

Mateusz ŚLIWKA<sup>1</sup>

Opiekun naukowy: Jerzy MADEJ<sup>2</sup>

## WYBRANE METODY WYZNACZANIA NOŚNOŚCI POŁĄCZEŃ WTŁACZANYCH

**Streszczenie:** Połączenia wtlaczone znajdują zastosowanie w wielu konstrukcjach inżynierskich, a w szczególności w silnikach elektrycznych. Obliczanie nośności połączeń wtlaczanych jest istotne do stwierdzenia czy połączenie będzie bezpiecznie pracować, szczególnie w zakresach przeciążeń. W ramach niniejszej pracy przedstawiono wybrane metody wyznaczania nośności połączeń wtlaczanych. Praca powstaje w ramach realizacji rozprawy doktorskiej.

**Słowa kluczowe:** połączenie wciskowe, metody obliczeniowe, nośność połączeń wtlaczanych

## SELECTED METHODS OF DETERMINING THE LOAD CAPACITY OF PRESS FIT JOINT

**Summary:** Press fit joint are used in many engineering structures, in particular in electric motors. Calculating the load capacity of a press fit joint is important to verify whether the joint will operate safely, especially in overload ranges. Selected methods of determining the load capacity of press fit joints are presented in this paper. This paper was prepared as part of the doctoral dissertation.

**Keywords:** press fit joint, calculation methods, load capacity of press fit joint

### 1. Wprowadzenie

Połączenia wtlaczone są powszechnie stosowane w konstrukcjach inżynierskich do łączenia wału i oprawy [23]. Stosowane są szczególnie często w konstrukcji silników elektrycznych w połączeniach wału z wirnikiem. Połączenie wtlaczone uzyskuje się poprzez dobór odpowiednich wymiarów łączonych powierzchni tj. powierzchni zewnętrznej wałka i otworu oprawy [22].

---

<sup>1</sup> mgr inż., Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej, Wydział Budowy Maszyn i Informatyki, Katedra Podstaw Budowy Maszyn, email: [mśliwka@ath.bielsko.pl](mailto:mśliwka@ath.bielsko.pl)

<sup>2</sup> dr hab. inż., prof. ATH Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej, Wydział Budowy Maszyn i Informatyki, Katedra Podstaw Budowy Maszyn, email: [jmadej@ath.bielsko.pl](mailto:jmadej@ath.bielsko.pl)

W zależności od metody montażu rozróżnia się połączenia wtlaczane uzyskiwane przez wtłoczenie jednego elementu w drugi oraz połączenia skurczowe montowane przez podgrzanie oprawy i/lub ochłodzenie wałka przed montażem [2]. Połączenie skurczowe po osiągnięciu temperatury otoczenia osiąga maksymalną nośność i jest gotowe do pracy [1,3]. Zaletą połączeń wtlaczanych i skurczowych jest zapewnienie dobrej współosiowości. Ten typ połączeń charakteryzuje się również zdolnością do przenoszenia obciążeń zarówno zmiennych jak i udarowych. Brak dodatkowych elementów łączących sprawia, że połączenia te są proste i szybkie w wykonaniu, a przez to stosunkowo tanie [13]. Problem projektowania połączeń wciskanych jest nadal otwarty i godny uwagi, o czym świadczy coraz większa ilość publikacji dotyczących różnorodnych problemów związanych z pracą połączeń wciskanych w różnych stanach mechanicznych.

