



**POLITECHNIKA OPOLSKA
WYDZIAŁ MECHANICZNY**

mgr inż. Łukasz BLACHA

**ZASTOSOWANIE KONCEPCJI NAJSŁABSZEGO OGNIWA
W OBLICZENIACH TRWAŁOŚCI ZMĘCZENIOWEJ
STALOWYCH ZŁĄCZY SPAWANYCH**

Rozprawa doktorska

Promotor: dr hab. inż. Aleksander KAROLCZUK, prof. PO

OPOLE, 2013

Projekt został sfinansowany ze środków Narodowego Centrum Nauki przyznanych na podstawie decyzji numer DEC-2011/01/N/ST8/02566

Niniejszą pracę dedykuję mamie.

SPIS TREŚCI

Spis oznaczeń.....	7
1. Przegląd i analiza czynników wpływających na trwałość zmęczeniową stalowych złączy spawanych	8
1.1. Charakterystyka zagadnienia	8
1.2. Efekt wielkości elementu spawanego	10
1.3. Wpływ naprężeń własnych	15
1.4. Wpływ obróbki mechanicznej złącza	20
2. Przegląd metod wyznaczania trwałości zmęczeniowej złączy spawanych	27
2.1. Metoda naprężeń nominalnych	29
2.2. Metody naprężeń „geometrycznych”	33
2.2.1. Metoda hot-spot	34
2.2.2. Metoda promienia zastępczego	35
2.3. Metody bazujące na elementach liniowej mechaniki pękania	39
2.4. Podsumowanie	40
3. Cel, teza i zakres pracy	42
4. Probabilistyczna metoda wyznaczania trwałości zmęczeniowej stalowych złączy spawanych	43
4.1. Koncepcja najsłabszego ogniwa	43
4.2. Probabilistyczny model obliczeniowy	48
4.3. Badania eksperymentalne	52
4.3.1. Badania strukturalne	53
4.3.2. Kształt i wymiary złącza	57
4.3.3. Wyznaczenie naprężeń własnych	61
4.3.4. Badania przy obciążeniach cyklicznie zmiennych	63
4.4. Identyfikacja parametrów rozkładu prawdopodobieństwa	66

4.4.1.	Parametr kształtu.....	66
4.4.2.	Parametr skali	71
4.5.	Algorytm obliczeniowy	81
4.6.	Podsumowanie	84
4.6.1.	Wnioski.....	84
4.6.2.	Koncepcja przyszłych badań	84
5.	Załącznik.....	86
6.	Literatura.....	87
	Streszczenie	99

SPIS OZNACZEŃ

Symbol	Oznaczenie	Jednostka
ΔK	zakres współczynnika intensywności naprężeń	MPa·m ^{0,5}
ΔK_{th}	wartość progowa zakresu współczynnika intensywności naprężeń	MPa·m ^{0,5}
$\Delta\sigma$	zakres naprężeń	MPa
$\Delta\sigma_n$	zakres naprężeń nominalnych	MPa
ρ	promień zaokrąglenia w linii wtopienia	mm
ρ_f	fikcyjny promień zaokrąglenia w linii wtopienia	mm
σ_a	amplituda naprężeń	MPa
σ_{an}	amplituda naprężeń nominalnych	MPa
θ	kąt nachylenia lica spoiny	stopnie
C_f, m_f	parametry materiałowe <i>materiału zastępczego</i>	MPa, -
dV	objętość elementarna	mm ³
m	nachylenie charakterystyki zmęczeniowej $\Delta\sigma$ - N_f	MPa
N	liczba cykli	-
N_f	liczba cykli do zniszczenia	-
P_f	prawdopodobieństwa zniszczenia	-
P_s	prawdopodobieństwo przetrwania	-
R	współczynnik asymetrii cyklu	-
R_p	granica plastyczności	MPa
$R_{p0,2}$	umowna granica plastyczności	MPa
s	współczynnik proporcjonalności	-
t	grubość płyty spawanej	mm
V	objętość materiału	mm ³
V_0	referencyjna objętość materiału	mm ³

1. PRZEGLĄD I ANALIZA CZYNNIKÓW WPŁYWAJĄCYCH NA TRWAŁOŚĆ ZMĘCZENIOWĄ STALOWYCH ZŁĄCZY SPAWANYCH

Spawanie jest często spotykanym sposobem łączenia metalowych elementów konstrukcyjnych. W wielu konstrukcjach złącza spawane wykorzystywane są do połączenia elementów o znaczeniu krytycznym dla bezpieczeństwa użytkowanej konstrukcji [1-7]. Ze względu na zmiany w budowie mikrostrukturalnej, które towarzyszą procesowi łączenia, tego typu złącza są szczególnie podatne na pękanie zmęczeniowe [8,9]. Charakterystyczne cechy struktury materiałowej w strefie przegrzania determinują strefę wpływu ciepła jako potencjalne miejsce, w którym wystąpi inicjacja procesu zniszczenia danej konstrukcji.

W ogólności, procedury analizy trwałości zmęczeniowej konstrukcji spawanej nie różnią się znacząco od procedur przewidzianych na potrzeby konstrukcji bez złączy. W przypadku złączy spawanych rozpatrując zjawisko zmęczenia materiału uwzględnić należy odmienne mechanizmy zniszczenia, często bardziej skomplikowane. Problematyka ta ma źródło w procesie łączenia materiałów. Proces ten jest specyficzny ze względu na konieczność miejscowego stopienia materiału, któremu towarzyszy wprowadzenie materiału spoiwa. Z tego powodu nie istnieją dwa identyczne złącza spawane a proces zmęczeniowego niszczenia złącza może być zależny od wielu czynników.

1.1. Charakterystyka zagadnienia

Specyfika zagadnienia trwałości zmęczeniowej złączy spawanych staje się szczególnie widoczna na tle zagadnienia trwałości elementów litych. Istnieje szereg czynników wpływających na trwałość, których występowanie jest charakterystyczne dla tego zagadnienia. Właściwości zmęczeniowe złączy spawanych manualnie według tej samej techniki, porównywalnych pod względem geometrii oraz środowiska pracy, cechować może relatywnie duży rozrzut. Tego typu rozrzut w różnym stopniu zaobserwować można również w przypadku złączy wykonywanych w warunkach

laboratoryjnych [10,11]. Decydujący wpływ na to zjawisko ma jakość procesu produkcyjnego.

Niewłaściwy sposób przygotowania spawanych elementów oraz dobór parametrów spawania jest przyczyną znacznych różnic wartości promienia przejścia w linii wtopienia, również w obrębie jednej spoiny [12]. Geometryczna niejednorodność linii wtopienia jest czynnikiem ułatwiającym inicjację procesów korozyjnych - zmienna wartość promienia zaokrąglenia ułatwia gromadzenie się zewnętrznych zanieczyszczeń. Dodatkowo, źle dobrany lub przeprowadzony proces łączenia może być przyczyną powstania mikro pęcherzy, wtrąceń powierzchniowych i odprysków oraz zniekształcenia geometrii w stopniu znacząco wpływającym na rozkład naprężeń w złączy i jego otoczeniu. Występowanie wymienionych wad wytłumaczyć można przez dostarczenie nieodpowiedniej ilości energii wprowadzonej do materiału podczas procesu łączenia. Wartość wprowadzonej energii zależna jest od wielu niezależnych od siebie czynników. Powyższe przypadki stanowią o statystycznym charakterze zmian poszczególnych parametrów złączy spawanych porównywalnych pod względem geometrii.

Cechą charakterystyczną zagadnienia trwałości złączy spawanych jest niska wrażliwość na gatunek łączonego materiału. Wyniki badań zmęczeniowych złączy w stanie pospawalniczym wykazują, że trwałość zmęczeniowa konstrukcji spawanej w pierwszej kolejności zależy od kształtu oraz od rodzaju złącza; również dla tych parametrów opracowywane są charakterystyki zmęczeniowe. Gatunek materiału rodzimego ma znaczenie drugorzędne [13,14]. Jedynie w przypadku stali wysokowytrzymałych lokalizacja spoiny nie stanowi czynnika determinującego miejsce wystąpienia przełomu zmęczeniowego [2,15].

Uściślając, czynniki wpływające na trwałość podzielić można na czynniki wewnętrzne oraz zewnętrzne. Do wewnętrznych czynników wpływu zaliczono:

- zmiana mikrostruktury materiałowej – rozmiar, kształt i orientacja ziaren,
- występowanie nieciągłości materiałowych i wtrąceń niemetalicznych,
- obecność naprężeń własnych.

Do zewnętrznych czynników wpływu zaliczono:

- zmiana globalnego profilu geometrycznego: koncentracja naprężeń wynikająca ze zmiany zarysu geometrycznego elementu w wyniku powstania spoiny,

- zmiana lokalnego profilu geometrycznego: koncentracja naprężeń wynikająca z występowania wariacji lokalnej wartości promienia zaokrąglenia wzdłuż linii wtopienia jak również jej nieregularnego przebiegu,
- wielkość elementu spawanego,
- stan warstwy wierzchniej materiału,
- obecność wtrąceń powierzchniowych,
- chemicznie agresywne środowisko pracy sprzyjające inicjacji procesów korozyjnych, skutkujące obniżeniem własności wytrzymałościowych struktur materiałowych złącza spawanego.

Z powyższego wyszczególnienia wynika, że głównym czynnikiem determinującym niejednorodne pole naprężeń w otoczeniu spoiny jest koncentracja naprężeń będąca efektem procesu łączenia materiałów poprzez ich miejscowe stopienie. Przyczyną występowania koncentracji naprężeń jest zmiana geometrii, w wyniku której powstaje tzw. karb geometryczny. Źródłem koncentracji jest zarówno geometryczny profil spoiny [16,17], jak również zniekształcenie elementu w obszarze złącza jak i w jego otoczeniu. Dodatkowo, na efekt karbu wpływa również duże zróżnicowanie mikrostruktury materiałowej oraz obecność naprężeń własnych [12]. Wybrane czynniki wpływu charakterystyczne dla złączy spawanych opisane zostały w kolejnych podrozdziałach.

Podsumowując, trudność w uwzględnieniu wszystkich czynników wpływu oraz występujący rozrzut niektórych ich parametrów wydaje się wskazywać na celowość zastosowania probabilistycznych modeli obliczeniowych do szacowania trwałości złączy spawanych.

1.2. Efekt wielkości elementu spawanego

Efekt wielkości stanowi jeden z czynników wpływu na trwałość zmęczeniową, który w przypadku złączy spawanych ma znaczenie szczególne głównie ze względu na, podatny na szereg czynników, proces technologiczny łączenia elementów - między innymi statystyczny charakter parametrów geometrycznych złącza (bruzdy i rowki w obszarze lica spoiny, podcięcia w linii wtopienia i inne) oraz zachowanie reżimu temperaturowego (gdy wymagany). Brak takiego reżimu skutkuje zwiększonym

gradientem temperatury w procesie stygnięcia. W niniejszej pracy dla pojęcia efektu wielkości przyjęto następującą definicję:

Przez efekt wielkości rozumieć należy zjawisko obniżenia trwałości zmęczeniowej wraz ze wzrostem objętości złącza, odnoszące się do przypadku identycznie obciążonych złączy spawanych o porównywalnej geometrii.

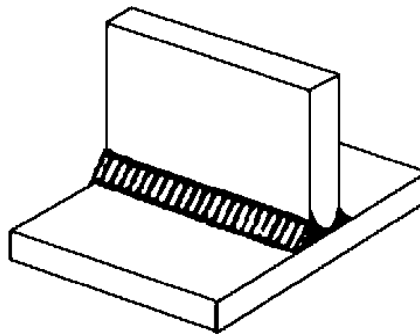
W literaturze znaleźć można szereg opublikowanych badań zmęczeniowych przeprowadzonych na serii próbek o porównywalnej geometrii, różniące się jedynie grubością spawanych płyt. Kihl i Sarkani [18] badali elementy o geometrii płyty o grubości od 6 do 25 mm (pięć wariantów grubości), spawanej z nieprzenoszącymi obciążenia żebrami (tzw. podwójne złącze typu T¹), przy cyklicznym oraz losowym przebiegu obciążenia osiowego. Analizując otrzymane wyniki obserwuje się wyraźny spadek trwałości dla elementów o grubości powyżej 11 mm, przy czym zjawisko to było relatywnie słabo widoczne wśród elementów o wymienionej oraz mniejszej grubości. Nykänen, Björk i Marquis [19] obserwowali propagację dwóch rodzajów pęknięcia w pojedynczym złączu typu T (rys.1.1, złącze przenoszące obciążenie w pełnym przekroju spoiny): od grani oraz od linii wtopienia. Dla różnych rodzajów obciążenia autorzy w każdym przypadku zaobserwowali wzrost trwałości przy spadającej wartości stosunku grubości żebra do grubości płyty. Kainuma i Mori [20] analizowali elementy spawane o tej samej geometrii, ze złączem przenoszącym obciążenie w pełnym przekroju spoiny. Złącza miały zainicjowane nieciągłości materiałowe w obszarze grani spoiny. Autorzy porównali wartość umownej granicy zmęczenia (zakres naprężeń dla trwałości dwóch milionów cykli obciążenia) dla różnych kształtów spoiny (zmienna wartość kąta nachylenia lica) i wariantów grubości płyty (od 5 mm). W każdym przypadku zaobserwowany spadek trwałości został przedstawiony za pomocą krzywej wykładniczej stopnia 1/6. Przeprowadzone badania odwołują się do definicji jednej z przyczyn efektu wielkości: wraz ze wzrostem wymiarów złącza spawanego wzrasta prawdopodobieństwo wystąpienia większego defektu strukturalnego (w tym przypadku nieciągłości materiałowej spowodowanej

¹ ang. *double T-joint*

brakiem pełnego przetopu w grani) a tym samym zwiększeniu ulega wartość współczynnika intensywności naprężeń.

Przyczyny spadku trwałości ze wzrostem objętości złącza usystematyzować można w następujących punktach:

- w przypadku większej objętości materiału istnieje wyższe prawdopodobieństwo wystąpienia defektu o większym potencjale destrukcyjnym;
- zmniejszenie gradientu naprężeń w połączeniu ze zwiększeniem ziarna stanowi źródło występowania odkształceń powyżej pewnej wartości progowej dla procesu inicjacji pęknięcia [21].



Rys. 1.1. Złącze typu T [25]

Powiązanie zjawiska spadku trwałości zmęczeniowej ze wzrostem wielkości elementu jest powszechnie znane w przypadku konstrukcji z materiału litego. W tym przypadku zjawisko to jest powszechnie znane jako „efekt skali”, ze względu na fakt, iż jego wpływ był znaczący jedynie w przypadku dużych konstrukcji [21], przy stosunku zmiany objętości większym niż w przypadku złączy spawanych. Efekt ten był widoczny w konstrukcjach narażonych głównie na zginanie i skręcanie [21,22].

Specyfika procesu spawania – zmiany mikrostruktury będące skutkiem towarzyszącego mu gradientu termicznego, na którego charakter składają się efekty zmian termicznych, często będące we wzajemnej interakcji (złącza wykonane w kilku przejściach) - uzasadnia duży wpływ zmiany wielkości złączy spawanych na trwałość zmęczeniową, odznaczający się już dla stosunkowo niewielkich zmian wielkości [23]. W obszarze złącza spawanego wyróżnić można cztery strefy strukturalne: rekrytalizacji, normalizowania, przegrzania oraz strefę wtopienia. Różnorodność budowy strukturalnej złącza skutkuje zwiększoną podatnością na efekt skali, przy czym

jako czynnik decydujący wymienić należy rozrost ziarna zachodzący w strefie przegrzania; przedstawiona hipoteza znajduje potwierdzenie w świetle wyżej wymienionych przyczyn występowania efektu wielkości – „efektu skali” wśród złączy spawanych. W tym miejscu warto nadmienić, że w przypadku złączy spawanych efekt ten widoczny jest również przy rozciąganiu i ściskaniu [23].

Niektórzy badacze sugerują występowanie grubości elementu granicznej dla procesu spadku trwałości. Kihl i Sarkani [18] podają wartość 11 mm jako graniczną w przypadku podwójnych złączy typu T. Radaj, Sonsino i Fricke [24] dla spawanych płyt podają referencyjny zakres grubości od 16 mm do 25 mm (metoda naprężeń nominalnych wyznaczania trwałości [25]), dla spoin doczołowych jak i pachwinowych - jednak nie podają uzasadnienia do wyboru tych wartości jako granicznych.

Opracowanie ściślej zależności opisującej efekt skali jest problematyczne ze względu na konieczność uwzględnienia czynników takich jak geometria elementu spawanego czy jakość procesu spawania. W użyciu funkcjonuje prosta formuła nazwana zasadą pierwiastka czwartego stopnia² [18]:

$$\frac{N_f}{N_{f-ref}} = \sqrt[4]{\frac{t_{ref}}{t}}, \quad (1.1)$$

gdzie:

N_f – trwałość,

N_{f-ref} – trwałość referencyjna,

t – grubość spawanej płyty, mm,

t_{ref} – grubość referencyjna, mm.

Zasadę tę można interpretować następująco:

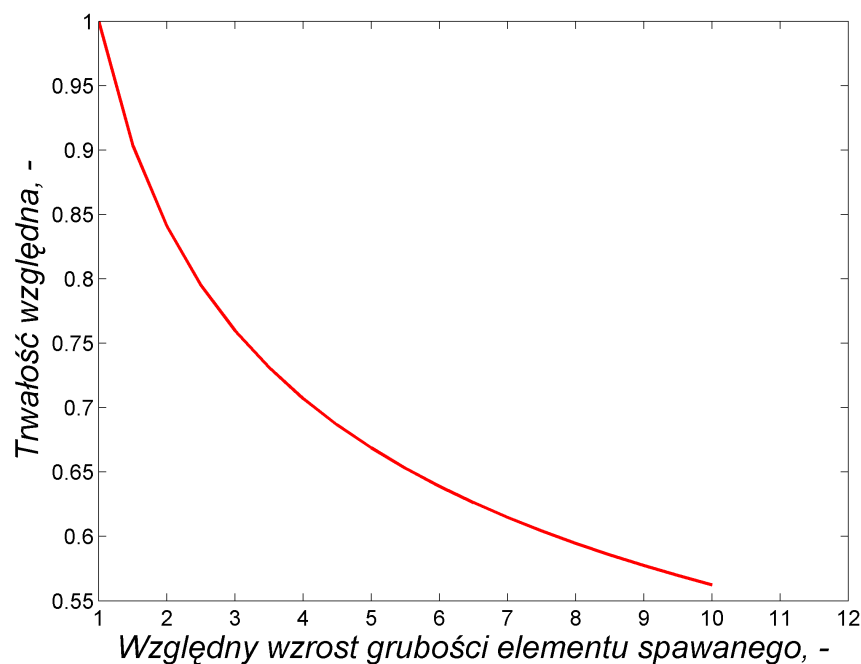
Spadek trwałości zmęczeniowej elementu spawanego o grubości t jest wprost proporcjonalny do iloczynu trwałości pewnego elementu referencyjnego o grubości t_{ref} i stosunku ich grubości w potęgde o wykładniku 0.25 (przy czym: $t > t_{ref}$).

² ang. *fourth root rule*

Trwałości obliczone na podstawie zależności (1.1) są zachowawcze w porównaniu z wartościami eksperymentalnymi. Wyniki te podyktowane są wymogiem możliwości zastosowania w szerokim spektrum złączy spawanych. Taką zależność ilustrują badania między innymi Kihla i Sarkaniego [18]. W tym przypadku było to najbardziej widoczne w zakresie zmęczenia wysokocyklowego (zakres liczby cykli od 10^5). Ilustracją zasady pierwiastka czwartego stopnia jest rys. 1.2.

Podsumowując badania literaturowe stwierdzono, że:

- istniejące modele opisujące efekt skali w większości są jedynie zależnościami korygującymi wartości trwałości obliczeniowej;
- nie istnieje jedna ścisła zależność w sposób dokładny opisująca efekt skali dla różnych rodzajów złączy spawanych;
- w niektórych uogólnionych zależnościach przyjęta formuła uwzględnia modyfikacje na potrzeby różnych wariantów geometrycznych elementu;



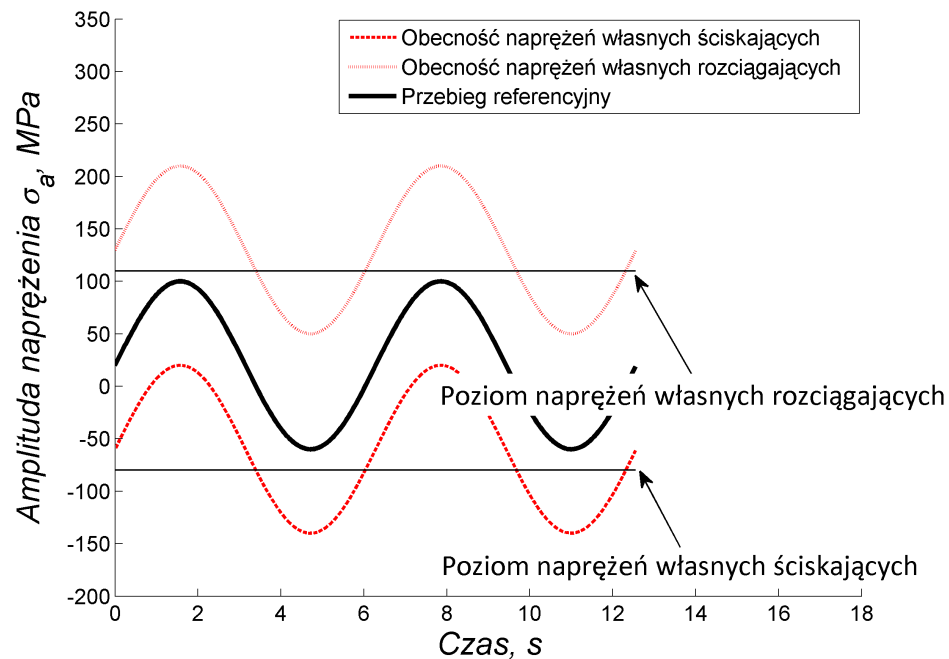
Rys. 1.2. Ilustracja zasady pierwiastka czwartego stopnia

1.3. Wpływ naprężeń własnych

Naprężenia własne zdefiniować można jako naprężenia obecne w elemencie również wtedy gdy pozostaje on zewnętrznie nieobciążony. Efektem procesu spawania jest występowanie pospawalniczych naprężeń własnych, których obecność nie pozostaje bez wpływu na trwałość złącza. Konwencjonalny proces spawania polega na stopieniu powierzchni łączonych razem z materiałem wypełniającym (elektroda topliwa), przy wykorzystaniu punktowego źródła ciepła. W trakcie procesu generowane są cykle naprężeń termicznych. Konsekwencją wywołanego w ten sposób obciążenia jest wprowadzenie naprężeń własnych do obszaru złącza. Proces powstawania tego typu naprężeń ma swój początek po odebraniu źródła ciepła. Od tego momentu następuje schłodzenie materiału, występują odkształcenia termiczno-plastyczne oraz zachodzą przemiany fazowe.

Obecność naprężeń własnych jest jednym z czynników wpływających na efekt karbu [24,26]. Rozległość pól naprężeń własnych zależy od parametrów spawania, technologii procesu łączenia oraz rodzaju materiału [27]. Naprężenia te znajdują się w stanie wzajemnej równowagi przez co mogą być zarówno rozciągające jak i ściskające. Rozciągające naprężenia własne powodują rozwarcie pęknięć zmęczeniowych i są wysoce niekorzystne a ich wartość może osiągnąć poziom zbliżony do poziomu granicy plastyczności. Z tego powodu trwałość może być zaniżona nawet gdy element poddany jest oddziaływaniu ściskających naprężeń eksploatacyjnych. W trakcie eksploatacji składowe tensora naprężenia w złączu są wypadkową istniejących naprężeń własnych oraz naprężeń wywołanych przez obciążenie eksploatacyjne. W powyższym przypadku naprężenia eksploatacyjne oddziałują jak rozciągające naprężenia zmienne. Wymienione czynniki wskazują na strefę występowania tego typu naprężeń jako obszar sprzyjający inicjacji procesu zniszczenia. Odwrotna sytuacja ma miejsce w przypadku ściskających naprężeń własnych. Tego typu naprężenia pozytywnie wpływają na trwałość zmęczeniową: spowalniają proces inicjacji i przyrostu pęknięć zmęczeniowych oraz zwiększają odporność korozyjną oraz odporność na ścieranie [28]. Wiele spośród stosowanych metod zwiększenia trwałości opiera się na wprowadzeniu naprężeń ściskających w obszar powierzchni złączy spośród których najpopularniejszymi są śrutowanie oraz wstępne przeciążanie [28,29,30].

Mechanizm oddziaływania naprężeń własnych uogólniono na rys. 1.3. W tym celu przeprowadzono symulację zmiany przebiegu obciążenia cyklicznego wywołanej przez różne wartości naprężeń.



Rys. 1.3. Uogólnienie wpływu naprężeń własnych na przebieg obciążenia materiału

Efekt oddziaływania naprężeń własnych jest zdeterminowany przez fakt, iż stanowią one składową efektu karbu (karb strukturalny). Z tego powodu poziom naprężeń własnych wpływa, między innymi, na położenie umownej granicy zmęczenia. Zależność ta jest szczególnie widoczna w przypadku obciążeń cyklicznych [13,31]. Zjawisko to potwierdził Sonsino [31] analizując badania zmęczeniowe przeprowadzone na złączach w stanie pospawalniczym oraz po wyżarzaniu odpężającym. Wyniki dotyczyły dwóch serii próbek spawanych technologią MAG ze stali S355J0 oraz S355M. Poszczególne serie różniły się geometrią. Pierwsza seria miała geometrię płyty z zębem usztywniającym spawanym wzdłuż jej osi. Druga seria miała geometrię spawanych doczołowo płyt o komplanarnych osiach nachylonych względem siebie pod kątem 90° . Obciążenie miało charakter rozciągania-ściskania: cyklicznego (współczynnik asymetrii cyklu $R = -1$) oraz losowego (rozkład Gaussa). Ninh Nguyen

i Wahab [32] opublikowali wyniki badań zmęczeniowych na serii doczołowych złączy spawanych o różnym poziomie naprężeń własnych. Poszczególne poziomy osiągnięto przez śrutowanie powierzchni lub przeciążanie złącza w stanie pospawalniczym. Wartości naprężeń własnych wyznaczone zostały metodą dyfrakcji promieni Roentgena [33]. Poziom naprężeń własnych w dziesięciu badanych seriach próbek wynosił od 300 MPa przez 0 MPa do -172 MPa. Pomędzy skrajnymi wartościami zaobserwowano zmiany trwałości przewyższające jeden rząd wielkości, co w wymierny sposób przekłada się na zmianę wartości umownej granicy zmęczenia. Badania przeprowadzone przez Kanga i innych [34] wykazały, że poziom naprężeń własnych wpływa na prędkość przyrostu pęknięcia zmęczeniowego. Badania dotyczyły złącza typu rura-kołnierz wykonanego z połączenia stali węglowej SAE 1010 oraz niskostopowej stali wysokowytrzymałej. Część elementów z badanej serii poddano wyżarzaniu odprężającemu. Proces obróbki cieplnej polegał na wygrzewaniu w temperaturze 343° przez dwie godziny a następnie chłodzeniu w powietrzu o temperaturze pokojowej. Próbki obydwu serii poddano badaniom strukturalnym. Złącza w stanie pospawalniczym w strefie przegrzania wykazywały strukturę gruboziarnistą o budowie w układzie Widmanstättena. Struktura drobnoziarnista była charakterystyczna dla złączy po obróbce cieplnej. Naprężenia własne w bezpośrednim sąsiedztwie linii wtopienia spoiny w rurę wyznaczono między innymi za pomocą metody dyfrakcji promieni Roentgena. Na powierzchni materiału złącza w stanie pospawalniczym stwierdzono występowanie znacznych naprężeń własnych o charakterze ściskającym. Po przeprowadzonej obróbce cieplnej pomiary w tym samym miejscu wykazały brak naprężeń własnych lub niewielkie naprężenia rozciągające. Podczas badań zmęczeniowych złącze obciążono zostało przez cykliczne rozciąganie-ściskanie. Wyniki otrzymano na podstawie badań na kilku różnych poziomach obciążenia. Pomimo niekorzystnej budowy mikrostrukturalnej, w każdym przypadku trwałość próbek w stanie pospawalniczym była większa (różnice dochodzące do jednego rzędu wielkości). Przyczyna leży w procesie obróbki cieplnej. W efekcie przeprowadzonego wyżarzania promujące trwałość ściskające naprężenia własne zostały usunięte.

Rozkład naprężeń własnych można powiązać z zakresem występowania strefy wpływu ciepła. Ohta i inni [35] badali rozkład naprężeń własnych w złączach

doczołowych o różnej grubości. W przypadku złączy o mniejszej grubości na powierzchni elementu odnotowano ściskające naprężenia własne. W przypadku elementów grubszych naprężenia te miały charakter rozciągający. W przypadku tego rodzaju złączy należy jednak pamiętać, że wykonywane są w kilku przejściach.

