

# Analiza niejednorodnego rozkładu naprężeń ekwiwalentnych w spawanym złączu krzyżowym przy obciążeniach zmiennych

Analysis of non-uniform distribution of the equivalent stress in cross-welded joint under variable loading

## Streszczenie

W pracy wyznaczono rozkład naprężeń ekwiwalentnych w połączeniu spawanym na podstawie rzeczywistego odwzorowania powierzchni złącza uzyskanego dzięki skanowaniu 3D. Do badań wybrano złącze krzyżowe oraz stal S355J2+N. Rzeczywiste próbki poddano próbom cyklicznego rozciągania-ściskania o zerowej wartości średniej siły wymuszającej. Uzyskane trwałości zmęczeniowe porównano z uzyskanymi metodą elementów skończonych rozkładami naprężeń ekwiwalentnych.

**Słowa kluczowe:** złącza spawane, modelowanie naprężeń, zmęczenie

## Abstract

The article presents the distribution of equivalent stresses in the welded joint based on a real shape of a weld received from 3D scanning process. Cross-welded joint and S355J2+N steel were chosen. The specimens were experimentally tested under cyclic push-pull loading with a zero mean value of applied force. Fatigue lives were compared with a stress distribution calculated by finite element method.

**Keywords:** welded joints, stress modeling, fatigue

## Wstęp

Spawanie jest obecnie szeroko rozpowszechnioną w przemyśle metodą łączenia elementów stalowych. Pozwala konstruktorom na swobodne kształtowanie konstrukcji zarówno w zakładzie wytwórczym, jak i na placu budowy. Można zauważyć coraz szersze zastosowanie zautomatyzowanych urządzeń spawalniczych. O ile jest to ekonomicznie uzasadnione w przypadku bardzo dużej powtarzalności wyrobów, lub w przypadku długich, prostych spoin, to dla elementów o złożonej geometrii, często produkowanych jednostkowo lub w małych seriach, byłoby to problematyczne i kosztowne a czasem, wręcz niemożliwe.

Spawanie ręczne pozostanie zatem jeszcze na długo istotnym elementem procesów technologicznych w wytwórnich konstrukcji stalowych. Kształt spoiny układanej manualnie przez spawacza charakteryzuje się zmiennymi wartościami kąta lica oraz promienia zaokrąglenia linii wtopu, ponadto występują na niej miejscowe podtopienia i nieciągłości. W literaturze [1÷4] spotkać można analizę teoretycznego zarysu spoiny. Celem tej pracy jest zbadanie wpływu zbliżonego do rzeczywistego kształtu spoiny na wytrzymałość złącza oraz porównanie go z wartościami teoretycznymi uzyskanymi dla modelu porównawczego o geometrii zgodnej z wytycznymi Międzynarodowego Instytutu Spawalnictwa (IIW) [5] dla metody efektywnego naprężenia w karbie.

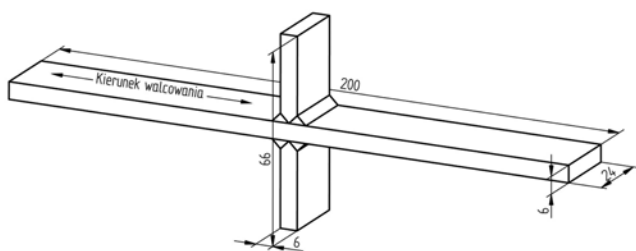
Mgr inż. Przemysław Stasiuk, dr hab. inż. Aleksander Karolczuk – Politechnika Opolska, mgr inż. Wiesław Kuczko – Politechnika Poznańska.

Autor korespondencyjny/Corresponding author: stasiuk@formopex.pl

W pracy wyznaczono rozkład naprężeń ekwiwalentnych w złączu spawanym na podstawie rzeczywistego odwzorowania powierzchni złącza uzyskanego dzięki skanowaniu 3D i analizie metodą elementów skończonych (MES). Do badań wybrano złącze krzyżowe ze spoiną typu K z dodatkową obustronną pachwiną. Jako materiał bazowy posłużyła stal S355J2+N – materiał powszechnie stosowany w przemyśle maszynowym oraz budowlanym. Zeskanowane próbki poddano cyklicznemu rozciąganiu-ściskaniu o zerowej wartości średniej siły wymuszającej. Uzyskane trwałości zmęczeniowe porównano z otrzymanymi metodą elementów skończonych rozkładami naprężeń ekwiwalentnych.