Autorzy w pracy [4] przedstawili analizy numeryczne zginania połączeń wtlaczanych w zakresie sprężystym. Wyniki symulacji zostały zweryfikowane pomiarami tensometrycznymi. Wartości nacisku powierzchniowego otrzymane ze wzorów Lamé porównano z wynikami symulacji MES, uzyskując błąd względny 6,4%. W pracy Croccolo D., Vincenzi N. [8] autorzy poddali analizie wpływ zaokrąglenia krawędzi otworu piasty w miejscu styku z wałem, wykazując, że ma to znikomy wpływ na wartość naprężeń powstających podczas montażu połączenia. W artykule [10] przedstawiono wyniki badań doświadczalnych i symulacji MES wpływu zastosowania kleju w płaszczyźnie kontaktowej wału z oprawą na nośność połączenia wtlaczanego. Hüyük H., Music O., Koç A. i in. [11] do symulacji połączenia wtlaczanego zastosowali dwa modele dyskretne. Pierwszy model składał się z elementów płaszczyznowych, a drugi bryłowych. Względny błąd modelu w odniesieniu do eksperymentem wyniósł odpowiednio 10% (model 2D) i 15% (model 3D). Błędy wynikające z zastosowania wzorów Lamé zasygnalizowano również w publikacji [20], w której autorzy wskazali różnice w wartościach naprężeń uzyskanych w wyniku symulacji numerycznej, a błędy mogą sięgać nawet 60% w zależności od metody modelowania. W pracy [6] autorzy zajmowali się badaniami zmęczeniowymi połączeń wtlaczanych z zaokrągloną krawędzią otworu piasty. Współczynnik koncentracji naprężeń zmęczeniowych wyznaczono doświadczalnie porównując wyniki wytrzymałości zmęczeniowej próbki „karbowanej” i próbki gładkiej. W pracy Strozzi A., Bertocchi E., Baldini A., Mantovani S. [21] autorzy poddali połączenie wtlaczane obciążeniom zginającym, które w dalszej części analizowano w celu identyfikacji zmiennych powodujących początek koncentracji naprężeń sprężystych. Wpływ wielkości wcisku i procedury montażu połączenia wtlaczanego na wytrzymałość na ścinanie kleju anaerobowego Loctite 648 opisano w artykule [5]. W pracy autorstwa Croccolo D., De Agostinis M., Fini S. i in. [7] stwierdzono, że zużycie cierne (fretting) maleje wraz ze wzrostem nacisku kontaktowego, ponieważ amplituda poślizgu maleje, a zatem fretting nie występuje. Jak wskazuje przegląd cytowanej literatury połączenia wciskowe są ciągle przedmiotem zainteresowania konstruktorów, a tematyka związana z doskonaleniem metod obliczeniowych i wszechstronną analizą ich nośności jest nadal aktualna [19,17].

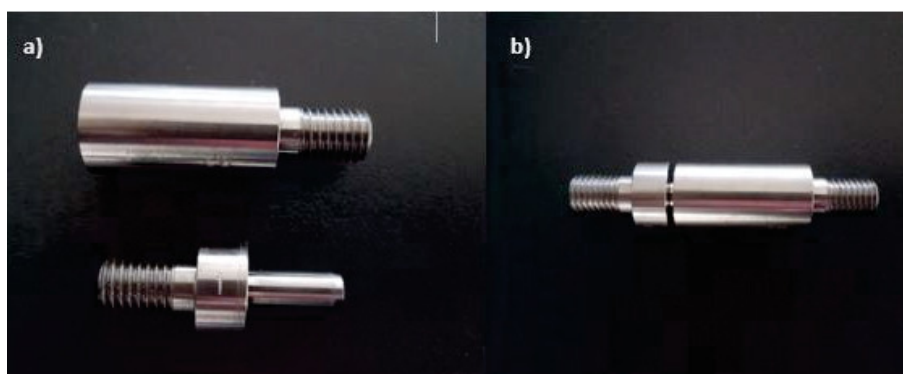
## 2. Metody wyznaczania nośności połączeń wciskowych

W rozdziale niniejszym przedstawiono metody wyznaczania nośności połączeń włączanych. Dla każdej z metod przedstawiono obliczenia przykładowego połączenia o wybranych wymiarach oraz porównano siły niszczące wyznaczone dla każdej z metod.

### 2.1. Badania doświadczalne

Jedną z metod określenia nośności połączenia włączanego jest badanie doświadczalne. Biorąc pod uwagę różnorodność zastosowania tych połączeń jest to metoda czasochłonna i kosztowna, ale nośność połączenia wyznaczona doświadczalnie jest bezdyskusyjna przy założeniu, że doświadczenie zostało prawidłowo przeprowadzone [17].

