

Eugeniusz Rusiński, Marcin Kowalczyk*, Jerzy Czmochowski**

WYBRANE ZAGADNIENIA MODERNIZACJI POŁĄCZENIA WAŁU KOŁA CZERPAKOWEGO Z PRZEKŁADNIĄ PLANETARNĄ

1. Wprowadzenie

Połączenie koła czerpakowego z przekładnią należy do najbardziej obciążonych i odpowiedzialnych węzłów mechanizmu urabiania koparek wielonaczyniowych kołowych [1]. Wymaga się od niego wysokiej trwałości. W obecnych rozwiązaniach stosowane jest m.in. połączenie dociskowe [4], w którym moment skręcający przekazywany jest bezpośrednio pomiędzy łączonymi częściami, tj. jarzmem przekładni i wałem koła czerpakowego. Z punktu obsługi maszyn, prowadzenia prac remontowych najistotniejszym problemem dotąd nie rozwiązany jest utrudniony demontaż przekładni na koparkach KWK 1200M.

Najważniejszym mankamentem zastosowanych w ich mechanizmach urabiania połączenia dociskowego jest tendencja do powstawania połączeń adhezyjnych na powierzchni docisku rurowej części jarzma do czopa wału koła czerpakowego. Przykładowe skutki przedstawiono na rysunku 1. Demontaż przekładni był możliwy dopiero po odcięciu fragmentu wału z przekładnią.

Ściągnięcie przekładni z wału każdorazowo skutkuje uszkodzeniami powierzchni wału lub jest niemożliwe bez zniszczenia wału. Generalnie po demontażu wał i jarzmo wymagają regeneracji lub wymiany. Jest to jeden z głównych powodów, z których wszczęto projekt zmierzający do opracowania nowego rozwiązania.

Po analizie połączenia dociskowego od strony dopasowywania się łączonych elementów na powierzchni docisku — niezgodność przemieszczeń wynikająca z rozkładów sztywności skrętnej i momentów skręcających — nasuwa się istotny wniosek, że poślizgi przy granicach obszaru docisku w praktycznych rozwiązaniach wystąpią zawsze przy zmianie obciążenia, co może być przyczyną utrudnionego demontażu. W wyjątkowych przypadkach strefa poślizgu rozwija się na całą długość połączenia, co jest niedopuszczalne.

* Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, Politechnika Wrocławska, Wrocław



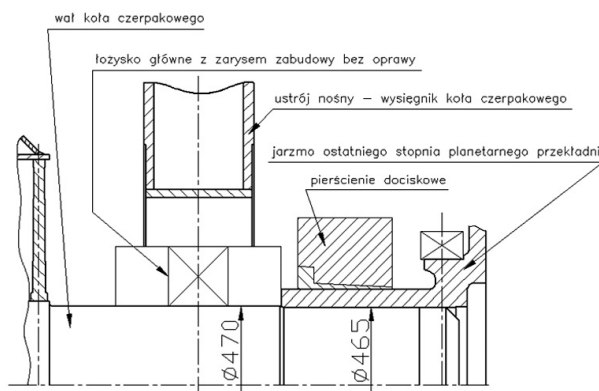
Rys. 1. Ślady uszkodzeń powierzchni dociskowej jarzma przekładni po demontażu

Koparki KWK 1200M urabiają zarówno złoża węgla, jak również nadkład. Często zdarza się, że pracują w wyjątkowo ciężkich warunkach, urabiając nadkłady trudno urabialne z licznymi wtrąceniami w postaci kamieni lub twardych wkładek. Dochodzi wówczas do częstych uderzeń w wyniku zderzeń naczynia roboczego z nieurabialnymi przeszkodami o nasileniu powodującym nawet zatrzymanie mechanizmu urabiania. Badania symulacyjne obciążeń uderzowych [2, 3] dla maszyn KWK 1200M informują, że przeciążenia mechanizmu urabiania w przypadku uderzeń mogą dochodzić do pięciokrotności momentu skręcającego przenoszonego przez połączenie dociskowe dla nominalnej siły urabiania. Po każdorazowym wznowieniu eksploatacji maszyny po remoncie występują poślizgi skutkujące zatarciem elementów łączonych, co świadczy, że nośność połączenia jest niewystarczająca, warunki pracy połączenia (połączenie przenosi dodatkowo moment gnący) są niekorzystne lub typ połączenia jest nieodpowiedni. Należy podkreślić, że skutki stosowania połączenia dociskowego w znaczącej mierze zależą od warunków pracy maszyny. Nośność obecnego połączenia przekładni z wałem, w tym średnica wału, jest niewystarczająca do zapewnienia wymaganej pewności demontażu połączenia. Zastosowanie jednego z najszybciej działających systemu zabezpieczeń przed skutkami uderzeń może spowodować ograniczenie nadwyżek dynamicznych momentu skręcającego, ale nie oznacza, że problem zostanie rozwiązany, a przy tym związane jest z wysokimi kosztami i trudnościami w zaadaptowaniu go do istniejącego układu napędowego.