## Przygotowanie próbek do badań

Próbki wykonano z blachy o grubości 6 mm. Za pomocą przecinarki plazmowej wycięto element główny o wymiarach 200x1000 mm oraz żebra o wymiarach 30x1000 mm. Krawędzie ukosowano mechanicznie, powierzchnię blachy głównej zeszlifowano (zabieleno). Spawanie metodą MAG przeprowadzono z zastosowaniem drutu 1,2 mm w osłonie mieszanki Ar (92%) i CO<sub>2</sub> (8%). Nie stosowano łap dociskowych. Każde z żeber spawano w dwóch przejściach, spoiny układano w jednym kierunku, naprzemiennie po obu stronach żebra, grąń pierwszej spoiny zeszlifowano mechanicznie przed ułożeniem ścięgu po przeciwnej stronie. Lico spoiny doczołowej czyszczono mechanicznie przed ułożeniem spoiny pachwinowej. Po spawaniu dokonano oględzin wizualnych i potwierdzono wykonanie spoiny na poziomie jakości B wg PN-EN ISO 5817 [6], co odpowiada klasie EXC3 wg PN-EN 1090 [7]. Ze środkowej części elementu pobrano próbkę o długości 250 mm. Element został poddany skanowaniu 3D, a następnie rozcięty na 6 mniejszych próbek o geometrii przedstawionej na rysunku 1.

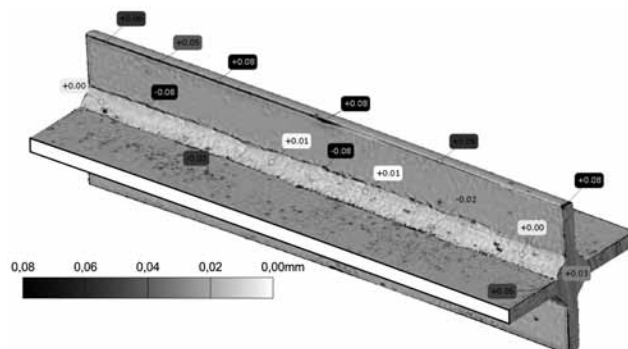


Rys. 1. Kształt i wymiary próbki  
Fig. 1. Specimen geometry

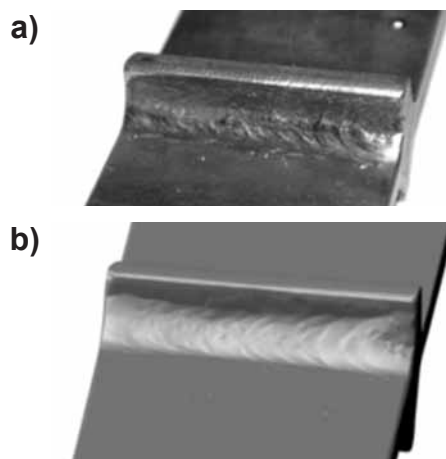
W wyniku skanowania otrzymano współrzędne punktów, które następnie zostały zamienione na siatkę trójkątów i zapisane jako stereolitografia (\*.stl). Konwersja taka pociąga za sobą pewne zniekształcenie. Jak wynika z analizy przeprowadzonej za pomocą oprogramowania skanera, próbkę odwzorowano ze średnią dokładnością 0,02 mm (odległość między

punktami). Na rysunku 2 przedstawiono porównanie modelu (stereolitografii) ze współzrędnymi otrzymanymi podczas skanowania. Rysunki 3a i 3b przedstawiają porównanie rzeczywistej próbki z jej wirtualnym odwzorowaniem.

Dodatkowo przygotowano numeryczny model porównawczy o geometrii zgodnej z wytycznymi Międzynarodowego Instytutu Spawalnictwa. Model ten ma promień zaokrąglenia linii wtopienia o wartości 1 mm i kąt pochylenia lica 45°.