W ramach tej metody przeprowadzono eksperyment, którego przedmiotem badań było połączenie włączane, składające się wału o długości 20 mm i średnicy zewnętrznej  $\varnothing 8p6$  oraz piasty o długości 40 mm i średnicy zewnętrznej  $\varnothing 20$  mm. W piaście wykonano otwór średnicy  $\varnothing 8H7$ . Połączone części wykonano ze stali S235JR. Połączenie włączane przed montażem przedstawiono na rysunku 1a oraz po montażu na rysunku 1b. Badania doświadczalne przeprowadzono na pięciu próbkach.

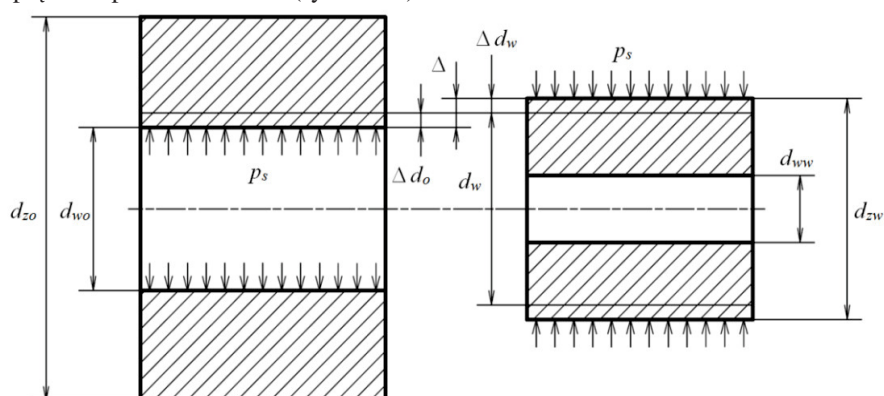


Rysunek 1. Połączenie wciskowe: a) przed montażem, b) po montażu [16]

Otwór piasty został zmierzony na współrzędnościowej maszynie pomiarowej w czterech punktach na okręgu co  $90^\circ$ . Pomiar przeprowadzono w trzech przekrojach na głębokości otworu. Na podstawie pomiarów współrzędnościowych wyznaczono walec przylegający o średniej średnicy  $\varnothing 8,0050 \pm 0,0011$  mm. Pomiar średnic wału wykonano analogicznie jak otworów w piaście uzyskując średnią średnicę wału  $\varnothing 8,0170 \pm 0,0013$  mm. Na podstawie średniej wartości średnicy otworu piasty i średnicy zewnętrznej wałka obliczono wcisk  $\Delta = 0,012$  mm ( $8,017 - 8,005$ ). Każdy zestaw został poddany próbie pod obciążeniem osiowym w celu wyznaczenia siły demontażu połączenia. Badania doświadczalne przeprowadzono z wykorzystaniem systemu MTS. Siła nośna przedstawionego połączenia włączanego wyniosła  $6014.0 \pm 126.6$  N. Wartość przedziału ufności obliczono dla pięciu powtórzeń i poziomu ufności  $\alpha = 0,95$ . Omówione badanie doświadczalne zostało szerzej opisane w publikacji [17].

## 2.2. Wzory Lamé

Jedną z metod określania nośności połączenia wciskowego jest metoda oparta na założeniu, że połączenie wciskowe realizuje się w zakresie liniowo sprężystym. W celu określenia nacisku powierzchniowego w strefie połączenia oraz nośności połączenia włączanego stosuje się zatem wzory wyprowadzone z analogii do kołowo-symetrycznego zadania Lamé [15]. Zgodnie z tą analogią warunkiem przeniesienia obciążenia przez połączenie włączane jest początkowa różnica między średnicą wewnętrzną piasty a średnicą zewnętrzną wału. Po zmontowaniu połączenia na powierzchni styku wału i piasty występuje nacisk powierzchniowy  $p_s$  równy naprężeniu promieniowemu (rysunek 2).



