

POLITECHNIKA OPOLSKA

WYDZIAŁ MECHANICZNY



**Badanie zmechanizowanych obudów górniczych
ze względu na trwałość zmęczeniową**

ROZPRAWA DOKTORSKA

Opracowała: mgr inż. Monika Polak-Micewicz

Promotor: prof. dr hab. inż. Tadeusz Łagoda

Opole, 2013 r.

Spis treści	str.
Wykaz ważniejszych oznaczeń	4
1. Wstęp	6
1.1. Wprowadzenie do tematyki pracy	6
1.2. Cel i zakres pracy	8
2. Przegląd literatury	9
2.1. Opis zmechanizowanej obudowy ścianowej wraz z etapami jej wytwarzania	11
2.1.1. Normy dotyczące badania obudowy ścianowej	17
2.1.2. Aktualne podejście do prac projektowo - konstrukcyjnych	22
2.2. Charakterystyka pęknięcia zmęczeniowego	27
2.3. Wpływ wartości średniej i amplitudy naprężenia na trwałość konstrukcji	31
2.4. Problem zmęczenia materiału w konstrukcji obudowy ścianowej	33
2.5. Numeryczne metody wyznaczania wytrzymałości konstrukcji obudowy	36
2.5.1. Przygotowanie modeli numerycznych	39
2.5.2. Opis warunków brzegowych	41
2.5.3. Wykorzystanie wyników z obliczeń numerycznych do tensometrii oporowej	45
3. Odpowiedź materiału na cykliczne obciążenia	47
3.1. Podział karbów	47
3.2. Założenia projektowe dla elementów z karbem	53
3.3. Założenia projektowe dla połączeń spawanych	56
4. Zjawiska zmęczeniowe w konstrukcjach stalowych	59
4.1. Inicjacja i propagacja pęknięć zmęczeniowych	59
4.2. Źródło zmęczeniowe	67
4.3. Wyznaczenie historii obciążenia sekcji prototypowej	71
4.4. Kumulacja uszkodzeń zmęczeniowych	75
4.5. Wyznaczenie trwałości zmęczeniowej	75
5. Propozycja procedury szacowania trwałości zmęczeniowej	76
5.1. Specyfikacja badań stanowiskowych i numerycznych	77
5.2. Algorytm oceny trwałości zmęczeniowej	78
5.3. Badania eksperymentalne	79
5.4. Badania numeryczne	85
6. Porównanie trwałości obliczeniowych z eksperymentalnymi	87
6.1. Wyniki obliczeń zmęczeniowych dla obudowy FAZOS 12/28	87
6.2. Wyniki obliczeń zmęczeniowych dla obudowy FAZOS 12/25	92
6.3. Wyniki obliczeń zmęczeniowych dla obudowy FAZOS 14/41	100
7. Weryfikacja metody obliczania wytrzymałości obudowy	112
8. Wnioski końcowe i perspektywy dalszych badań	113
9. Literatura	117
Streszczenie	126
Załączniki	127

*Składam serdeczne podziękowania
Panu prof. dr hab. inż. Tadeuszowi Łagodzie
za cenne wskazówki, uwagi merytoryczne
i pomoc w trakcie realizacji pracy doktorskiej.*

*Dziękuję również Panu Prezesowi
Wojciechowi Czempielowi
za umożliwienie wykonania badań
w Fabryce Zmechanizowanych Obudów Ścianowych FAZOS,
konsultacje techniczne oraz zgodę na wykorzystanie wyników
tych badań w poniższej pracy.*

Wykaz ważniejszych oznaczeń

A	-	współczynnik krzywej regresji dla wykresu Wöhlera,
b	-	wykładnik wytrzymałości zmęczeniowej,
c	-	wykładnik odkształcenia plastycznego,
A ₅	-	wydłużenie przy zerwaniu próbki pięciokrotnej,
E	-	moduł sprężystości podłużnej,
K _f	-	zmęczeniowy współczynnik działania karbu,
K _t	-	teoretyczny współczynnik działania karbu,
K _w	-	współczynnik wpływu geometrii,
K _σ	-	współczynnik koncentracji naprężeń,
K'	-	współczynnik odkształceniowego umocnienia cyklicznego,
m	-	współczynnik nachylenia wykresu Wöhlera,
MES	-	metoda elementów skończonych,
N	-	liczba cykli,
n'	-	wykładnik odkształceniowego umocnienia cyklicznego,
N _f	-	liczba cykli naprężenia do całkowitego zniszczenia,
R	-	współczynnik asymetrii cyklu,
R _{0,2}	-	umowna granica plastyczności,
R _m	-	wytrzymałość na rozciąganie,
SWC	-	strefa wpływu ciepła,
W	-	parametr gęstości energii odkształcenia,
Z _{min}	-	przewężenie przy zerwaniu,
ε _n	-	odkształcenie normalne,
ν	-	współczynnik Poissona,
ρ	-	rzeczywisty promień w dnie karbu,
ρ _f	-	promień fikcyjny,
σ _n	-	naprężenie normalne,
σ' _f	-	współczynnik wytrzymałości zmęczeniowej,
σ _{not}	-	naprężenie w elemencie z karbem,
σ _{sn}	-	naprężenie w elemencie gładkim,
ε	-	odkształcenie,
ε' _f	-	współczynnik zmęczeniowego odkształcenia plastycznego,

Indeksy:

a	–	amplituda,
cal	–	obliczeniowy,
e	–	sprężyste,
exp	–	doświadczalny,
F	–	siła,
H-M-H	–	Huber-Mises-Hencky,
m	–	wartość średnia,
max.	–	wartość maksymalna,
min.	–	wartość minimalna,
n	–	wartość nominalna,
p	–	plastyczne,
x, y, z	–	kierunki osi układu współrzędnych.

1. Wstęp

1.1. Wprowadzenie do tematyki pracy

Proces wydobywczy węgla kamiennego uległ ogromnym zmianom, gdy narodził się pomysł zmechanizowania prac podczas II Wojny Światowej. Początkowo sekcje obudowy tworzyły dwa podwójne zestawy stojaków ciernych połączonych ze sobą poprzecznie i wzdłużnie tworząc ramę, która podtrzymywała strop. Współcześnie dominującym typem obudów stosowanych przez kopalnie stały się obudowy podporowo-osłonowe. Jedną z ich zalet jest system krocący połączony z przenośnikiem ścianowym, dzięki czemu możliwe jest utrzymanie stałego odstępu zabudowy. System krocący umożliwia prawidłowe prowadzenie ściany z bardzo małymi opóźnieniami zabudowy. Przekłada się to na bezpośredni zysk w wydobywaniu surowca. Przez kolejne lata starano się rozwiązać wszelkie problemy techniczne związane z ergonomią pracy i bezpieczeństwem obsługi w ścianie. W ostatnich latach nie obserwuje się już gwałtownych zmian postaci konstrukcyjnej. Rozwój obudów górniczych odbywa się nadal, poszedł on, jednak w innym kierunku. Nowym dominującym procesem jest optymalizacja parametrów geometrycznych obudów, przede wszystkim masy i gatunków stali potrzebnych na jej wytworzenie. Optymalizacja, tak właściwie należałoby użyć stwierdzenia kompromis, polega na wyszukaniu najlepszych rozwiązań, przy jednoczesnym pogodzeniu dwóch sprzecznych ze sobą kryteriów. Pierwszym z nich jest warunek wytrzymałościowy, który bezwzględnie musi zostać zachowany, a drugim - koszt wytworzenia konstrukcji. W ubiegłych latach nie było takiego nacisku na cenę wytworzenia konstrukcji, obecnie jednak, ze względu na konkurencyjność przedsiębiorstw oraz chęć sprzedaży produktów poza rynek polski, producenci skupiają swoją uwagę na minimalizacji kosztów, przy jednoczesnym zachowaniu wysokiej jakości wyrobu. Przez jakość należy rozumieć wszystkie etapy powstawania konstrukcji takich, jak np.: dobór certyfikowanej blachy, kontrolę połączeń spawanych, czy badania eksperymentalne w jednostce atestacyjnej. W wyniku długoletnich doświadczeń producenci obudów opracowali metodologie wyznaczania wyężenia konstrukcji na podstawie normy PN-EN 1804-1:2004: Maszyny dla górnictwa podziemnego - Wymagania bezpieczeństwa dla obudowy zmechanizowanej – Część 1: Sekcje obudowy i wymagania ogólne [77]. Potrafiono określić stan wyężenia głównych podzespołów korzystając z ogólnie dostępnej wiedzy z zakresu mechaniki. W tym obszarze inżynierowie doszli do granic możliwości projektowania stosując warunki równowagi statycznej. Temat komplikuje się, gdy trzeba wziąć pod uwagę trwałość

zmęczeniową oraz podparcia asymetryczne, podczas których wykonywane są badania cykliczne.

W niniejszej pracy przedstawiony został stan wiedzy oparty na badaniach z zakresu trwałości zmęczeniowej podzespołów obudowy ścianowej i na tej podstawie zdefiniowano cel i zakres pracy. W rozdziale 2 przedstawiono aktualne podejście do prac projektowo–konstrukcyjnych oraz scharakteryzowano zagadnienia związane z trwałością w aspekcie obliczeń numerycznych. W rozdziale 3 omówiono rodzaje karbów oraz przedstawiono liczne przykłady ich występowania w podzespołach obudowy ścianowej. W rozdziale 4 zawarto opis zjawisk zmęczeniowych zachodzących podczas obciążeń cyklicznych ze szczególnym uwzględnieniem historii obciążenia sekcji prototypowej. Rozdział 5 zawiera propozycję szacowania trwałości zmęczeniowej w oparciu o testy eksperymentalne i badania numeryczne. Zaprezentowany algorytm składający się z poszczególnych etapów został szczegółowo opisany wraz z założeniami i uproszczeniami. W tym rozdziale opisano również charakterystyki zmęczeniowe materiałów użytych w konstrukcji obudowy. W kolejnych podrozdziałach: 6.1, 6.2 oraz 6.3 zaprezentowano wyniki badań zmęczeniowych dla trzech różnych typów obudów ścianowych. Na podstawie przebadanych podzespołów określono najskuteczniejszą metodę uwzględniającą wartości średnie amplitud cyklu, a w kolejnym kroku wyznaczono stopień uszkodzenia zmęczeniowego dla danego bloku obciążenia. Na tej podstawie określono trwałość dla punktów krytycznych podzespołów obudowy, a także ustalono najbardziej wyężony podzespół.

Finalnym osiągnięciem pracy było stworzenie i zaproponowanie algorytmu, który pomógłby w łatwy sposób w ocenie wyężenia konstrukcji. W rozdziale 7 omówiono obliczenia wytrzymałościowe i dokonano weryfikacji metody. Na zakończenie w rozdziale 8 przedstawiono wysunięte wnioski z przeprowadzonych badań i analiz. Na końcu pracy zamieszczono spis literatury oraz załączniki.

1.2. Cel i zakres pracy

Celem pracy jest opracowanie takiej metodyki projektowania, aby obliczenia przeprowadzać z wykorzystaniem modelu ciała sprężystego, a następnie w krytycznych punktach zastosować lokalne metody ciała sprężysto-plastycznego z wykorzystaniem modelu Neubera, a w kolejnym kroku przyjąć odpowiednie kryteria zmęczeniowe, które pozwolą na określenie trwałości zmęczeniowej obudowy ścianowej.

W ramach pracy opracowano efektywną metodę oceny wytrzymałości zmęczeniowej podzespołów obudowy ścianowej. Algorytm łączy znane już metody szacowania trwałości, a obliczenia numeryczne pozwalają na przeprowadzanie badań w znacznie większym obszarze poszukiwań miejsc krytycznych w konstrukcji o tak złożonej geometrii, do których zaliczyć należy również zmechanizowaną obudowę ścianową.

Zaproponowana przez autorkę metodyka wyznaczania trwałości łączy w sobie następujące elementy [83, 85, 91]:

- wieloosiowe zmęczenie materiałów, w tym opis zjawisk zachodzących w materiale podczas obciążeń cyklicznych,
- komputerową analizę naprężeń i deformacji głównych elementów obudowy ścianowej,
- czynniki wpływające na wytrzymałość zmęczeniową: działanie karbu, połączenia spawane,
- obciążenia złożone wynikające z różnorodności podparć,
- mechanikę powstawania pękania zmęczeniowego,
- analizę kumulacji uszkodzeń zmęczeniowych.

Proponowany algorytm stanowi istotne rozszerzenie informacji w obszarze obliczeń wytrzymałości konstrukcji, a tym samym może być podstawą w ocenie trwałości obudowy ścianowej w trakcie badań, eksploatacji w okresie gwarancyjnym i pogwarancyjnym.

2. Przegląd literatury

W niniejszym przeglądzie autorka skupiła się na pozycjach literaturowych dotyczących zagadnień związanych z projektowaniem obudów ścianowych i procesami zmęczeniowymi zachodzącymi podczas zmiennych obciążeń konstrukcji stalowych. Podczas analiz złożonych konstrukcji należy wykazać się wiedzą z dyscyplin takich jak: inżynieria materiałowa, fizyka ciała stałego, budowa i eksploatacja maszyn, czy mechanika pękania. Tak szeroki zakres wiedzy umożliwia zoptymalizowanie postaci konstrukcyjnej obudowy ścianowej, przy jednoczesnym spełnieniu wszystkich wymagań projektowych.

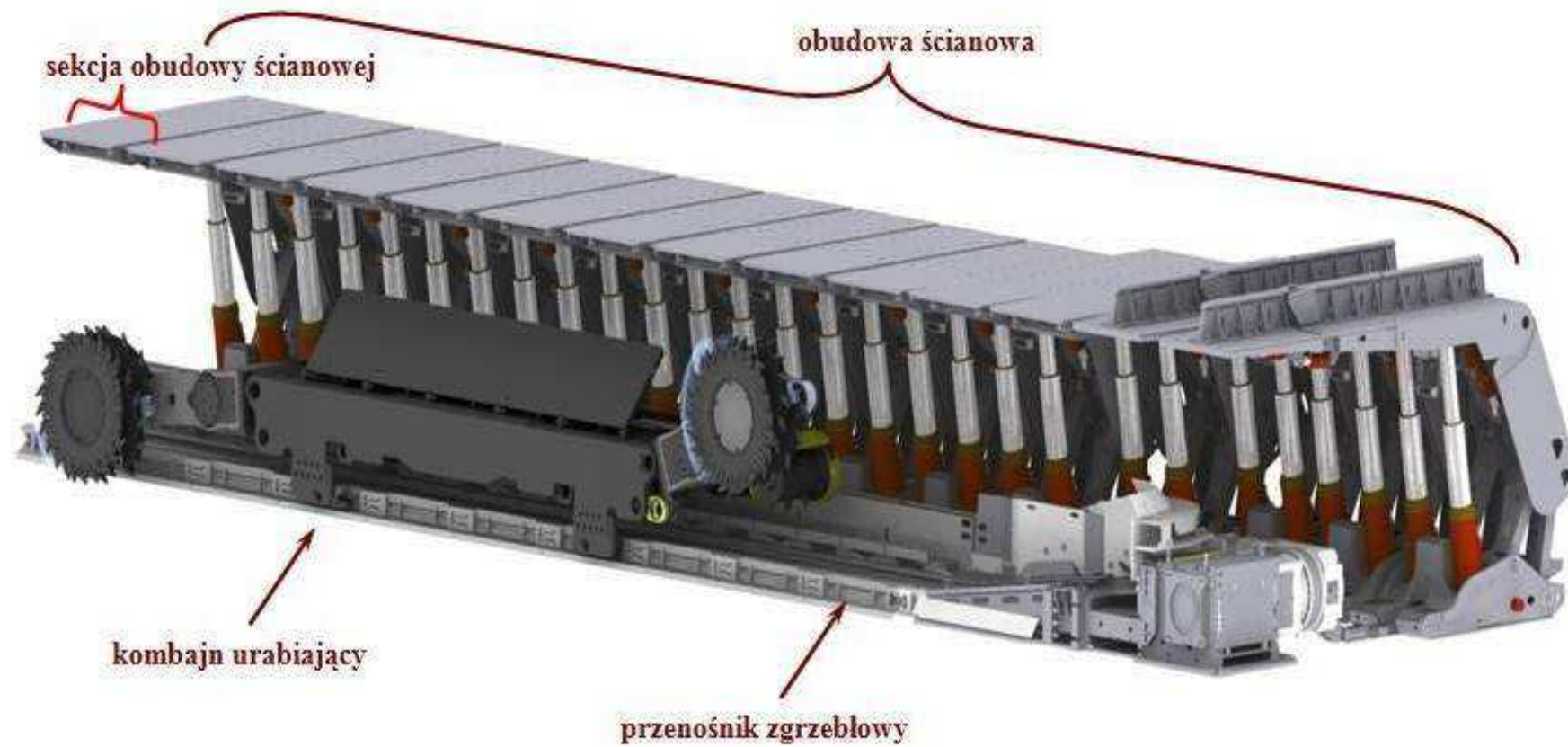
W ogólnym rozumieniu trwałość to odporność konstrukcji na uszkodzenia o charakterze zmęczeniowym. Istotne w tym względzie jest to, że rynek wymusza na producentach precyzyjne określenie „czasu życia” produktu, a tym samym powoduje, że konstrukcje powinny być projektowane w taki sposób, by wytrzymały, tylko ściśle określoną długość stosowania. Patrząc z drugiej strony, obudowy powinny być użytkowane bezawaryjnie, tak długo, jak założył odbiorca w zamówieniu. O tym, jak ważne staje się szacowanie trwałości produktu świadczy dynamiczny rozwój narzędzi komputerowych do obliczeń wytrzymałości [92]. Dziś coraz częściej korzysta się z wirtualnego prototypowania, zwłaszcza w branży lotniczej i motoryzacyjnej, co zostało potwierdzone skutecznością tego typu analiz. Niejednokrotnie zaobserwowano podczas badań eksperymentalnych, że obciążenia statyczne działające na sekcję prototypową nie spowodowały widocznych pęknięć. Dopiero w sytuacji, gdy poddano ją obciążeniom cyklicznym można było zauważyć pojawiające się pęknięcia. Stąd wniosek, że należy dokładniej przyjrzeć się analizom podzespołów sekcji obudowy ścianowej uwzględniając procesy zmęczeniowe. W oparciu o programy komputerowe, a w szczególności te, z zaimplementowaną metodą elementów skończonych (MES), znaleźć można obszary, w których konstrukcja jest tak wyętzona, że mogą wystąpić pęknięcia. Najczęściej są to karby geometryczne i strukturalne, gdzie obecne są nieciągłości powodujące spiętrzenia naprężeń. Przewidywanie trwałości sprowadza się, nie tylko, do znalezienia tych stref, ale również wyznaczenia obszarów o znacznie mniejszych naprężeniach nieprzekraczających granicy plastyczności, a mogących pod wpływem zmiennych obciążeń stać się miejscami niebezpiecznymi. Fakt ten, że uszkodzenia zmęczeniowe mogą nastąpić w miejscach o znacznie niższych naprężeniach potwierdzono niejednokrotnie doświadczalnie [101]. W elemencie obciążonym statycznie najbardziej niebezpiecznym miejscem jest najmniejszy przekrój, a w elemencie obciążonym zmiennie ognisko zmęczenia znajduje się z reguły w miejscach największego spiętrzenia naprężeń. Ponieważ analiza naprężeń

elementów obudowy ścianowej jest procesem złożonym inżynier posiłkuje się obliczeniami numerycznymi, własnym doświadczeniem oraz korzysta z norm dotyczących projektowania obudów i połączeń spawanych.

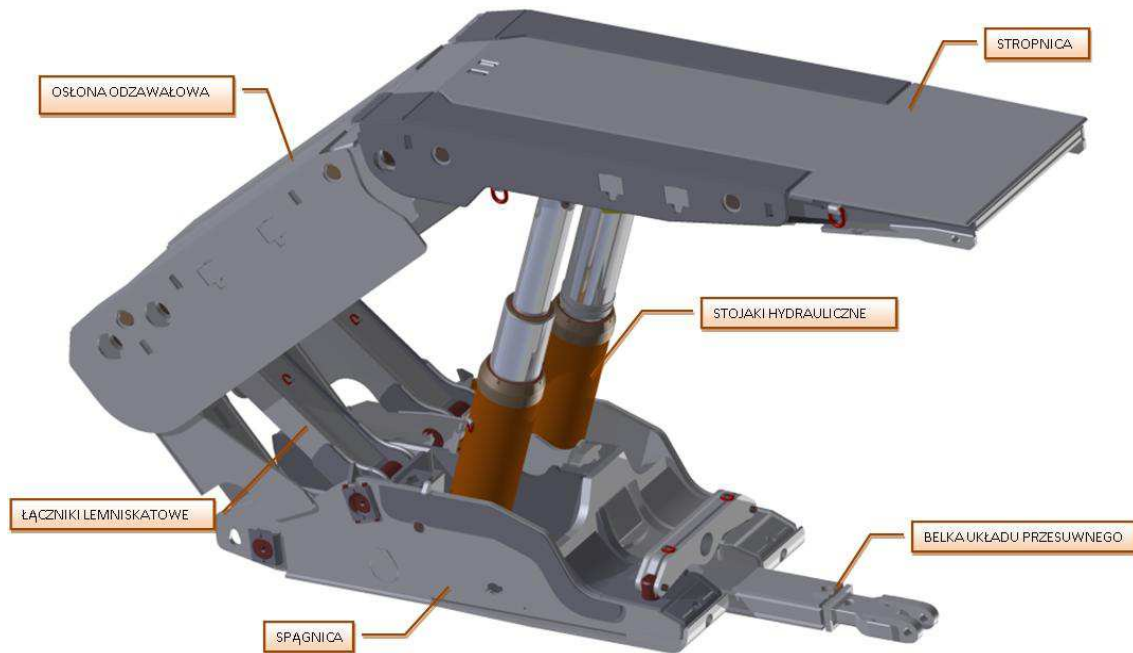
W pracy zwrócono szczególną uwagę na fazy rozwoju pęknięcia od inicjacji mikropęknięcia do propagacji w skali makroskopowej. Modelowanie inżynierskie i symulacje numeryczne, jak już wspomniano wcześniej, pozwalają na określenie miejsc występowania wyższych wartości naprężeń oraz na oszacowanie liczby cykli do zniszczenia. W przypadku tak złożonej konstrukcji, jaką jest obudowa górnicza, położono szczególny nacisk na analityczne wyznaczenie jej trwałości. Wspomnieć należy, że w przypadku takich konstrukcji jak zbiorniki ciśnieniowe, gdzie wymagane jest wysokie bezpieczeństwo autorzy europejskiej normy EN13445 [76] podkreślają, że wykorzystanie MES w określaniu trwałości zmęczeniowej nie jest jeszcze w pełni satysfakcjonujące. Dodatkowo w normie PN-EN 1804-01 [78] nie znaleziono żadnych dokładnych wytycznych jak zaprojektować obudowę ścianową na podstawie metod numerycznych uwzględniając zjawiska zmęczeniowe. W wymienionej normie znaleźć można procedury opisujące przebieg badań laboratoryjnych sekcji prototypowej. W związku z brakiem informacji na temat dokładnych obliczeń w procesie projektowania należało wyznaczyć własną metodologię obliczeń w oparciu o normy. Metodologia została wielokrotnie zweryfikowana na stanowisku laboratoryjnym. Być może w niedalekiej przyszłości będzie można precyzyjnie oszacować liczbę cykli do zniszczenia, a to wiązać się będzie z brakiem konieczności tworzenia sekcji prototypowej i kosztownych badań eksperymentalnych.

2.1. Opis zmechanizowanej obudowy ścianowej wraz z etapami jej wytwarzania

Ścianowe kompleksy zmechanizowane przeznaczone do wybierania węgla składają się z trzech podstawowych typów maszyn: kombajnu ścianowego, przenośnika zgrzeblowego i obudowy. Każda z wymienionych maszyn pełni określoną funkcję. Kombajn ścianowy - urabia i ładuje urobek, przenośnik zgrzeblowy – transportuje urobek, a obudowa ścianowa - zabezpiecza wyrobisko przed zawałem na czas eksploatacji przesuwając się w kierunku czoła ściany o krok równy zabiorowi kombajnu, bezpośrednio po jego przejściu i wykonaniu skrawu. Pomiędzy tymi maszynami zachodzą wzajemne relacje funkcjonalne i geometryczne, dlatego każda awaria któregośkolwiek z urządzeń wiąże się bezpośrednio z przestojem całego kompleksu ścianowego [41]. Obudowa ścianowa składa się z kilkadziesiąt sekcji ustawionych koło siebie, tworzących przestrzeń dla maszyny urabiającej, transportowej i obsługi. Na rys. 2.1 pokazano schemat eksploatacji złoża systemem ścianowym. W praktyce przyjęto się określać obudowę ścianową, jako pojedynczą sekcję, dlatego w pracy używa się zamiennie nazewnictwa traktując obiekt badań - sekcję - jednostkowo. Na rys.2.2 zaprezentowano przykładową sekcję FAZOS wraz z opisem głównych elementów wchodzących w jej skład. Podstawowe podzespoły sekcji tworzą tzw. układ lemniskatowy pozwalający na zachowanie odpowiedniej odległości od ociosu w całej wysokości pracy sekcji.



Rys. 2.1. Ustawienie obudowy ścianowej w kopalni



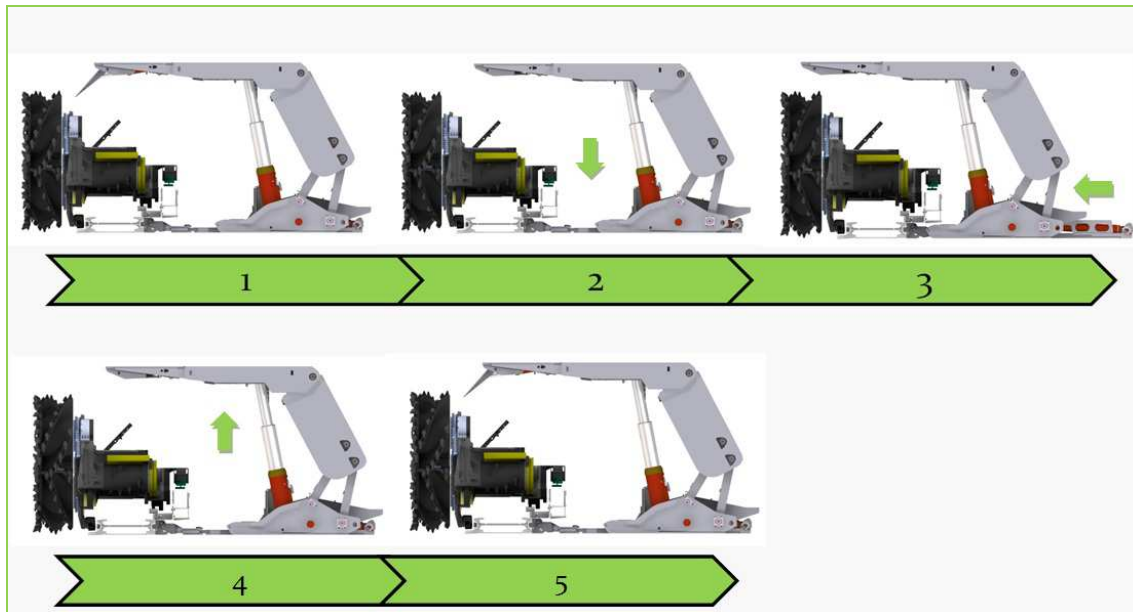
Rys. 2.2. Model przestrzenny obudowy zmechanizowanej

Tor ruchu, jaki tworzy stropnica przypomina w większości przypadków literę S, dzięki czemu można uzyskać dużą stałość odcinka: stropnica - ocios. Tego typu obudowy zyskały dużą popularność i okazały się najlepsze w prowadzeniu ściany, jak i w stałości sił wewnętrznych konstrukcji [8].

Według Krumnackera ścieżka przystropowa (tor ruchu stropnicy) może wynieść maksymalnie 100 mm, co zapewni bezpieczeństwo w miejscu zabudowy sekcji, a także zmniejszy wartości sił zewnętrznych przenoszonych przez elementy obudowy [29]. Bezpieczeństwo w miejscu zabudowy zapewnia się, tylko wtedy, gdy wytworzone siły zewnętrzne pochodzące od naporu górotworu zostają w pełni przeniesione od stropu do spągu. Dobór obudowy przebiega dla ściśle określonych warunków górnictwo-geologicznych, gdzie również podaje się tzw. podporność sekcji. Ten parametr charakteryzuje daną obudowę i określa jak dużą siłę jest w stanie przyjąć konstrukcja, aby nie zrabowała (obniżyła) się. Mechanizm pracy obudowy jest procesem złożonym, a czynników, które mają wpływ na prawidłowe i bezpieczne użytkowanie sekcji jest bardzo wiele. Poza warunkiem koniecznym, jakim jest zachowanie równoległości stropnicy do spągnicy, należy zwrócić uwagę na siły oddziaływujące na obudowę ścianową. Na konstrukcję działają siły statyczne i dynamiczne. Pierwsze wynikają z osiadania stropu, natomiast drugie ze wstrząsów górotworu związanych z pękaniem warstw skalnych. Wstrząsy mogą występować w formie tąpnięć, w momencie,

gdy przekroczona została granica wyężenia górotworu. Takie wyładowania zakumulowanej energii często towarzyszą częściowym lub całkowitym zniszczeniom wyrobiska. W celu zabezpieczenia konstrukcji przed przeciążeniami dynamicznymi mocuje się przy stojakach hydraulicznych zawory upustowe, zwane też zaworami szybkoupustowymi. Zadaniem tych zaworów jest ograniczenie powstania maksymalnych wartości ciśnień w przestrzeni wewnętrznej stojaków poprzez upuszczenie cieczy z przestrzeni roboczej w chwili wystąpienia obciążenia dynamicznego [30, 107]. Według Resia [94] problematyka zachowania się zmechanizowanej obudowy ścianowej obciążonej dynamicznie jest aktualnie niedostatecznie ujęta w prawodawstwie polskim.

Podsumowując każda obudowa powinna być upodatniona, czyli przygotowana do przyjmowania obciążeń dynamicznych, jako pochodnych wstrząsów górotworu. W praktyce oznacza to, nie tylko, wyposażenie każdej sekcji w zawór szybkoupustowy, ale również akceptację warunków upodatnienia obudów ścianowych jednostki naukowo-badawczej tj. Głównego Instytutu Górnicwa na podstawie przeprowadzonych analiz i obliczeń. Oddzielnym tematem jest wyężenie konstrukcji w warunkach statycznych, które wymaga dokładniejszych analiz. Pod pojęciem obciążeń statycznych rozumie się teoretyczny i chwilowy stan, w którym sekcje przenoszą równomiernie obciążenia od górotworu. Taki powolny proces opadania górotworu wywiera nacisk bezpośrednio na stropnicę, jednakże rzadko kiedy, powoduje przekroczenie dopuszczalnych przeciążeń stojaków hydraulicznych, a w wyjątkowych sytuacjach otworzy się zawór szybkoupustowy chroniąc tym samym konstrukcję przed uszkodzeniem. Osobnym zagadnieniem, które wymaga dokładnego wyjaśnienia, jest specyfika pracy obudowy i jej cykliczna zmiana położenia w kopalni. Na rys. 2.3 pokazano kolejne pozycje pracy obudowy w zależności od postępu urabiania kombajnu. Krocący system pracy obudowy za postępem ściany został uwzględniony w badaniach eksperymentalnych sekcji prototypowej. Dokładniejszy opis badań stanowiskowych zostanie przedstawiony w dalszej części pracy.



Rys. 2.3. Jeden cykl pracy sekcji w kopalni

Pierwszym etapem pracy obudowy jest rozparcie jej w wyrobisku. Obudowa osiąga wtedy swoją podpórność wstępną nadaną przez stojaki i zależną od ciśnienia cieczy (medium) wtłoczonej do ich przestrzeni podtłokowej. Następnie zawór wlotowy cieczy zostaje zamknięty i od tej chwili zaczyna się współpraca obudowy z górotworem. Ciężar górotworu powoduje stopniowe osiadanie warstw stropowych, tym samym obudowa jest zaciskana, a ciśnienie w stojakach zaczyna wzrastać uzyskując tzw. ciśnienie robocze, na które konstrukcja jest zaprojektowana. W momencie, gdy obudowa została rozparta podpórnością wstępną, równocześnie do rozpoczęcia jej współpracy z górotworem, następuje dosunięcie przenośnika do czoła ściany. W związku z tym, że obudowa jest rozparta i unieruchomiona można wykorzystać siły jej tarcia o strop i spąg. Unieruchomiona obudowa pełni rolę kotwy. Do spągnicy zamocowany jest siłownik przesuwu sekcji, który mając oparcie w sekcji przesuwa człon przenośnika w kierunku czoła ściany o jeden zabiór (jest to szerokość organu urabiającego kombajnu, która standardowo wynosi 800 mm). Kolejnym etapem prac jest skraw kombajnu i zebranie urobku na określonej wysokości. Po przejechaniu maszyny urabiającej następuje obniżenie stropnicy (rabowanie). Ciecz z przestrzeni podtłokowej stojaków jest wypuszczana i stropnica nieznacznie opada odrywając się od stropu. Następuje powrotny ruch przesuwnika sekcji, który spełnia teraz rolę kotwy, a obudowa dosuwana jest do nowego położenia. Dąży się do tego, aby etap ten był jak najkrótszy, ponieważ w tym czasie strop nie jest podparty i może to prowadzić do pogorszenia warunków utrzymania stropu. W pracy Sikory [98] omówiono wpływ podpórności wstępnej obudowy zmechanizowanej na postęp przodka ze względów bezpieczeństwa i energochłonność

urabiania. Rozparcie sekcji ze zbyt małym ciśnieniem wstępnym powoduje zwiększenie ugięcia warstw stropu. W rezultacie prowadzi to może do utraty ciągłości geometrycznej warstw bezpośrednio zalegających nad wyrobiskiem. Gdy obudowa osiągnie właściwe położenie może być znów rozparta, a cały cykl powtarza się, aż do zakończenia wydobywania surowca. Należy pamiętać, że za obudową następuje zawał, czyli oberwanie się skał. Gruzowisko zawałowe powinno bezpośrednio przylegać do osłony odzawałowej z dwóch powodów. Pierwszym jest odciążenie stropnicy o 50% do 70%, a drugim stateczność górotworu. W pracach [44, 45] Losiaka i innych zwrócono uwagę, że we współczesnych wyrobiskach, z reguły, stropy nie załamują się jednakowo po każdym cyklu pracy. Przewieszające się stropy za obudową obciążają nierównomiernie stropnicę, a z upływem czasu narasta również wartość obciążenia sekcji. Oberwanie skał może nastąpić bardzo gwałtownie, niszcząc tym samym elementy sekcji, stwarzając bezpośrednie zagrożenie dla obsługi oraz doprowadzając do całkowitego zatrzymania ściany w celach naprawczych.

Podsumowując liczbę zadań, jakie ma do spełnienia obudowa ścianowa można jednoznacznie stwierdzić, że proces tworzenia obudowy niesie ze sobą ogromną odpowiedzialność na każdym etapie jej wytwarzania.

2.1.1. Normy dotyczące badania obudowy ścianowej

Projektując górnicze zmechanizowane obudowy ścianowe trzeba pamiętać, że zakwalifikowano je do urządzeń o zwiększonym ryzyku występowania zagrożeń i wymagają one szczególnego postępowania przed ich wprowadzeniem do stosowania. Podstawowym instrumentem prawnym zapewniającym bezpieczeństwo są dyrektywy oraz normy europejskie. Dyrektywy Maszynowe o numerze 98/37/WE [95] są obowiązkowe, a wyroby im podlegające muszą spełniać określone w nich wymagania. W Polsce obecnie przestrzegane są następujące normy:

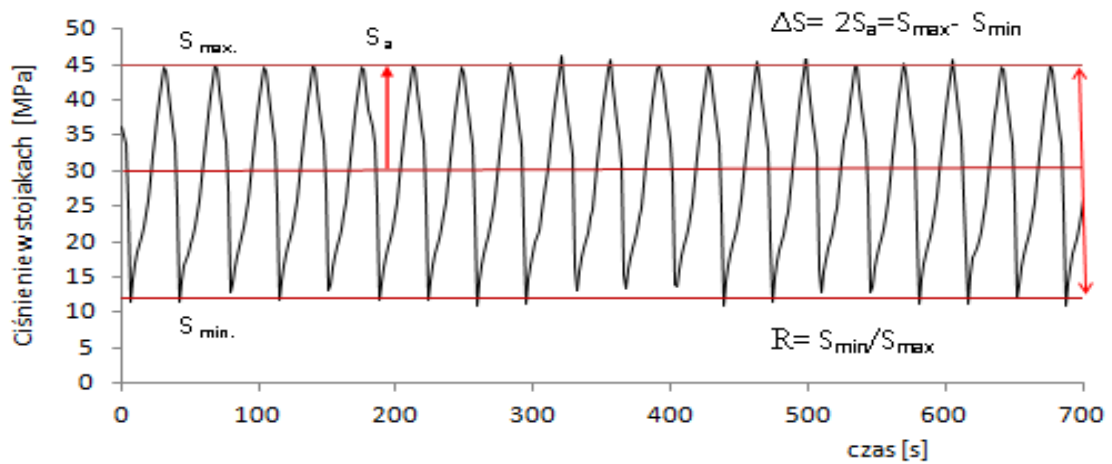
- PN-EN 1804-1+A1: 2011 - konstrukcja sekcji [77],
- PN-EN 1804-2+A1: 2012 - hydraulika siłowa [79].

W pierwszej normie zawarto wymagania bezpieczeństwa dla sekcji oraz zidentyfikowano możliwe zagrożenia, które mogą wystąpić podczas jej eksploatacji. Druga norma dotyczy projektowania stojaków hydraulicznych i elementów wchodzących w skład wyposażenia konstrukcji. Na szczególną uwagę zasługuje pierwsza norma, ponieważ zawarto w niej bezpośrednio opisy związane z tematyką niniejszej pracy. W związku z tym niezbędne jest objaśnienie i zacytowanie istotnych jej fragmentów mających zasadniczy wpływ na dalszy tok postępowania podczas obliczeń wytrzymałościowych obudowy górniczej. W normie przeczytać można: „Sekcje obudowy powinny być skonstruowane w taki sposób, aby ich funkcjonalność była zachowana podczas wystąpienia obciążenia asymetrycznego np. w przypadku kontaktu stropnicy ze stropem, tylko z jednej strony. (...) Po zakończeniu prób nie powinno być pęknięć w materiale rodzimym żadnego z elementów sekcji obudowy. Nie dopuszcza się występowania pęknięć w spoinach ani odkształceń trwałych obniżających parametry techniczne sekcji obudowy.” Badania przeprowadzane są w warunkach obciążeń statycznych i zmęczeniowych. Próby statyczne realizuje się z przeciążeniem większym o 20% niż nominalnie, a próby zmęczeniowe z 5% zapasem. Rozpartą sekcję w nieruchomej ramie obciąża się poprzez zasilanie ciśnieniem cieczy przestrzeni podtłokowych stojaków (rys. 2.4). Badania wytrzymałości zmęczeniowej wykonywane są dla różnych podparć przy obciążeniu w zakresie 0,25 do 1,05 siły roboczej.



Rys. 2.4. Sekcja FAZOS-12/28-2x2980 podczas badań cyklicznych

Przykładowy przebieg zmian ciśnienia w przestrzeni podtłokowej stojaków w funkcji czasu przy podparciu asymetrycznym sekcji przedstawiono na rys. 2.5.

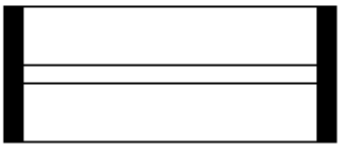

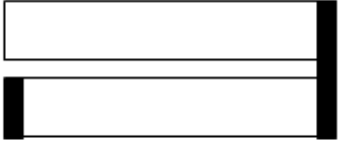

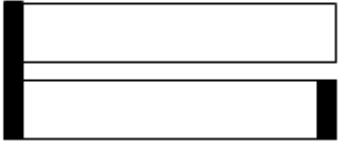
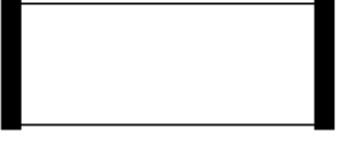
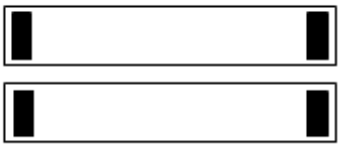
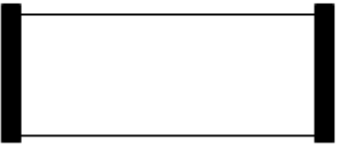


Rys. 2.5. Wielkości charakterystyczne dla cykli obciążenia sekcji

Dla sekcji dwustojakowej wykonuje się 26 000 cykli, wśród których wyróżnia się próby takie jak: zginanie, skręcanie oraz badania z poziomą siłą działania na stropnicę wynoszącą 0,3-krotności siły pionowej [55]. Dla pełniejszego zobrazowania różnorodności podparć na rys. 2.6 pokazano rozkład belek na spągnicy i stropnicy oraz przypadającą na nie odpowiednią

liczbę cykli. W pracy pojawia się również określenie podparcia horyzontalnego, które zgodnie z normą oznacza podparcie symetryczne A.1.1a lub A.1.2a+A6d lub A6c.

Nazwa obciążenia	Liczba cykli	spagnica	stropnica
A.1.1a lub A.1.2a +A6d lub A6c	10 000		
A.1.1a lub A.1.2a+A9	2 000		
A.1.1a lub A.1.2a+A.10	2 000		
A.1.1b lub A.1.2b+A.2a	2 000		
A.2a+A.3a	2 000		
A.2a+A.3b	2 000		

A.5b	2 000		
A.4a lub A.4c	1 000		
A.4b lub A.4c	1 000		
A.8	2 000		
suma	26 000		

Rys. 2.6. Schemat badań zmęczeniowych dla sekcji dwu-stojakowej

W kopalni przesuwanie obudowy ścianowej odbywa się maksymalnie do 10 razy na dobę (w zależności od wysokości ściany i innych czynników uzależnionych od postępu ściany). Ostatecznie można założyć, że określona liczba cykli w normie odpowiada 10-letniej pracy sekcji w kopalni. Wynik ten jest dość wysoki, zwłaszcza, że fabryki wytwarzające obudowy dążą do zmniejszenia okresu gwarancyjnego. Z uwagi na coraz trudniejsze warunki geologiczne, w jakich obudowa ścianowa jest użytkowana, należałoby zmodyfikować i zaktualizować normę o zwiększenie liczby cykli tak, jak jest to ujęte w amerykańskich normach (60 000 cykli).

Należy podkreślić fakt, że choć badania stanowiskowe nie odzwierciedlają w pełni warunków rzeczywistych panujących w kopalni, to jednak różnorodność podparć i liczba cykli znacznie przewyższa próby wytrzymałościowe w stosunku do rzeczywistej pracy obudowy

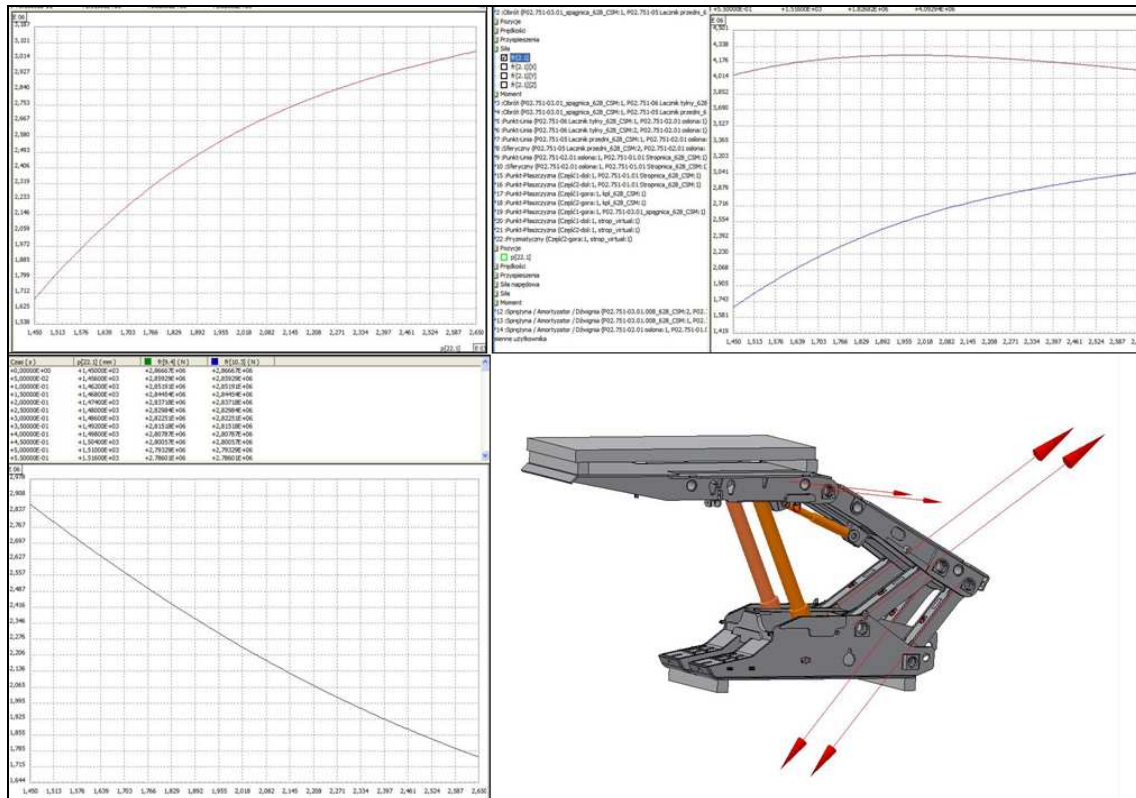
w kopalni. Taki wniosek wysunięto po długotrwałych obserwacjach obudowy w trakcie jej eksploatacji oraz serwisowania. Obecnie panuje również tendencja wśród producentów, aby zlecać badania ze zwiększoną liczbą cykli. Takie decyzje podyktowane są zarówno coraz trudniejszymi warunkami górniczo-geologicznymi, w jakich obudowy są obecnie użytkowane, ale również zdobyciem wiedzy w zakresie mechanizmów pęknięcia konstrukcji, co przedłoży się w przyszłości na dokładne określenie liczby cykli do zniszczenia, czyli trwałości zmęczeniowej.

2.1.2. Aktualne podejście do prac projektowo - konstrukcyjnych

Producenci zmechanizowanych obudów ścianowych muszą sprostać rosnącym wymaganiom rynku górniczego, zachowując przy tym najlepszą jakość produktu. Do biur konstrukcyjnych wprowadzono metody wspomagania projektowego takie jak: narzędzia CAD, czy obliczenia wytrzymałościowe oparte o metodę elementów skończonych. Każdy projekt składa się z kilku podstawowych etapów: projektowania koncepcyjnego, modelowania i symulacji komputerowych, projektowania detali oraz badań eksperymentalnych i eksploatacyjnych.

Pierwszym krokiem jest dobranie optymalnej kinematyki do warunków zadanych przez klienta. Jest to osiągnięte dzięki wykorzystaniu specjalistycznego programu stworzonego do tego celu. Do algorytmu optymalizacyjnego zostały zaimplementowane ograniczenia wewnętrzne i zewnętrzne. Pierwsze z nich zostały wprowadzone, jako system kar odrzucających rozwiązanie, na które użytkownik nie ma wpływu. Takim przykładowym ograniczeniem jest kąt pomiędzy stropnicą, a spągnicą wynoszący 180° , który sprawia, że układ równań jest statycznie wyznaczalny. W przypadku ograniczeń zewnętrznych są to parametry decydujące o podporności sekcji, mogą to również być naciski na spąg, czy odległość ścieżki przystropowej. Ograniczenia te wyeliminowują rozwiązania, w których sekcja nie spełniałaby wymagań klienta, co wiązałoby się z niedotrzymaniem warunków zamówienia [84]. Program oparty jest o algorytmy genetyczne, dlatego też umożliwia on znalezienie optimum globalnego. Funkcją celu jest najmniejsza wartość reakcji sił w układzie kinematycznym. Pamiętać trzeba o tym, że konstruktor podejmuje ostateczną decyzję, czy otrzymana geometria spełnia wymagania funkcjonalne.