Rys. 2. Dokładność odwzorowania  
Fig. 2. Mapping accuracy

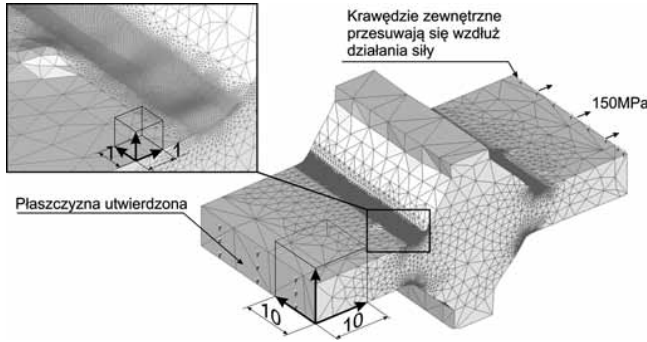


Rys. 3. Próbką: a) element rzeczywisty, b) model wirtualny  
Fig. 3. Sample: a) the real element, b) the virtual model

## Analiza MES

W celu przeprowadzenia obliczeń numerycznych w programie MES (zastosowano program FEMAP) pliki \*.stl przekonwertowano do formatu \*.stp i zaimportowano do oprogramowania SolidEdge. Usunięto części chwytowe próbek w celu skrócenia czasu obliczeń. Otrzymany w ten sposób plik nie wymaga formatu pośredniego i pochodząca z niego geometria może zostać zaimportowana do FEMAP. Siatkę elementów skończonych zagęszczono w okolicy linii wtopienia (rys. 4). W pracy [8] zamieszczono analizę rozmiaru siatki MES dla podobnego modelu. W omawianym przypadku przyjęto identyczne założenia. Rysunek 4 przedstawia model MES przygotowany do obliczeń.

W obliczeniach pól naprężeń wykorzystano model ciała liniowo-sprężystego o parametrach jednolitych i niezmiennych dla całej analizowanej próbki ( $E = 205 \text{ GPa}$ ,  $\nu = 0,3$ ). Przyjęte utwardzenia i obciążenia symulują działanie maszyny zmęczeniowej. Wpływ temperatury pominięto. Obliczone wartości naprężeń głównych:  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  oraz współrzędne węzłów przeniesiono do środowiska MATLAB celem dalszej analizy.



Rys. 4. Model przygotowany do analizy MES  
Fig. 4. Model prepared for FEM analysis

## Wyniki analizy

Na rysunkach 5a÷5c przedstawiono rozkład naprężeń w próbce według hipotezy Hubera-Misesa-Hencky'ego (HMH, zależność 1). Ponadto w opracowaniu zbadano rozkład naprężeń głównych (zależność 2) oraz naprężeń ekwiwalentnych obliczonych na podstawie kryteriów zmęczeniowych (zależność 3) Mataka [9] i Dang Vana (zależność 4) [10]. Kryterium Mataka zakłada, że maksymalne naprężenia styczne  $(\sigma_1 - \sigma_3)/2$  i naprężenia normalne  $(\sigma_1 + \sigma_3)/2$  na płaszczyźnie maksymalnych naprężeń ścinających są krytyczne w odniesieniu do wytrzymałości zmęczeniowej. Z kolei Dang Van przyjmuje że naprężenia hydrostatyczne  $(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)/3$  są istotniejsze niż naprężenia normalne.

Niejednorodność rozkładu naprężeń w elemencie została ukazana za pomocą wykresu funkcji masy prawdopodobieństwa (*probability mass function* – pmf, zależność 5) [12]:

$$\sigma_{HMH} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (1)$$

$$\sigma_{S1} = \sigma_1 \quad (2)$$

$$\sigma_{MA} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} + k \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2},$$

$$k = 2 \frac{\tau_{af} - 1}{\sigma_{af}}$$

gdzie:  $\tau_{AF} = 157 \text{ MPa}$ ,  $\sigma_{af} = 204 \text{ MPa}$  [11]

