

Model of compression-expansion joint of liner with blind cylinder case in combustion engine

Abstract: The analytical and numerical solving of compression-expansion joint of the cylinder liner with the blind cylinder case for the air-cooled engine FRANKLIN PZL-F 4A-235-B31 is presented. Two cylinder liners varied with wall thickness were taken into consideration. A planar stress state was analytically analyzed by Lamé theory of elasticity. The results were compared with numerical solution, which has been done by FEA using PATRAN system. An axial-symmetrical and planar model with flat contact elements was analyzed. Material characteristics for the liners made of grey cast iron and for cylinder case made of heat-resisting aluminum alloy were determined experimentally. As a result, the stress and dislocations patterns for these elements were obtained.

Key words: compression-expansion joint, engine cylinder device, cylinder stress pattern, analytical stress model, finite element analysis FEA

Model połączenia skurczowo-rozprężnego tulei z nieprzelotowym cylindrem silnika spalinowego

Streszczenie: W artykule przedstawiono rozwiązanie analityczne i numeryczne połączenia skurczowo-rozprężnego tulei cylindrowej z kadłubem – nieprzelotowym cylindrem silnika spalinowego chłodzonego powietrzem FRANKLIN PZL-F 4A-235-B31. Rozpatrywano połączenia dwu wariantów tulei cylindrowych o odmiennej grubości ścianki. Analizowano płaski stan naprężenia z teorii sprężystości, tzw. zadanie Lamé'go, metodą analityczną. Wyniki porównano z obliczeniami numerycznymi metodą elementów skończonych w systemie PATRAN. Rozpatrywano model osiowo-symetryczny i płaski z elementami kontaktowymi płaskimi. Charakterystyki materiałowe dla tulei z żeliwa szarego i kadłuba cylindra z żaroodpornego stopu aluminium wyznaczono doświadczalnie. W wyniku obliczeń uzyskano stan wyężenia tulei cylindrowej i kadłuba cylindra oraz dyslokacji tych elementów.

Słowa kluczowe: połączenie skurczowo-rozprężne, cylinder silnika, stan wyężenia cylindra, model analityczny naprężzeń, metoda elementów skończonych MES

1. Wprowadzenie

Zawory wydechowe, tłoki i tuleje cylindrowe należą do najbardziej obciążonych elementów silnika spalinowego [1]. Analiza wytrzymałościowa stanu naprężenia i przemieszczenia elementów zespołu cylindra umożliwia poprawę jego właściwości użytkowych i niezawodności. Powinna być ona szybka, co wymaga zastosowania numerycznej techniki obliczeniowej [2-5]. Zastosowanie metody elementów skończonych umożliwia w opracowywanej technologii wytwarzania i montażu uwzględnienie między innymi obciążenia wciskiem, przemieszczeniem, siłą, ciężarem, bezwładnością, ciśnieniem, ciepłem, gradientem temperatury. Metoda elementów skończonych umożliwia także łatwe uwzględnienie kształtu, wymiarów oraz charakterystyki wytrzymałościowej i cieplnej materiałów. Taka analiza jest pomocna przy ustalaniu wstępnych założeń konstrukcyjnych nowych i modernizowanych konstrukcji [6]. Zwykle, bowiem badania doświadczalne modeli fizycznych są długotrwałe i drogie.

2. Realizacja i właściwości użytkowe połączenia skurczowo-rozprężnego tulei cylindrowej z kadłubem

Połączenia wciskowe części maszyn mają cierną zdolność przenoszenia obciążeń. Zasadniczo zaliczane są do połączeń nierozłącznych. W zależności od sposobu uzyskania połączenia wciskowego dzieli się je na wtlaczone i skurczowe [7-11]. Są to połączenia utworzone przez siły sprężyste, wywołane odkształceniem montowanych części, spowodowanym przez różnicę ich wymiarów. Wykonanie połączeń wtlaczanych wymaga dużej siły montażu. Jej zmniejszenie można uzyskać poprzez dużą gładkość powierzchni oraz zastosowanie stożkowej fazy wejściowej. Smarowanie powierzchni jest stosowane sporadycznie. Istnieje bowiem niebezpieczeństwo pogorszenia przewodności cieplnej połączenia. Łączenie skurczowe lub rozprężne ułatwia montaż [7, 8, 10, 11], ponieważ zmiana temperatury jednej lub obu części zapewnia uzyskanie wystarczającego luzu. Połączenia wciskowe cechuje prostota i

łatwość montażu. Znajdują one także szerokie zastosowanie w nanotechnologii i elektronice.