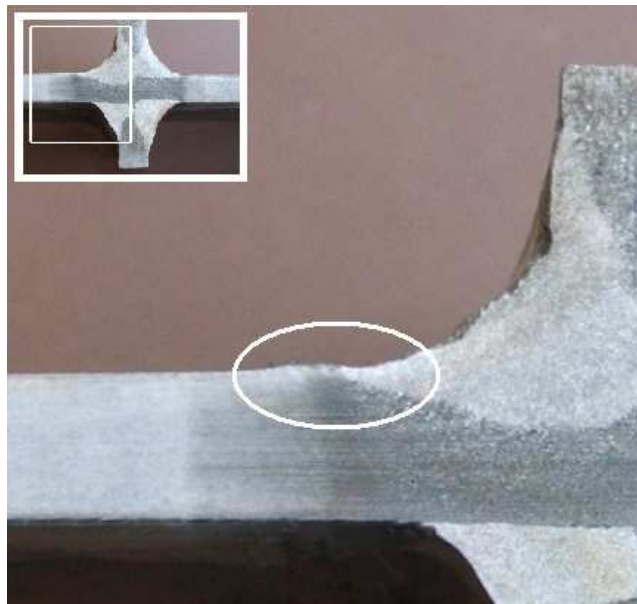
Charakterystycznym dla części złączy w stanie pospawalniczym jest niewrażliwość na wartość średnią obciążenia. Zjawisko to przypisuje się obecności znaczących rozciągających naprężeń własnych przy czym silniejsze jest w przypadku obciążeń cyklicznych [31]. Znikomy wpływ wartości średniej obciążenia na trwałość zmęczeniowa zaobserwować można, między innymi, na wynikach badań przeprowadzonych przez Sonsino i innych [13] na złączach doczołowych oraz podwójnych złączach typu T w stanie pospawalniczym. Badania dotyczyły złączy ze stali S355N, S355M, S690Q, S960Q o grubości łączonych płyt równej 10 mm (obciążenie osiowe) oraz 30 mm (czyste zginanie). Próbkę poddane zostały cyklicznym obciążeniom symetrycznym oraz odzerowo tętniącym ($R = \{0, -1\}$, odpowiednio). Analizując charakterystyki zmęczeniowe Basquina dla podwójnych złączy typu T z nieobciążoną spoiną zaobserwować można niewielkie różnice wartości umownej granicy zmęczenia, nie przekraczające 5% dla obu rodzajów obciążeń. Analogiczna zależność widoczna jest dla zginanych złączy doczołowych. Zauważalna różnica wystąpiła w przypadku obciążenia osiowego - różnice wartości umownej granicy zmęczenia wynosiły do 25%. Dla partii próbek wykonanych ze stali S960Q zaobserwowano wyraźny wpływ wartości średniej obciążenia na trwałość zmęczeniową, niezależnie od rodzaju obciążenia oraz geometrii próbki. Stal S960Q jest stalą wysokostopową a przez to trudno spawalną. Równoważnik węgla wyznaczony wg IIW przekracza 0,5 i wynosi około 1,23, co oznacza „słabą” spawalność³. W takich elementach inicjacja pęknięcia zmęczeniowe ma często miejsce w materiale rodzimym. Warto dodać, że w tym przypadku nie występują wyraźne różnice wielkości ziarna pomiędzy strefą materiału spoiny a strefą wpływu ciepła [15].

³ ang. *poor weldability*

Podsumowując niniejszy podrozdział należy wspomnieć, iż dokładne określenie naprężeń własnych jest kłopotliwe. Metoda nawiercania ślepego otworu [36] znajduje zastosowanie do wyznaczenia wartości jedynie w pewnej odległości od linii wtopienia - w zasadzie równej nie mniej niż połowa średnicy wiertła - oraz na głębokości równej min. 1,5 krotności średnicy wiertła. Proces wiercenia wywołuje miejscowe odkształcenia co ogranicza miarodajność wyznaczania naprężeń własnych do przypadków w których poziom naprężeń nie przekracza ułamka granicy plastyczności (bezpiecznym poziomem może być $0,5R_p$ [33]). W grupie najbardziej znanych metod nieniszczących [28] znajduje się metoda dyfrakcji promieni Roentgena [37,38] i metoda szumu Barkhausena [39,40]. Metoda dyfrakcji promieni Roentgena do wyznaczenia naprężeń własnych wykorzystuje zjawisko sprężystej deformacji sieci krystalicznej wywołanej przez oddziaływanie naprężeń własnych. Orientacja płaszczyzn krystalicznych zależy od wartości naprężeń. Podczas naświetlania część promieni ulega dyfrakcji na sieci krystalicznej materiału. Miarę naprężeń własnych stanowi lokalizacja miejsca załamania fali. Metoda ta stawia pewne wymagania odnośnie stanu badanego elementu. Powierzchnia powinna być obrobiona w celu ujednorodnienia profilu geometrycznego. Wszelkie wtrącenia mogą wpływać na wyniki pomiaru. Wymienione niedogodności utrudniają zastosowanie tej metody w przypadku złączy spawanych. Metoda szumu Barkhausena do badań wykorzystuje zjawisko powstawania odkształceń pod wpływem pola magnetycznego. Pod wpływem zmian zewnętrznego pola magnetycznego następuje przesuwanie się tak zwanych domen magnetycznych. Przy próbach przesunięcia domeny napotykają na opór wywołany m.in. obecnością naprężeń własnych. Na opór w mniejszym stopniu wpływają również czynniki takie jak twardość, wielkość ziarna i tym podobne. Przełamanie oporu jest możliwe przez wprowadzenie pola magnetycznego o pewnym natężeniu. Miarę naprężeń własnych są zmiany lokalnego stanu namagnesowania materiału, które są źródłem tak zwanego szumu Barkhausena. Otrzymane wartości parametrów takiego szumu porównywane są z charakterystyką kalibracyjną opracowaną dla tego samego materiału, lecz bez naprężeń własnych. W przypadku złączy spawanych opracowanie charakterystyki kalibracyjnej jest problematyczne ze względu na niejednorodną mikrostrukturę materiałową [41]. Z tego powodu metoda ta powinna być traktowana jedynie jako pomocnicza.

1.4. Wpływ obróbki mechanicznej złącza

Efektom procesu spawania jest zmiana profilu geometrycznego elementu konstrukcyjnego. Skala takiej zmiany niejednokrotnie jest niedopuszczalna pod względem przyszłej eksploatacji. Pomijając zmianę profilu ze względu na obecność spoiny, realnym może być zagrożenie lokalnego lub globalnego zniekształcenia elementu, które przekracza założony margines błędu. Do tego typu zagrożeń zaliczyć można, między innymi, możliwość wzajemnego przesunięcia spawanych elementów wskutek oddziaływania naprężeń ściskających towarzyszących procesowi spawania (często niemożliwe do uniknięcia w przypadku niektórych par geometria-materiał) oraz występowanie podcięć materiału przy spoinie (rys. 1.4).



Rys. 1.4. Przykład lokalnej zmiany grubości w obszarze złącza spawanego [23]

Prawdopodobieństwo wystąpienia takiego zniekształcenia ilustruje fakt, że Międzynarodowy Instytut Spawalnictwa⁴ w opisie opublikowanych charakterystykach zmęczeniowych do pewnego stopnia uznaje je za dopuszczalne (od 5 do 15%, w zależności od rodzaju złącza) [25].

Niepożądana zmiana profilu geometrycznego może nieść ze sobą konieczność przeprowadzenia obróbki mechanicznej. Niewłaściwie przeprowadzona obróbka

⁴ ang. *International Institute of Welding* , w skrócie: IIW

elementu spawanego może przyspieszyć proces zmęczeniowego niszczenia. Z drugiej strony, prawidłowo dobrana obróbka może ten proces spowolnić.

Jak wspomniano w p. 1.1, kluczowym czynnikiem determinującym trwałość złącza spawanego jest występowanie zjawiska karbu. Przeprowadzona obróbka mechaniczna może mieć stosunkowo istotny wpływ na trwałość złącza poprzez zwiększenie lub zmniejszenie efektu karbu. Efekt ten zależy jest od profilu geometrycznego spoiny, obecności wytrąceń, odprysków oraz od występowania nieciągłości materiałowych w skali mikro, obecnych w materiale w miejscu uskoków powierzchniowych, to jest rysy, kratery i tym podobne [29].

Trwałość złącza spawanego można zwiększyć poprzez obróbkę mechaniczną przeprowadzoną w celu optymalizacji profilu geometrycznego spoiny, jak również w celu usunięcia wad podpowierzchniowych w skali mikro. Efektem takiej obróbki jest ograniczenie efektu karbu w obszarze złącza oraz eliminacja potencjalnych ognisk pęknięcia zmęczeniowego.

Zwiększenie trwałości osiągnąć można poprzez:

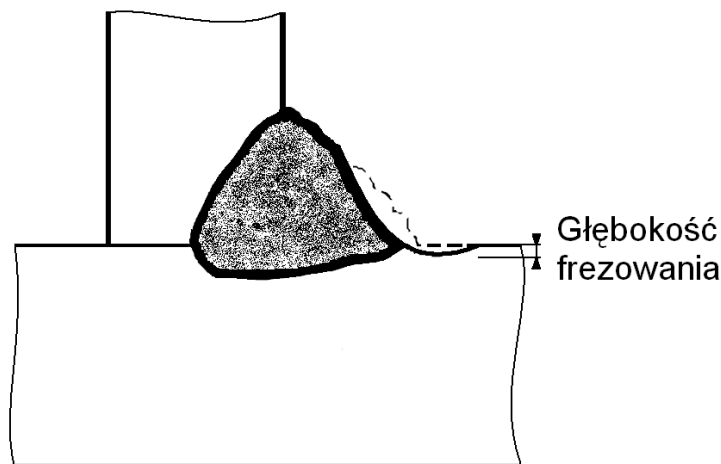
- ujednorodnienie lokalnej geometrii w linii wtopienia mające na celu usunięcie widocznych defektów różnego rodzaju oraz optymalizację profilu promienia zaokrąglenia;
- zmianę kąta nachylenia lica spoiny;
- usunięcie zewnętrznego profilu spoiny.

Niejednokrotnie obserwując powierzchnię złączy spawanych zaobserwować można obecność nieciągłości materiałowych. Zaistnieniu takich nieciągłości sprzyja błędny dobór parametrów spawania oraz niewłaściwe przygotowanie powierzchni łączonych elementów; równocześnie, zjawisko to można zaobserwować również w złączach wykonanych w zgodzie z technologią. Występowanie tego typu wad sprzyja rozwojowi pęknięć zmęczeniowych pod powierzchnią materiału. W tym przypadku rekomendowanym środkiem zapobiegawczym jest usunięcie określonej grubości materiału. IIW w swoich zaleceniach podaje wartość minimalną równą 0,5 mm poniżej danej nieciągłości, jednak nie więcej niż $0,07t$ w przypadku $t < 40$ mm oraz 3 mm w przypadku większych grubości [29].

Kolejnym czynnikiem wpływającym na trwałość złączy spawanych jest niewielka wartość promienia zaokrąglenia ρ w linii wtopienia oraz jej rozrzut (efekt karbu). Rozrzut zależny jest od technologii spawania i zwiększa się wraz z pogarszającymi się parametrami: przygotowania powierzchni, parametrów spawania oraz umiejętności spawacza. Uzyskanie korzystniejszych parametrów geometrycznych w linii wtopienia ułatwia odpowiedni dobór techniki spawania. Ilustrację powyższego zaobserwować można na przykładzie spawania laserowego: efektem takiego spawania jest większa wartość ρ (zatem korzystniejsza) niż w przypadku spawania techniką MAG [17]. Spawanie laserowe umożliwia zmniejszenie rozrzutu wartości ρ . Dodatkowo, spoina wykonana laserowo cechuje się łagodniejszym profilem geometrycznym.

Z przeprowadzonych badań własnych [12,23] wynika, że małe wartości ρ oraz ich rozrzut mogą mieć znaczący wpływ na charakterystykę zmęczeniową złącza (trwałość oraz jej rozrzut). Do badań wykorzystano dwie serie próbek wykonanych techniką MAG ze stali S355J2: o geometrii podwójnego złącza typu T, o tych samych wymiarach, różniących się technologią wykonania. W pierwszej serii próbek uzyskano pełen przetop w grani spoiny [23]. Druga seria próbek cechowała się niepełnym przetopem oraz większym rozrzutem wartości ρ [12,23]. W przypadku pierwszej serii nachylenie charakterystyki $\Delta\sigma - N_f$ było prawidłowe i wyniosło 3,1, niemalże pokrywając się z nachyleniem referencyjnym [25,42]. W przypadku drugiej serii nachylenie równe było 5,2; dodatkowo zaobserwowano większy rozrzut trwałości.

W celu ograniczenia efektu karbu optymalizuje się lokalną geometrię w linii wtopienia nadając jej możliwie jednorodny profil oraz wykonując płynne przejście spoiny w materiał rodzimy a także usuwając wady będące ogniskiem pęknięcia zmęczeniowego. Najczęściej wymienianą techniką jest wykonanie frezem wgłębienia o odpowiednim promieniu [29,30] na powyżej sprecyzowanej grubości materiału. Szczegół złącza spawanego po takiej obróbce przedstawiono na rys. 1.5. Zastosowanie znajdują również inne metody obróbki: szlifowanie oraz obróbka ścierno-erozyjna strumieniem wody z dodatkiem cząsteczek ściernych [30]. Planując obróbkę należy uwzględnić możliwość osłabienia przekroju przez nadmierną zmianę grubości elementu. Przykładowo, średnica freza powinna być dobrana do grubości materiału tak, aby promień zaokrąglenia wynosił nie mniej niż $0,25t$ [29].



Rys. 1.5. Ujednorodniona linia wtopienia

Badając możliwość modelowania trwałości poprzez obróbkę mechaniczną wspomnieć należy o hipotezie wpływu zmiany kąta θ nachylenia lica spoiny. Istnieje szereg opublikowanych wyników badań w których analizie poddano powyższą hipotezę. Chin-Hyung Lee i inni [43] przeprowadzili badania podwójnych złączy typu T spawanych łukowo elektrodą rdzeniową w jednym lub kilku przejściach i poddanych wahadłowemu rozciąganiu-ściskaniu (spoina nieprzenosząca obciążenia). Badania przeprowadzono w zakresie zmęczenia wysokocyklowego⁵, na serii siedmiu próbek, na jednym poziomie obciążenia. Z opublikowanej charakterystyki wynika, że zmiana kąta nachylenia z wartości $\theta = 91,7^\circ$ do $\theta = 151,8^\circ$ spowodowała blisko 4-krotne zwiększenie trwałości. W tym miejscu należy wspomnieć, że autorzy w opracowaniu pominęli dodatkowe czynniki mające wpływ na trwałość. Przy opracowywaniu wyników nie określono wpływu m.in. zmiany wartości promienia zaokrąglenia towarzyszącej zmianie kąta nachylenia. W badanych próbkach wzrost kąta θ ($\theta = \{91,7^\circ - 151,8^\circ\}$) powiązany był ze wzrostem promienia ρ : $\rho = \{0,56-2,11\}$ [mm]. Kainuma i Mori badali próbki o tej samej geometrii, ze spoiną przenoszącą obciążenie, poddane odzerowo tętnącemu rozciąganiu [20]. W tym przypadku wykorzystano próbki o kącie nachylenia równym 117° , 135° oraz 153° . Nachylenie lica modelowane było w procesie spawania przeprowadzonym w dwóch przejściach, za wyjątkiem serii cechującej się wartością

⁵ ang. *High Cycle Fatigue* (HCF), $HCF \approx \{10^5-10^7\}$ [cykli]

$\theta = 135^\circ$ która wykonana została w jednym przejściu. W przypadku badań na seriach próbek o $\theta = 117^\circ$ i $\theta = 135^\circ$ uzyskane trwałości były zbliżone do siebie. W przypadku $\theta = 153^\circ$ zaobserwowano większą rozbieżność wyników - dla tej serii próbek otrzymano o ok. 35% wyższą umowną granicę zmęczenia. We wszystkich przypadkach nachylenie charakterystyki Basquina było zbliżone. W pracy nie przeprowadzono szczegółowej analizy profilu geometrycznego spoiny.

Ninh Nguyen i Wahab [44] w oparciu o referencyjną charakterystykę zmęczeniową wykonali badania symulacyjne na próbkach o geometrii spawanych doczołowo płyt o grubości 12mm i promieniu zaokrąglenia $\rho = 1\text{mm}$ [45]. Obliczenia przeprowadzono na seriach próbek o kącie nachylenia lica spoiny $\theta = \{120^\circ; 130^\circ - 170^\circ; 175^\circ\}$. W trakcie symulacji kolejnych serii wraz ze wzrostem kąta θ otrzymywano wyższe trwałości. Różnica była szczególnie widoczna dla kąta θ w przedziale $\{175^\circ-160^\circ\}$ gdzie osiągała wartości rzędu kilkudziesięciu procent względem każdej zmiany kąta θ . W przypadku dalszego zmniejszania nachylenia lica spoiny ww. różnica osiągała wartości kilkukrotnie mniejsze.

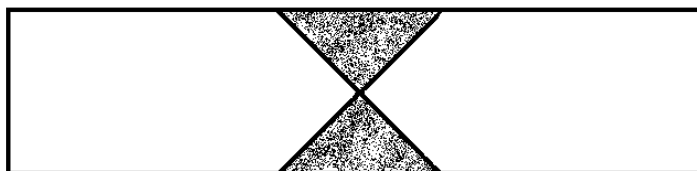
Brennan, Peleties i Hellier [46] zastosowali analizę metodą elementów skończonych w celu oszacowania wpływu kąta nachylenia lica spoiny oraz promienia zaokrąglenia w pojedynczym złączu typu T na „geometryczny”⁶ współczynnik koncentracji naprężeń przy rozciąganiu oraz czystym zginaniu. Obliczenia przeprowadzono dla wszystkich kombinacji modelu dyskretnego o parametrach geometrycznych $\theta = \{120^\circ; 135^\circ; 150^\circ\}$ oraz $\rho = \{0,2; 0,4; 0,8; 1,32\}$ [mm] oraz o zadanych właściwościach materiału liniowo-sprężystego. Analizując wyniki obliczeń przy rozciąganiu, dla małych wartości promienia zaokrąglenia ($\rho = \{0,2; 0,4\}$ [mm]) zaobserwować można zbliżone wartości współczynnika koncentracji naprężeń dla $\theta = \{135^\circ; 150^\circ\}$, relatywnie większe niż w przypadku $\theta = 120^\circ$ (w przybliżeniu 8%). Wyniki dla pozostałych - większych - wartości promienia zaokrąglenia ($\rho = \{0,8; 1,32\}$ [mm]) poprzez większe zróżnicowanie pomiędzy poszczególnymi wariantami kąta θ wykazały mniejszy wpływ wartości promienia zaokrąglenia na pole naprężeń w złączu spawanym: dla $\rho = 1,32$ mm wartości współczynnika koncentracji naprężeń były większe o 19% lub

⁶ uwzględniający jednorodną zmianę geometrii na długości spoiny jako jedyne źródło spiętrzenia naprężeń

27% w przypadku kąta θ równego 135° i 150° (odpowiednio). W przypadku czystego zginania (zebro znajdujące się po stronie włókien rozciąganych w sensie nominalnym) zaobserwowano większe różnice, jednak w każdym przypadku współczynnik koncentracji naprężeń był najmniejszy dla $\theta = 120^\circ$ a największy dla $\theta = 135^\circ$ (różnica pomiędzy $\theta = 150^\circ$ a $\theta = 135^\circ$ nie przekraczała 3%, jedynie w przypadku $\rho = 1,32$ wynosiła ponad 9%).

Podsumowując warto zauważyć, że wynikający z procesu spawania większy kąt nachylenia lica spoiny oznacza szerszą strefę wtopienia oraz większy zakres strefy wpływu ciepła. Dodatkowo, w pewnym zakresie parametrów procesu uprawnionym wydaje się być stwierdzenie nadrzędności wpływu zjawisk towarzyszących nad wpływem samej zmiany kąta θ .

Skrajnym przypadkiem modelowania trwałości poprzez zmianę kąta θ nachylenia lica spoiny jest zastosowanie obróbki skrawaniem w celu wprowadzenia płynnego przejścia między spawanymi elementami poprzez usunięcie zewnętrznego profilu spoiny (rys. 1.6). W efekcie przeprowadzonej obróbki jedynym źródłem spiętrzenia naprężeń zostają zmiany strukturalne. Z analizy zamieszczonych w zaleceniach IIW charakterystyk zmęczeniowych dla złączy spawanych doczołowo (metoda naprężeń nominalnych, elementy nr 211 i 212) wynika, że usunięcie zewnętrznego profilu spoiny umożliwia kategoryzację takiego złącza do klasy FAT 112 co odpowiada blisko 25% zwiększeniu umownej granicy zmęczenia [25].



Rys. 1.6. Złącze spawane z płaskim licem

Bardzo zbliżone rezultaty w cytowanych już badaniach symulacyjnych uzyskali Ninh Nguyen i Wahab [45]. Dodatkowo, zgromadzone wyniki zobrazowały następującą zależność: zmiana kąta nachylenia lica spoiny z wartości $\theta = 120^\circ$ do $\theta = 180^\circ$ (jednorodny profil geometryczny złącza) spowodowała wzrost trwałości w przybliżeniu

o 54%, podczas gdy zmiana z wartości $\theta = 120^\circ$ do $\theta = 175^\circ$ spowodowała wzrost trwałości zaledwie o 21%. Zalt i inni przedstawili wyniki wysokocyklowych badań przy tętającym rozciąganiu przeprowadzonych na próbkach spawanych doczołowo z płyt ze stali S355M [47]. Porównanie przeprowadzono dla próbek ze spoiną o kącie $\theta = 120^\circ$. Z przedstawionego opracowania wynika, że charakterystyka Basquina dla próbek z serii o $\theta = 180^\circ$ znajduje się powyżej charakterystyki dla próbek z serii o $\theta = 120^\circ$; cechuje się również większym nachyleniem, co obrazuje zjawisko zwiększenia trwałości tym większe, im niższy jest zakres naprężeń $\Delta\sigma$ w złączu.

2. PRZEGLĄD METOD WYZNACZANIA TRWAŁOŚCI ZMĘCZENIOWEJ ZŁĄCZY SPAWANYCH

Zagadnienie zmęczenia złączy spawanych jest specyficzne ze względu na obecność niejednorodnej struktury materiałowej oraz niejednorodności promienia zaokrąglenia wzdłuż linii wtopienia. W spoinie i jej otoczeniu występują wtrącenia, zagłębienia i podcięcia będące efektem procesu spawania. Z tego względu profil geometryczny jest źródłem koncentracji naprężeń, których wyznaczenie jest kłopotliwe również ze względu na niejednorodność materiału. Karb ostry z małym promieniem zaokrąglenia jest przyczyną krótkiego okresu inicjacji pęknięcia oraz szybkiego przejścia do fazy propagacji, co tłumaczy drugorzędny wpływ gatunku materiału rodzimego na trwałość. Dodatkowo, na trwałość w różnym stopniu wpływają również czynniki opisane w rozdziale 1 niniejszej pracy. Wymienione powody uzasadniają rozpatrywanie złącza spawanego jako miejsca inicjacji procesu zniszczenia.

Ze względu na złożoność zagadnienia (między innymi trudności w wyznaczeniu naprężeń oraz doborze charakterystyki zmęczeniowej) istnieje wiele różnych metod wyznaczania trwałości zmęczeniowej złączy spawanych. Ugruntowane metody mają swoje miejsce w szeregu poradników i zaleceń. Wymienić tutaj można zalecenia Międzynarodowego Instytutu Spawalnictwa [25], American Bureau of Shipping [42], normy japońskie [48], brytyjskie [49], Eurocode [50] i inne. Warto wspomnieć, że w założeniach do każdej z tych pozycji przyjęto, że otrzymane wyniki powinny być zachowawcze a jedynie w kilku procentach przypadków trwałość rzeczywista może być niższa od obliczeniowej.

Metody wyznaczania trwałości złączy spawanych podzielić można w następujący sposób:

- metoda naprężeń nominalnych,
- metody naprężeń „geometrycznych”,
- metody bazujące na elementach liniowej mechaniki pękania,
- inne.

W praktyce, do grona metod rozwijających się najszybciej zaliczyć należy grupę metod naprężeń „geometrycznych”⁷ [24,51-56]. Grupa metod naprężeń nominalnych opracowana została stosunkowo dawno, w swej postaci przetrwała bez większych zmian od momentu opracowania założeń. Różnice pomiędzy różnymi wariantami objawiają się w sposobie klasyfikacji złączy. Od momentu opracowania metoda ta nie przeszła zasadniczych zmian, jednak zaobserwować można rozwój metod wykorzystujących jej elementy (między innymi [57]).

Poszczególne metody różnią się wyborem parametru decydującym o trwałości (odkształcenie, naprężenie nominalne, naprężenie w dnie karbu i inne) a także odwołują się do różnych charakterystyk zmęczeniowych. Część metod do wyznaczenia trwałości wykorzystuje naprężenie, przy czym różnice występują w sposobie uwzględnienia spiętrzenia naprężeń. W pierwszym rodzaju tego typu metod wykorzystuje się zakres naprężeń nominalnych, to jest wyznaczonych bez uwzględnienia efektu karbu od złącza. W drugim rodzaju parametrem do obliczenia trwałości jest zakres naprężeń w założonym punkcie inicjacji pęknięcia wyznaczony przy uwzględnieniu spiętrzenia naprężeń (ujednorodniony profil geometryczny złącza). W założeniach, obliczone naprężenie nie uwzględnia efektu karbu strukturalnego; przyjmuje się, iż jest on ujęty w charakterystyce zmęczeniowej. Poszczególne metody odwołują się do różnych charakterystyk zmęczeniowych. Skrajny przypadek stanowi metoda naprężeń nominalnych, w której wyboru jednej z kilkunastu charakterystyk dokonuje się na podstawie odniesienia do jednego z kilkudziesięciu sklasyfikowanych wariantów geometrii. Przyjęte w wielu metodach uproszczenia - szczególnie w definicji naprężeniowego argumentu trwałości – mogą być powodem niejednoznaczności otrzymanych wyników.

Szczegółowy opis poszczególnych metod wyznaczania trwałości złączy spawanych znajduje się w dalszej części pracy.

⁷ ang. *structural stress*

2.1. Metoda naprężeń nominalnych

Metoda naprężeń nominalnych w różnych wariantach ma swoje miejsce w każdym z wymienionych poradników [25,42,48-50]. Poszczególne warianty opracowano głównie na podstawie wyników badań przeprowadzonych w latach 70 [58,59]. Na podstawie tych badań sformułowano założenia oraz opracowano trzon metody w postaci znanej z zaleceń IIW [25]. Metoda ta znajduje zastosowanie do złączy sklasyfikowanych w charakterystyczny sposób, różniący się pomiędzy poszczególnymi poradnikami. Algorytm obliczeniowy wymaga od projektanta wyboru spośród szeregu sklasyfikowanych złączy jednego rodzaju jako referencyjnego dla rozpatrywanego złącza. Każdy opisany rodzaj złącza zawiera odniesienie do charakterystyki zmęczeniowej. Trwałość zmęczeniowa wyznaczona jest na podstawie naprężeń nominalnych w obszarze złącza, tzn. naprężeń wyznaczonych przy pominięciu efektu spiętrzenia wynikającego z obecności spoiny, z uwzględnieniem spiętrzenia wynikającego z geometrii konstrukcji. Jest to znaczące ułatwienie, ponieważ – jak wcześniej wspomniano – wyznaczenie rzeczywistych naprężeń w złączu spawanym jest problematyczne ze względu na niejednorodność geometryczną i strukturalną. W obliczeniach wykorzystuje się rodzinę charakterystyk zmęczeniowych w układzie $\Delta\sigma_n - N_f$, ograniczone charakterystyką materiału rodzimego. W ogólności, charakterystyki te są względem siebie równoległe, różnią się umowną granicą zmęczenia. Każda z charakterystyk ma przypisaną pewną unikalną kategorię, na podstawie której dokonuje się ich rozróżnienia. Przykładowo, w zaleceniach IIW są to klasy FAT, w normach brytyjskich i japońskich kategorie te oznaczone są kolejną literą alfabetu. Obecnie normy brytyjskie są wycofywane na rzecz Eurocode 3 dla stali [50] i Eurocode 9 dla aluminium.

Przedstawiony w dalszej części pracy szczegółowy opis metody naprężeń nominalnych skoncentrowany jest na wariacie znanym z zaleceń IIW [25]. Wariant ten został wybrany jako reprezentatywny dla tego rodzaju metod. Pierwsza edycja zaleceń Międzynarodowego Instytutu Spawalnictwa została opublikowana w 1996r. Przyjęte założenia usystematyzowano przy wykorzystaniu elementów norm brytyjskich oraz na podstawie statystycznego opracowania wymienionych już wyników badań [61]. Uogólniony algorytm obliczeniowy składa się z 4. kroków i zapisany jest poniżej:

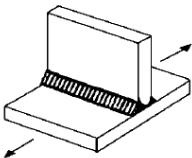
1) Wyznaczenie zakresu naprężeń nominalnych

Przez sformułowanie „naprężenia nominalne” rozumieć należy naprężenia wyznaczone bez uwzględnienia lokalnych spiętrzeń wywołanych obecnością złącza. W obliczeniach uwzględnia się jedynie spiętrzenia wynikające z kształtu konstrukcji. Wyjątek stanowią duże zniekształcenia spawalnicze takie jak podcięcie materiału lub wzajemne przesunięcie spawanych elementów w stopniu przekraczającym uwzględniony w charakterystyce zmęczeniowej. Dzięki powyższym założeniom pomija się kłopotliwe modelowanie pól naprężeń w złączu.