2. Koncepcje rozwiązań

Istniejące rozwiązanie przedstawiono w sposób uproszczony na rysunku 2. Moment skręcający przenoszony jest z jarzma ostatniego stopnia przekładni na wał koła czerpakowego, a następnie przez dennice na koło czerpakowego. Przekładnia zamocowana jest wsporniki-

kowo na końcu wału koła czerpakowego. Moment z korpusu przekładni przenoszony jest na ustrój nośny — wysięgnika koła czerpakowego — przez dźwignię momentową, wobec tego połączenie przekładni z kołem obciążone jest dodatkowo momentem gnącym. Największa wartość momentu gnącego występuje w płaszczyźnie łożyska głównego i zależy od stosunku promienia koła czerpakowego do promienia dźwigni momentowej, ciężaru przekładni z dźwignią i pozostałych elementów wspartych przy końcu wału.



Rys. 2. Połączenie dociskowe przekładni z wałem koła czerpakowego zrealizowane na koparce KW 1200M

Poszukując nowego rozwiązania założono ograniczenia podyktowane względami finansowymi. Zmiana połączenia jarzma przekładni z kołem czerpakowym nie powinna pociągać za sobą nadmiernych zmian konstrukcyjnych w układzie napędowym i ustroju nośnym. Zrealizowanie nowego połączenia o wymaganej wytrzymałości i trwałości, a przy tym zapewniającego demontaż układu jest mocno utrudnione ze względu na ograniczenia wymiarowe wynikające z konieczności dopasowania się do elementów konstrukcyjnych nie podlegających zmianom.

Sformułowano następujące ograniczenia odnośnie zakresu zmian:

- zmiany nie powinny obejmować wysięgnika koła czerpakowego — stąd wynika m.in. dopuszczalna średnica łożyska głównego do 560 mm;
- dopuszczalne są zmiany jarzma ostatniego stopnia przekładni bez konieczności modyfikacji korpusu przekładni;
- odległość dźwigni momentowej od osi łożyska głównego nie może ulec zmianie.

Rozważono następujące sposoby łączenia jarzma z kołem czerpakowym:

- połączenie dociskowe o zwiększonej nośności przez zwiększenie średnicy czopa wału;
- zastosowanie połączenia kształtowego bezpośredniego o zarysie ewolwentowym lub innym;
- zastosowanie połączenia kształtowego pośredniego, np. kołkowego.

Rozpatrzono możliwość ułożenia połączenia rozłącznego pomiędzy przekładnią a łożyskiem głównym (ze względów montażowych zalecane) oraz pomiędzy łożyskiem głównym a kołem czerpakowym.

Elementy łączone powinny być wykonane z wysoko wytrzymałych materiałów, wymagają one precyzyjnej obróbki mechanicznej i cieplnej, dlatego przygotowano warianty, w których wymiary najistotniejszych elementów połączeniowych są ograniczone. W procesie projektowania, konstruowania, wytwarzania i podczas montażu mechanizmu urabiania mogą wystąpić błędy przyczyniające się do powstania uszkodzeń w połączeniu. Ze względu na koszt remontu założono, że najbardziej trwale powinny być elementy stanowiące integralną część przekładni — jarzmo. Ponadto korzystnym rozwiązaniem byłoby wprowadzenie pośredniego elementu, łączonego z kołem czerpakowym rozłącznie.

Zwiększenie średnicy wału stanowi półśrodek, ponieważ nie wpływa korzystnie na dopasowanie elementów łączonych i nie zawsze jest możliwe do zrealizowania. Rozwiązanie z połączeniem dociskowym należy do najtańszych, jednakże nie ma w nim pewności, że zwiększenie średnicy będzie wystarczające.