Drugim etapem jest wyznaczenie maksymalnych sił występujących w obudowie. Służy do tego program Autodesk Inventor Professional 2013 – symulacja dynamiczna. Na rys. 2.7 przedstawiono obudowę wraz z siłami w głównych przegubach w zależności od wysokości sekcji.



Rys. 2.7. Przykład wyznaczania sił w programie komputerowym

Trzecim etapem jest skonstruowanie modelu przestrzennego. Konstruktor przygotowuje model geometryczny w środowisku oprogramowania CAD. Model ten jest często wykorzystywany w procesie wizualizacji w celu przedstawienia obudowy klientowi przed rozpoczęciem procesu produkcji. Ponadto na tym etapie można również przy użyciu oprogramowania CAD wyeliminować ewentualne kolizje i nieprawidłowości w całym zakresie położenia sekcji (rys. 2.8).

W kolejnym etapie model taki jest odpowiednio przygotowany do analiz wytrzymałościowych, bez uwzględnienia elementów niemających istotnego znaczenia przy przenoszeniu obciążeń przez konstrukcję np.: zawleczeni, uchwyty transportowe, szfowania. Taki model importuje się do programu numerycznego ANSYS. W środowisku Workbench nadaje się właściwości materiałowe, warunki podparć oraz obciążeń. Na rys. 2.9 przedstawiono warunki brzegowe dla podzespołu spągownicy FAZOS.



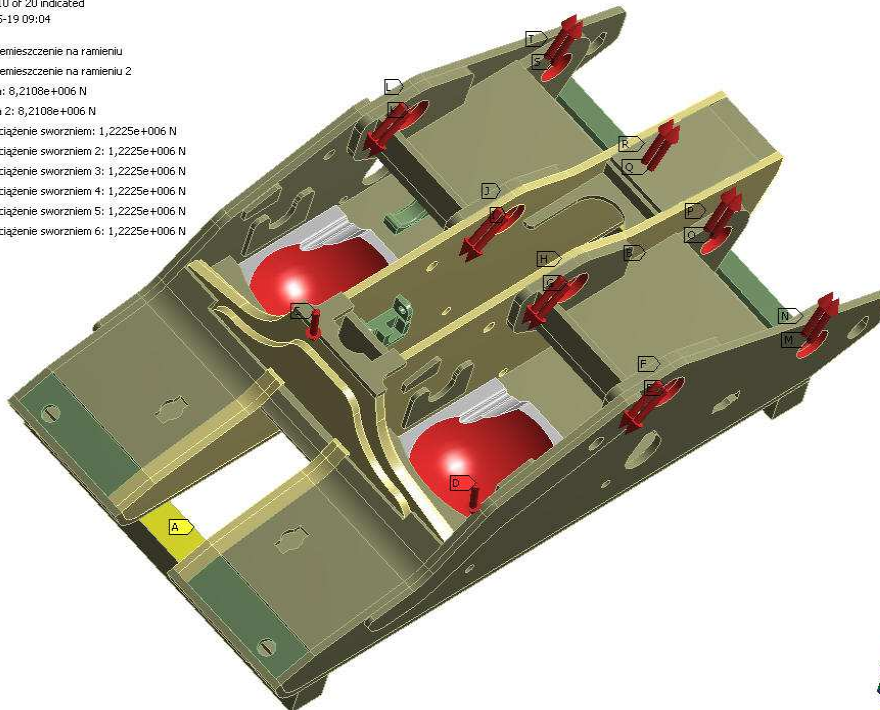
Rys. 2.8. Model obudowy FAZOS-18/38-2x6840 wykonany w programie INVENTOR

Środowisko

Time: 1, s
 Items: 10 of 20 indicated
 2008-05-19 09:04

ANSYS

- A** Przesunięcie na ramieniu
- B** Przesunięcie na ramieniu 2
- C** Siła: 8,2108e+006 N
- D** Siła 2: 8,2108e+006 N
- E** Obciążenie sworzniem: 1,2225e+006 N
- F** Obciążenie sworzniem 2: 1,2225e+006 N
- G** Obciążenie sworzniem 3: 1,2225e+006 N
- H** Obciążenie sworzniem 4: 1,2225e+006 N
- I** Obciążenie sworzniem 5: 1,2225e+006 N
- J** Obciążenie sworzniem 6: 1,2225e+006 N



Rys. 2.9. Przykład spągnicy FAZOS -18/38-2x6840 podpartej i obciążonej w programie ANSYS

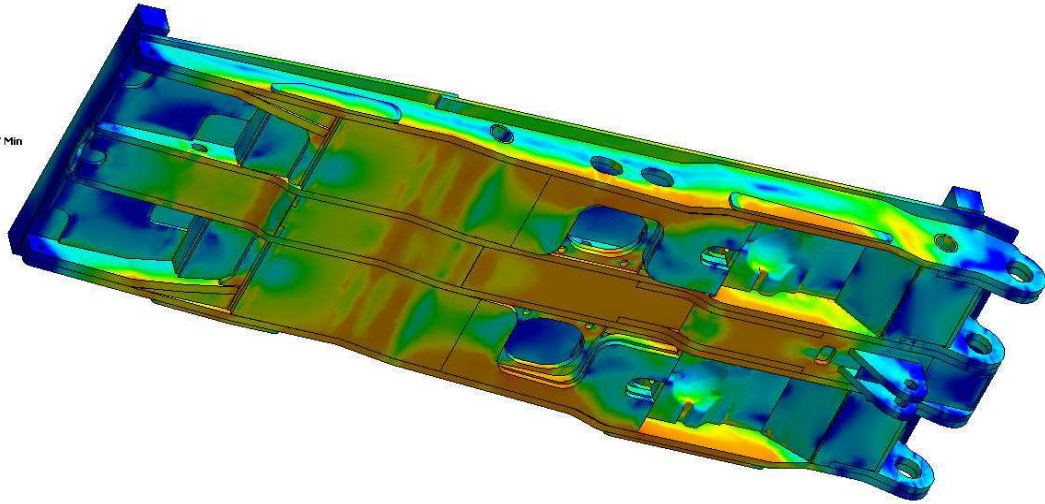
Istotą obliczeń numerycznych jest wyznaczenie naprężeń, odkształceń, współczynnika bezpieczeństwa w poszczególnych podzespołach obudowy ścianowej. Uzyskuje się dokładne i bardzo precyzyjne wyniki obliczeń. Podkreślić należy, że wyniki badań numerycznych zostały zweryfikowane eksperymentalnie dla przypadków obciążeń statycznych. Aktualnie na tej bazie doświadczeń porównawczych można przystępować do dalszych modyfikacji nowych modeli, aż do osiągnięcia postaci spełniającej wymagania konstruktora. Konstruktor przeprowadza obliczenia dla takich warunków, jakim jest poddawana obudowa w laboratorium jednostki certyfikującej (punkt 2.1.1) ze szczególnym uwzględnieniem podparć asymetrycznych. Na rys. 2.10 przedstawiono warstwicę naprężeń zredukowanych (H-M-H) dla stropnicy i spągnicy FAZOS-18/38-2x6840 przy podparciu symetrycznym.

Następnym etapem jest opracowanie dokumentacji konstrukcyjnej. Bazą jest nadal model wykonany w programie Inventor po uwzględnieniu zmian wynikających z wcześniejszych obliczeń. Dokumentacja przekazywana jest do działu technologicznego, w którym przygotowywane są karty technologiczne obejmujące między innymi metody spawania poszczególnych gatunków blach, czy projektowanie urządzeń niezbędnych do prac montażowych. Następnym krokiem jest przekazanie dokumentacji technicznej do działu przygotowania produkcji, który również przeprowadza kontrolę jakości połączeń spawanych. W tym miejscu trzeba podkreślić, że wszelkie niezgodności spawalnicze są poprawiane tak, aby zachować zgodność z deklaracjami wytwórcy, w tym również z zaleceniami Międzynarodowego Instytutu Spawalnictwa. Efektem końcowym jest sekcja prototypowa przygotowana do badań laboratoryjnych. Testy eksperymentalne trwają około trzech tygodni. Po badaniach fizycznych konstrukcja podlega ponownie kontroli przez niezależną jednostkę badawczą pod kątem ewentualnych pęknięć i deformacji. Po pozytywnych ocenach obudowa jest certyfikowana, a to oznacza, że została dopuszczona do eksploatacji w kopalni [81] i można rozpocząć etap produkcji całej serii.

Napężenie zredukowane
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
2009-07-09 09:44

ANSYS
v11

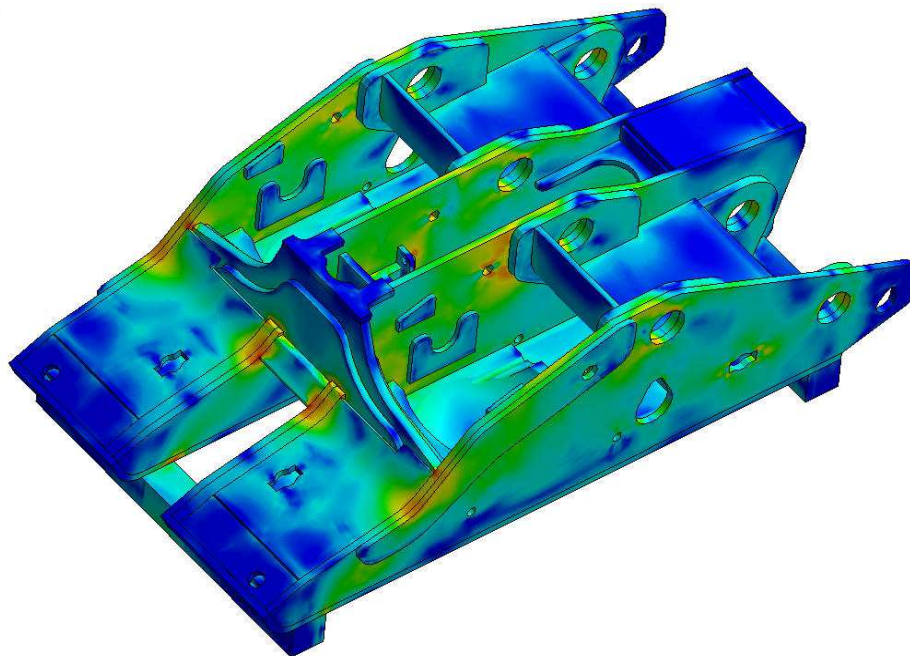
4460,6 Max
690
600
500
400
300
200
100
50
1,8907 Min



Napężenie zredukowane
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
2009-07-09 10:35

ANSYS
v11

1722,8 Max
690
600
500
400
300
200
100
50
0,34453 Min



Rys. 2.10. Warstwy naprężeń zredukowanych dla stropnicy i spągnicy

FAZOS-18/38-2x6840

2.2. Charakterystyka pęknięcia zmęczeniowego

Zmęczenie materiału jest zjawiskiem pęknięcia elementu pod wpływem cyklicznych zmian obciążeń w czasie. Przyjęto kilka podstawowych parametrów, które pozwalają na opis tego zjawiska. W cyklu naprężeń zmiennych sinusoidalnie wyróżnić można: naprężenia maksymalne cyklu σ_{\max} , naprężenia minimalne cyklu σ_{\min} , amplitudę naprężenia σ_a , naprężenie średnie cyklu σ_m , okres zmiany naprężeń T lub częstotliwość f . Każdej wartości amplitudy naprężenia σ_a lub naprężenia maksymalnego σ_{\max} odpowiada liczba cykli niszczących N_f , dopóki amplituda naprężenia σ_a nie obniży się do poziomu granicy zmęczenia przy określonej liczbie N_f . Parametry zdefiniowane przyjmują postać następującą:

- amplituda naprężenia σ_a

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}, \quad (2.1)$$

- zakres naprężeń $\Delta\sigma$

$$\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min}, \quad (2.2)$$

- naprężenie średnie σ_m

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}, \quad (2.3)$$

- częstotliwość f

$$f = \frac{1}{T}. \quad (2.4)$$

Najpopularniejszym i najprostszym podejściem do wyznaczenia granicy zmęczenia jest znajomość zależności amplitudy naprężenia od liczby cykli tzw. wykres Wöhlera [2,102,106] w układzie pojedynczo logarytmicznym:

$$\log N_f = A - m \log \sigma_a. \quad (2.5)$$

Zależność tą uzyskuje się w wyniku zniszczenia określonej liczby próbek wzorcowych przy zmieniającej się amplitudzie naprężenia (σ_a) dla ustalonej wartości średniej naprężenia (σ_m) lub rzadziej przy zachowaniu stałego współczynnika asymetrii cyklu R:

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}. \quad (2.6)$$

W 1910 roku Basquin [4] zaproponował charakterystykę, którą w układzie podwójnie logarytmicznym można zapisać w postaci:

$$\log N_f = a + b \log \sigma_a. \quad (2.7)$$

Zaznaczyć trzeba, że omówiony konwencjonalny wykres Wöhlera lub Basquina odpowiada prawdopodobieństwu zniszczenia próbek równemu 50%, dlatego opieranie się wyłącznie na tych wykresach w przypadku zmechanizowanej obudowy ścianowej jest bardzo dużym uproszczeniem. Wyniki badań zmęczeniowych niezbędne do konstrukcji wykresów powinny być opracowane statystycznie w sposób zależny od liczby próbek, poziomu naprężenia i wymaganej dokładności [52].

W związku z tym bardzo trudno określić trwałość w przypadku zmechanizowanej obudowy ścianowej, gdyż wyniki w dużej mierze zależą od przyjętego kryterium wieloosiowego zmęczenia. Trzeba wspomnieć, że kryteria powstały w celu zredukowania złożonego stanu naprężenia do ekwiwalentnego stanu jednoosiowego, czyli naprężenia zredukowanego. Następnie przebieg czasowy naprężenia zredukowanego jest tak analizowany, jak w przypadku jednoosiowego zmęczenia losowego przy obliczaniu długotrwałej wytrzymałości zmęczeniowej (kryterium naprężeniowe). Podobnie przedstawia się kryterium odkształceniowe, które dotyczy zakresu długotrwałej i krótkotrwałej wytrzymałości zmęczeniowej, gdzie pojawiają się znaczne odkształcenia plastyczne. Trzecim kryterium, na które w ostatnich latach zwraca się uwagę jest kryterium energetyczne. To kryterium jest połączeniem dwóch poprzednich, jednakże nadal trwają poszukiwania nowych modeli matematycznych kryteriów. Dlatego w pracy zaproponowane zostały dwa odmienne podejścia do tematu wyznaczenia trwałości zmechanizowanej obudowy ścianowej przy użyciu aparatu MES. Pierwsze z nich opiera się o model naprężeniowy z racji niskich ich wartości, a drugie o model energetyczny, który związany jest z parametrem uszkodzenia Smitha-Watsona-Toppera [100], wyrażonym w postaci:

$$p_{SWT} = \sqrt{\sigma_{\max} \varepsilon_a E} = const. \quad (2.8)$$

Parametr zdefiniowany według wzoru (2.8) jest używany do obliczeń przy jednoosiowych stanach obciążenia. Wykorzystując równanie Mansona – Coffina (2.9) w postaci:

$$\varepsilon_a = \varepsilon_{ae} + \varepsilon_{ap} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (2.9)$$

można wyznaczyć trwałość zmęczeniową z zależności:

$$\frac{p_{SWT}^2}{E} = \varepsilon_a \sigma_{\max} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma'_f \varepsilon'_f (2N_f)^{b+c}, \quad (2.10)$$

gdzie:

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a \quad (2.11)$$

oraz

$$\frac{p_{SWT}^2}{E} = W_a, \quad (2.12)$$

gdzie:

σ'_f - współczynnik wytrzymałości zmęczeniowej,

ε'_f - współczynnik zmęczeniowego odkształcenia plastycznego,

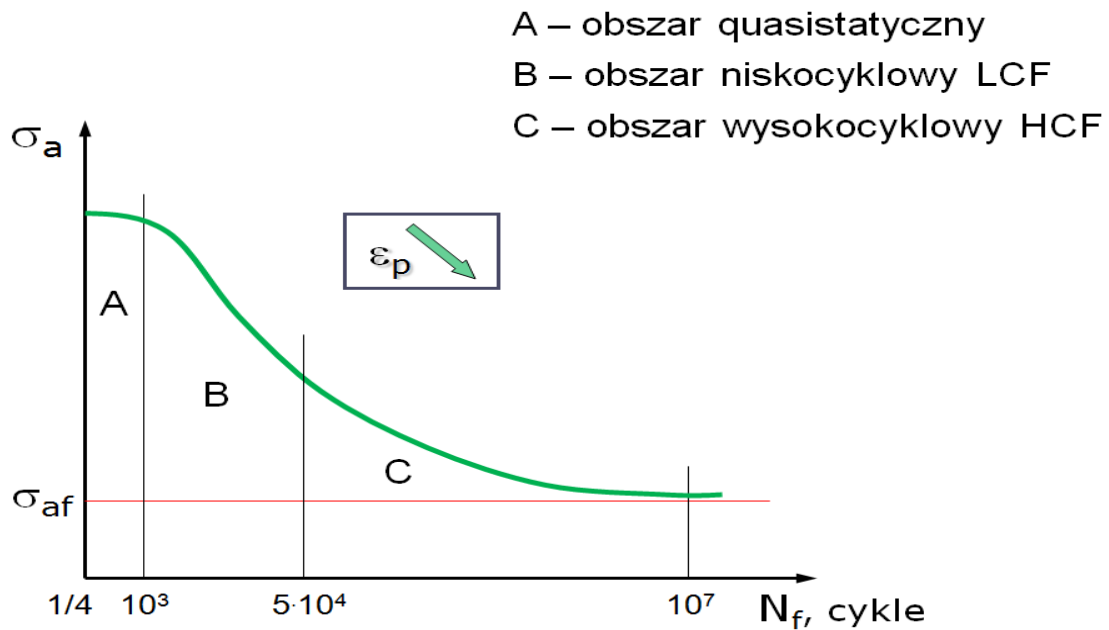
b - wykładnik wytrzymałości zmęczeniowej,

c – wykładnik odkształcenia plastycznego.

Należy zwrócić uwagę, że parametr P_{SWT} (2.8) ma wymiar naprężenia. Przedstawia się go jako stosunek jednostek energii i objętości, czyli MJ/m³ [51].

W pracy Dietricha [14] opisano szczegółowo zależności niezbędne do konstruowania wykresów oraz zdefiniowano pojęcie granicy zmęczenia. W celu wyjaśnienia na wspomnianym wykresie rozróżnia się trzy obszary pękania: obszar A - quasi-statyczny w przedziale liczby cykli od ¼ do 10³-10⁴, B - niskocyklowy, w którym pękanie zachodzi przy wysokich naprężeniach (zaznaczają się odkształcenia plastyczne) w przedziale liczby

cykli od około 10^4 do 10^5 cykli i C - wysokocyklowy, w którym pękanie występuje przy małych naprężeniach w przedziale większych liczb cykli 10^5 do 10^7 (rys. 2.11).



Rys. 2.11. Pełny wykres Wöhlera z obszarami wytrzymałości

Podkreślić należy jednak, że nie ma wyraźnie zarysowanych granic pomiędzy wytrzymałością quasi-statyczną i niskocyklową, czy niskocyklową i wysokocyklową. Istnieją zawsze przedziały o stopniowym przejściu do poszczególnych charakterystycznych rodzajów pękania. Zmieniać się, zatem musi orientacyjnie podany zakres liczby cykli w zależności od rodzaju materiału i warunków obciążenia.

W dostępnej literaturze [20, 103] można znaleźć sposoby określania liczby cykli do inicjacji pęknięć dla standardowych próbek [75, 80], jednakże wyznaczenie trwałości dla zmechanizowanej obudowy ścianowej jest procesem złożonym, nie tylko ze względu na skomplikowaną geometrię, ale także różnorodność podparć sekcji obudowy przypadających na konkretną liczbę cykli. To powoduje, że tylko badania eksperymentalne i pomiary odkształceń pozwolą na rzetelną odpowiedź: jakie procesy zachodzą w materiale podczas badań cyklicznych i który przedział należy wziąć do obliczeń teoretycznych.

Niezawodność i bezpieczeństwo urządzeń i maszyn jest najważniejszym czynnikiem stymulującym rozwój metod konstruowania z uwzględnieniem wytrzymałości zmęczeniowej. Coraz częściej podczas prac projektowych bierze się pod uwagę nie tylko wytrzymałość statyczną, ale również zmęczeniowe pękanie konstrukcji [32].

2.3. Wpływ wartości średniej i amplitudy naprężenia na trwałość konstrukcji

Z doświadczeń wynika, że wartość naprężenia średniego ma wpływ na czas pracy konstrukcji. Należy, więc ująć ją w badanych układach, gdy współczynnik asymetrii cyklu R (2.6) jest różny od -1 [6]. Zachodzi potrzeba wprowadzenia zastępczego naprężenia, które byłoby porównywane z klasycznymi wykresami S-N (naprężenie - liczba cykli), a uwzględniałoby skutki niezerowego naprężenia średniego [86]. Istnieje wiele metod uwzględniania naprężenia średniego w analizie zmęczeniowej. Jednymi z najpopularniejszych w praktyce inżynierskiej są metody oparte o wykresy w przestrzeni σ_m - σ_a . Jednym z pierwszych, który sporządził taki wykres doświadczalnie był Haigh. Konieczność przygotowywania kolejnych zmuśnych prób zmęczeniowych spowodowała, że metoda jest rzadko stosowana. Kolejnymi uczonymi, którzy próbowali przybliżyć wzorem analitycznym wpływ naprężenia średniego na czas pracy konstrukcji byli:

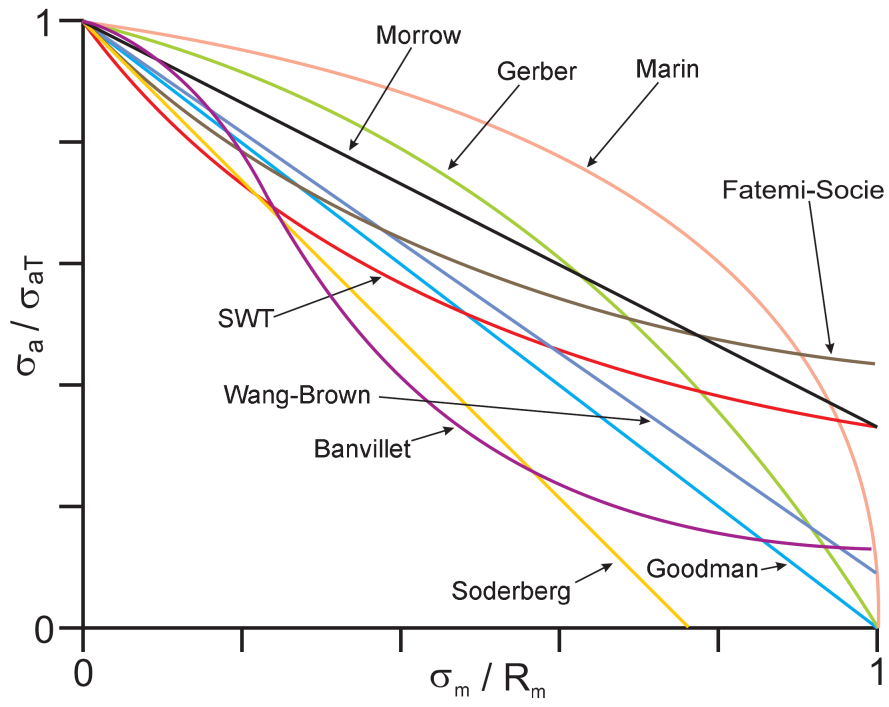
- Goodman [25]:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{af}} + \frac{\sigma_m}{R_m} = 1, \quad (2.13)$$

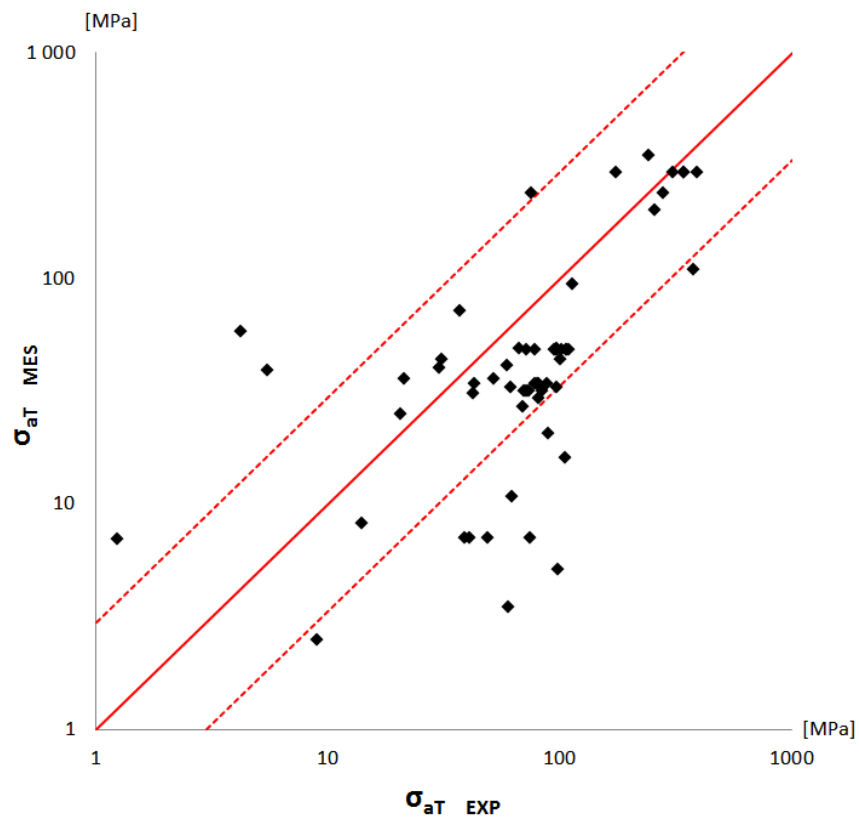
- Gerber, Soderberg, czy Morrow [61].

Na rys. 2.12 porównano najczęściej stosowane modele naprężeniowe, które opisują granicę pomiędzy wartością średnią cyklu naprężenia, a jego amplitudą i stałymi materiałowymi. Z przeprowadzonych analiz wynika, że trwałość jest mocno uzależniona od przyjętego modelu. W związku z tym w dalszym ciągu trwają poszukiwania najlepszego rozwiązania, a w zagadnieniach inżynierskich obecnie stosuje się już znane i poznane modele Goodmana, czy Gerbera. Trzeba pamiętać, że wzory transformacyjne stosuje się, gdy występuje wartość średnia przy obliczeniach amplitud transformowanych.

Porównano również w skali podwójnie logarytmicznej amplitudy eksperymentalne transformowane według modelu Goodmana z obliczeniowymi (MES), transformowanymi na przykładzie pomiaru w obszarze tężników wewnętrznych spągnicy (rys. 2.13). Na rysunku tym zaznaczono pasmo rozrzutu dla prawdopodobieństwa $P_s = 10\%$.



Rys. 2.12. Graficzne zestawienie modeli naprężeniowych [38]



Rys. 2.13. Porównanie amplitud transformowanych obliczeniowych z wykorzystaniem MES z eksperymentalnymi

2.4. Problem zmęczenia materiału w konstrukcji obudowy ścianowej

Zagadnienia związane z określaniem trwałości podzespołów wchodzących w skład zmechanizowanej obudowy ścianowej doczekały się także szeregu znaczących opracowań naukowych [31, 33, 42]. Wykorzystywane są one pośrednio także w niniejszej rozprawie, jednak uzupełnione są o nowe wyniki z badań numerycznych i eksperymentalnych. W publikacji Okrajnego, Plazy i Jaszczuka [69] zwrócono szczególną uwagę na zjawisko powstawania uszkodzeń zmęczeniowych w obszarach koncentracji naprężeń oraz na możliwość ilościowego ujęcia przebiegu procesu odkształcenia w tych obszarach. Autorzy pracy oparli się o hipotezę Neubergera [65]. W metodzie tej rozpatrywane są procesy powstawania pęknięć w otoczeniu karbów powodujących spiętrzenie naprężeń wynikające z więzów wewnętrznych, których skutkiem jest zaburzenie jednorodnego stanu naprężenia. Metoda zweryfikowana została dla prostych przypadków wytrzymałości jakimi są: rozciąganie lub ściskanie, zginanie i skręcanie. W każdym z nich w otoczeniu karbu występuje złożony stan naprężenia. W pewnej odległości od miejsca spiętrzenia naprężeń przyjmuje się jednak, że naprężenia scharakteryzowane są równomiernym rozkładem wybranej składowej stanu naprężenia, do której odnoszone jest pojęcie spiętrzenia naprężeń. Problem staje się znacznie bardziej złożony, gdy obciążenie zewnętrzne wywołuje złożony stan naprężenia, nie tylko w bezpośrednim otoczeniu karbu, lecz również w pewnej odległości od miejsca jego występowania. Autorzy pracy oparli się na dwóch założeniach. Pierwsze z nich dotyczy scharakteryzowania stanu wyężenia za pomocą jednej wielkości, czyli naprężenia maksymalnego. Drugie założenie związane jest z przyjęciem związku konstytutywnego w postaci:

$$\sigma_a \varepsilon_a = \text{const.} \quad (2.14)$$

Dla prostych przypadków obciążeń korzystanie z powyższej zależności umożliwia między innymi wyznaczenie maksymalnego zakresu naprężenia w karbie dla założonej wartości naprężenia nominalnego i współczynnika koncentracji naprężeń. Ostatecznie na przykładzie spągnicy wyznaczono zmienne w czasie rozkłady naprężeń i odkształceń oraz ich wielkości zastępcze. Wyznaczone zostały również charakterystyki zmiennych w czasie składowych stanu naprężenia oraz naprężeń zastępczych w wybranych punktach spągnicy oraz oszacowano liczbę cykli do pojawienia się pęknięć. Uzyskane rezultaty należy rozpatrywać w ścisłym powiązaniu z metodyką badań materiałowych. Bardzo interesującą pozycją w zakresie cyklicznych zmian obciążenia sekcji i oszacowania wytrzymałości zmęczeniowej

w oparciu o kryterium odkształceniowe jest publikacja Markowicza [58]. Autor podjął próbę wyznaczenia liczby cykli do zniszczenia czterech stropnic o różnych rozwiązaniach technicznych. W swojej pracy prezentuje przebiegi krzywych zmęczeniowych, które są zależnościami maksymalnych momentów zginających w przekroju najbardziej wyężonym od liczby cykli do zniszczenia. Wszystkie stropnice wykonane były ze stali S355N (dawniej 18G2A). Uzależnienie momentu zginającego od liczby cykli do zniszczenia umożliwia wyznaczenie przy jakim obciążeniu zewnętrznym wystąpi uszkodzenie elementu na skutek procesu niskocyklowego zmęczenia materiału. Kolejną istotną pozycją literaturową dotyczącą obudów zmechanizowanych w stanach obciążeń zmiennych jest publikacja Tokarczyka [105]. Autor w pracy przedstawia zastosowanie programu MSC.Fatigue do wirtualnego prototypowania z uwzględnieniem obciążeń cyklicznych. Warunkiem koniecznym do przeprowadzenia wiarygodnych obliczeń zmęczeniowych danej konstrukcji jest prawidłowe zdefiniowanie zmęczeniowych własności materiału, z którego jest wykonana. Do obliczeń obudowy zmechanizowanej wykorzystano tzw. metodę E-N (Crack Initiation Method), czyli metodę odkształcenia lokalnego, charakteryzującą zależność pomiędzy lokalnym odkształceniem, a zapoczątkowaniem pęknięcia. Metoda ta jest stosowana tam, gdzie w danych konstrukcjach dopuszcza się lokalne uplastycznienie podczas ich użytkowania, a ich dyskwalifikacja następuje po zapoczątkowaniu pęknięcia, tzn. szczeliny o długości 1-2 mm. Ostatecznie otrzymano wyniki w postaci barwnych warstwic, gdzie obserwuje się miejsca niebezpieczne i określa liczbę cykli do zapoczątkowania pęknięcia. Ustalono, że pęknięcia pojawią się na osłonie odzawałowej oraz wokół gniazd spągnic po około 10^4 cykli zmęczeniowych. Autor podkreśla, że choć wyniki z obliczeń zmęczeniowych obarczone są pewnym rozrzutem statystycznym, to zawsze pozwalają stwierdzić, czy kolejna modyfikacja tej samej konstrukcji jest trwalsza dla zadanej historii obciążenia.

Oprócz wspomnianych powyżej kierunków wyznaczania trwałości należy pamiętać o materiałach, z których wykonane są podzespoły sekcji obudowy. W pracy [34] Junak wraz z Markowiczem przeprowadzili badania zmęczeniowe na próbkach jednorodnych, wykonanych z trzech gatunków stali: S355J2, S460N, S690Q oraz próbkach zawierających złącza spawane. Przeprowadzono również badania twardości i stwierdzono, że dla próbek ze stali S355J2+N, S460N twardość w obszarze spoiny jest większa w porównaniu do twardości materiału rodzimego. Inny jest rozkład twardości w próbkach ze stali S690Q, gdzie twardość materiału rodzimego jest porównywalna do twardości spoiny, natomiast w obszarze strefy wpływu ciepła (SWC) następuje lokalnie spadek twardości. Analizując

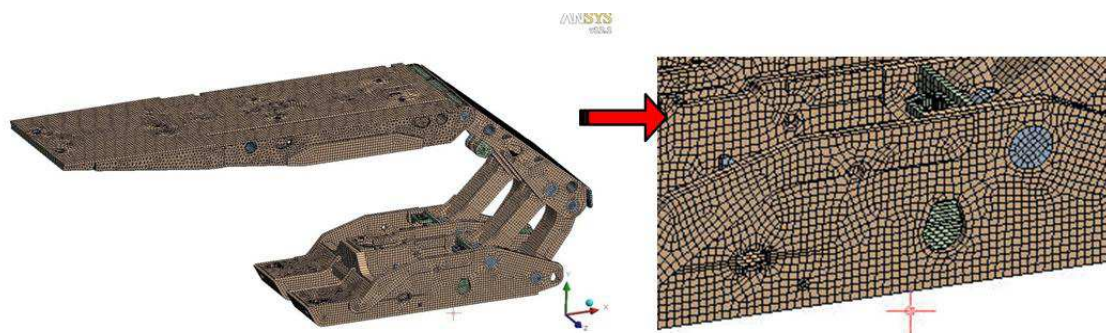
wykresy cyklicznego odkształcenia można zauważyć, że w przypadku stali S690Q krzywa cyklicznego odkształcenia dla materiału rodzimego ma bardzo zbliżony przebieg w porównaniu do krzywej dla złączy spawanych. W pozostałych dwóch przypadkach (stale S355J2+N i S460N) w próbkach ze złączami spawanymi, naprężenie całkowite (dla tej samej wartości odkształcenia) ma wartość istotnie większą w porównaniu do próbek jednorodnych. Związane jest to z miejscem położenia pęknięcia zmęczeniowego w próbkach ze złączami spawanymi. Dla próbek ze stali S355J2+N i S460Q pęknięcia występowały w materiale rodzimym (poza spoiną i strefą wpływu ciepła). Dla gatunku S690Q pęknięcia występowały w obszarze SWC. Autor stwierdza, że jedną z możliwych przyczyn powstawania pęknięć w elementach sekcji obudowy zmechanizowanej, w których poszczególne blachy łączone są technologiami spawalniczymi, może być efekt lokalizacji odkształceń spowodowanych niejednorodnością rozkładu własności mechanicznych w otoczeniu spoiny. Autor podkreśla, że zjawisko to wymaga dalszych badań w wyznaczaniu charakterystyk mechanicznych i modelowaniu komputerowym w zakresie sprężysto-plastycznym.

W pracy Okrajnego, Plazy i Markowicza [70] można przyrzeć się obliczeniom wytrzymałościowym podzespołu spągnicy za pomocą metody elementów skończonych. Autorzy przyjęli, że obciążenie spągnicy zmienia się cyklicznie rosnąc od wartości równej zero do wartości maksymalnej zgodnie z zależnością liniową, a następnie ponownie malejąc do wartości równej zero. Jeden cykl zawierał obciążenie i odciążenie. Przyjęto czas obciążenia i odciążenia równy 20 s. Autorzy przedstawili pętle histerezy, która obrazuje zależność pomiędzy naprężeniem σ_{xx} oraz odkształceniem ε_{xx} . Obciążenia zmieniające się cyklicznie mają stale ten sam zwrot, zarówno niektóre składowe stanu naprężenia, jak i odkształcenia przyjmują podczas obciążenia i odciążenia wartości o przeciwnym znaku. Potwierdza to fakt, że przyjęte założenia są słuszne dla analizowanej spągnicy i można było przyjąć warunki wytrzymałościowe dla obszaru niskocyklowego.

2.5. Numeryczne metody wyznaczania wyężenia konstrukcji obudowy

Analiza konstrukcji metodą elementów skończonych polega na zdefiniowaniu odpowiedniego opisu matematycznego, który w następstwie prowadzi do rozwiązania postawionego problemu. Warunkiem koniecznym w trakcie wykonywania symulacji komputerowej jest znajomość badanych zjawisk. Budowa modelu obliczeniowego jest przeprowadzana w części pakietu programów ANSYS zwanej preprocesorem. W tym środowisku użytkownik wskazuje właściwości materiałowe i warunki brzegowe. Moduł oprogramowania zwany postprocesorem służy do prezentacji, analizy i archiwizacji otrzymanych wyników.

Podstawą metody elementów skończonych są równania różniczkowe, które przypisane zostały skończonej liczbie podobszarów tworzących cały analizowany obszar. Prosta geometria tych podobszarów nazywanych elementami skończonymi umożliwia aproksymację funkcji w ich wnętrzu. Kolejne iteracje obliczeń przy zastosowaniu odpowiedniego gęstego podziału na elementy skończone (siatkę podziału) mogą zapewniać prawidłowe rozwiązanie dla całego analizowanego obszaru [16]. Na rys. 2.14 przedstawiono model sekcji FAZOS z nałożoną siatką.



Rys. 2.14. Dyskretyzacja modelu sekcji FAZOS

W pozycji literaturowej [5] autorzy podają wskazówki, w jaki sposób dyskretyzować obszary w celu uzyskania najlepszych wyników. Gęsta siatka zapewnia dokładne wyniki, niestety kosztem długiego czasu obliczeń. Rzadka siatka to krótki czas obliczeń, ale kosztem mniej dokładnych wyników. Autorzy podkreślają, że korzystając z MES należy zawsze pamiętać o tym, że jest to metoda przybliżona. Uzyskane wyniki przemieszczeń wyznaczone są we wszystkich węzłach, a warstwie naprężeń uzyskuje się dzięki aproksymacji pola przemieszczeń. Jak podkreślano w pracy [97] w obliczeniach komputerowych stosuje się liczby o skończonej wartości, zaś z drugiej strony wiadomo, że w szczycie pęknięcia wartość

naprężenia zmierza w przypadku sprężystym do nieskończoności. Budzi to uzasadnioną troskę o rzetelność prowadzonych obliczeń bezpośrednio wokół powstałych pęknięć. Praktyka obliczeniowa wskazuje, że stosując specyficzne podejście do modelowania pęknięcia elementu konstrukcyjnego możliwym jest uzyskiwanie wyników z dość zadawalającą dokładnością, jak na potrzeby obliczeń inżynierskich [15]. Gawroński w pracy [21] opisuje przebieg obliczeń numerycznych i procedur z nimi związanych.

Etapy prac są następujące:

- dyskretyzacja obiektu,
- interpolacja przemieszczeń,
- budowa funkcji kształtu,
- tworzenie równań elementów skończonych w lokalnych układach współrzędnych,
- nałożenie więzów ograniczających przemieszczenia,
- rozwiązanie globalnych równań elementów skończonych.

Dodatkowo muszą zostać spełnione warunki:

- budowa modelu geometrycznego z zastosowaniem środowiska CAD,
- automatyczna i manualna dyskretyzacja modelu geometrycznego,
- prawidłowe określenie własności materiałowych,
- zadanie więzów, warunków początkowych i obciążeń.

W analizie odkształceń i naprężeń w złożonych konstrukcjach najczęściej zastosowanie znajdują elementy skończone typu bryłowego. Podczas modelowania konstrukcji rzeczywistej bardzo ważne jest przejście od modelu fizycznego do dyskretnego tak, aby model dyskretny odzwierciedlał zjawiska zachodzące w modelu fizycznym. Kolejnym krokiem jest ustalenie warunków brzegowych i obciążeń zgodnych z modelem rzeczywistym. W analizie naprężeń i odkształceń warunki brzegowe ograniczają się do kilku rodzajów: podparcia, sił skupionych, zadanych kontaktów pomiędzy bryłami. W rzeczywistych warunkach pracy konstrukcji nie istnieje sztywne podparcie. W obliczeniach MES każda podpora ma pewną podatność, a odebranie stopnia swobody stanowi jedynie uproszczenie, które może być jednocześnie źródłem osobliwości numerycznych. Tego typu uproszczeń w symulacjach numerycznych jest znacznie więcej, jak np.: izotropowość i linearyzacja charakterystyk opisujących własności fizyczne modelu. Wielu autorów prac na temat obliczeń numerycznych [23, 59, 104]

sugeruje, aby porównać wyniki odkształceń z badań eksperymentalnych z numerycznymi, a następnie dobierać tak warunki początkowe w programie, aby uzyskać możliwie jak najlepszą zgodność wyników.

Ponadto Boroński [12] podkreśla, że pomimo szerokiej możliwości zastosowania metody elementów skończonych (MES) w analizie rozkładów naprężeń i odkształceń w problematyce zmęczeniowej należy zwrócić uwagę na konieczność zachowania dużej ostrożności w jej stosowaniu. Podkreśla, że liczba czynników wpływających na wyniki stosowania MES powodują niedokładności w obliczeniach, co jest szczególnie niebezpieczne w analizie zmęczeniowej ze względu na sumowanie błędów w kolejnych krokach iteracyjnych obliczeń.

2.5.1. Przygotowanie modeli numerycznych

Model wirtualny analizowanego obiektu został wykonany w programie Inventor 2011 [93]. Przygotowanie modeli numerycznych z nałożoną siatką elementów skończonych zostało wykonane w programie ANSYS [92]. Przykładowo model spągnicy składającego się z 119 656 węzłów i 58 177 elementów typu bryłowego przedstawiono na rys. 2.15. We wszystkich analizach numerycznych wykorzystano głównie elementy sześciennie o ośmiu węzłach. Dla uzyskania wymaganej dokładności obliczeń wykorzystano elementy skończone o prostych funkcjach kształtu, ponieważ stosowanie bardziej złożonych aproksymacji rozwiązania jest wrażliwe na zaburzenia.



Rys. 2.15. Dyskretyzacja pojedynczego podzespołu sekcji FAZOS

Dla uzyskania większej dokładności obliczeń, a jednocześnie nie spowalniania procesu obliczeniowego siatka elementów skończonych została podzielona w taki sposób, aby na grubości blachy występował jeden element skończony [89]. Dodatkowo nałożono warunek, aby element skończony nie był większy niż 20 mm. W ten sam sposób zostały potraktowane pozostałe podzespoły obudowy ścianowej. Dzięki temu można było uzyskać pewną powtarzalność wyników potrzebnych do określania trwałości zmęczeniowej. Kolejne obudowy również w ten sam sposób dyskretyzowano, przez co eliminuje się dodatkowe niewiadome wynikające na przykład z wielkości stosowanego elementu.

W procesie obliczeniowym zastosowano połączenia typu „przyklejenie” pomiędzy poszczególnymi blachami. W tym miejscu należy wyjaśnić, że w przypadku badań

podzespołów obudowy ścianowej celem jest poszukiwanie miejsc krytycznych [87]. Przez miejsce krytyczne rozumie się obszar o przekroczonych wartościach granicy plastyczności poszczególnych materiałów użytych do obudowy, ale także koncentratory naprężeń, od których może rozpocząć się pęknięcie. W konstrukcji złożonej, jaką jest obudowa ścianowa, występuje bardzo dużo takich osobliwych miejsc, dlatego korzystając z wieloletniego doświadczenia inżynierskiego, w tym z badań eksperymentalnych, można wyodrębnić karby niebezpieczne z grupy tych, w których nic się nie stanie. Karby potencjalnie niebezpieczne analizuje się osobno według opisanych metod w podrozdziale 3.2. Nieco inne rozwiązanie proponuje Boroński [12], który w swojej pracy wyjaśnia, że jednym ze sposobów uwzględniania lokalnych efektów związanych ze spiętrzeniem naprężeń i odkształceń podczas obliczeń wytrzymałości zmęczeniowej jest oparcie się o regułę Neuber'a. Metoda ta nie pozwala, co prawda, w bezpośredni sposób wyznaczyć naprężenia i odkształcenia w karbie, jednak umożliwia wyznaczenie wartości maksymalnych naprężeń na krawędzi karbu. Przy obliczeniach numerycznych w analizie wytrzymałościowej traci sens konieczność stosowania współczynników koncentracji naprężeń K_t w jego pierwotnym znaczeniu. W związku z tym, że dysponujemy wartościami naprężenia w dnie karbu mylna staje się koncepcja naprężeń nominalnych. Analiza naprężeń w odniesieniu do zmęczenia materiału ma również wady, ponieważ nie uwzględnia naprężeń wstępnych w elemencie konstrukcji (np.: specjalna obróbka powierzchni, połączenia spawane), środowiska pracy itd. [37]. Całkowite wyeliminowanie empirycznego współczynnika K_t nie jest możliwe, jednak jego znaczenie zostało znacznie ograniczone.

Jak już wspomniano MES jest metodą przybliżoną, a zwiększając dokładność obliczeń dąży się do zrównoważonego zmniejszenia błędów [108]. Wiadomo również, że można przeprowadzić bardzo szczegółowe analizy z uwzględnieniem np.: modelowania spoin, czynników zewnętrznych, jednakże proces projektowy takiej konstrukcji mógłby wydłużyć się nawet do kilku miesięcy. Dlatego gwarancją utrzymania błędu na akceptowalnym poziomie jest wiedza i doświadczenie inżyniera, które pomagają w podejmowaniu decyzji, czy przy zadanych warunkach brzegowych model odkształca się prawidłowo, czy nie. Celem pracy, jak już wspomniano wcześniej, jest uzyskanie wyników zgodnych z testami eksperymentalnymi przy wykonaniu obliczeń w krótkim czasie, a zakładając typ spoiny będzie można wyznaczyć trwałość również dla danego połączenia spawanego.