Do obliczeń wykorzystuje się wartości naprężeń wyznaczone według modelu ciała liniowo-sprężystego. Niestety, IIW w swoich zaleceniach nigdzie wyraźnie nie wskazuje jakie kryterium wieloosiowego zmęczenia należy zastosować.

2) Wybór rodzaju złącza spośród szeregu sklasyfikowanych

W założeniach spiętrzenie naprężeń w złączu uwzględnione jest w odpowiednio dobranej charakterystyce zmęczeniowej. Ponieważ poziom spiętrzenia naprężeń może znacznie różnić się pomiędzy poszczególnymi złączami, wprowadzono usystematyzowany ich podział ze względu na geometrię a w dalszej kolejności również ze względu na proces spawania oraz obecność wad. Przykład takiej klasyfikacji zamieszczono na rys. 2.1.

No.	Structural Detail	Description (St.= steel; Al.= aluminium)	FAT St.	FAT Al.
500	Non-load-carrying attachments			
511		Transverse non-load-carrying attachment, not thicker than main plate		
		K-butt weld, toe ground	100	36
		Two sided fillets, toe ground	100-	36
		Fillet weld(s), as welded	80	28
		thicker than main plate	71	25

Rys. 2.1. Przykładowe złącze spawane sklasyfikowane w zaleceniach Międzynarodowego Instytutu Spawalnictwa [25]

Pierwszym krokiem wyboru złącza jest wybór geometrii złącza wzorcowego. Wprowadzony podział oprócz standardowych litych elementów płaskich uwzględnia

również elementy walcowane, wyciskane i drażone a dodatkowo także obrabione i inne. W kolejnym kroku często należy sklasyfikować złącze również ze względu na proces spawania. Zastosowany podział pozwala rozróżnić elementy m. in. ze względu na przygotowanie do spawania, stopień przetopienia w grani spoiny czy też zastosowanie podstawki spawalniczej. Dodatkowo wyszczególniono również przypadki występowania wad takich jak wzajemne przesunięcie elementów po spawaniu, obecność mikrokarbów (podcięcie materiału przy spoinie, rysy i tym podobne) oraz inne. W przypadku zniekształcenia w stopniu przekraczającym przyjęty naprężenia nominalne należy wyznaczyć uwzględniając lokalną zmianę geometrii. W przypadku niektórych złączy znajdują się adnotacje wskazujące na konieczność przeprowadzenia badań uzupełniających.

Każdy z 83 sklasyfikowanych rodzajów złączy ma przypisany odnośnik do kategorii zmęczeniowej - tzw. klasy FAT, wprowadzonej w celu identyfikacji charakterystyki zmęczeniowej.

3) Wybór charakterystyki zmęczeniowej

Przez klasę FAT rozumieć należy zakres naprężeń nominalnych $\Delta\sigma_n$ który doprowadzi do zniszczenia elementu o danej geometrii po osiągnięciu 2 mln cykli, przy prawdopodobieństwie przetrwania równym 95%. Charakterystyka zmęczeniowa danego rodzaju złącza jest w pełni określona przez znajomość jej nachylenia oraz klasy FAT. IIW w większości przypadków zaleca stosowanie nachylenia $m = 3$, jedynie w przypadku elementów wyciskanych, drażonych itp. zaleca się nachylenia $m = 5$. Przykładowe charakterystyki dla $m = 3$ przedstawiono na rys. 2.2. Zastosowane symbole oznaczają konkretną klasę FAT. W przypadku zastosowań gigacyklowych (trwałości powyżej 10mln cykli) postuluje się stosowanie nachylenia $m = 22$.

Istnieje szereg mnożników korygujących klasę FAT dla danego rodzaju złącza. Wyróżnia się elementy odprężone, cienkościenne, cięte w wysokiej temperaturze oraz o niewielkich gabarytach.

4) Wyznaczenie trwałości

W zaleceniach IIW przyjęto założenie, iż 95% złączy osiągnie wyznaczoną trwałość obliczeniową. Aby wyznaczyć trwałość z charakterystyki FAT wykorzystać

można równanie prostej zapisanej w układzie logarytmicznym. Odpowiednio przekształcona zależność ma następującą postać:

$$N_f = \left(\frac{FAT}{\Delta\sigma_n} \right)^m \cdot 2 \cdot 10^6 = \left(\frac{FAT}{2\sigma_{an}} \right)^m \cdot 2 \cdot 10^6, \quad (2.1)$$

gdzie:

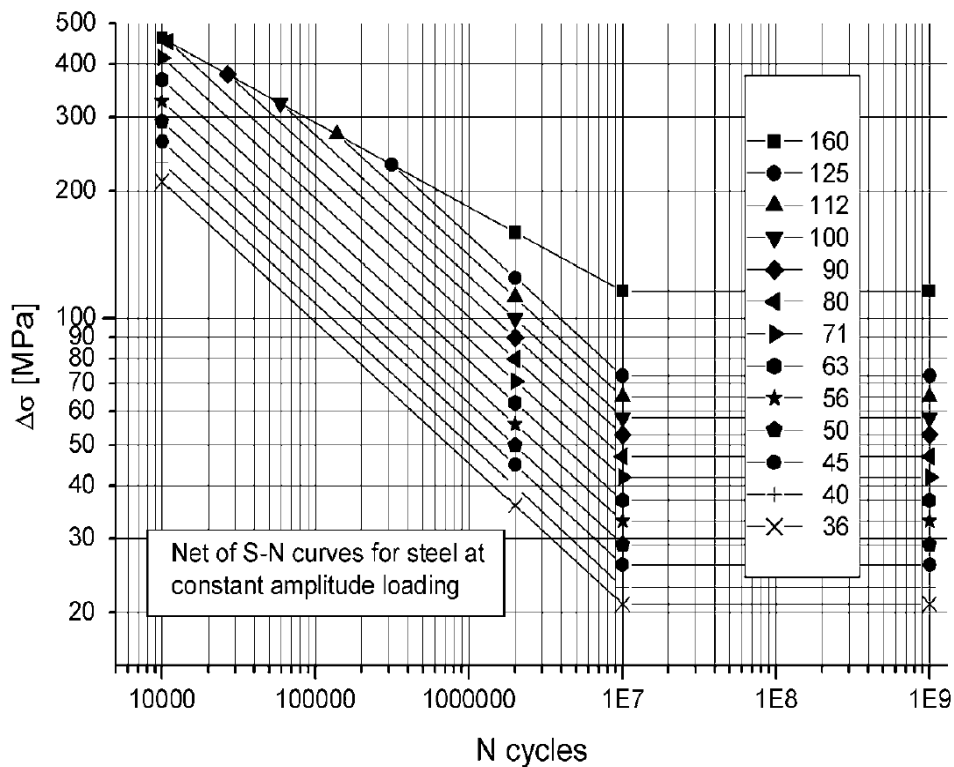
N_f – liczba cykli do zniszczenia,

FAT – klasa charakterystyki zmęczeniowej, MPa,

m – nachylenie charakterystyki zmęczeniowej,

$\Delta\sigma_n$ – zakres naprężeń nominalnych, MPa,

σ_{an} – amplituda naprężeń nominalnych, MPa.



Rys. 2.2. Przykładowe charakterystyki FAT [25]

Podsumowując, metodę naprężeń nominalnych można uznać za szczególnie dokładną w przypadku rozważania trwałości konstrukcji o prostej geometrii, z nieznacznymi wadami spawalniczymi, szczególnie w przypadku złączy obciążonych osiowo. Powyższe wnioski znajdują potwierdzenie między innymi w pracy [60], w

której Susmel i Tovo przeprowadzili szereg obliczeń z satysfakcjonującym rezultatem. Zastosowanie tej metody jest problematyczne w przypadku skomplikowanych geometrii. W tym przypadku wyznaczenie naprężeń nominalnych może nastęrczać trudności ze względu na fakt, że są one idealizacją warunków rzeczywistych.

2.2. Metody naprężeń „geometrycznych”

Jak wspomniano we wstępie, przez tzw. naprężenie „geometryczne” rozumieć należy naprężenie w założonym punkcie inicjacji pęknięcia uwzględniające jedynie karb geometryczny od ujednorodnionego geometrycznego profilu złącza. W tym przypadku efekt karbu strukturalnego nie jest uwzględniany. Założenia te przedstawiono na rys. 2.3 stanowiącym definicję naprężeń „hot-spot”, wykorzystywanych w metodzie wyznaczania trwałości o tej samej nazwie.

Według Radaja i innych [24] pierwsze założenia zostały opublikowane w latach 60. ubiegłego wieku przez Haibacha [63]. W swojej pracy eksperymentalnej Haibach odkrył, że odkształcenia zmierzone w pewnej odległości od spoiny sprawdzają się do wyznaczenia trwałości w zakresie wysokocyklowym złączy o zróżnicowanej geometrii. W latach 70. przedstawiona została metoda hot-spot [25,64], pierwotnie opracowana na potrzeby projektowania platform morskich i występujących tam połączeń elementów rurowych. Wraz z biegiem czasu opracowywano kolejne metody wykorzystujące naprężenia geometryczne. Metoda hot-spot uległa ujednoczeniu i rozszerzeniu, znajdując miejsce m.in. w zaleceniach IIW a także modyfikacjom, między innymi przez Tveitena i Moana, którzy zdefiniowali punkty ekstrapolacji naprężeń jako zależne od rzeczywistego stanu naprężenia [65]. W 2001 r. Dong i inni przedstawili metodę linearyzacji naprężeń [66] i konsolidacji charakterystyk zmęczeniowych [62]. W 2004r. Xiao i Yamada zdefiniowali naprężenie geometryczne w złączu krzyżowym przez naprężenia w punkcie 1 mm poniżej powierzchni płyty [67]. W tym miejscu wymieni ć należy również metodę promienia zastępczego, pomimo, iż w literaturze klasyfikowana jest do osobnej grupy – tzw. *notch stress approach*⁸.

⁸ pol. *podejście wykorzystujące naprężenie w dnie karbu*

W dalszej części pracy skupiono się na metodach hot-spot oraz promienia zastępczego.

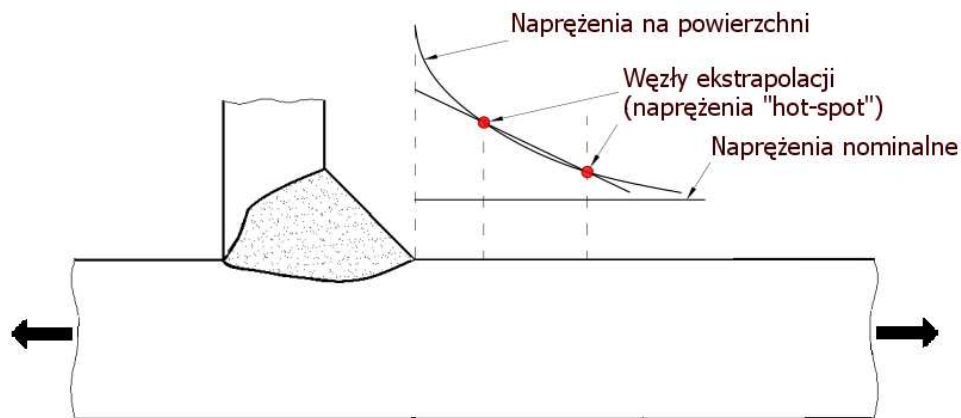
2.2.1. Metoda hot-spot

Jak już wspomniano, początki tej metody można datować na lata 60., przy czym wymienić tutaj należy również prace Petersona i Mansona [24], którzy w badaniach wykorzystywali odkształcenia zmierzone tensometrami oporowymi w dwóch miejscach w pobliżu złącza. W założeniach naprężenie geometryczne w linii wtopienia można wyznaczyć przez ekstrapolację wartości z węzłów znajdujących się w pewnej odległości od spoiny (rys. 2.3). Aby wyznaczone wartości były poprawne należy odpowiednio dobrać odległości węzłów. Zdefiniowanie odległości węzłów jest problematyczne ze względu na gradient pola naprężeń spowodowany głównie promieniem zaokrąglenia ρ i jego rozrzutem. W klasycznej metodzie hot-spot wykorzystuje się dwa lub trzy węzły w przypadku złączy o dużej lokalnej koncentracji naprężeń oraz grubościennych. Odpowiednie współrzędne są funkcją grubości spawanych elementów a więc odwołują się do efektu skali.

Naprężenie hot-spot można obliczyć na przykład przy wykorzystaniu metody elementów skończonych lub odkształceń wyznaczonych np. tensometrami oporowymi [36]. Do obliczeń przyjmuje się model ciała liniowo-sprężystego. W przypadku metody elementów skończonych siatkę należy nakładać tak, aby węzły elementów pokrywały się z położeniem węzłów ekstrapolacji. Dopuszcza się stosowanie elementów płytowych w przypadku prostych geometrii oraz braku lokalnego zginania w obszarze złącza. W przypadku pomiarów odkształceń należy stosować tensometry o możliwie krótkiej bazie pomiarowej. Podyktowane jest to wiarygodnością wyników otrzymanych w obszarze dużego spiętrzenia naprężeń w ograniczonym obszarze jakim jest złącze spawane. Otrzymane wartości naprężeń należy zredukować zgodnie z wybranym kryterium zmęczenia. Dla płaskiego stanu naprężenia IIW zaleca kryterium maksymalnego naprężenia głównego w przypadku, gdy nachylenie pierwszego kierunku głównego nie przekracza 60° względem linii wtopienia [25].

Również w metodzie hot-spot wykorzystuje się charakterystyki zmęczeniowe w układzie $\Delta\sigma_n - N_f$. W porównaniu z metodą naprężeń nominalnych zakres zmian

umownej granicy zmęczenia jest mniejszy, podobnie jak ilość sklasyfikowanych rodzajów złączy. Niemi [64] sugeruje stosowanie jedynie dwóch charakterystyk; wyboru odpowiedniej dokonuje się przez przyporządkowanie złącza do jednego z dziewięciu sklasyfikowanych. Każdy rodzaj złącza ma przypisany odnośnik do charakterystyki. Obliczenia można przeprowadzać zgodnie z algorytmem jak dla metody naprężeń nominalnych. W przypadku metody hot-spot zastosowanie argumentu trwałości uwzględniającego część efektów lokalnych (geometria złącza) umożliwiło zastosowanie bardziej ogólnej klasyfikacji złączy, a w konsekwencji uproszczenie procesu wyznaczania trwałości.



Rys. 2.3. Definicja naprężeń geometrycznych typu hot-spot [62]

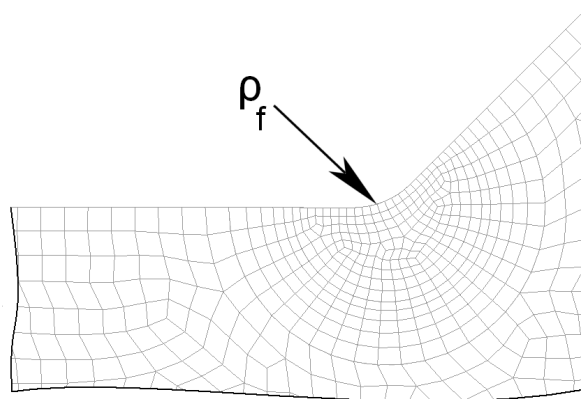
Podsumowując, stosowanie metody hot-spot nie wymaga modelowania złożonej geometrii złącza oraz przeprowadzania czasochłonnych obliczeń. W metodzie tej szczególnie ważne jest zdefiniowanie położenia węzłów ekstrapolacji; z tego względu zastosowanie jest dyskusyjne w przypadku złączy, w których grubość ma drugorzędny wpływ na gradient naprężeń.

2.2.2. Metoda promienia zastępczego

W metodzie promienia zastępczego⁹ argumentem trwałości jest maksymalne naprężenie w dnie karbu złącza o jednorodnym i łagodnym zastępczym promieniu

⁹ Metoda znana pod nazwą *effective notch stress approach*

przejścia ρ_f o określonej wartości (rys. 2.4). Tego typu podejście do modelowania stanowi idealizację warunków rzeczywistych. Aby wyznaczyć trwałość należy wyznaczyć pole naprężeń w tak zmodyfikowanym złączu co wymusza zastosowanie obliczeń numerycznych. Metoda ta nie posiada niedogodności takich jak niejednoznaczność wyboru charakterystyki zmęczeniowej, gdyż nie jest ona przypisana do konkretnej geometrii złącza jak ma to miejsce w przypadku metody hot-spot. Znajduje zastosowanie do przypadków w których wyznaczenie naprężeń nominalnych lub hot-spot jest trudne lub niewykonalne, wykorzystywana jest również do wyznaczenia zmęczeniowego współczynnika działania karbu [24,26].



Rys. 2.4. Model dyskretny uwzględniający zastępczy promień przejścia ρ_f

Metoda promienia zastępczego opiera się na założeniach wykorzystujących koncepcję Neubera uśredniania naprężeń w obszarze ich koncentracji [68,69]. W przyjętych założeniach maksymalne naprężenie w karbie nie decyduje o inicjacji pęknięcia. Odpowiedzialne za to jest pewne naprężenie o mniejszej wartości, wynikającej z uśredniania naprężeń w karbie w pewnej przestrzeni materiału. Neuber przeprowadził uśrednianie wzdłuż odcinka zawartego na pewnej odległości od dna karbu. Rzeczona odległość została zdefiniowana przez wprowadzenie tzw. zastępczej długości mikrostrukturalnej, będącą stałą materiałową zależną od doraźnej wytrzymałości. W istocie metoda ta wykorzystuje więc podejście nielokalne.

Również metoda promienia zastępczego ma swoje miejsce w zaleceniach IIW [25]. W przeciwieństwie do metod opisanych już w tej części pracy są to jedyne zalecenia, czy też poradniki w których metoda ta została wymieniona. W literaturze IIW

występuje wartość $\rho_f = 1$ mm, którą rekomenduje się bez podawania uzasadnienia czy też precyzyjnego określenia warunków, dla których została przyjęta.

Stosując koncepcję Neubera, promień ρ_f jest funkcją geometrii i obciążenia:

$$\rho_f = \rho + s \cdot \rho^* , \quad (2.2)$$

gdzie:

- ρ - rzeczywisty promień zaokrąglenia, mm,
- s - współczynnik wieloosiowości,
- ρ^* - zastępcza długość mikrostrukturalna, mm.

Zastosowanie hipotezy Neubera do wyznaczania trwałości złączy spawanych wymaga znajomości – w zależności od miejsca inicjacji pęknięcia - wartości zastępczej długości mikrostrukturalnej ρ^* , różnej dla materiału rodzimego, strefy wpływu ciepła i spoiny. Metoda promienia zastępczego jest podejściem uproszczonym. Przyjmuje się stałą wartość ρ^* oraz zakłada się, że złącze stanowi karb ostry, zatem $\rho = 0$ mm. Wartość $\rho_f = 1$ mm znana z zaleceń IIW wynika z przyjęcia wartości zastępczej długości mikrostrukturalnej $\rho^* = 0,4$ mm i tak zwanego współczynnika wieloosiowości $s = 2,5$. Wartość współczynnika s zależna jest od geometrii, rodzaju obciążenia i kryterium wieloosiowego zmęczenia przyjętego do redukcji stanu naprężenia w dnie karbu. Neuber postulował stosowanie kryterium Hubera-Misesa, Beltramiego, Tresci i maksymalnego naprężenia normalnego [68]. W zaleceniach IIW bezpośrednio nie wymieniono żadnego z kryterium wieloosiowego zmęczenia, jednak pośrednio wskazane jest kryterium Hubera-Misesa. W swoich pracach Radaj [24] sugeruje zastosowanie kryterium Hubera-Misesa w przypadku niewielkich zmian kierunków głównych stanu naprężenia w trakcie eksploatacji lub maksymalnego naprężenia głównego dla pozostałych rodzajów obciążenia. Sięgając do źródła [68] można znaleźć uzasadnienie tych wartości jako właściwych dla płaskiego stanu naprężenia na powierzchni złącza ze stali o umownej granicy plastyczności $R_{p0,2}$ równej w przybliżeniu 250 MPa. Pomimo tego, metoda ta jest rekomendowana dla szerokiego zakresu gatunków materiału rodzimego.

Trudno znaleźć fizyczne uzasadnienie konkretnych wartości współczynnika wieloosiowości s . Jest on zależny nie tylko od rodzaju obciążenia i geometrii ale również od przyjętego kryterium wieloosiowego zmęczenia. Interpretacja sprawia szczególne problemy w przypadku kombinacji różnych rodzajów obciążenia [70].

Stan naprężeń w złączu należy wyznaczyć przyjmując model ciała liniowo-sprężystego. Znajac maksymalne naprężenie w dnie karbu złącza o zastępczym promieniu zaokrąglenia trwałość wyznacza się w oparciu o charakterystykę zmęczeniową w układzie $\Delta\sigma - N_f$. W uogólnionym podejściu IIW zaleca się stosowanie charakterystyki FAT 225. Pedersen i inni [71] przeprowadzili analizę wyników badań zmęczeniowych nad serią czterech rodzajów złączy, w układzie naprężeń w dnie karbu zastępczego. W przypadku złączy doczołowych autorzy sugerują charakterystykę FAT 200 w celu utrzymania założonego prawdopodobieństwa przetrwania. W każdym przypadku należy mieć na względzie, iż zakres zastosowania danej charakterystyki ograniczony jest charakterystyką materiału rodzimego, zmodyfikowaną przez zmęczeniowy współczynnik karbu wyznaczony z wykorzystaniem niniejszej metody.

Podsumowując, powyższa metoda znajduje szersze zastosowanie, jednocześnie zachowując nieskomplikowany algorytm obliczeniowy [72]. Dzięki wprowadzeniu idei wyznaczania reprezentatywnych pól naprężeń pozwala na wyznaczenie efektywnych naprężeń w dnie karbu bezpośrednio z poziomu pre-procesora MES. Wprowadzenie zastępczego, efektywnego promienia zaokrąglenia ułatwiło kłopotliwe modelowanie promienia przejścia w linii wtopienia spoiny oraz umożliwiło wyznaczenie trwałości złączy o geometrii bardziej zróżnicowanej niż w przypadku metod już wymienionych.

Założenie jednej charakterystyki zmęczeniowej wydaje się być zbyt ogólne z powodu nieuwzględnienia - między innymi - efektu skali [71]. Ze względu na brak fizycznego uzasadnienia definicji współczynnika wieloosiowości w niektórych sytuacjach przyjęcie konkretnej wartości promienia zaokrąglenia może być problematyczne. Analiza trwałości w przypadku stali wysoko wytrzymałych może pociągnąć za sobą konieczność modelowania innej wartości promienia zastępczego ze względu na zmianę zastępczej długości mikrostrukturalnej. Analogiczna sytuacja zachodzi w przypadku zastosowania kryterium wieloosiowego zmęczenia innego niż Hubera-Misesa. Należy również wspomnieć, iż założenie o promieniu $\rho_f = 1 \text{ mm}$

ogranicza się do przypadków grubości t łączonych elementów nie mniejszej niż 5 mm [73].

2.3. Metody bazujące na elementach liniowej mechaniki pęknięcia

Metody te zakładają, że propagacja pęknięcia rozpoczyna się od pierwszego cyklu obciążenia [24,15,74]. W konsekwencji trwałość zmęczeniowa złączy spawanych zdominowana jest przez propagację pęknięcia zmęczeniowego: ze względu na efekt karbu i wynikający z tego złożony stan naprężenia w linii wtopienia. Przyrost długości pęknięcia można obliczyć wykorzystując założenia liniowej mechaniki pęknięcia. Na potrzeby obliczeń zakłada się istnienie niewielkiej szczeliny na powierzchni złącza¹⁰, która w trakcie eksploatacji rozwija się zgodnie z kierunkiem propagacji pierwszego rodzaju. Liczba cykli do zniszczenia określona jest przez prawo Parisa przyrostu pęknięcia (2.3), której wyznaczenie wymaga jego całkowania.

$$\frac{dl}{dN} = C(\Delta K)^a, \quad (2.3)$$

gdzie:

l – długość pęknięcia, mm,

N – liczba cykli,

C, a – parametry materiałowe,

ΔK – zakres współczynnika intensywności naprężeń, $\text{MPa}\cdot\text{m}^{0.5}$.

Wyznaczenie współczynnika intensywności naprężeń wymaga znajomości rozkładu naprężeń w obszarze złącza a więc aktualnym pozostaje problem modelowania niejednorodnych właściwości materiału oraz geometrii złącza.

W celu ujednoczenia definicji postuluje się wprowadzenie współczynnika działania karbu opartego na szeregu empirycznych funkcji korekcyjnych [25]. W podejściu uproszczonym nie uwzględnia się wpływu karbu strukturalnego, jednocześnie zakładając pewną efektywną długość powierzchniowego pęknięcia początkowego [24].

¹⁰ w niniejszej pracy przyjęto określenie „pęknięcie początkowe”, ang. *initial crack*

Aby przeprowadzić obliczenia należy znać parametry materiałowe C i m . Parametry te można wyznaczyć w oparciu o charakterystykę $\Delta\sigma - N_f$ dla złącza o określonej geometrii i w określonych warunkach pracy. Parametr m jest równy odwrotności wykładnika charakterystyki Basquina [25,24]. Uogólnione wartości parametru C dla określonych stali i zakresu trwałości znaleźć można w pracach [25,49,50].

Podsumowując, proces wyznaczania trwałości złączy w oparciu o podejścia wykorzystujące mechanikę pęknięcia cechuje się dużą niejednoznacznością wynikającą z trudności w interpretacji poszczególnych parametrów. Przyczyniają się do tego przyjęte założenia które wymuszają określenie szeregu parametrów takich jak: początkowa długość i kształt pęknięcia, parametry materiałowe w zależności (2.3), czy też wartości szeregu funkcji korekcyjnych definiujących zakres współczynnika intensywności naprężeń. W przypadku wysokiej jakości złączy spawanych założenie dotyczące obecności pęknięcia powierzchniowego jest dyskusyjne. Przyjęcie wybranej początkowej długości pęknięcia jest arbitralne jeśli nie jest poparte wynikami badań.

Ze względu na powyższe, podejście to jest rzadko rekomendowane do dokładnego wyznaczania trwałości złączy spawanych [24].

2.4. Podsumowanie

Złącza spawane bez dalszej obróbki cieplnej występują w wielu konstrukcjach [7], co wynika z ograniczeń narzuconych przez procesy technologiczne. Stosowanie złączy spawanych wiąże się z pewnymi niedogodnościami. Jak już wspomniano w rozdziale 1., w trakcie projektowania należy wziąć pod uwagę, że obecność nieobrobionego cieplnie złącza spawanego w danej konstrukcji jest źródłem niepożądanych zmian. Zmiany te są przyczyną trudności w wyznaczaniu trwałości zmęczeniowej. Z analizy literatury dotyczącej rozwijanych i ugruntowanych metod wyznaczania trwałości złączy spawanych [25,24,48-67,69,71,73] oraz wyników badań własnych [12,16] i zaczerpniętych z literatury [13] wynika, że problematyka zagadnienia ma źródło w trudności w wyznaczeniu naprężeń i doborze charakterystyki zmęczeniowej. Znaczna część stosowanych modeli obliczeniowych nie uwzględnia efektu skali bezpośrednio, jako integralnej części modelu obliczeniowego. Spośród metod wymienionych

w rozdziale 2., efekt skali uwzględniają jedynie niektóre spośród bazujących na elementach mechaniki pęknięcia.

Składowe tensora naprężeń w obszarze złącza są zależne od mikrostruktury materiałowej oraz parametrów geometrycznych takich jak promień przejścia ρ i kąt nachylenia lica spoiny θ . Parametry te cechują się dużym rozrzutem wzdłuż linii wtopienia [75], w mniejszym stopniu występującym również w przypadku złączy wysokiej jakości. Względnie bardzo krótki okres inicjacji pęknięcia zmęczeniowego jest skutkiem obecności karbu o bardzo małym promieniu zaokrąglenia. Z kolei niejednorodność materiałowa utrudnia obliczenia naprężeń, powoduje, że większość z okresu trwałości obejmuje propagacja pęknięcia krótkiego¹¹ [76] oraz stanowi istotny czynnik wpływający na obniżenie trwałości względem elementów litych.

Wyżej wymienione czynniki wskazują na probabilistyczny model obliczeniowy jako właściwe narzędzie do szacowania trwałości zmęczeniowej złączy spawanych.

