

Paweł Kaczyński, Jerzy Czmochowski**

ANALIZA PRZYCZYN PĘKNIĘĆ W REJONIE POŁĄCZENIA DYSZLA SKRĘTNEGO Z DŹWIGAREM GĄSIENICOWYM POJAZDU PODAWARKI

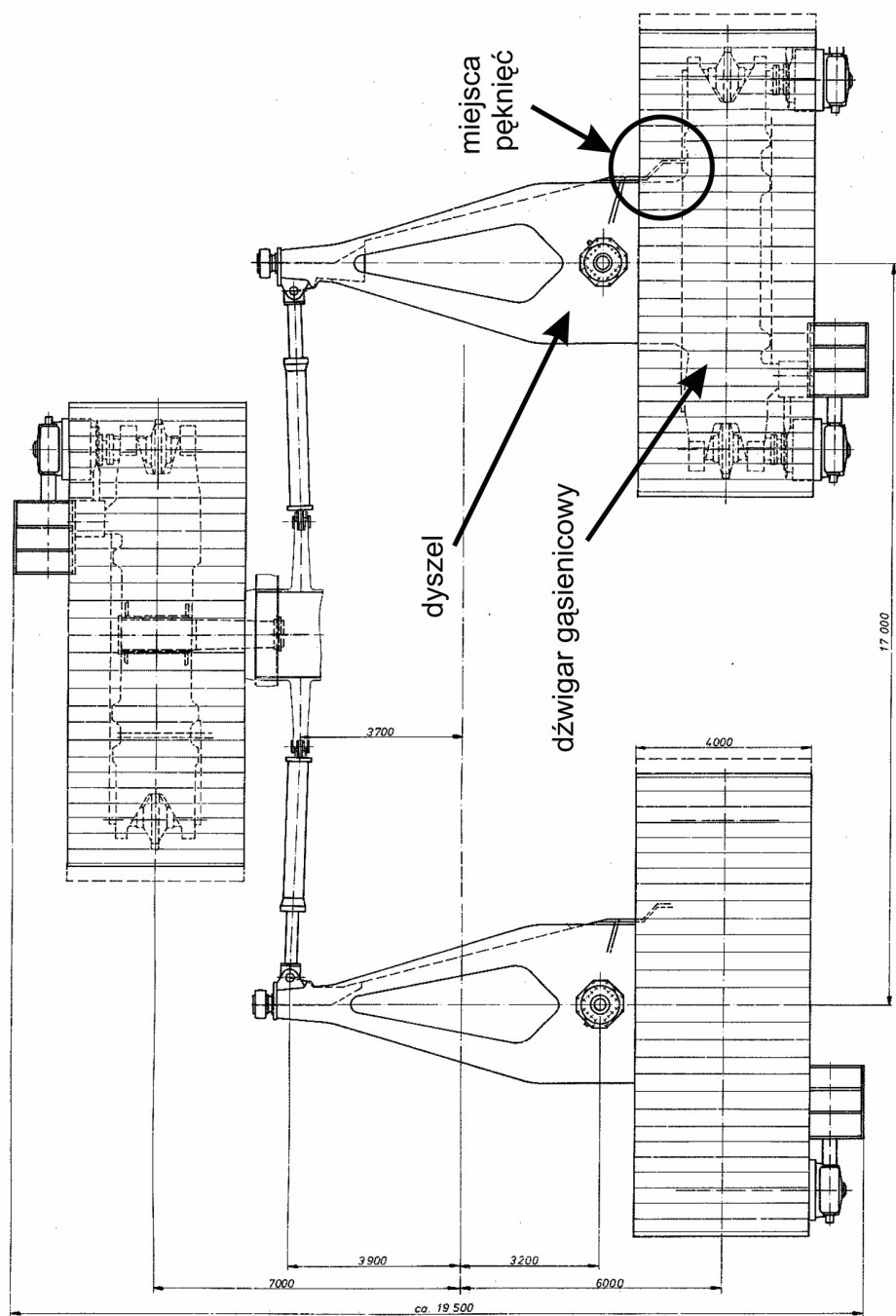
1. Wprowadzenie

Przedmiotem analiz jest podwozie podawarki połączonej mostem z koparką SchRs-4000 (rys. 1). Podawarka wsparta jest na zestawie gąsienicowym złożonym z trzech gąsienic. Dwa z nich są kierowane za pomocą siłowników, jak to pokazano na rysunku 2.



