od promienia przejścia spoiny w materiał obręczy dla różnych rozwiązań konstrukcyjnych kół pojazdów rolniczych

Zmienione konstrukcyjnie koła poddano stanowiskowym badaniom trwałościowym w teście na obciążenia promieniowe [18]. Na rysunku 12a) pokazano pęknięcie zmęczeniowe w obszarze zagięcia obręczy koła, powstałe w czasie realizacji testu trwałościowego koła z tarczą pełną. Miejsce inicjacji szczeliny zmęczeniowej znajdowało się tym razem na wewnętrznej powierzchni obręczy i odpowiadało strefie podwyższonych naprężeń oznaczonej jako *PSOT1*, zlokalizowanej za pomocą *MES*. Odpowiedni obraz naprężeń wyznaczonych numerycznie przedstawiono na rysunku 12b).

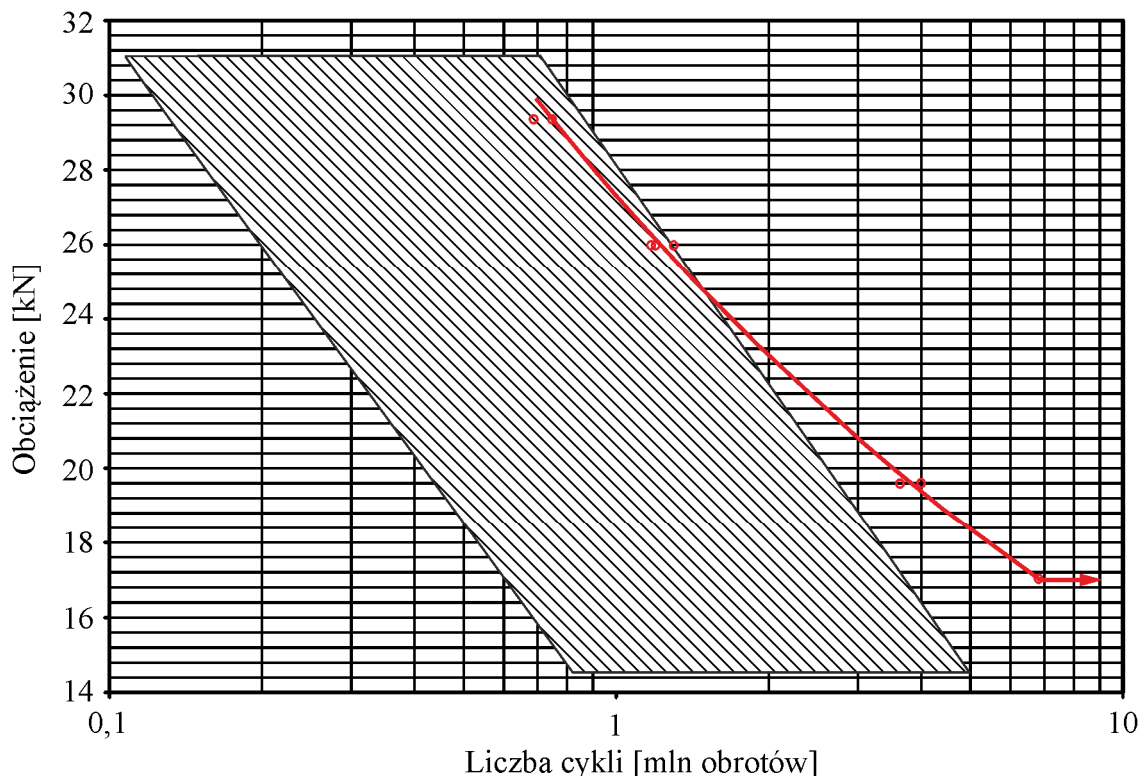


Rys. 12. a) Miejsce wystąpienia pęknięcia w zagięciu obręczy oraz b) odpowiadający mu rozkład naprężeń w modelu *MES*, zidentyfikowany jako *PSOT1* (rysunek 4).

Koła te charakteryzowały się znacznie większą trwałością w stosunku do kół z tarczą wieloramienną oraz zmianą miejsca występowania pęknięć zmęczeniowych. Zastąpienie tarczy wieloramiennej tarczą pełną i spoiny przerywanej spoiną ciągłą pozwoliło nie tylko wyeliminować lokalne koncentratory naprężeń na końcach spoin i przenieść miejsce występowania pęknięć poza strefę spoiny, ale również zredukować grubość tarczy uzyskując zmniejszenie masy koła.