Rozważając wady i zalety wygenerowanych koncepcji połączenia wybrano rozwiązanie polegające na wykonaniu tulei z zazębieniem ewolwentowym, która będzie przenosić moment skręcający z jarzma przekładni planetarnej na tarczę połączoną śrubowo z kołem czerpakowym. Tuleja uzębiona — wał drażony — nasadzona byłaby na odpowiednio przygotowanym, istniejącym wale koła czerpakowego. Ze względów wytrzymałościowych zastosowanie połączenia wielowypustowego wymaga zwiększenia średnicy wału i łożyska głównego.

Wybrana koncepcja od strony technicznej nie jest korzystna ze względu na możliwość zaistnienia w dalszym ciągu przeciążeń uderowych tak jak dotychczas, jednak ze względu na remonty — demontaż przekładni i z tym związane uszkodzenia jarzma i wału koła czerpakowego — oraz zakres zmian jest uzasadniona.

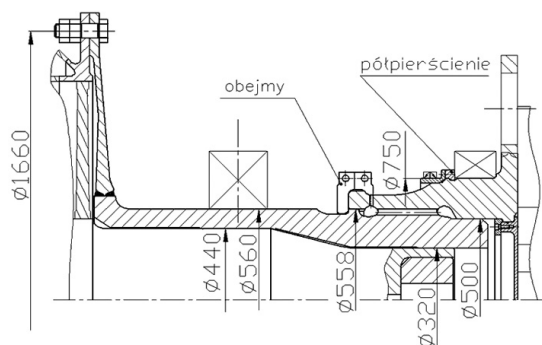
3. Wybrane aspekty konstruowania i obliczania nowego połączenia przekładni z kołem czerpakowym

W porównaniu z rozwiązaniem koncepcyjnym długość połączenia wielowypustowego zmniejszono (rys. 3). Stosowanie długich wielowypustów nie jest korzystne ze względu na rozmiary połączenia i wykonanie. Poza tym zwiększenie długości wypustów w coraz mniejszym stopniu powoduje spadek nacisków powierzchniowych przy coraz dłuższym połączeniu. Ekstremalne wartości nacisków występują przy zakończeniach zębów i mogą być wielokrotnie większe od nacisków średnich szczególnie wtedy, gdy luz obwodowy jest nie-
zmienny na długości połączenia.

W procesie konstruowania rozwiązywano szereg problemów inżynierskich, takich jak:

- zapewnienie wymaganej wytrzymałości i trwałości wszystkich elementów składowych;
- zapewnienie odpowiedniej współpracy części w węzłach tribologicznych, w tym dostatecznego smarowania i optymalnych pasowań;

- dobór postaci konstrukcyjnej elementów przy bardzo wysokim stopniu wyężenia materiału;
- opracowanie elementów ustalających;
- opracowanie zmian konstrukcyjnych w obrębie koła czepakowego i łożyska głównego z uwzględnieniem sposobu wykonania przy dostępnych środkach, montażu i możliwości dokonywania remontów;
- kształtowanie postaci konstrukcyjnej o wymaganej podatności ze względu na istnienie odchyłek montażowych oraz możliwość zaistnienia obciążeń dodatkowych wskutek niekorzystnego ustawienia się współpracujących elementów.



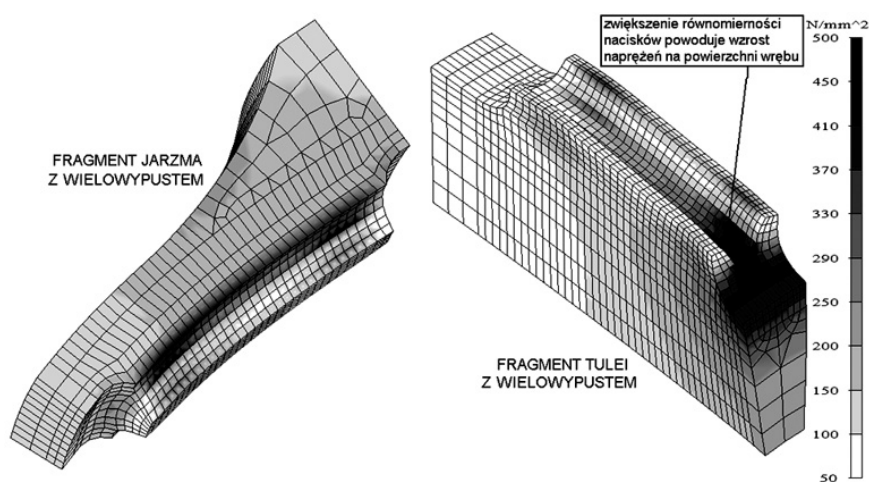
Rys. 3. Przykładowe rozwiązanie konstrukcyjne połączenia jarzma przekładni z kołem czepakowym

