

Analiza nośności połączenia wciskowego

A strength analysis of the interference-fit joints

JERZY MADEJ*

DOI: <https://doi.org/10.17814/mechanik.2018.11.185>

Przedstawiono analizę numeryczną procesu wciskania wału w oprawę i sposób określania nośności wcisku w programie obliczeniowym FEMAP v.11.2, z zastosowaniem metody elementów skończonych (MES). Porównano wyniki analizy i obliczeń (uzyskane na podstawie analogii Lamego) i zweryfikowano doświadczalnie z wykorzystaniem systemu pomiarowego MTS.

SŁOWA KLUCZOWE: połączenia wciskowe, MES, badania nośności

The analysis of interference-fit joints process and their strength, by finite element method (FEM) in FEMAP v. 11.2 numerical system is presented. The results of the analysis are compared with the numerical results obtained with the Lamé calculations. All results were also verified experimentally with the MTS measurement system.

KEYWORDS: interference-fit joints, numerical methods, strength test

Połączenia wciskowe znajdują szerokie zastosowanie w konstrukcjach inżynierskich, a zwłaszcza przy łączeniu wału z wirnikiem w konstrukcji silników elektrycznych. Połączenia tego typu były analizowane w rozmaitych aspektach w wielu pracach [1–5], niewiele jest jednak badań eksperymentalnych weryfikujących wyniki obliczeń numerycznych dotyczących nośności tych połączeń.

W połączeniu wciskowym wzajemne unieruchomienie łączonych części następuje wskutek tarcia wywołanego przez wcisk. Rozłączeniu części przeciwdziałają siły kontaktowe, wywołane odkształceniem połączonych części. Na nośność połączenia wpływają przede wszystkim początkowa różnica wymiarów wału i otworu oprawy oraz własności mechaniczne łączonych materiałów.

* Dr hab. inż. Jerzy Madej (juma@ath.bielsko.pl) – Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej



Rys. 1. Wałek i oprawa przed złożeniem i po złożeniu

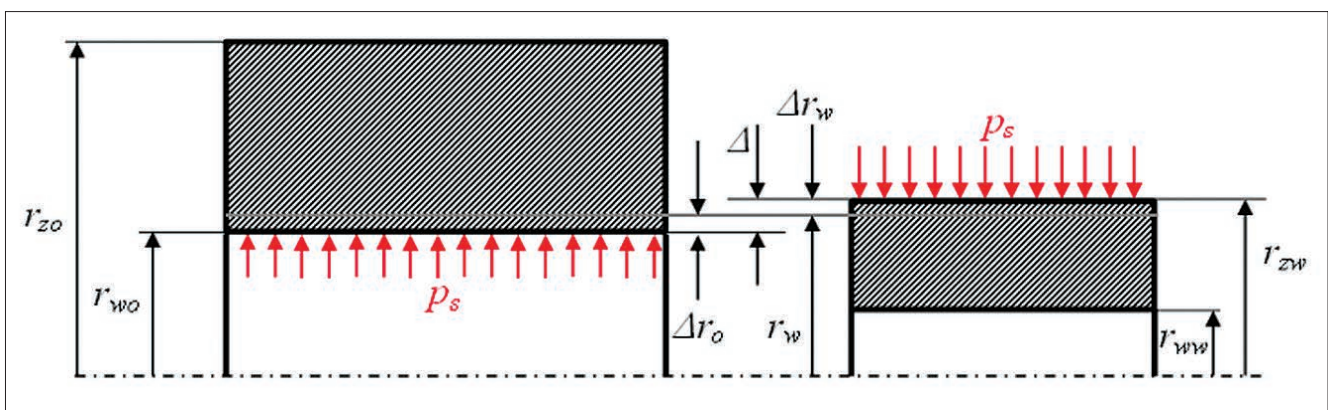
Do wyznaczania naprężeń kontaktowych wcisku i określania nośności połączenia wciskowego stosuje się najczęściej wzory wynikające z analogii do kołowo-symetrycznego zadania Lamego, tj. sprężystej powłoki grubościenną (rury) pracującej pod ciśnieniem.

W niniejszej pracy na przykładzie wybranego zespołu wałka i oprawy porównano wartości siły zrywającej połączenie, uzyskanej ze wzoru Lamego, z rezultatem symulacji numerycznej i dokonano weryfikacji doświadczalnych wyników.