Na rysunku 13 przedstawiono relacje między trwałością a obciążeniem promieniowym dla różnych typów kół, otrzymane na podstawie stanowiskowych badań zmęczeniowych [19]. Obszar zakreskowany obejmuje położenie charakterystyk zmęczeniowych kół z tarczami wieloramiennymi, natomiast linią

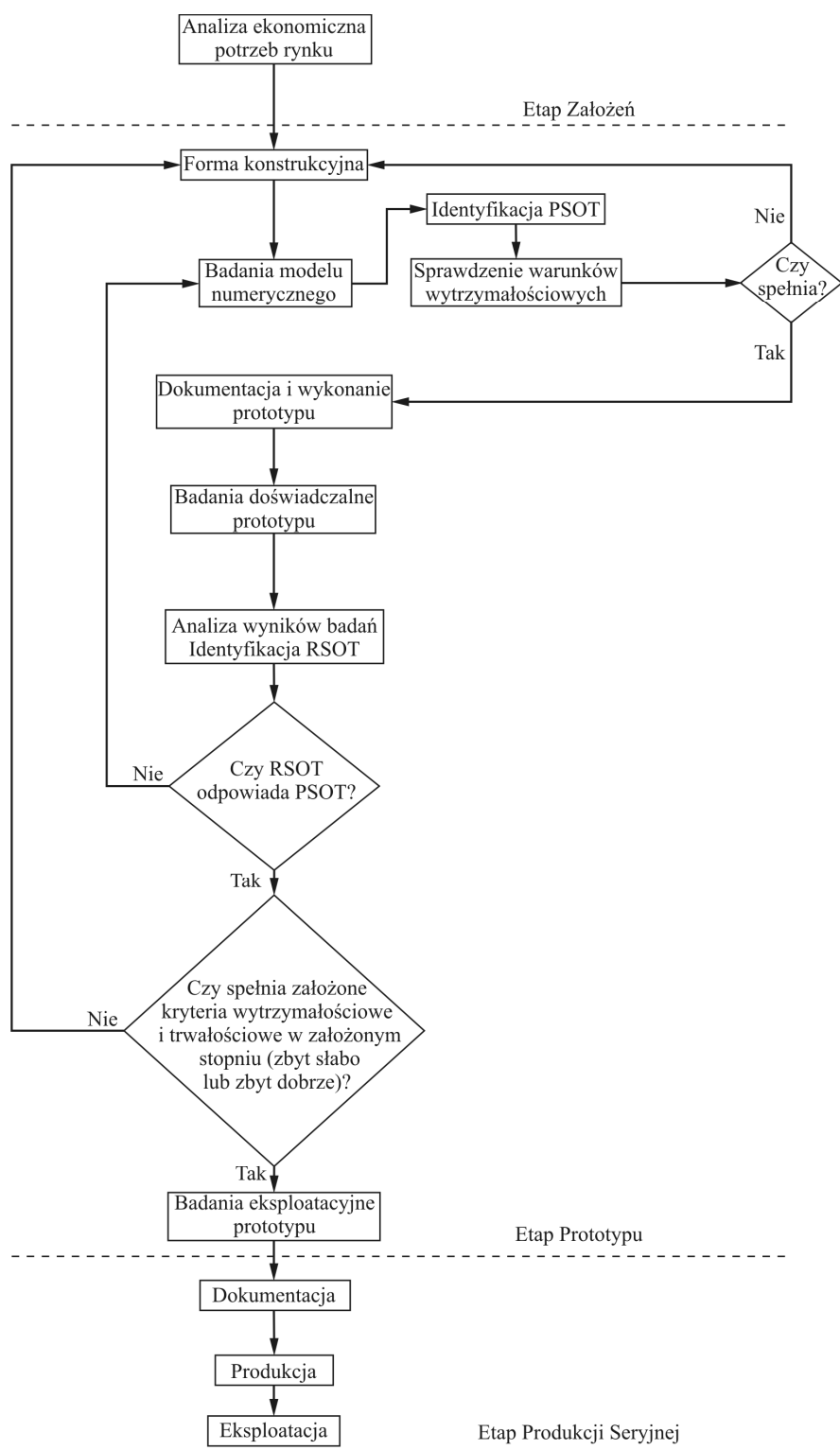
ciągłą zaznaczono położenie charakterystyki koła z tarczą pełną. Widoczne jest wyraźne przesunięcie krzywej doświadczalnej w prawo, co oznacza poprawę trwałości i wzrost wytrzymałości zmęczeniowej. Inną istotną cechą nowej konstrukcji jest wąski rozrzut wyników badań przy różnych poziomach obciążenia, co pozwala dokładniej oszacować przedziały ufności w prognozowaniu trwałości kół.