Połączenia wciskowe przenoszą obciążenia normalnie i stycznie, wywołane poprzez siłę lub moment siły, zarówno w sposób statyczny, jak i dynamiczny. Mogą przenosić równocześnie odmienne obciążenia mechaniczne i cieplne. Nie wprowadzają niekorzystnych koncentracji naprężeń. Połączenia wciskowe wykazują jednak wady, takie jak: konieczność zachowania dużej dokładności wykonania czy gładkości powierzchni, niekiedy konieczność dodatkowego zwiększenia współczynnika tarcia zwykle poprzez wcieranie ziaren korundu [11], niebezpieczeństwo zakleszczenia lub zatarcia przy montażu. W zastosowaniach silnikowych dochodzi do tego wrażliwość na zmiany temperatury, duże naprężenia rozciągające w kadłubie oraz krawędziowe koncentracje naprężeń w tulejach cylindrowych. Istnieje także niebezpieczeństwo dużej zmiany współczynnika tarcia pomiędzy tuleją cylindrową a kadłubem.

Projektując połączenie wciskowe tulei z cylindrem należy brać pod uwagę to, że pojemność i przewodność cieplna tulei jak również konduktancja kontaktowa połączenia winny być odpowiednio wysokie [1]. Przewodność cieplna może być niedostateczna zwłaszcza w przypadku odkształcenia plastycznego lub innego mechanizmu utraty zacisku. Uwzględnić należy także właściwości sprężysto-tłumiące połączenia wciskowego, zmiany stanu pola odkształceń w czasie eksploatacji oraz działanie obciążenia w analizie pełzania [2, 9]. Optymalizacja złożeń zespołu cylindra może jednak wpływać korzystnie na masę silnika, wysilenie i dynamikę pracy.

Podstawowym wymogiem zespołu cylindra jest zapewnienie małej siły tarcia, zużycia tribologicznego oraz szczelności grupy tłokowo-cylindrowej [12]. Wymagania dodatkowe połączenia tulei cylindrowej z kadłubem to: odporność na obciążenia zmienne o dużej dynamice wywołane ciśnieniem spalania, odporność na obciążenie siłą boczną układu korbowo-tłokowego, odporność na obciążenie cieplne, a zwłaszcza wywołane gradientem temperatury, jak również odporność na odkształcenie plastyczne, pełzanie i zmęczenie [12-14]. Połączenie tulei cylindrowej z kadłubem powinno także zachowywać sprężystość lub adhezję bez wystąpienia odkształceń plastycznych oraz szczelin, jak również być odporne na zmęczenie, fretting i korozję.

3. Modelowanie połączenia tulei cylindrowej i kadłuba - materiały, warianty obliczenia

Objektem badań był silnik FRANKLIN F. 4A-235-B4 [6]. Przedmiotem z kolei zespół składający się z tulei cylindrowej żeliwnej oraz kadłuba

wykonanego z żaroodpornego stopu aluminium. W procesie montażu kadłub jest nagrzany do temperatury 300°C, a tuleja oziębiona suchym lodem do -200°C.