Rysunek 2. Schemat zadania Lamé [17]

Wartość nacisków powierzchniowych można obliczyć na podstawie wzoru (1) [14, 24]

$$p_s = E \cdot \Delta (d_w^2 - d_{ww}^2) (d_{zo}^2 - d_w^2) / d_w^3 \cdot (d_{zo}^2 - d_{ww}^2) \quad (1)$$

gdzie:  $E$  - moduł Younga,  
 $\Delta = \Delta_{do} - \Delta_{dw}$  (0,012 mm),  
 $d_w$  - średnica zewnętrzna wałka (8 mm),  
 $d_{ww}$  - średnica wewnętrzna wałka (0 mm - wał pełny),  
 $d_{zo}$  - średnica zewnętrzna piasty (20 mm).

Po podstawieniu danych do wzoru (1) obliczono wartość nacisków powierzchniowych  $p_s = 132,30$  MPa.

Wartość siły osiowej, zrywającej połączenie włączane można obliczyć ze wzoru:

$$F = \pi \cdot \mu \cdot p_s \cdot d \cdot l \quad (2)$$

gdzie:  $\mu$  - współczynnik tarcia łączonych powierzchni (0,1),  
 $d$  - średnica nominalna wałka (8 mm),  
 $l$  - długość połączenia (15 mm).

Siła nośna połączenia obliczona na podstawie wzoru (2) dla rozważanego połączenia wynosi  $F = 4988$  N.

W literaturze dotyczącej zagadnień projektowania połączeń włączanych można znaleźć modyfikację wzoru (1) uwzględniając chropowatość powierzchni łączonych

elementów [18]. Modyfikacja zakłada zmniejszenie wielkości parametru  $\Delta$  o współczynnik  $G$  zależny od współczynnika chropowatości według wzoru (3):

$$G = 0,8(R_{zw} + R_{zo}) \quad (3)$$

gdzie:  $R_{zw}$  - współczynnik chropowatości  $R_z$  wałka (1,6  $\mu\text{m}$ ),  
 $R_{zo}$  - współczynnik chropowatości  $R_z$  oprawy (1,6  $\mu\text{m}$ ).

Po uwzględnieniu współczynnika  $G$  wzór (1) przyjmuje postać:

$$p_s = E \cdot (\Delta - G) \cdot (d_w^2 - d_{ww}^2)(d_{zo}^2 - d_w^2)/d_w^3 \cdot (d_{zo}^2 - d_{ww}^2) \quad (4)$$

Nacisk powierzchniowy  $p_s$  w połączeniu wtlaczanym wyznaczony na podstawie wzoru (4) wynosi  $p_s=104,08$  MPa co przekłada się na siłę nośną  $F=3924$  N. Obliczenie nośności połączeń wtlaczanych za pomocą wzorów opartych na założeniach liniowej teorii sprężystości jest możliwe tylko przy założeniu, że wartość nacisku powierzchniowego jest mniejsza od granicy plastyczności. Jednak w zależności od rodzaju pasowania trudno z góry założyć, że proces wprasowania będzie przebiegał w zakresie sprężystym. Dlatego przy wyznaczaniu wartości obciążenia niszczącego połączenie problematyczne jest zastosowanie wzoru (2) opartego na wzorze (1) lub (4).

### 2.3. Metoda Schottmana

Obliczenia nośności połączenia wtlaczanego przedstawione w tym rozdziale zostały przeprowadzone w oparciu o publikacje [9, 12, 13]. Metoda Schottmana jest oparta na wzorach wynikających z rozwiązania zagadnienia Lamego, gdzie wprowadzono parametr o nazwie podatność złącza zdefiniowany jako stosunek wcisku względnego  $\varepsilon$  do nacisku w polu styku  $p$ . Poniżej przedstawiono wzory i obliczenia nośności połączenia wtlaczanego.