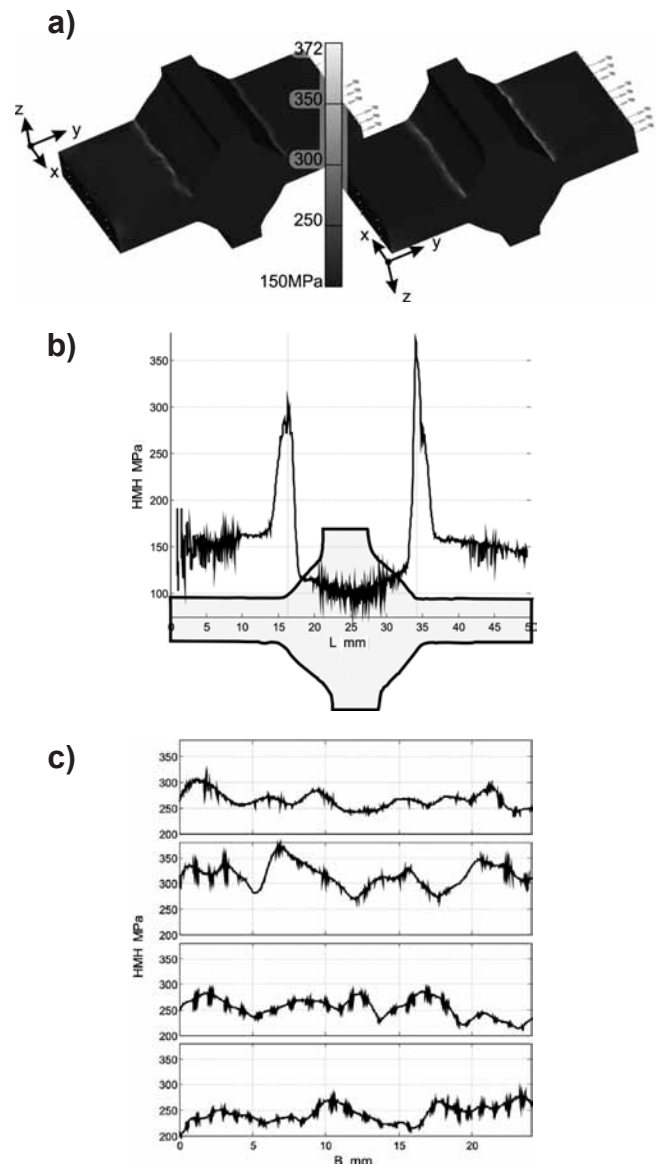
$$\sigma_{DV} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} + a \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3},$$

$$a = \frac{\tau_{af} - 0,5\sigma_{af}}{\frac{\sigma_{af}}{3}} \quad (4)$$

$$pmf(\sigma_{HHP}) = \text{Prob}\{[\sigma = \sigma_{HHP}]\} = \frac{V(\sigma = \sigma_{HHP})}{V_0} \quad (5)$$

gdzie:  $\sigma_{HHP}$  jest wartością naprężeń według wybranej hipotezy lub kryterium (HHP = HMH, S1, MA, DV);  $V(\sigma = \sigma_{HHP})$  jest objętością materiału w analizowanym obszarze  $V_0$ , o określonej wartości naprężenia  $\sigma_{HHP}$ .

Funkcja masy prawdopodobieństwa określa prawdopodobieństwo wystąpienia określonej wartości naprężenia w analizowanym elemencie o objętości  $V_0$ .



Rys. 5. Rozkład naprężeń HMH w próbce krzyżowej (próbka nr 1): a) warstwy naprężeń, b) naprężenia maksymalne na długości próbki, c) naprężenia maksymalne w liniach wtopienia na szerokości próbki  
Fig. 5. The HMH stress distribution in cross-welded joint (sample no. 1): a) stress contours, b) maximum stresses along the length of the specimen, c) maximum stress in each welding toe

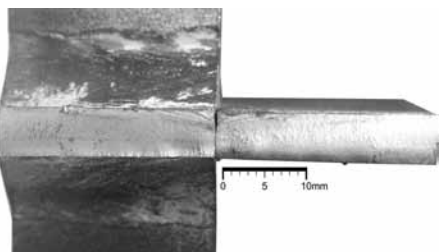
W tabelicy I przedstawiono obliczone metodą elementów skończonych wartości naprężeń maksymalnych dla trzech zastosowanych w eksperymencie wartości amplitud naprężenia nominalnego. Próbkę porównawczą oznaczono numerem 0.