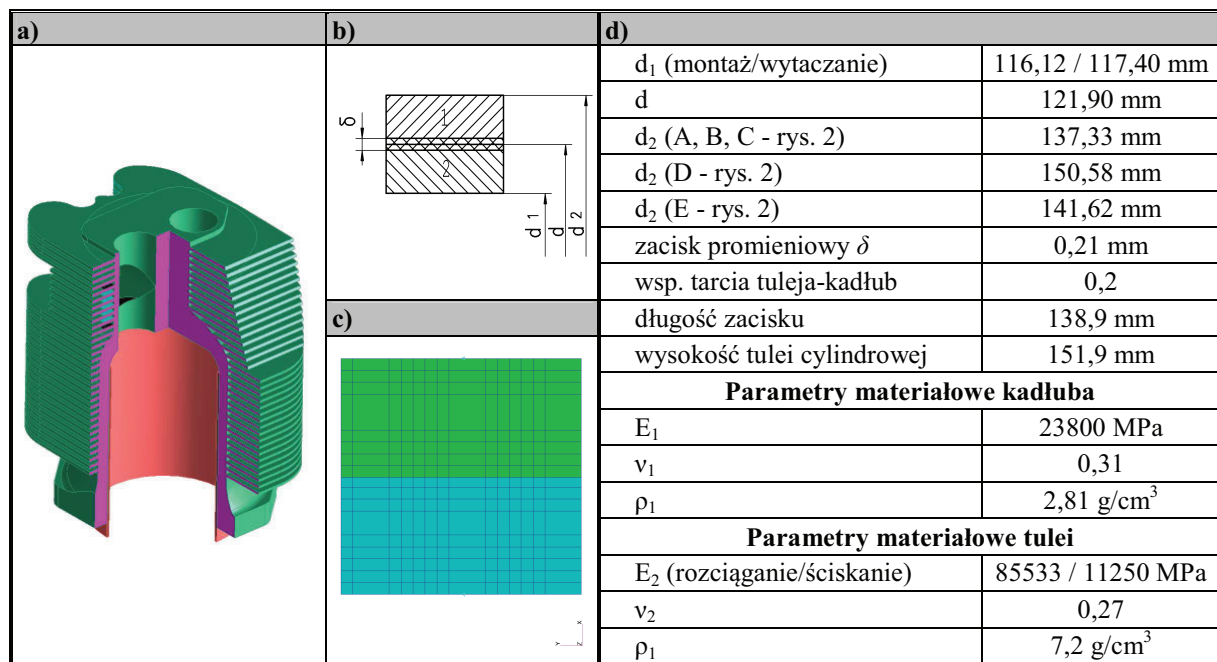
Tuleję wykonano z żeliwa szarego perlitycznego M-219, klasy 35 (ASTM A48), o minimalnej wytrzymałości na rozciąganie 248 MPa; obraz płatków grafitu o wielkości 4-6 i rozmieszczeniu A lub B wg ASTM A247. Skład chemiczny żeliwa zawierał: C 3,2%, Mn 0,6%, Si 2,2%, Ni 0,6%, Cr 0,5%, Cu 0,6%, S 0,06%, Fe jako reszta. Twardość żeliwa była w granicach HRB 95-104 (200-262 HB).

Kadłub cylindra wykonany był z odlewniczego, żaroodpornego stopu aluminium M-309 (AlCu4Ni2Mg2) o składzie: 4,3% Cu, 2,1% Ni, 1,5% Mg, 0,3% Zn, 0,1% Fe, 0,1% Si, (Al stanowiło resztę). Odlew poddano wyżarzaniu zmiękczającemu, utwardzaniu wydzieleniowemu T6 i po jego obróbce mechanicznej stabilizacji. Twardość kadłuba wynosiła HB 90. Struktura metalograficzna zawierała w osnowie roztwór stały α -Al z sferoidalnymi cząstkami wydzieleni faz oraz siatkę wydzieleni utworzoną przez fazy międzymetaliczne [15].