Przedmiot analizy

Przedmiotem analizy było połączenie wciskowe wałka i oprawy (rys. 1). Wałek o długości 20 mm i średnicy $\varnothing 8r6$ ma średnicę pomiarową wynoszącą 8,017 mm. Długość całkowita oprawy wynosi 40 mm, średnica zewnętrzna – 20 mm, a średnica wewnętrzna – $\varnothing 8H7$. Średnica pomiarowa wynosi 8,005 mm. Wartość wcisku Δ jest równa połowie różnicy odchyłek wykonanych elementów i wynosi 0,006 mm.

Według analogii Lamego warunkiem współpracy połączenia wciskowego jest różnica promienia wewnętrznego oprawy i promienia zewnętrznego wału. W wyniku kasowania wcisku promienie współpracujących powierzchni wyrównują się, a na powierzchniach tych działa ciśnienie p_s równe ciśnieniu radialnemu (rys. 2).



Rys. 2. Idea analogii Lamego

Ciśnienie to można wyliczyć ze wzoru:

$$p_s = \sigma_r = \frac{E\Delta(r_w^2 - r_{ww}^2)(r_{zo}^2 - r_w^2)}{2(r_{zo}^2 - r_{ww}^2)r_w^3} \quad (1)$$

gdzie:

E – moduł Younga,

$\Delta = \Delta r_o - \Delta r_w$ – wcisk,

r_w – promień zewnętrzny wałka,

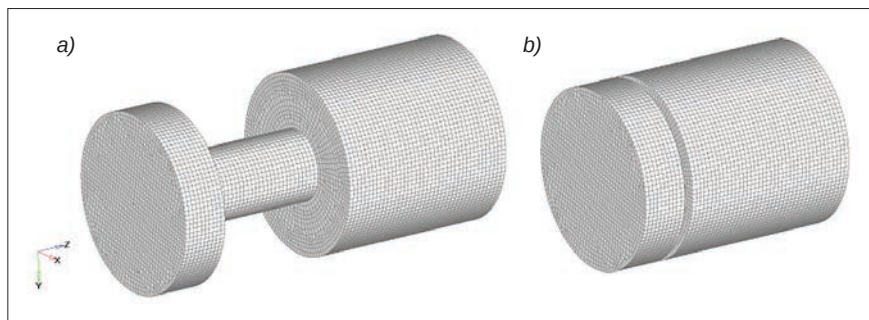
r_{ww} – promień wewnętrzny wałka,

r_{zo} – promień zewnętrzny oprawy.

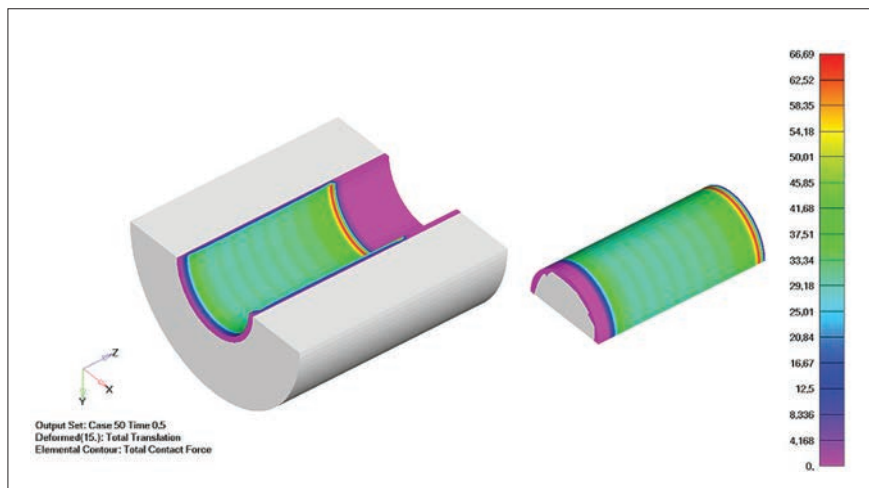
W rozważanym przypadku wał nie jest drążony, zatem $r_{ww} = 0$, $r_w = 4,006$ mm, $r_{zo} = 10$ mm, a wartość wcisku wynosi 0,006 mm. Wartość ciśnienia kontaktowego zgodnie ze wzorem (1) wynosi 132,3 MPa.