¹¹ Pęknięcie znacznie mniejsze od ziarna materiałowego, propagujące od zakresu współczynnika intensywności naprężeń mniejszego niż wartość progowa dla pęknięć „długich”

3. CEL, TEZA I ZAKRES PRACY

Celem niniejszej pracy jest przedstawienie nowego modelu wyznaczania zarówno trwałości zmęczeniowej, jak również prawdopodobieństwa zniszczenia, z uwzględnieniem efektu skali. Przy czym efekt skali dotyczy nie tylko wielkości elementu, ale również dużej koncentracji naprężeń w otoczeniu linii wtopienia.

Opracowaną metodę charakteryzuje:

- trwałość wyznaczona przy wykorzystaniu nielokalnej koncepcji najsłabszego ogniwa, na podstawie rozkładu prawdopodobieństwa przetrwania o predefiniowanym kształcie;
- prawdopodobieństwo przetrwania określone przez niejednorodne pole naprężeń wokół linii wtopienia, właściwości zmęczeniowe „materiału zastępczego” oraz wielkość elementu;
- pole naprężeń wyznaczone z wykorzystaniem metody elementów skończonych, zgodnie z modelem ciała liniowo-sprężystego.

Przyjęto następującą tezę:

Możliwe jest zastosowanie koncepcji najsłabszego ogniwa do wyznaczenia trwałości zmęczeniowej stalowych złączy spawanych na wymaganym poziomie prawdopodobieństwa zniszczenia.

Praca w swoim zakresie obejmuje: genezę zagadnienia, sformułowanie założeń do probabilistycznego modelu obliczeniowego, selekcję rozkładu prawdopodobieństwa zniszczenia, opracowanie algorytmu identyfikacji parametrów modelu obliczeniowego oraz badania eksperymentalne i symulacyjne.

W dalszej części pracy przedstawiono opis modelu obliczeniowego, wyniki badań zmęczeniowych i uzupełniających oraz algorytm obliczeniowy.

4. PROBABILISTYCZNA METODA WYZNACZANIA TRWAŁOŚCI ZMĘCZENIOWEJ STALOWYCH ZŁĄCZY SPAWANYCH

4.1. Koncepcja najsłabszego ogniwa

Jak już wspomniano, występowanie niejednorodnych pól naprężeń komplikuje proces obliczeniowy wyznaczania trwałości. Trwałość elementów z karbem i o dużym gradiencie naprężeń nie jest bezpośrednio związana wyłącznie z największym naprężeniem w dnie karbu. Trwałości wyznaczone według metod lokalnych, a więc w oparciu o przebiegi naprężeń z jednego tylko punktu w materiale, mogą nie być właściwe ze względu na możliwość otrzymania znacznie zaniżonych wartości obliczeniowych trwałości. Zastosowanie metod nielokalnych umożliwia uwzględnienie zmiennych w czasie pól naprężeń. Przez pojęcie nielokalności rozumieć należy oddziaływanie niejednorodnego pola naprężeń na trwałość elementu konstrukcyjnego.

Nielokalne metody obliczeń zmęczeniowych można podzielić na deterministyczne i probabilistyczne. Efektem obliczeń metodami deterministycznymi jest trwałość wyznaczona przez bezpośrednie uśrednianie niejednorodnego pola naprężeń wokół punktu krytycznego. W literaturze anglojęzycznej metody obliczeniowe należące do tej grupy nazwane są metodami „wymiaru krytycznego”¹² [77-79]. Metody probabilistyczne oparte są na założeniu o niejednorodności materiału w skali mikro. Niejednorodność ta ma losowy charakter, co ma bezpośredni wpływ na charakter zmęczenia materiału, rozważanego jako proces losowy. W tej grupie metod trwałość określona jest przez prawdopodobieństwo inicjacji procesu zmęczeniowego niszczenia. Obydwie grupy metod wykorzystują do obliczeń uśredniony argument trwałości (naprężenie lub odkształcenie), wyznaczony przez całkowanie pól naprężeń lub odkształceń na różnych przestrzeniach geometrycznych materiału.

Istnieje kilka rodzajów metod wykorzystujących koncepcję wymiaru krytycznego. Poszczególne rodzaje różnią się między sobą wymiarem przestrzeni geometrycznej materiału, na której przeprowadzane jest uśrednianie niejednorodnych pól naprężeń

¹² ang. *critical distance methods*

[81,82]. Metody te są ciągle rozwijane: Peterson jako argument trwałości zaproponował naprężenie w punkcie znajdującym się w pewnej odległości od dna karbu [80, cyt. za 78,79], a więc poza punktem o największej wartości naprężeń. Neuber w swojej pracy [68] wykorzystał podejście nielokalne - przedstawił propozycję uśredniania naprężeń wzdłuż linii o określonej długości, prowadzonej od punktu krytycznego. Tak wyznaczone naprężenia stałyby się argumentem trwałości. Seweryn i Mróz przeprowadzili uśrednianie proponowanej funkcji zniszczenia na płaszczyźnie pęknięcia [83].

Nielokalne, probabilistyczne metody wyznaczania trwałości bazują na założeniach koncepcji najslabszego ogniwa. W 1939r. Weibull [84] przedstawił postać rozkładu prawdopodobieństwa opisującego rozrzut wytrzymałości doraźnej, zgodnie z klasyczną koncepcją najslabszego ogniwa. Podejścia przedstawione przez Bomasa i innych [85] czy Delahaya i Palin-Luca [86] różnią się głównie wyborem argumentu trwałości, jednocześnie wykorzystując odpowiednio dostosowany rozkład Weibulla w celu określenia prawdopodobieństwa zniszczenia elementu poddanego oddziaływaniu obciążeń zmiennych.

Rozważając przypadek identycznych w skali makro elementów poddanych temu samemu obciążeniu zmiennemu można zaobserwować rozrzut trwałości, co tłumaczy się losowym charakterem niejednorodności materiałowej. Zjawisko to można opisać przy wykorzystaniu koncepcji najslabszego ogniwa. Należy przypomnieć, że opracowana w latach 20. XX wieku [88] koncepcja najslabszego ogniwa została wykorzystana do opisu rozrzutu wartości wytrzymałości doraźnej. Podstawowe założenia są następujące:

- rozpatrywany element rozważany jest jako podzielony na szeregowo połączone podobszary (ogniwa), dla każdego z nich istnieje pewne prawdopodobieństwo wystąpienia niebezpiecznego defektu, niezależne dla poszczególnych podobszarów (ogniw);
- materiał, z którego rozpatrywany element jest wykonany zawiera statystycznie rozmieszczone różnego rodzaju defekty;
- inicjacja procesu zniszczenia wystąpi w podobszarze (ogniwie), który zawiera defekt o największym potencjale destrukcyjnym.

W świetle powyższych założeń można przyjąć, że dany element należy interpretować jako znany z teorii niezawodności maszyn układ szeregowy – uszkodzenie jednego ogniwa powoduje zniszczenie całego elementu [87]. W 1939r. Weibull przyjmując założenia klasycznej koncepcji najslabszego ogniwa przedstawił rozkład prawdopodobieństwa zniszczenia P_f dla elementu o jednorodnym rozkładzie naprężeń [84]:

$$P_f(\sigma) = 1 - P_s = 1 - \exp\left[-\left(\frac{\sigma - \lambda}{H}\right)^p\right]; \quad p > 0, \quad (4.1)$$

gdzie:

P_s – prawdopodobieństwo przetrwania,

σ – poziom naprężenia, MPa,

λ – parametr przesunięcia,

H – parametr skali,

p – parametr kształtu.

Parametr H należy interpretować jako poziom obciążenia, przy którym zniszczeniu ulegnie 63% elementów z badanej serii, a więc - *de facto* - odpowiada za skalowanie rozkładu. Wartość $p > 1$ oznacza rosnące z czasem prawdopodobieństwo zniszczenia, co znaczy, że przyczyną zniszczenia danego elementu jest postępujące z czasem zużycie.

Zgodnie z regułą łańcuchową, prawdopodobieństwo zniszczenia elementu o niejednorodnym rozkładzie naprężeń zdefiniowane jest przez następującą zależność:

$$P_f = 1 - \prod_{i=1}^k P_s^{(i)}, \quad (4.2)$$

gdzie:

k – liczba podobszarów,

Warto zauważyć, że stosując równanie (4.2), w miarę zwiększania liczby podobszarów k zwiększa się prawdopodobieństwo zniszczenia elementu. Równanie (4.2) stanowi

bezpośrednie ujęcie efektu skali. W ujęciu probabilistycznym zjawisko to można opisać w następujący sposób: wraz z powiększaniem się objętości materiału wzrasta prawdopodobieństwo zaistnienia wad będących ogniskami procesu zniszczenia [22].

Weibull przedstawił swój rozkład jako wynik badań nad rozrzutem eksperymentalnych wartości doraźnej wytrzymałości materiałów kruchych, tłumaczony istnieniem niejednorodności w obrębie mikrostruktury materiału. W przypadku elementów kruchych zaistnienie niewielkiego pęknięcia (inicjacja pęknięcia) skutkuje szybkim rozdzieleniem materiału, zgodnie z założeniami koncepcji najsłabszego ogniwa. Todinov w pracy [89] symulując gęstość i rozmieszczenie szczelin przeprowadził krytyczną analizę zastosowania rozkładu Weibulla do wyznaczania prawdopodobieństwa zniszczenia zgodnie z założeniami koncepcji najsłabszego ogniwa. Wynikiem przeprowadzonej symulacji *Monte Carlo* potwierdził dobre dopasowanie szczególnie w przypadku dużej liczby szczelin.

Badania odnośnie rozkładu trwałości zmęczeniowej były przedmiotem wielu prac. Schijve analizował dopasowanie rozkładu logarytmiczno-normalnego oraz trójparametryczne rozkłady: Weibulla i logarytmiczno-normalny [90,91]. Najlepsze rezultaty zaobserwowano w przypadku dwóch ostatnich rozkładów przy zastrzeżeniu o trudności fizycznej interpretacji parametru przesunięcia rozkładu. Rozkład normalny, logarytmiczno-normalny, wartości ekstremalnych oraz dwu- i trójparametryczny rozkład Weibulla badano w pracach [92,93]. Najlepsze dopasowanie uzyskano przy zastosowaniu trójparametrycznego rozkładu Weibulla, przy adnotacji o braku fizycznego uzasadnienia wartości parametrów.

Istnieją różne modele obliczeniowe wykorzystujące koncepcję najsłabszego ogniwa. Przykładowo, Bomas i in. zastąpili liczbę e liczbą 2 w dwuparametrycznym rozkładzie (4.1), to jest bez zastosowania parametru przesunięcia. W przedstawionym modelu obliczeniowym niejednorodne pole naprężeń zostało uśredniane zarówno w płaszczyźnie jak i w objętości materiału. Wprowadzając dodatkowe parametry dopasowujące rozkład autorzy wykorzystali model obliczeniowy do wyznaczenia granicy zmęczenia. Delahay i Palin-Luc uśredniali niejednorodne pole naprężeń w pewnej objętości materiału zdeterminowanej stopniem wyężenia określonym gęstością energii odkształcenia. Posługując się trójparametrycznym rozkładem

prawdopodobieństwa (4.1) opracowali algorytm obliczeniowy rozrzutów obciążenia dla trwałości $2 \cdot 10^6$ cykli dla przyjętego poziomu prawdopodobieństwa zniszczenia, wykorzystany do obliczenia granicy zmęczenia.

Główną cechą łączącą powyższe podejścia jest ich zastosowanie. Probabilistyczne metody wykorzystujące elementy koncepcji najsłabszego ogniwa wykorzystywane są głównie do wyznaczenia jedynie granicy zmęczenia (na przykład prace [94-96]). Zastosowane modele obliczeniowe nie uwzględniają zmieniającego się rozrzutu trwałości a tym samym zawężają obszar zastosowania do przyjętego konkretnego poziomu obciążenia, biorąc pod uwagę rozrzut jedynie dla tego poziomu obciążenia.

W niewielkiej liczbie prac podjęto badania nad dwuwymiarowym rozkładem trwałości typu $P - \sigma - N$ (prawdopodobieństwo - naprężenie - liczba cykli). Autorzy w pracach [97,102] wykorzystali trójparametryczny rozkład Weibulla. W pracy [97] parametr przesunięcia jest funkcją liczby cykli i amplitudy naprężenia. W pracy [102] parametr skali uzależniono od wartości maksymalnego naprężenia głównego. Parametr kształtu jest stały w obu zaproponowanych rozkładach. Parametr kształtu odpowiada za kształt rozkładu, to jest - *intuicyjnie* - za stopień *splaszczania* przebiegu dystrybuanty dla danego zakresu trwałości (zmiana rozrzutu na danym poziomie obciążenia). W obu pracach przedstawione rozkłady $P - \sigma - N$ zostały opracowane jedynie dla elementów litych z materiałów jednorodnych w skali makro.

Spośród nielokalnych metod obliczeń zmęczeniowych zaobserwować można liczne badania nad zastosowaniem metody wymiaru krytycznego do wyznaczania trwałości zmęczeniowej złączy spawanych (między innymi prace [77,98-101]). Wartości wymiarów w których przeprowadzane jest uśrednianie („wymiar krytyczny”) najczęściej przyjęte są empirycznie [98]. Postulowane przez Taylora [98] wykorzystanie liniowej mechaniki pękania, w celu nadania fizycznej interpretacji wymiaru krytycznego, wymaga znajomości zakresu współczynnika intensywności naprężeń co aktualnym czyni problematykę opisaną w rozdziale 2.3. Natomiast nie zaobserwowano literatury dotyczącej zastosowania koncepcji najsłabszego ogniwa do wyznaczenia trwałości złączy spawanych. Niewielka liczba pozycji literaturowych traktuje o wykorzystaniu koncepcji najsłabszego ogniwa, jednak jedynie w celu wyznaczenia granicy zmęczenia, a więc wykorzystując jednowymiarowy rozkład typu

$P-N$ jak w przypadku rozkładu Weibulla o stałych parametrach, w wariancie przedstawionym w pracy [92], lub w celu wyznaczenia wytrzymałości w przypadku obciążeń dynamicznych [103] - również za pomocą rozkładu jednowymiarowego.

Przedstawiony w niniejszej pracy probabilistyczny model obliczeniowy bazując na koncepcji najslabszego ogniwa wykorzystuje dwuwymiarowy rozkład typu $P - \sigma - N$ do szacowania trwałości zmęczeniowej stalowych złączy spawanych w szerokim zakresie cykli. W pewnym stopniu proponowana koncepcja wiąże się z koncepcją Sonsino [104] znaną pod nazwą *highly stressed volume approach*. Stanowi jej rozszerzenie na większy zakres liczby cykli poprzez wprowadzenie charakterystyki zmęczeniowej *materiału zastępczego*.

4.2. Probabilistyczny model obliczeniowy

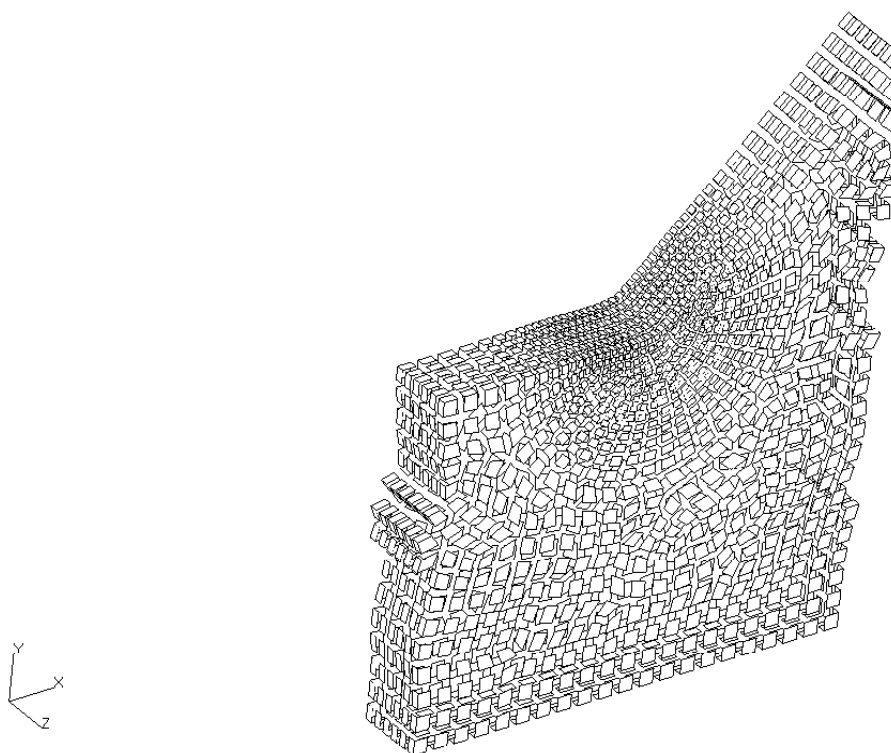
Wykorzystując założenia koncepcji najslabszego ogniwa opracowany został model obliczeniowy, według którego trwałość zmęczeniowa złącza zależna jest od globalnego prawdopodobieństwa zniszczenia P_f jako wynikowego lokalnych wartości prawdopodobieństwa, otrzymanych dla każdego elementu skończonego [105]. Prezentowany model obliczeniowy znajduje zastosowanie do momentu gdy poszczególne pęknięcia nie oddziałują na siebie, co jest zgodne z założeniami koncepcji najslabszego ogniwa [106]. Wpływ geometrii złącza jest zminimalizowany przez modelowanie pola naprężeń w objętości materiału złącza i jego otoczenia. Karb geometryczny modelowany jest przy założeniu stałej wartości promienia przejścia ρ . Z perspektywy generacji modelu dyskretnego przyjęte podejście przypomina metodę promienia zastępczego.

W oparciu o wyniki badań (m. in. [12-14,16,18,23]), sformułowano następujące założenia do modelu obliczeniowego:

- ze względu na specyfikę łączenia elementów metodą spawania elektrodą topliwą w osłonie gazowej materiał powstały w otoczeniu spoiny ma cechy charakterystyczne takie jak: niejednorodność struktury, obecność stref przegrzania, naprężenia własne. Są to właściwości dominujące nad właściwościami materiałów rodzimych, co pozwala założyć, że proponowana charakterystyka

zmęczeniowa materiału zastępczego będzie miała szerokie zastosowanie w przypadku stalowych złączy spawanych;

- zakłada się, że materiał w miejscu łączenia można wyodrębnić i przypisać mu pewne właściwości zmęczeniowe. Tak wyodrębniony materiał nazwano *materiałem zastępczym*;
- liczbę cykli do zniszczenia wyznacza się na podstawie dystrybuanty rozkładu prawdopodobieństwa zniszczenia P_f o predefiniowanym kształcie, wykorzystując koncepcję najslabszego ogniwa;
- na rozkład prawdopodobieństwa P_f wpływa niejednorodne pole naprężeń wokół linii wtopu, wielkość elementu, a także właściwości zmęczeniowe materiału zastępczego;
- pole naprężeń wyznacza się z wykorzystaniem metody elementów skończonych w zakresie liniowo-sprężystym, przy czym każdy element skończony stanowi oddzielne ogniwo (rys. 4.1).



Rys. 4.1. Model dyskretny jako system połączonych ogniw

Rozważając podobszar o elementarnej objętości, dla danego poziomu obciążenia indywidualna dystrybuanta rozkładu prawdopodobieństwo zniszczenia P_f w funkcji liczby cykli do zniszczenia N przyjmuje postać

$$P_f(N) = 1 - P_s = 1 - \exp\left(-\frac{1}{V_0} \left(\frac{\log N}{H}\right)^p dV\right), \quad p > 0, \quad (4.3)$$

gdzie:

V_0 - referencyjna objętość materiału, mm^3 .

Traktując rozpatrywany element jako ośrodek ciągły, rozkład prawdopodobieństwa zniszczenia całego elementu przyjmuje następującą postać:

$$P_f(N) = 1 - \exp\left(-\frac{1}{V_0} \int_V \left(\frac{\log N}{H}\right)^p dV\right). \quad (4.4)$$

W przypadku jednorodnego rozkładu naprężeń w elemencie o objętości V_0 , zależność (4.4) przyjmuje postać:

$$P_f(N) = 1 - P_s = 1 - \exp\left(-\left(\frac{\log N}{H}\right)^p\right). \quad (4.5)$$

W przeciwieństwie do modelu przedstawionego w pracy [97] parametr skali H nie jest stały. Parametr skali H jest odpowiedzialny za skalowanie rozrzutu trwałości N zakresami naprężeń $\Delta\sigma$, a przez to możliwość jego porównania pomiędzy różnymi poziomami obciążenia. Z tego powodu powinien odzwierciedlać cykliczne właściwości materiału złącza. Parametr H najwygodniej jest przedstawić w formie $H = \log N_f$, gdzie N_f to liczba cykli do zniszczenia wyznaczona na podstawie charakterystyki zmęczeniowej materiału zastępczego dla danego zakresu naprężenia $\Delta\sigma$:

$$P_s(N) = \exp\left(-\left(\frac{\log N}{\log N_f(\Delta\sigma)}\right)^p\right). \quad (4.6)$$

Jak wspomniano, pod pojęciem materiału zastępczego należy rozumieć pewien materiał myślowo wyodrębniony ze złącza, o cyklicznych właściwościach reprezentatywnych dla stalowych złączy spawanych. Charakterystyka takiego materiału powinna mieć odwołanie do wyników eksperymentalnych. Dla uproszczenia zagadnienia przyjęto, że w pewnym zakresie liczby cykli do zniszczenia charakterystyka zmęczeniowa ma znaną postać

$$\log N_f = \log C_f - m_f \log \Delta\sigma, \quad (4.7)$$

gdzie:

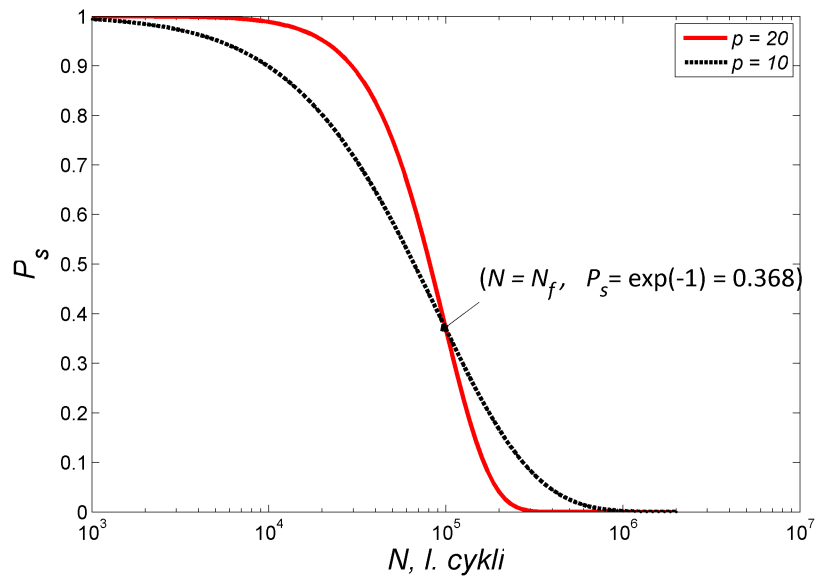
N_f - liczba cykli do zniszczenia materiału zastępczego dla danego $\Delta\sigma$,
 C_f, m_f - parametry materiałowe dla danego P_s MPa, -, odpowiednio,
 $\Delta\sigma$ - zakres naprężenia.

Po podstawieniu zależności (4.7) do (4.6) oraz przy założeniu, że parametr p nie zależy od zakresu naprężenia $\Delta\sigma$ otrzymuje się rozkład $P_s - \Delta\sigma - N$:

$$P_s(N) = \exp \left[- \left(\frac{\log N}{\log C_f - m_f \log \Delta\sigma} \right)^p \right]. \quad (4.8)$$

Stałość parametru p jest prawdziwa dla pewnego zakresu trwałości. Dla naprężeń poniżej klasycznej granicy zmęczenia parametr p przyjmuje mniejszą wartość, co związane jest z rozszerzaniem pasma rozrzutu (rys. 4.2). Parametr kształtu p odpowiada za uwzględnienie zmian umiejscowienia wartości oczekiwanej trwałości spowodowanej efektem skali.

Sformułowane założenia umożliwiły nadanie fizycznego charakteru parametrom rozkładu prawdopodobieństwa. Tym samym spełniono założenie o zależność parametru skali H od poziomu obciążenia. Formułując model obliczeniowy przyjęto, że zredukowane naprężenia oddziałujące w elementarnym obszarze o objętości dV jest parametrem dobrze opisującym prawdopodobieństwo zniszczenia P_f . Otrzymana postać charakteryzuje się czterema parametrami: V_0, p, C_f, m_f , dla których procedura identyfikacji wymaga przeprowadzenia badań zmęczeniowych. Wyniki badań eksperymentalnych oraz procedury identyfikacji przedstawiono w dalszej części pracy.



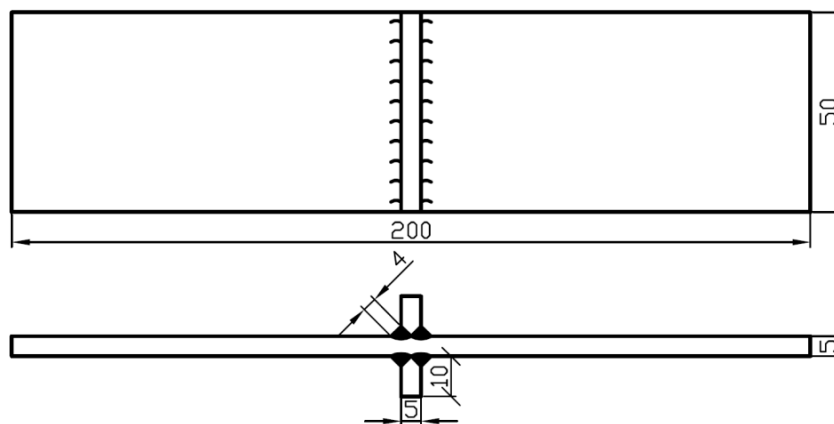
Rys. 4.2. Symulacja rozkładów P_s dla dwóch wartości parametru p oraz dla $N_f = 10^5$ cykli

4.3. Badania eksperymentalne

Badane próbki wykonane zostały ze stali S355J2 w stanie normalizowanym o składzie chemicznym przedstawionym w tabeli 4.1. Tego typu stal znajduje szerokie zastosowanie w konstrukcjach spawanych pracujących w ośrodkach atmosferycznych. Spoina została wykonana przez spawanie łukowe w osłonie mieszanki Ar (92%) i CO₂ (8%), przez jedną osobę, w jednym procesie. Złącze spawane charakteryzowało się pełnym przetopem żeber. Do badań wykorzystano próbki w stanie pospawalniczym. Pierwszym etapem przygotowania próbek było wstępne cięcie plazmowe płyty (wzdłuż kierunku walcowania) o grubości 5 mm na długość 1300 mm i szerokość 60 mm a następnie cięte na wymaganą długość. Kształt i wymiary próbki przedstawiono na rys. 4.3. Na koniec powierzchnie boczne zostały frezowane na wymagany wymiar co pozwoliło uniknąć propagacji pęknięcia na krawędzi próbki ze względu na silne lokalne spiętrzenie naprężeń.

Tab. 4.1. Skład chemiczny stali S355J2 (EN 10025-2: 2004)

Pierwiastek chem.:	C	Si	Mn	P	S	Cu
Maks. zawartość, %:	0.22	0.55	1.60	0.03	0.03	0.55



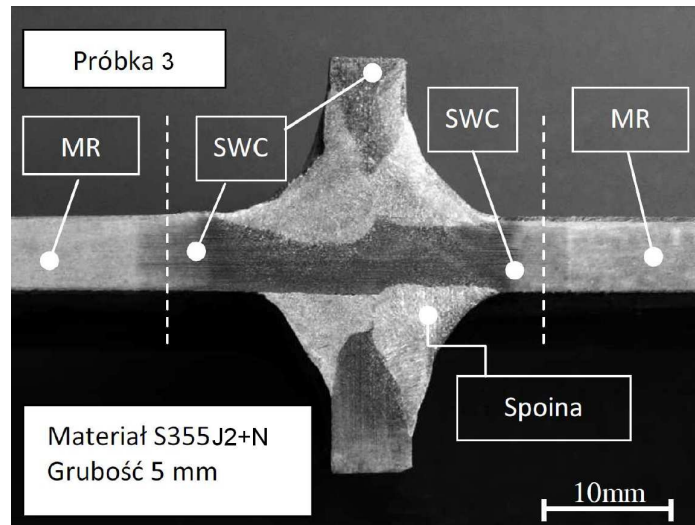
Rys. 4.3. Kształt i wymiary badanych próbek

Tak wykonane próbki poddane zostały badaniom zmęczeniowym oraz badaniom uzupełniającym: strukturalnym, składu chemicznego spoiny, parametrów geometrycznych złącza oraz naprężeń własnych.

4.3.1. Badania strukturalne

Celem przeprowadzonych badań strukturalnych było ujawnienie makro- oraz mikrostruktury złącza oraz określenie rozkładu twardości dla wybranych próbek.