Obserwując warstwicę naprężeń na rysunku 5a oraz wykres na rysunku 5b można zauważyć, że koncentracja naprężeń następuje w linii wtopienia. W przypadku próbki porównawczej wartości we wszystkich czterech liniach wtopienia są identyczne, natomiast w przypadku elementu rzeczywistego naprężenia w jednym z tych obszarów są nieznacznie wyższe niż w pozostałych trzech. Maksymalne wartości naprężeń ekwiwalentnych, wyliczonych wg zależności 1÷4, zmieniają się względem kolejnych hipotez proporcjonalnie. Z tego względu do dalszych analiz wybrano tylko maksymalne naprężenie główne.

## Badania zmęczeniowe

Zeskanowane próbki poddano badaniom eksperymentalnym przy obciążeniach cyklicznych, tj. rozciąganiu-ściskaniu przy sterowaniu amplitudą naprężenia nominalnego  $\sigma_{an}$  i zerowej wartości średniej. Liczba cykli do całkowitego zniszczenia  $N_{exp}$  została przedstawiona w tabelicy II.

Przykładowe zdjęcie powierzchni przelomu próbki 1 zaprezentowano na rysunku 6. We wszystkich przypadkach pęknięcie przebiega wzdłuż linii wtopienia.



Rys. 6. Przelom zmęczeniowy (próbka nr 1)  
Fig. 6. Fatigue fracture surface (specimen no. 1)

Tablica I. Wartości maksymalne naprężeń według MES  
Table I. Maximum values of a stresses according to FEM

Nr próbki	Naprężenie nominalne, MPa	Wartości obliczone, MPa			
		HMH	S1	DV	MA
0	120	238,4	255,0	206,8	196,0
2	120	279,9	306,3	250,9	234,8
6	120	341,0	382,6	316,0	292,3
7	120	323,5	356,0	290,4	272,4
0	150	298,0	318,7	258,5	245,0
1	150	372,8	413,8	340,3	316,7
5	150	414,6	462,4	381,9	353,9
8	150	391,9	428,3	349,3	328,4

Tablica II. Wyniki badań zmęczeniowych  
Table II. Results of fatigue tests

Nr próbki	$\sigma_{an}$ , MPa	$\sigma_{S1}$ , MPa	$N_{exp}$ cykli
2	120	306,3	190 410
6	120	382,6	159 340
7	120	356,0	223 120
1	150	413,8	174 960
5	150	462,4	97 680
8	150	428,3	114 290

## Analiza wyników

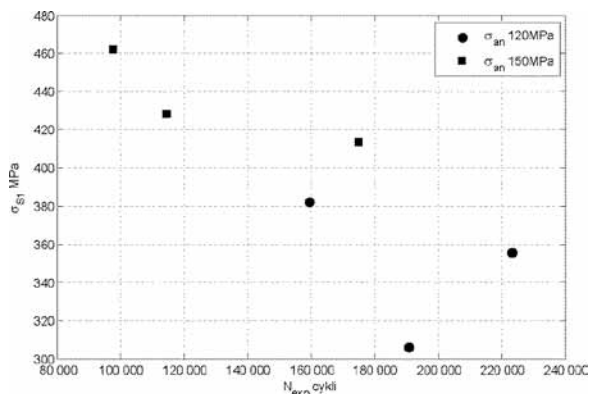
Przeprowadzone badania i obliczenia pozwoliły na wyznaczenie wartości maksymalnych oraz rozkładu naprężeń ekwiwalentnych w złączu z uwzględnieniem rzeczywistego kształtu spoiny. Na rysunku 7 przedstawiono zależność pomiędzy obliczonym maksymalnym naprężeniem głównym  $\sigma_{S1}$  a liczbą cykli do zniszczenia  $N_{exp}$ . O ile próbki zniszczone na poziomie nominalnym 150 MPa wykazują pewną zależność między trwałością a maksymalnymi naprężeniami głównymi  $\sigma_{S1}$ , to próbki z poziomu 120 MPa takiej zależności nie wykazują.