Jeśli przyjmie się, że współczynnik tarcia dla stali $\mu = 0,1$, długość połączenia wciskowego $l = 15$ mm, a średnica wałka $d = 8$ mm, to nośność połączenia przy obciążeniu siłą podłużną F wynosi:

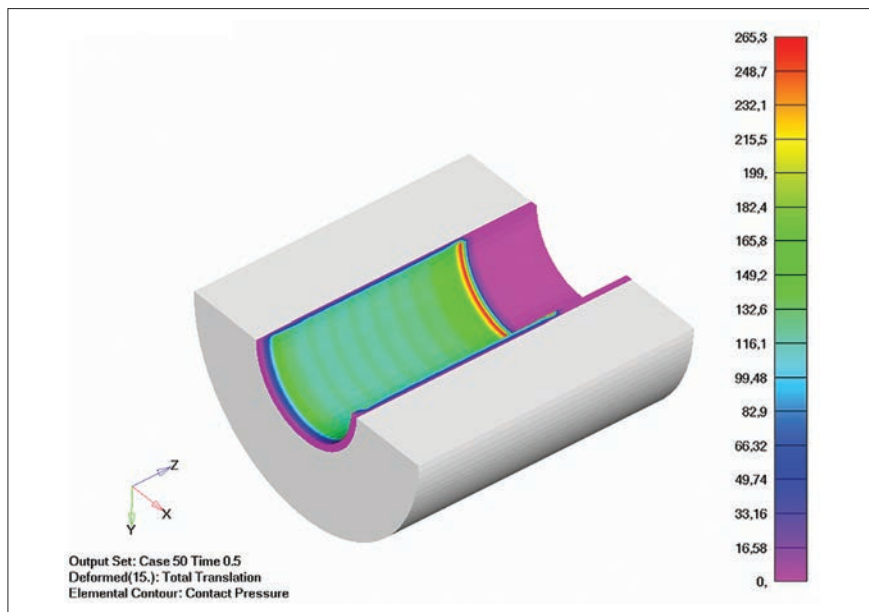
$$F = \mu \cdot \sigma_r \cdot \pi \cdot d \cdot l = 0,1 \cdot 132,3 \cdot \pi \cdot 8 \cdot 15 = 4987,6 \text{ N} \quad (2)$$



Rys. 3. Model dyskretny w konfiguracji: a) wyjściowej i b) końcowej, po wykonaniu wcisku



Rys. 4. Rozkład sił kontaktowych w oprawie i wałku – przekrój w płaszczyźnie x-z



Rys. 5. Rozkład ciśnienia kontaktowego na powierzchni kontaktu

Symulacja numeryczna wcisku

Proces wykonywania połączenia wciskowego został zamodelowany w programie FEMAP v. 11.2. Przyjęto, że moduł Younga ma wartość $2,1 \cdot 10^5$, a współczynnik Poissona – 0,3. Założono, że powierzchnia zewnętrzna wałka i powierzchnia wewnętrzna oprawy są powierzchniami kontaktowymi, a cała odchyłka wymiarowa 0,006 mm została przypisana do wałka.

Model dyskretny wałka i tulei w konfiguracji wyjściowej zaprezentowano rys. 3. Został on podzielony siatką heksagonalną na trójwymiarowe elementy o wymiarach 1 mm.