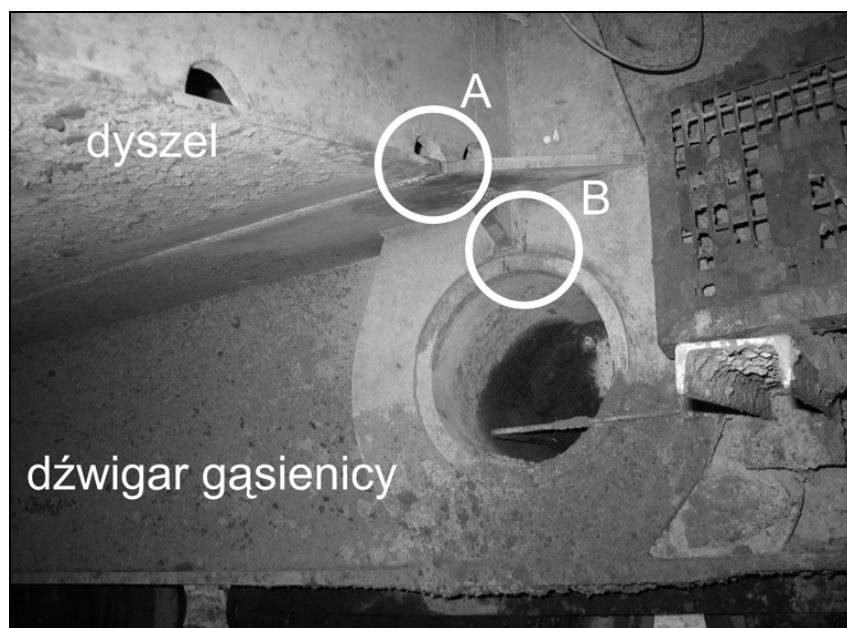
Rys. 1. Widok podawarki koparki wieloczerpakowej kołowej SchRs-4000

* Wydział Mechaniczny, Politechnika Wrocławska, Wrocław



Rys. 2. Układ gaśnic podwozia podawarki z mechanizmem skreću

W miejscu połączenia dyszla z dźwigarem gąsienicy obserwuje się pęknięcia. Pęknięcia występują na końcówce spoiny łączenia blach o grubości 15 mm i 20 mm (miejsce A, rys. 3), gdzie również występuje karb konstrukcyjny w postaci ostrej zmiany szerokości pasa dolnego dyszla. Drugim miejscem jest trójkątne zebro na połączeniu dyszla z dźwigarem gąsienicy (miejsce B, rys. 3). Są to typowe miejsca koncentracji naprężeń na połączeniach spawanych. W miejscu A występuje nałożenie się koncentracji wynikającej z połączenia spawanego blach o różnej grubości i koncentracji naprężeń wynikającej ze zmiany szerokości łączonych blach [4]. Pęknięcia te są wynikiem zginania dyszla w płaszczyźnie pionowej od obciążeń pionowych oraz od zginania w płaszczyźnie poziomej od sił występujących podczas wykonywania skrętu. Zaniedbanie poczynąń mających na celu usunięcie przyczyn pojawiających się pęknięć zmęczeniowych może skutkować poważną awarią lub katastrofą [1]. Obecnie wprowadza się odpowiednie metody identyfikacji oddziaływań dynamicznych [2] i systemy diagnostyczne [5], które zawczasu pozwalają przeciwdziałać nadmiernym przeciążeniom. Maszyny te są eksploatowane w różnych warunkach, poddawane zmiennym obciążeniom, które sprzyjają powstawaniu pęknięć zmęczeniowych.