Dane:

$$\begin{aligned} d &= \emptyset 8H7/p6, \\ L &= 15, \\ d_{ww} &= \emptyset 0, \\ d_{zo} &= \emptyset 20 d10, \\ R_{aw} &= 0,4 \mu\text{m}, \\ R_{ao} &= 0,4 \mu\text{m}, \\ \mu &= 0,1. \end{aligned}$$

Odchyłki dla pasowania:

$$\emptyset 8H7/p6 = \emptyset 8_0^{+0,015} / \emptyset 8_{+0,015}^{+0,024} \quad (5)$$

Wcisk pomiarowy:

$$W_{min} = ei - ES = 0,015 - 0,015 = 0,000\text{mm} = 0\mu\text{m} \quad (6)$$

$$W_{max} = es - EI = 0,024 - 0 = 0,024\text{mm} = 24\mu\text{m} \quad (7)$$

$$W_{rzecz} = e_{rzecz} - E_{rzecz} = 0,017 - 0,005 = 0,012\text{mm} = 12\mu\text{m} \quad (8)$$

Wcisk względny pomiarowy:

$$\varepsilon_{p \min} = \frac{W_{\min}}{d} = \frac{0 \cdot 1000}{8} = 0,000 \text{ ‰} \quad (9)$$

$$\varepsilon_{p \max} = \frac{W_{\max}}{d} = \frac{24 \cdot 1000}{8} = 3,000 \text{ ‰} \quad (10)$$

$$\varepsilon_{p \text{ rzecz}} = \frac{W_{\text{rzecz}}}{d} = \frac{12 \cdot 1000}{8} = 1,500 \text{ ‰} \quad (11)$$

Minimalny wcisk względny  $\varepsilon_{p \min}$  zważywszy na wartość równą 0 został pominięty z dalszych rozważań.

Zmiana wcisku wywołana chropowatością:

$$\delta_{\varepsilon R} = 1,2 \cdot \frac{R_{z1} + R_{z2}}{d} = 1,2 \cdot \frac{1,6 + 1,6}{8} = 0,480 \text{ ‰} \quad (12)$$

$$R_{zw} = R_{zo} = 4 \cdot R_{aw} = 4 \cdot 0,4 = 1,6 \text{ } \mu\text{m} \quad (13)$$

Wcisk rzeczywisty:

$$\varepsilon_{\max} = \varepsilon_{\max} - \delta_{\varepsilon R} = 3,000 - 0,480 = 2,520 \text{ ‰} \quad (14)$$

$$\varepsilon_{\text{rzecz}} = \varepsilon_{\text{rzecz}} - \delta_{\varepsilon R} = 1,500 - 0,480 = 1,020 \text{ ‰} \quad (15)$$

Wcisk względny:

$$\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 \quad (16)$$

Odształcenia względne powierzchni styku wału i oprawy:

$$\varepsilon_1 = \frac{1000}{E_w} \cdot (\sigma_w - \nu_w \cdot p) \quad (17)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1000}{E_o} \cdot (\sigma_o - \nu_o \cdot p) \quad (18)$$

Współczynniki wydrążenia wału i oprawy:

$$x_w = \frac{d_{ww}}{d} = \frac{0}{8} = 0,000 \quad (19)$$

$$x_o = \frac{d}{d_o} = \frac{8}{20} = 0,400 \quad (20)$$

Naprężenia obwodowe na powierzchni styku:

$$\left(\frac{\sigma_w}{p}\right) = \frac{1+x_w^2}{1-x_w^2} = \frac{1+0,000^2}{1-0,000^2} = 1,000 \quad (21)$$

$$\left(\frac{\sigma_o}{p}\right) = \frac{1+x_o^2}{1-x_o^2} = \frac{1+0,400^2}{1-0,400^2} = 1,381 \quad (22)$$

Podatność złącza:

$$\left(\frac{\varepsilon}{p}\right) = \frac{1000}{E_w} \cdot \left(\frac{\sigma_w}{p} - \nu_w\right) + \frac{1000}{E_o} \cdot \left(\frac{\sigma_o}{p} - \nu_o\right) = \frac{1000}{2,1 \cdot 10^5} \cdot (1,000 - 0,30) + \frac{1000}{2,1 \cdot 10^5} \cdot (1,381 + 0,3) = 0,011 \frac{\text{‰}}{\text{MPa}} \quad (23)$$

Podatność styku jest cechą niezależną od wcisku. Zależy od cech materiałowych łączonych elementów i od współczynników wydrążenia wałka  $x_w$  i oprawy  $x_o$  [13].