Rys. 13. Porównanie trwałości zmęczeniowej kół z tarczami wieloramiennymi o różnych grubościach obręczy i tarczy (obszar zakreskowany) z kołem o tarczy okrągłej i spoinie obwodowej (linia ciągła).

5. Procedura projektowania trwałościowego kół pojazdów rolniczych

Projektowanie trwałościowe związane jest z kształtowaniem pożądanych cech wyrobu i musi składać się z wielu etapów. Proponowany algorytm postępowania w przypadku kół pokazano na rysunku 14. Głównymi elementami są tu etapy *Założeń* i *Prototypu*, które umożliwiają osiągnięcie zamierzonego celu.



Rys. 14. Proponowany algorytm postępowania przy projektowaniu trwałościowym kół spawanych

Pierwszym składnikiem procesu kształtowania cech użytkowych kół jest *Etap Założeń* definiowanych po dokonaniu analizy potrzeb rynkowych. W omawianym przypadku jest to potrzeba opracowania koła o zadanych z góry parametrach, do których należą: obciążenie, przewidywana trwałość, wymiary gabarytowe, sposób mocowania, typ konstrukcji, rodzaj stosowanego ogumienia, koszty wykonania związane również z technologią itp. Proces tworzenia konstrukcji o określonej trwałości jest określany w literaturze jako *wymiarowanie trwałościowe wyrobu* [17].

Najbardziej rozwiniętą, złożoną i czasochłonną częścią algorytmu jest *Etap Prototypu*, obejmujący prace koncepcyjne, modelowanie numeryczne zmierzające do zidentyfikowania obszarów koła o

największym wyężeniu materiału oraz identyfikację *PSOT*, wykonanie prototypu i jego badania zmęczeniowe będące weryfikacją przyjętych założeń, ewentualne modyfikacje konstrukcji i ponowne ich testowanie, prowadzące często do znalezienia rozwiązania optymalnego.

Kluczową informacją otrzymaną w wyniku przeprowadzonych badań jest stwierdzenie zgodności zidentyfikowanych miejsc występowania pęknięć, czyli rzeczywistych słabych ogniw trwałościowych *RSOT*, w stosunku do stref przewidywanych *PSOT*. Jeżeli miejsca te są zgodne, można uznać model numeryczny za właściwy pod względem jakościowym. Natomiast w przypadku wystąpienia uszkodzeń w innych miejscach niż oszacowane teoretycznie, należy zweryfikować model numeryczny pod względem jego poprawności i stopnia dokładności. W omawianym przypadku koła pojazdu rolniczego zgodność *RSOT* i *PSOT* została potwierdzona doświadczalnie.

6. Podsumowanie i wnioski końcowe

Przedstawiono metodę *projektowania trwałościowego* koła stosowanego w pojazdach rolniczych, na przykładzie spawanego koła typu 9.00x15.3. Wykorzystano podejście lokalne w projektowaniu trwałościowym, gdzie główny nacisk położono na zidentyfikowanie stref o zwiększonej koncentracji naprężeń i określenie ich lokalnych cech wytrzymałościowych. Podstawę analiz teoretycznych stanowił model *MES* koła z oponą typu *Implement*, który został pozytywnie zweryfikowany z zastosowaniem metody tensometrycznej. W wyniku przeprowadzonych obliczeń numerycznych ustalono trzy potencjalne strefy o zwiększonej koncentracji naprężeń, decydujące o trwałości i wytrzymałości zmęczeniowej koła. Zidentyfikowano ich cechy geometryczne oraz wyznaczono lokalne parametry charakterystyczne.

Stwierdzono, że w spawanych kołach o tarczach wieloramiennych miejscami krytycznymi były strefy końców spoin łączących tarczę z obręczą, gdzie wystąpiło lokalne spiętrzenie naprężeń spowodowane nie tylko obecnością karbu, ale również nierównomiernością rozkładu naprężeń nominalnych wzdłuż szwu spoiny. Naprężenia te inicjowały pęknięcia zmęczeniowe propagujące w poprzek obręczy, co powodowało utratę szczelności koła. Stwierdzono również, że o wartości występujących naprężeń decydowała przede wszystkim grubość obręczy, przy czym grubość tarczy miała znacznie mniejszy wpływ.