Rys. 3. Miejsca występowania pęknięć

2. Obciążenia

Analizowany układ obciążony jest siłą pionową od masy podawarki i mostu oraz siłami poziomymi występującymi podczas skrętu wymuszonymi siłownikiem skrętu. Wyma-

gania dotyczące obliczeń obciążeń, ich kojarzenia oraz obliczeń elementów stalowych konstrukcji koparek wielonaczyniowych i zwałowarek objętych normami PN-G-46900:2001, PN-G-46550:2001 i PN-G-47010:1999 oraz współpracujących z nimi samojezdnych urządzeń stosowanych w górnictwie odkrywkowym określa norma PN-G-47000-2:2005 Górnictwo odkrywkowe — Koparki wielonaczyniowe i zwałowarki. Część 2: Podstawy obliczeniowe, zgodna merytorycznie z normą DIN 22261-2:1997.

Zgodnie z wymogami tej normy określono obciążenia elementarne działające na dźwigar gąsienicowy podawarki koparki SchRs-4000 oraz przeprowadzono ich kojarzenia zgodnie z tabelą 10 tej normy. Na etapie definiowania warunków brzegowych uwzględniono także szczególne przypadki podparcia, zgodnie z tabelą 11 tej normy, występujące przy jeździe po łuku, blokowaniu i poślizgu, a które przedstawiono w tabeli 1. Analizując obciążenia występujące przy jeździe gąsienicy po łuku określa się opory tarcia i ścinania gruntu [3, 6]. Opory tarcia gąsienicy o podłoże zakładając współczynnik tarcia $\mu_s = 0,6$, naciski na gąsienicę i geometrię wynoszą ok. 1,65 MNm, a opory ścinania gruntu, zakładając jednostkowy powierzchniowy opór ścinania gruntu na poziomie 0,16 N/mm², są na poziomie ok. 1,4 MNm. Suma tych oporów daje całkowity moment oporów występujących podczas jazdy po łuku na poziomie ok. 3 MNm. Należy zwrócić uwagę, że układ sterowania za pomocą siłowników może wyrzucić siłę dająca moment o wartości 12,6 MNm. Jest to o tyle niebezpieczne, że w sytuacji kiedy gąsienice są zablokowane moment zginający w płaszczyźnie poziomej od działania siłowników powoduje znaczne przeciążenia, które skutkują pojawiającymi się pęknięciami. Jest to sytuacja, która nie powinna wystąpić podczas normalnej pracy, kiedy podawarka wpraw powinna rozpocząć jazdę na wprost a dopiero potem jazdę na łuku.

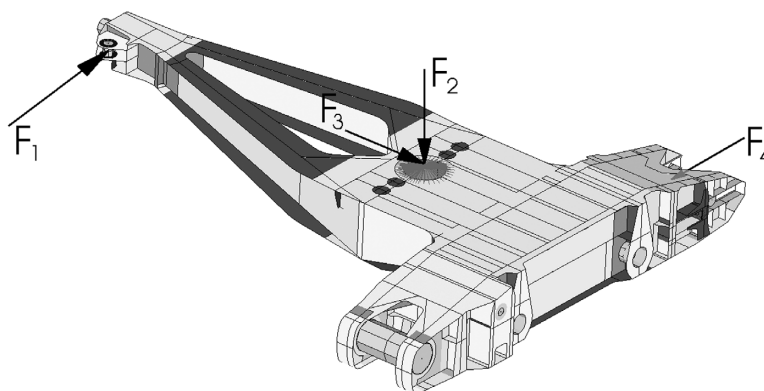
TABELA 1

Przypadki obciążenia i ich kojarzenia obciążeń przy oddziaływaniu skutków przejazdu oraz przy specjalnych podparciach podwozia jezdno (PN-G-47000-2)