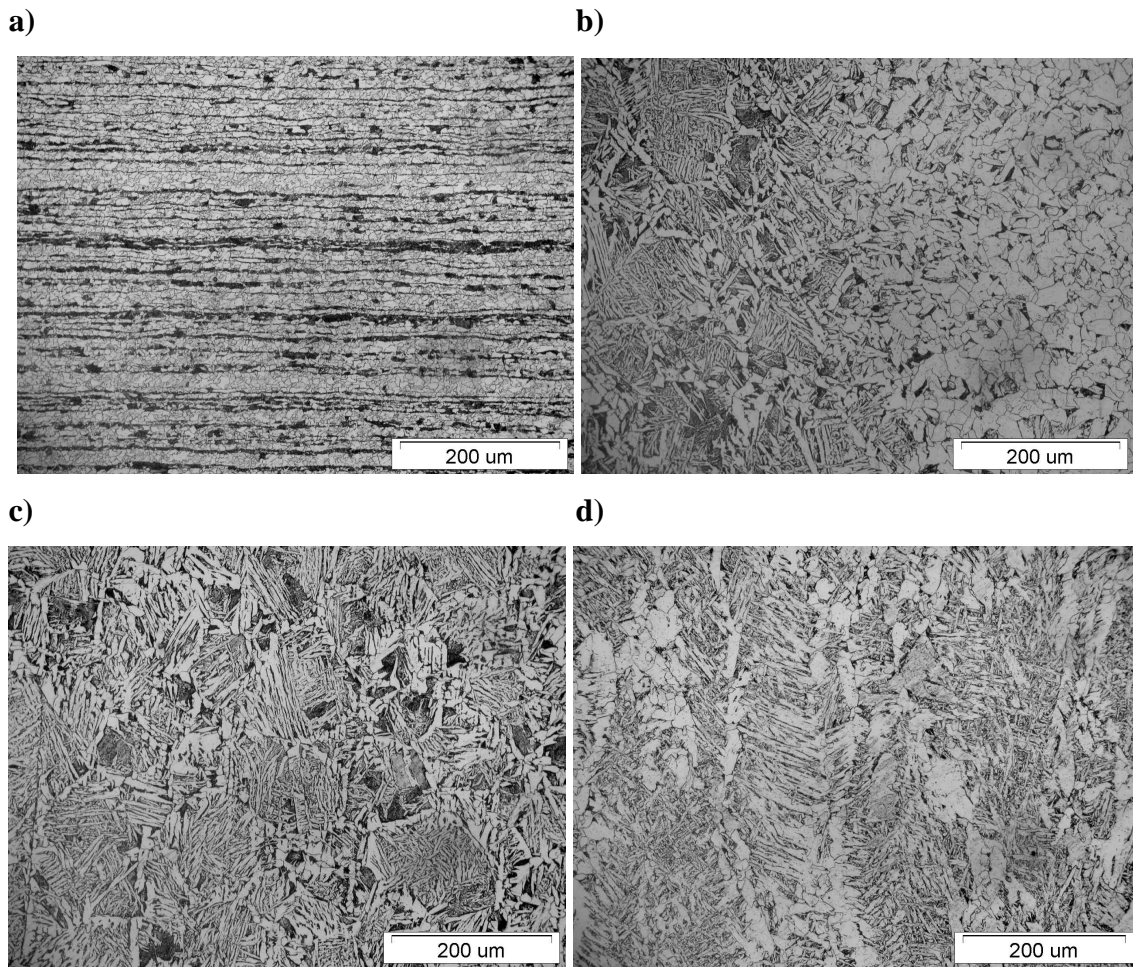
Trawienie odczynnikami Adlera umożliwiło obserwację mikrostruktury złącza. Na rys. 4.4 wyszczególniono zakres występowania strefy wpływu ciepła oraz materiału o niezmięnionej strukturze. W złączu nie ujawniono wad w skali makro. Przeprowadzone badania makrostrukturalne potwierdziły pełen przetop w grani spoiny. Warto odnotować, że ze względu na grubość spawanego materiału strefa wpływu ciepła występuje na całym przekroju próbki.



Rys. 4.4. Makrostruktura materiałowa w otoczeniu spoiny, gdzie: MR – materiał rodzimy, SWC – strefa wpływu ciepła

Ocenę budowy złącza przeprowadzono zgodnie z normą PN-EN 1321. Badania mikrostrukturalne wykonano na mikroskopie optycznym Olympus IX70. Zakres badań obejmował zarówno strefę wpływu ciepła jak i materiał rodzimy oraz spoinę, co przedstawiono na rys. 4.5. Przeprowadzone badania ujawniły strukturę ferrytyczno-perlityczną w układzie pasmowym, charakterystycznym dla obróbki plastycznej na zimno (rys. 4.5a). Materiał próbek to stal niskowęglowa co odzwierciedlają występujące w strefie wpływu ciepła obszary materiału: strefa rekrytalizacji ($500^{\circ}\text{C} - \text{Ac}_1$), strefa normalizowania ($\text{Ac}_1\text{-Ac}_3$), strefa przegrzania (powyżej 1100°C) oraz strefa wtopienia. W obszarze przegrzania wystąpił znaczny rozrost ziarna. Obszar ten posiada budowę w układzie Widmannstättena z iglastymi wydzieleniami ferrytu (rys. 4.5c). Spoina ze względu na ułożenie w jednym przejściu posiada budowę grubokrystaliczną – dendrytyczną (rys. 4.5d). Przejście ze strefy normalizowania do strefy przegrzania oraz proporcje zmiany wielkości ziaren przedstawiono na rys. 4.5b.

Rozkład mikrotwardości wyznaczono metodą Vickersa na mikrotwardościomierzu Leco AHT 2100 przy obciążeniu 100g, zgodnie z normą PN-EN ISO 6507-1. Wyniki badań przedstawiono na rys. 4.6. Otrzymane wyniki znajdują potwierdzenie w obserwacjach struktury. Twardość spoiny jest niejednorodna a jej wartość waha się w granicach od $181 \text{HV}_{0,1}$ do $196 \text{HV}_{0,1}$ co jest charakterystyczne dla materiałów lanych nie poddanych obróbce cieplnej.

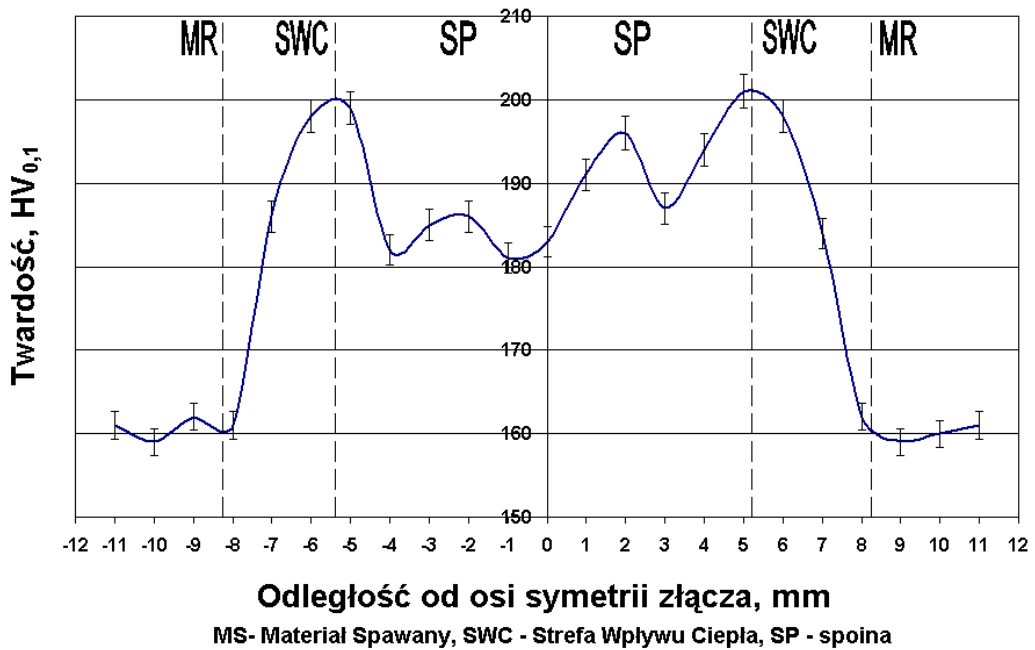


Rys. 4.5. Mikrostruktura złącza, mikroskop optyczny powiększenie 200.-krotne, a) materiał rodzimy w układzie pasmowym ferrytu i perlitu, b) SWC- obszar normalizowania i przegrzania, c) strefa przegrzania ze strukturą Widmannstättena, d) spoina o strukturze dendrytycznej

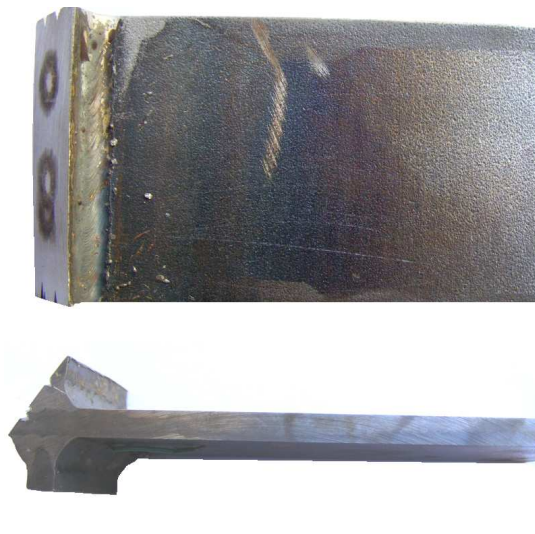
Największy wzrost twardości występuje w obszarze przegrzanym, a jej wartość wynosi ponad $200\text{HV}_{0,1}$ i jest znacznie większa niż materiału rodzimego, dla którego twardość wynosi $160\text{HV}_{0,1}$. Strefa rekrytalizacji nie wykazała znacznego spadku umocnienia materiału rodzimego spowodowanego obróbką plastyczną na zimno i jej twardość była zbliżona do wartości dla materiału rodzimego.

Oprócz wymienionych badań strukturalnych przeprowadzono również oznaczenie składu chemicznego materiału spoiny przy wykorzystaniu metody spektrometrycznej. Aby umożliwić przeprowadzenie badań, próbka została przecięta wzdłuż spoiny, pod kątem względem spawanej płyty (rys. 4.7) a następnie szlifowana na odsłoniętej w ten sposób powierzchni. Badania przeprowadzono w Laboratorium Analiz Chemicznych Instytutu Metalurgii Żelaza w Gliwicach. Wyniki badań zamieszczono w tabeli 4.2.

Punkt przyłożenia iskrownika jest widoczny na rys. 4.7. Udział procentowy poszczególnych pierwiastków jest typowy dla drutów spawalniczych przeznaczonych do spawania stali konstrukcyjnych [107].



Rys. 4.6. Rozkład mikrotwardości na przekroju poprzecznym złącza



Rys. 4.7. Powierzchnia spoiny przygotowanej do oznaczenia składu chemicznego, widoczne punkty przyłożenia iskrownika

Tab. 4.2. Skład chemiczny spoiny

INSTYTUT METALURGII ŻELAZA im. Stanisława Staszica INSTITUTE FOR FERROUS METALLURGY ul. Karola Miarki 12-14, 44-100 Gliwice Poland tel. (032) 2345-200 fax (032) 2345-300			
Laboratorium Analiz Chemicznych 30/13/N0 8920/BC		Data: ██████████	
T-3895 General Electric Aircraft Engines		Raport z badań Nr 00039/13	
Zleceniodawca: osoba kontaktowa: Nr zlecenia: ██████████			
Oznakowanie próbki	bez oznakowania		Rodzaj badanego materiału: spoina
Oznaczenie	Jednostka miary	Wynik	Procedura badawcza, metoda badań, urządzenie
Al	%	0.013	OES iskra ,Magellan Q8 Bruker
C	%	0.10	OES iskra ,Magellan Q8 Bruker
Cr	%	0.048	OES iskra ,Magellan Q8 Bruker
Cu	%	0.089	OES iskra ,Magellan Q8 Bruker
Mn	%	1.27	OES iskra ,Magellan Q8 Bruker
Mo	%	< 0.010	OES iskra ,Magellan Q8 Bruker
Nb	%	< 0.005	OES iskra ,Magellan Q8 Bruker
Ni	%	0.026	OES iskra ,Magellan Q8 Bruker
P	%	0.015	OES iskra ,Magellan Q8 Bruker
S	%	0.006	OES iskra ,Magellan Q8 Bruker
Si	%	0.44	OES iskra ,Magellan Q8 Bruker
Ti	%	0.002	OES iskra ,Magellan Q8 Bruker
V	%	< 0.003	OES iskra ,Magellan Q8 Bruker
Uwagi:			
Data przyjęcia próbek do badań: ██████████		Data zakończenia badań: ██████████	
Badania wykonał: Waldemar Spiewok Raport sporządził: Marta Kubiczek			
Kontrolował i autoryzował:			

4.3.2. Kształt i wymiary złącza

Badaniami uzupełniającymi objęto również pomiar parametrów geometrycznych złącza. Przeprowadzone badania dotyczyły promienia przejścia ρ oraz kąta nachylenia lica spoiny θ . Ze względu na technikę spawania, wartości promienia ρ i kąta θ cechują się pewnym rozrzutem statystycznym. W celu oszacowania powyższych parametrów zastosowano metody analizy obrazu cyfrowego. Przyjęto następujący tok postępowania:

- 1) wykonanie odlewu lica spoiny za pomocą kleju silikonowego,
- 2) cięcie odlewu prostopadle wzdłuż linii wtopienia,

- 3) skanowanie uzyskanych fragmentów w odcieniach szarości (0-255), z maksymalną dokładnością 0,0053 mm/piksel (rozdzielczość 4800dpi),
- 4) filtracja obrazu,
- 5) identyfikacja linii stycznych do lica spoiny i spawanej płyty, przy zastosowaniu regresji liniowej skrajnych 400 punktów obrazu (rys. 4.8),
- 6) poszukiwanie okręgu stycznego do uzyskanych linii metodą najmniejszych kwadratów na podstawie estymatora E_r :

$$E_r = \sum_{i=1}^n (y_i^r - y_i^e)^2, \quad (4.9)$$

gdzie:

- y_i^r – zmierzona współrzędna y dla i -tego punktu,
- y_i^e – estymowana współrzędna y okręgu dla i -tego punktu,
- n – liczba punktów;

- 7) wyznaczenie promienia ρ i kąta θ na podstawie położenia linii stycznych,
- 8) wyznaczenie estymatora jakości P średniego dopasowania według zależności

$$P = \sqrt{\frac{E_r}{n}}, \quad (4.10)$$

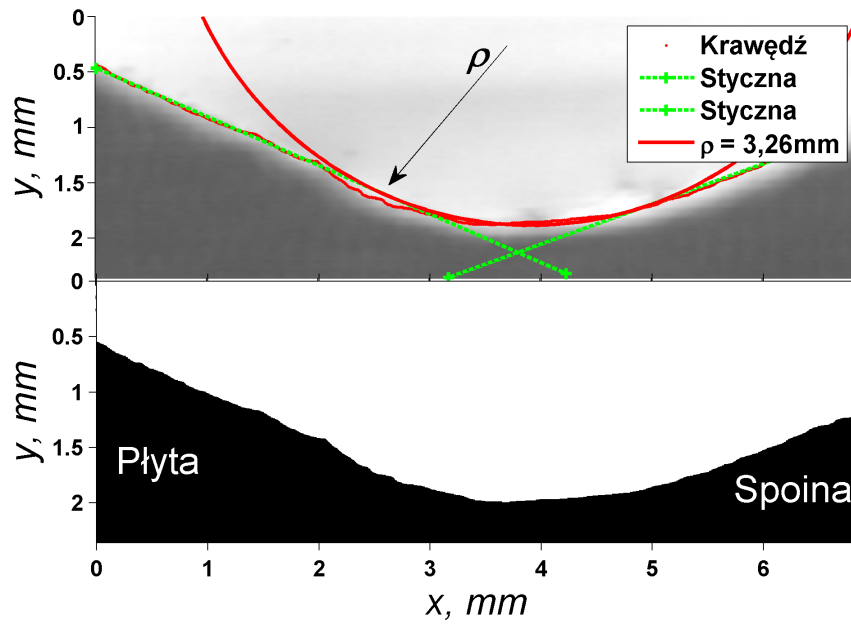
- 9) obliczenie wartości średniej parametrów ρ , θ , P wraz z rozrzutem, liczonym jako jednokrotność odchylenia standardowego.

Na podstawie tak przeprowadzonych pomiarów otrzymano 24 grupy wyników, po jednej na każdy wycięty z odlewu fragment. Zestawienie wyników znajduje się w tabeli 4.3 oraz na rys. 4.9. Przykładowe obrazy cyfrowe wraz z ustalonymi krawędziami zarysu przedstawiono na rys. 4.8.

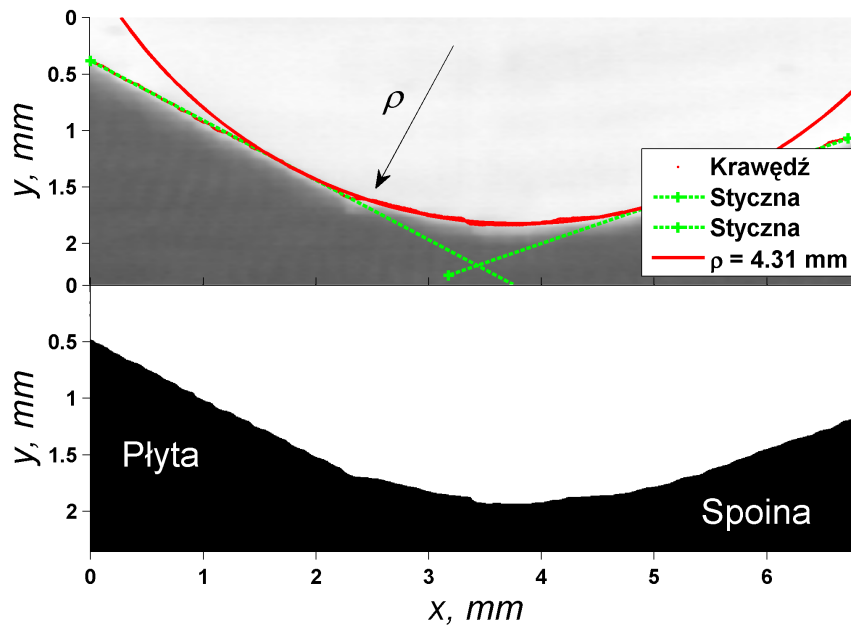
Tab. 4.3. Zestawienie wyników pomiaru parametrów geometrycznych złącza

$\bar{\rho}$, mm	ρ_{\min} , mm	$\bar{\theta}$, stopnie	\bar{P} , mm	Liczba pomiarów
$3,2 \pm 0,82$	1,6	$133,5 \pm 2,3$	$0,026 \pm 0,015$	24

a)

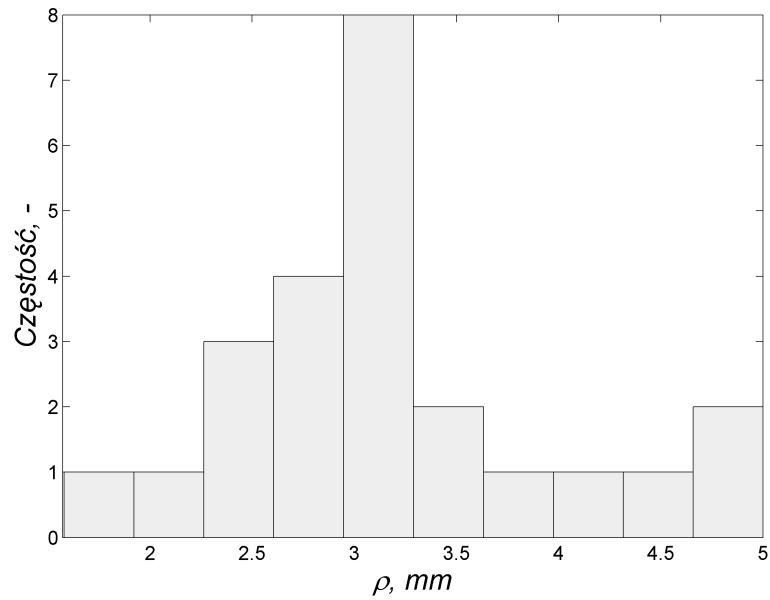


b)

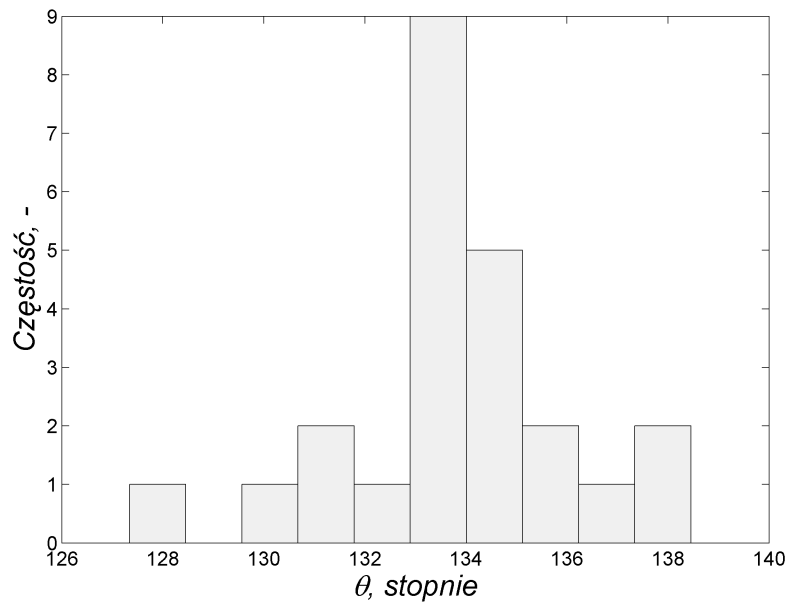


Rys. 4.8. Przykłady zidentyfikowanych zarysów krawędzi spoiny i płyty spawanej: a) $\rho = 3,26$ mm, b) $\rho = 4,31$ mm

a)



b)



Rys. 4.9. Histogramy: a) promienia przejścia linii wtopienia, oraz: b) kąta nachylenia lica spoiny θ

Błąd pomiaru oszacowano na tej samej zasadzie jak dla odlewu lica spoiny. Pomiar przeprowadzono na trzech prostokątnych płytkach wyciętych z otrzymanych odlewów. Wymiary płytek zmierzono suwmiarką (dokładność 0,02 mm). Na podstawie porównania otrzymanych wyników ustalono, że błąd bezwzględny pomiarów metodą

analizy obrazu liczony jako pierwiastek z wartości średniokwadratowej odchyień wynosi 0,10 mm.

4.3.3. Wyznaczenie naprężeń własnych

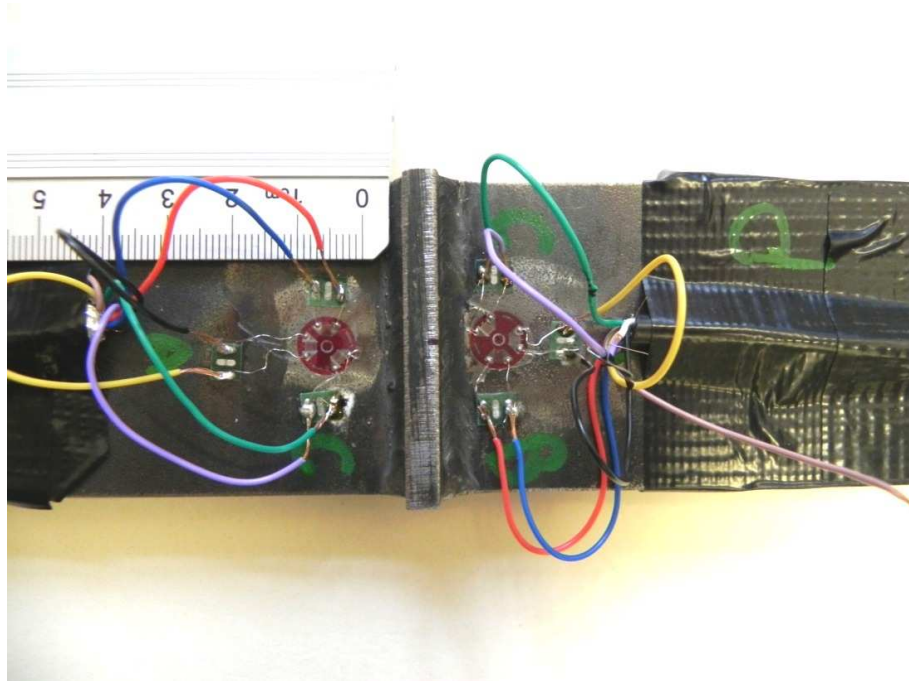
Dla wybranej próbki z serii przeznaczony do badań zmęczeniowych naprężenia własne wyznaczono stosując metodę nawiercania ślepego otworu [36]. Kolejne nawiercenia wykonywano wiertłem o średnicy $d = 1,5$ mm przez wiertarkę stołową o precyzyjnej regulacji głębokości wiercenia, wyprodukowaną przez Proxxon PT. Do pomiarów odkształceń wykorzystano mostek tensometryczny produkcji National Instruments do którego podłączono otworowe rozety tensometryczne FRS-2 dostarczone przez firmę Tokyo Sokki Kenkyujo Co. Ltd. (rys. 4.10).



Rys. 4.10. Rozeta tensometryczna wykorzystana do badań

Rozeta FRS-2 charakteryzuje się długością czynną ścieżek oporowych pojedynczego tensometru równą 1,5 mm i szerokością równą 1,3 mm (rezystancja ścieżek $120 \pm 0,5 \Omega$). Środki geometryczne poszczególnych tensometrów rozmieszczone są na okręgu o średnicy 5,14 mm. Rozety tensometryczne zostały naklejone stycznie do linii wtopienia oraz w odległości 5 mm od linii wtopienia (rys. 4.11).

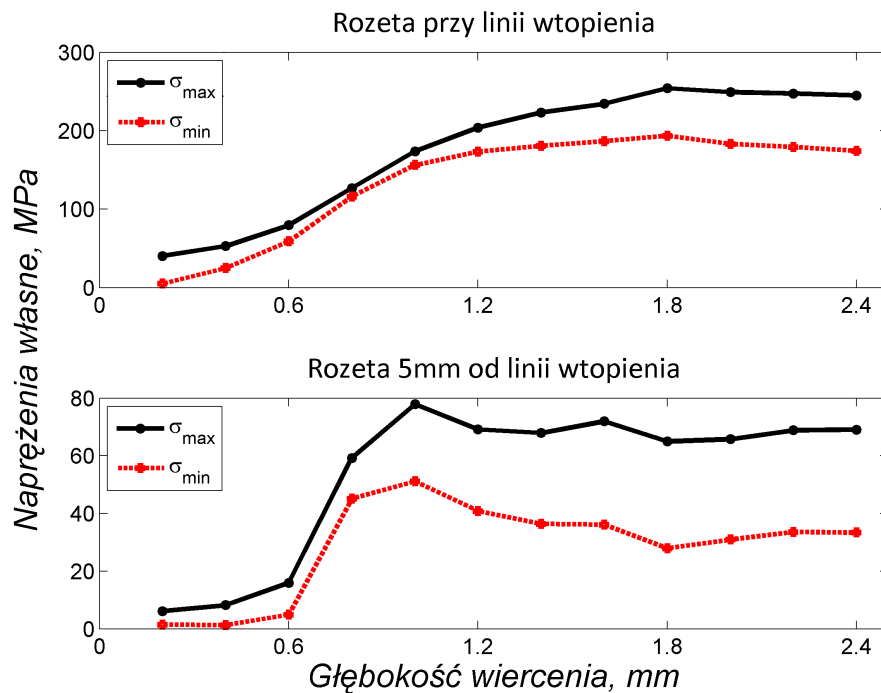
Otrzymane w ten sposób dane przetwarzano na stacji roboczej w środowisku LabVIEW. Stanowisko badawcze wykorzystane do pomiarów przedstawiono na rys. 4.12. Obliczenia przeprowadzono zgodnie z procedurą producenta [108]. Wyniki badań poziomu naprężeń własnych w badanym złączy spawanym przedstawiono na rys. 4.13. Ustabilizowane wartości naprężeń otrzymano dla głębokości zbliżonej do $1,2d$.



Rys. 4.11. Umieszczenie rozet tensometrycznych



Rys. 4.12. Stanowisko badawcze do wyznaczania naprężeń własnych metodą nawiercania ślepego otworu



Rys. 4.13. Wyniki badań naprężeń własnych

4.3.4. Badania przy obciążeniach cyklicznie zmiennych

Do badań wykorzystano przedstawione w rozdziale 2 niniejszej pracy próbki typu *transverse stiffener*, o wymiarach przedstawionych na rys. 4.3. Badania przeprowadzono z wykorzystaniem zmęczeniowej maszyny wytrzymałościowej SHM 250 produkcji VEB Leipzig, pracującej pod kontrolą systemu mechatronicznego zaprojektowanego na Politechnice Opolskiej [109]. Każda próbka z badanej serii została poddana działaniu cyklicznego obciążenia osiowego o wartości zakresu naprężeń nominalnych $\Delta\sigma_n$ niezmiennej przez cały okres trwania badań zmęczeniowych. Obciążenie miało charakter wahadłowego rozciągania-ściskania (współczynnik asymetrii cyklu $R = -1$), realizowanego na kilku różnych poziomach $\Delta\sigma_n$ w celu opracowania charakterystyki zmęczeniowej w układzie $\Delta\sigma - N_f$. Przebiegi obciążeń cechowały się wartościami $\Delta\sigma_n = \{160, 200, 300\}$ MPa oraz częstotliwością $f = 20$ Hz, za wyjątkiem przebiegów o $\Delta\sigma_n = 160$ MPa, w tym przypadku $f = 25$ Hz.