Integralną częścią procesu konstruowania stały się zaawansowane obliczenia wytrzymałościowe MES [5, 6]. Ich celem było opracowanie takiej postaci konstrukcyjnej nowych elementów, w których:

- naprężenia w krawędziach nie przekroczą naprężeń dopuszczalnych dla wytrzymałości eksploatacyjnej i doraźnej (przyrosty dynamiczne obciążeń podczas uderzeń). Prowadzone w tym kierunku prace dotyczyły m.in. modyfikacji zarysu wrębów, przejścia pomiędzy częścią uzębioną i walcową tulei, a także ukształtowania zarysu elementów w sąsiedztwie połączeń spawanych, w tym rozważono możliwość wykorzystania istniejącego jarzma;
- uzyska się dopuszczalną nierównomierność nacisków między współpracującymi elementami przy obciążeniach eksploatacyjnych i ekstremalnych.

Zaproponowane połączenie stanowi układ nieliniowy ze względu na luzy w połączeniach, wobec tego rozkłady nacisków na wypustach połączenia wielowypustowego i na czołach wału wewnętrznego i drążonego rozkładają się różnie w zależności od poziomu obciążenia. W wybranych przypadkach dokonano obliczeń dla wartości nominalnej siły urabiania.

W przypadku połączenia wielowypustowego rozkład nacisków powinien być optymalizowany przy uwzględnieniu kilku poziomów obciążeń. Cel można uzyskać kilkoma sposobami, np. przez ukształtowanie zewnętrznej powierzchni jarzma czy też modyfikację kształtu zębów na długości połączenia w celu uzyskania różnego luzu obwodowego. Przykładowe wyniki obliczeń przedstawiono na rysunku 4. Luz obwodowy zwiększa się w tym wypadku parabolicznie na odcinkach przy końcach zębów o długościach stanowiących ok. 25% długości zęba. Wyrównywanie nacisków jest korzystne do pewnej granicy, powyżej której zauważono wzrost naprężeń na powierzchni wrębu przy obciążeniach ekstremalnych powyżej pięciokrotności obciążenia nominalnego. Najlepsze rezultaty uzyskano w przypadku zębów baryłkowych, w których luz obwodowy zmienia się w funkcji koła na długości połączenia.



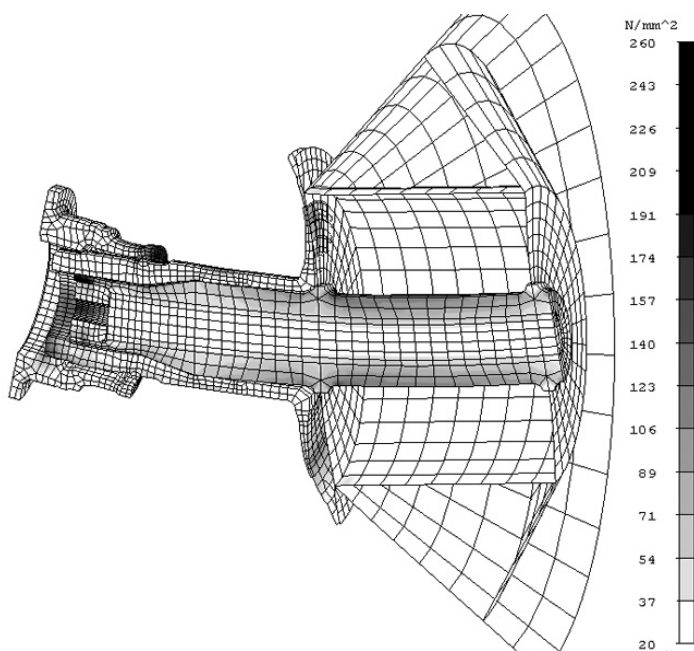
Rys. 4. Warstwy naprężeń zredukowanych HMH na modelu zdeformowanym połączenia wielowypustowego ze zróżnicowanym luzem obwodowym na długości połączenia obciążonego momentem skręcającym o wartości pięciokrotności momentu nominalnego