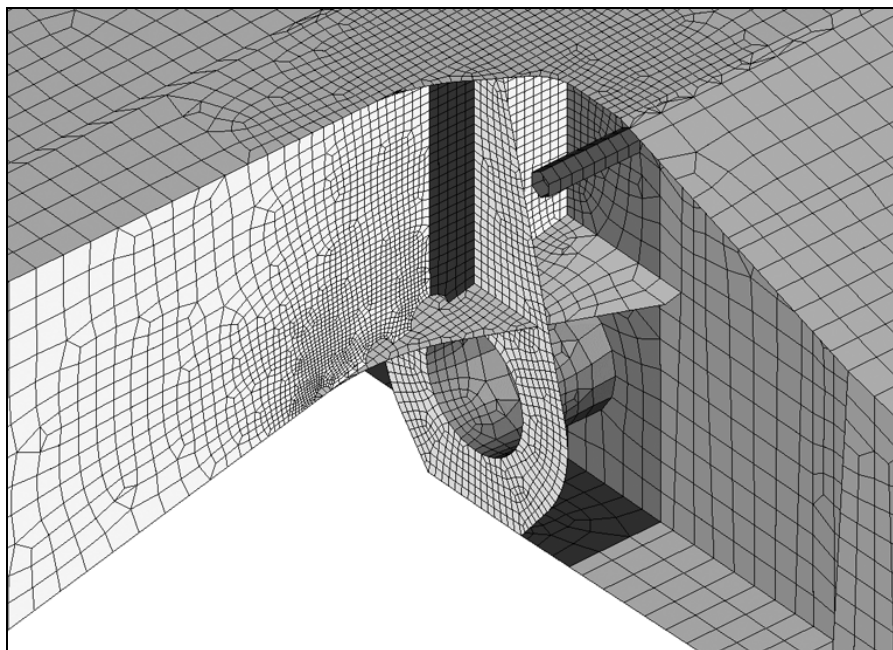
Kojarzenie obciążeń		Przypadek HZ, kolumna 2			
Dodatkowe obciążenie		specjalne podparcia w podwoziu jezdno	przejazd po łuku (L)	blokowanie (LL)	poślizg poprzeczny (QQ)
Dźwigar gąsienicowy przy podparciu	wahacz wahacz	—	HZ	HZG	HZG
	wahacz koło gwiazdowe	HZS	—	—	—
	koło gwiazdowe koło gwiazdowe	HZG	—	—	—

3. Analiza numeryczna metodą elementów skończonych

W celu oceny wyężenia konstrukcji stalowej dyszla z dźwigarem gąsienicowym opracowany został model geometryczny powierzchniowy (rys. 4). Na bazie tego modelu utworzono model dyskretny powłokowo-belkowy [7, 8], którego niewralgiczny fragment pokazano na rysunku 5.



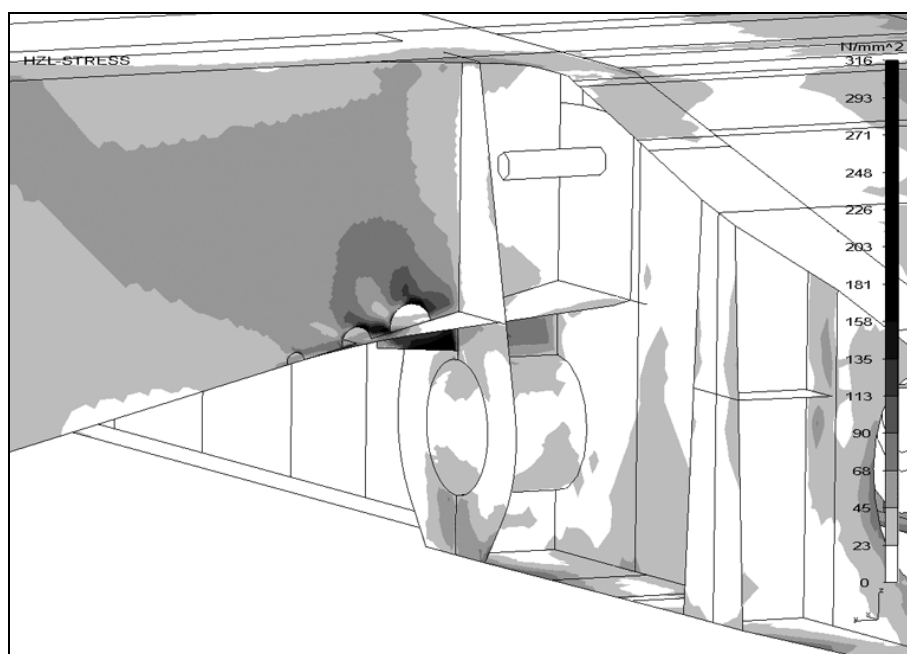
Rys. 4. Model geometryczny powłokowy dyszla z dźwigarem gąsienicowym podawarki z układem sił obciążających