Na rysunku 8 przedstawiono wykresy funkcji masy prawdopodobieństwa maksymalnego naprężenia głównego dla sześciu zeskanowanych próbek (tabl. I). Wykresy tych funkcji dla dwóch poziomów naprężenia nominalnego są wyraźnie przesunięte. Natomiast najważniejsze informacje, tj. dotyczące prawdopodobieństwa wystąpienia maksymalnych wartości naprężenia głównego, są mało widoczne. Z tego względu wyznaczono wykresy (rys. 9) prawdopodobieństwa wystąpienia naprężeń większych od założonej wartości, czyli przeciwieństwa skumulowanej funkcji masy prawdopodobieństwa (zależność 6).

$$F(\sigma_{S1}) = \text{Prob}\{[\sigma > \sigma_{S1}]\} = \frac{V(\sigma > \sigma_{S1})}{V_o} = 1 - \text{Prob}\{[\sigma \leq \sigma_{S1}]\} \quad (6)$$

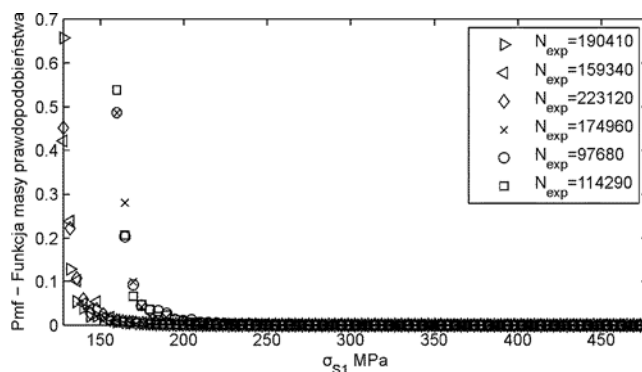
Na rysunku 8 strzałką zaznaczono przykładową wartość funkcji (6), tj.  $F(170 \text{ MPa}) = 0,31$ , co oznacza, że 31% objętości zajmują naprężenia większe od 170 MPa. Z analizy rozkładów funkcji (6) wynika, że anomalią jest trwałość próbki 2, tj.  $N_{\text{exp}} = 190\,410$  cykli, która w porównaniu do pozostałych próbek jest zbyt niska. Jakkolwiek liczba próbek i różnice w trwałości są zbyt małe, aby wyciągnąć bardziej konkretne wnioski.

Porównując wartości naprężeń otrzymanych na podstawie symulacji MES, można stwierdzić, że w rzeczywistej konstrukcji osiągają one wartości wyższe niż dla elementu zamodelowanego wg zaleceń IIW (tabl. II).



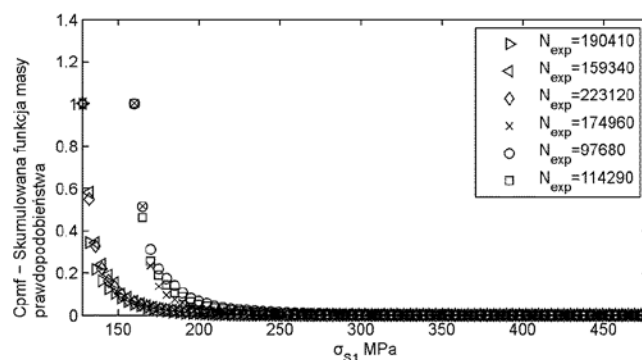
Rys. 7. Zależność pomiędzy maksymalnym naprężeniem głównym  $\sigma_{S1}$  a liczbą cykli do zniszczenia

Fig. 7. Relationship between the maximum principal stress and fatigue live



Rys. 8. Wykresy funkcji masy prawdopodobieństwa dla naprężenia głównego  $\sigma_{S1}$

Fig. 8. Graphs of the pmf for the maximum principal stress  $\sigma_{S1}$



Rys. 9. Wykresy funkcji (6)

Fig. 9. Plots of the function (6)

## Wnioski

Badania doświadczalne oraz przeprowadzone obliczenia dla danej liczby próbek nie wykazują wyraźnej zbieżności między maksymalnymi naprężeniami wyliczonymi z uwzględnieniem rzeczywistego profilu spoiny a liczbą cykli do zniszczenia. Wybór (spośród analizowanych) hipotezy zmęczenia pod względem poprawy wspomnianej zbieżności jest nieistotny – maksymalne naprężenia ekwiwalentne zmieniają się w sposób proporcjonalny między kryteriami. Konieczne jest zbadanie

większej liczby próbek. Jedynie w przypadku próbek 1 i 5 obszary o największej koncentracji naprężeń są zarazem punktami, przez które przebiega pęknięcie zmęczeniowe. Okazuje się, że jest konieczne, aby w obliczeniach uwzględnić inne czynniki mające wpływ na trwałość zmęczeniową, takie jak: naprężenia własne, rozkład naprężeń (nie tylko najwyższe wartości, wpływ gradientu naprężeń) oraz wpływ karbu strukturalnego.