Wykonanie zębów prostoliniowych jest najprostszym i jednocześnie najmniej korzystnym rozwiązaniem. Należy się wtedy liczyć z największą nierównomiernością nacisków na długości zęba. Ekstremalne wartości wystąpią przy krawędziach zakończeń zębów, a naprężenia mogą przekroczyć granicę plastyczności. Najprawdopodobniej wystąpi w tych miejscach przyspieszone zużycie, doprowadzające do lokalnego wzrostu luzów i częściowego wyrównania nacisków.

Kolejne zagadnienie dotyczyło połączenia wału drążonego z kołem czepakowym. Tarcza połączona jest z wałem spawaniem. Tarczę i wał wyprofilowano w taki sposób, aby naprężenia w okolicy spoiny nie przekroczyły wartości dopuszczalnej w kojarzeniu wszystkich ekstremalnych przypadków obciążenia oraz zdeformowania tarczy po uwzględnieniu odchylek kształtu i położenia podczas montażu zespołu wału drążonego z kołem czepakowym.

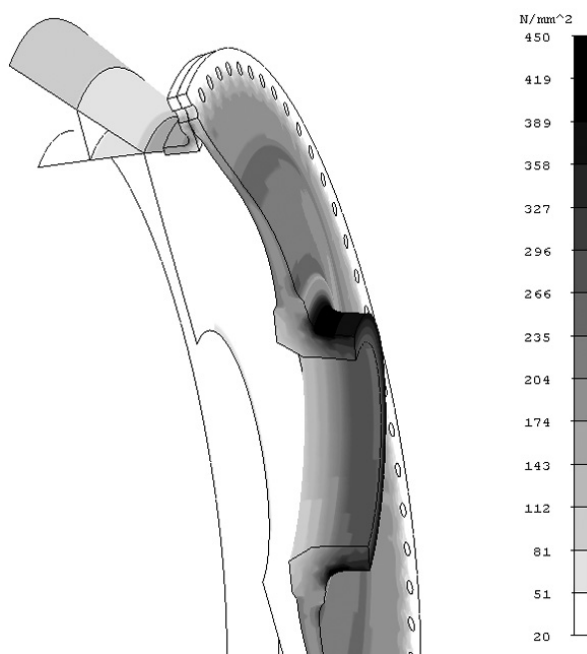
Zaproponowany sposób łączenia wału łożonego z kołem czepakowym diametralnie zmienia stan obciążenia koła czepakowego w okolicy bębna. Dotychczas moment był przekazywany z wału przez dwie dennice, spośród których dennica od strony przekładni przenosiła 60÷70% momentu skręcającego. W nowym rozwiązaniu największa część momentu przekazywana jest bezpośrednio z kołnierza na stożkową powłokę koła, część walcowa bębna przenosi 10÷15% momentu skręcającego, a wał pomiędzy dennicami — pomijalnie mało. Największe naprężenia dla ekstremalnej wartości momentu skręcającego w spoinach występują między kołnierzem a stożkową powłoką, a między kołnierzem a dennicą są pomijalnie małe.

Tarcza wału łożonego obciążona jest głównie momentem skręcającym. Dodatkowo ulega wygięciu powodującą stan naprężenia, który w niewielkim stopniu zależy od luzów w połączeniach mieszczących się w przewidzianych granicach. Stan naprężenia w tarczy zależy przede wszystkim od różnic przemieszczeń kątowych wyznaczonych przez przemieszczenia punktów na tarczy w okolicy połączenia kołnierзовego i wału łożonego. Wartości przemieszczeń opisujących deformację tarczy zależą decydująco od przemieszczeń końca wału (różnica przemieszczeń kątowych na tarczy wywołana działaniem siły wzdłużnej na promieniu koła czepakowego jest pomijalnie mała w odniesieniu do skutków wywołanych przemieszczeniem wału pod działaniem reakcji dźwigni momentowej i ciężaru przekładni — rys. 5), a także od odchyłek położenia po wykonaniu połączenia.