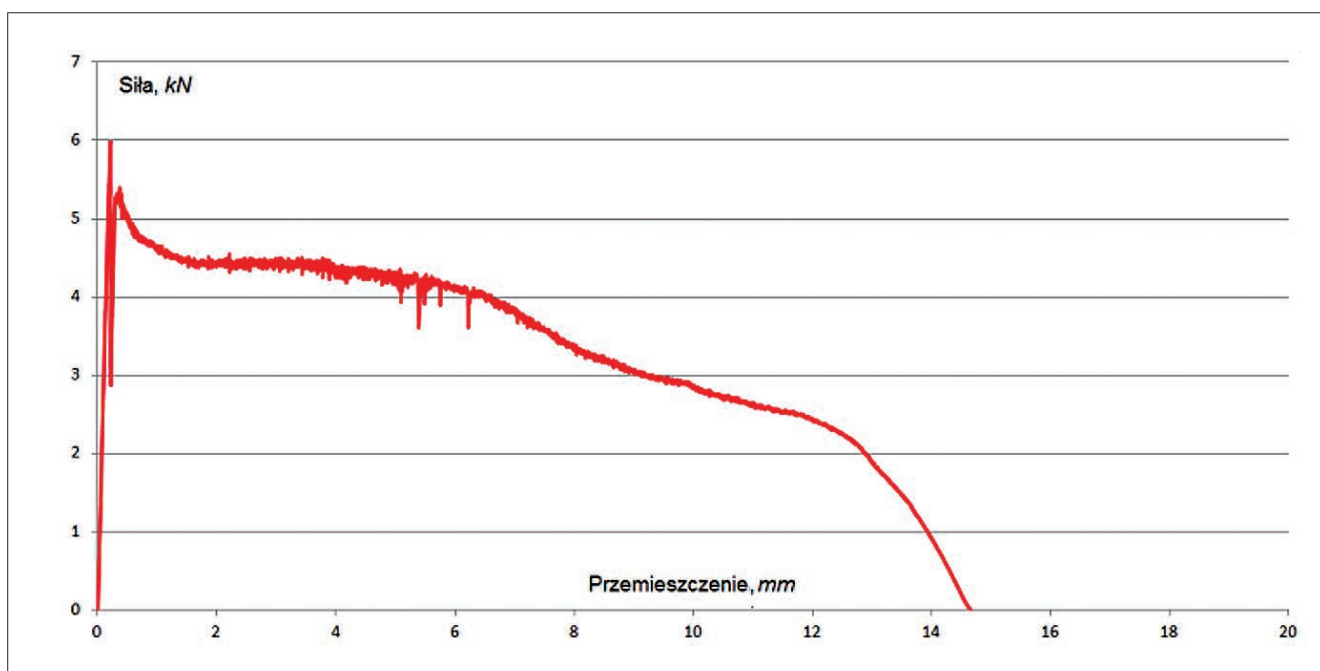
Symulację przeprowadzono z zastosowaniem zaawansowanej, nieliniowej analizy statycznej. W analizie tej obciążenie zostało zrealizowane dwuetapowo w 100 kolejnych krokach o wartości kroku równej 0,01. Pierwszy etap obciążenia, zdefiniowany jako przemieszczenie czoła wałka, przeprowadzono w 50 krokach, co odpowiada przemieszczeniu równemu 0,3 mm w każdym kroku.

Na rys. 4 przedstawiono rozkład sił kontaktowych na powierzchni wałka i otworu oprawy po dokonaniu wcisku na długości 15 mm. Maksymalna wartość siły kontaktu wynosi 66,69 N/mm².

Na rys. 5 zamieszczono rozkład ciśnienia kontaktowego na powierzchni kontaktu w oprawie. Wynosi ono maksymalnie 256 MPa i różni się o 124 MPa od wartości ciśnienia otrzymanej ze wzorów Lamego.

W drugim etapie do szerszej podstawy wałka przyłożono obciążenie 100 N/mm^2 realizowane w kolejnych 50 krokach, co odpowiada obciążeniu 2 N/mm^2 w każdym kroku obciążania.

Wyraźny spadek naprężeń kontaktowych nastąpił w ósmym kroku obciążenia, co odpowiada obciążeniu 16 N/mm^2 lub sile skupionej o wartości ok. 6000 N wobec 5000 N otrzymanych ze wzoru Lamego.



Rys. 6. Wykres zależności siły od przemieszczenia od momentu początkowego zerwania połączenia aż do całkowitego wysunięcia się wałka z oprawy

Badania doświadczalne połączenia wciskowego

W celu zweryfikowania obliczeń numerycznych przeprowadzono testy zerwania połączenia wciskowego. Zastosowano w nich urządzenie pomiarowe złożone z siłownika firmy MTS wyposażonego w czujnik siły, czujnik przemieszczeń oraz adapter mocujący.

Wykres zrywania połączenia wciskowego prowadzonego do całkowitego wysunięcia się wałka z oprawy przedstawiono na rys. 6.