Zaobserwowana propagacja pęknięcia miała miejsce w strefie wpływu ciepła, od brzegu a następnie wzdłuż spoiny, aż do osiągnięcia długości krytycznej i uzyskania przełomu doraźnego (rys. 4.14).



Rys. 4.14. Zdjęcia przełomu zmęczeniowego

Trwałości eksperymentalne uzyskane dla konkretnego poziomu obciążenia zostały zestawione w tabeli 4.3. Dodatkowo, w tabeli 4.4 zamieszczono wyniki badań próbek o identycznym kształcie i wymiarach, jednak bez pełnego przetopu w grani spoiny (rys. 4.15). Uzyskane wyniki wskazują na znaczny wpływ techniki spawania na trwałość zmęczeniową złączy spawanych. W dalszych obliczeniach wykorzystano wyniki badań zamieszczone w tabeli 4.3.

Otrzymane punkty eksperymentalne zostały użyte do wyznaczenia parametrów charakterystyki zmęczeniowej typu

$$\Delta\sigma_n = C \cdot N_f^b, \quad (4.11)$$

gdzie:

C, b – parametry materiałowe, MPa, -.

Tab. 4.3. Wyniki badań zmęczeniowych (seria z pełnym przetopem w grani)

Nr próbki	$\Delta\sigma_n$, MPa	N_f , l. cykli
1	160	2395820
2	160	1557420
3	200	1150270
4	200	644170
5	300	275410
6	300	250450

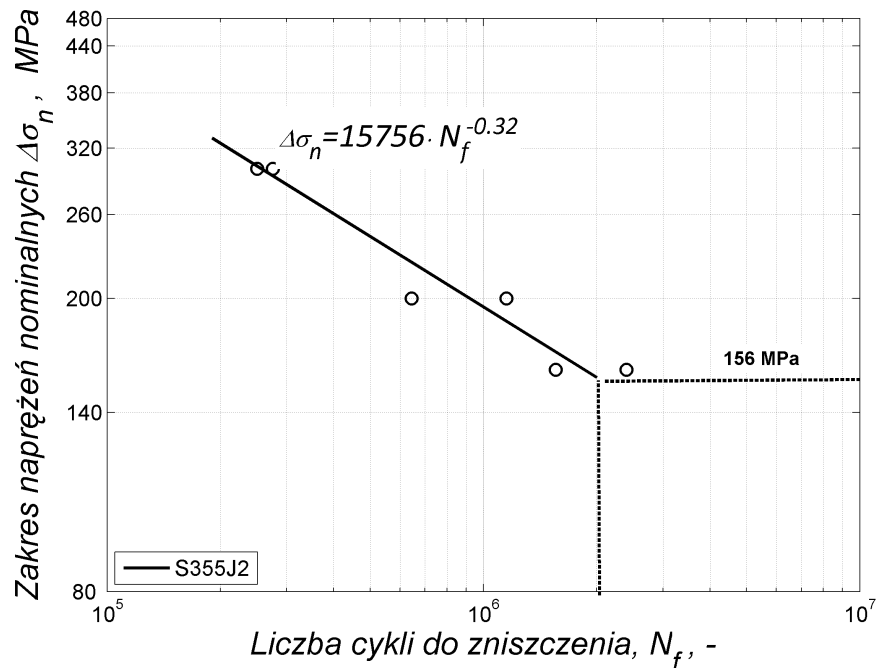
Tab. 4.4. Wyniki badań zmęczeniowych (seria bez pełnego przetopu w grani)

Nr próbki	$\Delta\sigma_n$, MPa	N_f , l. cykli
7	160	561580
8	160	883760
9	160	1527420
10	200	337440
11	200	290045
12	200	229390



Rys. 4.15. Makrostruktura materiałowa w otoczeniu spoiny bez pełnego przetopu w grani

Otrzymaną charakterystykę zmęczeniową przedstawiono na rysunku 4.16. Parametry materiałowe badanego złącza wyznaczono metodą najmniejszych kwadratów otrzymując wartości $C = 15756$ MPa oraz $b = -0,318$. Wartość parametru b jest charakterystyczna dla stalowych złączy spawanych i jest bardzo zbliżona do zamieszczonych m.in. w zaleceniach Międzynarodowego Instytutu Spawalnictwa ($b = -0,33$, [25]) oraz w normach brytyjskich ($b = -0,29$, [49]). Zaznaczona wartość $\Delta\sigma_n = 156$ MPa dla liczby $2 \cdot 10^6$ cykli obliczono wykorzystując zależność (4.11).



Rys. 4.16. Otrzymana charakterystyka zmęczeniowa

4.4. Identyfikacja parametrów rozkładu prawdopodobieństwa

4.4.1. Parametr kształtu

Kontynuując dotychczasową konwencję, prawdopodobieństwo przetrwania elementu o przypisanych właściwościach materiału zastępczego i objętości n -krotnie większej niż elementu opisanego zależnością (4.8) zapisać można następująco:

$$P_{s|n \cdot V} = \exp\left(-n \left(\frac{\log N}{\log C_f - m_f \log \Delta\sigma}\right)^p\right), \quad (4.12)$$

gdzie:

n – krotność zmiany objętości.

Zwiększenie objętości materiału implikuje wzrost prawdopodobieństwa zaistnienia defektu o znaczącym potencjale destrukcyjnym [22] - wraz ze wzrostem objętości wzrasta prawdopodobieństwo zniszczenia na danym poziomie trwałości; *intuicyjnie*:

chcąc utrzymać założony poziom prawdopodobieństwa zniszczenia należy liczyć się ze spadkiem trwałości. Symulację rozkładów prawdopodobieństwa przetrwania dla różnych wartości n przedstawiono na rys. 4.17.

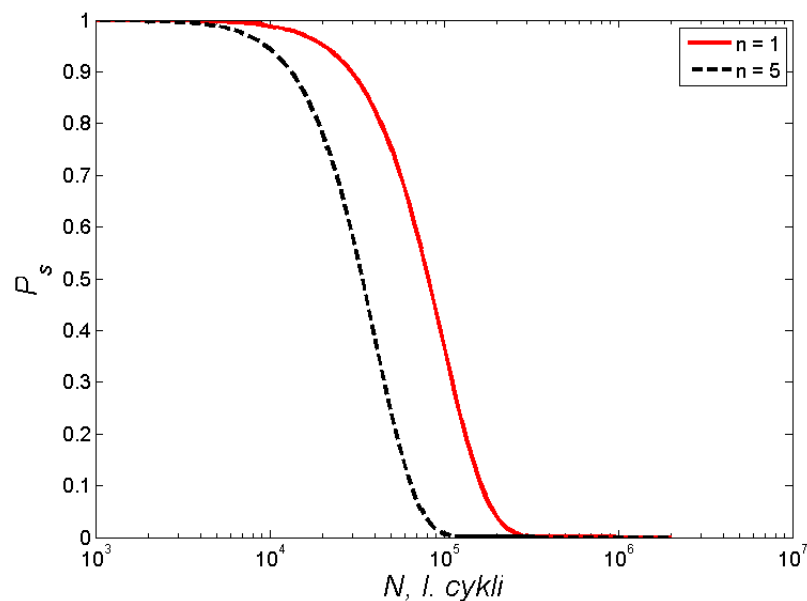
Dla tej samej wartości P_s , zakresu naprężeń $\Delta\sigma$ oraz takich samych wartości stałych C_f , m_f uzyskane trwałości N różnią się. Zjawisko to tłumaczy się efektem skali (por. rozdział 1.2). W tym miejscu należy wspomnieć, że w przypadku obciążeń cyklicznych efekt skali można aproksymować monotoniczną funkcją ciągłą [18]. Aby umożliwić porównanie trwałości wprowadzono współczynnik s :

$$\log(N_{(V)}) = s \cdot \log(N_{(nV)}), \quad (4.13)$$

gdzie:

$N_{(V)}$, $N_{(nV)}$ - liczba cykli do zniszczenia uzyskana odpowiednio dla objętości V oraz n -krotnie większej,

s – współczynnik proporcjonalności (parametr opisujący efekt skali).



Rys. 4.17. Symulacja rozkładów P_s dla dwóch wartości parametru n przy $p = 20$ oraz $N_f = 10^5$ cykli

Aby otrzymać matematyczną zależność opisującą parametr kształtu rozkładu należy porównać prawdopodobieństwa P_s elementów o objętości V oraz nV :

$$\exp\left(-\left(\frac{\log N_{|V)}\right)^p\right) = \exp\left(-n\left(\frac{\log N_{|(n \cdot V)}}{H}\right)^p\right), \quad (4.14)$$

następnie, pamiętając o zależności (4.13) otrzymujemy:

$$\exp\left(-\left(\frac{s \cdot \log N_{|(n \cdot V)}}{H}\right)^p\right) = \exp\left(-n\left(\frac{\log N_{|(n \cdot V)}}{H}\right)^p\right). \quad (4.15)$$

Przeprowadzając kolejne przekształcenia

$$\left(\frac{s \cdot \log N_{|(n \cdot V)}}{H}\right)^p = n\left(\frac{\log N_{|(n \cdot V)}}{H}\right)^p \quad (4.16)$$

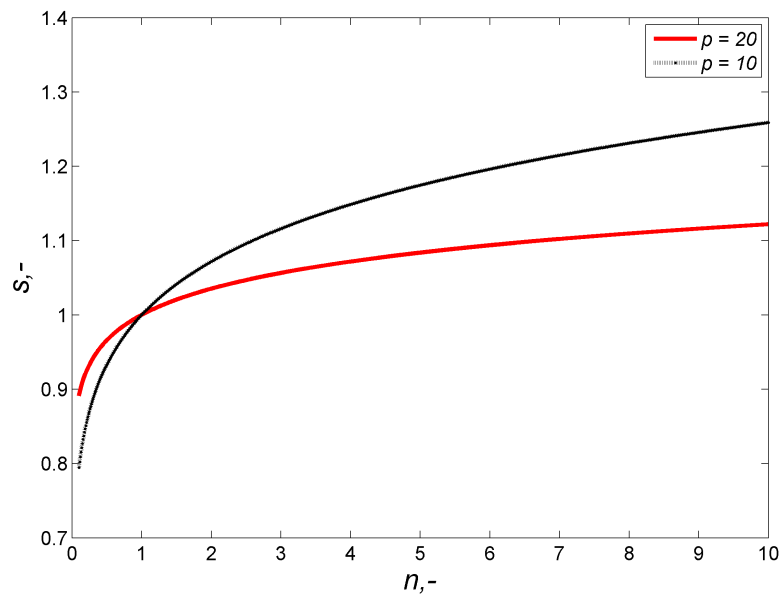
dochodzimy do następującej postaci:

$$s^p = n. \quad (4.17)$$

Przekształcając zależność (4.17) otrzymujemy zapis parametru kształtu jako iloraz logarytmów krotności zmiany objętości n i współczynnika proporcjonalności s :

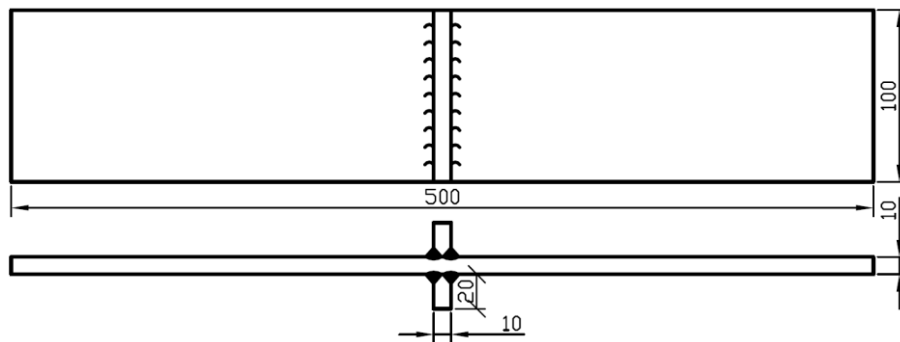
$$p = \frac{\log n}{\log s}. \quad (4.18)$$

Uzyskana zależności (4.18) umożliwia wyznaczenie wartości parametru p poprzez porównanie trwałości złączy spawanych różniących się wielkością, opisanych za pomocą parametrów n i s . Przykładową zależność (4.17) przedstawiono na rys. 4.18. Z symulacji dla $p = 20$ wynika, że 10-krotne zwiększenie objętości elementu powoduje spadek trwałości, w którym iloraz logarytmów liczby cykli wynosi około 1,26 (zgodnie z zależnością (4.13)).

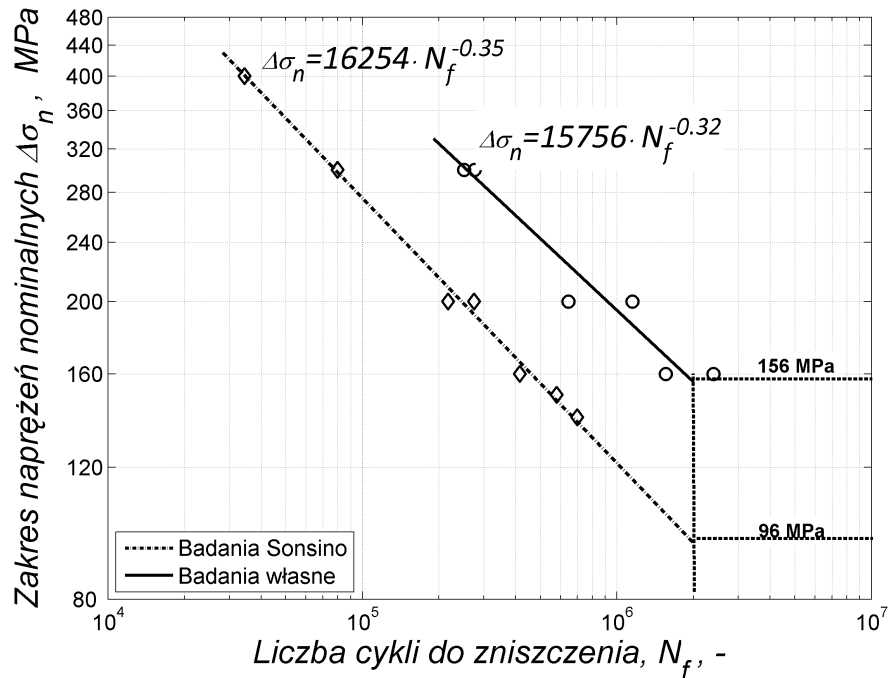


Rys. 4.18. Symulacja efektu skali dla dwóch wartości parametru kształtu p

Wyznaczenie wartości parametru kształtu wymaga przeprowadzenia badań zmęczeniowych w celu ustalenia wartości progowych dla efektu skali. Znając parametry charakterystyki zmęczeniowej elementów o tej samej geometrii ale różnych wymiarach można przeprowadzić porównanie, które pozwoli określić współczynnik proporcjonalności s . Wyniki własnych badań zmęczeniowych zostały porównane do wyników badań Sonsino [13], przeprowadzonych na próbkach o ośmiokrotnie większej objętości ($n = 8$) w stosunku do próbek z rys. 4.2. Wymiary próbek przedstawiono na rys. 4.19. Z porównania charakterystyk zmęczeniowych (rys. 4.20) wynika, że charakterystyki te są niemalże równoległe co pozwala na przypuszczenie o poprawności przeprowadzonych badań.



Rys. 4.19. Kształt i wymiary próbek badanych przez Sonsino i in.



Rys. 4.20. Porównanie charakterystyk zmęczeniowych

Przekształcając równanie (4.13) otrzymujemy następującą postać współczynnika proporcjonalności s :

$$s = \frac{\log(N_{|V})}{\log(N_{|n \cdot V})}. \quad (4.19)$$

Przekształcając zależność (4.11):

$$N^b = \frac{\Delta\sigma}{C}, \quad (4.20)$$

$$\log(N) = \frac{1}{b} \log\left(\frac{\Delta\sigma}{C}\right), \quad (4.21)$$

można wyznaczyć wartość współczynnika s . W tym celu porównano charakterystyki zmęczeniowe dla dwóch objętości materiałowych, V oraz nV :

$$\frac{\log(N_{|V})}{\log(N_{|nV})} = \frac{\frac{1}{b_{|V}} \log\left(\frac{\Delta\sigma}{C_{|V}}\right)}{\frac{1}{b_{|nV}} \log\left(\frac{\Delta\sigma}{C_{|nV}}\right)}. \quad (4.22)$$

Zakładając, że wartości parametrów b są porównywalne dla obu objętości oraz stosując dalsze przekształcenia:

$$\frac{N_{|V}}{N_{|nV}} = \frac{\Delta\sigma}{C_{|V}} \cdot \frac{C_{|nV}}{\Delta\sigma}, \quad (4.23)$$

otrzymujemy zależność opisującą współczynnik proporcjonalności s za pomocą parametrów zmęczeniowych dla złączy spawanych o objętości V oraz nV :

$$s = \frac{C_{|nV}}{C_{|V}}. \quad (4.24)$$

Znając stałe równania (4.11) dla obu objętości:

$$C_{|V} = 15756, \quad C_{|nV} = 16254,$$

można wyznaczyć wartość współczynnik proporcjonalności:

$$s = \frac{C_{|nV}}{C_{|V}} = 1,0316.$$

Mając dane wartości współczynników n i s oraz znając zależność (4.18), otrzymujemy wartość parametru kształtu rozkładu:

$$p = 66,82.$$

4.4.2. Parametr skali

Jak już wspomniano, parametr skali H ma postać logarytmu liczby cykli do zniszczenia otrzymanego na podstawie charakterystyki zmęczeniowej pewnej objętości

materiału - objętości *materiału zastępczego* (zależność (4.7)). Charakterystyka ta jest w pełni określona przez dwa parametry: C_f i m_f .

Proces identyfikacji wymaga znajomości liczby cykli do zniszczenia złącza spawanego uzyskanej dla znanej wartości prawdopodobieństwa przetrwania. Aby określić charakterystykę zmęczeniową materiału zastępczego posłużono się metodą naprężeń nominalnych oraz charakterystykami zmęczeniowymi FAT, opracowanymi dla prawdopodobieństwa przetrwania 95%. Metoda naprężeń nominalnych jest wysoce wiarygodna w przypadku prostych geometrii i rodzajów obciążenia. Identyfikacja parametrów C_f i m_f wymaga numerycznych obliczeń pól naprężeń w złączu, odpowiadających konkretnemu obciążeniu wyrażonemu zakresem naprężeń nominalnych $\Delta\sigma_n$ i przyłożonego do złącza o wybranej geometrii i klasie FAT.

W założeniach, globalna geometria złącza nie ma wpływu na charakterystykę zmęczeniową materiału zastępczego. Kształt złącza spawanego jest uwzględniony podczas generacji modelu dyskretnego. Aby uniknąć osobliwości pola naprężeń należy uwzględnić promień przejścia linii wtopienia ρ . Zmienna wartość promienia ρ oraz obecność naprężeń własnych wpływają na rozkład prawdopodobieństwa zniszczenia zmęczeniowego złącza oraz na zakres efektu skali. Wprowadzenie parametrów C_f i m_f umożliwiło uwzględnienie wpływu niejednorodności materiałowej na trwałość zmęczeniową. Należy wspomnieć, że w prezentowanym modelu obliczeniowym promień przejścia ρ_f nie jest powiązany z rodzajem obciążenia, czy kryterium wieloosiowego zmęczenia jak ma to miejsce w przypadku metody promienia zastępczego. Modelowany promień ρ_f ma charakter efektywny, to jest pod pewnymi względami reprezentatywny dla warunków rzeczywistych. Jego wartość może się zmieniać dla różnych charakterystyk, jednak należy pamiętać, że mamy do czynienia z materiałem zastępczym.

Proces identyfikacji parametrów C_f i m_f wymaga przeprowadzenia minimalizacji estymatora identyfikacji parametrów materiału zastępczego. Proces ten wymaga znajomości prawdopodobieństwa przetrwania P_s dla danej liczby cykli do zniszczenia N danego złącza. W założenia te idealnie wpisuje się metoda naprężeń nominalnych wykorzystująca charakterystyki FAT, opracowane dla prawdopodobieństwa przetrwania 95% (porównaj rozdział 2.1). Podstawiając odpowiednie wartości do zależności (4.8) otrzymujemy:

$$0,95 = e^{-\int_V \left(\frac{\log N_{FAT}}{\log C_f - m_f \log \Delta \sigma} \right)^P dV}, \quad (4.25)$$

gdzie:

N_{FAT} – liczba cykli do zniszczenia wyznaczona w oparciu o metodę naprężeń nominalnych, objętość referencyjna V_0 dla materiału zastępczego przyjęto równą 1mm^3 .

Przekształcając powyższą zależność otrzymujemy następującą postać estymatora $E(C_f, m_f)$ identyfikacji parametrów materiału zastępczego:

$$E(C_f, m_f) = 0,95 - e^{-\int_V \left(\frac{1}{\log C_f - m_f \log \Delta \sigma} \right)^P dV}, \quad (4.26)$$

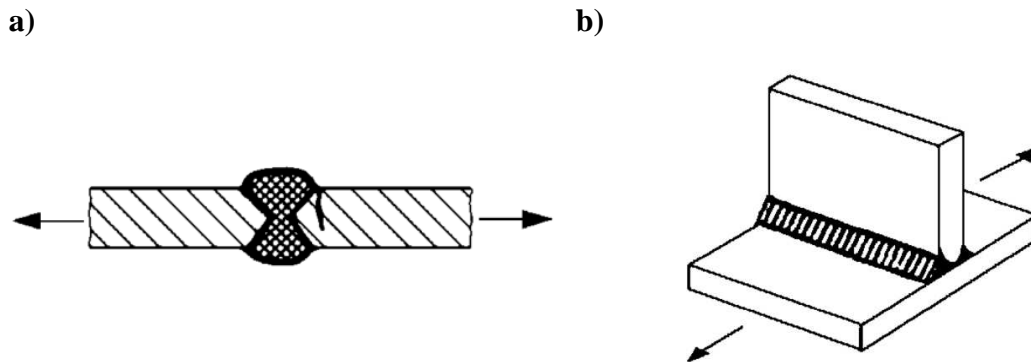
przy czym:

$$E(C_f, m_f) \rightarrow 0$$

W trakcie procesu identyfikacji wykorzystano możliwości zaimplementowanej w programie MATLAB funkcji numerycznej minimalizacji metodą Neldera-Meada [110].

W założeniach, gatunek łączonych elementów stalowych ma znaczenie drugorzędne. Podobne założenie dotyczy również ich geometrii. Występujący wpływ ma swoje uzasadnienie w uwzględnianej objętości materiałowej.

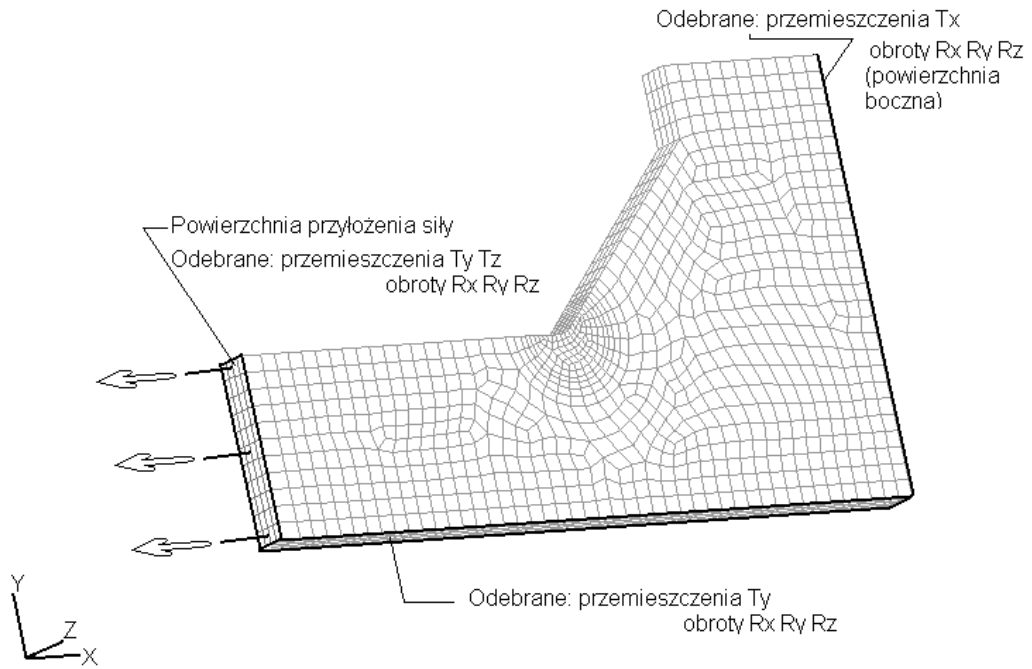
Proces identyfikacji jest jednocześnie formą walidacji. Przeprowadzony został dla dwóch geometrii stalowych złączy spawanych: płaskiego elementu ze spoiną doczołową (złącze typu a) oraz podwójnego złącza typu T (złącze krzyżowe, typu b). Kształt analizowanych elementów przedstawiono na rys. 4.21. W metodzie naprężeń nominalnych [25] elementy te zostały sklasyfikowane jako przypadki o nr, odpowiednio, 213 i 511.



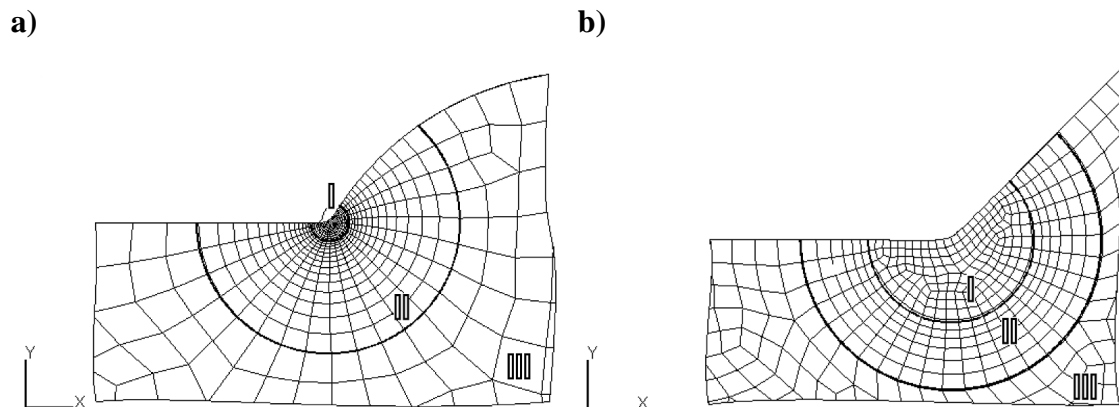
Rys. 4.21. Kształt elementów spawanych wykorzystanych do identyfikacji parametrów materiału zastępczego [25]

Na potrzeby obliczeń numerycznych wygenerowano modele dyskretne o geometrii reprezentatywnej dla obu elementów spawanych z rys. 4.21. Przykładowy model dyskretny dla obu geometrii przedstawiono na rys. 4.22. Do każdego z elementów przyłożono obciążenie osiowe o tej samej amplitudzie. Materiał zdefiniowano jako liniowo-sprężysty, wykazujący się modułem Younga 201 GPa i liczbą Poissona 0,3. Obliczenia przeprowadzono metodą elementów skończonych dla obciążenia odpowiadającego zakresowi naprężeń $\Delta\sigma = 250$ MPa oraz $\Delta\sigma = 300$ MPa, przyłożonego do modelu dyskretnego o 10 wariantach, różniących się promieniem zaokrąglenia ρ w linii wtopienia ($\rho = \{0,1-1,0\}$ mm). Siatka elementów skończonych oparta jest o elementy typu *Hex8* [111]. Przykładowy model dyskretny przedstawiono na rysunku 4.22. Wymiar charakterystyczny elementów w strefie karbu (strefa I na rys.4.22) wynosi $0,1\rho_f$, zgodnie z zaleceniami IIW [25].

Do wyznaczenia rozkładów pól naprężeń $\sigma_{ij}(x,y,z)$ w złączu wykorzystano środowisko Patran 2005 z modułem obliczeniowym Nastran 2005. Przykładowe rozkłady zamieszczono na rys. 4.24. Składowe zakresów pól naprężeń $\Delta\sigma_{ij}(x,y,z)$ wokół spoiny zostały zredukowane przy zastosowaniu kryterium maksymalnego naprężenia głównego.