Na podstawie uzyskanych wyników dokonano zmian konstrukcji koła, polegających na zastąpieniu tarczy wieloramiennej tarczą pełną spawaną obwodowo oraz zmniejszeniu jej grubości, co pozwoliło podwyższyć trwałość zmęczeniową konstrukcji oraz obniżyć jej masę. Przeprowadzono weryfikację doświadczalną zmienionego koła w normowym teście zmęczeniowym pod obciążeniem promieniowym. Istotną cechą nowej konstrukcji, poza zwiększeniem trwałości i wytrzymałości zmęczeniowej, była duża powtarzalność wyników badań doświadczalnych na każdym poziomie obciążenia, umożliwiającą poprawę dokładności prognozowania trwałości zmęczeniowej.

Literatura

1. Bureau Veritas. Fatigue strength of welded ship structures. Paris, 1994; BV NI393.
2. Chattopadhyay A. The GR3 Method for the Stress Analysis of Weldments. Waterloo. Ontario. Canada, 2009.
3. DIN 15018. Krane. Sthaltragwerke. Berechnungsgrundsaltze, 1967.
4. E/ECE/324 E/ECE/TRANS/505. Uniform provisions concerning the approval of pneumatic tires for agricultural vehicles and their trailers. 2008.
5. Holscher H., Tewes M., Botkin N., Lohndorf M., Hoffmann, K. H., Quandt E. Modeling of Pneumatic Tires by a Finite Element Model for the Development a Tire Friction Remote Sensor. Center of Advanced European Studies and Research. Ludwig-Erhard-Allee 2. Bonn. Germany, 2004; 53175.

6. Iida K, Uemura T. Stress concentration factors formulae widely used in Japan. *Fatigue Fracture of Engineering Materials & Structures*, 1996; 19(6): 779–86.
7. Jakubczak H. Niepewność danych w prognozowaniu trwałości zmęczeniowej konstrukcji nośnych maszyn. *Zeszyt Mechanika*. Warszawa: WPW, 2008; 194.
8. Mitas Agricultural Data book. Agricultural tires. Technical information 2007;. www.mitas.cz.
9. Małachowski J. Numerical study of tires behavior. Department of Mechanics and Applied Computer Science. Military University of Technology. Warsaw. Poland, 2007.
10. Monahan, C.C. *Early Fatigue Cracks Growth at Welds*. Computational Mechanics Publications. Southampton UK, 1995.
11. Mooney M. A theory for large elastic deformation. *Journal of Applied Physics*, 1940; 11, 582–597.
12. Oziemski S., Sobczykiewicz W. *Konstrukcje nośne maszyn roboczych ciężkich. Podstawy teoretyczne i zasady projektowania*. Warszawa: WPW, 1990.
13. PN-S-91240-03:1993. Koła z ogumieniem pneumatycznym wymagania i badania. PKNMiJ, Warszawa, 1993.
14. Poutiainen I., Tanskanen P., Marquis G. Finite element methods for structural hot spot stress determination – a comparison of procedures. *International Journal of Fatigue*, 2004, 26: 1147–1157.
15. Rivlin R. S. Large elastics deformation of isotropic materials. VII. Experiments on the deformation of rubber. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London*, 1951; Series A, 243: 251-288.
16. Savaidis G., Vormwald M. Hot-spot stress evaluation of fatigue in welded structural connections supported by finite element analysis, *International Journal of Fatigue*, 2000; 22: 85–91.
17. Sobczykiewicz W. Wymiarowanie w zakresie trwałości zmęczeniowej osprzętów MRC z uwzględnieniem procesu technologicznego wytwarzania i warunków eksploatacji. *Prace Naukowe Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej*. Mechanika. Wrocław, 1987; 50: 267-276.
18. Tarasiuk P. *Kształtowanie właściwości wytrzymałościowych kół pojazdów wolnobieżnych*. Rozprawa doktorska. Oficyna Wydawnicza Politechniki Białostockiej, Białystok, 2010.
19. Tarasiuk P. Obliczanie mes kół pojazdów wolnobieżnych. Model opony a dokładność rozwiązania numerycznego. *Acta mechanica et automatica*. Politechnika Białostocka, Białystok, 2008; 06: 86-92.