2.5.2. Opis warunków brzegowych

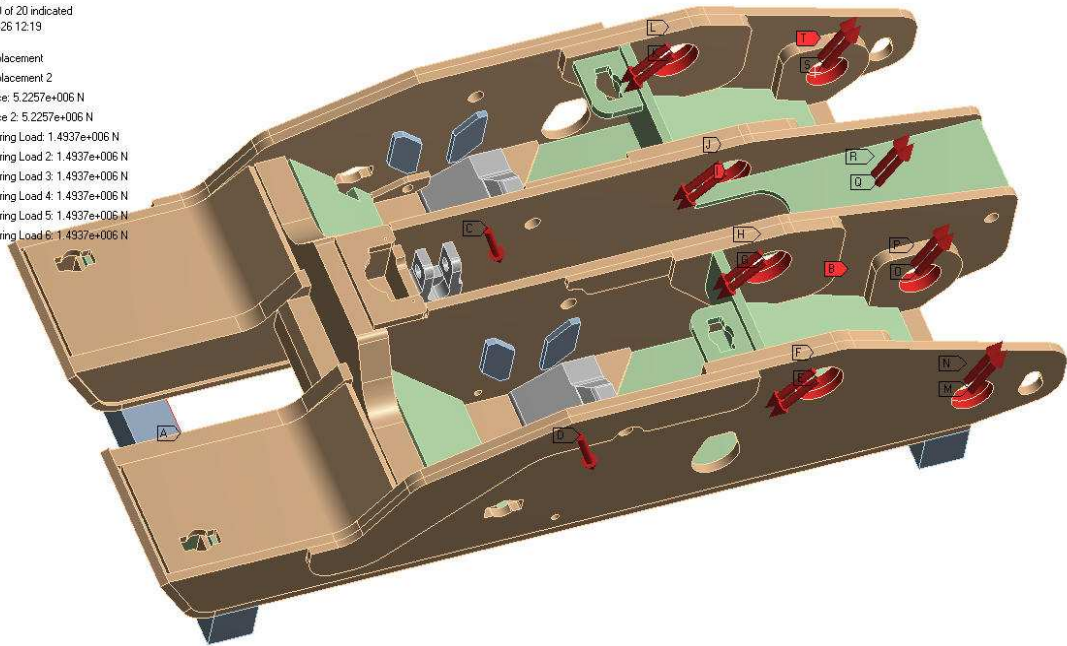
Kolejnym ważnym elementem jest określenie warunków brzegowych. Pod tą nazwą rozumie się podparcie, obciążenie zewnętrzne oraz inne rodzaje wymuszeń działających na badaną konstrukcję. Podobnie jak kształt geometryczny obiektu, również warunki brzegowe mogą generować miejsca osobliwe, czyli spiętrzenia naprężeń. Także ten element może prowadzić do błędów w analizie naprężeń. W przypadku podzespołów obudów ścianowych została przeprowadzona dodatkowa analiza wpływu wielkości zastosowanego elementu skończonego na wartość naprężenia. Trzeba pamiętać, że niewielkie błędy w oszacowaniu poziomu naprężenia skutkują dużymi błędami w obliczeniach trwałości. W badaniach numerycznych warunki brzegowe ograniczają się przede wszystkim do dwóch rodzajów: podparcia oraz skupionych sił zewnętrznych.

Obliczenia przeprowadzono dla poszczególnych podzespołów indywidualnie. Takie rozwiązanie może być traktowane jako dość duże uproszczenie, lecz w rezultacie jest skuteczne i sprawdzone w praktyce. Modele podzespołów z reguły powstają w różnych odstępach czasu i złożenie konstrukcji w całość jest ostatnim etapem projektowania. Niejednokrotnie konstrukcja znacznie wcześniej jest przeliczana wytrzymałościowo, aby można było oszacować koszty i przygotować ofertę techniczną. Kolejnym ważnym argumentem jest fakt, że na konstrukcję oddziałują największe siły od stojaków hydraulicznych o znanych parametrach i wartościach sił. Z układu kinematycznego wyznaczane są maksymalne siły dla przegubów łączących cały układ lemniskatowy, jednakże to siły od stojaków odgrywają najistotniejszą rolę na wytężenie stropnicy i spągnicy. W związku z tym faktem uznano, że podejście indywidualne do podzespołów obudowy będzie najwłaściwsze i od kilku lat skutecznie jest stosowane w fabryce FAZOS. Zdarza się jednak, że konstrukcja liczona jest całościowo w celach weryfikacyjnych. Nie wyklucza się również, aby w przyszłości obliczenia przeprowadzać dla innych warunków, niż tych zadawanych w laboratorium badawczym.

Każde obliczenia numeryczne wykonano dla obudowy rozpartej na maksymalnej wysokości roboczej, co skutkuje największymi siłami od stojaków hydraulicznych. Przykładowe podparcia podzespołów obudowy pokazano na rys. 2.16.

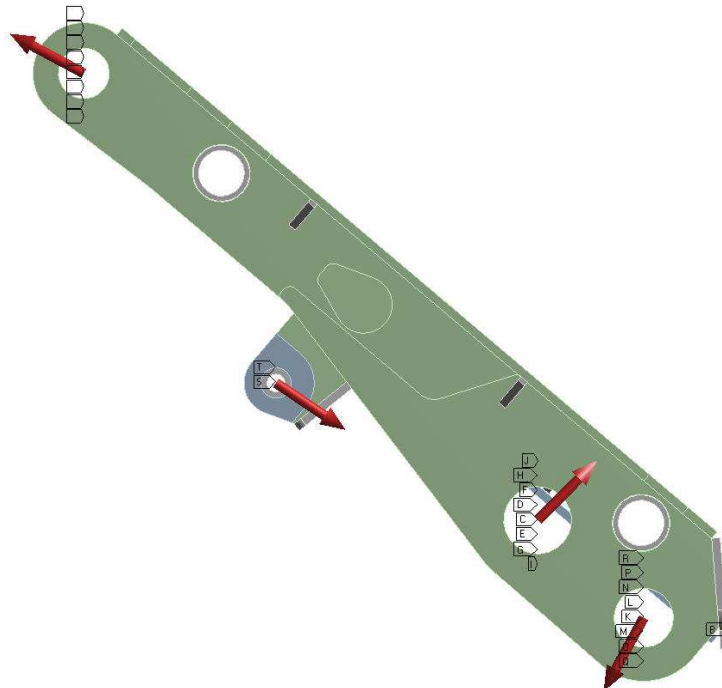
F: sym 1.3 (26 10 11)
 Static Structural
 Time: 1. s
 Items: 10 of 20 indicated
 2011-10-26 12:19

- A Displacement
- B Displacement 2
- C Force: 5.2257e+006 N
- D Force 2: 5.2257e+006 N
- E Bearing Load: 1.4937e+006 N
- F Bearing Load 2: 1.4937e+006 N
- G Bearing Load 3: 1.4937e+006 N
- H Bearing Load 4: 1.4937e+006 N
- I Bearing Load 5: 1.4937e+006 N
- J Bearing Load 6: 1.4937e+006 N



D: sym_wspol 1.5 wysokość 2400mm (26 10 11)
 Static Structural
 Time: 1. s
 Items: 10 of 28 indicated
 2011-10-26 14:45

- A Displacement
- B Displacement 2
- C Bearing Load: 1.7235e+006 N
- D Bearing Load 2: 1.7235e+006 N
- E Bearing Load 3: 1.7235e+006 N
- F Bearing Load 4: 1.7235e+006 N
- G Bearing Load 5: 1.7235e+006 N
- H Bearing Load 6: 1.7235e+006 N
- I Bearing Load 7: 1.7235e+006 N
- J Bearing Load 8: 1.7235e+006 N



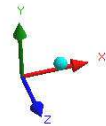
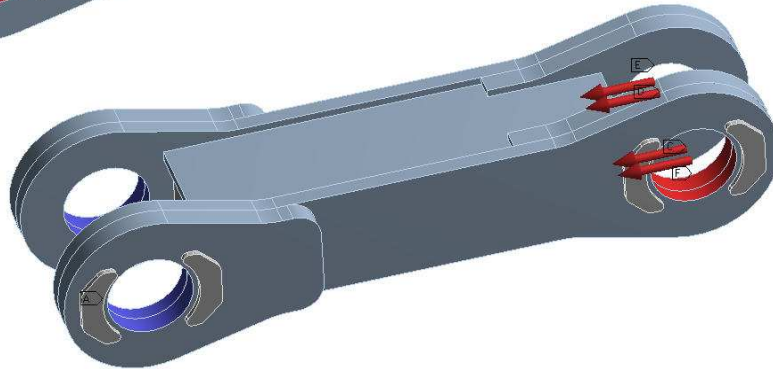
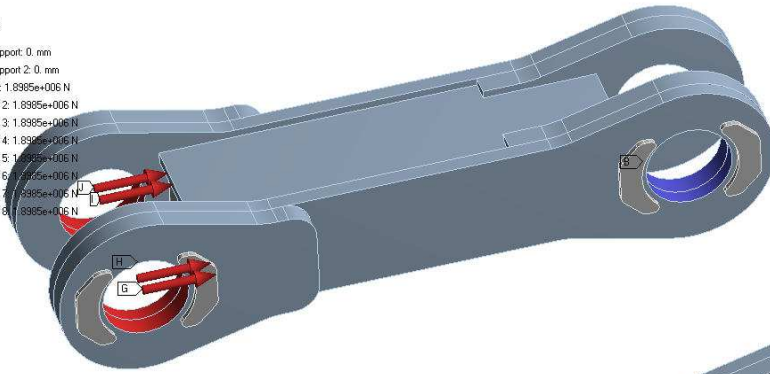
ANSYS
 v12.1

L

C: symetria 1,3 (26 10 11)
 Static Structural
 Time: 1. s
 2011-10-26 12:46

ANSYS
 v12.1

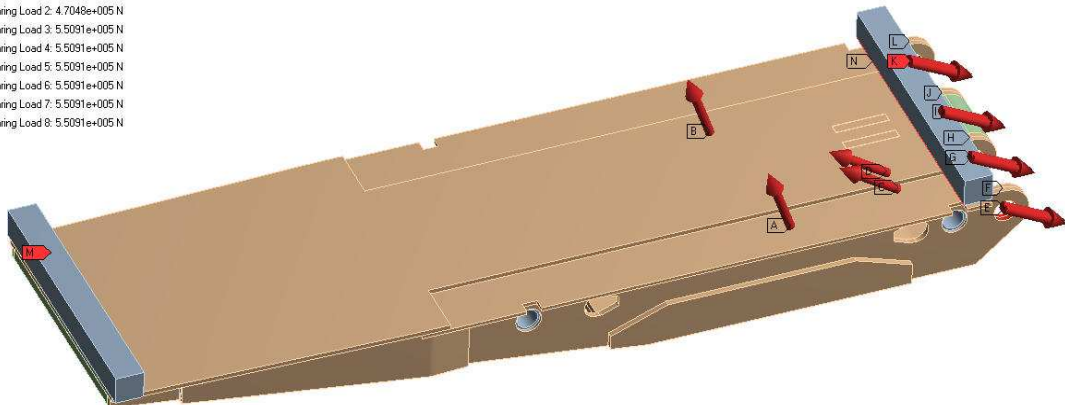
- A Cylindrical Support: 0. mm
- B Cylindrical Support: 2. 0. mm
- C Bearing Load: 1.8985e+006 N
- D Bearing Load: 2. 1.8985e+006 N
- E Bearing Load: 3. 1.8985e+006 N
- F Bearing Load: 4. 1.8985e+006 N
- G Bearing Load: 5. 1.8985e+006 N
- H Bearing Load: 6. 1.8985e+006 N
- I Bearing Load: 7. 1.8985e+006 N
- J Bearing Load: 8. 1.8985e+006 N



A: sym. 2400mm 2 listopada 2011
 Static Structural
 Time: 1. s
 Items: 10 of 14 indicated
 2011-11-02 09:34

ANSYS
 v12

- A Force: 5.2257e+006 N
- B Force: 2. 5.2257e+006 N
- C Bearing Load: 4.7048e+005 N
- D Bearing Load: 2. 4.7048e+005 N
- E Bearing Load: 3. 5.5091e+005 N
- F Bearing Load: 4. 5.5091e+005 N
- G Bearing Load: 5. 5.5091e+005 N
- H Bearing Load: 6. 5.5091e+005 N
- I Bearing Load: 7. 5.5091e+005 N
- J Bearing Load: 8. 5.5091e+005 N

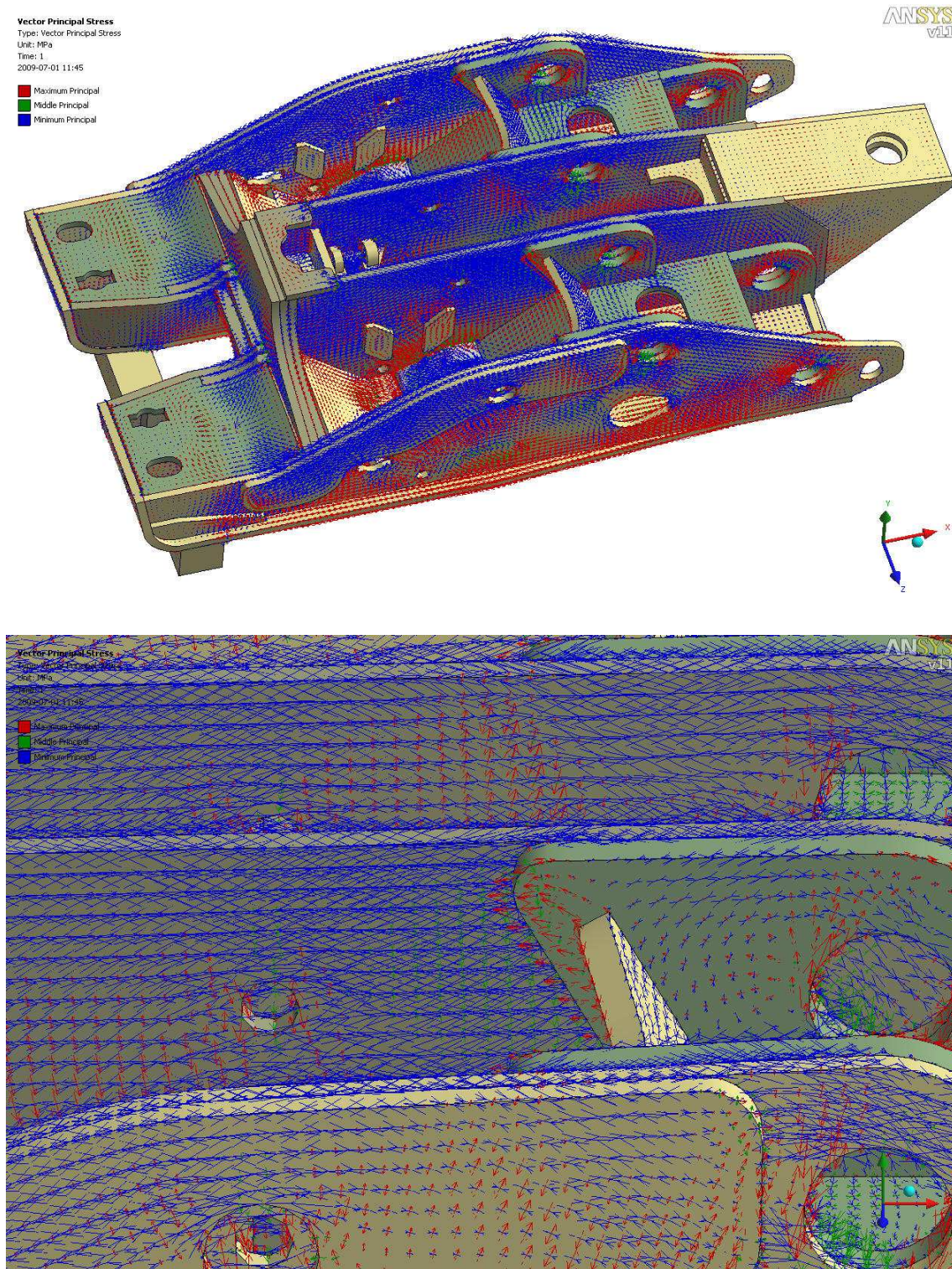


Rys. 2.16. Warunki brzegowe dla podzespołów FAZOS

Wartości sił działających na podzespoły obudowy wyznaczono zgodnie z kinematyką sekcji w programie Inventor 2011 - symulacja dynamiczna. Siły modelujące obciążenie spągnicy w przegubach łączących ją z łącznikami lemniskatowymi przyłożono w węzłach stosując tzw. podparcie pochodzące od sworznia (ang. bearing load). Takie warunki dotyczą również stropnicy i osłony. Siły modelujące obciążenia od stojaków przyłożono do powierzchni z uwzględnieniem kąta tych stojaków. Podparcia spągnicy i stropnicy zamodelowano jako belkę i odebrano jej na krawędzi odpowiednie stopnie swobody. Do łączników lemniskatowych przyłożono maksymalne siły rozciągające i ściskające.

2.5.3. Wykorzystanie wyników z obliczeń numerycznych do tensometrii oporowej

Po analizie wyników otrzymanych z metody elementów skończonych sprawdzono naprężenia główne oraz ich kierunki, tak jak pokazano to na rys. 2.17.



Rys. 2.17. Warstwy naprężeń i ich kierunki

Kolor niebieski odzwierciedla naprężenia ściskające, a czerwony – rozciągające. Przy dokładniejszej analizie MES zwrócono uwagę na naprężenia „dominujące”, czyli te o największych wartościach naprężeń w danej osi. Na tej podstawie ustalono miejsca oklejenia czujników rezystancyjnych (nazywanych tensometrami) w odpowiedniej osi pomiarowej tak, aby uprościć pomiary sprowadzając badania tylko do jednoosiowego stanu naprężenia.

Zastosowanie tensometru do pomiaru odkształceń jest najprostszym sposobem pomiaru wielkości pochodnych takich jak siła, naprężenie i ciężar, a istotą mierzenia odkształcenia jest zjawisko zmiany oporności metalowego drutu pod wpływem działającej na niego siły.

Wspomnieć należy, że w przypadku analiz podzespołów obudów do dyspozycji autorki pracy były dostępne czujniki tensometryczne 1-osiowe i 2-osiowe (o kącie 90°), nazywane krzyżowymi ze względu na układ osi pomiarowych.

3. Odpowiedź materiału na cykliczne obciążenia

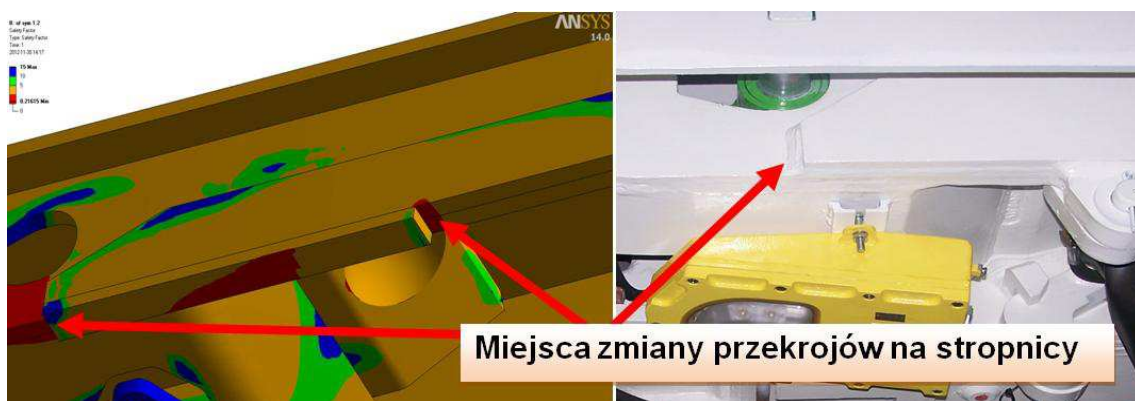
3.1. Podział karbów

W elementach konstrukcyjnych bardzo często występują spiętrzenia odkształceń i naprężeń, które zmniejszają wytrzymałość zmęczeniową. Takie zjawisko w literaturze określono jako efekt działania karbu (ang. notch effect) [50]. W Polsce uznanym autorytetem w dziedzinie badań zmęczeniowych jest prof. dr hab. inż. Stanisław Kocańda [39], autor i współautor około 350 publikacji i 26 monografii książkowych. On i wielu innych badaczy analizowali wpływ koncentracji naprężeń na zmianę trwałości części maszyn i całych konstrukcji [57]. Udowodnili, że najbardziej niebezpiecznym miejscem w konstrukcjach są właśnie karby, określane również jako koncentratory naprężeń. W tych obszarach w trakcie obciążeń eksploatacyjnych mogą pojawiać się pęknięcia (lub mikropęknięcia), co w rezultacie prowadzić może do zniszczenia elementu i awarii maszyny. W mechanice pękania dokonano podziału tych nieciągłości na trzy podstawowe grupy: karby geometryczne, karby strukturalne oraz karby złożone, które uwzględniają jednocześnie geometrię i strukturę.

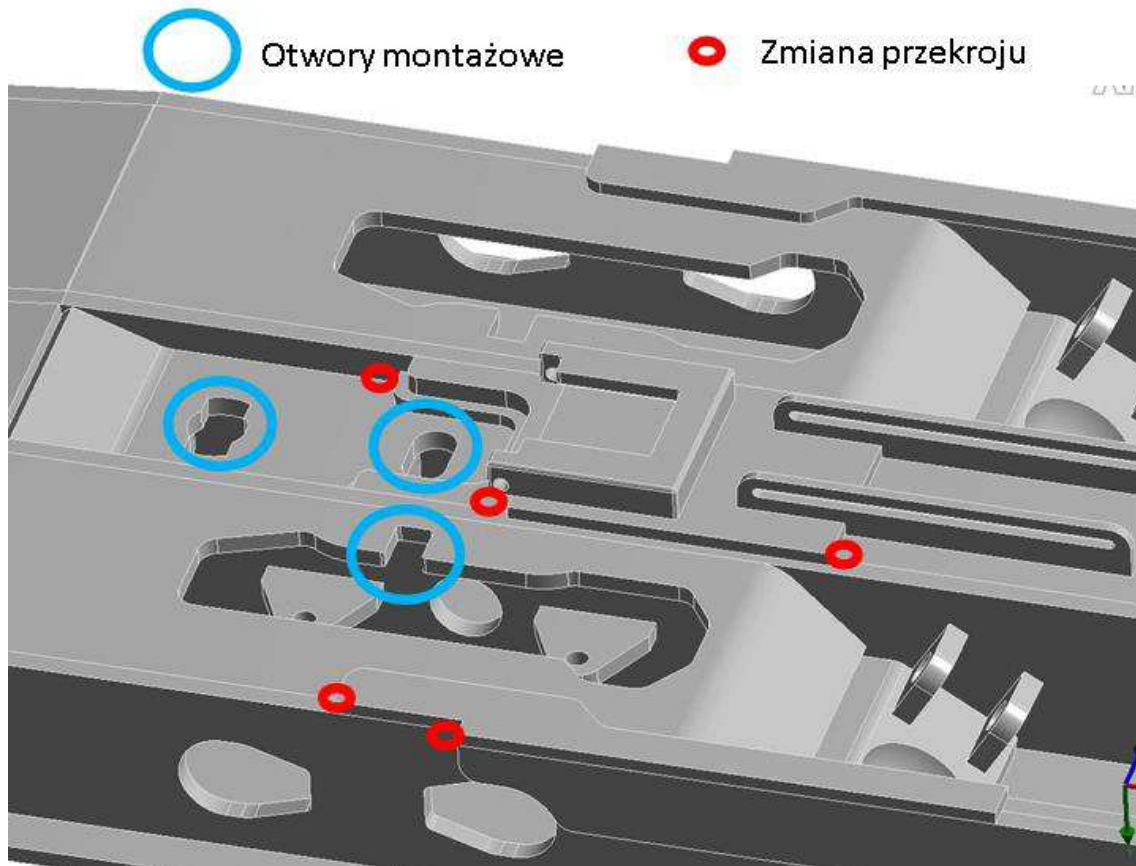
Karby geometryczne charakteryzują się tym, że w ich dniu występuje złożony stan naprężenia o wartościach zdecydowanie przekraczających naprężenia nominalne. Przykładem tego typu karbów są gwinty, zmiana przekrojów, czy otwory. Na rys. 3.1 przedstawiono typowy karb geometryczny spotykany w podzespolu spągnicy. Otwór umieszczony jest najczęściej w okolicach gniazd stojakowych i pełni funkcję odpływu zanieczyszczeń płynnych gromadzących się w obszarze stojaków. Drugim typowym karbem geometrycznym spotykanym w podzespolu obudowy ścianowej jest zmiana w przekrojach. W celu wzmocnienia danego obszaru stosuje się dodatkowe nakładki, które w danym miejscu pełnią funkcję wzmacniającą, a w innym mogą tworzyć karb, jak to pokazano na przykładzie, gdzie porównano model wirtualny z rzeczywistym (rys. 3.2). Większość karbów geometrycznych wynika z umieszczenia dodatkowych elementów wyposażenia konstrukcji, jak na przykład osłony czoła ściany, czy osłony przejścia. Elementy te montowane są w specjalnych otworach montażowych, które jednocześnie stają się koncentratorami naprężeń. Dlatego bardzo trudno wyeliminować wszystkie karby geometryczne w konstrukcji i należy uwzględnić ich wpływ oraz zminimalizować skutki ich oddziaływania na konstrukcję.



Rys. 3.1. Fragment spągnicy z przykładowym karbem geometrycznym inicjującym uszkodzenie



Rys. 3.2. Zmiana przekroju konstrukcji na przykładzie nakładki umieszczonej na tężnikach zewnętrznych stropnicy

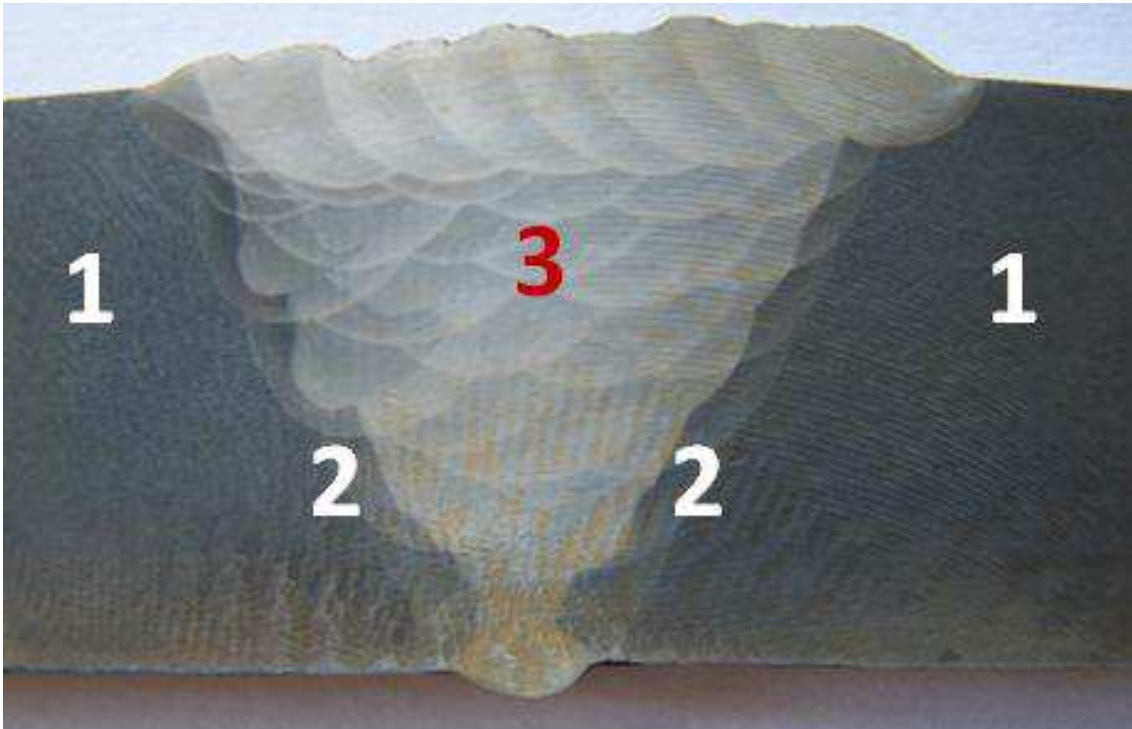


Rys. 3.3. Widok stropnicy z zaznaczonymi karbami

Na rys. 3.3 zaznaczono przykładowe karby spotykane w podzespole stropnicy. Podsumowując trzeba wspomnieć, że na wytrzymałość zmęczeniową wpływa, nie tylko ostrość karbu, jego położenie w przekroju poprzecznym elementu, ale również rodzaj obciążenia. W wielu pracach na temat karbów [73, 99] zawarto uwagę, że na wytrzymałość zmęczeniową ma wpływ również ich położenie w przekroju poprzecznym elementu. Oznacza to, że najniebezpieczniejsze są karby zewnętrzne, co potwierdzono również w przypadku podzespół obudowy ścianowej.

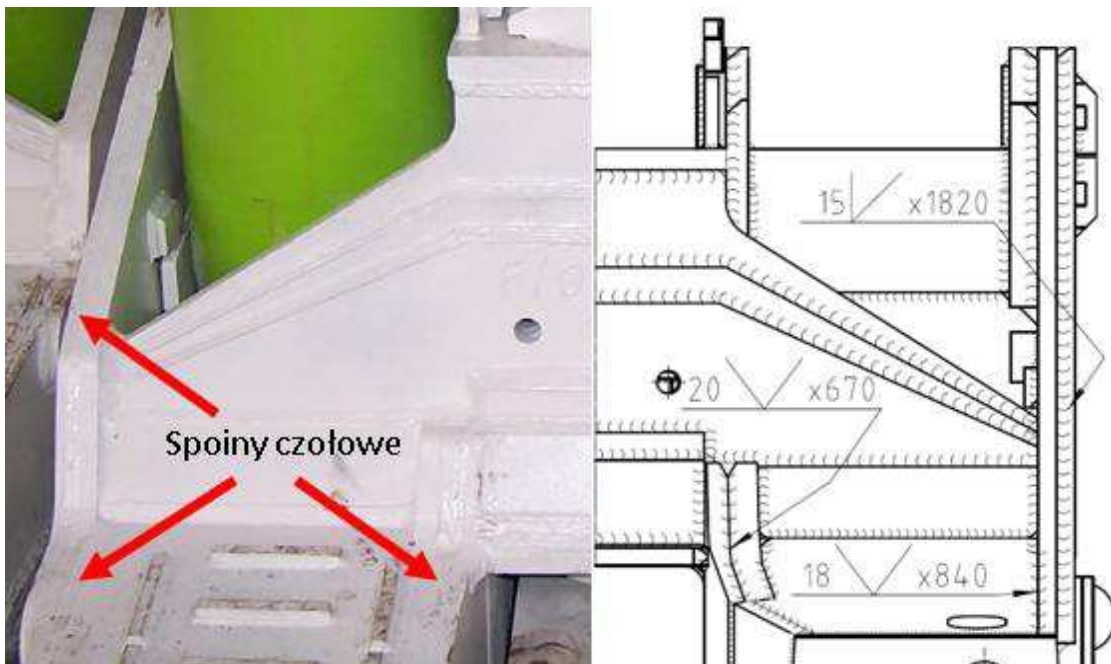
Karby strukturalne to nieciągłości umiejscowione w poprzecznym przekroju elementu powstałe w skutek zmian w strukturze materiału (rys. 3.4). Karbami tego typu mogą być wtrącenia niemetaliczne, metaliczne, czy zmiany wielkości ziarna w skutek przeprowadzonych obróbek cieplnych i chemicznych materiału [10].

Bardzo często występują w nich naprężenia własne pochodzące z procesów technologicznych. Te naprężenia często nazywane są „naprężeniami resztkowymi” lub lepiej naprężeniami własnymi.



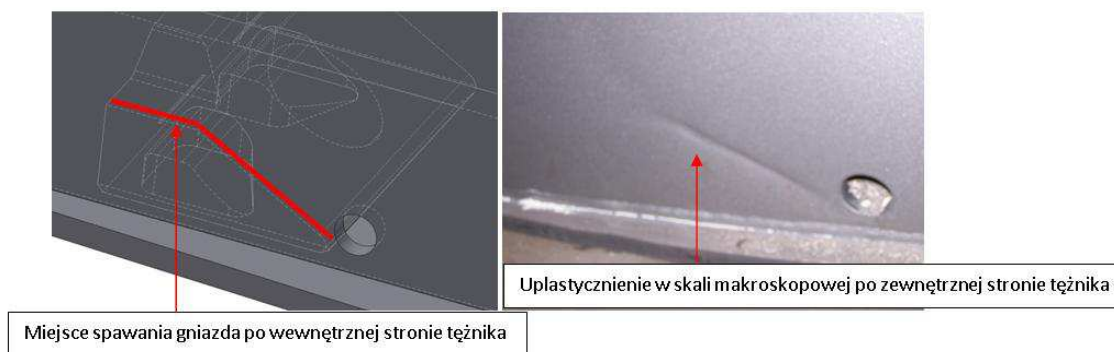
Rys. 3.4. Przykład złącza spawanego z wyraźnymi strefami: 1 - materiał rodzimy, 2 - strefa wpływu ciepła, 3 - spoiwo

Nazwa ta sugeruje, że są to małe naprężenia, mogące jednak mieć wpływ na sposób pęknięcia połączenia. Doskonałym przykładem karbu strukturalnego może być złącze spawane z zeszlifowanym licem spoiny (rys 3.5) lub zmiana struktury materiału w tężnikach w obszarach spawania gniazd pod stojaki hydrauliczne.



Rys. 3.5. Przykładowe złącze czołowe na przodzie spągnicy

Od wewnętrznej strony tężników dospawane są gniazda tworząc tym samym karb strukturalny w przekroju tężników. W wyniku wysokiej temperatury spawania następuje zmiana struktury w przekroju tężników, co w konsekwencji może przyczynić się do pogorszenia właściwości wytrzymałościowych w miejscach występowania maksymalnych momentów gnących w spągnicy (rys. 3.6). W wyniku spawania obniża się wytrzymałość zmęczeniowa stali, szczególnie tych wysokowytrzymałych.



Rys. 3.6. Przykładowe oddziaływanie złącza spawanego na blachę tężnika

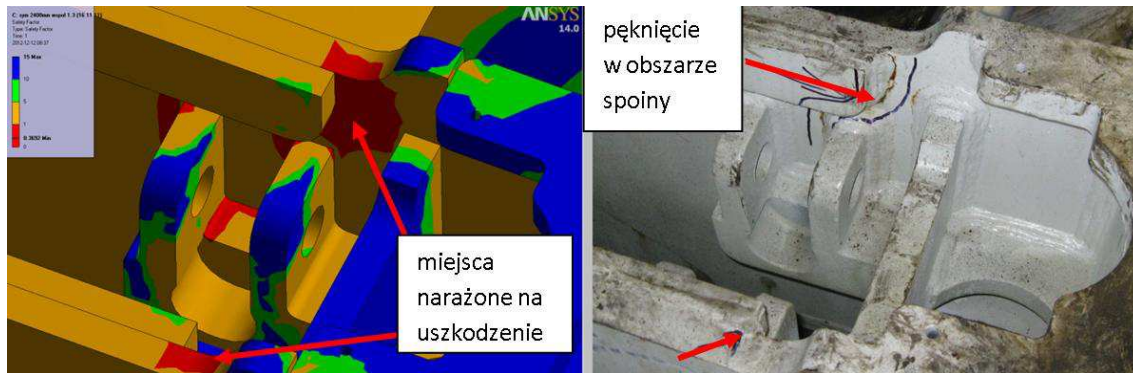
Karby złożone uwzględniają jednocześnie geometrię oraz strukturę i są najczęściej spotykanymi typami karbów w konstrukcjach, czy w elementach maszyn. Doskonałym przykładem takiego karbu są połączenia spawane, w których występuje złożony stan naprężeń. W następstwie powstają strefy koncentracji naprężeń, w których najczęściej dochodzi do pęknięcia zmęczeniowego. Na rys. 3.7 przedstawiono przykłady pęknięć zmęczeniowych w miejscach występowania karbów złożonych.



Rys. 3.7. Pęknięcia zmęczeniowe w strefach występowania karbów złożonych w stropnicy wychylnej

Natomiast na rys. 3.8 przedstawiono wyniki analiz z badań numerycznych, które zostały zweryfikowane eksperymentalnie. Pomimo braku zamodelowanych spoin można było

przewidzieć miejsca krytyczne w obszarach, w których została przekroczona granica plastyczności.



Rys. 3.8. Weryfikacja obliczeń numerycznych

W tych miejscach właśnie istnieje duże prawdopodobieństwo wystąpienia pęknięcia, co zostało potwierdzone eksperymentalnie. Z uwagi na wielkość tego uszkodzenia uznano, że wystarczy zwiększyć spoinę oraz poddać dodatkowym badaniom kontrolnym tak, aby w przyszłości wyeliminować zagrożenie pęknięcia w tym miejscu. Zatem stwierdzić można, że karby złożone są charakterystyczne dla tego typu maszyn górniczych i zadaniem konstruktora jest zminimalizować ich liczbę w konstrukcji.

3.2. Założenia projektowe dla elementów z karbem

Istnieje wiele metod wyznaczania trwałości zmęczeniowej elementów z karbem o rozbudowanych algorytmach z uwagi na złożoność problemu. Jedną z nich jest określenie teoretycznego współczynnika działania karbu K_t (α_k - według literatury polskiej). Parametr ten bazuje na naprężeniach lub odkształceniach znajdujących się w miejscach spiętrzenia naprężeń lub odkształceń i został po raz pierwszy zaproponowany przez Neubera [64], jako zależność:

$$K_t = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_n} \quad (3.1)$$

lub w przypadku odkształceń:

$$K_t = \frac{\varepsilon_{\max}}{\varepsilon_n}, \quad (3.2)$$

gdzie:

$\sigma_{\max}, \varepsilon_{\max}$ - maksymalne naprężenie lub odkształcenie występujące w karbie,

σ_n, ε_n - naprężenie lub odkształcenie nominalne.

W przypadku występowania w karbie odkształceń sprężysto-plastycznych, współczynnik K_t należy wyznaczyć zgodnie z regułą Neubera jako średnią geometryczną za pomocą współczynników koncentracji naprężeń i odkształceń:

$$K_t = \sqrt{K_\sigma K_\varepsilon}, \quad (3.3)$$

gdzie:

$$K_\sigma = \frac{\sigma_{\max}^{e-p}}{\sigma_n} \quad (3.4)$$

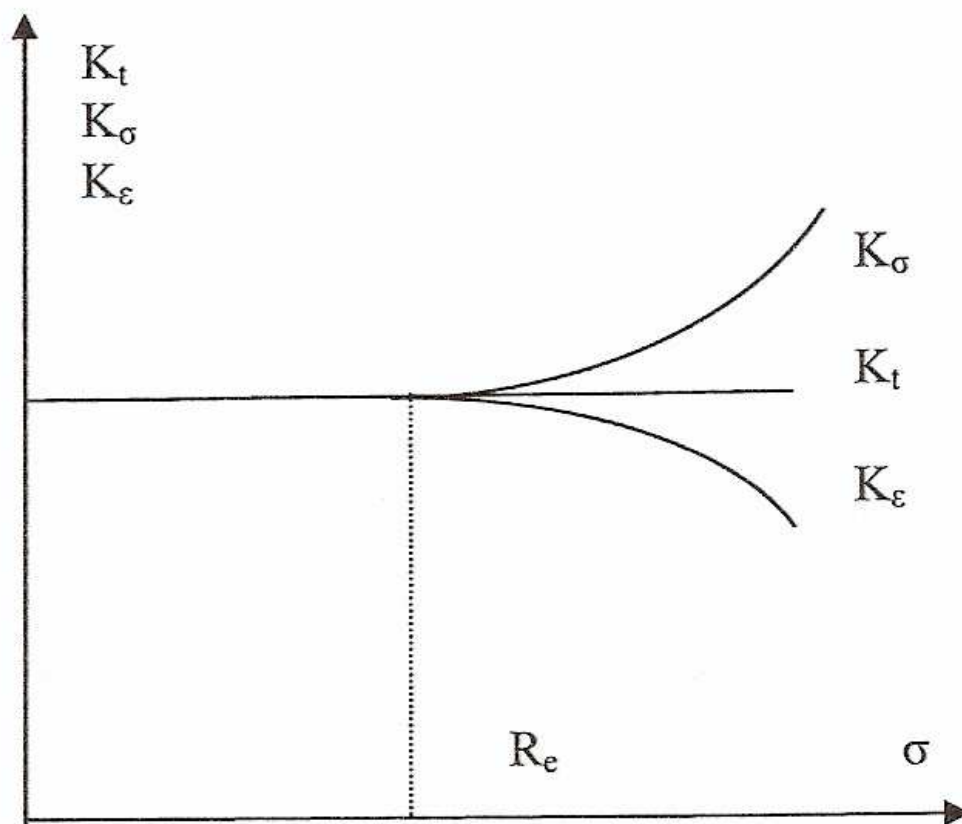
i

$$K_\varepsilon = \frac{\varepsilon_{\max}^{e-p}}{\varepsilon_n}, \quad (3.5)$$

przy czym ε_{\max}^{e-p} oraz σ_{\max}^{e-p} są odpowiednio lokalnym maksymalnym odkształceniem sprężysto-plastycznym i naprężeniem normalnym w modelu sprężysto-plastycznym [109].

W elementach z karbem geometrycznym wykonanych z materiałów sprężysto-plastycznych w granicy stosowalności prawa Hook'a (do granicy plastyczności) można przyjąć następującą zależność:

$$K_t = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_n} = \frac{\varepsilon_{\max}}{\varepsilon_n}. \quad (3.6)$$



Rys. 3.9. Zależności teoretycznych współczynników działania karbu od wartości naprężenia [53]

W pracach [3, 68] opisano zależności K_t i jego przebiegi uwzględniające kształt karbu geometrycznego i jego promień w dnie karbu. W celu oszacowania trwałości zmęczeniowej elementów zawierających zarówno karby geometryczne jak i strukturalne stosuje się metody oparte o zmęczeniowy współczynnik działania karbu K_f (β_K - według literatury polskiej), którego wartość można wyznaczyć z zależności:

$$K_f = \frac{\sigma_{sm}}{\sigma_{not}}, \quad (3.7)$$

gdzie:

σ_{sm} – amplituda naprężeń nominalnych w elementach gładkich,

σ_{not} – amplituda naprężeń nominalnych w elementach z karbem.

Zastosowanie tego współczynnika pozwala wyznaczyć rzeczywiste naprężenia w obszarach pęknięć. Tego typu działanie w kolejnym etapie pozwala oszacować lub wyznaczyć trwałość zmęczeniową elementu (konstrukcji) na podstawie wykreślonych z badań eksperymentalnych charakterystyk $K_f = f(N_f)$. Wynika więc, że parametr K_f zależy od liczby cykli (N_f) i wyznacza się go najczęściej dla liczby cykli równej 10^6 . Z uwagi jednak na wysokie koszty oraz czasochłonność wyznaczania tego parametru na drodze badań eksperymentalnych utworzono szereg zależności matematycznych zawartych w pracach [67, 74], z których można skorzystać pod warunkiem znajomości geometrii karbu i właściwości mechanicznych materiału. Biłous w pracy [11] wyznaczył na podstawie badań próbek z karbem i próbek gładkich funkcję opisującą wpływ geometrii K_{WR} . Funkcja K_{WR} jako zależność funkcji wykładniczej od liczby cykli uwzględnia karb geometryczny i strukturalny:

$$K_{WR}(N_f) = 0,3717 N_f^{0,1267}. \quad (3.8)$$

Ostatecznie Biłous wykazał również na podstawie przeprowadzonych prób zmęczeniowych, że stale średniowytrzymałe takie jak S355N, dla zakresu dużej trwałości osłabiają się, a stale wysokowytrzymałe (S690Q) umacniają się wraz ze wzrostem liczby cykli.

3.3. Założenia projektowe dla połączeń spawanych

Obecnie najpopularniejsze w środowisku inżynierskim są dwie metody wyznaczenia naprężeń w złączu spawanym, a w kolejnym kroku określenia trwałości zmęczeniowej. Pierwsza z nich polega na ustaleniu naprężeń nominalnych, druga - naprężeń ściśle lokalnych w potencjalnym punkcie inicjacji pęknięcia (ang. „hot - spot”). Analiza na podstawie naprężeń nominalnych jest częściej wybierana, gdy złącze spawane jest sklasyfikowane do grup zgodnie z obowiązującymi normami (Eurocode 3 [18]) oraz, gdy naprężenia łatwo wyznaczyć. Procedury zawierają szereg współczynników dobieranych ze względu na specyfikę i warunki eksploatacji, dzięki temu w znaczny sposób upraszcza się i ujednolica procedury obliczeniowe. Szczegółowe zalecenia zostały opisane w pracach Międzynarodowego Instytutu Spawalnictwa. Ustalono kilkanaście kategorii zmęczeniowych (FAT), które zależą od typu złącza spawanego. Określenie odpowiedniej klasy zmęczeniowej FAT polega na operowaniu zakresem naprężeń nominalnych $\Delta\sigma = \text{FAT}$ (MPa) dla trwałości zmęczeniowej $N_f = 2 \cdot 10^6$ cykli. W większości przypadków szczegóły konstrukcyjne są oceniane w miejscach podwyższonego ryzyka pęknięcia. W związku z tym, trwałość zmęczeniową w zakresie $10^4 - 10^7$ można wyznaczyć z zależności:


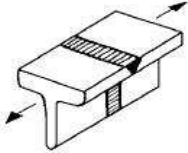
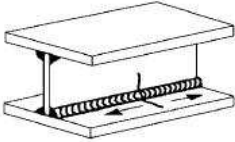
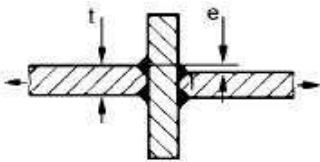
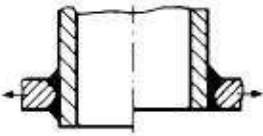

$$N_f = \left(\frac{\text{FAT}}{\Delta\sigma} \right)^m \cdot 2 \cdot 10^6 = \left(\frac{\text{FAT}}{2 \cdot \sigma_{an}} \right) \cdot 2 \cdot 10^6. \quad (3.9)$$

Takie podejście w założeniu Międzynarodowego Instytutu Spawalnictwa zakłada, że 95% złączy spawanych wytrzyma zakładaną trwałość zmęczeniową [46]. Utworzone wykresy zmęczeniowe identyfikowane są odpowiednią charakterystyczną wytrzymałością materiału wyznaczoną przy dwóch milionach cykli. Wartość tej wytrzymałości określa klasa zmęczeniowa FAT [47].

Pewnym uproszczeniem jest określanie obszarów niebezpiecznych poza obszarami karbów definiowanymi jako naprężenia nominale. Projektowanie takie w przypadku obliczeń zmęczeniowych wymaga szczegółowej wiedzy dotyczącej analizy według teorii sprężystości lub MES i jest obarczone dużym ryzykiem błędu.