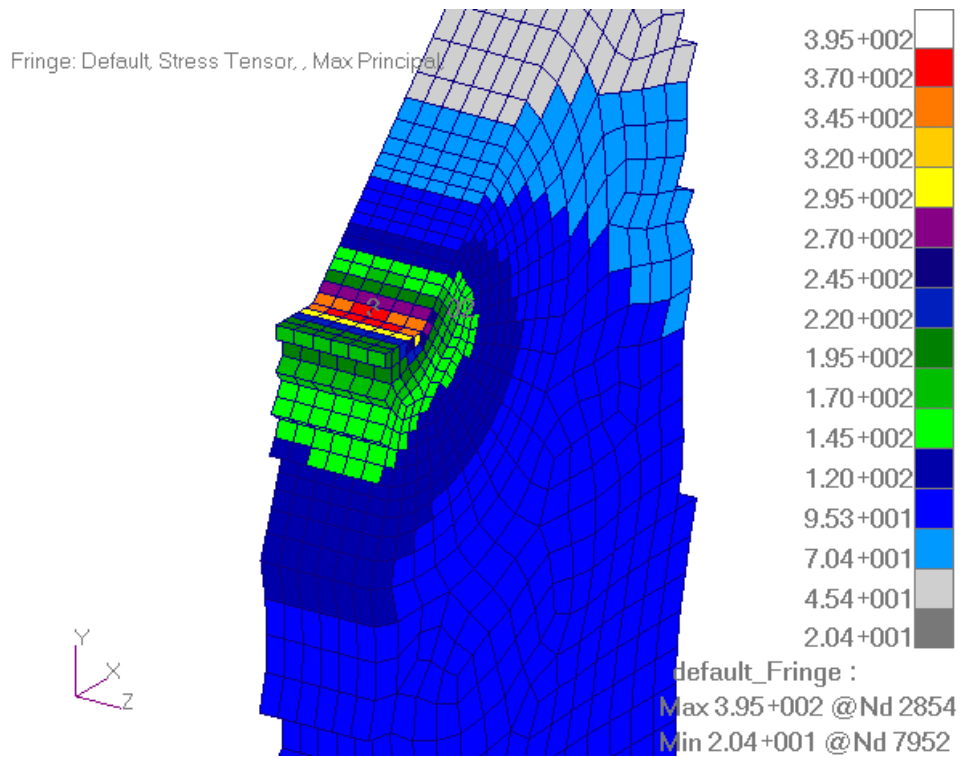
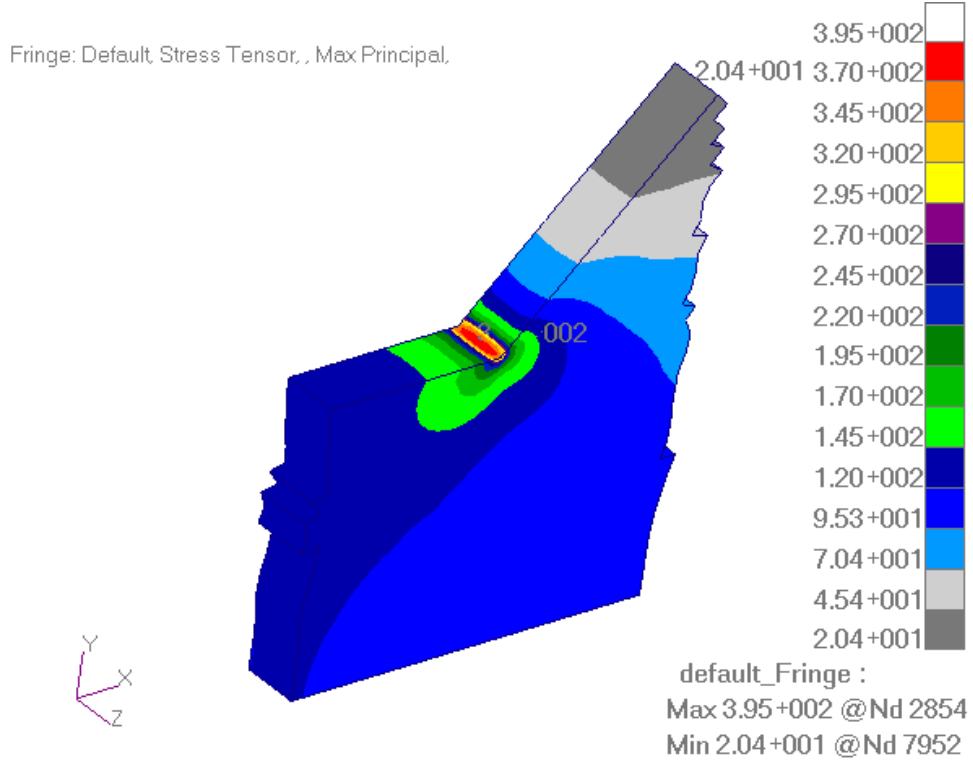


Rys. 4.22. Przykładowy model dyskretny złącza krzyżowego

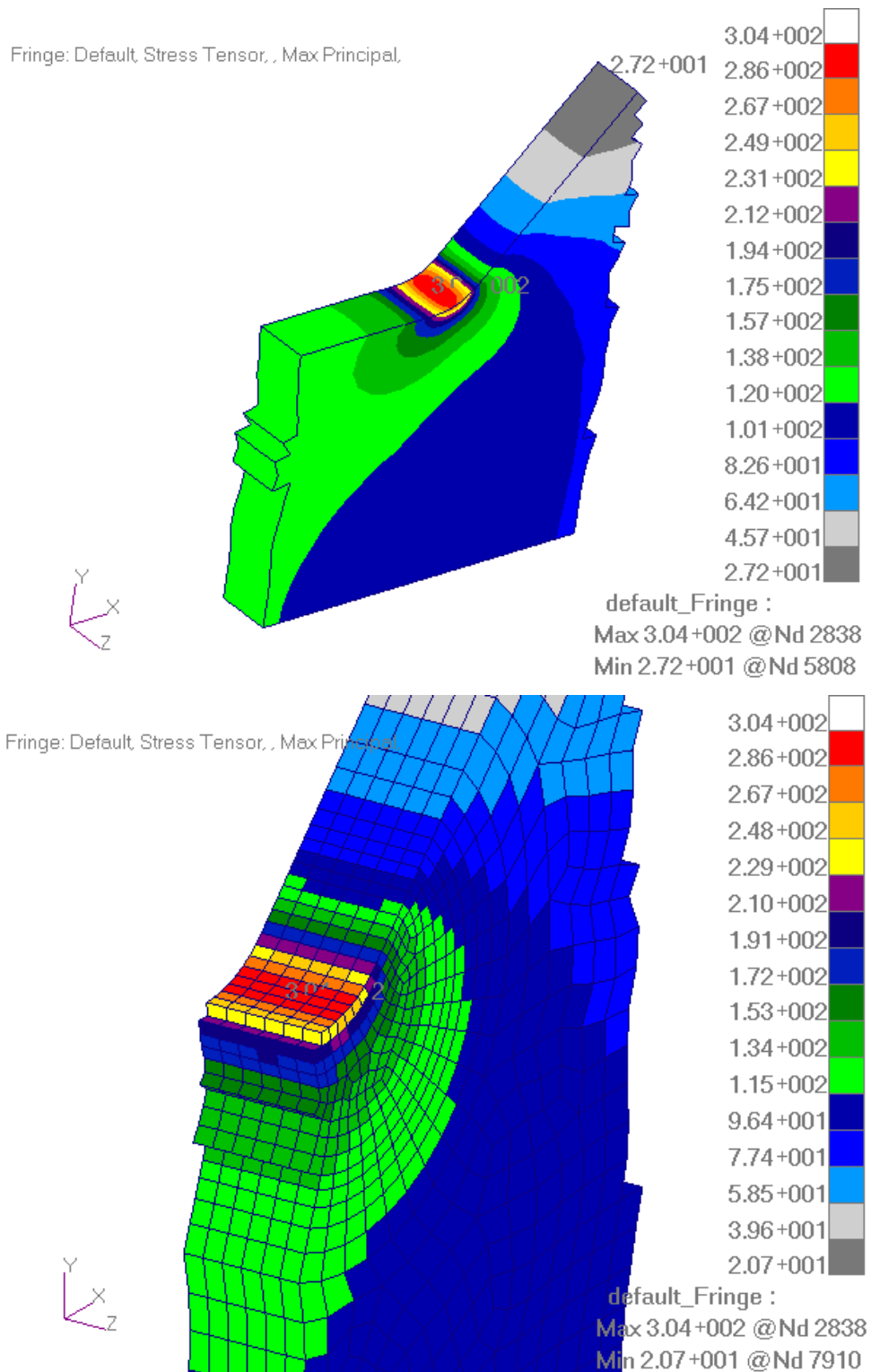


Rys. 4.23. Szczegół przykładowego modelu dyskretnego elementów spawanych wykorzystanych do identyfikacji parametrów materiału zastępczego: a) złącze doczołowe, b) złącze krzyżowe

a)



b)



Rys. 4.24. Przykładowe rozkłady pól naprężeń głównych σ_I w otoczeniu linii wtopienia w złączy krzyżowym o promieniu przejścia: a) $\rho_f = 0,1$ mm oraz b) $\rho_f = 1,0$ mm, dla obciążenia $\sigma_a = 125$ MPa

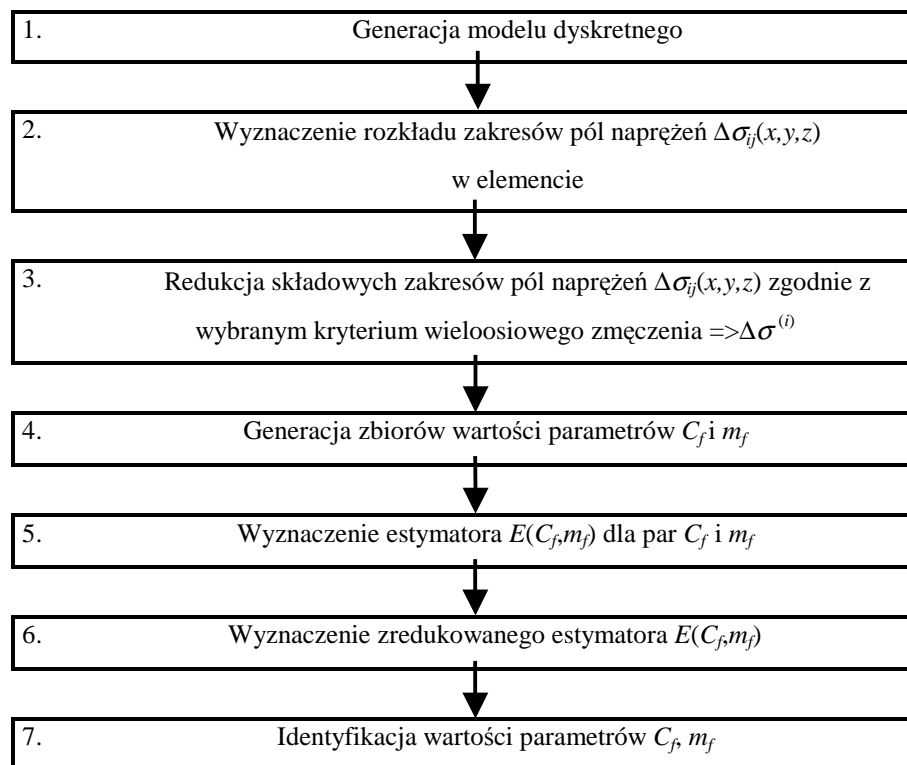
W celu porównania wartości estymatorów wyznaczonych dla dwóch poziomów obciążenia zastosowano metodę najmniejszych kwadratów przyjmując wartość estymatora jako miarę odchylenia. Przyjęto następujący estymator zredukowany:

$$E = \sqrt{E_{(1)}^2 + E_{(2)}^2} , \quad (4.26)$$

gdzie:

$E_{(1)}, E_{(2)}$ – wartości estymatora dla pierwszego i drugiego poziomu obciążenia.

Pierwiastek kwadratowy wprowadzono w celu zachowania zgodności jednostek. Procedurę wstępnej identyfikacji parametrów zmęczeniowych materiału zastępczego przeprowadzono zgodnie z algorytmem przedstawionym na rys. 4.25.

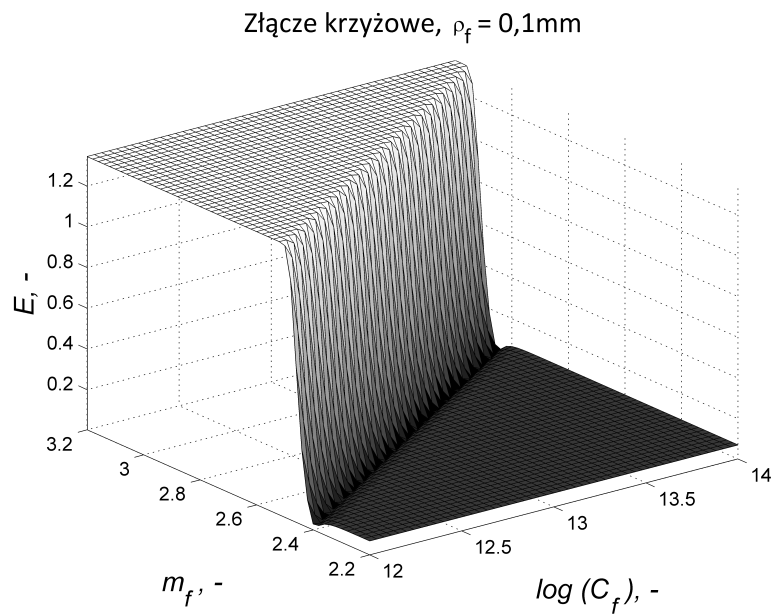


Rys. 4.25. Algorytm wstępnej identyfikacji parametrów C_f, m_f charakterystyki zmęczeniowej materiału zastępczego

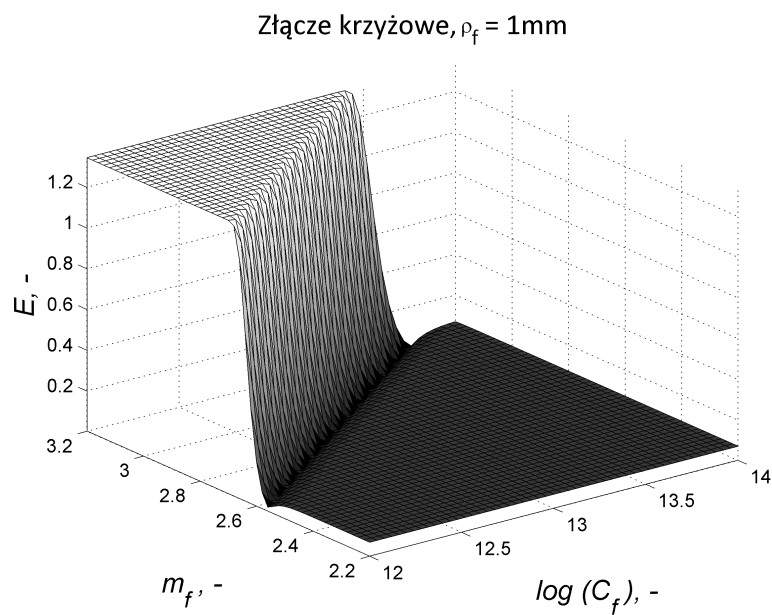
W procesie identyfikacji uwzględniono elementy skończone w objętości ograniczonej grubością płyty oraz odległością od dna karbu równej trzeciej części grubości t spawanej płyty (w obu przypadkach $t = 10$ mm). Na podstawie przeprowadzonych

obliczeń wyznaczono mapę wartości estymatora identyfikacji E . Przykładowe mapy przedstawione zostały na rys. 4.26. Otrzymane mapy estymatora E pozwoliły na wstępną ocenę położenia minimum funkcji (4.26). Tak otrzymane wartości C_f , m_f posłużyły jako punkt startowy poszukiwania minimum metodą simplex Nelder-Meada.

a)



b)



Rys. 4.26. Przykładowe mapy wartości estymatora identyfikacji E dla wariantów promienia przejścia: a) $\rho_f = 0,1\text{ mm}$ [112], oraz b) $\rho_f = 1,0\text{ mm}$

Wartości parametrów $\log(C_f)$, m_f wyznaczone dla wszystkich wariantów modelu dyskretnego i geometrii złącza zostały przedstawione w tabeli 4.5.

Tab. 4.5. Parametry $\log(C_f)$, m_f dla różnych wartości promienia przejścia ρ_f

ρ_f, mm	Złącze typu a (doczołowe-213)			Złącze typu b (krzyżowe-511)		
	$E, \cdot 10^{-7}$	$\log(C_f)$	m_f	$E, \cdot 10^{-7}$	$\log(C_f)$	m_f
1,0	6	13,77	2,98	7	13,68	3,11
0,9	6	13,70	3,04	6	13,71	3,11
0,8	7	13,68	3,07	1	13,69	3,12
0,7	2	13,66	3,10	5	13,69	3,13
0,6	5	13,66	3,12	2	13,68	3,13
0,5	6	13,65	3,14	6	13,67	3,14
0,4	7	13,65	3,16	7	13,66	3,14
0,3	4	13,65	3,17	4	13,66	3,15
0,2	9	13,65	3,19	6	13,65	3,15
0,1	3	13,65	3,20	7	13,65	3,16

Tabela 4.5 powinna być również traktowana jako walidacja przyjętych założeń. Liczba badanych wariantów geometrii oraz zmiany poziomu cyfr znaczących są miarą wrażliwości na geometrię złącza. Pomimo znaczącej zmiany promienia przejścia ρ_f , otrzymane wartości są do siebie zbliżone.

W celu przeprowadzenia oceny wrażliwości modelu obliczeniowego na odpowiedni dobór parametrów C_f i m_f przeprowadzona została analiza błędu ΔN_f w wyznaczaniu trwałości zmęczeniowej. W tym celu wyznaczono różniczkę zupełną zależności (4.7):

$$\Delta N_f = \left| \frac{\partial N_f}{\partial C_f} \right| \Delta C_f + \left| \frac{\partial N_f}{\partial m_f} \right| \Delta m_f, \quad (4.27)$$

gdzie:

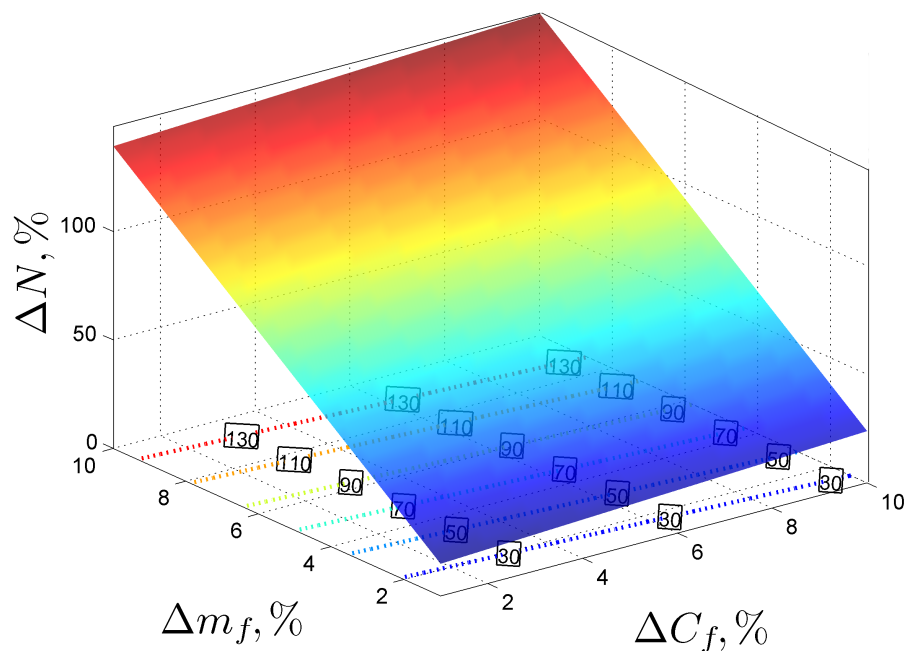
ΔC_f – niedoszacowanie parametru C_f ,

Δm_f – niedoszacowanie parametru m_f .

Dla otrzymanego rozwiązania

$$\Delta N_f = \left| \frac{1}{\Delta \sigma^{m_f}} \right| \Delta C_f + \left| -\frac{C_f \cdot \ln(a)}{\Delta \sigma^{m_f}} \right| \Delta m_f \quad (4.28)$$

opracowano mapę oceny wrażliwości (rys. 4.27). Na podstawie analizy wyników wykazano, że większy wpływ na wartość N_f ma zmiana parametru m_f , przy założeniu identycznego, względnego, zakresu zmian wartości parametrów C_f i m_f . Niedoszacowanie wartości parametru m_f na poziomie 10% wykazało zmianę trwałości N o około 50%. Na potrzeby analizy przyjęto iż poszukiwana charakterystyka zmęczeniowa (4.7) cechuje się wartością $\log C_f = 12,00$ oraz $m_f = 3$. Analizę przeprowadzono dla $\Delta \sigma = 100$ MPa.



Rys. 4.27. Mapa oceny wrażliwości, gdzie : Δm_f – względna zmiana parametru m_f ; ΔC_f – względna zmiana parametru C_f ; ΔN – względna zmiana trwałości

4.5. Algorytm obliczeniowy

Szacowanie prawdopodobieństwa zniszczenia oraz trwałości zmęczeniowej odbywa się według założeń koncepcji najslabszego ogniwa jako algorytmu obliczeniowego. W

niniejszym rozdziale w formie punktowej przedstawiono opis takiego algorytmu; każdy kolejny punkt poniżej stanowi kolejny punkt algorytmu. Graficzna forma podsumowania znajduje się w załączniku.

1) Generacja modelu dyskretnego

W założeniach złącze spawane podzielone jest na pewną liczbę elementów o objętości zapewniającej jednorodny stan naprężenia. Do powyższego założenia dogodnie wpisuje się metoda elementów skończonych – każdy element traktowany jest jako kolejne ogniwo. Generacja modelu dyskretnego jest pierwszym krokiem algorytmu. W dalszym ciągu obliczeń do każdego z elementów przypisany zostanie rozkład prawdopodobieństwa przetrwania P_s .

Spoina ze względu na swój kształt jest karbem, z tego powodu – aby uniknąć osobliwości pola naprężeń – przy modelowaniu należy wprowadzić geometryczne zaokrąglenie w dnie karbu. Ze względu na fakt, że model obliczeniowy uwzględnia pole naprężeń w otoczeniu spoiny a nie jedynie maksymalną wartość naprężenia (nielokalna metoda obliczeniowa), przyjęta wartość promienia zaokrąglenia ma znaczenie drugorzędne.

2) Wyznaczenie rozkładu zakresów pól naprężeń

W celu przeprowadzenia analizy stanu naprężenia należy wykonać obliczenia numeryczne z wykorzystaniem liniowo-sprężystego modelu ciała o jednorodnej strukturze materiałowej. W dalszych obliczeniach uwzględnia się jedynie te elementy, które znajdują się na całej grubości materiału w obszarze koncentracji naprężeń i najbliższym otoczeniu. Dla otrzymanych wartości należy dokonać redukcji tensora zakresów naprężeń do wartości ekwiwalentnej, w każdym elemencie skończonym w rozważanym obszarze modelu dyskretnego.

3) Redukcja składowych zakresów pól naprężeń

Na potrzeby dalszych obliczeń należy przeprowadzić redukcję składowych stanu naprężenia według wybranego kryterium wieloosiowego zmęczenia.

4) Wyznaczenie lokalnej wartości parametru skali

W celu wyznaczenia globalnego rozkładu prawdopodobieństwa zniszczenia $P_f(N)$ należy znać lokalne rozkłady prawdopodobieństwa przetrwania $P_s(N)$. Różnice wartości w przypadku poszczególnych elementów wynikają z różnic występujących w lokalnych wartościach poziomu naprężenia. Aby wyznaczyć lokalne prawdopodobieństwa przetrwania określić należy wartości parametru skali H dla każdego elementu, zgodnie z zależnością (4.7). Dokładne wartości parametrów zmęczeniowych C_f i m_f należy przyjąć zgodnie z tabelą 4.5

5) Wyznaczenie lokalnego rozkładu prawdopodobieństwa przetrwania

Znając wartość zredukowanego zakresu naprężeń oraz wartości parametru skali wyznaczyć można lokalny rozkład prawdopodobieństwa przetrwania (zależność (4.3)). Do dalszych obliczeń należy przyjąć objętość referencyjną materiału zastępczego jako równą 1 mm^3 .

6) Modelowanie rozkładu prawdopodobieństwa zniszczenia złącza spawanego

Aby określić rozkład prawdopodobieństwa zniszczenia złącza (rozkład globalny) należy wyznaczyć całkę po objętości V zgodnie z zależnością (4.4). Eksponencjalna postać tej zależności znacznie upraszcza przebieg procesu całkowania. Wyrażeniem równoważnym dla (4.4) jest:

$$P_f(N) = 1 - e^{-\frac{1}{V_0} \sum_{i=1}^n \left(\frac{\log N}{H^{(i)}} \right)^P \cdot V^{(i)}}, \quad (4.29)$$

gdzie:

n – liczba uwzględnianych elementów skończonych,

$V^{(i)}$ – objętość i -tego elementu skończonego,

$H^{(i)}$ – wartość parametru skali dla i -tego elementu skończonego.

7) Wyznaczenie trwałości złącza spawanego

Sumując wykładniki w zależności (4.29) dla każdej trwałości zmęczeniowej N , po wszystkich elementach, otrzymać można dystrybucję prawdopodobieństwa

zniszczenia P_f . Znając postać takiej dystrybuanty określić można liczbę cykli do zniszczenia dla dowolnego (wymaganego) poziomu prawdopodobieństwa.

4.6. Podsumowanie

4.6.1. Wnioski

Podjętą pracę naukową nad modelem obliczeniowym wyznaczania trwałości zmęczeniowej stalowych złączy spawanych w oparciu o wartość prawdopodobieństwa zniszczenia, jak również przeprowadzone badania eksperymentalne i symulacyjne podsumować można w następujących punktach:

- 1) poprzez zastosowanie zagadnień teorii niezawodności opracowano model obliczeniowy do wyznaczania trwałości zmęczeniowej stalowych złączy spawanych w oparciu o rozkład prawdopodobieństwa zniszczenia;
- 2) przedstawiono postać rozkładu prawdopodobieństwa zniszczenia złącza oraz wyznaczono wartości jego parametrów;
- 3) na potrzeby pracy przeprowadzono badania eksperymentalne, symulacyjne oraz teoretyczne;
- 4) opracowany model obliczeniowy znajduje zastosowanie do szacowania trwałości zmęczeniowej złączy spawanych o dowolnej geometrii;
- 5) model obliczeniowy został opracowany dla dowolnego rodzaju obciążenia zmiennego o stałej amplitudzie;
- 6) praca może znaleźć zastosowanie między innymi w:
 - a. wyznaczeniu wpływu objętości materiału złącza na jego trwałość,
 - b. wyznaczeniu mapy trwałości dla danego poziomu prawdopodobieństwa.

4.6.2. Koncepcja przyszłych badań

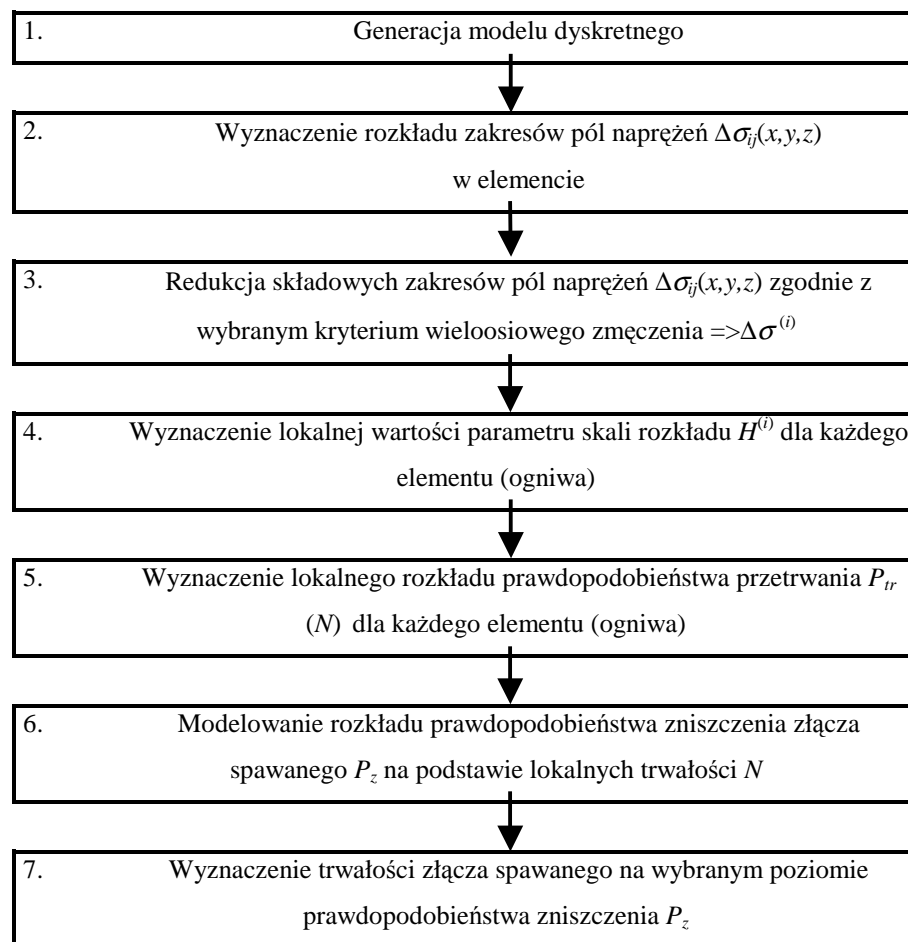
Charakterystyczne cechy złącza spawanego takie jak niejednorodność struktury materiałowej oraz rozrzut wartości parametrów geometrycznych złącza determinują

statystyczny rozkład trwałości zmęczeniowej. Przeprowadzenie dużej liczby dodatkowych badań zmęczeniowych pozwoliłoby na sformułowanie rozkładu prawdopodobieństwa zniszczenia dopasowanego do specyfiki zagadnienia trwałości złączy spawanych

W dalszej perspektywie kolejny etap prac powinien skoncentrować się na opracowaniu algorytmu szacowania trwałości zmęczeniowej złączy spawanych obciążonych losowo. Opracowany model obliczeniowy został uogólniony do przypadku obciążeń cyklicznych.