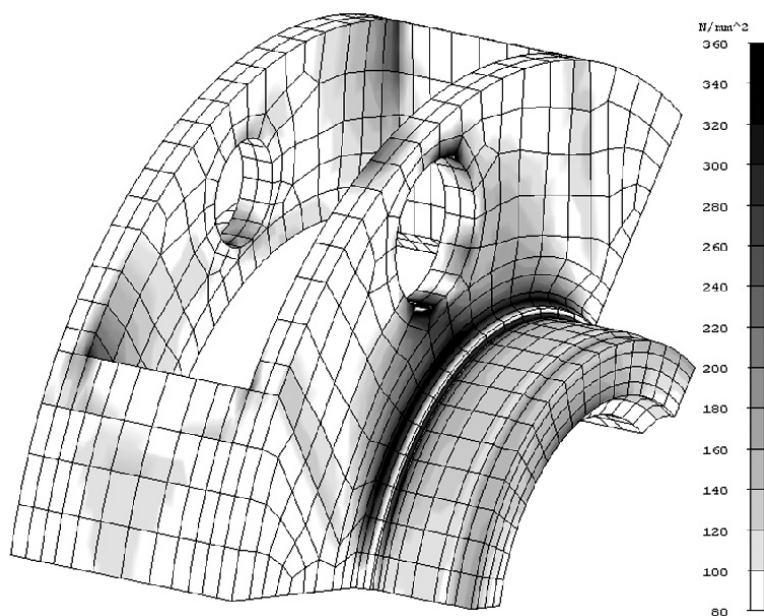
Rys. 5. Warstwy naprężeń zredukowanych HMH na modelu złożenia połączenia przekładni z kołem czepakowym obciążonego ekstremalnymi siłami promieniowymi

Połączenie tarczy z kołem czerpakowym w sposób przedstawiony na rysunku 3 nie jest korzystne ze względu na trudności w wykonaniu spoin na kole czerpakowym o wymaganej jakości oraz konieczność wykonania otworów pod śruby pasowane przy ograniczonych środkach na warsztacie. Zaproponowano alternatywne połączenie, w którym tarcza przesunięta jest w stronę łożyska głównego w celu ułatwienia dojścia z przyrządem spawalniczym, a połączenie tarczy z kołem zrealizowane jest z zastosowaniem bolców Hucka. Przekonstruowanie połączenia wału z kołem w taki sposób jest mocno uzasadnione technologicznie, jednakże rodzi negatywne konsekwencje, takie jak oddalenie tarczy od koła powoduje przyrost momentu gnącego elementy połączenia w rejonie koła czerpakowego. Ponadto istnieje wysokie ryzyko, że w trakcie wystąpienia nadwyżki dynamicznej momentu powyżej $1,2 \div 1,8$ momentu nominalnego (siła obwodowa tarcia zależy od zacisku wstępnego i współczynnika tarcia) nastąpi przemieszczenie tarczy względem kołnierza, w którym oba elementy mogą ustawić się niewspółosiowo. Przesunięcie promieniowe wału drążonego względem osi koła jest ograniczone, co mogłoby spowodować wyężenie tarczy i kołnierza. Zminimalizowanie przemieszczenia tarczy względem kołnierza oraz podatność tarczy, od której zależy wartość momentu gnącego i siły promieniowej, nabierają wtedy bardzo istotnego znaczenia. Przykładowe wyniki sprawdzające przedstawiono na rysunku 6.



Rys. 6. Warstwy naprężeń zredukowanych HMM na modelu połączenia wału drążonego z kołem czerpakowym obciążonego ekstremalnymi momentami skręcającym i gnącym, z uwzględnieniem odchyłki bicia osiowego tarczy względem kołnierza oraz ich przemieszczenia względnego w kierunku promieniowym

W dalszym etapie przeprowadzono obliczenia jarzma ostatniego stopnia przekładni na skręcanie (rys. 7). Jarzmo podlega zmianom w obszarze połączenia wielowypustowego i uszczelnienia przekładni w otworze jarzma. W porównaniu z istniejącym rozwiązaniem uzyskano kilkuprocentowy spadek naprężeń w krawędziach koła łożyska jarzma. Dotychczasowe doświadczenia związane z wykonaniem jarzma — spawanie tulei jarzma do części tarczowej — są nadal aktualne. Jarzmo jest najtrudniejsze w wykonaniu ze względu na złożoną obróbkę cieplno-mechaniczną i gabaryty. Obliczenia wytrzymałościowe pozwoliły na określenie ram dotyczących dopuszczalnych odstępstw konstrukcyjnych i jakości materiału w etapie wytwarzania.