Nacisk na powierzchni styku:

$$p_{max} = \frac{\varepsilon_{max}}{\left(\frac{\varepsilon}{p}\right)} = \frac{2,520}{0,011} = 222,264 \text{ MPa} \quad (24)$$

$$p_{rzecz} = \frac{\varepsilon_{rzecz}}{\left(\frac{\varepsilon}{p}\right)} = \frac{1,020}{0,011} = 89,964 \text{ MPa} \quad (25)$$

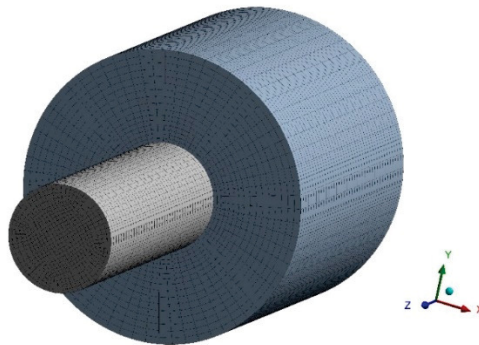
Siła osiowa:

$$F_{x_{max}} = p_{max} \cdot \pi \cdot d \cdot L \cdot \mu = 222,264 \cdot \pi \cdot 8 \cdot 15 \cdot 0,1 = 8379 \text{ N} \quad (26)$$

$$F_{x_{rzecz}} = p_{rzecz} \cdot \pi \cdot d \cdot L \cdot \mu = 89,964 \cdot \pi \cdot 8 \cdot 15 \cdot 0,1 = 3392 \text{ N} \quad (27)$$

#### 2.4. Określenie nośności połączenia wciskowego z zastosowaniem symulacji numerycznej Metodą Elementów Skończonych (MES)

W obliczeniach inżynierskich metoda elementów skończonych znajduje bardzo szerokie zastosowanie. Model połączenia właczanego został przygotowany w programie Ansys v. 19.1 bazującym na MES. Na rysunku 3 przedstawiony został model dyskretny wału i oprawy w układzie początkowym czyli przed wtłoczeniem wałka w oprawę.



Rysunek 3. Model dyskretny połączenia [17]

Model został zdyskretyzowany za pomocą heksagonalnych elementów bryłowych typu SOLID 186. Siatka węzłów została zagęszczona w kierunku powierzchni styku. Model składa się z 61 440 elementów i 262 161 węzłów. W modelu MES wykorzystano dwuliniowy model materiałowy wyznaczony w statycznej próbie rozciągania. Kontakt zdefiniowano na zewnętrznej powierzchni wału i wewnętrznej powierzchni otworu oprawy wykorzystując elementy typu CONTA 174 i TARGE 170.

Tylna powierzchnia czołowa oprawy została utwierdzona oraz założono przemieszczenie czoła wału o 15 mm przeciwnie do kierunku osi Z układu współrzędnych. W symulacji procesu wtłaczania wał został wsunięty w oprawę w 30 krokach po 0,5 mm każdy. Maksymalna siła wyznaczona w analizie wtłaczania odpowiada sile wymaganej do montażu połączenia.

Po wtłoczeniu wału przeprowadzono symulację wysunięcia wału z oprawy. Założono, że siła nośna połączenia to siła powodująca wysunięcie się wału z oprawy o 0,1 mm.



Siła ta została wyniosła 5801 N. Wystarczy bowiem tak niewielkie wysunięcie by siłą, która go wywołuje, uznać za siłę zrywającą połączenie. Przebieg symulacji numerycznej połączenia został szerzej omówiony w publikacji [17].