Rys. 5. Model dyskretny powłokowy w obszarze połączenia dyszla z dźwigarem gąsienicy

W celu identyfikacji przyczyn pękania w rejonie połączenia dyszla z dźwigarem gąsienicowym przeprowadzono obliczenia dla stanu aktualnego. Na jednej z koparek przeprowadzono modyfikację tego rejonu polegającą na wprowadzeniu w ograniczonym obszarze grubszej blachy oraz na usunięciu żebra widocznego na zdjęciu (rys. 3) w miejscu B.

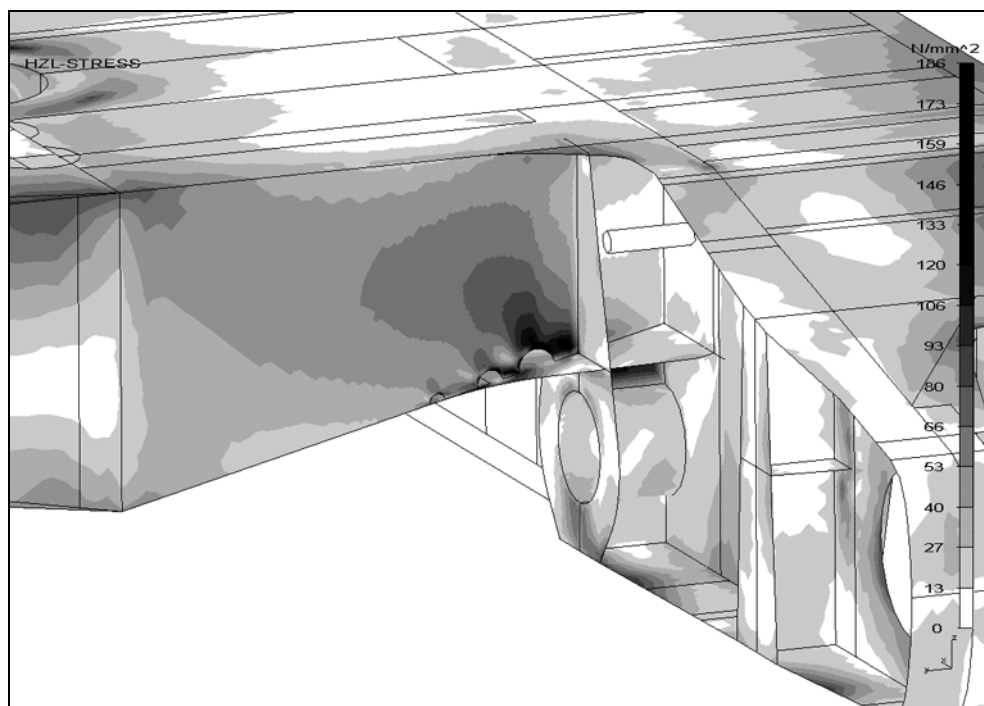
W wyniku obliczeń dla stanu aktualnego stwierdzono, że żebro to powoduje wzrost naprężeń zarówno w samym żebrze $\sigma_{zred} = 316$ MPa, jak i w jego otoczeniu, jak widać to na rysunku 6.