5. ZAŁĄCZNIK

Algorytm wyznaczania trwałości zmęczeniowej na wymaganym poziomie prawdopodobieństwa zniszczenia.



6. LITERATURA

1. Suyuthi A., Leira B.J., Riska K. 2013. Fatigue damage of ship hulls due to local ice-induced stresses. *Applied Ocean Research* 42 (August): 87–104. doi:10.1016/j.apor.2013.05.003,
2. Ship Structure Committee. 1994. *Improved ship hull structural details relative to fatigue*. SSC document 379, Washington,
3. B50 Hochmoselübergang Baureport (2009-2012). Rheinland-Pfalz Ministerium des Innern, für Sport und Infrastruktur,
4. Proft T.L. 1992. Fatigue failure of welded truck cross members. In: *Handbook of case histories in failure analysis*, vol. 1, Edited by Esakul K.A. ASM International.
5. Kim J. K., Jang Ch. S., Kim Ch. Su. 2007. The Evaluation of the Fatigue Life in Arc Welded Parts of SAPH45 Steels Using an Acoustic Emission Method. *Advanced Materials Research* 26-28: 1227–1230. doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.26-28.1227,
6. Macdonald K.A., Maddox S.J. 2003. New guidance for fatigue design of pipeline girth welds. *Engineering Failure Analysis* 10 (2) (April): 177–197. doi:10.1016/S1350-6307(02)00051-1,
7. Markusik S., Łukasik T. 2001. Naprężenia zmęczeniowe w złączach spawanych konstrukcji stalowych dźwignic obciążonych dynamicznie, *Transport Przemysłowy* 4 (6): 5-8,
8. Goss Cz., Marecki P. 2012. Fatigue Test Welded Joints Steel S960QL. *Materials Science Forum* 726 (August): 93–99. doi:10.4028/www.scientific.net/MSF.726.93,
9. Goss Cz., Marecki P. 2012. Problemy trwałości zmęczeniowej połączeń spawanych wykonanych ze stali S890QL. *Biuletyn Wojskowej Akademii Technicznej* Vol. LXI (2): 377-390,

10. Lassen T., Darcis P., Recho N. 2005. Fatigue behaviour of welded joints. Part 1 - Statistical methods for fatigue life prediction. *Welding Journal* 84 (12) (December): 183-187,
11. Barsoum Z., Jonsson B. 2008. Fatigue Assessment and LEFM analysis of cruciform joints fabricated with different welding processes. *Welding in the World* 52 (7-8) (July): 93–105.
doi:10.1007/BF03266657,
12. Blacha Ł. 2011. Eksperymentalna trwałość zmęczeniowa pachwinowych złączy spawanych poddanych obciążeniom cyklicznym, *V Środowiskowe warsztaty doktorantów Politechniki Opolskiej, Zeszyty naukowe Politechniki Opolskiej. Seria: Mechanika, z.98. Pokrzywna (18 – 21 maja): 9-10,*
13. Sonsino C. M., et al. 1999. *High-Strength steels in welded state for light-weight constructions under high and variable stress peaks*. ESCC Steel Research Programme, CSM – Roma, LBF – Darmstadt, Published by the European Commission, Brussels,
14. Dowse K. R., Richards C. E. 1971. Fatigue crack propagation through weld heat affected zones. *Metallurgical Transactions* 2 (2) (February): 599–603.
doi:10.1007/BF02663355,
15. Marecki P. *Badania niskocyklowej wytrzymałości zmęczeniowej połączeń spawanych mostu towarzyszącego ze stali wysokowytrzymałych*. Praca doktorska, Wojskowa Akademia Techniczna, Warszawa,
16. Blacha Ł., Karolczuk A., Łagoda T. 2011. Modelling of stresses in welded joints under consideration of plastic strains in fatigue life calculations. *Materials Testing* 53 (June): 339-343,
17. Grzelak K., Śnieżek L., Torzewski J. 2010. *Wpływ geometrii spoiny na trwałość zmęczeniową połączeń spawanych*, XXIII Sympozjum Zmęczenie i Mechanika Pękania. Bydgoszcz-Pieczyska (17 – 21 maja): 45-46,
18. Kihl D. P., Sarkani S. 1997. Thickness effects on the fatigue strength of welded steel cruciforms. *International Journal of Fatigue* 19 (93) (June): 311–316.
doi:10.1016/S0142-1123(97)00041-8

19. Nykänen T., Björk T., Marquis G. 2003. A parametric fracture mechanics analysis of a single fillet welded T-joint. *Proceedings of Fatigue Crack Paths (FCP 2003)*. Parma, Italy. Gruppo Italiano Frattura,
20. Kainuma S., Mori T. 2006. A fatigue strength evaluation method for load-carrying fillet welded cruciform joints. *International Journal of Fatigue* 28 (8) (August): 864–872.
doi:10.1016/j.ijfatigue.2005.10.004,
21. Carpinteri A., Landini A., Spagnoli A. 2001. Theoretical interpretation of size effect in fatigue. VII Summer School of Fracture Mechanics, *Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej*. Seria: Mechanika, z.67. Pokrzywna (18-22 czerwca): 47-67,
22. Kocańda S., Szala J. 1997. *Podstawy Obliczeń Zmęczeniowych*. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa,
23. Blacha Ł., Karolczuk A., Bański R., Stasiuk P. 2011. Eksperymentalna analiza trwałości zmęczeniowej krzyżowych złączy spawanych w odniesieniu do wielkości elementu. *Acta Mechanica et Automatica* 5 (3) (październik): 16-20,
24. Radaj D., Sonsino C. M., Fricke W. 2006. *Fatigue assessment of welded joints by local approaches. Second Edition*. Woodhead Publishing, Cambridge,
25. Hobbacher A. 2007. *Recommendations for fatigue design of welded joint and components*. IIW document XIII-2151-07/XV-1254-07, Paris,
26. Łagoda T. 2005. *Trwałość zmęczeniowa wybranych złączy spawanych*. Seria: Wieloosiowe zmęczenie losowe elementów maszyn i konstrukcji, cz. 8. Studia i monografie Politechniki Opolskiej, z. 173, Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej, Opole,
27. Chon L. T., Dong S. K., Yong L. S., Zhili F., Sung L. 1992. *Determination of residual stress and effects in thick-section weldments for hydraulic structures*. US Army Corps of Engineers Technical Report ITL-92-8, Vicksburg,
28. Rossini N. S., Dassisti M., Benyounis K. Y., Olabi A. G. 2012. Methods of measuring residual stresses in components. *Materials & Design* 35 (0) (March): 572–588,
doi: 10.1016/j.matdes.2011.08.022,

29. Haagensen P.J, Maddox S.J. 2001. Recommendations on post weld improvement of steel and aluminium structures. IIW document XIII-1815-00, Paris,
30. Kirkhope K.J., Bell R., Caron L., Basu R.I., Ma K.-T. 1999. Weld detail fatigue life improvement techniques. Part 1: Review. *Marine Structures* 12 (6) (July): 447–474.
doi:10.1016/S0951-8339(99)00013-1,
31. Sonsino C.M. 2009. Effect of residual stresses on the fatigue behaviour of welded joints depending on loading conditions and weld geometry. *International Journal of Fatigue* 31 (1) (January): 88–101.
doi:10.1016/j.ijfatigue.2008.02.015,
32. Ninh Nguyen T., Wahab M.A. 1998. The effect of weld geometry and residual stresses on the fatigue of welded joints under combined loading. *Journal of Materials Processing Technology* 77 (1–3) (May): 201–208.
doi:10.1016/S0924-0136(97)00418-4,
33. Kandil F. A., Lord J. D., Fry A.T., Grant P.V. 2001. *A review of residual stress measurement methods - A guide to technique selection*. National Physical Laboratory, NPL Report MATC(A)O4, Teddington,
34. Kang H. T., Lee Y.-L., Sun X. J. 2008. Effects of residual stress and heat treatment on fatigue strength of weldments. *Materials Science and Engineering: A* 497 (1–2) (December): 37–43.
doi:10.1016/j.msea.2008.06.011,
35. Ohta A., Mawari T., Suzuki N. 1990. Evaluation of effect of plate thickness on fatigue strength of butt welded joints by a test maintaining maximum stress at yield strength. *Engineering Fracture Mechanics* 37 (5): 987-993,
36. Gasiak G. 2005. *Techniki pomiarowe w budowie i eksploatacji maszyn. Ćwiczenia laboratoryjne*. Skrypt Politechniki Opolskiej, nr 270, Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej, Opole,
37. Middleton J.C. 1987. Residual Stresses and X-rays. *NDT International* 20 (5) (October): 291–294.
doi:10.1016/0308-9126(87)90447-0,
38. Maciejewski G. 2002. *Zastosowanie metody elementów skończonych do wyznaczania rozkładów naprężeń residualnych w heterostrukturach*. Praca

- doktorska, Instytut Podstawowych Problemów Techniki Polskiej Akademii Nauk, Warszawa,
39. Garstka T., Dobrakowski R. 2010. Automatyzacja procesu diagnostyki technicznej z wykorzystaniem zjawiska Barkhausena. *Archiwum Technologii Maszyn i Automatyzacji* 30 (4): 179-188,
 40. Ilker Yelbay H., Cam I., Hakan Gür C. 2010. Non-destructive determination of residual stress state in steel weldments by Magnetic Barkhausen Noise technique. *NDT & E International* 43 (1) (January): 29–33.
doi:10.1016/j.ndteint.2009.08.003,
 41. Park D.-G., Kim C. G., Hong J.-H. 2000. Microstructural dependence of Barkhausen noise and magnetic relaxation in the weld HAZ of an RPV steel. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials* 215–216 (0) (June): 765–768.
doi: 10.1016/S0304-8853(00)00282-1,
 42. American Bureau of Shipping. 2003-2010. *Guide for the fatigue assessment of offshore structures*. ABS document, Houston,
 43. Lee C.-H., Chang K.-H., Jang G.-C., Lee C.-Y. 2009. Effect of weld geometry on the fatigue life of non-load-carrying fillet welded cruciform joints. *Engineering Failure Analysis* 16 (3) (April): 849–855,
doi:10.1016/j.engfailanal.2008.07.004,
 44. Maddox S.J. 1988. *Revision of the fatigue clauses in BS PD 6493*. Proceedings of International Conference on Weld Failures, Edited by Harrison J. D. The Welding Institute, London,
 45. Ninh Nguyen T., Wahab M.A. 1995. A theoretical study of the effect of weld geometry parameters on fatigue crack propagation life. *Engineering Fracture Mechanics* 51 (1) (May): 1–18.
doi:10.1016/0013-7944(94)00241-9,
 46. Brennan F.P., Peleties P., Hellier A.K. 2000. Predicting weld toe stress concentration factors for T and skewed T-joint plate connections. *International Journal of Fatigue* 22 (7) (August): 573–584.
doi:10.1016/S0142-1123(00)00031-1,

47. Zalt A., Gilgert J., Azari Z. 2011. Application of the volumetric method on welded structures. *International Journal of Fatigue* 33 (12) (December): 1583–1591.
doi:10.1016/j.ijfatigue.2011.07.002,
48. Japanese Society of Steel Construction. 1995. *Fatigue design recommendations for steel structures* [English Version]. JSSC Technical Report no. 32, Tokyo,
49. British Standards.1993. *Code of practice for fatigue design and assessment of steel structures*. BSI document BS 7608:1993, London,
50. European Committee for Standardisation. 1992. *Eurocode 3: Design of Steel Structures – Part 1-1: General Rules for Buildings*. ENV 1993-1-1, Brussels,
51. Xiao Z-G., Yamada K. 2004. A method of determining geometric stress for fatigue strength evaluation of steel welded joints. *International Journal of Fatigue* 26 (12) (December): 1277–1293.
doi:10.1016/j.ijfatigue.2004.05.001,
52. Doerk O., Fricke W., Weissenborn C. 2003. Comparison of different calculation methods for structural stresses at welded joints. *International Journal of Fatigue* 25 (5) (May): 359–369.
doi:10.1016/S0142-1123(02)00167-6,
53. Niemi E. (Editor). 1995. *Stress determination for fatigue analysis of welded components*. Woodhead Publishing, Cambridge,
54. Thévenet D., Ghanameh M.F., Zegloul A. 2013. Fatigue strength assessment of tubular welded joints by an alternative structural stress approach. *International Journal of Fatigue* 51 (June): 74–82.
doi:10.1016/j.ijfatigue.2013.02.003,
55. Poutiainen I., Marquis G.. 2006. A fatigue assessment method based on weld stress. *International Journal of Fatigue* 28 (9) (September): 1037–1046.
doi:10.1016/j.ijfatigue.2005.11.007,
56. Selvakumar P., Hong J.K. 2013. Robust mesh insensitive structural stress method for fatigue analysis of welded structures. *Procedia Engineering* 55: 374–379.
doi:10.1016/j.proeng.2013.03.268,
57. Qiao H., Hao X. 1995. Two-parameter nominal stress approach. *International Journal of Fatigue* 17 (5): 339–341.

- doi:10.1016/0142-1123(95)99734-R,
58. Gurney T.R., Maddox S.J. 1973. A re-analysis of fatigue data for welded joints in steel. *Welding Research International* 3 (4): 1–54,
59. Olivier R, Ritter D. 1979. Catalogue of S–N curves of welded joints in structural steel, vol. 1–5. Report no. 56, DVS-Verlag, Düsseldorf,
60. Susmel L., Tovo R. 2004. On the use of nominal stresses to predict the fatigue strength of welded joints under biaxial cyclic loading. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* 27 (11): 1005–1024.
doi:10.1111/j.1460-2695.2004.00814.x,
61. Fricke W. 2003. Fatigue analysis of welded joints: state of development. *Marine Structures* 16 (3): 185–200.
doi:10.1016/S0951-8339(02)00075-8,
62. Blacha Ł. 2011. Wyznaczanie trwałości zmęczeniowej złączy spawanych z wykorzystaniem metody Donga. *Przegląd Mechaniczny* (4): 22-29,
63. Haibach E. 1968. Schwingfestigkeit von Schweißverbindungen aus der Sicht einer örtlichen Beanspruchungsmessung, LBF-Bericht FB-77, Darmstadt,
64. Niemi E. 2003. *Structural hot-spot stress approach to fatigue analysis of welded components* (Final draft). IIW document XIII-1819-00/XV- 1090-01, Lappeenranta
65. Tveiten B. W., Moan T. 2000. Determination of structural stress for fatigue assessment of welded aluminum ship details. *Marine Structures* 13 (3) (May): 189–212.
doi:10.1016/S0951-8339(00)00022-8,
66. Dong P. 2001. A structural stress definition and numerical implementation for fatigue analysis of welded joints. *International Journal of Fatigue* 23 (10) (November): 865–876.
doi:10.1016/S0142-1123(01)00055-X,
67. Xiao Z.-G., Yamada K. 2004. A method of determining geometric stress for fatigue strength evaluation of steel welded joints. *International Journal of Fatigue* 26 (12) (December): 1277–1293.
doi:10.1016/j.ijfatigue.2004.05.001,

68. Neuber H. 1968. Über die Berücksichtigung der Spannungskonzentration bei Festigkeitsberechnungen. *Konstruktion* 20: 245-251,
69. Radaj D., Lazzarin P., Berto F. 2013. Generalised Neuber concept of fictitious notch rounding. *International Journal of Fatigue* 51 (June): 105–115. doi:10.1016/j.ijfatigue.2013.01.005,
70. Łagoda T., Robak G., Szymaniec M. 2012. Application of the fictitious radius for fatigue life calculations under tension-compression of notched elements. *Fifth International Conference on Engineering Failure Analysis*. The Hague, The Netherlands (01st – 04th July),
71. Pedersen M.M., Mouritsen O.Ø., Hansen M.R., Andersen J.G., Wenderby J. 2010. Re-analysis of fatigue data for welded joints using the notch stress approach. *International Journal of Fatigue* 32 (10) (October): 1620–1626. doi:10.1016/j.ijfatigue.2010.03.001,
72. Blacha Ł., Karolczuk A. 2011. Porównanie energetycznego modelu wyznaczania trwałości zmęczeniowej złączy spawanych z zaleceniami międzynarodowymi. *Przegląd spawalnictwa* 7: 39-44
73. Morgenstern C., Sonsino C.M., Hobbacher A., Sorbo F. 2006. Fatigue design of aluminium welded joints by the local stress concept with the fictitious notch radius of $r_f = 1$ mm. *International Journal of Fatigue* 28 (8) (August): 881–890. doi:10.1016/j.ijfatigue.2005.10.006,
74. Maddox S. J. 1970. Calculating the fatigue strength of a welded joints using fracture mechanics. *Metal Construction and British Welding Journal* 2 (8): 327-331,
75. Stasiuk P., Karolczuk A., Kuczko W. 2013. Analysis of non-uniform distribution of the equivalent stress by selected multiaxial fatigue criteria in butt-welded joint. VIIth International Symposium on Mechanics of Materials and Structures. Augustow (01st-04th June),
76. Lazzarin P., Livieri P. 2001. Notch stress intensity factors and fatigue strength of aluminium and steel welded joints. *International Journal of Fatigue* 23 (3) (March): 225–232. doi:10.1016/S0142-1123(00)00086-4,

77. Crupi, G., Crupi V., Guglielmino E., Taylor D. 2005. Fatigue assessment of welded joints using critical distance and other methods. *Engineering Failure Analysis* 12 (1) (February): 129–142.
doi:10.1016/j.engfailanal.2004.03.005,
78. Shahri M. M., Sandström R. 2010. Fatigue analysis of friction stir welded aluminium profile using critical distance. *International Journal of Fatigue* 32 (2) (February): 302–309.
doi:10.1016/j.ijfatigue.2009.06.019,
79. Taylor D. 1999. Geometrical effects in fatigue: a unifying theoretical model. *International Journal of Fatigue* 21 (5) (May): 413–420.
doi:10.1016/S0142-1123(99)00007-9,
80. Peterson R.E. 1959. Notch sensitivity. In: *Metal fatigue*, Edited by Sines G., Waisman J.L. McGraw Hill publishing, New York,
81. Karolczuk, A., Blacha Ł. 2011. Fatigue life estimation under variable amplitude bending using the non-local damage parameter and multisurface plasticity model. *International Journal of Fatigue* 33 (10) (październik): 1376–1383.
doi:10.1016/j.ijfatigue.2011.05.003,
82. Karolczuk A., Blacha Ł. 2010. *Non-local damage parameter in fatigue life estimation under variable amplitude loading*. Proceedings of 18th European Conference on Fracture. European Structural Integrity Society, Dresden (August 30 – September 03),
83. Seweryn A., Mróz Z. 1995. A non-local stress failure condition for structural elements under multiaxial loading. *Engineering Fracture Mechanics* 51 (6) (August): 955–973.
doi:10.1016/0013-7944(94)00335-F,
84. Weibull W. 1939. A statistical theory of the strength of materials. *Transactions of The Royal Swedish Institute for Engineering Sciences* 151,
85. Bomas H., Mayr P., Schleicher M. 1997. Calculation method for the fatigue limit of parts of case hardened steels. *Materials Science and Engineering: A* 234–236 (August): 393–396. doi:10.1016/S0921-5093(97)00159-7.
86. Delahay T., Palin-Luc T. 2006. Estimation of the fatigue strength distribution in high-cycle multiaxial fatigue taking into account the stress–strain gradient effect.

- International Journal of Fatigue* 28 (5–6) (May): 474–484.
doi:10.1016/j.ijfatigue.2005.06.048.
87. Macha E. 2001. *Niezawodność maszyn*. Skrypt Politechniki Opolskiej, nr 237, Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej, Opole,
88. Bazant Z.P., Novak D. 2000. Probabilistic nonlocal theory for quasibrittle fracture initiation and size effect. I theory. *Journal of Engineering Mechanics* 126 (2): 166–174.
doi:10.1061/(ASCE)0733-9399(2000)126:2(166),
89. Todinov M.T. 2009. Is Weibull distribution the correct model for predicting probability of failure initiated by non-interacting flaws? *International Journal of Solids and Structures* 46 (3–4) (February): 887–901.
doi:10.1016/j.ijsolstr.2008.09.033,
90. Schijve J. 1993. A normal distribution or a weibull distribution for fatigue lives. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* 16 (8): 851–859.
doi:10.1111/j.1460-2695.1993.tb00124.x,
91. Schijve J. 2005. Statistical distribution functions and fatigue of structures. *International Journal of Fatigue* 27 (9): 1031–1039.
doi:10.1016/j.ijfatigue.2005.03.001,
92. Zhao Y.-X., Gao Q., Sun X.-F. 1998. A statistical investigation of the fatigue lives of Q235 steel-welded joints. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* 21 (7): 781–790.
doi: 10.1046/j.1460-2695.1998.00064.x,
93. Zhao Y.-X., Gao Q., Wang J.-N. 2000. An approach for determining an appropriate assumed distribution of fatigue life under limited data. *Reliability Engineering & System Safety* 67 (1): 1–7.
doi: 10.1016/S0951-8320(99)00036-8,
94. Jablonski F., Kienzler R. 1998. Calculation of fatigue limits based on the weakest-link concept. *Computational Materials Science* 13 (1–3) (December): 61–66.
doi:10.1016/S0927-0256(98)00046-9,
95. Schnack S., Kienzler R. 2004. Calculation of the fatigue limit of pulsed laser hardened specimen based on an engineering interpretation of the weakest-link

- concept. *Engineering Fracture Mechanics* 71 (4–6) (March): 779–787.
doi:10.1016/S0013-7944(03)00043-2,
96. Bomas H., Linkewitz T., Mayr P. 1999. Application of a weakest-link concept to the fatigue limit of the bearing steel SAE 52100 in a bainitic condition. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures* 22 (9): 733–741.
doi:10.1046/j.1460-2695.1999.00211.x,
97. Kim C.S., Kim J.K., Kim T.S. 2005. An evaluation of appropriate probabilistic S-N curve for the turbine blade steel in the low pressure steam. *Key Engineering Materials* 297-300: 1751–1757,
98. Taylor D., Barrett N., Lucano G. 2002. Some new methods for predicting fatigue in welded joints. *International Journal of Fatigue* 24 (5) (May): 509–518.
doi:10.1016/S0142-1123(01)00174-8,
99. Taylor D., Hoey D. 2009. High cycle fatigue of welded joints: The TCD experience. *International Journal of Fatigue* 31 (1) (January): 20–27.
doi:10.1016/j.ijfatigue.2008.01.011,
100. Susmel L. 2010. Estimating fatigue lifetime of steel weldments locally damaged by variable amplitude multiaxial stress fields. *International Journal of Fatigue* 32 (7) (July): 1057–1080.
doi:10.1016/j.ijfatigue.2009.12.004,
101. Deqing G., Xiaohua Z., Weijian Yi. 2005. Research on area method of the fatigue strength prediction for welded steel structures. In: *Fourth International Conference on Advances in Steel Structures*, Edited by Shen Z.Y., Li G.Q., Chan S.L.: 1165–1170. Oxford: Elsevier Science Ltd,
102. Wormsen A., Sjödin B., Härkegård G., Fjeldstad A. 2007. Non-local stress approach for fatigue assessment based on weakest-link theory and statistics of extremes. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* 30 (12): 1214–1227.
doi: 10.1111/j.1460-2695.2007.01190.x,
103. Matos C.G., Dodds Jr R.H. 2002. Probabilistic modeling of weld fracture in steel frame connections Part II: seismic loading. *Engineering Structures* 24 (6) (June): 687–705.
doi:10.1016/S0141-0296(01)00133-X,

104. Sonsino C.M. 1995. Multiaxial fatigue of welded joints under in-phase and out-of-phase local strains and stresses. *International Journal of Fatigue* 17 (1) (January): 55–70.
105. Blacha, Ł., Karolczuk A. 2012. Application of the weakest link analysis to the area of fatigue design of steel welded joints. *Fifth International Conference on Engineering Failure Analysis*. The Hague, The Netherlands (01st – 04th July),
106. Karolczuk A., Palin-Luc T. 2013. Modelling of stress gradient effect on fatigue life using Weibull based distribution function. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics* 51 (2): 297-311,
107. MIG wires online catalogue: Mild steel. 2013. Lincoln Electric promotional materials,
108. Residual stress measurements by center-hole method using TML strain gauge type FRS. Tokyo Sokki Kenkyuio Co. Ltd., TML Document E-106 B,
109. Kasprzyczak, L., Macha E. 2007. Cyfrowe układy sterowania maszyn wytrzymałościowych. *Problemy Maszyn Roboczych* z. 29: 53–61,
110. O'Neill R. 1971. Function minimization using a simplex procedure, *Applied Statistics*. 20: 338-345,
111. MSC/PATRAN, MSC. The MacNeal-Schwendler Corporation, ver. 2005,
112. Blacha Ł, Karolczuk A. 2012. Identification of efficient material S-N curve for steel welded joints. *Materials Science Forum* 726 (August): 118–124. doi:10.4028/www.scientific.net/MSF.726.118.

STRESZCZENIE

ZASTOSOWANIE KONCEPCJI NAJSŁABSZEGO OGNIWA W OBLICZENIACH TRWAŁOŚCI ZMĘCZENIOWEJ STALOWYCH ZŁĄCZY SPAWANYCH

W pracy przedstawiono nielokalną metodę wyznaczania trwałości zmęczeniowej stalowych złączy spawanych. W obliczeniach uwzględnia się wyznaczone metodą elementów skończonych pola naprężeń oddziaływujące na określoną objętość materiału złącza. Algorytm obliczeniowy wykorzystuje elementy teorii niezawodności wraz z koncepcją najslabszego ogniwa. W założeniach każdy element skończony traktowany jest jako oddzielne ogniwo składające się na system szeregowy. Każde ogniwo posiada pewien potencjał destrukcyjny którego poziom jest niezależny od pozostałych ogniw. Poszczególne poziomy potencjału destrukcyjnego definiują trwałość złącza spawanego.

Obliczenia trwałości prowadzone są z wykorzystaniem opracowanego probabilistycznego modelu obliczeniowego. Potencjał destrukcyjny opisany jest poprzez prawdopodobieństwo przetrwania. Prawdopodobieństwo to dla szerokiego zakresu liczby cykli opisuje dwuwymiarowy rozkład Weibulla w układzie P - σ - N (prawdopodobieństwo – naprężenie – trwałość). Parametrami rozkładu są parametr skali oraz parametr kształtu. Na kształt rozkładu wpływa: (i) niejednorodne pole naprężeń wokół linii wtopienia, (ii) właściwości zmęczeniowe tzw. *materiału zastępczego*, (iii) wielkość elementu (efekt skali). Wprowadzone na potrzeby pracy pojęcie *materiału zastępczego* odnosi się do pewnego materiału, myślowo wyodrębnionego w miejscu łączenia. Czynniki (i) oraz (ii) uwzględnione są poprzez parametr skali, natomiast czynnik (iii) uwzględniony został w parametrze kształtu.

Identyfikacja parametrów rozkładu została przeprowadzona na podstawie badań zmęczeniowych oraz numerycznych badań symulacyjnych. W celu uzupełnienia badań zmęczeniowych przeprowadzono badania dodatkowe: wyznaczenie naprężeń własnych, składu chemicznego złącza oraz parametrów geometrycznych spoiny. Wyniki badań

umożliwiły wyznaczenie wartości liczbowych definiujących parametr kształtu jako stałą oraz parametr skali jako - przez charakterystykę zmęczeniową *materiału zastępczego* - zależny od zakresu naprężeń.

W pracy przedstawiono analizę czynników wpływających na trwałość zmęczeniową złączy spawanych, przegląd metod wyznaczania trwałości oraz opis opracowanego modelu obliczeniowego. W części poświęconej modelowi obliczeniowemu zamieszczono: genezę zagadnienia, sformułowanie założeń, przedstawienie opracowanych zależności obliczeniowych oraz identyfikację parametrów modelu.