### 3. Podsumowanie i kierunek dalszych prac w ramach realizowanych badań

Nośność połączenia włączanego można oszacować na kilka sposobów, jednak każda metoda dostarcza inną wartość obciążenia niszczącego połączenie. Wyniki nośności połączenia włączanego przy wykorzystaniu omawianych metod zostały zestawione w Tabeli. 1.

Tabela 1. Zestawienie nośności połączenia wyznaczone różnymi metodami

Lp.	Metoda	Siła nośna F, N
1.	Badanie doświadczalne	6014
2.	Wzory Lamé wg. (1) i (2)	4988
3.	Wzory Lamé wg. (1) i (4)	3924
4.	Metoda Schottmana	3394
5.	Metoda elementów skończonych	5801

Analiza wyników przedstawionych w Tab. 1 wskazuje na znaczną rozbieżność wartości sił nośnych połączenia. Jako wartość bazową, do której należy odnosić wyniki uzyskane z metod obliczeniowych, należy przyjąć wynik wyznaczony eksperymentalnie. Wartość siły nośnej obliczona w oparciu o metodę Schottmana najbardziej odbiega od wartości bazowej i przyjmuje wartość 3394 N co przekłada się na błąd względny na poziomie 44%. Natomiast siła nośna oszacowana na podstawie wzorów Lamé z uwzględnieniem ścięcia wierzchołków chropowatości i bez uwzględnienia przekłada się na błąd względny odpowiednio 35% i 17%. Najdokładniejszą metodą okazuje się symulacja Metodą Elementów Skończonych, w której siła niszcząca połączenie wynosi 5801 N, co odpowiada błędowi względnemu wynoszącemu 3,5%.

Z zaprezentowanych metod określenia nośności połączenia to symulacja MES dostarcza najlepsze oszacowanie nośności połączenia. Zważywszy jednak na istotę metody, aby uzyskać jak najlepszą zbieżność z wynikami doświadczeń należy zbudować model dyskretny połączenia adekwatnie opisujący rzeczywisty model połączenia włączanego.

Z przeprowadzonych rozważań wynika zatem, że brakuje prostej i skutecznej metody szacowania nośności połączeń włączanych, co implikuje konieczność przygotowania odpowiedniego planu eksperymentu i przeprowadzenia badań doświadczalnych, na podstawie których będzie możliwe opracowanie modelu matematycznego do szacowania nośności połączeń włączanych. Docelowo konieczne jest opracowanie systemu ekspertowego bazującego na sztucznej sieci neuronowej, dzięki któremu będzie możliwy szybki i prosty sposób wyznaczenia nośności połączeń włączanych wałów i oprawy o dowolnych parametrach wymiarowych.