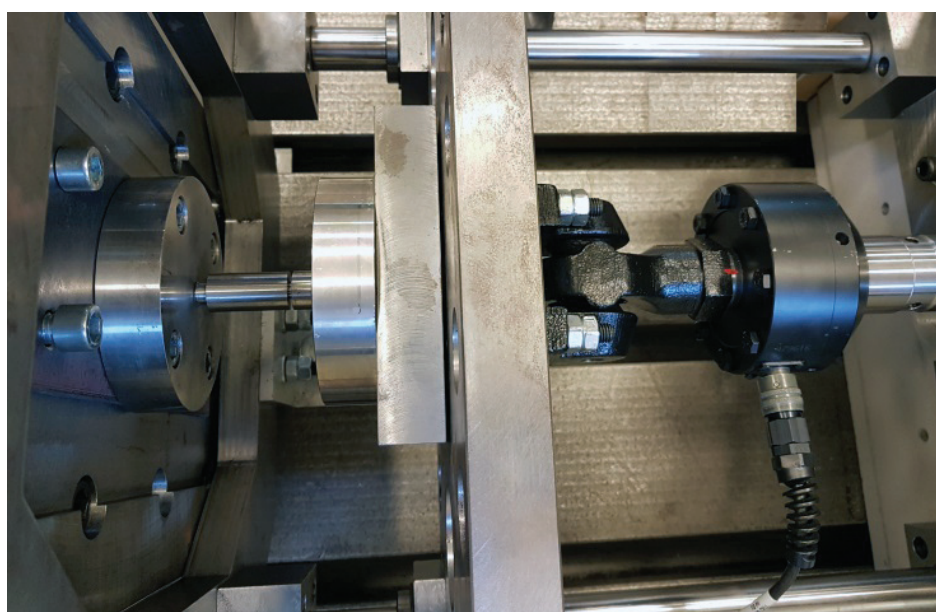
Jak wynika z wykresu (rys. 6), zerwanie połączenia nastąpiło po osiągnięciu siły równej 6000 N.

Podsumowanie

Obliczenia numeryczne prowadzone z zastosowaniem MES, zweryfikowane doświadczalnie, wykazały, że stoso-

wanie wzorów Lamego do określenia nośności połączeń wciskowych daje oszacowanie z niedomiarem. Wpływa to niekorzystnie na optymalne wykorzystanie możliwości połączenia w zakresie przenoszenia obciążeń. Różnica w wartości maksymalnej siły powodującej zerwanie naprężeń kontaktowych w stosunku do siły otrzymanej ze wzoru (2) wynosi aż 20%. Należy przypuszczać, że różnica ta może ulec zwielokrotnieniu w przypadku większych wymiarów zespołu wałek–oprawa lub większych odchyłek wymiarowych, co będzie przedmiotem dalszych analiz.

Zagadnienie Lamego jako zadanie kołowo symetryczne zakłada zerowe wartości naprężeń stycznych, co w przypadku połączeń wciskowych jest założeniem błędnym, toteż wartość ciśnienia kontaktowego wyznaczoną ze wzoru (1) można stosować jedynie jako przybliżone oszacowanie ciśnienia kontaktowego w połączeniu.



Rys. 7. Siłownik MTS z adapterem mocującym połączenie

LITERATURA

1. Cajuhi A.J., Pepe I.M. "Using finite element analysis and strain gauge experimental data to evaluate stress concentration factor on press-fit assembly". *20th International Congress of Mechanical Engineering*. Gramado, RS, Brazil (2009): s. 15–20.
2. Gallio G. i in. "Study of the interference contribution on the performance of an adhesive bonded press-fitted cylindrical joint". *Int. Journal of Adhesion & Adhesives*. 53 (2014): s. 89–96.
3. Hüyük H. i in. "Analysis of elastic-plastic interference-fit joints". *Procedia Engineering*. 81 (2014): s. 2030–2035.
4. Croccolo D., Vincenzi N. "Stress concentration factors in compression-fit couplings". *J. Mechanical Engineering Science*. 224, C (2009): s. 1143–1151.
5. Sinitsyna V., Sinitsyn A. "Finite-element analysis of parts stress state of tight joint assembled by press fitting". *Modern Mechanical Engineering*. 4 (2014): s. 198–206.