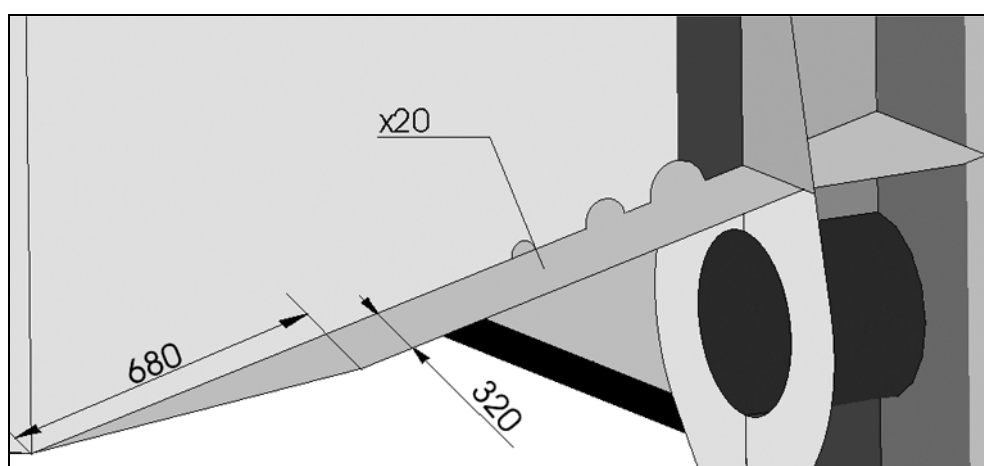
Rys. 6. Warstwice naprężeń zredukowanych dla stanu aktualnego — przypadek H2L

Aby zmniejszyć poziom naprężeń w tym rejonie usunięto żebro B (rys. 3) oraz pogrubiono obszar, w którym występowały pęknięcia. W wyniku tych zmian poziom naprężeń zmniejszył się do wartości $\sigma_{zred} = 186$ MPa czyli o ok. 40% i znikła koncentracja naprężeń (rys. 7).

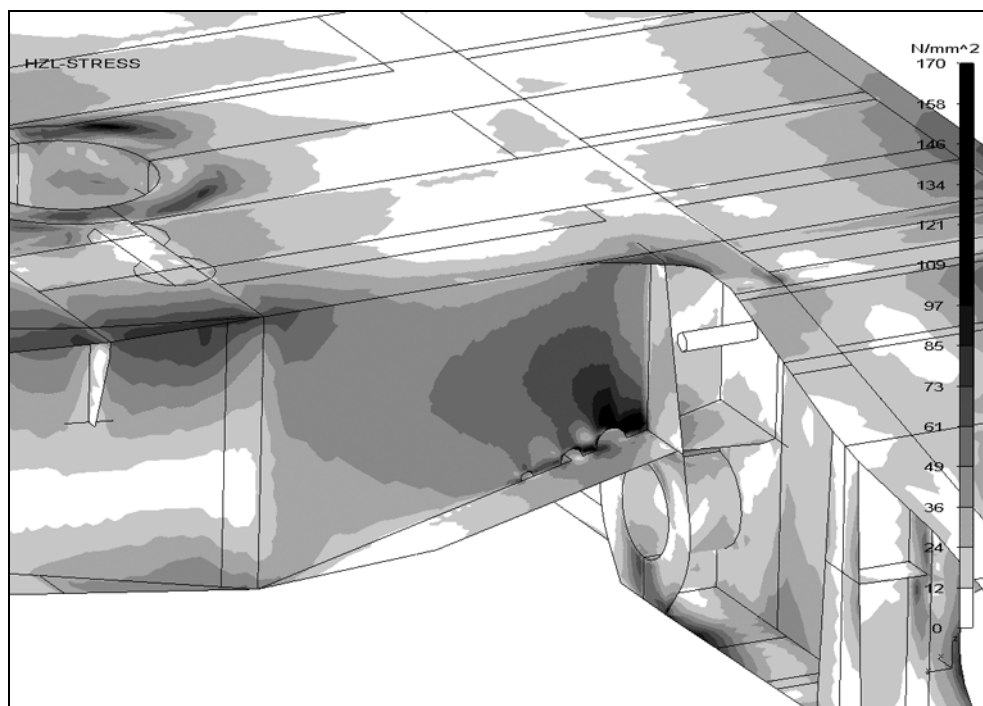
Dalsza modyfikacja tego obszaru polegała na poszerzeniu pasa dolnego dyszla tak, aby zapewnić płynną zmianę geometrii przy wejściu w połączenie z dźwigarem gąsienicowym (rys. 8). Zmiana ta spowodowała dalsze zmniejszenie naprężeń do poziomu $\sigma_{zred} = 170$ MPa. Rozkład naprężeń dla tego rozwiązania pokazano na rysunku 9. Wprowadzone modyfikacje znacząco obniżyły poziom naprężeń i zlikwidowały koncentrację naprężeń.