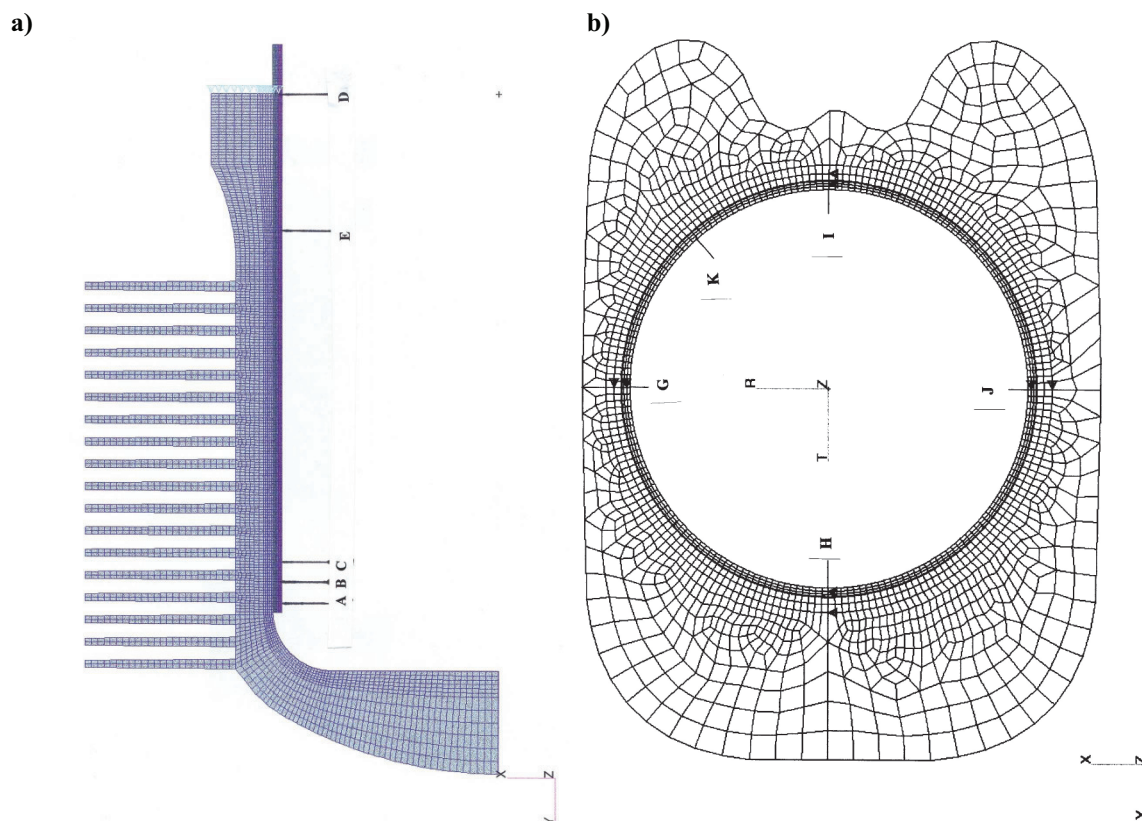
Podstawą do określenia stanu naprężenia i przemieszczenia części połączonych wciskowo w zakresie sprężystym jest rozwiązanie w teorii sprężystości tzw. zadania Lamé'go dla rury grubościennej [3, 4, 7, 8, 10]. W zagadnieniu rur grubościennych rozwiązuje się dwa przypadki: płaski stan naprężenia, gdy końce rury pozostają całkowicie swobodne i wówczas $\sigma_z=0$, oraz płaski stan odkształcenia, gdy końce rury są utwierdzone a więc bez możliwości ich odkształcenia osiowego, wówczas $\varepsilon_z=0$. W praktyce żaden z tych wymienionych przypadków nie odpowiada w pełni warunkom połączenia wciskowego zespołu cylindra ze względu na istnienie siły tarcia na granicy połączenia, przeciwdziałającej swobodnemu odkształceniu elementów.

Obliczenia wytrzymałościowe stanu naprężeń i przemieszczeń zespołu cylindra prowadzono metodą elementów skończonych. Model zespołu cylindra dla elementów bryłowych jest bardzo duży. Dlatego uznano za uzasadnione zastosowanie uproszczenia analizy modelami: osiowo-symetrycznym i płaskim (rys. 2). Przyjęte typy modeli pozwalają na otrzymanie trójosiowego stanu naprężenia na podstawie tychże modeli dwuwymiarowych [2-5]. W prowadzonej analizie wytrzymałościowej dot. procesu technologicznego montażu, połączenie skurczowo-rozprężne zespołu cylindra jest obciążone zaciskiem, siłą tarcia tulei cylindrowej z kadłubem oraz siłą ciężkości wynikającą z masy części.

Rozpatrywano następujące etapy konstrukcyjne zespołu cylindra:



Rys. 1. Modelowany zespół cylindra: a) widok aksonometryczny z wycięciem zespołu, b) model rur grubościennych do obliczeń analitycznych kadłuba (1) i tulei cylindrowej (2) połączonych z zaciskiem δ , c) model MES rur grubościennych, d) dane geometryczne i materiałowe połączenia skurczowo-rozprężnego



Rys. 2. Modele MES połączenia skurczowo-rozprężnego tulei cylindrowej i kadłuba: a) model osiowo-symetryczny, b) model płaski

1. Rury grubościenne dla płaskiego stanu naprężenia, zadanie Lamé'go (rys. 1b) – stan po montażu tulei grubej w kadłubie, zespół przygotowany do wytaczania i gładzenia otworu cylindra (obliczenia za pomocą arkusza EXCEL).