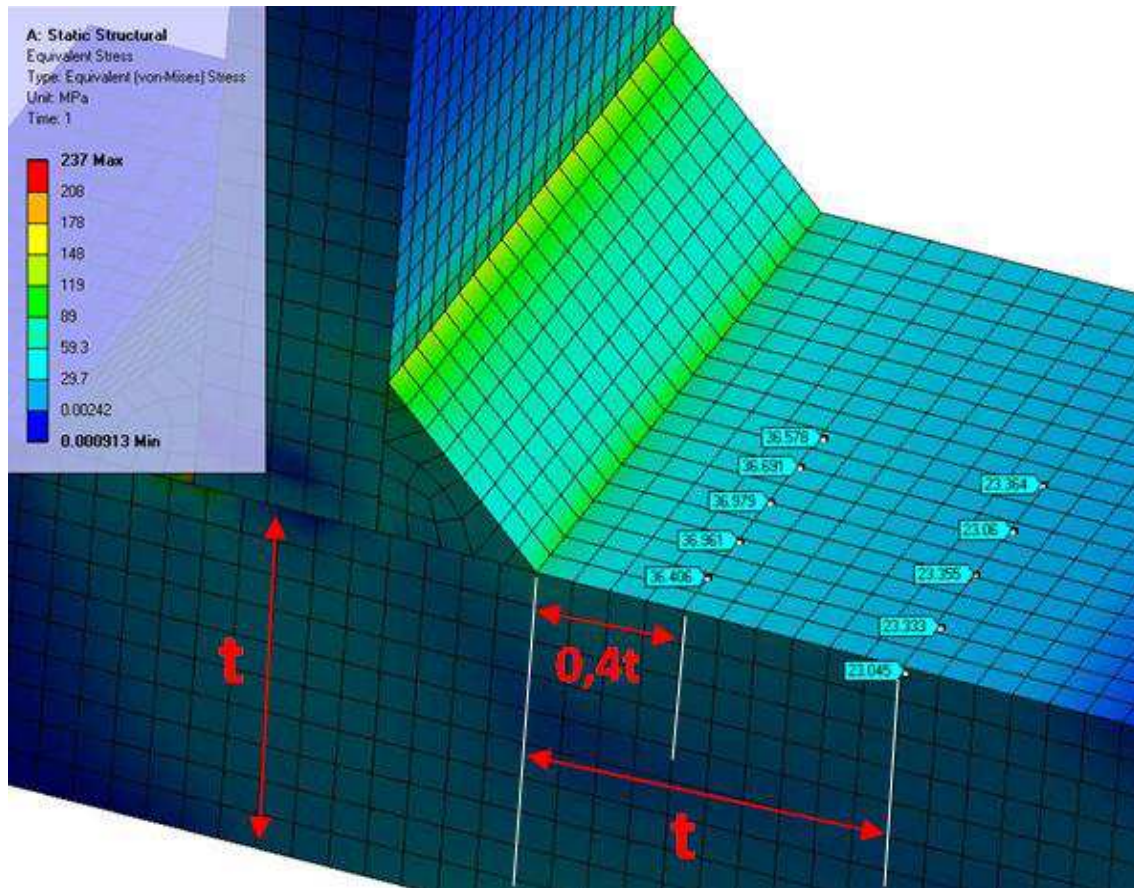
Dodatkowo metoda ta nie uwzględnia żadnej geometrycznej wariancji sklasyfikowanych połączeń, co czyni ją trudną do stosowania.

Tabela 3.1. Przykładowe kategorie FAT według zaleceń Międzynarodowego Instytutu Spawalnictwa [28]

Typ złącza spawanego	Opis złącza spawanego	Kategoria FAT
		Stal
	Poprzecznie obciążone złącze doczołowe wykonane w warsztacie, gdzie nadlew lica $< 0,1$ razy grubość blachy	90
	Złącze doczołowe kształtowników walcowanych, złącze zlicowane	80
	Wzdłużne ciągłe złącze pachwinowe dwustronne, spawane ręcznie	100
	Złącze krzyżowe z zębem poprzecznym typu T lub K, z pełnym przetopem, bez pęknięć lamelarnych, przesunięcie krawędzi $e < 0,15t$	71
	Połączenie kołnierzowe lub rura wspawana w blachę, złącza doczołowe typu K	80
	Złącze doczołowe blach o różnych grubościach, bez przejścia	71

Druga metoda polecana jest szczególnie w przypadkach korzystania z analiz numerycznych (MES). Metodyka nazywana jest również linearyzacją naprężeń w punkcie krytycznym (rys. 3.10). W metodzie tej uwzględnia się zmiany przekrojów i wpływ

koncentracji naprężeń w miejscu potencjalnego pęknięcia, pomijając jednocześnie wpływ samego profilu spoiny.



Rys. 3.10. Stan naprężeń w złączu spawanym

Linearyzacja naprężeń opiera się o liniowy rozkład naprężeń oddalonych o pewną odległość od brzegu spoiny. Aproxymując można uzyskać wartość naprężenia w obszarze spoiny. Idea obliczeń utworzona była przez Petersona [72] i Haibacha [27] w latach sześćdziesiątych, a w kolejnych latach została rozszerzona o badania zmęczeniowe ze względu na rozwój metod numerycznych.

W pracy [56] Markiewicz proponuje nieco inne podejście do projektowania połączeń spawanych. Autor przedstawia sposób projektowania połączeń spawanych w oparciu o metody nośności granicznej. Na podstawie skonstruowanego statycznie dopuszczalnego pola naprężeń i kinematycznie dopuszczalnych mechanizmów zniszczenia autor określa kształt połączenia, a przede wszystkim ich szerokość, co umożliwi ustalenie wytrzymałości danego połączenia. Podsumowując powyższe metody podejścia do karbów, w tym połączeń spawanych trzeba stwierdzić, że każda z opisanych metod jest słuszna i należy je odpowiednio dostosować do danej konstrukcji.

4. Zjawiska zmęczeniowe w konstrukcjach stalowych

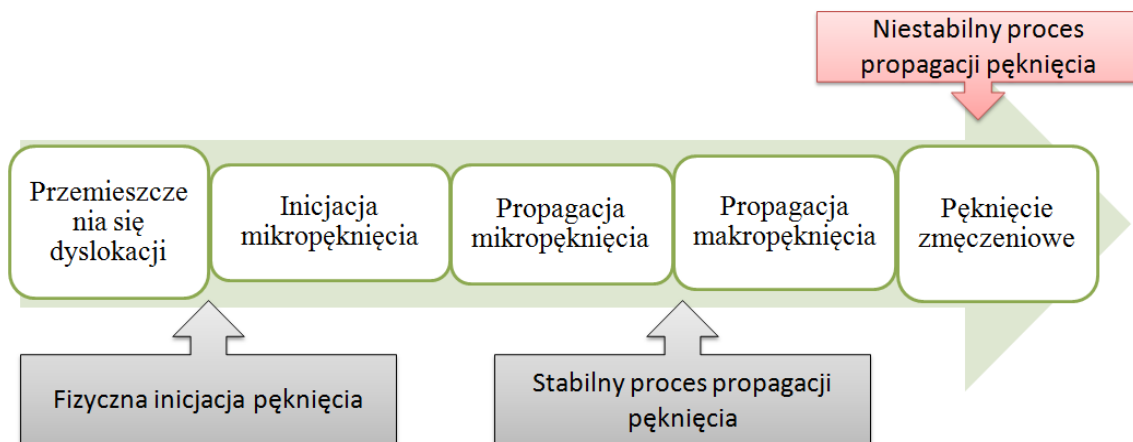
4.1. Inicjacja i propagacja pęknięć zmęczeniowych

Zmechanizowane obudowy ścianowe eksploatowane są w warunkach obciążeń zmiennych w czasie, co prowadzi do wystąpienia złożonego splotu zjawisk i zmian w konstrukcji. Powstające wskutek zmiennych obciążeń mikroszczeliny sukcesywnie rozwijają się i kumulują prowadząc do pęknięcia zmęczeniowego.

W procesie zmęczenia można wyróżnić dwie charakterystyczne fazy:

- inicjację pęknięcia - w której pojawiają się lokalne efekty (szczeliny) dotyczące ziaren materiału (skala mikroskopowa),
- rozwój pęknięć i zniszczenie - w której powstałe zmiany są obserwowane w skali makroskopowej.

Trwałość zmęczeniowa w ujęciu czasowym to suma okresów inicjacji i propagacji pęknięcia. Należy mieć to na uwadze, zwłaszcza, że w złączach spawanych okres inicjonowania pęknięcia jest krótki i prawie cały czas upływa na rozprzestrzenianiu się, w przeciwieństwie do pęknięć w elementach gładkich bez karbów. W związku z tym faktem, do obliczeń złącz spawanych, należy przyjmować dominującą własność materiału, czyli moduł sprężystości podłużnej, w przeciwieństwie do obliczeń elementów maszyn, gdzie podstawowym parametrem jest granica plastyczności, czy twardość [54]. Na rys. 4.1 zamieszczono graficzną interpretację przebiegu uszkodzenia, natomiast w tabeli 4.1 zestawiono porównanie trwałości w zależności od rodzaju próbki.



Rys. 4.1. Zjawiska zmęczeniowe mikroskopowe i makroskopowe [54]

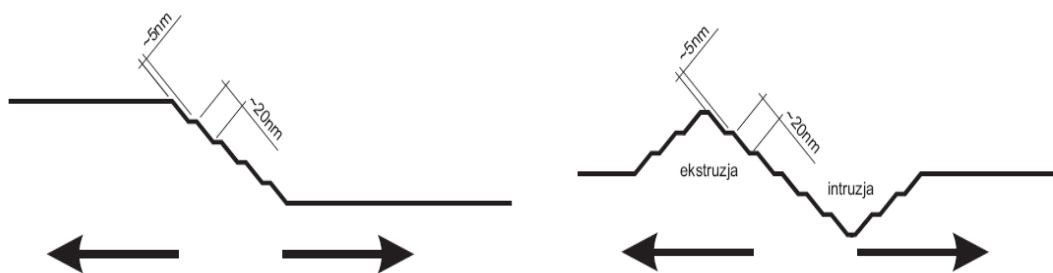
Inicjacja pęknięć i ich dalszy rozwój spowodowany jest przez powstające lokalnie pasma poślizgu, a różnica zachowania się metali ciągliwych od kruchych zależy od sposobu propagacji pęknięcia. Przyrost długości uszkodzenia w trakcie pojedynczego cyklu jest bardzo mały, dlatego nie obserwuje się wpływu odkształceń plastycznych w istniejącym spękanym obszarze.

Tabela 4.1. Porównanie okresów inicjacji i propagacji pęknięcia zmęczeniowego

Rodzaj połączenia	Inicjacja pęknięcia	Propagacja pęknięcia	Przykład
Bez korbów lub z niewielkimi korbami	90% okresu trwałości	10% okresu trwałości	Elementy niespawane
Ze znacznymi korbami	10% okresu trwałości	90% okresu trwałości	Elementy znacznie skorodowane i spawane

a)

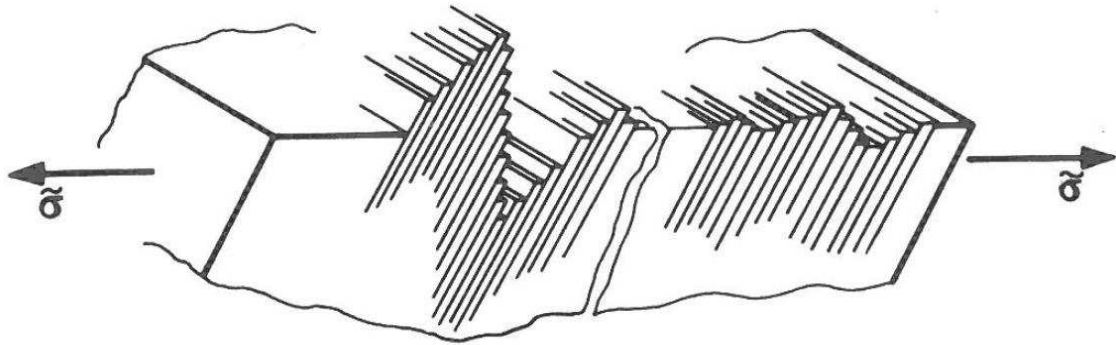
b)



Rys. 4.2. Schemat pasma poślizgu dla: a) statycznego, b) cyklicznego rozciągania [7]

Badania metalograficzne wykazały, że pod wpływem zmiennych naprężeń na wypolerowanych próbkach tworzą się w początkowym etapie linie poślizgu, które wraz ze wzrostem liczby cykli zmieniają się w pasma poślizgu (rys. 4.2). Proces ten zatrzymuje się, gdy zajdzie proces umocnienia odkształceniowego metalu, natomiast w przeciwnym przypadku przy zwiększonych naprężeniach powstają pasma poślizgu o głębokim reliefie (wgłębieniu), w którym rozpocznie się zarodkowanie pęknięć zmęczeniowych [1]. Zarodkowanie zachodzi właśnie w miejscach koncentracji naprężeń, co zostało potwierdzone

badaniami próbek monokrystalicznych i polikrystalicznych, w których usunięto warstewki metalu zawierających zmęczeniowe pasma poślizgu. Badania opisał Forsytha w pracy [19], w której przedstawił wyniki badań próbek ze stopów Al. Zaobserwował wówczas ekstruzje w postaci cienkich tasiemek, wyciśniętych nad powierzchnię próbek. Dodatkowo badania ujawniły tworzenie się lokalnie intruzji w kształcie wąskich i głębokich szczelin spełniających funkcję zarodków. Model Cottrella i Hulla [13] wyjaśnia, że proces ekstruzji i intruzji nie aktywuje się cieplnie, a defekty powierzchniowe powstają w wyniku poślizgu dyslokacji generowanych przemiennie w obu częściach cyklu obciążenia. Gdy w pierwszej połowie cyklu, np. rozciągania rozpocznie się dyslokacja w pierwotnej płaszczyźnie, a następnie we wtórnej, to utworzą się uskoki jak pokazano na rys. 4.3. Te uskoki przekształcają się w ekstruzje i intruzje, przy czym intruzja powstanie w płaszczyźnie poślizgu, w której proces rozpocznie się w pierwszej kolejności.



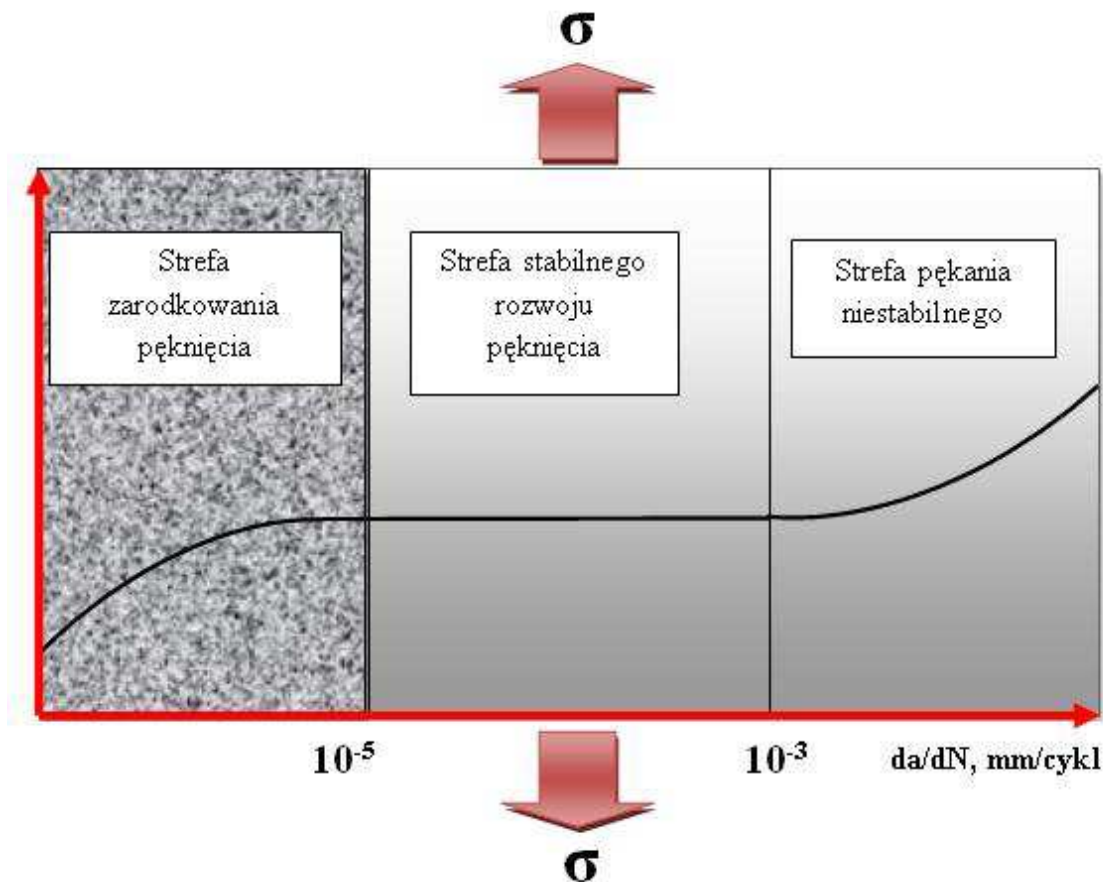
Rys. 4.3. Mechanizm tworzenia ekstruzji i intruzji na powierzchni kryształu [96]

Drugi model opisujący mechanizm rozwoju pęknięcia zmęczeniowego zdefiniował w swojej pracy Mott [62]. W kryształach tworzą się wąskie szczeliny przez przemieszczające się równoległe dyslokacje krawędziowe. Zarodkowanie szczeliny rozpoczyna się od utworzenia rzędu wakansów (nieobsadzony atomem lub jonem węzeł w sieci krystalograficznej), a w miarę wzajemnego przemieszczania powstaje pryzma (ekstruzja). Istnieje jeszcze kilka innych modeli wyjaśniających proces zarodkowania pęknięć zmęczeniowych, jednak znacznie częściej spotyka się mikropęknięcia powstałe w wyniku obróbki technologicznej elementów, nacięć, czy zadziorów spowodowanych obróbką mechaniczną. W tym przypadku inicjatorami mikropęknięć są głębokie pasma poślizgu, które osiągają długość porównywalną z wielkością ziarna, a ich rozwój hamowany jest przez bariery strukturalne w postaci granic ziarn, granic międzyfazowych itp. Wzrost mikropęknięcia wymaga, aby koncentracja naprężeń na czole pęknięcia osiągnęła niezbędną wartość w celu pokonania granicy ziarn i wytworzenia w sąsiednim ziarnie lokalnego

odkształcenia plastycznego. W miarę wzrostu liczby cykli następuje powolny rozwój pęknięcia, ale z malejącą prędkością. W tym stadium zmęczenia powstają krótkie pęknięcia o długości od jednej do kilku średnic ziaren. Liczne badania w tym zakresie potwierdziły, że fizyczne krótkie pęknięcia zmęczeniowe rozwijają się wolno do pewnej długości krytycznej a_{th} nazywanej progową i stanowią początek długiego pęknięcia zmęczeniowego, które wzrasta z każdym cyklem obciążenia. Progowa długość pęknięcia zależy od kilku czynników, takich jak: rodzaj materiału, czy warunki badań konstrukcji. Przyjmuje się, że stabilny wzrost pęknięcia w kolejnych cyklach obciążenia rozpoczyna się, gdy jedno z wolno rozwijających się pod działaniem naprężeń stycznych pęknięć krótkich jest najbardziej dogodnie zorientowane krystalograficznie do zmiany kierunku propagacji, wówczas przekształca się ono po przekroczeniu wartości a_{th} w główne pęknięcie zmęczeniowe. Uszkodzenie to zmienia się transkystaliczne pod działaniem naprężeń normalnych w płaszczyźnie prostopadłej do kierunku działania obciążenia. Wzrost pęknięcia zachodzi do czasu, aż osiągnie ono wartość wytrzymałości doraźnej materiału. Po tym czasie następuje nagłe pęknięcie elementu z udziałem naprężeń stycznych w płaszczyźnie zorientowanej w przybliżeniu pod kątem 45° względem kierunku działającego obciążenia. Jak już wcześniej wspomniano wzrost pęknięcia do wymiaru krytycznego jest znacznie większy od czasu zarodkowania na początku procesu oraz czasu katastroficznego wzrostu na końcu procesu niszczenia elementu. Krzywa wzrostu pęknięcia zmęczeniowego ma kształt litery S, przy czym wyróżnić należy trzy strefy niszczenia różniące się krzywizną, jak i szybkością wzrostu da/dN . Schemat propagacji pęknięcia przedstawia rys. 4.4.

Wspomniano w podrozdziale 2.2, że przemiany zachodzące w materiale różnią się między sobą w zależności od liczby cykli. W zmęczeniu niskocyklowym odkształcenie plastyczne szybko powoduje chropowatość powierzchni, co w następstwie prowadzi do pęknięć powierzchniowych rosnących początkowo wzdłuż płaszczyzny poślizgu, a następnie zaczyna rosnąć w kierunku prostopadłym do osi rozciągania. W zmęczeniu wysokocyklowym mechanizm przebiega w odmienny sposób, czyli gdy naprężenie nie przekracza granicy plastyczności to cały okres trwałości związany jest z czasem inicjowania pęknięcia. Wówczas nie zachodzi ogólne odkształcenie plastyczne, a jedynie występuje odkształcenie lokalne w miejscach koncentratorów naprężeń. Ostatecznie w tych miejscach dochodzi do pęknięcia, które rozprzestrzenia się z małą prędkością, a później z większą do momentu zniszczenia elementu. W związku z tym projektując obudowy ścianowe, które mają wytrzymać zwiększoną liczbę cykli ($> 50\ 000$), konstruktor zmuszony jest do minimalizacji ilości korbów

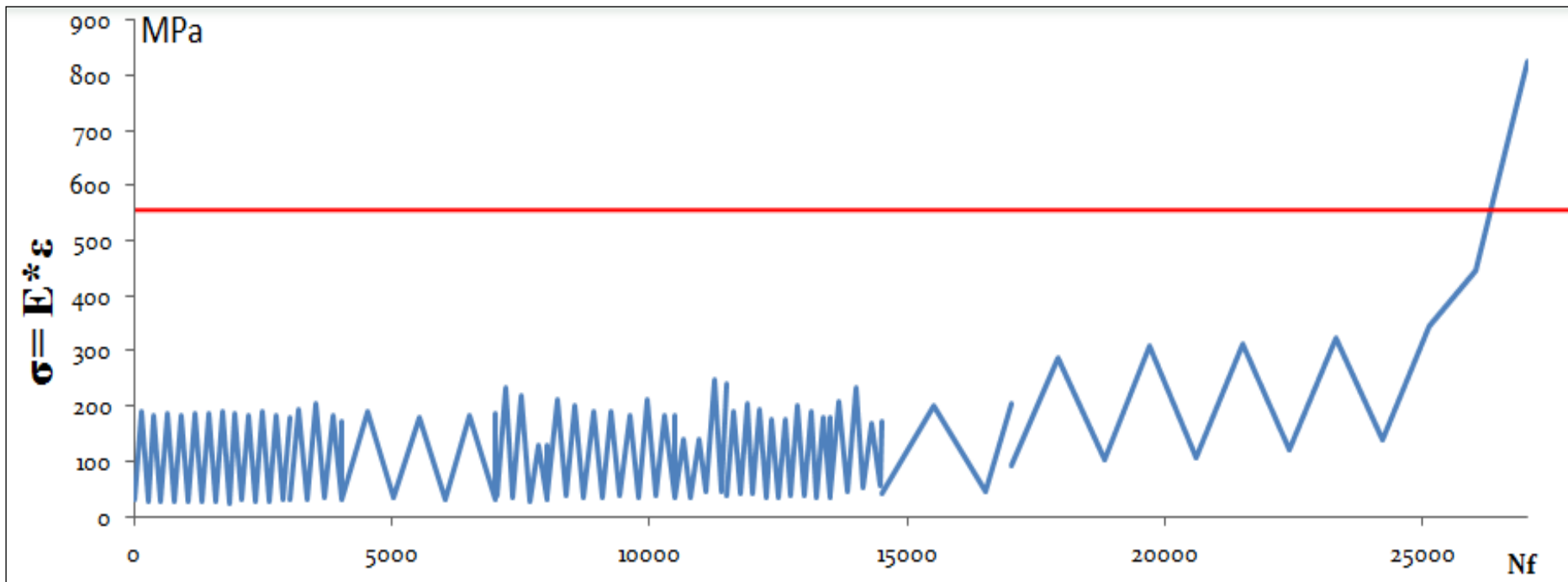
niebezpiecznych, często prowadzących do zmniejszenia odporności na zmęczenie, nawet o jeden rząd wielkości.



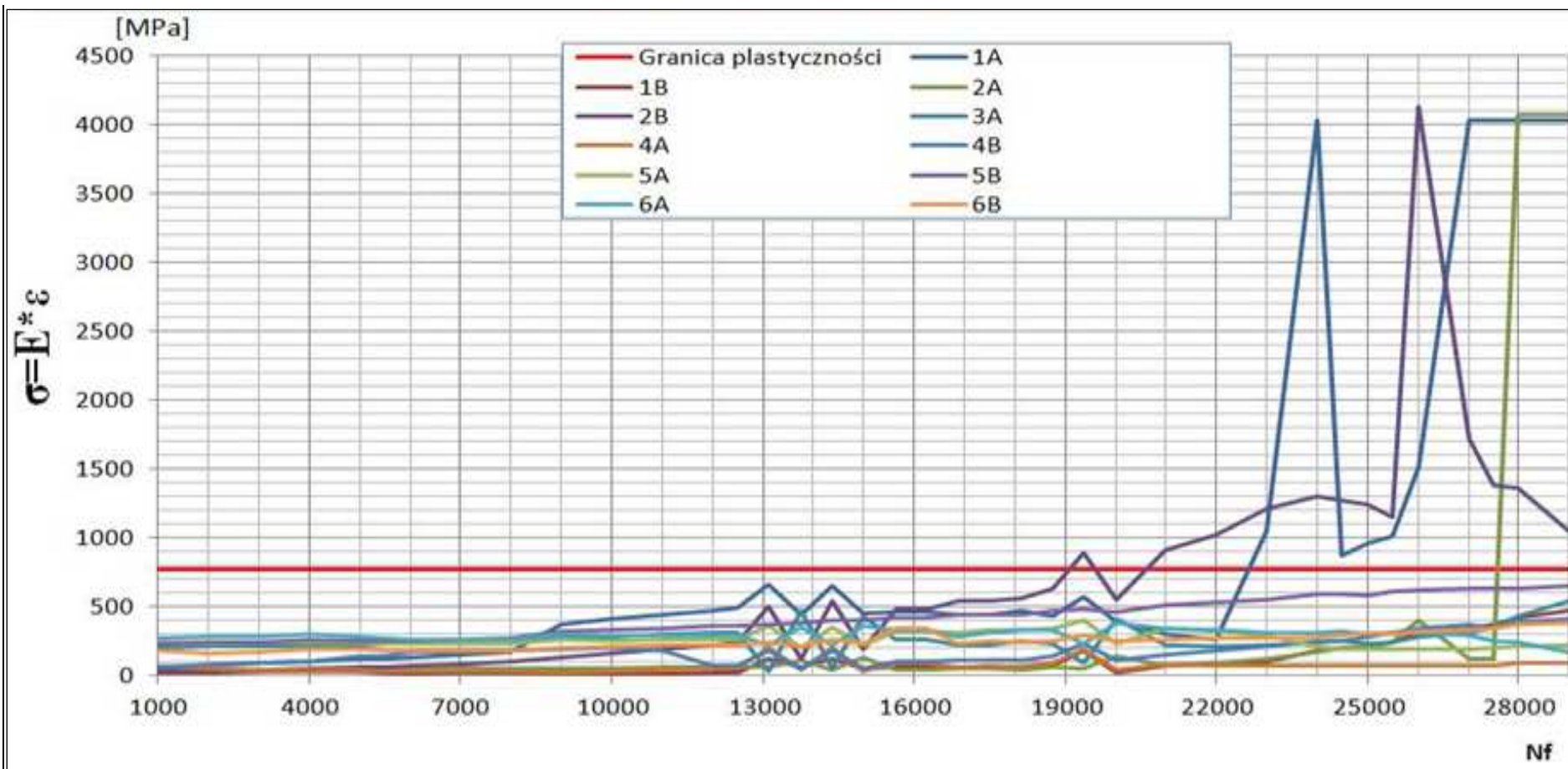
Rys. 4.4. Krzywa propagacji pęknięcia zmęczeniowego

Na kolejnych stronach przedstawiono przykładowe wyniki z badań eksperymentalnych dla dwóch różnych obudów ścianowych, a dokładniej z podzespołu spągnicy. Szczegółowy opis badań dotyczący testów eksperymentalnych został wyjaśniony w punkcie 2.1.1. W tym miejscu autorka pracy chciała pokazać różnice pomiędzy mechanizmami pęknięcia w funkcji liczby cykli N_f . W pierwszym przypadku (rys. 4.5) obserwuje się, że naprężenia nie zmieniają się gwałtownie przy zmianie podparcia konstrukcji, a ich charakterystyka przebiega w sposób równomierny. Po około 25 000 cyklach wyraźnie następuje wzrost naprężenia, a następnie pojawia się przekroczenie granicy plastyczności. Badania zostały przerwane, ponieważ zaobserwowano bardzo duże pęknięcie w konstrukcji, co mogłoby stanowić zagrożenie dla obsługi stanowiska eksperymentalnego, natomiast w drugim przypadku (rys. 4.6) zauważono znacznie wcześniejszą zmianę naprężenia i przekroczenie granicy plastyczności. W tym przypadku przekroczona granica i stan uplastycznienia materiału nie spowodował pojawienia się pęknięcia w skali makroskopowej, w związku z tym kontynuowano badania. Odczyty

tensometrów od momentu przekroczenia granicy plastyczności w materiale należy traktować wyłącznie orientacyjnie. Dokładne wartości przemieszczeń pobranych z tensometrów są wątpliwe, gdyż zostały przekroczone parametry dla poszczególnych czujników tensometrycznych, co odzwierciedlone zostało w wysokich wartościach zmierzonych odkształceń. Wyniki można potraktować jako odczyty jakościowe i dzięki temu możemy obserwować mechanizmy zachodzące podczas badań obudowy ścianowej. Uzyskane wykresy z badań eksperymentalnych są dowodem na to, że bardzo trudno jednoznacznie określić, czy ze względu na mechanizmy pęknięcia konstrukcję zakwalifikować należy do zmęczenia niskocyklowego, czy wysokocyklowego.



Rys. 4.5. Wyniki naprężeń według modelu sprężystego z badań eksperymentalnych dla sprężnicy nr 1 z zaznaczoną granicą plastyczności - (sprężnica FAZOS 12/28)

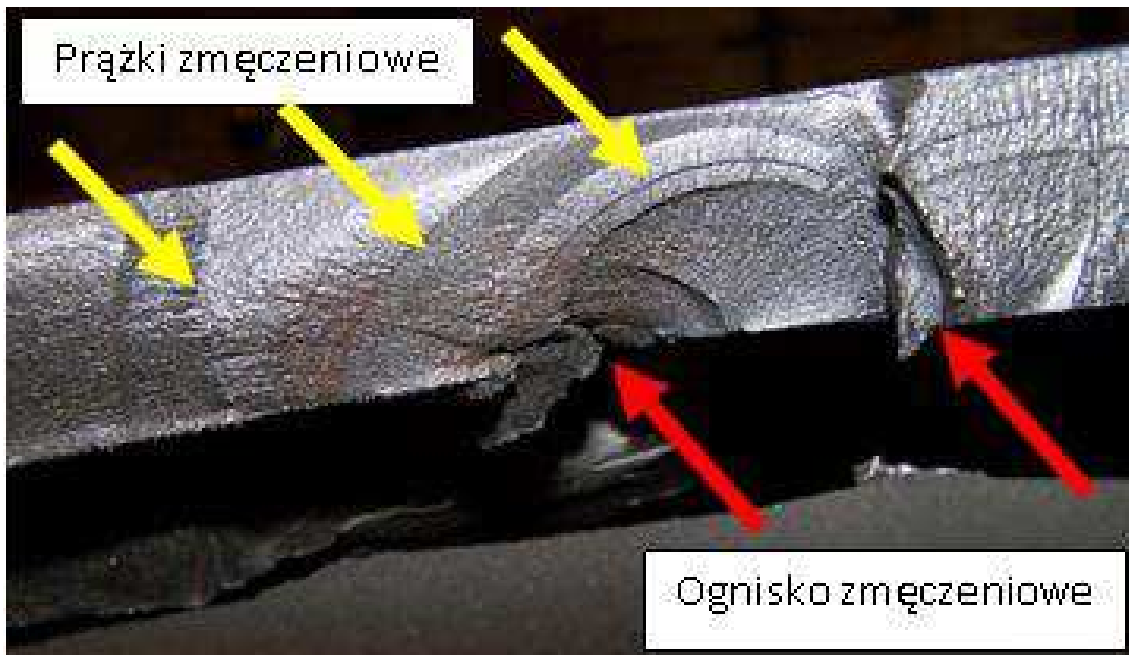


Rys. 4.6. Wyniki naprężeń według modelu sprężystego z badań eksperymentalnych dla spągnicy nr 2 z zaznaczoną granicą plastyczności - (spągnica FAZOS 12/25)

4.2. Złom zmęczeniowy

Badania metalograficzne wykazały, że rozwój pękania w każdym cyklu obciążenia następuje o wielkość odpowiadającą odległości między sąsiednimi prążkami zmęczeniowymi. Kolejne prążki tworzą się promieniowo, co oznacza, że krawędź mikropęknięcia o większej koncentracji naprężenia spełnia funkcję ogniska pękania zmęczeniowego. W przypadku metali można wyróżnić dwie strefy przełomu: zniszczenia zmęczeniowego i doraźną. Pierwsza ma często charakterystyczną gładką i błyszczącą (muszlową) powierzchnię, natomiast druga jest bardziej gruboziarnista i powstaje nagle w ostatnim etapie pracy elementu konstrukcyjnego. Dodatkowo zaobserwowano, że strefa ta nie różni się zasadniczo od przełomów uzyskiwanych w próbach statycznych [17].

Strefa pierwsza powstaje podczas stopniowego rozwoju pęknięcia zmęczeniowego. Obie powierzchnie pęknięcia naciskają na siebie zgodnie z cykliczną zmianą obciążenia, powodując jednocześnie wzajemne ścieranie i zgniatanie. Wraz ze wzrostem liczby cykli wzrasta stopień gładkości i pozornej drobnoziarnistości, aż do całkowitego zniszczenia. Stosunek udziału powierzchni strefy pierwszej do drugiej przełomu zmęczeniowego zwiększa się wraz ze spadkiem wartości okresowo zmiennych naprężeń. W strefie złomu zmęczeniowego często można zauważyć wyraźne linie odpowiadające kolejnym położeniom czoła pęknięcia. Linie te nazywane są liniami frontu szczeliny zmęczeniowej lub liniami spoczynkowymi. Powstają one na skutek zatrzymywania się pęknięcia w jednej płaszczyźnie i przeskoku do sąsiedniej płaszczyzny. Fakt ten można wytłumaczyć umocnieniem się materiału w obszarze linii pęknięcia, gdy obciążenia zmęczeniowe zostaną na pewien czas przerwane, a warunki fizykalne umożliwią odbudowę naruszonych ziaren w obszarze linii spoczynkowej. Na podstawie układu linii spoczynkowych można ustalić ognisko (miejsce zapoczątkowania złomu zmęczeniowego), jak i sposobu jego rozprzestrzeniania się. Na rys. 4.7 przedstawiono przekrój blachy dolnej spągnicy po badaniach cyklicznych, gdzie zaznaczono dwa ogniska zmęczeniowe.

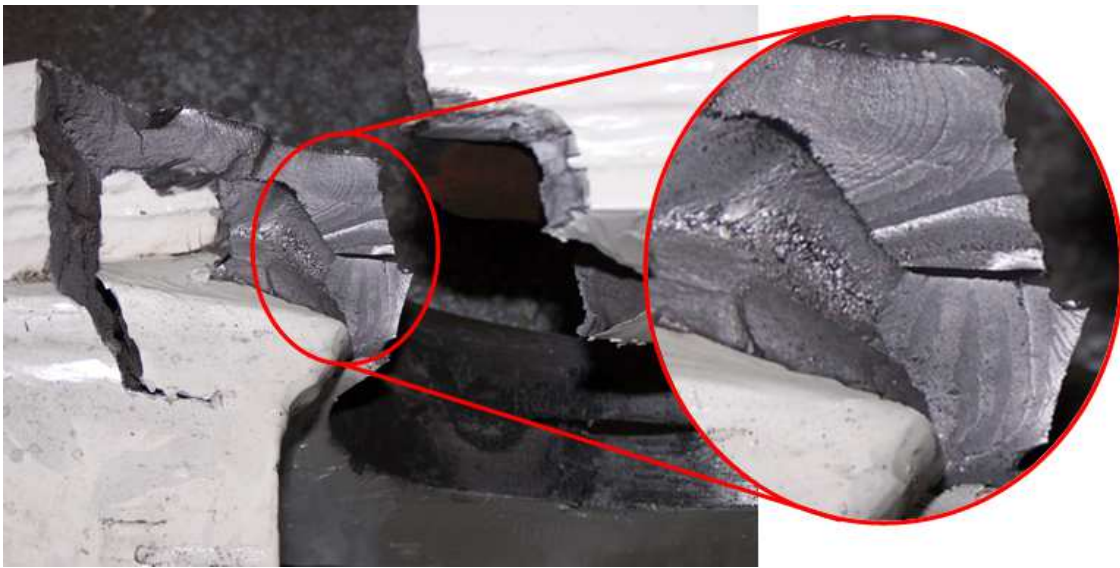


Rys. 4.7. Widoczne prążki zmęczeniowe w przekroju uszkodzonej blachy spągnicy

Na uwagę zasługuje również podział prążków zmęczeniowych na kruche i plastyczne. Pierwsze z nich mają postać wypukłą i są uszeregowane równoległe w rzędach, a drugie - płaskie, przecinające się i zorientowane normalnie do frontu rozwoju pęknięcia. Prążki kruche występują częściej w stalach i stopach aluminium, a plastyczne powstają najczęściej w wyniku rozwierania i zwężania wierzchołka pęknięcia. Największe rozwarście wierzchołka ma miejsce przy maksymalnej wartości naprężenia rozciągającego. Znajomość odległości między prążkami umożliwia ocenę prędkości rozwoju pęknięcia w różnych warunkach obciążenia. Trzeba pamiętać, że długość pęknięcia zależna jest od liczby cykli i ma przebieg nieliniowy, gdyż w miarę przyrostu pęknięcia następuje zmniejszenie przekroju elementu, tym samym zwiększa się amplituda naprężenia [39]. Dang Van w swojej hipotezie założył, że ściskanie, zamykając mikroszczeliny, korzystnie wpływa na zjawisko zmęczenia materiału. W zależności od twardości materiału prowadzi to do odpowiedniego zmniejszenia zastępczego wyężenia zmęczeniowego obiektów pracujących w warunkach wysokiego ściskania. Dotyczy to między innymi elementów maszyn i urządzeń wykonanych z twardych materiałów i pracujących w warunkach wzajemnego kontaktu tocznego. To założenie jest obecnie krytykowane w kilku pracach z ostatnich lat, głównie związanych z analizą kół i szyn kolejowych.

Na rys. 4.8 przedstawiono zdjęcie uszkodzonego łącznika tylnego po badaniach cyklicznych. Na szczególną uwagę zasługuje fakt widocznych prążków zmęczeniowych ułożonych równoległe w rzędach rozchodzących się promieniowo. Prążki te powstały na

tężniku i nakładce, które są ze sobą pospawane „krawędziowo”, dlatego możemy zauważyć pewną niewspółmierność rozchodzenia się tych prążków. Na powierzchni elementu możemy wyróżnić dwa obszary: gładki i ziarnisty. Obszar gładki charakteryzuje się tym, że są widoczne koncentryczne linie mające swoje centrum w miejscu początku przełomu. Muszlowa część przełomu tworzy się w czasie rozwoju pęknięcia. Wygładzenie tej powierzchni jest efektem tarcia powierzchni pęknięcia wywołanego odkształceniami elementu podczas kolejnych cykli zmian obciążenia. Ziarnista część przełomu odpowiada końcowemu pęknięciu elementu [24].



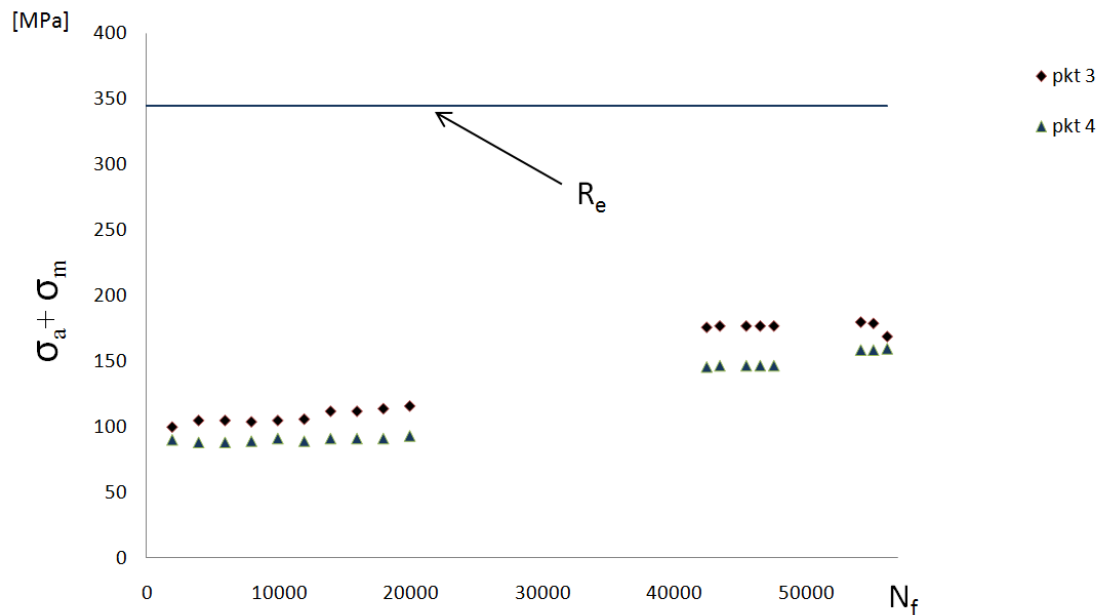
Rys. 4.8. Widoczne prążki zmęczeniowe powstałe w łączniku tylnym

Zaprezentowane zdjęcia przedstawiają efekty oddziaływania obciążenia cyklicznego na całą konstrukcję i są dowodem na to, że należy uwzględnić zjawisko zmęczenia materiału już na etapie projektowania. W pracy położono szczególny nacisk na analizy spągnicy ze względu na fakt, że właśnie w tym podzespole możemy najszybciej obserwować efekty zmęczenia. Nasuwa się pierwszy wniosek, że podczas badań stanowiskowych najbardziej wrażliwym podzespolem na cykliczne obciążenia jest podzespół spągnicy i dlatego w dalszej części pracy przeanalizowano szczegółowo ten podzespół.

Nieco odmiennym sposobem określenia charakteru złomu, oprócz badań metalograficznych jest odniesienie się do granicy plastyczności materiału poprzez zależność sumy amplitudy naprężenia i średniej wartości według wzoru (2.11).

W przypadku, gdy naprężenie maksymalne jest mniejsze od granicy plastyczności powstaje kruchy złom zmęczeniowy. Natomiast, gdy zachodzi równość $\sigma_{\max} = R_e$ powstaje złom wskutek plastycznego płynięcia materiału. W tym przypadku opisane zależności

przestają obowiązywać [49]. Na rys. 4.9 przedstawiono przykładowe wyniki badań eksperymentalnych dla podzespołu spągnicy dla pierwszych 20 000 cykli i końcowych przy symetrycznym i asymetrycznym sposobie podparcia. Z poniższego wykresu wyraźnie widać niższe wartości naprężeń od granicy plastyczności. W związku z tym możemy stwierdzić, że pęknięcie podzespołu obudowy ścianowej miało charakter kruchego złomu zmęczeniowego.

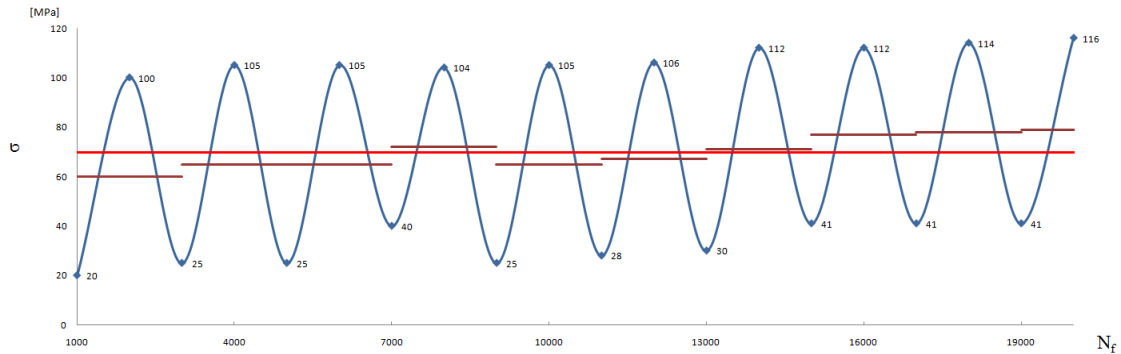


Rys. 4.9. Wpływ amplitudy i średniej na charakter złomu dla dwóch punktów pomiarowych

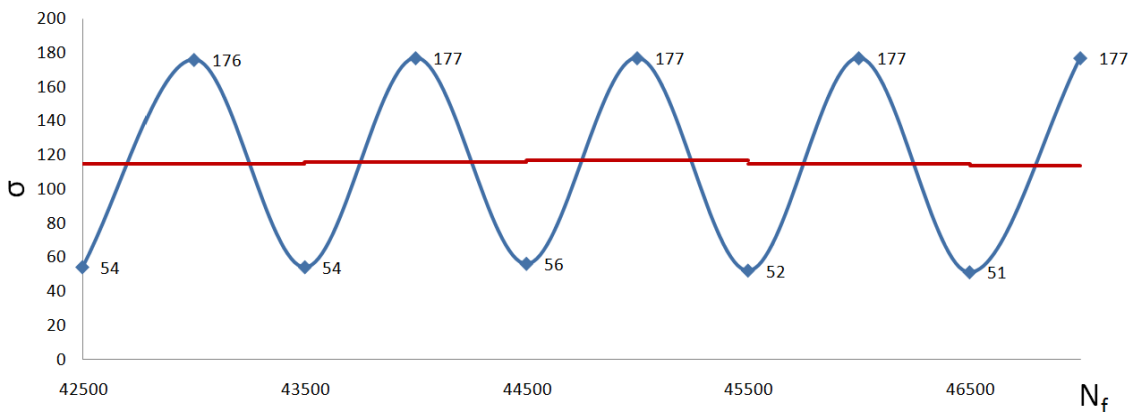
4.3. Wyznaczenie historii obciążenia sekcji prototypowej

W większości przypadków problem zmęczenia konstrukcji komplikuje się, gdyż amplituda naprężeń zmienia się. Na rys. 4.10 przedstawiono spektrum (widmo) dla obciążenia symetrycznego oraz niesymetrycznego spągnicy wraz z wartościami średnimi dla poszczególnych cykli dla danego podparcia.

a)

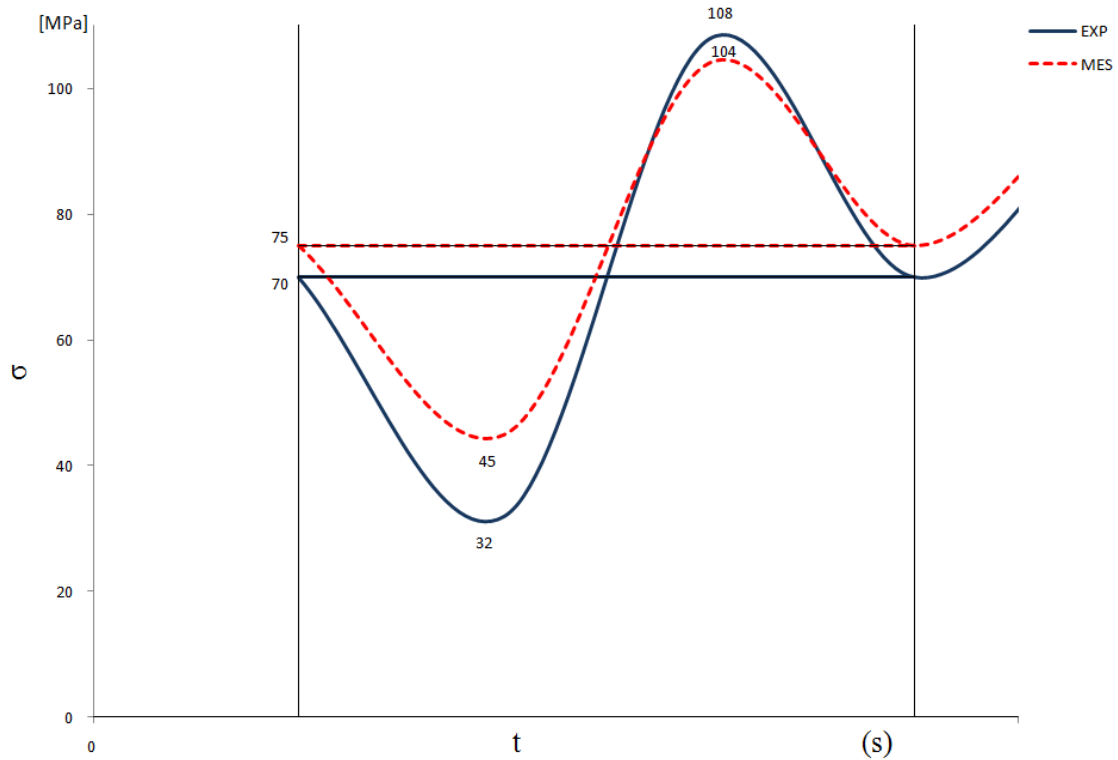


b)



Rys. 4.10. Widmo naprężeń: a) symetryczne podparcie, b) niesymetryczne podparcie

Bardzo rzadko można odnaleźć analityczną postać rzeczywistego przebiegu obciążenia. Zwykle rzeczywista historia obciążenia jest podana w sposób dyskretny, jako wynik ciągu pomiarów. Ogólnie można przyjąć, że dla obudowy ścianowej wykres przebiegu obciążenia przyjmuje charakter stochastyczny. Dodatkowo na rys. 4.11 przedstawiono obciążenie sinusoidalne w funkcji czasu w przykładowym punkcie pomiarowym (średnia z wszystkich pomiarów z pierwszych 20 000 cykli) oraz z programu numerycznego (statyczna próba dla dwóch sił - wstępnej i roboczej).