## LITERATURA

1. BIAŁAS A.: Badanie połączenia wciskowego pomiędzy wałem a tuleją silnika typu spm zastosowanego w napędzie samochodów elektrycznych. Zeszyty Problemowe – Maszyny Elektryczne, **86** (2010)1, 181–185.
2. BIAŁAS A., MADEJ J.: Badanie nośności połączenia wciskowego. Zeszyty problemowe - Maszyny elektryczne, **102**(2014)2, 49–52.
3. BIAŁAS A., MADEJ J.: Badanie nośności połączenia skurczowego. Zeszyty problemowe - Maszyny elektryczne, **106**(2015)2, 107–111.
4. CAJUHI A. J., PEPE I. M., MORENO D. M.: Using Finite Element Analysis and Strain Gauge Experimental Data To Evaluate Stress Concentration Factor on Press-Fit Assembly. Proceedings of COBEM, Gramado 2009, 15-20.
5. CROCCOLO D., DE AGOSTINIS M., FINI S. i in.: Influence of the interference level and of the assembly process on the shear strength of loctite 648 anaerobic adhesive. Journal of Adhesion, **96**(2020)1–4, 90–112. DOI:10.1080/00218464.2019.1681268.
6. CROCCOLO D., DE AGOSTINIS M., OLMI G.: Fatigue life characterisation of interference fitted joints. Proceedings of the ASME 2013 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, New York 2013. DOI:10.1115/IMECE2013-63515.
7. CROCCOLO D., DE AGOSTINIS M., FINI S. i in.: Fretting Fatigue in Mechanical Joints: A Literature Review. Lubricants **10**(2022)4, 1-48. DOI:10.3390/lubricants10040053.
8. CROCCOLO D., VINCENZI N.: Stress concentration factors in compression-fit couplings. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, **224**(2010)6, 1143–1152. DOI:10.1243/09544062JMES1881.
9. DREWNIAK J.: Zbiór zadań z podstaw konstrukcji maszyn część II. Wydawnictwo pracowni komputerowej Jacka Skalmierskiego, Gliwice 2000.
10. GALLIO G., MARCUCCIO G., BONISOLI E.: Study of the interference contribution on the performance of an adhesive bonded press-fitted cylindrical joint. International Journal of Adhesion and Adhesives, **53**(2014), 89–96. DOI:10.1016/j.ijadhadh.2014.01.008.
11. HÜYÜK H., MUSIC O., KOÇ A.: Analysis of elastic-plastic interference-fit joints. Procedia Engineering, **81**(2014), 2030–2035. DOI:10.1016/j.proeng.2014.10.276.
12. KNOSALA R, GWIAZDA A, BAIER A, GENDARZ P.: Podstawy konstrukcji maszyn. PWN, Warszawa 2018.
13. KOREWA W., ZYGMUNT K.: Podstawy konstrukcji maszyn. WNT, Warszawa 1973.
14. LANOUE F., VADEAN A., SANSCHAGRIN B.: Finite element analysis and contact modelling considerations of interference fits for fretting fatigue strength calculations. Simulation Modelling Practice and Theory, **17**(2009)10, 1587–1602. DOI:10.1016/j.simpat.2009.06.017.
15. LEWIS R., MARSHALL M.B., DWYER-JOYCE R.B.: Measurement of Interface Pressure in Interference Fits. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, **219**(2005)2, 127-139. DOI:10.1243/095440605X8432.

16. MADEJ J.: Analiza nośności połączenia wciskowego. *Mechanik*, 91(2018)11, 1032–1034. DOI:10.17814/mechanik.2018.11.185.
17. MADEJ J., ŚLIWKA M.: Analysis of interference-fit joints. *Applied Sciences (Switzerland)*, **11**(2021)23, 1-13. DOI:10.3390/app112311428.
18. MEERKAMM H.: *Schaeffler Technical Pocket Guide*. Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG, Herzogenaurach 2014.
19. SAWICKI J., ŚNIEŻEK L., ZIMMERMAN J.: Analiza naprężeń w tulei podczas realizacji stożkowego połączenia wciskowego. *BIULETYN WAT*, **59**(2010)1, 179–195.
20. SINITSYNA V., SINITSYN A.: Finite-Element Analysis of Parts Stress State of Tight Joint Assembled by Press Fitting. *Modern Mechanical Engineering*, **4**(2014)4, 198–206. DOI:10.4236/mme.2014.44019.
21. STROZZI A., BERTOCCHI E., BALDINI A., MANTOVANI S.: Normalization of the stress concentrations at the rounded edges of an interference fit between a solid shaft subjected to bending and a hub. *Mechanics Based Design of Structures and Machines*, **44**(2016)4, 405–425. DOI:10.1080/15397734.2015.1086274.
22. WANG X., LOU Z., WANG X., XU C.: A new analytical method for press-fit curve prediction of interference fitting parts. *Journal of Materials Processing Technology*, **250**(2017), 16–24. DOI:10.1016/j.jmatprotec.2017.06.022.
23. YANG G.M., COQUILLE J.C., FONTAINE J.F., LAMBERTIN M.: Contact pressure between two rough surfaces of a cylindrical fit. *Journal of Materials Processing Technology*, **123**(2002)3, 490–497. DOI:10.1016/S0924-0136(02)00139-5.
24. SHIGLEY J. E., MISCHE C. R.: *Standard Handbook of Machine Design*. McGraw-Hill, New York 1996. DOI:10.1201/9780429451041-9.