2. Rury grubościenne z tarcieniem (model FEM, rys. 1c) z symulacją procesu wytaczania tulei cylindrowej (obliczenia systemem MSC PATRAN).

3. Kadłub bez żeber chłodzących, model osiowo-symetryczny FEM, tuleja cylindrowa o

dwóch odmiennych grubościach ścianki (rys. 1) - obliczenia systemem MSC PATRAN.

4. Kadłub z żebrami chłodzącymi, model osiowo-symetryczny FEM (rys. 2a), tuleja cylindrowa o dwóch odmiennych grubościach ścianki - obliczenia systemem MSC PATRAN.

5. Kadłub z żebrami chłodzącymi, model płaski MES (rys. 2b), tuleja cylindrowa o dwóch odmiennych grubościach ścianki - obliczenia systemem MSC PATRAN.

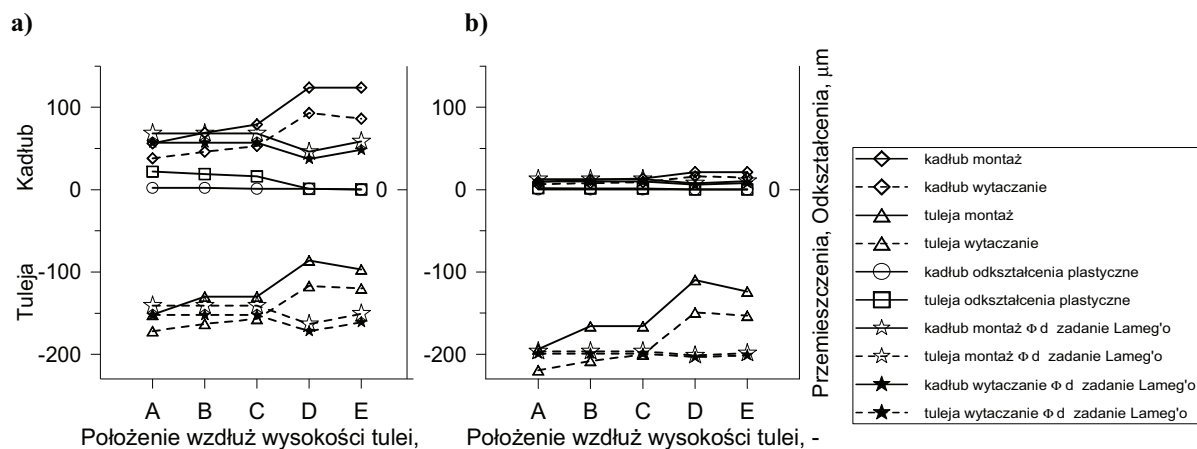
Siatka elementów skończonych tulei cylindrowej i kadłuba została wygenerowana automatycznie po zadaniu istotnych parametrów generacji. Stosowano różne elementy dwuwymiarowe płaskie: trójkątne 3 lub 6 węzłowe i czworokątne 4 lub 8 węzłowe. Elementy kontaktowe z kolei osiowosymetryczne (ang. Axisymmetric) dwuwymiarowe (ang. 2D Interface) typu sprzęgającego, zmiękczonego (ang. Elastic Slip Soft Contact) o topologii czterowęzłowej. Przykładowo model osiowo-symetryczny połączenia kadłuba z tuleją cylindrową grubą miał liczbę elementów: kadłub 3942, tuleja cylindrowa 1846 i kontakt 188. Liczba węzłów wynosiła dla kadłuba 4622 oraz tulei cylindrowej 1632. Przyjęto sprężysty podatny model tarcia o współczynniku 0,2.