Rys. 4.11. Przebieg zmiany naprężenia według modelu sprężysto - plastycznego dla podparcia symetrycznego w punkcie nr 3 dla jednego cyklu obciążenia według eksperymentu oraz obliczeń numerycznych wraz z wartościami średnimi

Przyjąć należy, że w danym cyklu obciążenia ważne są, jedynie skrajne wartości lokalnego minimum i lokalnego maksimum. Sposób przejścia od lokalnego minimum do lokalnego maksimum jest pomijany, ponieważ jest ciągły i monotoniczny, co odzwierciedlają wyniki zaprezentowane na rys. 4.10. Stwierdzono, po analizach wyników, że konstrukcja poddawana jest cyklem jednostronnym dodatnim. Oznacza to, że naprężenia zmieniają swoją wartość, ale zachowują ten sam znak.

Na podstawie wzajemnego położenia pętli można obserwować zmiany odkształceń cyklicznych. Do analitycznego opisu takiego wykresu wykorzystuje się różne modele. W niniejszej pracy wykorzystano model Ramberga - Osgooda w postaci:

$$\frac{\Delta \varepsilon_c}{2} = \frac{\Delta \sigma}{2E} + \left(\frac{\Delta \sigma}{2K'} \right)^{\frac{1}{n'}}, \quad (4.1)$$

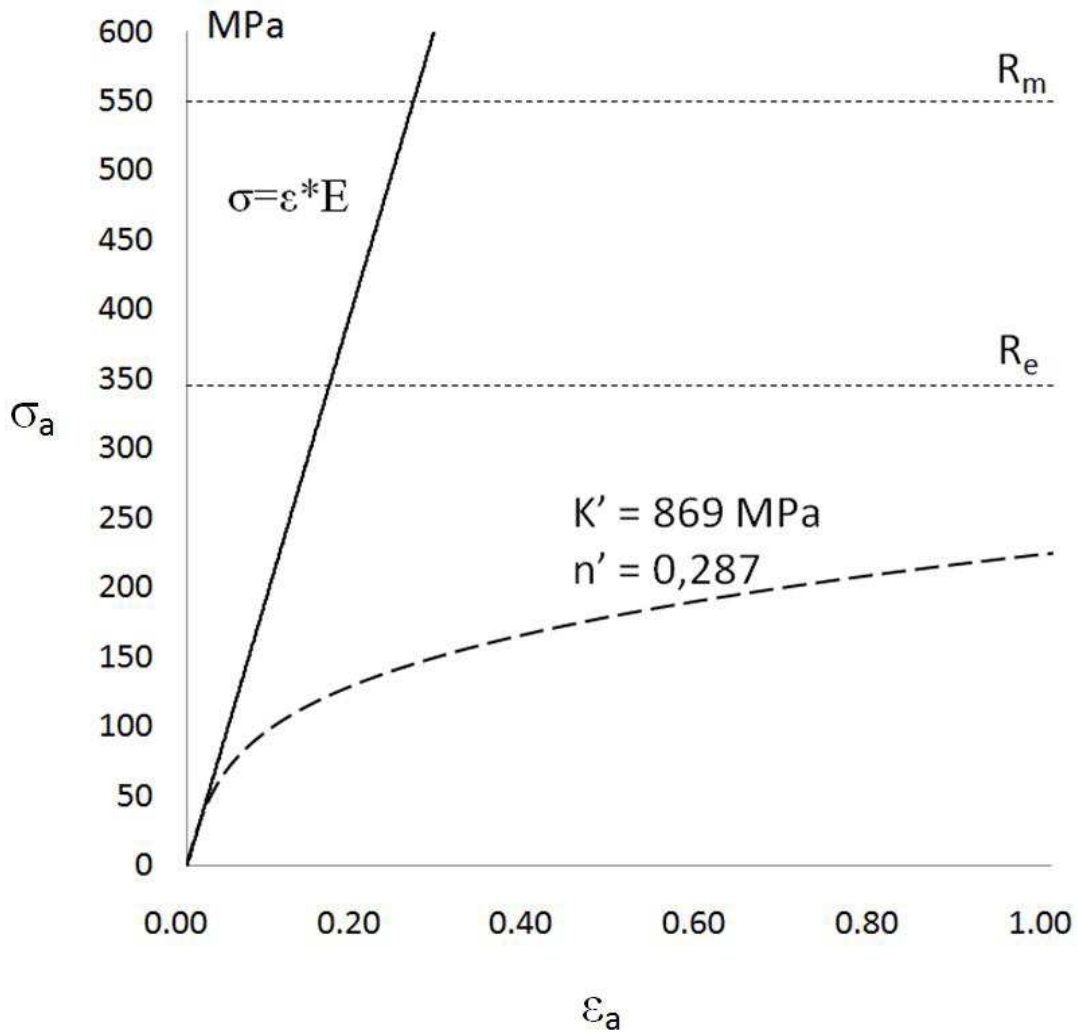
gdzie:

n' - wykładnik cyklicznego umocnienia,

K' - współczynnik wytrzymałościowy wykresu cyklicznego odkształcenia,

E - moduł Younga.

Przyjęcie właściwych wartości parametrów materiałowych takich jak: K' oraz n' , istotnie wpływa na wyznaczone naprężenia i odkształcenia, a w konsekwencji na obliczeniową trwałość zmęczeniową [26]. Do wykreślenia krzywej cyklicznego odkształcenia (rys. 4.12) skorzystano z prac zrealizowanych na Politechnice Opolskiej [40].

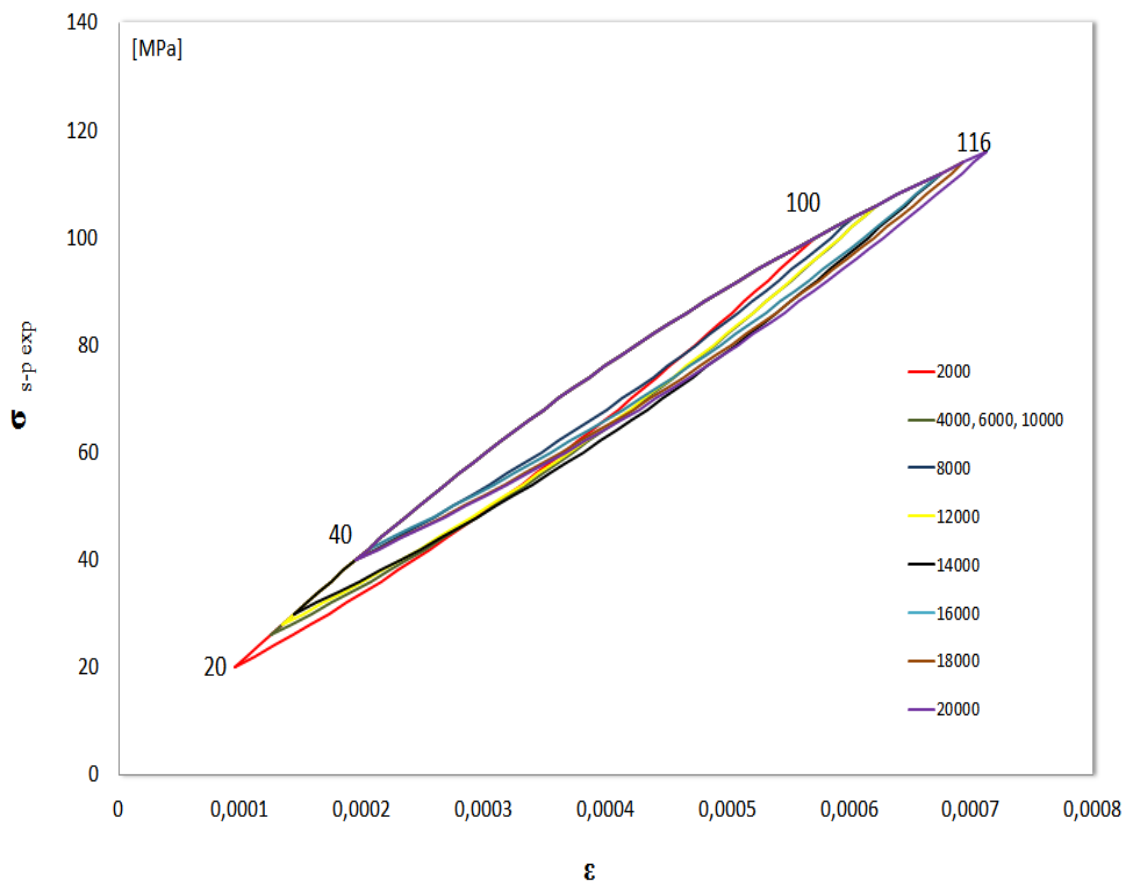


Rys. 4.12. Porównanie krzywej cyklicznego odkształcenia z modelem sprężystym ciała dla stali S355N

W celu wykreślenia pętli histerezy dla 20 000 cykli, w których spągница podparta była symetrycznie poddano transformacji równanie (4.1). Równanie rosnącej gałęzi pętli histerezy otrzymano jako:

$$\Delta \varepsilon_c = \frac{\Delta \sigma}{E} + 2 \left(\frac{\Delta \sigma}{2K'} \right)^{\frac{1}{n}}. \quad (4.2)$$

Równanie gałęzi malejącej otrzymuje się z zależności (4.2), dokonując transformacji układu współrzędnych do górnego wierzchołka pętli [63]. Na podstawie przeprowadzonej analizy danych eksperymentalnych utworzono pętle histerezy dla punktu pomiarowego na spągnicy dla 20 000 cykli (rys. 4.13) [88].



Rys. 4.13. Pętle histerezy dla wyników z badań eksperymentalnych

Na podstawie wzajemnego położenia pętli histerezy można obserwować nieznaczny wzrost amplitudy naprężenia po każdym 2 000 cyklach, który odbywa się systematycznie i równomiernie.

4.4. Kumulacja uszkodzeń zmęczeniowych

Aby wyznaczyć trwałość zmęczeniową należy obliczyć stopień uszkodzenia. Istnieje wiele hipotez kumulacji uszkodzeń zmęczeniowych [35, 36]. Jedną z najczęściej stosowanych jest liniowa hipoteza Palmgrena-Minera [60, 71], w której przyjęto, że każdy zrealizowany cykl zmęczeniowy o określonych parametrach daje uszkodzenie równe odwrotności sumarycznej liczby cykli powodując uszkodzenie. Funkcję tę można zapisać w postaci:

$$S_{PM}(N_{blok}) = n_i \sum \frac{1}{N_i}, \quad (4.3)$$

gdzie:

N_i - jest liczbą cykli dla kolejnych podparć,

N_{blok} - jest liczbą cykli w pojedynczym bloku podparcia,

n_i - jest liczbą powtórzeń badań dla kolejnych podparć.

Zgodnie z zależnością (4.3) sumowanie jest proporcjonalne do liczby cykli, a zniszczenie w przypadku widma naprężeń nastąpi, gdy:

$$S_{PM} = 1. \quad (4.4)$$

Zgodnie z tym zapisem zakłada się, że uszkodzenie materiału nie zależy od kolejności występowania. Pomimo tego założenia, w pracy wszystkie obliczenia przeprowadzane są zgodnie z kolejnością obciążenia sekcji jak na badaniach eksperymentalnych i dla takich warunków widma ustalane są poszczególne „porcje” uszkodzenia.

4.5. Wyznaczenie trwałości zmęczeniowej

Po ustaleniu stopnia uszkodzenia $S_{PM}(N_{blok})$ dla każdego bloku podparcia oblicza się trwałość zmęczeniową według wzoru:

$$N_{cal} = \frac{N_{blok}}{S_{PM}(N_{blok})}. \quad (4.5)$$

5. Propozycja procedury szacowania trwałości zmęczeniowej

W toku badań autorka opracowała szczegółowy algorytm umożliwiający analizę zmęczeniową obudowy ścianowej na podstawie koncepcji naprężeń nominalnych z wykorzystaniem metod numerycznych. Algorytm ten pozwala w efektywny sposób oszacować trwałość zmęczeniową podzespołów obudowy ścianowej, co znacznie poprawi jakość produkowanych obudów w fabryce FAZOS.

Po ustaleniu zgodności wyników teoretycznych z badaniami eksperymentalnymi algorytm zmodyfikowano tak, aby można było wyznaczyć trwałość w oparciu o obliczenia numeryczne. Proponowana metodyka była kilkakrotnie poprawiana i weryfikowana o kolejne badania obudów ścianowych. Poszukiwania najlepszej korelacji trwały kilka lat, a algorytm ciągle udoskonalano tak, aby uzyskać satysfakcjonujące rezultaty. Musimy pamiętać, że wartości parametrów i przyjęte hipotezy są słuszne, tylko w przypadku badań obudów ścianowych. Warunkiem dodatkowym dla algorytmu była prostota i krótki czas obliczeń. W przeciwnym wypadku proponowany algorytm miałby bardzo ograniczony zakres stosowania w przedsiębiorstwach produkujących zmechanizowane obudowy ścianowe. Poszczególne kroki obliczeń zostały szczegółowo opisane w podrozdziałach 5.3 i 5.4, a wyniki obliczeń przedstawiono w rozdziale 6.

5.1. Specyfikacja badań stanowiskowych i numerycznych

Testy fizyczne zostały wykonane w akredytowanym laboratorium jednostki certyfikującej „Techniczne Laboratorium w Opawie” pod nadzorem autorki niniejszej pracy. Autorka również wskazywała miejsca umieszczenia tensometrów i kontrolowała plan badań zmęczeniowych, w tym zmiany podparć. Każdy cykl obciążenia był rejestrowany i archiwizowany tabelarycznie w programie Microsoft Excel, a następnie systematycznie sprawdzany w zakresie prawidłowości odczytów. Standardowo testy eksperymentalne trwają około trzech tygodni, a każde zwiększenie liczby cykli, czy oklejanie tensometrami związane jest z dodatkowymi kosztami i wydłużonym okresem badań. Ewentualne pojawienie się widocznych pęknięć skutkowało zakończeniem eksperymentu i odczytaniem liczby cykli z urządzenia zliczającego cykle.

W przypadku realizacji niniejszej pracy udało się zdobyć komplet wyników pomiarowych dla trzech różnych typów obudów ścianowych. Wszystkie badania były przeprowadzone z użyciem tensometrów firmy Omega (Newport, Kalifornia, USA) typu: SGD-6/120-LY11, SGD-6/120-RYB21 oraz mostka tensometrycznego UPM60 firmy Hottinger Baldwin Messtechnik (Darmstadt, Niemcy), a miejsca oklejenia ustalono w oparciu o wyniki z badań numerycznych (punkt 2.5.3).

Celem badań numerycznych było przeprowadzanie obliczeń z wykorzystaniem modelu ciała sprężystego, a następnie w krytycznych punktach zastosowanie lokalnych metod modelu ciała sprężysto-plastycznego z wykorzystaniem modelu Neubera. W niniejszej pracy badania numeryczne zastosowano w ograniczonym zakresie, czyli w statycznym wyznaczeniu wyężenia konstrukcji przy podparciach wymienionych w punkcie 2.1.1.

Wyznaczono teoretyczną trwałość zmęczeniową dla wszystkich podzespołów konstrukcji opierając się o algorytm opisany w podrozdziałach 5.3 i 5.4.

5.2. Algorytm oceny trwałości zmęczeniowej

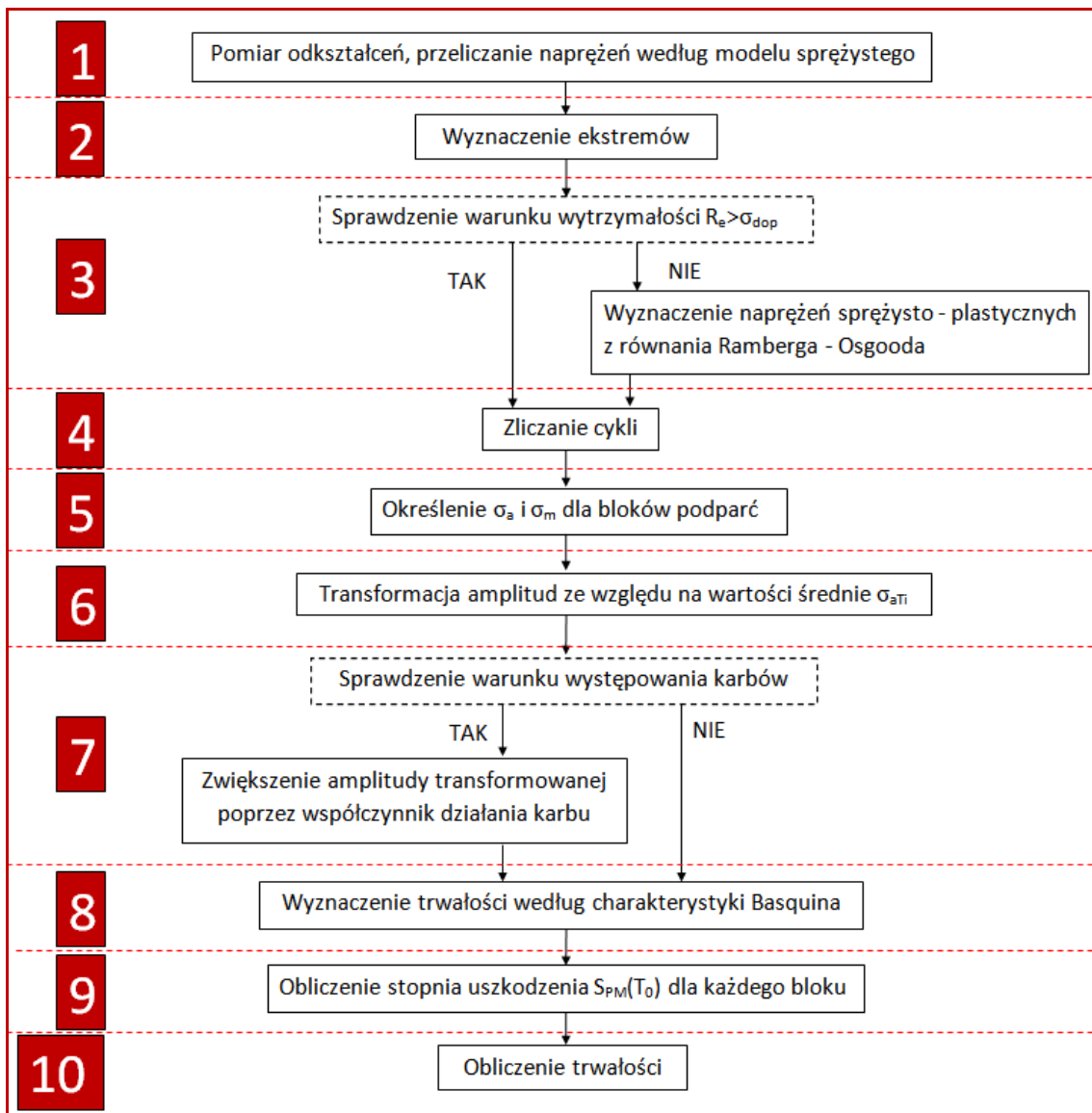
W przypadku złożonych obciążeń trwałość zmęczeniową podzespołów obudowy ścianowej oblicza się według schematów przedstawionych w podrozdziałach 5.3 i 5.4. Algorytm w oparciu o badania eksperymentalne został utworzony w pierwszej kolejności, a następnie na jego podstawie przygotowano algorytm z wykorzystaniem metody elementów skończonych (MES). Należy podkreślić, że każda konstrukcja została wstępnie przeliczona w zakresie statycznym, co zostało opisane w punkcie 2.1.2. Następnie autorka pracy podjęła się analiz podzespołów obudowy ścianowej uwzględniające cykliczne obciążenia.

Autorka pracy proponuje, aby docelowa procedura obliczeń wytrzymałościowych obejmowała następujące etapy projektowania:

- 1) obliczenia wstępne - obliczenia statyczne z wykorzystaniem MES – przygotowanie oferty cenowej,
- 2) obliczenia rozszerzone - obliczenia cykliczne z wykorzystaniem algorytmu z podrozdziału 5.4 - przygotowanie dokumentacji technicznej,
- 3) badania eksperymentalne - oczujnikowane tensometryczne,
- 4) obliczenia weryfikacyjne w przypadku wystąpienia ewentualnych pęknięć po badaniach - obliczenia w oparciu o schemat z podrozdziału 5.3. Takie podejście pozwoli na potwierdzenie lub zaprzeczenie, czy uszkodzenia wynikają ze zjawiska zmęczenia.

5.3. Badania eksperymentalne

Algorytm wyznaczania trwałości zmęczeniowej stanowi syntezę znanych metod obliczeniowych [48], a użycie metod numerycznych pozwala uzyskać nową jakość. Autorka pracy przygotowując algorytm określania trwałości dla podzespołów obudowy ścianowej miała na uwadze także prostotę obliczeń oraz krótki czas ich wykonania, ponieważ te właśnie czynniki determinują zakres stosowalności w przedsiębiorstwach. W algorytmie (rys. 5.1) przyjęto, że występujące obciążenia są jednostronnie dodatnie. Oznacza to, że obserwowany punkt pomiarowy jest wyłącznie ściskany lub wyłącznie rozciągany. Do obliczeń należało, zatem wprowadzić wartość naprężenia średniego (podrozdział 2.3).



Rys. 5.1. Metodyka obliczania trwałości na podstawie eksperymentu

Etap 1

Danymi wejściowymi do obliczeń trwałości zmęczeniowej są przebiegi odkształcenia $\varepsilon(t)$ i/lub naprężenia $\sigma(t)$ pochodzące z pomiarów odkształceń rzeczywistych. Należy zwrócić uwagę, że zmierzone odkształcenia są sumą odkształceń w zakresie sprężystym i plastycznym o postaci równania:

$$\varepsilon_{arz} = \varepsilon_{ae} + \varepsilon_{ap}, \quad (5.1)$$

gdzie:

ε_{ae} - amplituda odkształcenia sprężystego,

ε_{ap} - amplituda odkształcenia plastycznego.

Etap 2

Wartości odkształceń mierzone były każdorazowo co 0,5 s dla zadanej liczby cykli z ustaleniem odpowiedniego bloku podparcia obudowy ścianowej. Ze względu na liczbę danych, wyniki były przekazywane w częściach, a każda z nich zawierała około 300 cykli.

Podkreślić należy, że jeden cykl obciążenia sekcji trwał standardowo około 15 s. Po dokładnych analizach uznano, że wystarczające jest zebranie, tylko ekstremów odkształceń ε_{\min} i ε_{\max} z każdej partii danych. Ustalono również, że tak duża częstotliwość próbkowania jest za wysoka i nie wnosi istotnych informacji na potrzeby obliczeń trwałości obudowy ścianowej.

Etap 3

W algorytmie trwałości istotne jest prawidłowe wyznaczenie naprężeń. Pomocne staje się wyznaczenie naprężeń w zakresie obowiązywania prawa Hooke'a (5.2). Uzyskane wartości przyrównuje się do wytrzymałości danego materiału, czyli do granicy plastyczności R_e :

$$\varepsilon_{ae} = \frac{\sigma_a}{E}. \quad (5.2)$$

W momencie, gdy naprężenia przekraczają wartości dopuszczalne wówczas należy skorzystać z równania Ramberga-Osgooda i wyznaczyć naprężenia rzeczywiste:

$$\varepsilon_{rz} = \frac{\sigma_a}{E} + \left(\frac{\sigma_a}{K'} \right)^{1/n'}, \quad (5.3)$$

w którym:

ε_{rz} - amplituda odkształcenia całkowitego (rzeczywistego),

σ_a - amplituda naprężenia,

K' - współczynnik odkształceniowego umocnienia cyklicznego,

n' - wykładnik odkształceniowego umocnienia cyklicznego.

Do analiz przyjęto następujące właściwości stali S355N: $K' = 635$ MPa, $n' = 0,096$, a dla stali S690Q: $K' = 1\,065$ MPa, $n' = 0,050$. Dane pochodzą ze wcześniejszych badań przeprowadzonych na Politechnice Opolskiej przez Lachowicza [43].

Etap 4

W kolejnym etapie wyznacza się ekstrema przebiegów dla danego typu podparcia sekcji. Tu należy przypomnieć zależność naprężenia od liczby cykli zilustrowanej na rys. 4.5 i 4.6, gdzie w bardzo nieznacznym stopniu zmieniają się ich wartości przy danym typie bloku podparcia. W związku z powyższym uznano, że wystarczające jest wyznaczenie ekstremów dla danego bloku podparcia.

Etap 5

Po wyznaczeniu w etapie 4 ekstremów naprężeń należy wyznaczyć amplitudy naprężeń i wartości cyklu zgodnie ze wzorami (2.1) i (2.3), które opisano w podrozdziale 2.2.

Etap 6

W tym etapie dokonuje się transformacji amplitud naprężeń ze względu na występujące wartości średnie. Standardowo przyjęto model Goodmana (2.12), który opisany został w podrozdziale 2.3. Istnieje wiele modeli uwzględniających wartości średnie. Wspomnieć trzeba, że w pracy posłużono się również modelem energetycznym, w którym wyznacza się parametr uszkodzenia Smitha-Watsona-Toppera (2.8).

Etap 7

Jak wykazano w rozdziale 3 istotny wpływ na trwałość mają występujące karby w konstrukcji. Istnieje wiele metod określenia wpływu działania karbu. Szczegółowo założenia projektowe dotyczące karbów zawarto w podrozdziale 3.2, natomiast najdogodniej skorzystać ze wzoru (3.8) i wówczas po przekształceniu otrzymujemy zależność (5.4), w której przyjęto K_t i K_f według pracy [9]:

$$X = \frac{K_t}{K_f} \cdot 0,3717 N_f^{0,1267}, \quad (5.4)$$

gdzie:

$$K_t = 3,$$

$$K_f = 1,49.$$

Amplitudy transformowane wyznaczone w etapie 7 należy zwiększyć poprzez przemnożenie przez obliczoną wartość X .

Etap 8

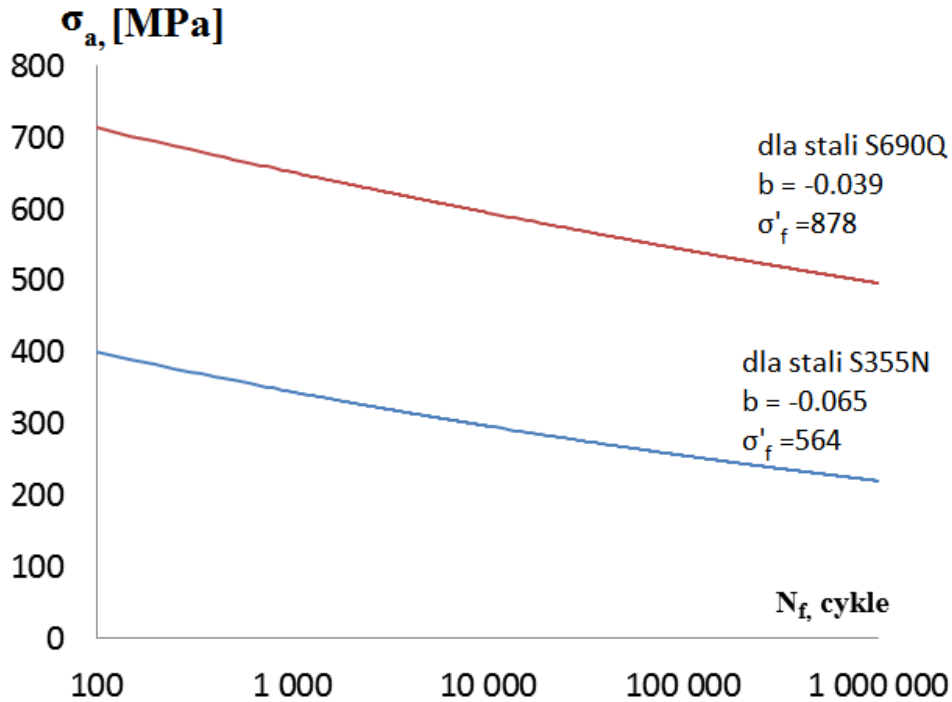
Mając wyznaczone amplitudy naprężenia dla każdego bloku podparcia można określić trwałość na podstawie charakterystyki Basquina według wzoru (2.7) opisanego w podrozdziale 2.2. Na rys. 5.2 przedstawiono charakterystyki materiałów S355N i S690Q wyznaczone według wzoru:

$$\sigma_a = \sigma'_f (2N_f)^b, \quad (5.5)$$

gdzie:

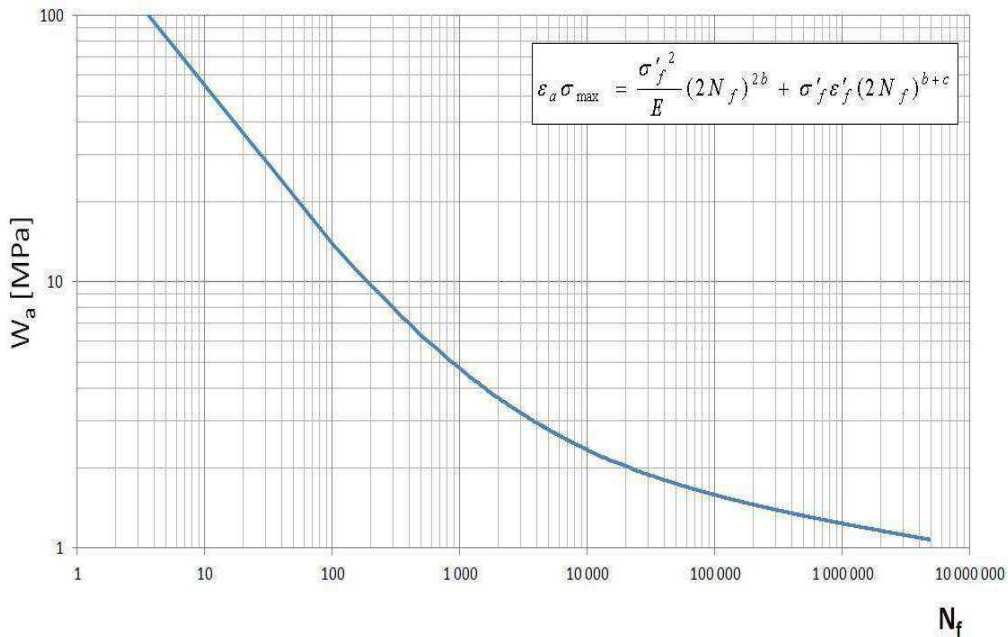
- b - wykładnik wytrzymałości zmęczeniowej,
- σ'_f - współczynnik wytrzymałości zmęczeniowej,

Dane materiałowe potrzebne do wyznaczenia charakterystyk pobrano z badań wykonanych na Politechnice Opolskiej.



Rys. 5.2. Charakterystyki zmęczeniowe dla materiałów S355N i S690Q

W przypadku obliczeń z wykorzystaniem parametru SWT należy skorzystać z zależności (W_a - N_f). Przykładowy wykres (rys. 5.3) został sporządzony w oparciu o dane literaturowe dla stali S690Q [66] i jest energetycznym opisem charakterystyki zmęczenia.



Rys. 5.3. Charakterystyka materiału o podwyższonej wytrzymałości z uwzględnieniem parametru PSWT

Etap 9

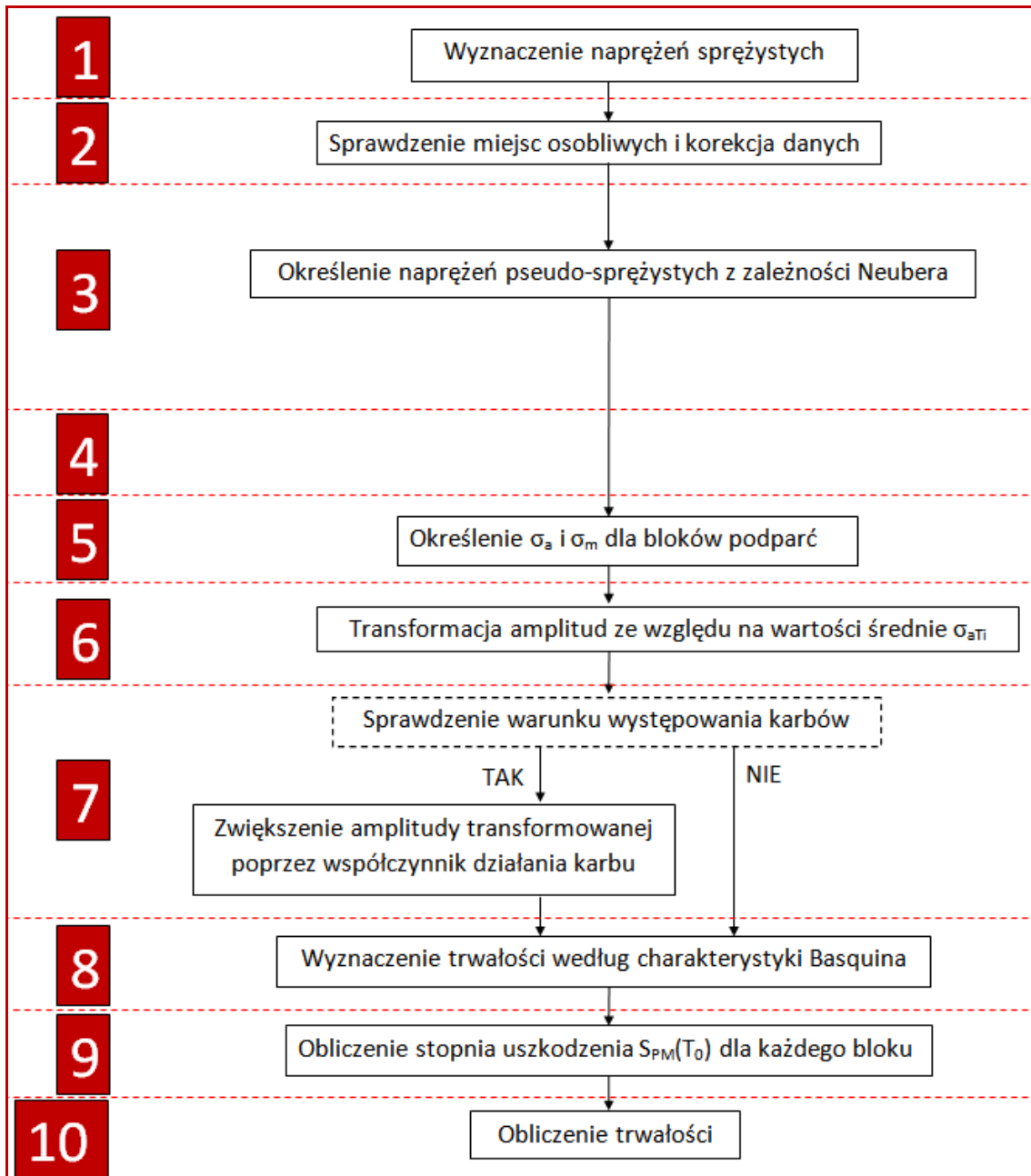
Istnieje wiele hipotez dotyczących kumulacji amplitud cykli i półcykli naprężeń. W pracy zaproponowano liniową kumulację uszkodzeń zmęczeniowych Palmgrena- Minera opisaną w podrozdziale 4.4. Stopień uszkodzenia wyznacza się dla każdego bloku podparcia (4.3).

Etap 10

Po wyznaczeniu stopnia uszkodzenia dla każdego bloku podparcia należy sprawdzić warunek (4.4), a następnie zsumować liczbę cykli obserwowanych (liczba cykli przypadająca na dane podparcie - rys. 2.6, punkt 2.1.1). W ten sposób uzyskamy dokładną liczbę cykli, którą konstrukcja wytrzymała na stanowisku badawczym oraz moment rozpoczęcia uszkodzenia. W tym miejscu należy podkreślić, że liczba cykli powinna być zgodna z wyliczonymi i odczytanymi danymi z licznika użytego w badaniach stanowiskowych. Dodatkowo w punktach pomiarowych, w których nie zaobserwowano pęknięć (lub przekroczenia granicy plastyczności) można wyznaczyć liczbę cykli do zniszczenia według wzoru (4.5). Wyznaczona liczba informuje o momencie spodziewanych uszkodzeń konstrukcji, a tym samym możliwe staje się oszacowanie trwałości konstrukcji w różnych miejscach konstrukcji.

5.4. Badania numeryczne

Do szacowania trwałości zmęczeniowej podzespołów obudowy ścianowej niezbędne jest wyznaczenie wytrzymałości konstrukcji w oparciu o metody numeryczne. Utworzony przez autorkę algorytm oparto na pomiarze naprężeń zredukowanych H-M-H w miejscach krytycznych, a następnie wyznaczono naprężenia pseudo-sprężyste z zależności Neubera.



Rys. 5.4. Metodyka obliczania trwałości na podstawie badań numerycznych

Etap 1

Na podstawie symulacji numerycznej pobrano wyniki naprężeń zredukowanych według hipotezy Hubera-Misesa-Hencky'go (H-M-H) dla obciążenia maksymalnego i minimalnego, czyli dla jednego cyklu obciążenia. Dodatkowo należy sprawdzić kierunki główne naprężeń (punkt 2.5.3).

Etap 2

W tym etapie prac istotne jest ustalenie miejsc osobliwych i przeanalizowanie wyników z symulacji numerycznej pod kątem poprawności obliczeń. Oznacza to, że na podstawie własnych obserwacji badań stanowiskowych należy ocenić, czy wyznaczone wartości np. deformacji mogą w rzeczywistości wystąpić. Zachowanie się konstrukcji musi odzwierciedlać rzeczywisty stan pracy przy obciążeniach, jakim poddawana jest ona w trakcie badań [22].

Etap 3

Kolejnym krokiem jest określenie naprężeń „pseudo-sprężystych”. W tym celu posłużono się zależnością Neubera:

$$\frac{\sigma_{MES}^2}{2E} = \frac{\sigma_N^2}{2E} + \frac{\sigma_N}{2} \left(\frac{\sigma_N}{K'} \right)^{1/n}, \quad (5.6)$$

gdzie:

σ_N - poszukiwana wartość naprężenia przy założeniu sprężysto-plastycznego zachowania się materiału.

Do wyznaczenia trwałości zmęczeniowej w złożonych stanach naprężenia konieczna jest bazowa charakterystyka zmęczeniowa analizowanego materiału. Przykładową krzywą sporządzono dla stali S355N, którą pokazano na rys. 4.12.

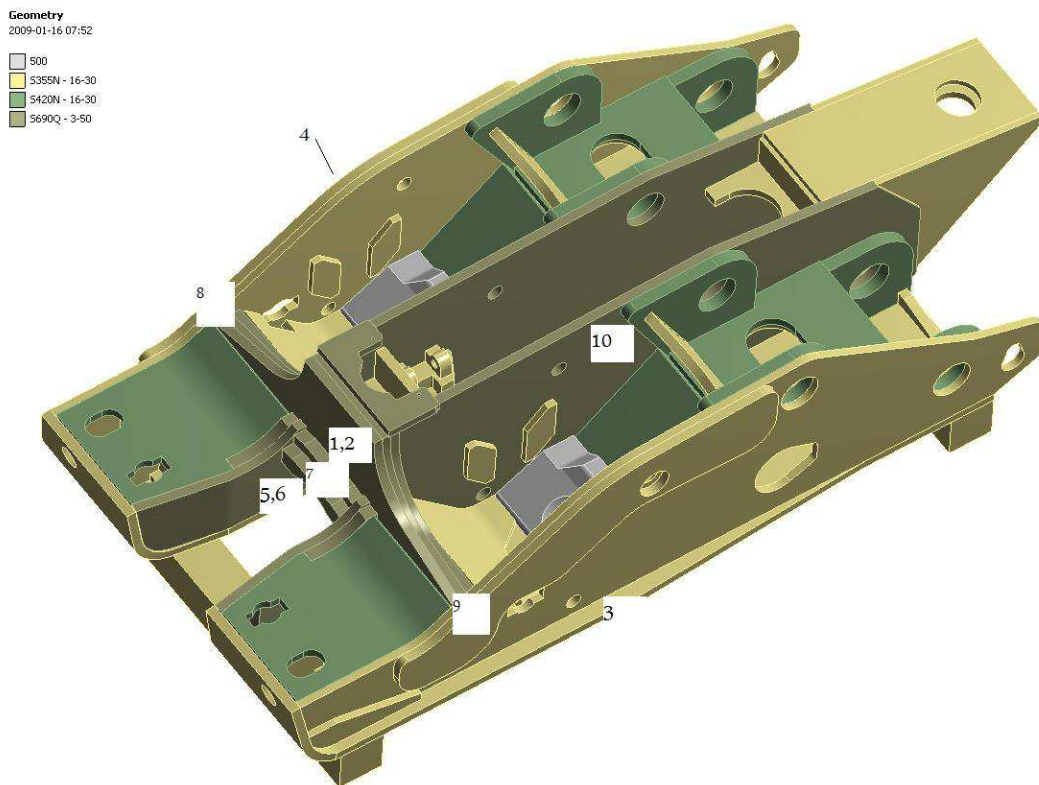
Pozostałe etapy obliczeń (od etapu 4 do 10), według których należy dalej postępować, są identyczne jak w podrozdziale 5.3.

6. Porównanie trwałości obliczeniowych z eksperymentalnymi

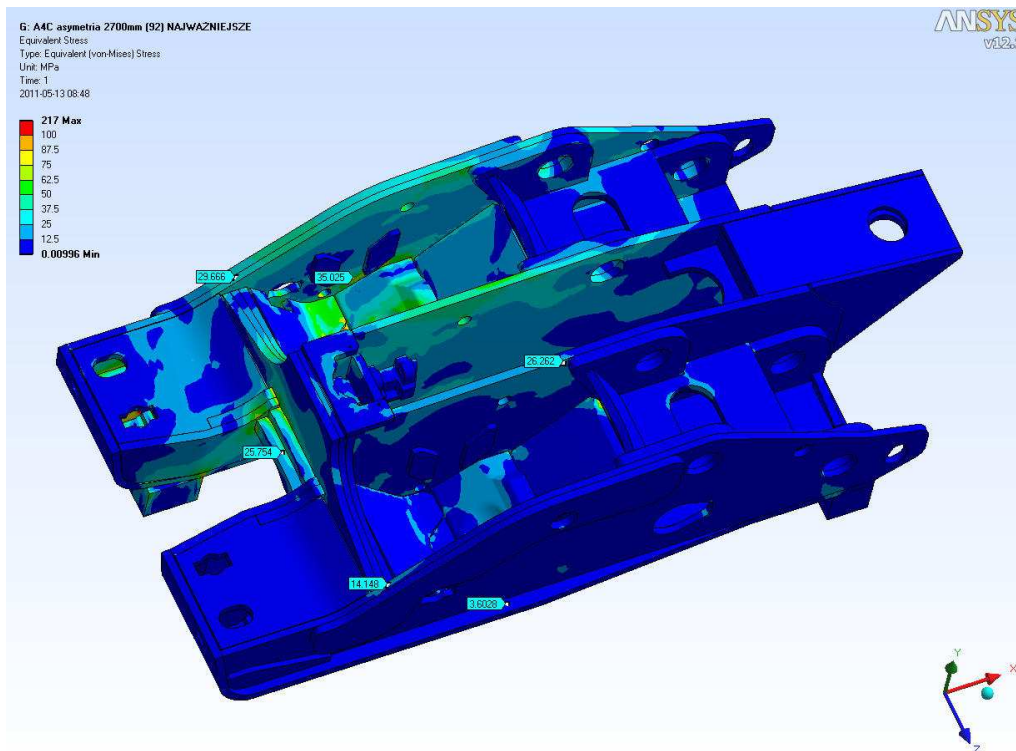
Obliczenia trwałości zmęczeniowej przeprowadzono w celu weryfikacji zgodności trwałości zmęczeniowej wyznaczonej z wykorzystaniem nowego algorytmu uwzględniającego wartość średnią z trwałością zmęczeniową uzyskaną na drodze eksperymentu. Przed obliczeniem trwałości zmęczeniowej wyznaczono miejsca krytyczne dla wszystkich trzech obudów ścianowych.

6.1. Wyniki obliczeń zmęczeniowych dla obudowy FAZOS 12/28

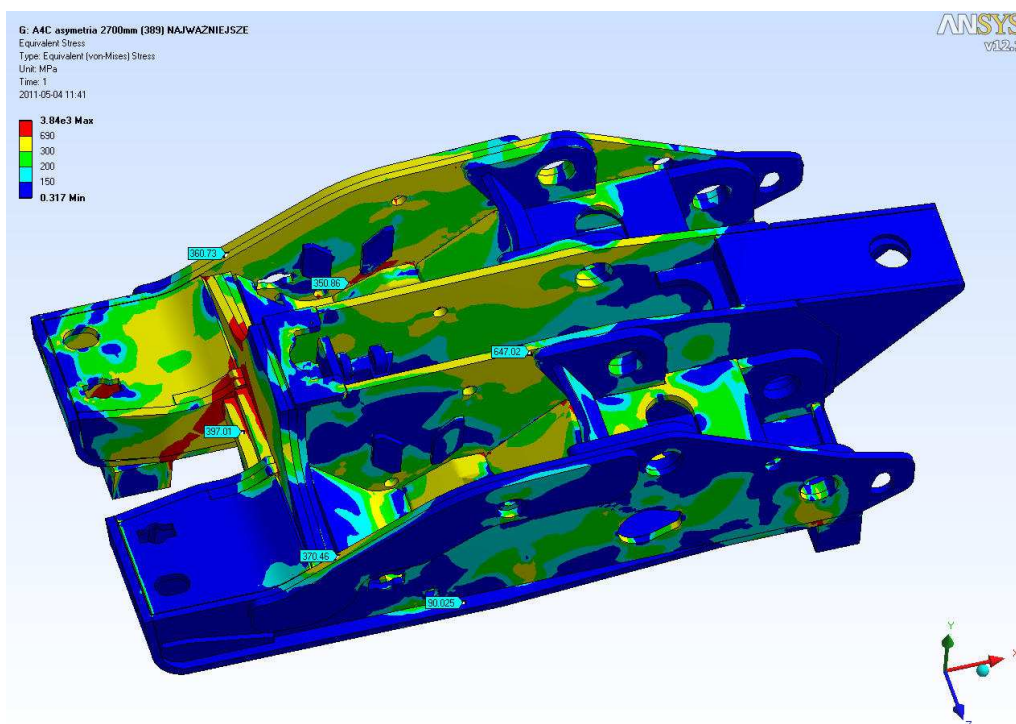
Pierwszą analizowaną konstrukcją była obudowa FAZOS 12/28, zaprojektowana do użytkowania w ścianie od 1,7 m do 2,7 m. W wyniku przeprowadzonych badań otrzymano rozkłady odkształceń i naprężeń dla spągnicy ze szczególnym uwzględnieniem miejsc pomiarowych T3 i T4. Na rys. 6.1 pokazano miejsca umieszczenia tensometrów, a na rys. 6.2 i 6.3 warstwy naprężeń zredukowanych.