„Stypendia doktoranckie  
– inwestycja w kadre naukowe województwa opolskiego”  
Projekt współfinansowany przez Unię Europejską w ramach Europejskiego Funduszu Społecznego.

## Literatura

- [1] Nykänen T., Marquis G., Björk T.: Fatigue analysis of non-load-carrying fillet welded cruciform joints. *Engineering Fracture Mechanics*, 74(2007), 399-415.
- [2] Karolczuk A., Blacha Ł.: Porównanie energetycznego modelu wyznaczania trwałości zmęczeniowej złączy spawanych z zaleceniami międzynarodowymi. *Przegląd Spawalnictwa* 7/2011, 39-44.
- [3] Kozak J., Górski Z.: Model niszczenia zmęczeniowego spawanego złączy prostopadłych płyt. *Przegląd Spawalnictwa* 4/2011, 49-53.
- [4] Kozak J., Niklas K.: Określanie rozkładu odkształceń i naprężeń w złączach spawanych stalowych paneli typu sandwich metodą MES.
- [5] Hobbacher A.: Recommendations for fatigue design of welded joint and components, IIW document IIW-1823-07 ex XIII-2151r4-07/XV-1254r4-07, 2008.
- [6] PN-EN ISO 5817:2014 Spawanie. Złącza spawane ze stali, niklu, tytanu i ich stopów (z wyjątkiem spawanych wiązką). Poziom jakości według niezgodności spawalniczych. PKN, Warszawa 2014.
- [7] PN-EN 1090-2+A1:2012 Wykonanie konstrukcji stalowych i aluminiowych – Część 2: Wymagania techniczne dotyczące konstrukcji stalowych. PKN, Warszawa 2012.
- [8] Stasiuk P., Karolczuk A., Kuczko W.: Rozkład naprężeń w krzyżowym złączu spawanym z uwzględnieniem rzeczywistego kształtu spoiny. *Przegląd Spawalnictwa* 1/2014, 29-33.
- [9] Mataka T.: An explanation on fatigue limit under combined stress. *Bulletin of the The Japan Society of Mechanical Engineers* 20, 1977, 257–263.
- [10] Dang Van K.: Macro-micro approach in high-cycle multi-axial fatigue, In *Advances in Multiaxial Fatigue*. (Edited by McDowell, D.L. and Ellis, R.) American Society for Testing and Materials STP 1191. Philadelphia 1993, 120-130.
- [11] Karolczuk A.: Non-local area approach to fatigue life evaluation under combined reversed bending and torsion, *International Journal of Fatigue*, 30, 2008, 1985-1996.
- [12] Stewart W.J.: *Probability, Markov Chains, Queues, and Simulation.: The Mathematical Basis of Performance Modeling*. Princeton University Press. 105, 2011.

Zakład Inżynierii Spajania Politechniki Warszawskiej  
Sekcja Spawalnicza SIMP oraz Przegląd Spawalnictwa

serdecznie zapraszają do udziału

w **57. Naukowo-Technicznej Konferencji Spawalniczej**

pod hasłem

***Innowacje w inżynierii spajania***

która odbędzie się w dniach

**19-21 października 2015 r.**

Tematyka konferencji obejmuje wszystkie zagadnienia naukowo-techniczne z szeroko pojętej dziedziny inżynierii spajania.

Konferencja odbędzie się na terenie

**Windsor Palace Hotel\*\*\*\* w Jachrance**

oddalonej od centrum Warszawy o ok. 40 km

[www.windsorhotel.pl](http://www.windsorhotel.pl)

Informacje na temat konferencji będą umieszczane na stronie internetowej:

[www.zis.wip.pw.edu.pl/konferencja](http://www.zis.wip.pw.edu.pl/konferencja)

Kontakt do Organizatorów:

tel/fax: +48 22 8499621; +48 22 2348402