Rys. 7. Rozkład naprężeń zredukowanych HMH na modelu fragmentu jarzma obciążonego momentem skręcającym odpowiadającym pięciokrotności momentu nominalnego

5. Podsumowanie

Kluczowym problemem wymagającym rozwiązania w istniejącym połączeniu przekładni z kołem czerpakowym jest powstawanie trwałego powiązania jarzma z wałem koła czerpakowego w trakcie eksploatacji, wobec tego zapewnienie demontażu połączenia jest najistotniejszym kryterium oceny rozwiązań. Jeśli temu kryterium zostanie przypisana największa waga, wówczas zbiór możliwych rozwiązań ograniczony będzie do połączeń kształtowych. Koncepcja nowego połączenia została wybrana z uwagi na zakres zmian konstrukcyjnych, zapewnienie demontażu połączenia, zakres przewidzianych prac remontowych,

łatwość montażu, możliwość wykorzystania istniejących elementów, wykonanie elementów połączenia.

Konstrukcję nowego połączenia opracowano według najistotniejszych założeń koncepcji. Wyniki obliczeń wytrzymałościowych wykazały, że nowe połączenie kształtowe rozłączne ulokowane pomiędzy przekładnią a łożyskiem głównym spełnia kryterium wytrzymałościowe dla bardzo ekstremalnych przypadków obciążenia.

Zaproponowane rozwiązanie może być modyfikowane. Spodziewany zakres zmian jest ograniczony i może dotyczyć np. zmiany kąta zarysu zębów. Możliwe jest wykonanie tulei jarzma jako oddzielnego elementu i połączenie spawaniem z wewnętrzną, jego częścią.

Jedno z łożysk wału koła czepakowego powinno być przesuwne — łożysko główne. Dodatkowe więzi powodujące przeszytnienie układu, np. wynikające ze sposobu łączenia osłony górnej mechanizmu urabiania do wysięgnika i dźwigni momentowej, powinny być usunięte.

Nowe rozwiązanie połączenia przekładni z kołem czepakowym powinno rozwiązać problem demontażu przekładni, jednakże nie rozwiązuje problemu przeciążeń. W połączeniu dociskowym wskutek powstawania połączeń adhezyjnych następuje trwałe związanie jarzma z wałem. W obu przypadkach układ napędowy i ustrój nośny nadal narażone są na przeciążenia udarowe spowodowane zderzeniami naczynia roboczego z nieurabialną przeszkodą. Rozwiązanie tego problemu wykracza poza zakres prac objętych projektem. Zrealizowanie systemu bezpieczeństwa w układzie napędowym przeciw udarom może rozwiązać problem uszkodzeń nimi wywołanych. Obecnie takiego zabezpieczenia w zdecydowanej większości koparek wielonaczyniowych kołowych nie ma.

LITERATURA

- [1] *Hawrylak H., Sobolski R.*: Maszyny podstawowe górnictwa odkrywkowego. Wyd. „Śląsk”, Katowice 1967
- [2] *Rusiński E., Iluk A., Woronowicz M.*: Untersuchung der dynamischen Belastung des Schaufelradantriebs eines Baggers mit Hilfe von Simulationen. Braunkohle, 1/98
- [3] *Kowalczyk M., Czmochowski J., Przystupa F.*: Zastosowanie metod numerycznych przy szacowaniu obciążeń układów napędowych poddanych oddziaływaniom udarowym. Górnictwo Odkrywkowe, 2006, r. 48 nr 5/6
- [4] *Kanczewski K.*: Model analityczny połączenia dociskowego obciążonego momentem skręcającym. IKiEM PWr, Wrocław 2005 (rozprawa doktorska)
- [5] *Zienkiewicz O.C., Taylor R.L.*: The Finite Element Method. Vol. 1, 2. McGraw-Hill Book Company, London 1991
- [6] *Rusiński E., Czmochowski J., Smolnicki T.*: Zaawansowana metoda elementów skończonych w konstrukcjach nośnych. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2000