Rys. 6.1. Widok spągnicy wraz z punktami pomiarowymi oraz z podziałem materiałowym



Rys. 6.2. Warstwy naprężeń zredukowanych dla podparcia A4C przy minimalnym obciążeniu cyklu



Rys. 6.3. Warstwy naprężeń zredukowanych dla podparcia A4C przy maksymalnym obciążeniu cyklu

W oparciu o zaproponowany algorytm w rozdziale 5 wyznaczono trwałości, a wyniki zamieszczono w tabelach 6.1 ÷ 6.4. W blachach dolnych i tężnikach zewnętrznych pojawiły się widoczne uszkodzenia (rys. 6.4).



Rys. 6.4. Miejsce pęknięcia na spągnicy w okolicy otworu odpływowego

Tabela 6.1. Zestawienie wyników z badań eksperymentalnych dla punktu T3

Amplituda naprężenia wg kryterium Goodmana, (σ_a)	Odczytana liczba cykli, (N_f)	Czas obserwacji, (T_o)	Symbol podparcia	Stopień uszkodzenia, ($S(T_o)$)
119	11948701000	18000	horyz	0.0000015064
4	96559800264648500000000000000000	4000	A4c B	0.0000000000
253	111000	4000	A4c A	0.0360360360
212	1663000	3000	A4d D	0.0018039687
204	3001000	3000	A4d C	0.0009996666
16	206713111209211000000000	3500	A9 1	0.0000000000
310	4900	3500	A9 2	0.7142857143
212	1663000	1000	A 10 1	0.0006013229
219	1010000	2600	A 10 2	0.0024752475
296	9900	5095	A1.1b	0.5146464646
310	4900	2020	A.3a A	0.4122448980
327	2150	2020	A.3a B	0.9395348837
310	4900	1250	A.3b C	0.2551020408
340	1200	1250	A.3b D	1.0416666667
266	52000	2066	A.3i 1	0.0397307692
74	18438703701000	978	A.3i 2	0.0000000001
		57179		
	96559800471361600000000000000000		$\Sigma S(T_o)$	3.959
			$N_{cal} =$	14.442

Tabela 6.2. Zestawienie wyników z badań eksperymentalnych dla punktu T4

Amplituda naprężenia wg kryterium Goodmana, (σ_{at})	Odczytana liczba cykli, (N_i)	Czas obserwacji, (T_o)	Symbol podparcia	Stopień uszkodzenia, ($S(T_o)$)
96	312918701000	18000	horyz	0.0000000576
235	343000	4000	A4c B	0.0116618076
2	18830731758781300000000000000000000000	4000	A4c A	0.0000000000
181	19701000	3000	A4d D	0.0001522765
196	5545000	3000	A4d C	0.0005410280
260	73000	3500	A9 1	0.0479452055
16	206713111209211000000000	3500	A9 2	0.0000000000
198	4745000	1000	A 10 1	0.0002107482
173	37701000	2500	A 10 2	0.0000663112
251	125000	5095	A1.1b	0.0407600000
258	82000	2020	A.3a A	0.0246341463
257	87000	2020	A.3a B	0.0232183908
267	49000	1250	A.3b C	0.0255102041
285	18000	1250	A.3b D	0.0694444444
333	1650	2066	A.3! 1	1.2521212121
398	100	978	A.3! 2	9.7800000000
		57179		
			$\Sigma S(T_o)$	11.28
			$N_{cal} =$	5 071

Tabela 6.3. Zestawienie wyników z badań numerycznych dla punktu T3

Amplituda naprężenia wg kryterium Goodmana, (σ_{at})	Odczytana liczba cykli, (N_i)	Czas obserwacji, (T_o)	Symbol podparcia	Stopień uszkodzenia, ($S(T_o)$)
163	94701000	18000	horyz	0.0001900719
425	400	4000	A4c A	10.0000000000
329	2000	3000	A4d C	1.5000000000
425	400	3500	A9 2	8.7500000000
393	100	2500	A 10 2	
		31000		
	94703900		$\Sigma S(T_o)$	20.250
			$N_{cal} =$	1 531

Tabela 6.4. Zestawienie wyników z badań numerycznych dla punktu T4

Amplituda naprężenia wg kryterium Goodmana, (σ_{at})	Odczytana liczba cykli, (N_i)	Czas obserwacji, (T_o)	Symbol podparcia	Stopień uszkodzenia, ($S(T_o)$)
161	113701000	18000	horyz	0.0001583100
83	2977450701000	4000	A4c A	0.0000000013
349	800	3000	A4d C	3.7500000000
154	224701000	3500	A9 2	0.0000155763
342	1100	2500	A 10 2	2.2727272727
		31000		
			$\Sigma S(T_o)$	6.02
			$N_{cal} =$	5 147

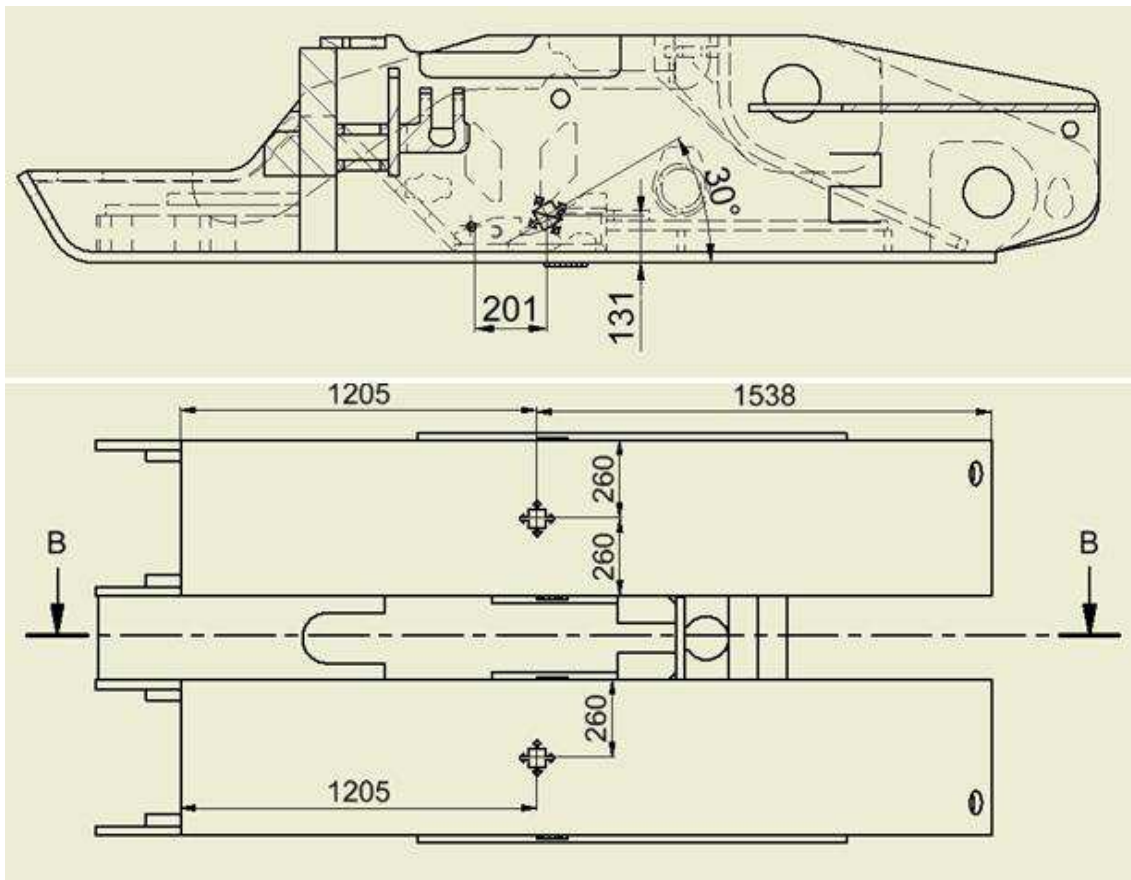
Ustalono, że w punkcie pomiarowym T3 inicjacja pęknięcia nastąpiła po 45 500 cyklach, a w punkcie T4 po 54 135 cyklach. Podczas badań eksperymentalnych wykorzystano również urządzenie do zliczania cykli, dzięki czemu można było ustalić „zgrubnie”, że pęknięcie pojawiło się po około 57 000 cyklach. Oznacza to, że teoretyczna wartość trwałości jest zbieżna z eksperymentalną [82].

Przeprowadzone analizy wyników numerycznych wykazały, że uszkodzenie konstrukcji nastąpi w punkcie T3 po 18 000 cyklach, a w punkcie T4 po 22 000 cyklach.

Podsumowując stwierdzić należy, że po obliczeniach numerycznych uzyskuje się mniejszą trwałość, dając tym samym gwarancję, że konstruktor projektując obudowę ścianową będzie znajdować się po bezpieczniejszej stronie obliczeń wytrzymałościowych.

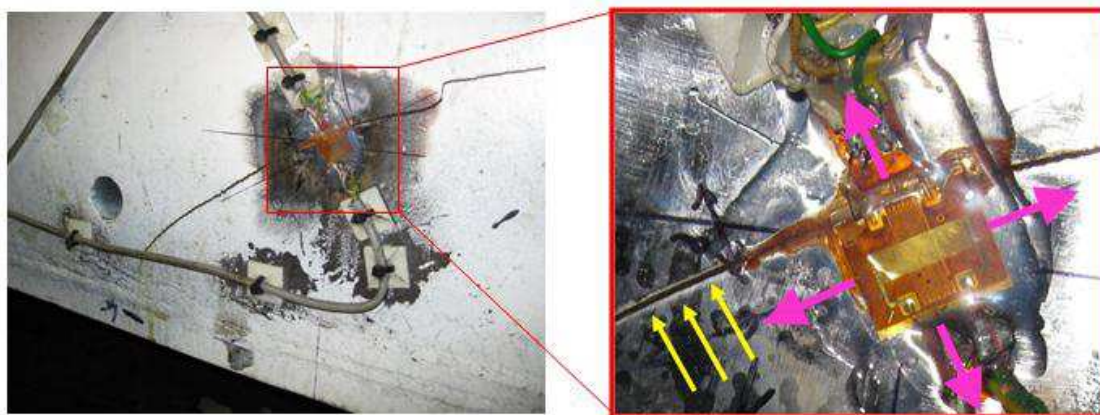
6.2. Wyniki obliczeń zmęzeniowych dla obudowy FAZOS 12/25

Drugą analizowaną obudową była konstrukcja FAZOS-12/25 przeznaczona do pracy do średniej wysokości ściany. Badania podzielono na dwa etapy. W pierwszym etapie przeprowadzono badania w zakresie obejmującym 26 000 cykli w celu uzyskania certyfikatu, a w drugim kontynuowano eksperyment do zniszczenia konstrukcji tzw. badania niszczące. Na stanowisku badawczym zaobserwowano, że po 26 000 cyklach spągница nr 1 zaczęła gwałtownie pękać w okolicach gniazd. W związku z tym zdecydowano się na wymianę tego podzespołu na nowy (nr 2) (rys. 6.5). Ustalono także większą liczbę cykli przypadającą na jeden blok podparcia.



Rys. 6.5. Umieszczenie czujników tensometrycznych „krzyżowych” na spągnicy nr 2

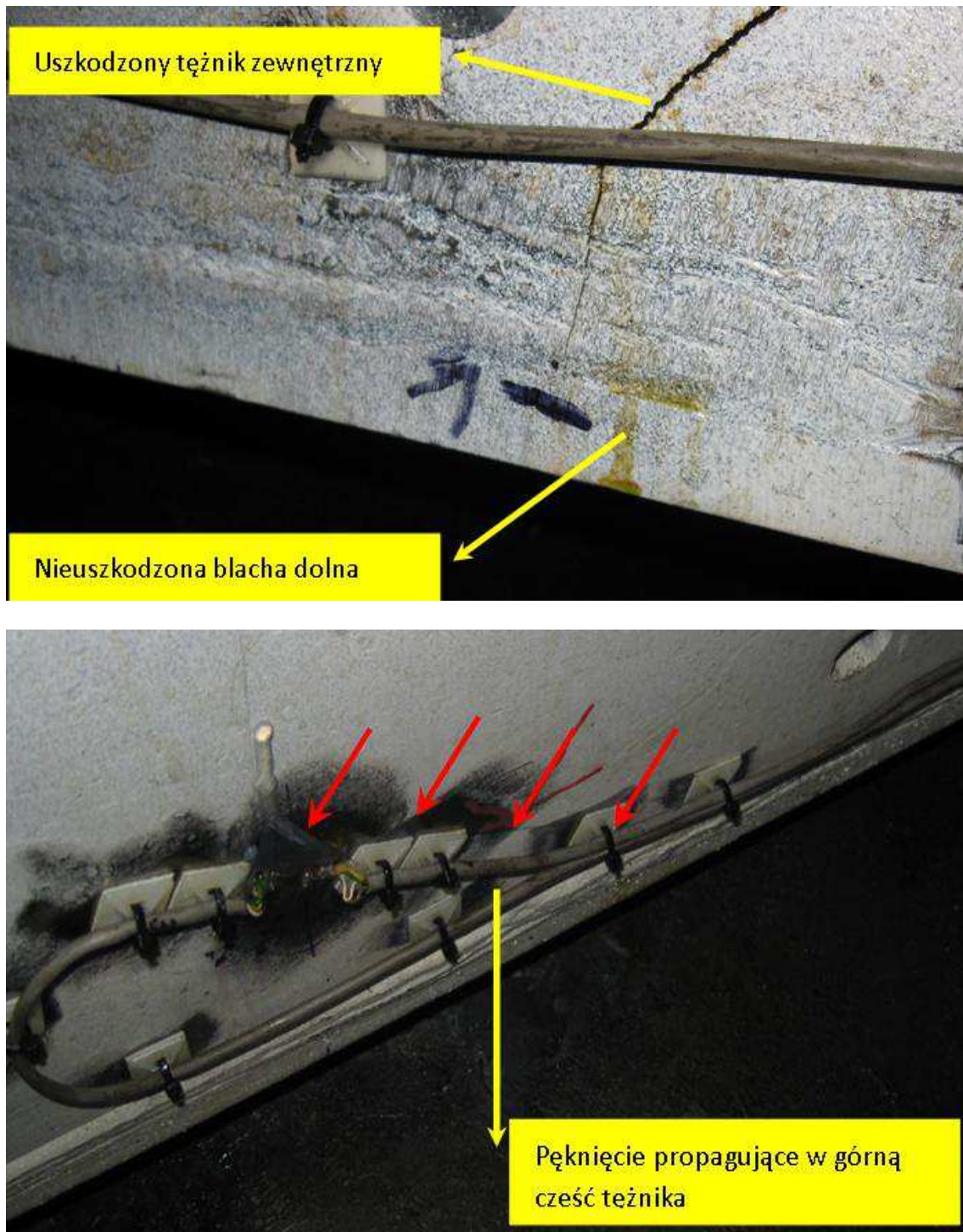
Wiedząc, w którym miejscu pojawiło się wcześniejsze pęknięcie, na spągnicy nr 2 umieszczono dodatkowe tensometry w przewidywanym obszarze pęknięcia (rys. 6.6). Dzięki temu, otrzymano bardzo precyzyjny obraz zjawisk zachodzących w strefie pęknięcia, a wyniki pomiarów uznano za bardzo dokładne [90].



Rys. 6.6. Zdjęcie z tensometrem w pobliżu pęknięcia z zaznaczonymi kierunkami pomiarów odkształceń

Na powyższym zdjęciu możemy zaobserwować, że otwór odpływowy nie zainicjował pęknięcia, ani nie spowodował przyspieszenia uszkodzenia. Powstałe pęknięcie nie rozprzestrzeniało się w kierunku otworu, co sugeruje, że najsłabszym miejscem była strefa wpływu ciepła powstała w wyniku połączenia spawanego gniazda stojakowego z tężnikiem. W rozdziale 3 szczegółowo omówiono rodzaje karbów, w tym strukturalne, które w analizowanym przypadku odegrały zasadniczą rolę w uszkodzeniu konstrukcji. Wyniki pomiarów załączono w formie tabelarycznej (załącznik) do niniejszej pracy. Na podstawie wyników z badań stanowiskowych przeprowadzono obliczenia trwałości zmęczeniowej w oparciu o algorytm przedstawiony w podrozdziale 5.3. W trakcie analiz wyników z badań stanowiskowych zaobserwowano znaczny wzrost odkształceń sprężysto-plastycznych na tężnikach spągnicy, dlatego przyjęto kryterium energetyczne. Badania zatrzymano po 29 000 cyklach, gdy pęknięcie osiągnęło wymiar krytyczny, zagrażający całkowitemu uszkodzeniu sekcji. Na uwagę zasługuje również fakt, że nie odnotowano przekroczenia granicy plastyczności na blachach dolnych, a pęknięcie propagowało w górnym kierunku (rys. 6.7).

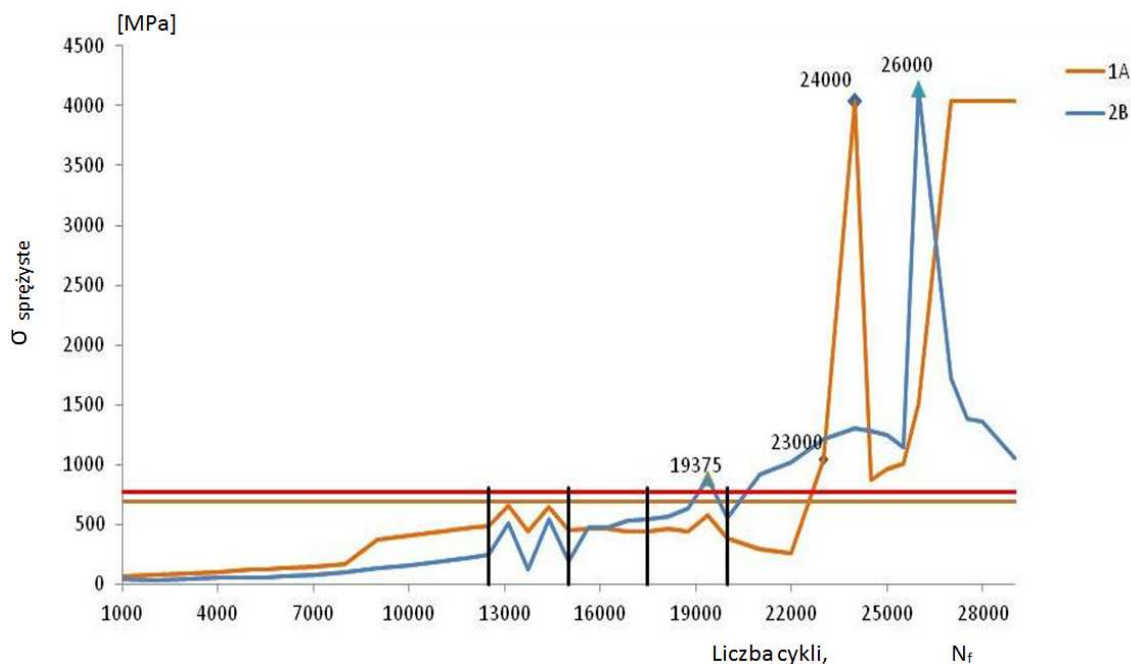
W dalszej części analiz wyników odkształceń pobranych z sześciu tensometrów „krzyżowych” (cztery umieszczone na tężnikach, a dwa na blachach dolnych pod gniazdami - rys. 6.5) można stwierdzić, że uplastycznienie na tężniku wewnętrznym (tensometr nr 2B) nastąpiło po 19 375 cyklach, a na tężniku zewnętrznym (tensometr nr 1A) po 23 000 cyklach. Dalej, według odczytów tensometrycznych pęknięcie w punkcie 2B nastąpiło po 26 000 cyklach, a w punkcie 1A po 24 000 cyklach.



Rys. 6.7. Kierunek propagacji pęknięcia

Zwrócono również uwagę na kolejność miejsc, w których zaobserwowano uszkodzenia. W tym konkretnym przypadku okazało się, bowiem że blachy dolne spągnicy wytrzymały obciążenie cykliczne i nie uległy nawet uplastycznieniu. Powstałe w blachach bocznych pęknięcia nie osłabiły całego przekroju, a pęknięcie propagowało w górnym kierunku.

Uplastycznienie pojawiło się w pierwszej kolejności na tęniku wewnętrznym (2B), a dopiero później na zewnętrznym, jednakże pierwsze pęknięcie, które wskazał tensometr (bardzo wysoka wartość odkształcenia) wystąpiło na tęniku zewnętrznym (1A). Na rys. 6.8 przedstawiono wyniki pomiarów tensometrycznych w zależności od liczby cykli oraz z zaznaczonymi zmianami podparć (czarne linie pionowe).



Rys. 6.8. Wyniki naprężeń sprężystych uzyskanych eksperymentalnie

W tabelach 6.5 i 6.6 zamieszczono wyniki uzyskane w oparciu o proponowany przez autorkę algorytm do szacowania trwałości zmęczeniowej dla dwóch punktów w obszarach 1A i 2B. W czerwonej ramce zaznaczono obszar, gdzie skumulowane uszkodzenie nie przekracza wartości krytycznej (wzór 4.4). Ostatecznie otrzymano trwałości (dla tęnika zewnętrznego wynoszącą 22 000 cykli, a dla tęnika wewnętrznego 20 000 cykli), które uznano za prawidłowe i spójne.

Analizując wykres przedstawiony na rys. 6.8 musimy zauważyć, że od momentu uplastycznienia się do pojawienia się pęknięcia upływa około 5 000 cykli bez względu na sposób podparcia. Podsumowując ten etap badań można stwierdzić, że ogromne znaczenie dla określenia prawidłowej trwałości zmęczeniowej ma znajomość przebiegu odkształceń.

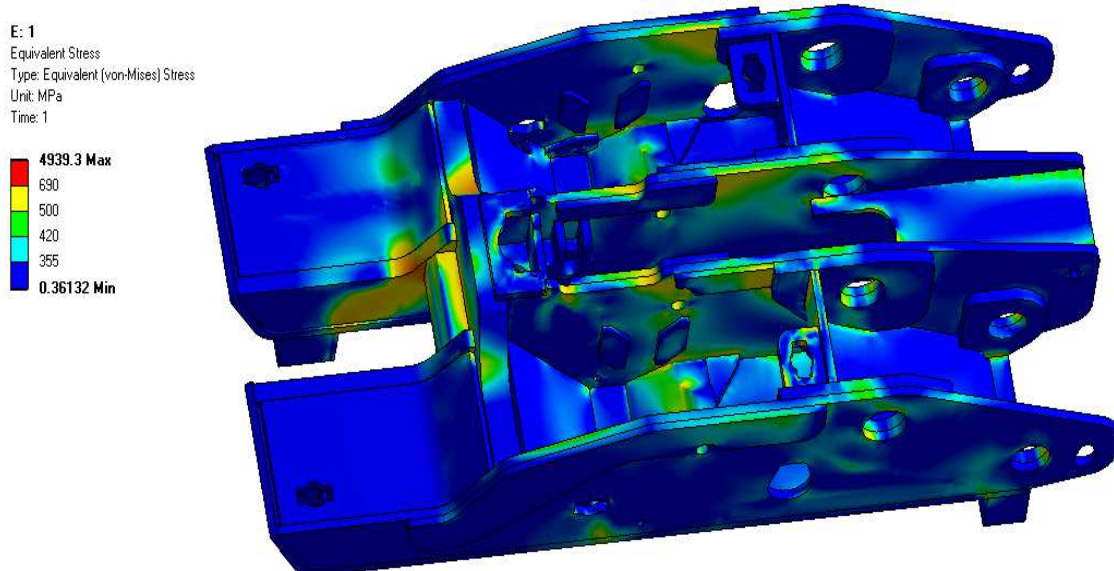
Tabela 6.5. Wyniki obliczeń zużycia zmęczeniowego dla tężnika zewnętrznego lewej płozy spągnicy

Wyliczona wartość W_a	Odczytana liczba cykli	Liczba cykli na badaniach eksperymentalnych	Podparcie	Stopień uszkodzenia	suma uszkodzenia
0.011	~100000000	1000	4.4.1	0.0000	0.0000
0.014	~100000000	2000	4.4.1	0.0000	0.0000
0.021	~100000000	3000	4.4.1	0.0000	0.0001
0.027	~100000000	4000	4.4.1	0.0000	0.0001
0.035	~100000000	5000	4.4.1	0.0001	0.0002
0.038	~100000000	5500	4.4.1	0.0001	0.0002
0.044	~100000000	6000	4.4.1	0.0001	0.0003
0.054	~100000000	7000	4.4.1	0.0001	0.0003
0.067	~100000000	8000	4.4.1	0.0001	0.0004
0.338	~100000000	9000	4.4.1	0.0001	0.0005
0.396	~100000000	10000	4.4.1	0.0001	0.0006
0.461	~100000000	11000	4.4.1	0.0001	0.0007
0.537	~100000000	12000	4.4.1	0.0001	0.0008
0.567	~100000000	12500	4.4.1	0.0001	0.0010
1.031	8282000	13125	4.4.2	0.0016	0.0025
0.463	~100000000	13750	4.4.2	0.0001	0.0027
1.009	10760000	14375	4.4.2	0.0013	0.0040
0.484	~100000000	15000	4.4.2	0.0002	0.0042
0.508	~100000000	15625	4.4.3	0.0002	0.0043
0.508	~100000000	16250	4.4.3	0.0002	0.0045
0.469	~100000000	16875	4.4.3	0.0002	0.0047
0.471	~100000000	17500	4.4.3	0.0002	0.0048
0.526	~100000000	18125	4.4.4	0.0002	0.0050
0.455	~100000000	18750	4.4.4	0.0002	0.0052
0.782	240701000	19375	4.4.4	0.0001	0.0053
0.358	~100000000	20000	4.4.4	0.0002	0.0055
0.214	~100000000	21000	4.4.6	0.0002	0.0057
0.165	~100000000	22000	4.4.6	0.0002	0.0059
2.615	6350	23000	4.4.6	3.6220	3.6280
38.822	50	24000	4.4.6	480.0000	483.6280
1.794	56000	24500	4.4.6	0.4375	484.0655
2.194	14000	25000	4.4.6	1.7857	485.8512
2.429	8650	25500	4.4.6	2.9480	488.7991
5.443	700	26000	4.4.6	37.1429	525.9420
38.822	5	27000	4.4.6	5400.0000	5925.9420
38.822	5	27500	4.4.6	5500.0000	11425.9420
38.822	5	28000	4.4.6	5600.0000	17025.9420
38.822	5	29000	4.4.6	5800.0000	22825.9420

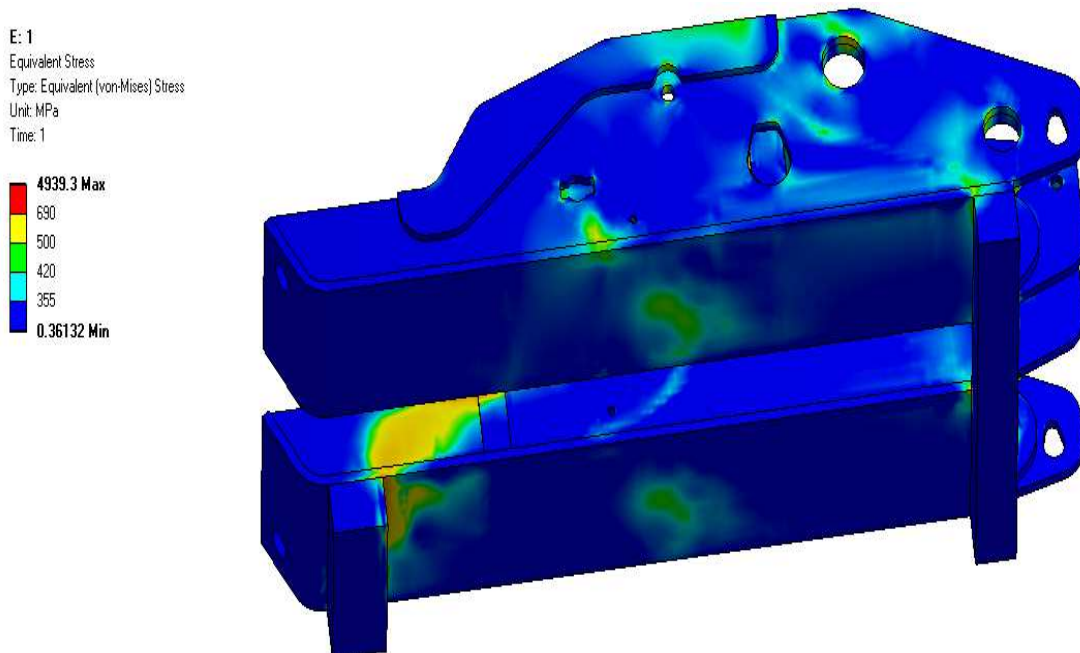
Tabela 6.6. Wyniki obliczeń zużycia zmęczeniowego dla tężnika wewnętrznego lewej płozy spągnicy

Wyliczona wartość W_a	Odczytana liczba cykli	Liczba cykli na badaniach eksperymentalnych	Podparcie	Stopień uszkodzenia	suma uszkodzenia
0.005	~100000000	1000	4.4.1	0.0000	0.0000
0.004	~100000000	2000	4.4.1	0.0000	0.0000
0.005	~100000000	3000	4.4.1	0.0000	0.0001
0.006	~100000000	4000	4.4.1	0.0000	0.0001
0.008	~100000000	5000	4.4.1	0.0001	0.0002
0.009	~100000000	5500	4.4.1	0.0001	0.0002
0.011	~100000000	6000	4.4.1	0.0001	0.0003
0.015	~100000000	7000	4.4.1	0.0001	0.0003
0.023	~100000000	8000	4.4.1	0.0001	0.0004
0.041	~100000000	9000	4.4.1	0.0001	0.0005
0.060	~100000000	10000	4.4.1	0.0001	0.0006
0.086	~100000000	11000	4.4.1	0.0001	0.0007
0.119	~100000000	12000	4.4.1	0.0001	0.0008
0.143	~100000000	12500	4.4.1	0.0001	0.0010
0.607	~100000000	13125	4.4.2	0.0001	0.0011
0.034	~100000000	13750	4.4.2	0.0001	0.0012
0.707	~100000000	14375	4.4.2	0.0001	0.0014
0.090	~100000000	15000	4.4.2	0.0002	0.0015
0.551	~100000000	15625	4.4.3	0.0002	0.0017
0.551	~100000000	16250	4.4.3	0.0002	0.0018
0.689	~100000000	16875	4.4.3	0.0002	0.0020
0.694	~100000000	17500	4.4.3	0.0002	0.0022
0.763	~100000000	18125	4.4.4	0.0002	0.0024
0.945	17994000	18750	4.4.4	0.0010	0.0034
1.882	32000	19375	4.4.4	0.6055	0.6089
0.723	706701000	20000	4.4.4	0.0000	0.6089
1.989	23000	21000	4.4.6	0.9130	1.5219
2.501	6500	22000	4.4.6	3.3846	4.9066
3.474	2500	23000	4.4.6	9.2000	14.1066
4.061	1550	24000	4.4.6	15.4839	29.5904
3.883	1600	24500	4.4.6	15.3125	44.9029
3.679	2000	25000	4.4.6	12.5000	57.4029
3.138	3300	25500	4.4.6	7.7273	65.1302
40.730	50	26000	4.4.6	520.0000	585.1302
7.085	350	27000	4.4.6	77.1429	662.2731
4.541	1100	27500	4.4.6	25.0000	687.2731
4.423	1350	28000	4.4.6	20.7407	708.0138
2.660	5900	29000	4.4.6	4.9153	712.9291

Kolejnym krokiem było przeprowadzenie obliczeń numerycznych, które powinny odzwierciedlać rzeczywisty stan konstrukcji podczas obciążeń. Symulacje przeprowadzono zgodnie z algorytmem zawartym w podrozdziale 5.4, a przykładowe wyniki naprężeń zredukowanych pokazano na rys. 6.9 i 6.10.



Rys. 6.9. Warstwie naprężeń zredukowanych dla podparcia A4C przy maksymalnym obciążeniu cyklu - widok z góry



Rys. 6.10. Warstwie naprężeń zredukowanych dla podparcia A4C przy maksymalnym obciążeniu cyklu - widok od dołu

Wyniki z trwałości zmęczeniowej oparte na wynikach z badań numerycznych zestawiono w tabelach 6.7 i 6.8.

Tabela 6.7. Wyniki obliczeń zużycia zmęczeniowego dla tężnika zewnętrznego lewej płozy spągnicy

Wyliczona wartość W_a	Odczytana liczba cykli	Liczba cykli przewidzianych na badaniach	Podparcie	Stopień uszkodzenia	Suma uszkodzenia
0,567	15991701000	12500	A.1.1a lub A.1.2a+A6d lub A6c	0,0000	0,0000
1,031	8336000	2500	A.8	0,0003	0,0003
0,508	65139701000	2500	A.2a+A.3b	0,0000	0,0003
0,782	266701000	2500	A.2a+A.3a	0,0001	0,0004
38,800	50	9000	A.1.1b lub A.1.2b+A.2a	180,0000	180,0004

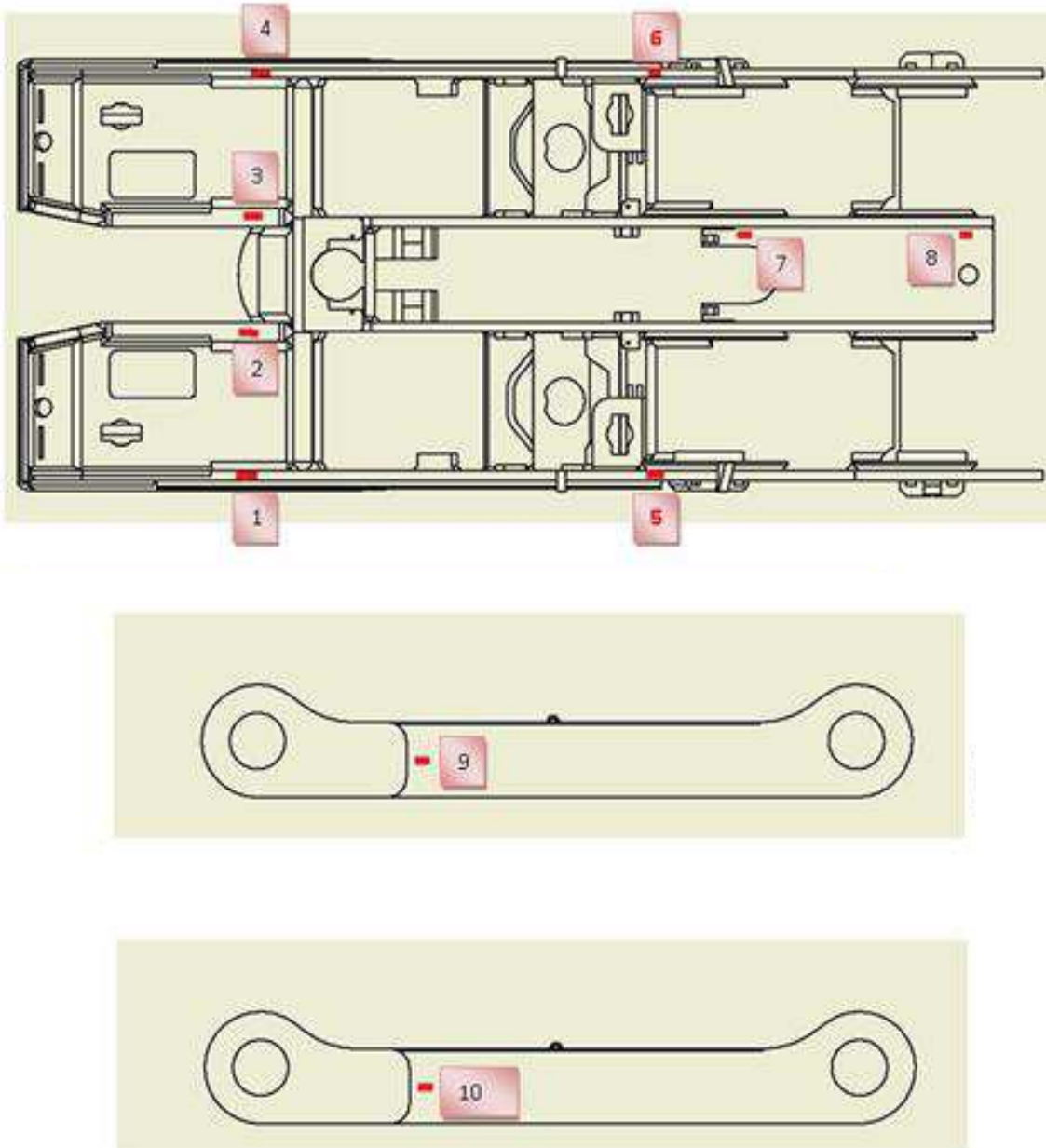
Tabela 6.8. Wyniki obliczeń zużycia zmęczeniowego dla tężnika wewnętrznego lewej płozy spągnicy

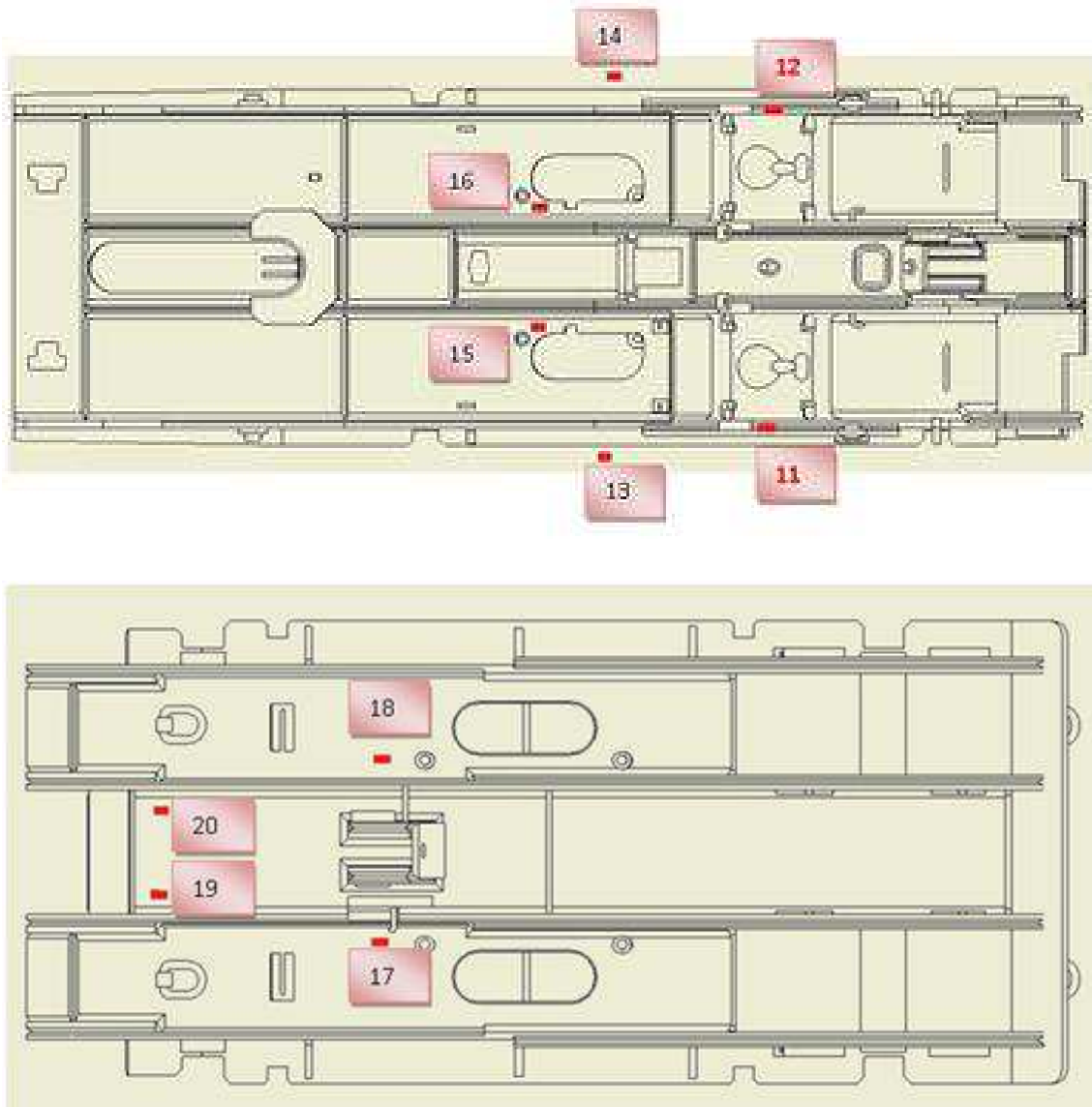
Wyliczona wartość W_a	Odczytana liczba cykli	Liczba cykli przewidzianych na badaniach	Podparcie	Stopień uszkodzenia	Suma uszkodzenia
0,143	755737396686701000	12500	A.1.1a lub A.1.2a+A6d lub A6c	0,0000	0,0000
0,707	948701000	2500	A.8	0,0000	0,0000
0,694	1201701000	2500	A.2a+A.3b	0,0000	0,0000
1,882	31000	2500	A.2a+A.3a	0,0806	0,0806
40,700	50	9000	A.1.1b lub A.1.2b+A.2a	180,0000	180,0806

Po obliczeniach trwałości zmęczeniowej na podstawie wyników z symulacji numerycznej ustalono, że inicjacja pęknięcia na tężniku wewnętrznym i zewnętrznym rozpocznie się prawdopodobnie po 20 000 cyklach. Podkreślić trzeba, że rzeczywiste pęknięcia, czyli bezpośrednie odczyty odkształceń z tensometrów, wskazywały, że pęknięcie na tężniku wewnętrznym pojawiło się po 26 000 cyklach, a na tężniku zewnętrznym po 24 000 cyklach. Podsumowując analizy możemy stwierdzić, że w przypadku określania trwałości na podstawie wyników eksperymentalnych i zaproponowanego algorytmu oraz wyników pochodzących z obliczeń z wykorzystaniem metody elementów skończonych istnieje duża zgodność obliczeń, co udowodniono w niniejszym podrozdziale.

6.3. Wyniki obliczeń zmęzeniowych dla obudowy FAZOS 14/41

Trzecią badaną konstrukcją jest obudowa FAZOS 14/41, która oklejona została dwudziestoma tensometrami jak przedstawiono na rys. 6.11.





Rys. 6.11. Widok miejsc pomiarów odkształceń

Po badaniach eksperymentalnych stwierdzono wizualnie, że w obszarach tensometrów nie pojawiły się pęknięcia, ani deformacje konstrukcji. Z wykorzystaniem algorytmu zaproponowanego przez autorkę pracy ustalono, że we wszystkich punktach liczba cykli do zniszczenia N_{cal} wyniosła powyżej 10^6 . Przykładowe obliczenia dla dwóch punktów pomiarowych zawarto w tabeli 6.9 i 6.10.

Tabela 6.9. Wyniki dla punktu pomiarowego nr 1 umieszczonego na spągnicy

naprężenie transformowane wg modelu Goodmana	odczytana liczba cykli	Liczba cykli	Sposób podparcia wg normy PN-EN-1804-1	Stopień uszkodzenia
50	1.502E+31	3000	A.2a+A.3a	0.00
48	4.220E+31	1000	A.2a+A.3b	0.00
47	6.938E+31	3000	A.1.1b lub A.1.2b+A.2a	0.00
63	4.679E+28	1000	A.4a lub A.4c	0.00
50	1.502E+31	2500	A.4b lub A.4c	0.00
60	1.670E+29	1000	A.1.1a lub A.1.2a+A9	0.00
28	2.979E+37	2000	A.1.1a lub A.1.2a+A.10	0.00
24	5.140E+37	1000	A.5b	0.00
45	2.053E+32	2500	A.8	0.00
66	1.346E+28	10000	A.1.1a lub A.1.2a+A6d	0.00
		27000		
			suma uszkodzenia	0.00
			N_{cal} =	3.503E+28

Tabela 6.10. Wyniki dla punktu pomiarowego nr 6 umieszczonego na spągnicy

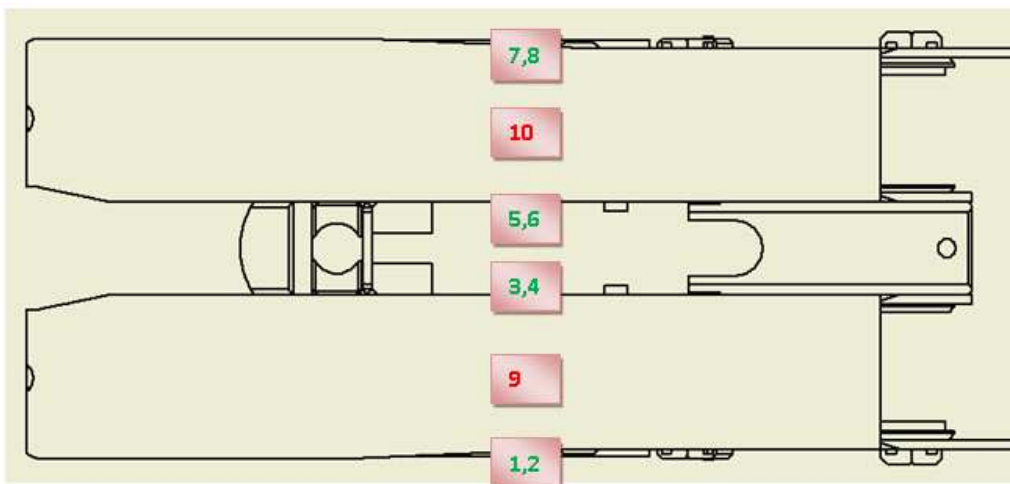
naprężenie transformowane wg modelu Goodmana	odczytana liczba cykli	Liczba cykli	Sposób podparcia wg normy PN-EN-1804-1	Stopień uszkodzenia
87	9.994E+24	3000	A.2a+A.3a	0.00
91	4.116E+24	1000	A.2a+A.3b	0.00
97	8.430E+23	3000	A.1.1b lub A.1.2b+A.2a	0.00
82	9.021E+25	1000	A.4a lub A.4c	0.00
92	3.116E+24	2500	A.4b lub A.4c	0.00
88	9.509E+24	1000	A.1.1a lub A.1.2a+A9	0.00
97	8.430E+23	2000	A.1.1a lub A.1.2a+A.10	0.00
86	1.015E+25	1000	A.5b	0.00
94	1.813E+24	2500	A.8	0.00
185	6.706E+16	10000	A.1.1a lub A.1.2a+A6d	0.00
		27000		
			suma uszkodzenia	0.00
			N_{cal} =	1.811E+17

Okazało się jednak, że konstrukcja uległa zniszczeniu podczas testów eksperymentalnych po 27 000 cyklach, w miejscach nieoklejonych czujnikami tensometrycznymi. Nie określono jednoznacznie, po jakim czasie nastąpiła inicjacja pęknięcia.