Rys. 7. Warstwice naprężeń zredukowanych,
modyfikacja I — przypadek HZL



Rys. 8. Propozycja wzmocnienia dolnego pasa dyszla
na połączeniu z dźwigarem gąsienicowym



Rys. 9. Stan naprężeń po modyfikacji II — przypadek HZL

4. Podsumowanie i wnioski

W pracy zastosowano współczesne metody analizy wytrzymałościowej wykorzystując dokładne modele MES [7]. Dzisiejsze możliwości programowe i sprzętowe umożliwiają opracowanie dokładnych modeli konstrukcji stalowych spawanych z blach. Modele te w niemal wierny sposób odwzorowują geometrię badanych obiektów. Przy projektowaniu tych maszyn nie było takich możliwości, opierano się na ogólnych metodach wytrzymałości materiałów np. zginania belek. Modele powłokowe metody elementów skończonych umożliwiają obserwowanie koncentracji naprężeń w złożonych węzłach konstrukcji stalowej. Metodykę tą zastosowano tutaj do identyfikacji przyczyn pojawiania się pęknięć oraz podano sposoby zmniejszenia podatności na pękanie zmęczeniowe. W wyniku wprowadzonych zmian poziom naprężeń zmniejszył się o przeszło 40% i otrzymano stan bez koncentracji naprężeń.

LITERATURA

- [1] *Babiarz S., Dudek D.*: Kronika awarii i katastrof maszyn podstawowych w polskim górnictwie odkrywkowym. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 2007

- [2] *Czmochowski J.*: Identyfikacja modeli modalnych maszyn urabiających w górnictwie węgla brunatnego. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 2008
- [3] *Hawrylak H., Sobolski R.*: Maszyny podstawowe górnictwa odkrywkowego. Wydawnictwo „Śląsk”, Katowice, 1967
- [4] *Jankowiak R., Rusiński E.*: Stahlkonstruktionen von polnischen Umschlag und Fördergeräten. Stahlbau 72 (2003), Heft 8
- [5] *Kowalczyk M.*: Metoda diagnozowania maszyn w stanach rozwijającej się awarii. Praca Doktorska. IKiEM Politechnika Wrocławska PRE 11/2005, Wrocław, 2005
- [6] *Pieczonka K.*: Inżynieria maszyn roboczych. Część I. Podstawy urabiania, jazdy, podnoszenia i obrotu. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 2007
- [7] *Rusiński E., Czmochowski J., Smolnicki T.*: Zaawansowana metoda elementów skończonych w konstrukcjach nośnych. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 2000
- [8] *Zienkiewicz O.C., Taylor R.L.*: The finite element method. Vol. 1, 2. McGraw-Hill Book Company, Londyn, 1991