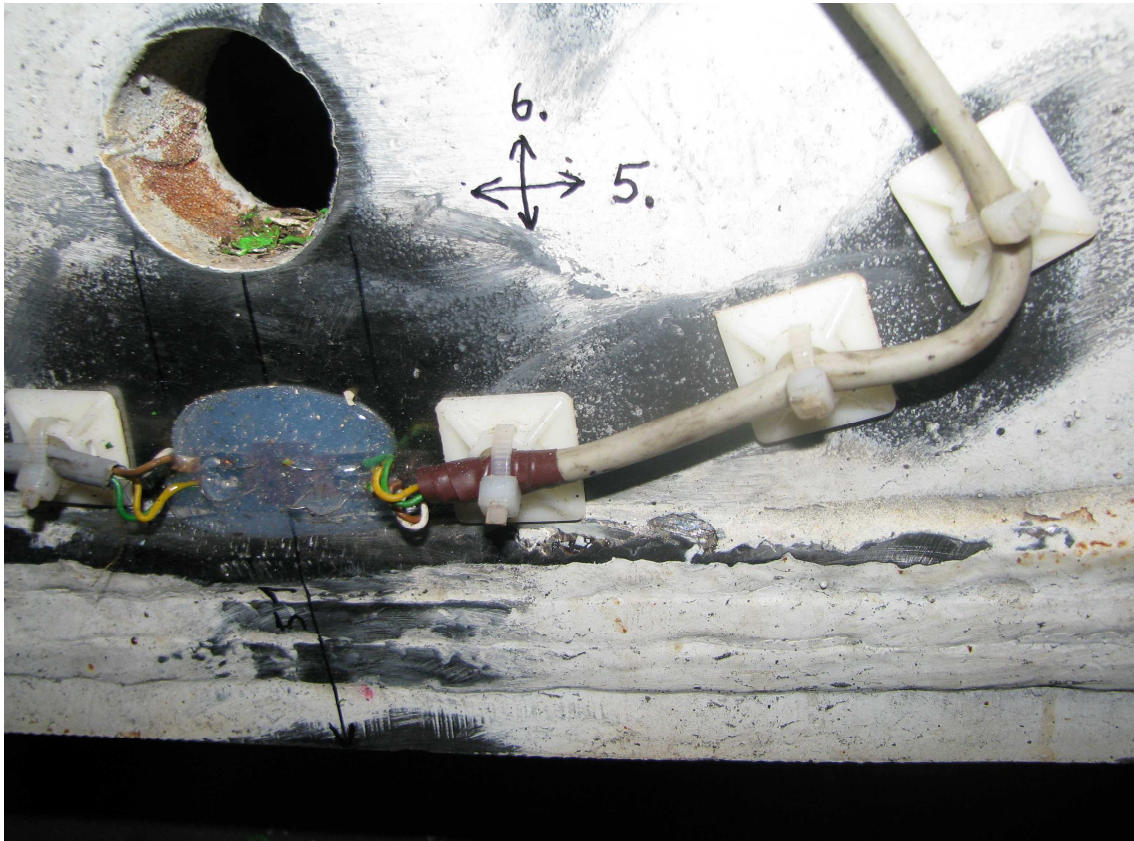


Rys. 6.12. Miejsce uszkodzenia spągnicy nr 1

Uszkodzenia pojawiły się na podzespole spągnicy, dlatego w dalszej części badań skupiono się właśnie na tym podzespole. Uznaje się, że powyższe analizy są prawdziwe, lecz niekompletne. W dalszym etapie badań została przeprowadzona modyfikacja polegająca na zmianie miejsc tensometrów dla nowej spągnicy (nr 2). Tensometry zostały oklejone w miejscach, w których wcześniej spągnica nr 1 uległa pęknięciu w eksperymencie. Dodatkowo kolorem czerwonym zaznaczono tensometry „jednoosiowe”, a kolorem zielonym tensometry „krzyżowe” (rys. 6.13). Na rys. 6.14 przedstawiono fragment spągnicy z tensometrem „krzyżowym” umieszczonym pod otworem odpływowym.

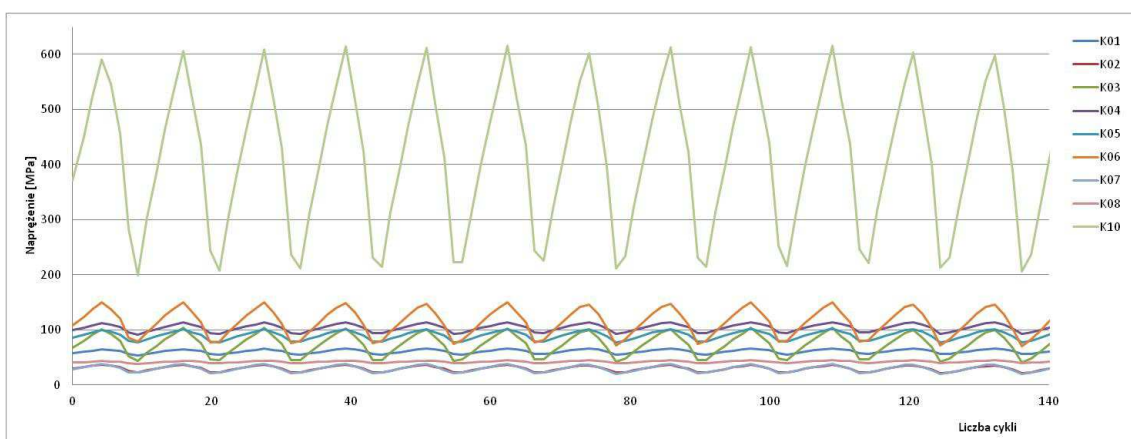


Rys. 6.13. Miejsca pomiarowe dla spągnicy nr 2



Rys. 6.14. Widok na tensometr krzyżowy pod otworem odpływowym

Zmierzone odkształcenia przeliczono na naprężenia w zakresie sprężystym dla podparcia A.1.1a lub A.1.2a +A6d lub A6c. Wyniki przedstawione są po 8 000 cyklach dla fragmentu badania wynoszącego 140 cykli. Zauważono, że w punkcie nr 10 została przekroczona granica plastyczności dla materiału S420N (rys. 6.15).

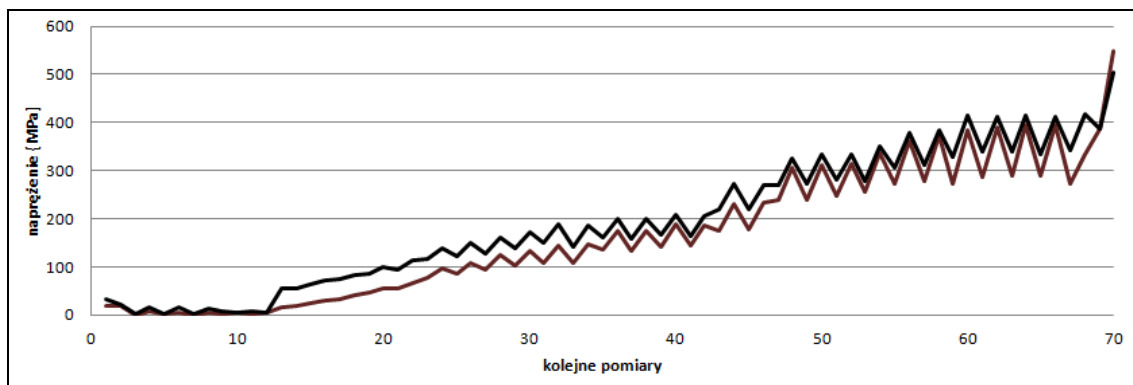


Rys. 6.15. Fragment przebiegu naprężeń w funkcji liczby cykli dla badań eksperymentalnych

Na podstawie wyników z badań eksperymentalnych oszacowano trwałość zmęczeniową w poszczególnych punktach pomiarowych. Testy stanowiskowe zakończono po 29 000

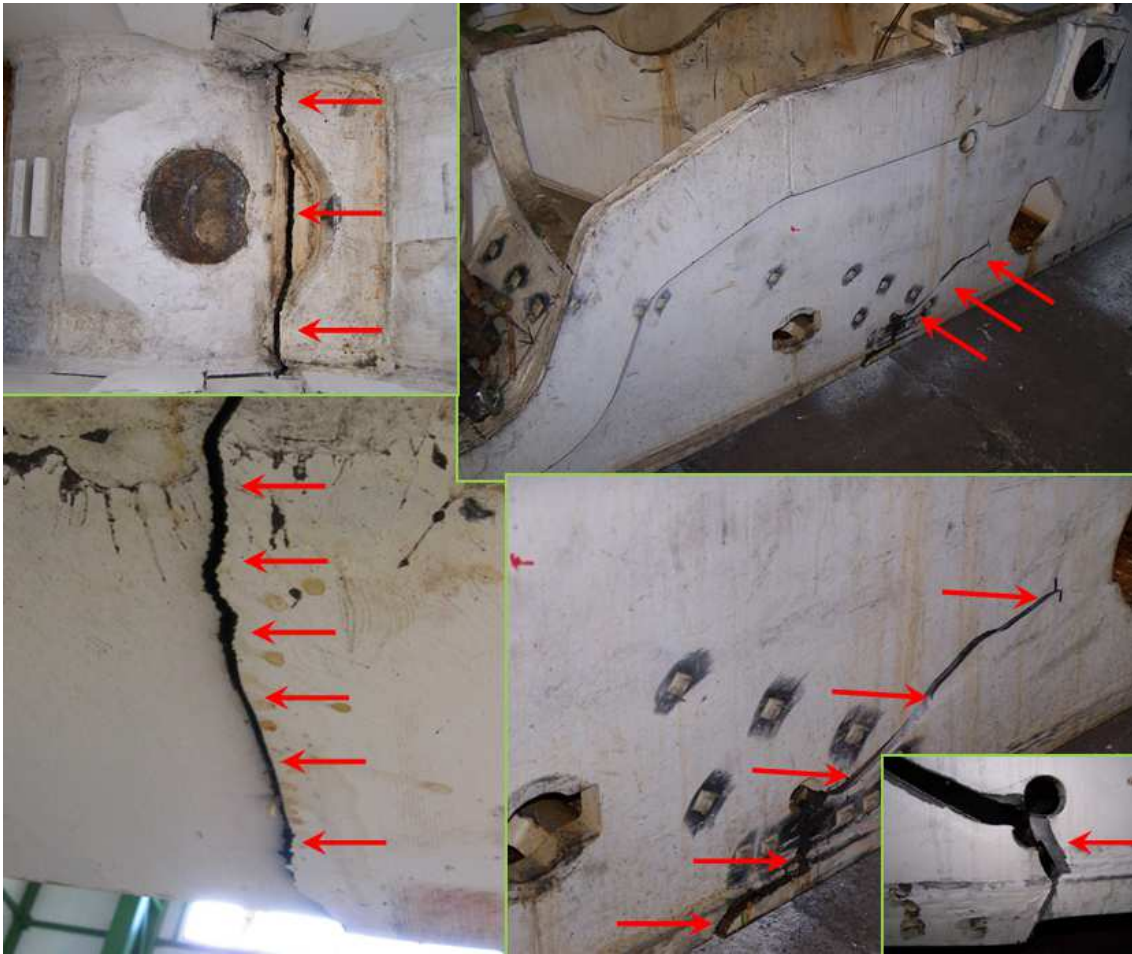
cyklach, gdyż zaobserwowano krytyczne pęknięcie (w skali makroskopowej) na tężnikach zewnętrznych spągnicy oraz na blachach dolnych. Zmierzone odkształcenia posłużyły do określenia trwałości oraz oszacowania liczby cykli, po których nastąpił początek pęknięcia.

Ustalono, że w punkcie nr 10 inicjacja pęknięcia rozpoczęła się po 8 000 cyklach, dalej pęknięcie propagowało przez kolejne cykle, aż do momentu, gdy szczelina była na tyle duża, by spowodować zniszczenie spągnicy wskutek zmniejszenia przekroju konstrukcji. Amplitudy naprężeń transformowanych według modelu Goodmana w pozostałych punktach pomiarowych były na tyle małe, że szacowana trwałość zmęczeniowa wyniosła powyżej 10^6 cykli. Mając na uwadze miejsca pomiarów oraz okolice otworów dla punktów 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8 uwzględniono współczynnik działania karbu (według zależności 5.4). Uwzględniony współczynnik, tylko w punkcie nr 1 i 4 znacznie zmienił szacowaną trwałość zmęczeniową. Z przeprowadzonych analiz można stwierdzić, że najmniejszą trwałość posiada blacha dolna z gatunku S420N ($R_e=420$ MPa). Tam właśnie rozpoczęło się uplastycznienie (widoczne także na rys. 6.15), a w konsekwencji pęknięcie. Inicjacja pęknięcia w punktach 1 i 4 rozpoczęła się po 16 000 cyklach, a następnie propagowało ono do skali makroskopowej. Punkty pomiarowe umieszczone były na prawej spągnicy na tężnikach zewnętrznych (z gatunku S690Q). Przebieg naprężeń sprężystych dla punktu 1 i 4 dla wszystkich podparć pokazano na rys. 6.16. Z rysunku tego można zaobserwować systematyczny wzrost naprężeń bez względu na sposób podparcia.



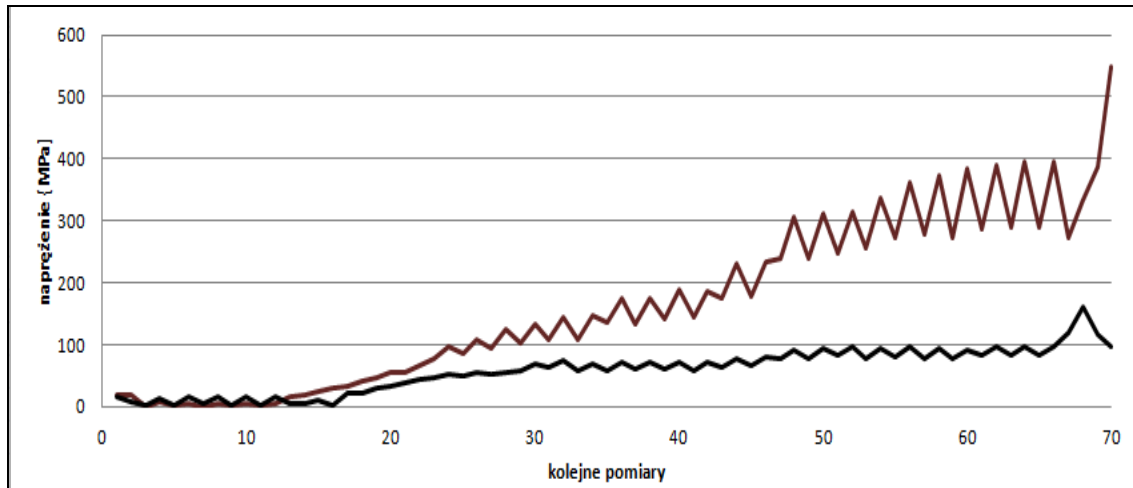
Rys. 6.16. Przebieg naprężeń dla tensometrów nr 1 i 4 umieszczonych na tężniku wewnętrznym i zewnętrznej lewej burty

Szacowana inicjacja pęknięcia spągnicy według utworzonego algorytmu nastąpiła po 8 000 cykli, następnie propagowało ono do około 21 000 cykli, po czym przerwano badania.

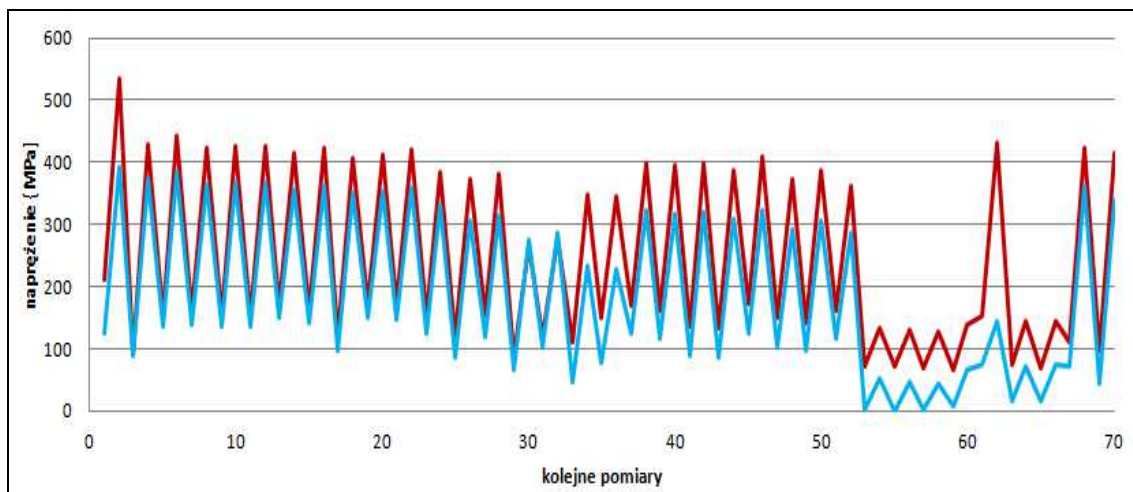


Rys. 6.17. Widok pęknięcia na spągnicy nr 2

Punkt nr 9 został zerwany podczas badań stanowiskowych. Uwzględniając pomiary odkształceń w całej konstrukcji należy zwrócić szczególną uwagę na fakt, iż tensometry były oklejone symetrycznie, a wyniki wskazują wyraźnie na niesymetryczność pomimo symetrycznych podparć, co potwierdzają dodatkowo pęknięcia z jednej strony spągnicy oraz wyniki pokazane na rys. 6.18. Niesymetryczność jest największa na spągnicy, natomiast na stropnicy jest znacznie mniejsza. Taki stan może również wpływać na wyniki badań końcowych.



Rys. 6.18. Przebieg naprężeń dla tensometrów nr 1 i 8 umieszczonych na tężnikach zewnętrznych



Rys. 6.19. Przebieg naprężeń dla tensometrów nr 11 (linia czerwona) i 12 (linia niebieska) na stropnicy

Wyniki z badań eksperymentalnych z uwzględnieniem algorytmu trwałości zmęczeniowej przedstawiono kolejno w tabelach 6.11, 6.12 i 6.13. Dodatkowo dla punktu pomiarowego nr 1 uwzględnio współczynnik działania karbu (5.4). Wynika to z dwóch powodów: pierwszym był fakt, iż w badaniach eksperymentalnych pęknięcie rozprzestrzeniło się do otworu, drugim - z zaproponowanego algorytmu obliczono wysoką trwałość i należało skorygować obliczenia tak, aby uzyskać zbieżność wyników.

Tabela 6.11. Wyznaczenie trwałości dla punktu pomiarowego nr 1

Naprężenia transformowane wg modelu Goodmana	Odczytana liczba cykli	Liczba cykli	Sposób podparcia wg normy PN-EN-1804-1	Stopień uszkodzenia
2	1.8831E+38	8000	A.1.1a lub A.1.2a+A6d lub AT	0.0000
12	1.8831E+38	2000	A.8 AT	0.0000
21	1.8831E+38	1000	A.2a+A.3b AT	0.0000
38	1.4297E+34	2000	A.2a+A.3a AT	0.0000
85	5.0176E+25	3000	A.1.1b lub A.1.2b+A.2a AT	0.0000
520	2.8800E+05	1000	A.4a lub A.4c AT	0.0035
315	9.5293E+10	1000	A.4b lub A.4c AT	0.0000
		18000	suma uszkodzenia	0.00347

Tabela 6.12. Wyznaczenie trwałości dla punktu pomiarowego nr 10

Naprężenia transformowane wg modelu Goodmana	Odczytana liczba cykli	Liczba cykli	Sposób podparcia wg normy PN-EN-1804-1	Stopień uszkodzenia
425	1.20E+04	8000	A.1.1a lub A.1.2a+A6d lub AT	0.667
470	1.80E+03	2000	A.8 AT	1.111
380	1.04E+05	1000	A.2a+A.3b AT	0.010
350	5.00E+05	2000	A.2a+A.3a AT	0.004
320	2.77E+06	3000	A.1.1b lub A.1.2b+A.2a AT	0.001
315	3.75E+06	1000	A.4a lub A.4c AT	0.000
480	1.20E+03	1000	A.4b lub A.4c AT	0.833
		18000	suma uszkodzenia	2.62607

Tabela 6.13. Uwzględnienie karbu dla punktu pomiarowego nr 1

Naprężenia transformowane wg modelu Goodmana	Odczytana liczba cykli	Liczba cykli	Sposób podparcia wg normy PN-EN-1804-1	Stopień uszkodzenia
4	2.E+38	8000	A.1.1a lub A.1.2a+A6d lub AT	0.0000
21	2.E+38	2000	A.8 AT	0.0000
37	3.E+34	1000	A.2a+A.3b AT	0.0000
67	9.E+27	2000	A.2a+A.3a AT	0.0000
150	1.E+19	3000	A.1.1b lub A.1.2b+A.2a AT	0.0000
920	7.E+02	1000	A.4a lub A.4c AT	1.3657
558	5.E+04	1000	A.4b lub A.4c AT	0.0204
		18000	suma uszkodzenia	1.38608

Tabela 6.14. Zestawienie wyników z badań eksperymentalnych

Punkt pomiarowy	Wyznaczona trwałość zmęczeniowa [liczba cykli]
1	16 000
2	>1 000 000
3	>1 000 000
4	16 000
5	>1 000 000
6	>1 000 000
7	>1 000 000
8	>1 000 000
9	>1 000 000
10	8 000
11	>1 000 000
12	>1 000 000
13	>1 000 000
14	>1 000 000
15	>1 000 000
16	>1 000 000
17	>1 000 000
18	>1 000 000
19	>1 000 000
20	>1 000 000

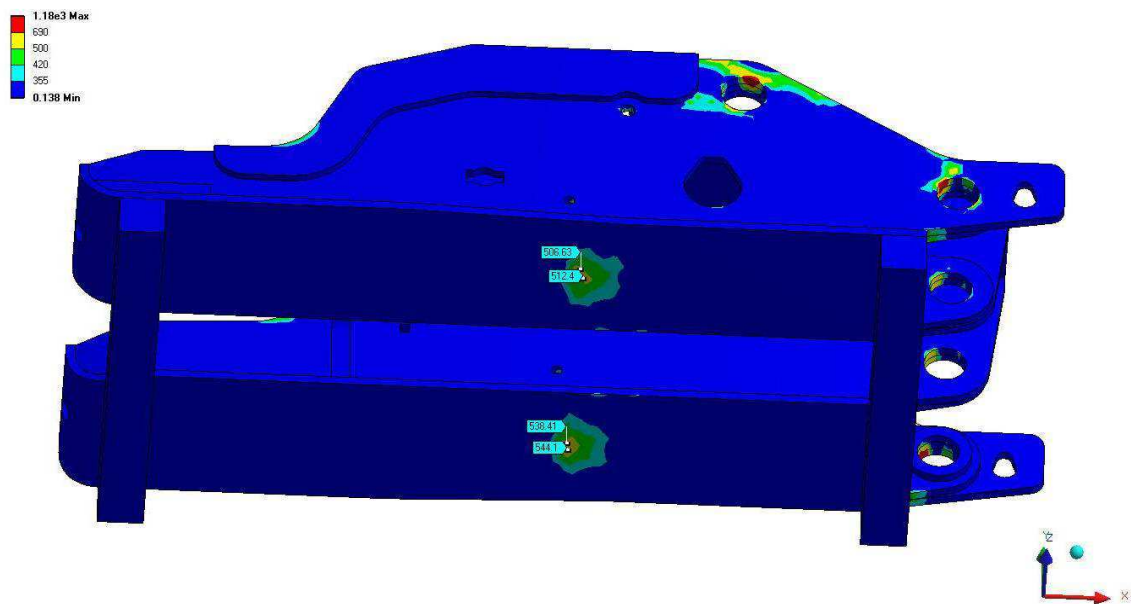
Spągnica
Ośłona odzawałowa
Stropnica

Analizując wyniki z tabeli 6.14 można jednoznacznie stwierdzić, że podzespołem najbardziej wrażliwym na cykliczne obciążenia jest spągnica. Może to również wynikać z samego podparcia spągnicy przy obciążeniach symetrycznych z uwzględnieniem sił tarcia. Stropnica nie ma możliwości odkształcenia się, ponieważ jest w całym swoim obszarze w kontakcie ze stropem (rama badawcza), natomiast spągnica podparta jest, tylko w małym obszarze, który ustalony jest ściśle według normy, co przyczynia się do dużo większych odkształceń i „pracy” spągnicy w trakcie badań.

Trwałość zmęczeniową określono również na podstawie wyników z badań numerycznych. Obliczenia zostały przeprowadzane jako statyczne, dlatego na każde podparcie sekcji przypadły dwie analizy: dla minimalnego i maksymalnego obciążenia. Całość została przebadana zgodnie z algorytmem zamieszczonym w podrozdziale 5.4, a wyniki z obliczeń numerycznych zamieszczono na rys. 6.20 i 6.21.

B: Copy of symetria 1.05
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
2011-12-21 14:37

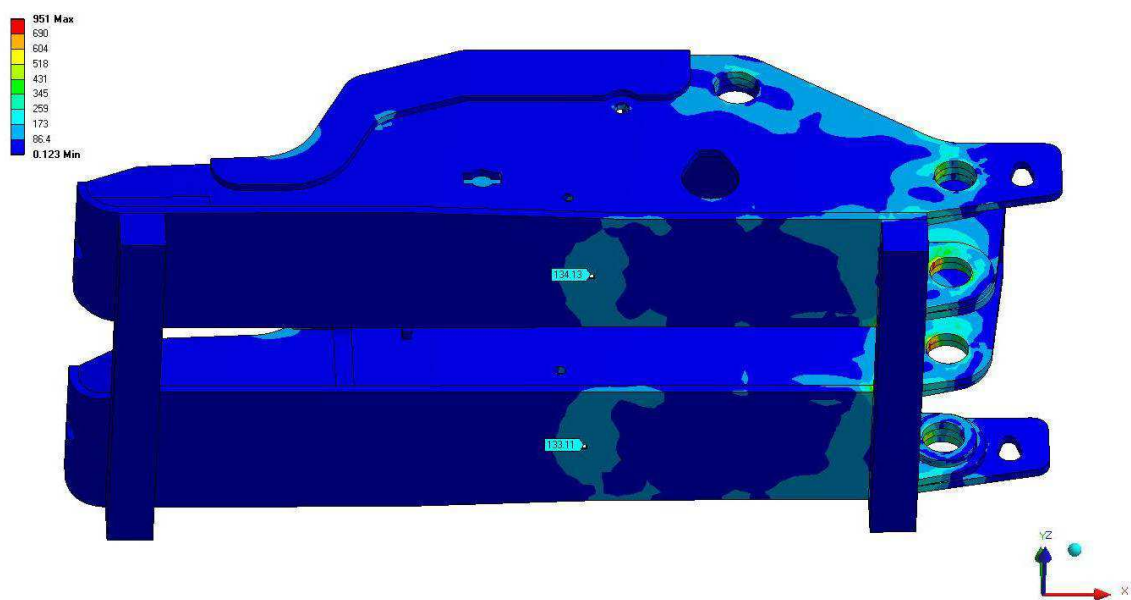
ANSYS
v12.1



Rys. 6.20. Warstwie naprężen zredukowanych H-M-H dla obciążenia 1,05 siły nominalnej

C: Copy of Copy of symetria 0.25
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
2011-12-21 14:37

ANSYS
v12.1



Rys. 6.21. Warstwie naprężen zredukowanych H-M-H dla obciążenia 0,25 siły nominalnej

Na podstawie analiz numerycznych określono naprężenia zredukowane w obszarze gniazd o wartościach następujących: $\sigma_{red \ max} = 530 \text{ MPa}$, $\sigma_{red \ min.} = 133 \text{ MPa}$ oraz amplitudę transformowaną według modelu Goodmana wynoszącą 440 MPa. Następnie przeprowadzono obliczenia zgodnie z etapem 8 i odczytano liczbę cykli $N_f = 6\ 300$ cykli.

Reasumując inicjacja pęknięcia mikrostrukturalnego w oparciu o badania numeryczne nastąpiłaby po 6 300 cyklach.

Trwałość zmęczeniowa w oparciu o obliczenia numeryczne wyniosła 6 300 cykli, natomiast o testy eksperymentalne 8 000 cykli.

7. Weryfikacja metody obliczania wytrzymałości obudowy

W analizie zmęczeniowej uwzględniono różne warianty podparć obudowy, parametry materiałowe, zmienność obciążeń oraz występowanie karbów. Ostatecznie wyniki ze wszystkich analiz zestawiono w tabeli 7.1.

Tabela 7.1. Porównanie wyników eksperymentu z wynikami obliczeń numerycznych

Oznaczenie punktu pomiarowego	Wyniki z badań eksperymentalnych	Wyniki z badań numerycznych MES
Obudowa FAZOS 12/28		
T3	45 500	18 000
T4	54 135	22 000
Odczyt z maszyny zliczającej cykle		57 000
Obudowa FAZOS 12/25		
1A	22 000	20 000
2B	20 000	20 000
Odczyt z maszyny zliczającej cykle		29 000
Obudowa FAZOS 14/41		
Pkt 10	8 000	6 300
Odczyt z maszyny zliczającej cykle		29 000

We wszystkich przypadkach trwałość zmęczeniowa opierająca się o wyniki z analiz numerycznych okazała się znacznie mniejsza, niż w trakcie badań laboratoryjnych. Tak obliczona liczba cykli może stanowić podstawę do prawidłowego i bezpiecznego szacowania trwałości zmęczeniowej podzespołów zmechanizowanej obudowy ścianowej. Przedstawione w pracy wyniki stanowią próbę przybliżenia zjawiska zmęczenia materiału w elementach o złożonym kształcie. Możliwość oszacowania trwałości jest szczególnie istotna z uwagi na bezpieczeństwo pracy załogi w otoczeniu chroniących ich obudów w podziemiach kopalni.

8. Wnioski końcowe i perspektywy dalszych badań

Na podstawie studiów literaturowych, analizy wyników badań eksperymentalnych oraz wykonanych obliczeń numerycznych można wyciągnąć następujące wnioski:

1. Podzespołem najbardziej wytężonym podczas badań stanowiskowych okazała się spągnica dla wszystkich trzech typów obudów, natomiast wyniki eksploatacyjne świadczą o tym, że najczęściej awariom w zmechanizowanych obudowach ścianowych ulegają osłony odzawałowe. Awarie te często spowodowane są dynamicznym oddziaływaniem górotworu lub nieprzestrzeganiem zasad prawidłowego użytkowania sekcji zmechanizowanych obudów ścianowych;

2. Badania laboratoryjne sekcji obudowy zostały przeprowadzane przy obciążeniu statycznym i cyklicznym, jednakże nie zaobserwowano dotychczas, aby obciążenia statyczne nawet z przeciążeniem większym niż przewiduje norma przyczyniły się do jakichkolwiek uszkodzeń sekcji, dlatego można stwierdzić, że to cykle obciążenia bardzo istotnie wpływają na uszkodzenie sekcji. Widocznymi efektami są charakterystyczne prążki w przełomach zmęczeniowych w obszarach pęknięć spągnicy i łączników tylnych. Udowodniono, więc że powstałe uszkodzenia mają zmęczeniowy charakter pęknięcia i należy rozwijać obszar obliczeń w tym zakresie;

3. Zaproponowany przez autorkę algorytm do szacowania trwałości zmęczeniowej został przygotowany w oparciu o wyniki z badań eksperymentalnych. Nie analizowano szczegółowo innych przyczyn pęknięć, niż te, które wynikają bezpośrednio ze zjawiska zmęczenia;

4. Zaproponowany algorytm łączy metodę analityczną i w ograniczonym zakresie metodę numeryczną (MES). Metodologia wyznaczania trwałości jest utworzona w formie czterech arkuszy kalkulacyjnych (Microsoft Excel), które umożliwiają wyznaczenie:

- a) naprężeń minimalnych i maksymalnych,
- b) amplitud cykli i wartości średnich,
- c) amplitud transformowanych,
- d) stopnia uszkodzenia i liczby cykli do zniszczenia;

5. Wzajemne uzupełnienie wyników z badań doświadczalnych i metody elementów skończonych umożliwiły skuteczne wyznaczenie rozkładów naprężeń i odkształceń, a tym samym uzyskanie satysfakcjonujących rezultatów analiz dla podzespołów obudowy ścianowej.

Po wieloletniej obserwacji obudów po badaniach eksperymentalnych i eksploatacyjnych przez autorkę niniejszego opracowania można wysunąć następujące wnioski:

- znaczna ilość uszkodzeń w obszarach spoin jest wynikiem niezgodności spawalniczych;
- w przypadku obudowy ścianowej czynnikami mogącymi wywołać lub przyspieszyć procesy zmęczeniowe są także powstające nieznane siły wynikające na przykład z ustawienia sekcji niesymetrycznie w położeniu „wyjściowym”. Takie ustawienie może być spowodowane wybraniem luzów w połączeniach sworzniowych oraz tolerancjami w wykonawstwie podzespołów, które są dopuszczalne. Niesymetryczne ustawienie sekcji na stanowisku badawczym może generować dodatkowe siły i obciążenia sekcji. Taki przypadek może również występować w podziemiach kopalni, dlatego podczas badań stanowiskowych, tylko w nieznacznym stopniu koryguje się położenie sekcji za pomocą siłowników rozpierających ramę badawczą, a spągnicę. Taki przypadek obciążenia jest szczególnie niebezpieczny dla obsługi stanowiska, gdyż istnieje zagrożenie wysunięcia się sekcji z ramy stalowej (A5b);
- analizując konstrukcje w programie numerycznym należy starannie ocenić występujące w konstrukcji karby i zastosować się do zaleceń Eurocode, w których opisano analitycznie zasady projektowania i uwzględniania wielkości i rodzaju karbu;
- analizy numeryczne znacznie rozszerzają zakres możliwości wirtualnego prototypowania, co w dużym stopniu przyczynia się do optymalizacji modelu obudowy ścianowej. Choć wyniki z obliczeń numerycznych obarczone są pewnym rozrzutem statystycznym, to jednak pozwalają one stwierdzić, czy kolejna modyfikacja danego podzespołu jest trwalsza od poprzedniej wersji.

Kolejnym ważnym aspektem w obliczeniach jest znajomość czynników zmniejszających trwałość. Są to: naprężenia pozostające po spawaniu, kształt złącza i geometria spawanego elementu, jakość złączy spawanych, proces spawania, pozycja spawania, skład i własności mechaniczne materiału rodzimego, szerokość i grubość łączonych elementów, sposób przygotowania brzegów, obróbka mechaniczna po spawaniu, obróbka cieplna po spawaniu itp. W przypadku zmechanizowanych obudów ścianowych bardzo trudno jest wyeliminować wszystkie karby, które są inicjatorami pęknięć zmęczeniowych. Ograniczenie ich liczby oraz poświęcenie większej uwagi na właściwym ich usytuowaniu w konstrukcji może przyczynić się zmniejszenia niekorzystnych skutków ich występowania. Jedną z możliwych przyczyn powstawania pęknięć w otoczeniu połączeń spawanych może być efekt lokalizacji odkształceń spowodowany niejednorodnością rozkładu własności mechanicznych w obszarze spoiny. Projektując nowe obudowy ścianowe należy pamiętać, że połączenia spawane wykazują znacznie niższą trwałość zmęczeniową w porównaniu z materiałem rodzimym.

Autorka pracy proponuje również, aby zwiększać liczbę cykli obciążeń na badaniach eksperymentalnych bez względu na proponowaną w normie europejskiej minimalną liczbę cykli. Zwiększoną liczbę cykli stosują od dawna Amerykanie zdając sobie sprawę z katastrofalnych skutków zmęczenia materiału. W przypadku polskich kopalń warunki górnictwo-geologiczne, w których użytkowane są obecnie obudowy ścianowe, należą do najtrudniejszych z uwagi na coraz głębsze wydobywanie, a norma europejska w zakresie badań i stosowanych współczynników przeciążenia sekcji w zasadzie od wielu lat nie uległa istotnym zmianom.

Przyszłościowo planuje się zaimplementowanie algorytmu do programu Matlab i utworzenie oddzielnego programu do wyznaczania trwałości zmęczeniowej zmechanizowanych obudów ścianowych. Dobrym rozwiązaniem byłoby również połączenie nowopowstałego programu z wynikami z symulacji numerycznych i uwzględnienie osobliwości numerycznych.

Ze względu na brak usystematyzowanych procedur i wytycznych do obliczeń wytrzymałościowych obudowy ścianowej z uwzględnieniem trwałości zmęczeniowej proponowana metoda wychodzi naprzeciw oczekiwaniom prawidłowego i pełnego ujęcia analiz wytrzymałościowych statycznych i zmęczeniowych. Dzięki wykorzystaniu nowoczesnych metod numerycznych i badań doświadczalnych proponowana metoda umożliwi oszacowanie trwałości zmęczeniowej i wpływ istotnych czynników na jej pogorszenie.

Poziom niezawodności zmechanizowanej obudowy ścianowej kształtowany jest we wszystkich fazach jej powstawania i istnienia tzn. w fazach projektowania, wytwarzania i eksploatacji. Największe możliwości oddziaływania na niezawodność sekcji pojawiają się w fazie projektowania, gdzie z wykorzystaniem powyższych analiz numerycznych możliwe jest poznanie miejsc krytycznych, a w kolejnych krokach wyznaczenie jej trwałości zmęczeniowej. Innym zagadnieniem jest prawidłowe użytkowanie obudowy w kopalni, gdzie niejednokrotnie można spotkać się z nieprzestrzeganiem instrukcji, a uszkodzenia wtedy wynikają z powyższego.

W przypadku obliczeń wytrzymałościowych podzespołów obudowy ścianowej FAZOS położono szczególny nacisk na analityczne wyznaczenie trwałości tak, aby w przyszłości móc zgodnie z nabytym doświadczeniem wykorzystywać dostępne na rynku narzędzia inżynierskie i przystosować je indywidualnie na potrzeby Fabryki Zmechanizowanych Obudów Ścianowych.

9. Literatura

- [1] Adamczyk J.: Odkształcenie plastyczne, umocnienie i pękanie, Metaloznawstwo teoretyczne cz. 2, monografia, Gliwice, 2002, str. 392-439,
- [2] ASTM E 739-91 (1998): Standard practice for statistical analysis of linearized stress-life (S-N) and strain life (E-N) fatigue data, In: Annual Book of ASTM Standards, Vol. 0301, Philadelphia, 1999, pp. 614-620,
- [3] Atzori B., Lazzarin P., Tovo R., Stress distributions for v – shaped notches under tensile and bending loads, Fatigue & Fracture of Engineering, Materials & Structures, Vol. 20, 1997, pp. 1083-1092,
- [4] Basquin O. H.: The experimental law of endurance test, Proc. ASTM, Philadelphia, 1910, Vol. 10, pp. 625-630,
- [5] Bąk R., Burczyński T.: Wytrzymałość materiałów z elementami ujęcia komputerowego, WNT, Warszawa, 2001,
- [6] Bednarek T., Marczevska I., Marczewski A., Sosnowski W.: Wysokocyklowa analiza zmęczeniowa cylindrów hydraulicznych z uwzględnieniem wpływu naprężenia średniego, Informatyka w Technologii Metali, KomPlasTech, Szczawnica, 2006,
- [7] Bednarek T.: Komputerowe wspomaganie procesu projektowania konstrukcji drgających z uwzględnieniem zmęczenia materiału, praca doktorska, Warszawa, 2008,
- [8] Bednarz R., Drwięga A.: Kierunki rozwoju zmechanizowanych systemów ścianowych, Maszyny Górnicze, nr 92, Gliwice, 2002, str. 15-21,
- [9] Biłous P., Lachowicz C. T., Łagoda T.: Wyznaczenie i porównanie zmęczeniowych współczynników działania karbu K_f próbek spawanych z próbkami z karbem geometrycznym, Transport przemysłowy i maszyny robocze, Nr 2(12)/2011, str. 63-66,
- [10] Biłous P., Łagoda T.: Działanie karbu strukturalnego w stalowych złączach spawanych, Przegląd spawalnictwa, Nr 12/2008, str. 9-12,
- [11] Biłous P.: Uwzględniane karbów geometrycznych i strukturalnych przy wyznaczaniu trwałości zmęczeniowej elementów maszyn, rozprawa doktorska, Opole, 2012, str. 98-102,
- [12] Boroński D.: Metody badań odkształceń i naprężeń w zmęczeniu materiałów i konstrukcji, Bydgoszcz, 2007, str. 65-75,

- [13] Cottrell A. H., Hull D.: Proc. Roy. Soc., A242, 1957, str. 211,
- [14] Dietrich M.: Podstawy konstrukcji Maszyn, Tom 2, WNT, Warszawa, 1995, str. 650,
- [15] Duchaczek A., Mańko Z.: Ocena modeli powłokowych zastosowanych do analizy stanu naprężeń i odkształceń w obrębie wierzchołka szczeliny zmęczeniowej, Górnictwo odkrywkowe 4/2010, str. 252-258,
- [16] Dyląg Z., Jakubowicz A., Orłoś Z.: Wytrzymałość materiałów, tom I, WNT, Warszawa, 1999, str. 478-485,
- [17] Dyląg Z., Orłoś Z.: Wytrzymałość zmęczeniowa materiałów, Warszawa, WNT, 1962,
- [18] Eurocode 3, Design of Steel Structures – Part 1-1, General Rules for Buildings. European Committee for Standardisation, Brussels 1992, ENV 1993-1-1,
- [19] Forsyth P. J. E.: J. Inst. Metals, 82, 1954, str. 449,
- [20] Gasiak G., Pawliczek R.: Wytrzymałość zmęczeniowa stali konstrukcyjnej w warunkach obciążeń niesymetrycznych, Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej, nr 286, Seria: Mechanika, z. 74, Opole, 2002,
- [21] Gawroński W., Kruszewski J., Ostachowicz W., Tarnowski J., Wittbrodt E.: Metoda elementów skończonych w dynamice konstrukcji, Warszawa, 1984, str. 40-49,
- [22] Gładysiewicz L.: Przenośniki taśmowe. Teoria i obliczenia. Oficyna Wydawnicza
- [23] Gładysiewicz L., Kawalec, W.: Nowoczesne metody obliczeń dla energooszczędnych przenośników taśmowych w górnictwie, Oficyna wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Prace Naukowe Instytutu Górnictwa Politechniki Wrocławskiej, 2003, vol. 105, nr 38 str. 29-43,
- [24] Głowacki B.: Badania makroskopowe, Akademia Morska w Szczecinie, Zakład Inżynierii Materiałów Okrętowych, Technologia materiałów, Szczecin 2006, str. 10-15,
- [25] Goodman, J.: Mechanics Applied to Engineering, 9th ed., New York, Longmans, Green and Co., 1954,
- [26] Gurney T. R.: Zmęczenie konstrukcji spawanych, WNT, Warszawa, 1973, str. 307-318,
- [27] Haibach E.: The fatigue strength of welded joint considered on the basis of a local stress measurements. LBF-Bericht No FB-77, Darmstadt, Fraunhofer Institute für Betriebsfestigkeit, 1968,

- [28] Hobbacher A.: Recommendations for fatigue design of welded joint and components, IIW document XIII-2151-07/XV-1254-07, May, 2007,
- [29] Irresberger H.: Zmechanizowane obudowy ścianowe. Podręcznik dla praktyków. Wydawca: Tifenbach Polska Sp. z o.o., Katowice, 2003, str. 76-80,
- [30] Jaszczuk M., Markowicz J. Meder A., Szewda S.: Zarządzanie bezpieczeństwem użytkowania sekcji obudowy zmechanizowanej, Systemy ograniczające zagrożenia w procesach eksploatacji maszyn i urządzeń, Komtech, 2005, str. 84-91,
- [31] Jaszczuk M., Markowicz J., Szewda S.: Ocena wyężenia elementów podstawowych sekcji obudowy zmechanizowanej przy różnym sposobie jej obciążenia, Komtech, Innowacyjne, bezpieczne oraz efektywne techniki i technologie dla górnictwa człowiek - maszyna - środowisko, Gliwice, 2009, str. 347-355,
- [32] Jaszczuk M., Markowicz J.: Parametryczna metoda oceny stanu technicznego sekcji obudowy zmechanizowanej, Monografia, Gliwice, 2011, str. 53-73,
- [33] Junak G., Markowicz J.: Niskocyklowa trwałość zmęczeniowa materiałów stosowanych na elementy sekcji obudowy zmechanizowanej, Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa, nr 9(475), 2010, Katowice, str. 17-22,
- [34] Junak G., Markowicz J.: Wpływ technologii łączenia elementów obudów zmechanizowanych na ich niskocyklową trwałość zmęczeniową, XXIII Sympozjum Zmęczenia i Mechaniki Pękania, Bydgoszcz - Pieczyska, 2010, str. 165-174,
- [35] Kardas D., Łagoda T., Macha E., Niesłony A.: Lifetime under variable-amplitude tension-compression calculated in time and frequency domains using the strain energy density parameter, Proceedings of the Fifth International Conference on Low Cycle Fatigue, LCF5, P. D. Portella, H. Sehitoglu and K. Hatanaka, Eds., Berlin DVM, 2004, pp. 439-444,
- [36] Kardas D.: Model sumowania uszkodzeń oparty na zmodyfikowanych wykresach zmęczenia, Rozprawa doktorska, Politechnika Opolska, 2006,
- [37] Karolczuk A.: Nielocalne metody obliczeń zmęczeniowych, Studia i monografie, z.232, Opole, 2009, str. 101-110,
- [38] Kluger K., Łagoda T.: Wpływ wartości średniej obciążenia na trwałość zmęczeniową w opisie energetycznym, z. 203, Politechnika Opolska, 2007, Część XI, str. 144,
- [39] Kocańda S., Szala J.: Podstawy obliczeń zmęczeniowych, Warszawa, 1997,

- [40] Kohut M., Łagoda T., Pawliczek R.: Trwałość zmęczeniowa elementów okrągłych i kwadratowych ze stali 18G2A poddanych zginaniu wahadłowemu, *Przegląd Mechaniczny*, z. 6/2005, str. 35-40,
- [41] Krauze K., Bołoz Ł.: Eksploatacja cienkich pokładów węgla kamiennego, *Wybrane problemy eksploatacji węgla i skał zwięzłych*, Kraków, 2009, str. 11-21,
- [42] Labus J., Markowicz J., Szweda S.: Wpływ uszkodzeń połączeń spawanych w osłonie odzawałowej na bezpieczeństwo jej użytkowania, *Komtech 2009, Innowacyjne, bezpieczne oraz efektywne techniki i technologie dla górnictwa człowiek - maszyna - środowisko*, Gliwice, 2009, str. 339-355,
- [43] Lachowicz C.: Metody oceny trwałości zmęczeniowej w warunkach losowego rozciągania ze ściskaniem. Raport nr 2/92, *Wydział Mechaniczny WSI w Opolu*, 1992,
- [44] Losiak S., Ptak J., Blaschke J.: Zachowanie się sekcji obudowy pod działaniem stropu wyrobiska, *Mechanizacja i automatyzacja górnictwa*. Nr 5 (424), 2006, str. 5-13,
- [45] Losiak S., Ptak J.: Wpływ gruzowiska zawałowego na osłonę odzawałową i zachowanie się sekcji lemniskatowej obudowy ścianowej, *Mechanizacja i automatyzacja górnictwa*, nr 3 (469), 2010, Katowice, str. 35-41,
- [46] Łagoda T., Biłous P., Walat K.: Bezpieczeństwo konstrukcji spawanych z wykorzystaniem zaleceń międzynarodowego instytutu spawalnictwa, *Zeszyty Naukowe Politechniki Świętokrzyskiej*, z.12, 2009,
- [47] Łagoda T., Biłous P.: Jednoczesne uwzględnianie karbów geometrycznych i strukturalnych w złączu spawanym, *Modelowanie Inżynierskie*, tom 44, Gliwice, 2012, str. 179-186,
- [48] Łagoda T., Macha E.: Uogólnienie energetycznych kryteriów wieloosiowego zmęczenia cyklicznego na zakres obciążeń losowych, *Studia i monografie z.104*, Politechnika Opolska, 1998, str. 101-115,
- [49] Łagoda T., Macha E.: Trwałość zmęczeniowa maszyn - laboratorium, *Skrypt nr 274*, Opole, 2005, str. 107- 110,
- [50] Łagoda T., Słowik J.: Wyznaczanie odkształceń w dnie karbu obrączkowego dla wybranych materiałów, *XXII Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn*, Akademia Morska w Gdyni, tom 3, Jurata, 2005, str. 333-340,

- [51] Łagoda T.: Energetyczne modele oceny trwałości zmęczeniowej materiałów konstrukcyjnych w warunkach jednoosiowych i wieloosiowych obciążeń losowych, *Studia i Monografie*, z.121, Opole, 2001, str. 85-90,
- [52] Łagoda T.: Prognozowanie trwałości zmęczeniowej złączy spawanych od systemu nominalnego do mechaniki pękania, *Energetyka*, listopad 2011, str. 692-696,
- [53] Łagoda T.: Trwałość zmęczeniowa wybranych złączy spawanych, *Studia i Monografie*, z.173, Politechnika Opolska, 2005,
- [54] Łukasik T., Szubryt M.: Wytrzymałość zmęczeniowa konstrukcji spawanych - metody nowego podejścia, *Materiały szkoleniowe*, Instytut spawalnictwa, Gliwice, 2007, str. 1-5,
- [55] Madejczyk W.: Porównanie metod badań sekcji obudowy zmechanizowanej według wymagań europejskich, amerykańskich i rosyjskich, *Maszyny Górnicze*, nr 3/2008, str. 3-7,
- [56] Markiewicz I.: Analiza połączenia spawanego zaprojektowanego metodami nośności granicznej, *Eksploatacja i niezawodność* nr 3/2008, str. 12-21,
- [57] Markowicz J.: Ocena stanu technicznego spągnicy sekcji obudowy zmechanizowanej w aspekcie występujących ubytków korozyjnych, *Komtech 2010*, *Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa*, *Bezpieczeństwo - Efektywność - Niezawodność*, Gliwice, 2010, str. 415-429,
- [58] Markowicz J.: Wyznaczanie niskocyklowej wytrzymałości zmęczeniowej elementów sekcji obudowy zmechanizowanej w oparciu o kryterium odkształceniowe, *Komtech*, *Systemy ograniczające zagrożenia w procesach eksploatacji maszyn i urządzeń*, Zakopane 2005, str. 104-107,
- [59] Mężyk A., Czapla T.: Wykorzystanie eksperymentalnej oraz numerycznej analizy modalnej w badaniach i symulacji dynamiki stojanów maszyn elektrycznych dużej mocy, *Maszyny Elektryczne*, zeszyty problemowe, 2007, Nr 77, str. 143-148,
- [60] Miner M.A.: Cumulative damage in fatigue, *J. Applied Mechanics*, Vol. 12, 1945, pp. 159-164,
- [61] Morrow J.: Cyclic Plastic Strain Energy and Fatigue of Metals, *Internal Friction, Damping and Cyclic Plasticity*, ASTM STP 378, Philadelphia, 1965, pp. 45-84,
- [62] Mott N. F.: *Acta Metall.*, 1958, pp. 195,

- [63] Mroziński S.: Weryfikacja analitycznego opisu pętli histerezy, XIX Sympozjum Zmęczenia i Mechaniki Pękania, Bydgoszcz, 2002, Wydawnictwo uczelniane Akademii Techniczno - Rolniczej w Bydgoszczy, str. 259-266,
- [64] Neuber H., Über die Berücksichtigung der Spannungskonzentration bei Festigkeitsberechnungen, Konstruktion im Maschinen – Apparate – und Gerätebau, Heft 7, 1968, pp. 245-251,
- [65] Neuber H.: Theory of Notch Stresses: Principles for Exact Calculation of Strength with Reference to Structural Form and Strength, Second Edition, Springer-Verlag, Berlin, 1958,
- [66] Niesłony A., Kurek A., el Dsoki C., Kaufmann H.: A study of compatibility between two classical fatigue curve models based on some selected structural material, International Journal of Fatigue, tom 39, str. 88–94,
- [67] Niezgodziński M. E., Niezgodziński T.: Wzory, wykresy i tablice wytrzymałościowe, wyd. 6 zmienione, WNT, Warszawa, 1996, str. 238-263,
- [68] Noda N.-A., Tsubaki M.-A., Nisitani H.: Stress concentration of a strip with V- or U-shaped notches under transverse bending, Engineering Fracture Mechanics, Vol. 31, 1988, pp. 119-133,
- [69] Okrajni J., Plaza M., Jaszczuk M.: Deformation process of the material of mine powered roof supports in low-cycle fatigue conditions, Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering, v. 50, Issue 2, 2012, pp. 59-65,
- [70] Okrajni J., Plaza M., Markowicz J.: Opis procesu odkształcenia elementów obudowy zmechanizowanej, XXIII Sympozjum Zmęczenie i Mechanika Pękania, Bydgoszcz-Pieczyska, 2010, str. 351-352,
- [71] Palmgren A.: Die Lebensdauer Von Kugellagern, VDI-Z, Vol. 68, 1924, pp. 339-341,
- [72] Peterson R. E.: Notch sensitivity, Metal Fatigue, New York, McGraw Hill, 1959,
- [73] Peterson R.E., Wrażliwość na działanie karbu, Konstrukcje i maszyny, str. 268-281,
- [74] Peterson R.E.: Stress concentration factors, New York, John Wiley and Sons, 1974,
- [75] PN-76 H-04325: Pojęcia podstawowe i ogólne wytyczne przygotowywania próbek oraz przeprowadzenia prób,

- [76] PN-EN 13445-1: 2009: Nieogrzewane płomieniem zbiorniki ciśnieniowe - Część 1: Wymagania ogólne,
- [77] PN-EN 1804-1: 2004: Maszyny dla górnictwa podziemnego. Wymagania bezpieczeństwa dla obudowy zmechanizowanej. Część 1: Sekcje obudowy i wymagania ogólne,
- [78] PN-EN 1804-1: 2004: Maszyny dla górnictwa podziemnego. Wymagania bezpieczeństwa dla obudowy zmechanizowanej. Część 1: Sekcje obudowy i wymagania ogólne,
- [79] PN-EN 1804-2+A1: 2012, Maszyny dla górnictwa podziemnego - Wymagania bezpieczeństwa dla obudowy zmechanizowanej - Część 2: Stojaki i pozostałe siłowniki,
- [80] PN-H-04326: Badanie metali na zmęczenie, próba zginania,
- [81] Polak-Micewicz M., Łagoda T.: Analiza wytrzymałościowa spągnicy w statycznej próbie zginania, *Problemy Maszyn Roboczych*, 2009, z.34, str. 57-67,
- [82] Polak-Micewicz M., Łagoda T.: Metodyka badania spągnicy obudowy zmechanizowanej FAZOS z uwzględnieniem trwałości zmęczeniowej, AGH, Monografia, Nowoczesne metody eksploatacji węgla i skał zwięzłych, str. 182-190,
- [83] Polak-Micewicz M., Łagoda T.: Szacowanie trwałości zmęczeniowej obudowy ścianowej Fazos, *Modelowanie Inżynierskie*, tom 3, nr 44, Gliwice, 2012, str. 237-244,
- [84] Polak-Micewicz M., Wojtacha M.: Komputerowe wspomaganie procesu projektowania obudów ścianowych w FAZOS S.A., AGH, Monografia, Nowoczesne metody eksploatacji węgla i skał zwięzłych, 2009, str. 258-265,
- [85] Polak-Micewicz M.: Analiza niezawodności sekcji FAZOS przy zadanych warunkach eksploatacyjnych, *Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej*, nr 345/2012, z. 100, str. 99-102,
- [86] Polak-Micewicz M.: Badania wpływu wartości średnich i amplitud naprężeń dla spągnicy poddanej obciążeniom cyklicznym, *Materiały konferencyjne, XXIV Konferencja Naukowa, Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych*, Zakopane, 2011,
- [87] Polak-Micewicz M.: Komputerowa analiza naprężeń i odkształceń w spągnicy przy obciążeniach asymetrycznych, *Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej*, nr 334/2010, z. 96,
- [88] Polak-Micewicz M.: Wyznaczanie pętli histerezy dla materiału S355N, *Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej*, nr 341/2011, z. 98,

- [89] Polak- Micewicz M., Łagoda T., Khair Abdul W.: Determination of the Strength of Powered Roof Supports According for Fatigue Life, USA – 31st International Conference on Ground Control in Mining, West Virginia University, 2012,
- [90] Polak-Micewicz M., Łagoda T.: Niezawodność zmechanizowanej obudowy ścianowej z uwzględnieniem asymetrii podparć i zmęczenia materiału, System: Journal of Transdisciplinary System Science, vol. 16, 2012, nr 2, str. 279-287,
- [91] Polak-Micewicz M., Łagoda T.: Wyznaczanie naprężeń i odkształceń w krytycznych punktach spągnicy, Górnictwo odkrywkowe 3/2010, Wrocław, 2010, rocznik LI, nr 3, str. 25-28,
- [92] Program komputerowy Ansys DesignSpace wersja 11 (2008), wersja 14,5 (2012),
- [93] Program komputerowy Autodesk Inventor Professional (2011)
- [94] Reś J., Sosnica J.: Wybrane aspekty upodatnienia ścianowej obudowy zmechanizowanej, Wybrane problemy eksploatacji węgla i skał zwięzłych, Kraków, 2009, str. 87-101,
- [95] Rozporządzenie Ministra Gospodarki z 28.12.2005 w sprawie zasadniczych wymagań dla maszyn i elementów bezpieczeństwa (Dz. U. Nr 259 z 2005r., poz. 2170),
- [96] Rykulak K.: Pęknięcia w konstrukcjach stalowych, Wrocław, 2002, str. 115-130,
- [97] Seweryn A., Adamowicz A.: Dokładność obliczeń współczynników intensywności naprężeń za pomocą MES. XIX Sympozjum: Zmęczenie i Mechanika Pękania, Bydgoszcz - Pieczęta, kwiecień 2002, str. 13-20,
- [98] Sikora W., Jaszczuk M., Siwiec J.: Problematyka podporności wstępnej obudowy zmechanizowanej w aspekcie przodków o wysokiej koncentracji produkcji, Maszyny Górnicze, nr 63, Gliwice, 1997, str. 35-41,
- [99] Słowik J., Łagoda T.: Wpływ złożonego stanu naprężenia w dnie karbu na trwałość zmęczeniową elementów maszyn, Wieloosiowe zmęczenie losowe elementów maszyn i konstrukcji-część XII, Studia i Monografie z. 228, Politechnika Opolska, Opole, 2008,
- [100] Smith K. N., Watson P., Topper T. H.: A stress-strain function for the fatigue of metals, Journal of Materials, JMLSA, Vol. 5, No. 4, Dec. 1970, pp. 767-778,
- [101] Socha G.: Experimental investigations of fatigue cracks nucleation, growth and coalescence in structural steel, International Journal of Fatigue, pp. 139-147, vol. 258/2, 2003,

- [102] Susmel L., Tovo R.: Modified Wöhler curve method and Eurocode 3: Accuracy in predicting the multiaxial fatigue strength of welded joints, pp. 203-207,
- [103] Szusta S., Seweryn A.: Kumulacja uszkodzeń w warunkach złożonych obciążeń niskocyklowych cz. I. Badania doświadczalne, Modelowanie Inżynierskie, nr 38, Gliwice, 2009, str. 213-220,
- [104] Świtoński E., Mężyk A., Kciuk S., Gąsiorek D. Duda, S., Bednarz, R.: Badania modelowe i doświadczalne korpusu ramienia wąskiego prototypowego kombajnu węglowego, Maszyny Górnicze, 2002, R. 20, nr 3, str. 7-14,
- [105] Tokarczyk J.: Wirtualne prototypowanie obudów zmechanizowanych w stanach obciążeń zmiennych, maszyny Górnicze 2/2005, str. 3-8,
- [106] Wöhler A.: Z. Bauwesen, Vol. 8, 1858, pp. 642-652,
- [107] Yuri G. Shein: Dynamiczne obciążenia zmechanizowanej obudowy ścianowej, Maszyny Górnicze, nr 92, Gliwice, 2002, str. 39-41,
- [108] Zagrajek T., Krześciński G., Marek P.: Metoda elementów skończonych w mechanice konstrukcji, ćwiczenia z zastosowaniem ansys, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 2005, str. 15-20,
- [109] Zeng Z., Fatemi A.: Elasto-plastic stress and strain behavior at notch roots under monotonic and cyclic loadings, Journal of Strain Analysis, Vol. 36, No. 3, 2001, pp. 287-300,

Streszczenie

Jako zmechanizowaną obudowę ścianową określa się zestaw sekcji ustawionych koło siebie, który tworzy przestrzeń dla maszyny urabiającej, transportowej i obsługi. Obudowa zabezpiecza nowoodkryty strop przesuwając się o odległość równą szerokości organu urabiającego. Taki system wydobywczy przyczynia się do powstawania obciążeń zmiennych, a dalej prowadzić może do wystąpienia złożonego splotu zjawisk i zmian w konstrukcji obudowy. Powstające wskutek cyklicznych obciążeń mikrouszkodzenia sukcesywnie rozwijają się i kumulują prowadząc do pęknięcia zmęczeniowego.

Prezentowana praca ukazuje złożoność projektowania obudów z uwzględnieniem trwałości zmęczeniowej. W pracy dodatkowo można znaleźć szereg informacji na temat występujących korbów oraz ich uwzględniania w obliczeniach. Opisano również fazy rozwoju pęknięcia od inicjacji mikropęknięcia do propagacji w skali makroskopowej.

Głównym celem pracy było opracowanie takiej metodyki projektowania, aby obliczenia przeprowadzać z wykorzystaniem modelu ciała sprężystego, a następnie w krytycznych punktach zastosować lokalne metody ciała sprężysto-plastycznego z wykorzystaniem modelu Neubergera, a w kolejnym kroku przyjąć odpowiednie kryteria zmęczeniowe, które pozwolą na określenie trwałości zmęczeniowej obudowy ścianowej. Aby uzyskać końcową postać algorytmu w pracy zaprezentowano szereg badań zmęczeniowych obejmujących: badania tensometryczne trzech różnych typów obudów ścianowych oraz analizy numeryczne z wykorzystaniem metody elementów skończonych.

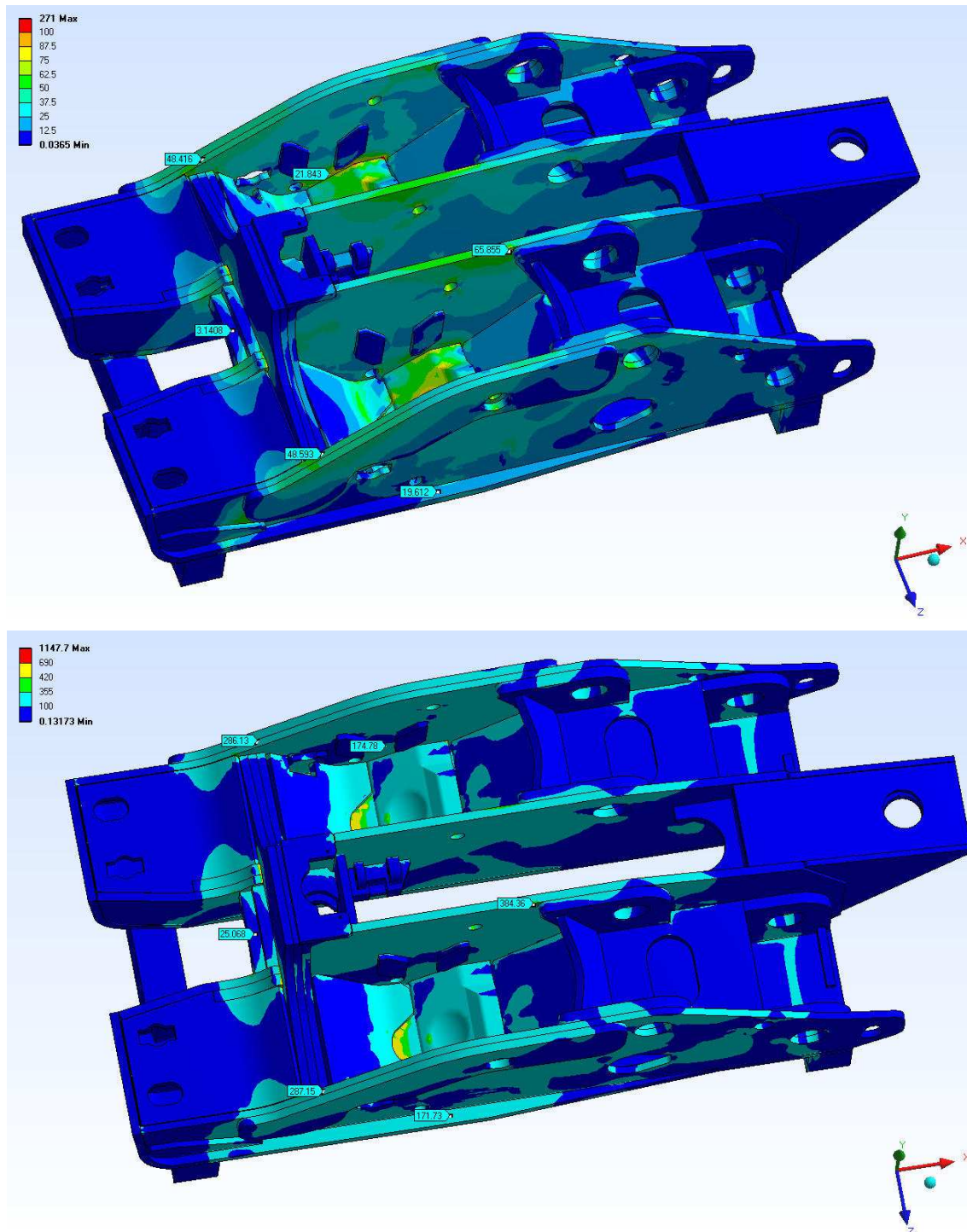
Na podstawie przebadanych podzespołów określono najskuteczniejszą metodę uwzględniającą wartości średnie amplitud cyklu, a w kolejnym kroku wyznaczono stopień uszkodzenia zmęczeniowego dla danego bloku obciążenia. Na tej podstawie określono trwałość dla punktów krytycznych podzespołów obudowy, a także ustalono najbardziej wytrzymały podzespół.

Ze względu na brak usystematyzowanych procedur i wytycznych do obliczeń wytrzymałościowych obudowy ścianowej z uwzględnieniem trwałości zmęczeniowej proponowana metoda wychodzi naprzeciw oczekiwaniom prawidłowego i pełnego ujęcia analiz wytrzymałościowych statycznych i zmęczeniowych.

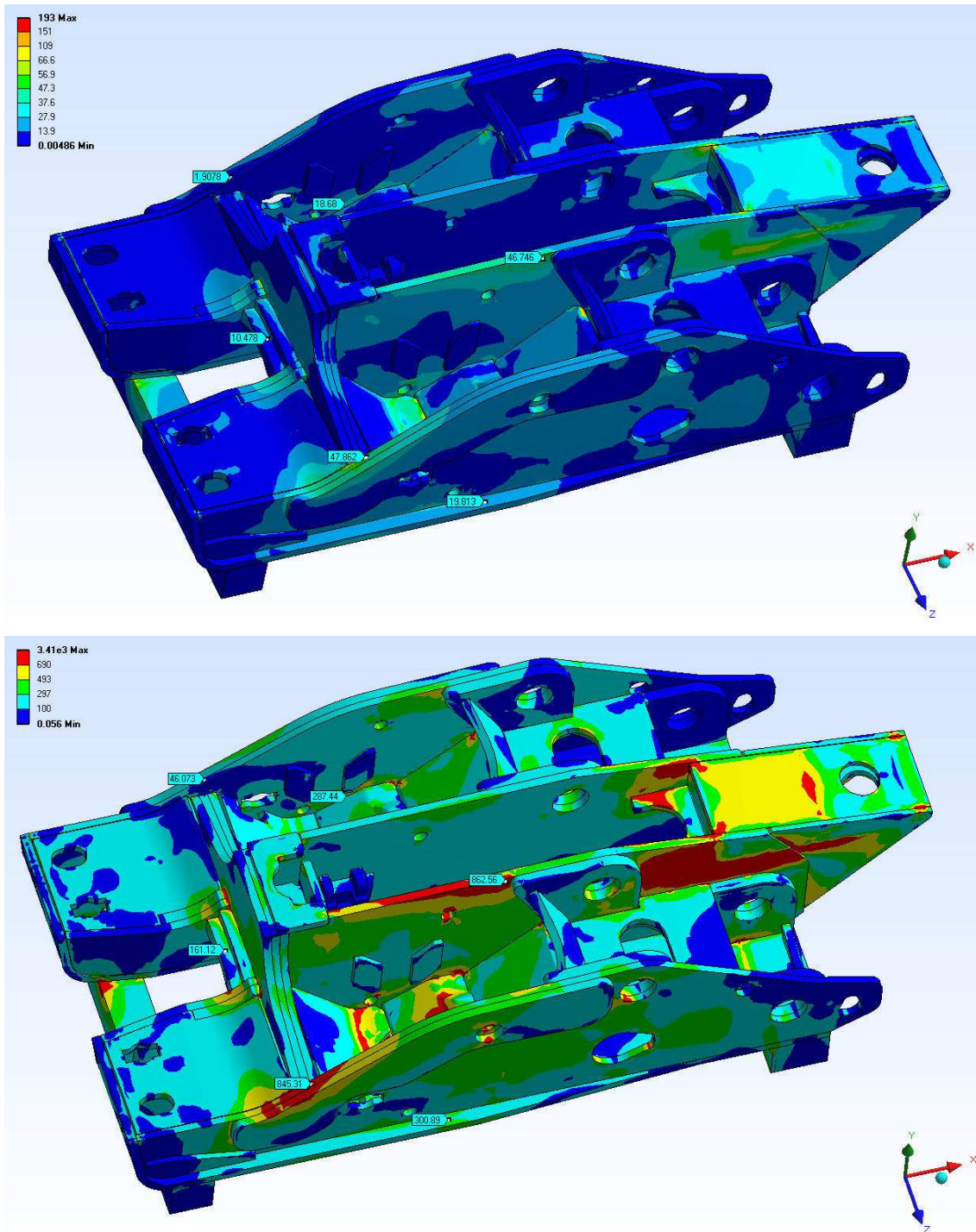
Załączniki

Załącznik nr 1

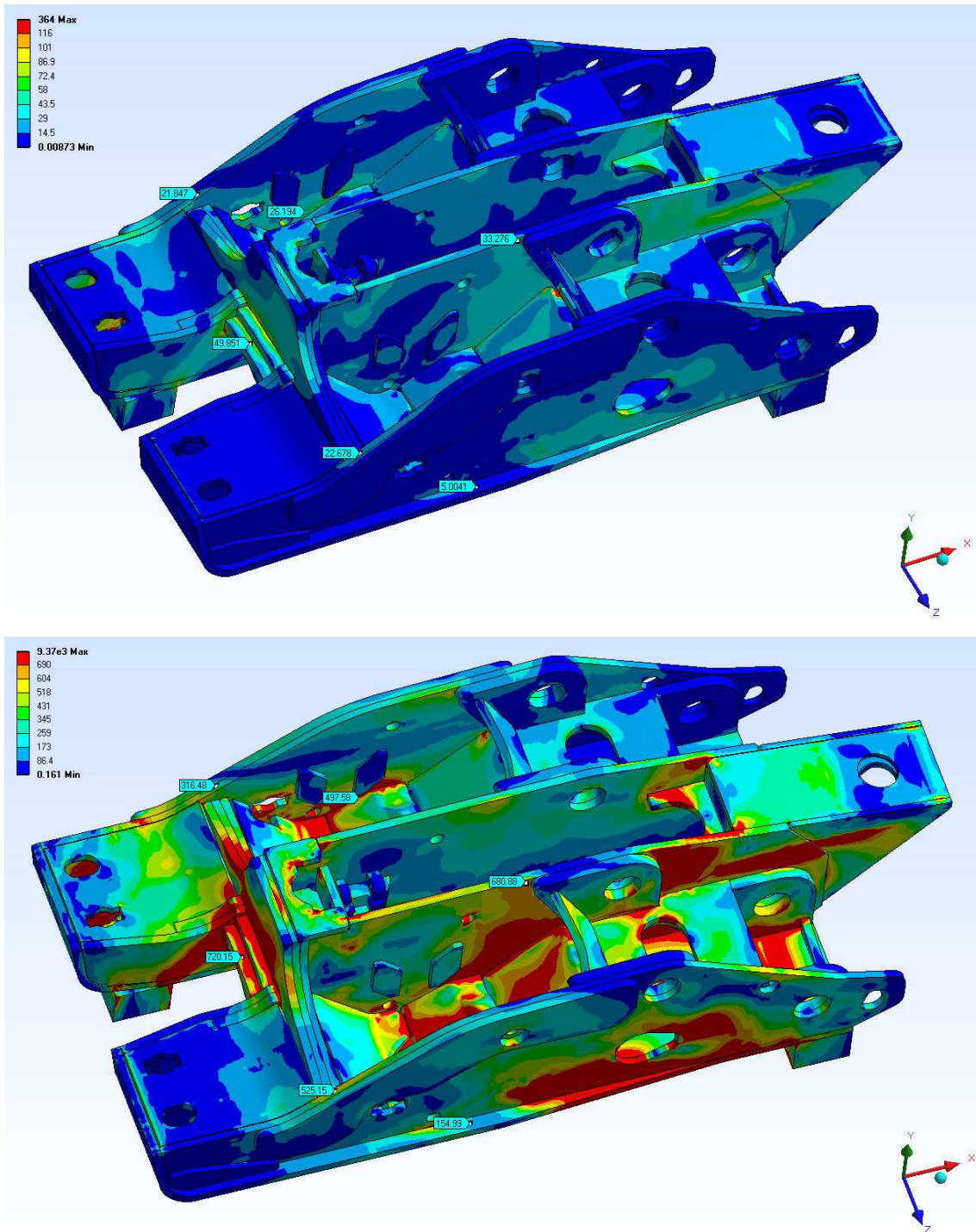
Wyniki z obliczeń numerycznych MES dla obudowy FAZOS 12/28



Rys. Z.1.1. Warstwy naprężeń zredukowanych dla podparcia symetrycznego (horyzontalne) A.1.1a lub A.1.2a+A6d lub A6c przy min.(9,2 MPa) i max. (39,2 MPa) obciążeniu spągnicy



Rys. Z.1.2. Warstwicę naprężeń zredukowanych dla podparcia asymetrycznego A.4b przy min. (9,2 MPa) i max. (39,2 MPa) obciążeniu spągnicy



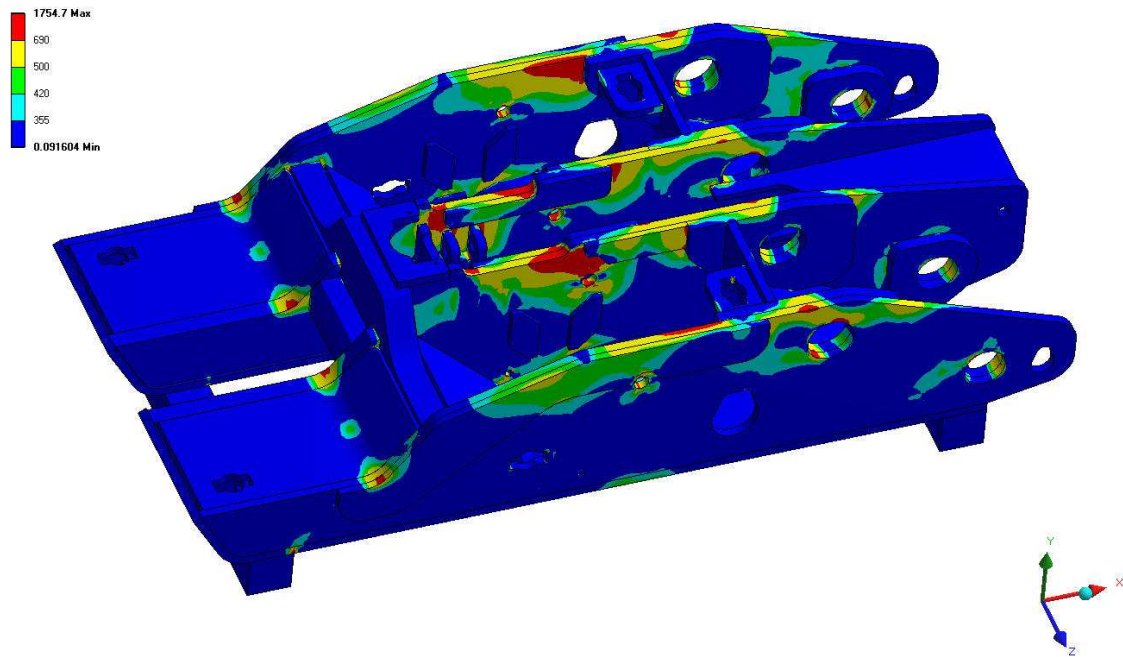
Rys. Z.1.3. Warstwie naprężeń zredukowanych dla podparcia asymetrycznego A.9 przy min. (9,2 MPa) i max. (39,2 MPa) obciążeniu spągnicy

Załącznik nr 2

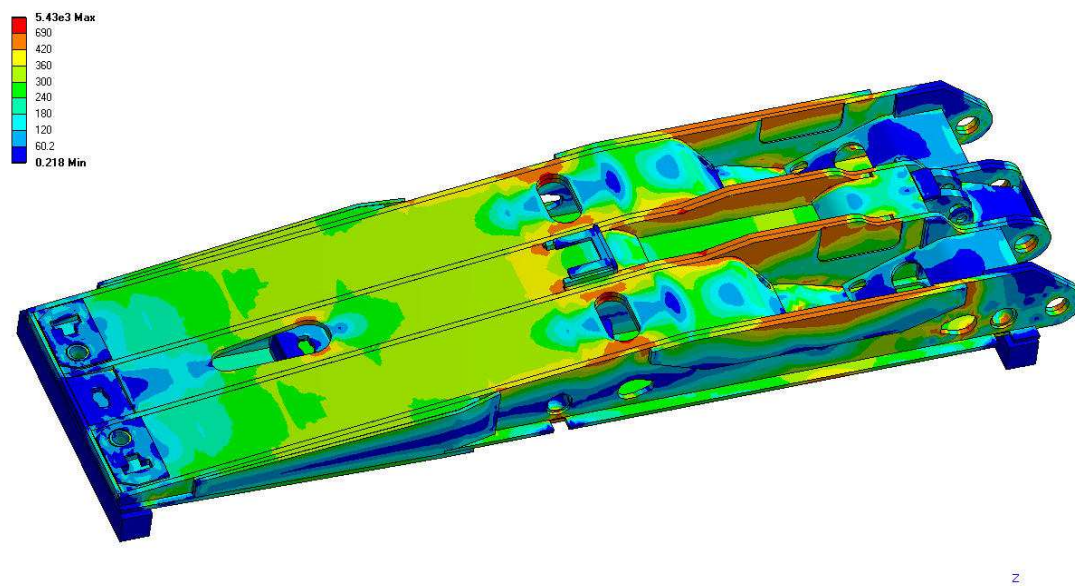
Wyniki badań eksperymentalnych i numerycznych dla obudowy FAZOS 12/25

Tabela Z.2.1. Wyniki naprężeń [MPa] według modelu sprężystego dla wszystkich punktów tensometrycznych umieszczonych na spągnicy z badań stanowiskowych

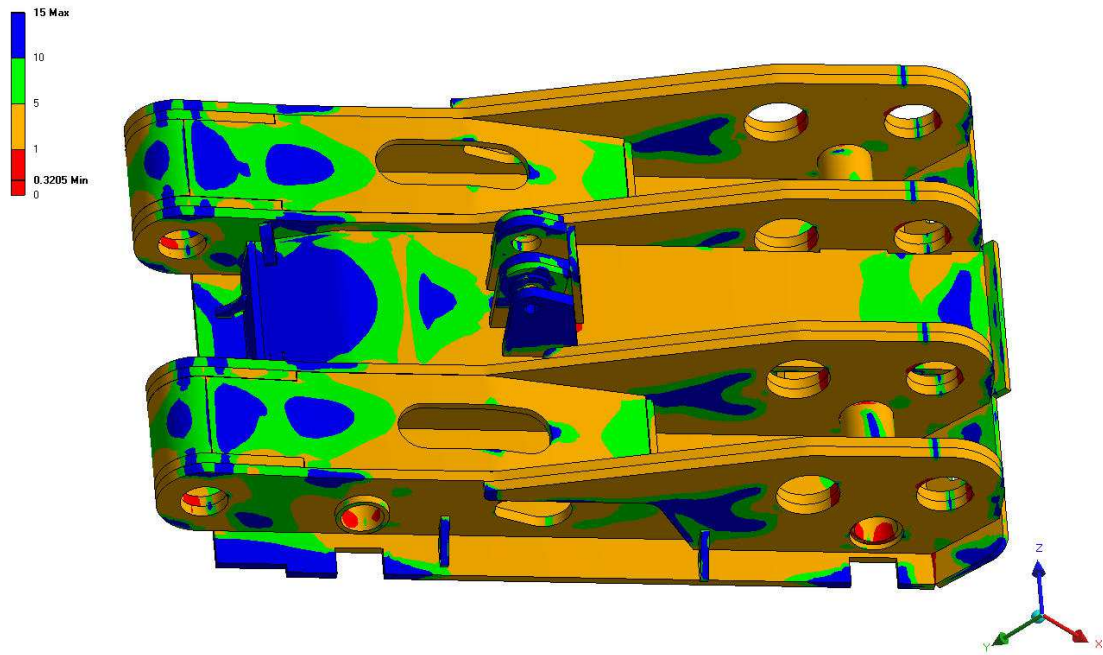
	Pozycja belki	Pomiar	Liczba cykli	1A	1B	2A	2B	3A	3B	4A	4B	5A	5B	6A	6B
	-	0-1000	1000	67	21	39	45	205	22	74	59	244	236	272	186
	-	1000-2000	2000	76	20	42	39	208	26	48	83	234	238	278	166
	-	2000-3000	3000	94	30	45	46	212	41	47	92	242	239	287	174
	-	3000-4000	4000	107	37	45	51	219	54	43	107	246	259	302	192
	-	4000-5000	5000	122	33	47	58	225	51	39	140	246	257	283	194
	-	5500	5500	126	23	45	61	229	44	33	142	235	251	270	183
	-	6000	6000	136	17	48	68	236	40	34	169	228	253	260	183
	-	6000-7000	7000	151	19	52	80	248	39	34	171	230	259	263	186
	-	7000-8000	8000	168	21	56	99	253	41	32	186	231	275	264	185
	-	8000-9000	9000	377	16	54	131	279	40	22	188	264	327	301	207
	-	9000-10000	10000	408	13	57	159	285	36	37	207	256	333	291	209
	-	10000-11000	11000	440	15	59	190	298	40	47	182	259	347	289	220
	-	12000	12000	475	22	65	224	310	39	51	72	267	358	293	224
	-	12500	12500	488	24	66	245	312	45	52	72	267	361	289	225
	A	625	13125	658	123	60	505	37	41	204	182	358	377	223	247
	B	625	13750	441	64	109	119	477	146	43	50	203	386	357	210
	A	625	14375	651	126	46	545	48	44	200	184	355	403	218	267
	B	625	15000	451	51	129	194	429	165	32	50	222	403	362	235
	C	625	15625	462	61	47	481	261	119	96	98	325	426	332	343
	D	625	16250	462	61	47	481	261	119	96	98	325	426	332	343
	C	625	16875	444	67	54	538	219	126	66	111	316	438	286	233
	D	625	17500	445	68	53	540	226	126	67	112	329	438	314	252
	1-1	625	18125	470	67	38	566	255	135	70	117	330	445	332	244
	2-2	625	18750	437	75	59	630	234	162	92	140	346	475	329	253
	1-1	625	19375	573	183	55	889	95	100	191	228	407	485	234	293
	2-2	625	20000	388	23	143	551	413	293	39	108	237	465	382	251
	-	1000	21000	300	73	72	914	223	213	85	150	340	515	344	261
	-	2000	22000	263	90	91	1025	217	223	76	179	326	529	331	273
	-	3000	23000	1048	101	122	1208	220	226	73	214	293	554	311	271
	-	4000	24000	4038	181	177	1306	239	231	74	248	216	592	315	286
	-	4500	24500	868	203	199	1277	248	236	77	255	197	595	318	296
	-	5000	25000	960	212	206	1243	237	228	72	279	189	583	299	314
	-	5500	25500	1010	243	245	1148	244	262	75	316	193	610	314	304
	-	6000	26000	1512	309	406	4136	284	242	75	344	194	626	314	319
	-	7000	27000	4038	344	121	1725	316	235	70	371	191	628	288	333
	-	7500	27500	4038	370	119	1381	348	225	70	338	202	628	256	342
	-	8000	28000	4038	418	4078	1363	436	223	90	396	213	633	242	370
	-	9000	29000	4038	471	4078	1057	540	204	91	414	227	654	176	383



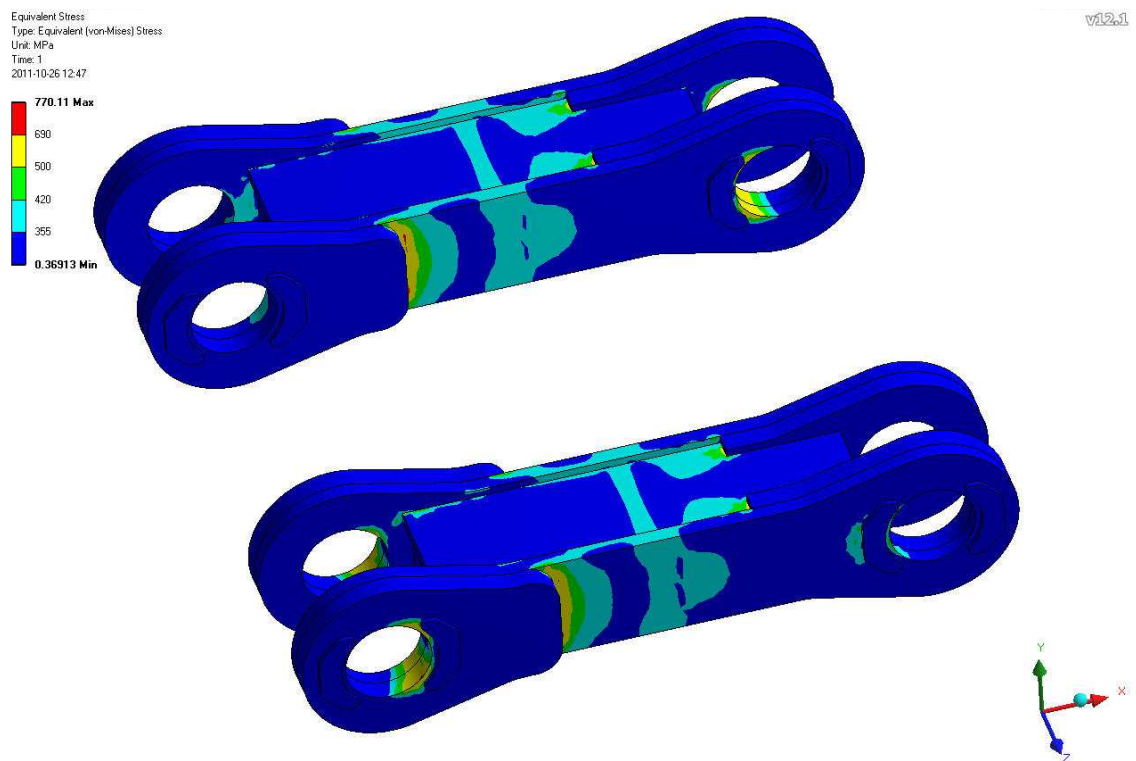
Rys. Z.2.1. Warstwie naprężeń zredukowanych dla podparcia symetrycznego przy maksymalnym obciążeniu spągnicy



Rys. Z.2.2. Warstwie naprężeń zredukowanych dla podparcia symetrycznego przy maksymalnym obciążeniu stropnicy



Rys. Z.2.3. Współczynnik bezpieczeństwa dla podparcia symetrycznego przy max. obciążeniu osłony



Rys. Z.2.4. Warstwy naprężeń zredukowanych dla łączników przednich przy zadaniu warunków ściskających

Załącznik nr 3

Wyniki obliczeń zmęczeniowych dla obudowy FAZOS 14/41

Tabela Z.3.1. Wyniki naprężeń [MPa] dla podparcia asymetrycznego A2a+A.3b dla min. (k. niebieski) i max. (k. żółty) obciążenia cyklicznego

Liczba cykli	Typ podparcia	Suma cykli	Typ	SPĄGNICA								ŁĄCZNIK PRZEDNI		STROPNICA						OSŁONA			
				K01	K02	K03	K04	K05	K06	K07	K08	K09L	K10P	K11	K12	K13	K14	K15	K16	K17	K18	K19	K20
1000	A.2a+A.3b	0	C-C	104	23	58	138	97	80	29	59	uszkodzony	232	86	67	52	61	49	57	60	43	2	11
				134	40	114	173	124	136	51	69	uszkodzony	565	267	274	253	213	172	232	82	30	1	12
	A.2a+A.3b	500	C-C	109	28	77	151	102	90	34	64	uszkodzony	226	119	103	96	93	77	98	67	47	3	12
				144	47	131	188	129	140	55	74	uszkodzony	545	279	286	268	222	182	242	84	34	1	12
	A.2a+A.3b	0	D-D	109	28	64	142	98	78	24	57	uszkodzony	174	112	46	64	68	73	58	30	117	17	5
				147	49	120	186	130	142	48	70	uszkodzony	525	349	234	242	277	265	194	23	151	19	5
	A.2a+A.3b	500	D-D	137	38	84	160	104	94	29	59	uszkodzony	211	151	79	97	109	108	83	32	130	17	3
				176	59	131	201	133	149	47	71	uszkodzony	521	345	229	237	276	261	193	24	155	17	4

Tabela Z.3.2. Wyniki amplitud naprężeń cyklu [MPa] w zakresie sprężysto-plastycznym dla podparcia asymetrycznego A2a+A.3b

Liczba cykli	Typ podparcia	Suma cykli	Typ	SPĄGNICA								ŁĄCZNIK PRZEDNI		STROPNICA						OSŁONA			
				K01	K02	K03	K04	K05	K06	K07	K08	K09L	K10P	K11	K12	K13	K14	K15	K16	K17	K18	K19	K20
1000	A.2a+A.3b	0	C-C	15	9	28	18	14	28	11	5	-	131	90	104	100	76	61	87	11	7	1	1
	A.2a+A.3b	500	C-C	17	9	27	19	13	25	10	5	-	-	80	92	86	64	53	72	9	6	1	0
	A.2a+A.3b	0	D-D	19	11	28	22	16	32	12	7	-	-	119	94	89	104	96	68	4	17	1	0
	A.2a+A.3b	500	D-D	19	11	24	21	14	28	9	6	-	-	97	75	70	84	77	55	4	13	0	0

Tabela Z.3.3. Wyniki wartości średniej naprężenia cyklu [MPa] dla podparcia asymetrycznego A2a+A.3b

Liczba cykli	Typ podparcia	Suma cykli	Typ	SPĄGNICA								ŁĄCZNIK PRZEDNI		STROPNICA						OSŁONA			
				K01	K02	K03	K04	K05	K06	K07	K08	K09L	K10P	K11	K12	K13	K14	K15	K16	K17	K18	K19	K20
1 000	A.2a+A.3b	0	C-C	119	31	86	155	111	108	40	64	-	342	176	171	152	137	111	144	71	37	1	12
	A.2a+A.3b	500	C-C	126	37	104	169	115	115	44	69	-	-	199	194	182	158	130	170	76	41	2	12
	A.2a+A.3b	0	D-D	128	38	92	164	114	110	36	63	-	-	230	140	153	173	169	126	26	134	18	5
	A.2a+A.3b	500	D-D	157	49	108	181	119	121	38	65	-	-	248	154	167	192	184	138	28	143	17	3

Tabela Z.3.4. Wyniki wartości amplitud transformowanych w [MPa] dla podparcia asymetrycznego A2a+A.3b

Liczba cykli	Typ podparcia	Suma cykli	Typ	SPĄGNICA								ŁĄCZNIK PRZEDNI		STROPNICA						OSŁONA			
				K01	K02	K03	K04	K05	K06	K07	K08	K09L	K10P	K11	K12	K13	K14	K15	K16	K17	K18	K19	K20
1000	A.2a+A.3b	0	C-C	15	9	28	18	14	28	11	5	-	131	90	104	100	76	61	87	11	7	1	1
	A.2a+A.3b	500	C-C	17	9	27	19	13	25	10	5	-	-	80	92	86	64	53	72	9	6	1	0
	A.2a+A.3b	0	D-D	19	11	28	22	16	32	12	7	-	-	119	94	89	104	96	68	4	17	1	0
	A.2a+A.3b	500	D-D	19	11	24	21	14	28	9	6	-	-	97	75	70	84	77	55	4	13	0	0
Średnia arytmetyczna				71	39	106	79	57	113	43	22	-	-	386	365	345	328	286	282	27	43	3	1
σ_a [MPa]			4	18	10	27	20	14	28	11	6	-	131	96	91	86	82	72	71	7	11	1	0
Wyliczona amplit. transformowana wg Goodmana [MPa]				21	10	30	25	16	30	11	6	-	380	132	110	105	104	88	86	7	12	1	1
R_m (S420N)		540		1,02	1,03	1,01	1	1,04	1,09	1,02	1,02	-	1	1,01	1,04	1,03	1	1,01	1,01	1,07	1,06	0,7	0,15
R_m (S690Q)		770																					

Tabela Z.3.5. Wyniki obliczeń stopnia uszkodzenia dla punktu pomiarowego nr 4 nieuwzględniające współczynnika działania karbu

Naprężenia transformowane wg modelu Goodmana [MPa]	Odczytana liczba cykli	Obserwowana liczba cykli	Sposób podparcia wg normy PN-EN -1804-1	Stopień uszkodzenia
5	1,88E+38	8 000	A.1.1a lub A.1.2a+A6d	~0,00
17	1,88E+38	2 000	A.8	~0,00
25	1,88E+38	1 000	A.2a+A.3b	~0,00
33	5,65E+35	2 000	A.2a+A.3a	~0,00
70	3,05E+27	3 000	A.1.1b lub A.1.2b+A.2a	~0,00
435	2,67E+07	1 000	A.4a lub A.4c	~0,00
270	4,70E+12	1 000	A.4b lub A.4c	~0,00

Tabela Z.3.6. Wyniki dla punktu pomiarowego nr 4 uwzględniające współczynnik działania karbu

Naprężenia transformowane wg modelu Goodmana [MPa]	Odczytana liczba cykli	Obserwowana liczba cykli	Sposób podparcia wg normy PN-EN -1804-1	Stopień uszkodzenia
9	1,88E+38	8 000	A.1.1a lub A.1.2a+A6d	~0,00
30	5,37E+36	2 000	A.8	~0,00
25*1,77= 44	3,59E+32	1 000	A.2a+A.3b	~0,00
58	3,47E+29	2 000	A.2a+A.3a	~0,00
124	1,73E+21	3 000	A.1.1b lub A.1.2b+A.2a	~0,00
770	5,00E+01	1 000	A.4a lub A.4c	~20,00
478	2,43E+06	1 000	A.4b lub A.4c	~0,00