4. Analiza wyników badań

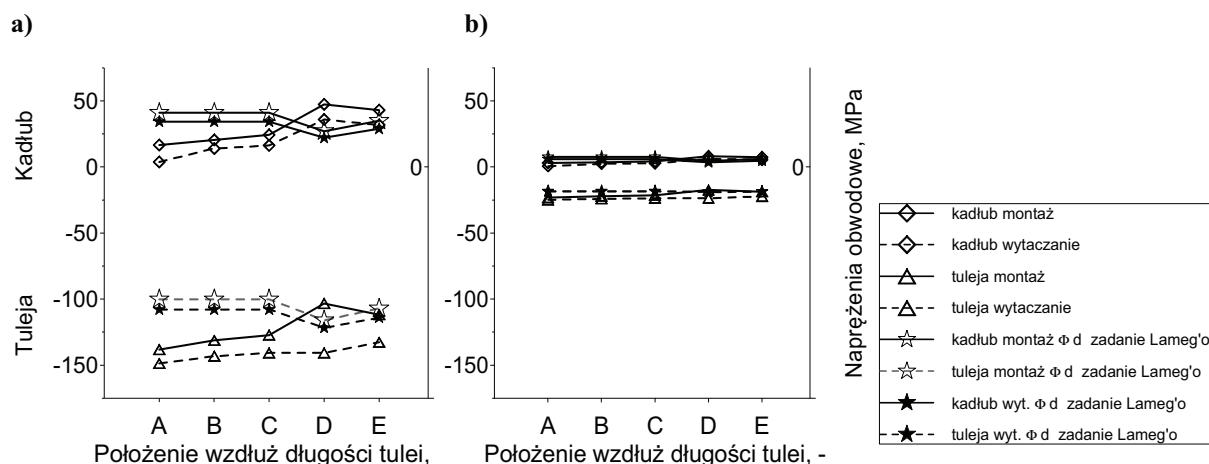
Jako rezultat obliczeń metodą elementów skończonych otrzymano wyniki w postaci map izolinii. Z tej komunikatywnej prezentacji odczytano odpowiednie wartości stanu naprężenia, przemieszczenia, odkształcenia i nacisków (ciśnień) w przekroju cylindra. Dla celów porównawczych wybrano pięć przekroi prostopadłych do osi zespołu cylindra oznaczonych literami A, B, C, D, E i cztery przekroje płaskie G, H, I, J, oraz przekrój o najmniejszych przemieszczeniach K (rys. 2).

Uzyskano dużą zbieżność wyników dla rozwiązania analitycznego zadania Lamé'go (analiza 1 i 2) w porównaniu z modelami FEM. Praktycznie całkowitą zgodność otrzymano dla przemieszczeń promieniowych. Wyniki były niezależnie od rodzaju modelu MES (gęsta czy rzadka siatka elementów) oraz od przyjętych wartości współczynników tarcia, z zakresu 0,001-0,5, zastosowanych do opisu własności elementów kontaktowych. Relatywnie mniejszą zbieżność wyników otrzymano dla naprężeń promieniowych i obwodowych (maksymalny błąd względny 5%). Naprężenia określone z rozwiązań zadania Lamé'go z płaskim stanem naprężenia są znacznie bliższe uzyskanym rozwiązaniom MES. Przemieszczenia promieniowe oraz naprężenia promieniowe i obwodowe zmieniają się nieznacznie ze zmianą współczynnika tarcia. Znacznie większy wpływ współczynnika tarcia daje się zauważyć na wartości naprężeń osiowych płaskiego stanu odkształcenia. Wyniki te potwierdza również praca [17].

Analiza przemieszczeń z modelu kadłuba bez żeber (analiza 3) wskazuje na większą deformację tulei cylindrowej o grubszej ściance (rys. 3). Widać także nierównomierne przemieszczenie tulei cylindrowej i kadłuba wzdłuż tworzącej cylindra. Z obliczeń analitycznych zadania Lamé'go otrzymano zbliżone do poprzednich przemieszczenia promieniowe w przekrojach A, B, C oraz znaczne różnice przemieszczeń w przekrojach D i E. Przyjęcie w tych analizach modelu materiału żeliwa ściskanego wskazuje z kolei na większe przemieszczenia tulei cylindrowej oraz mniejsze i bardziej równomierne kadłuba (rys. 3b). Tutaj, analogicznie jak poprzednio, przemieszczenia tulei są większe w zadaniu Lamé'go aniżeli otrzymane z analizy MES. Model materiału żeliwa rozciąganego wskazuje na wystąpienie niewielkich odkształceń plastycznych na samym końcu tulei w pobliżu głowicy (rys. 3a).



Rys. 3. Przemieszczenia promieniowe kadłuba bez żeber chłodzących i tulei cylindrowej wyznaczone na podstawie obliczeń MES, przemieszczenia wyznaczone analitycznie dla zadania Lamé'go płaskiego stanu naprężenia oraz odkształcenia plastyczne na podstawie obliczeń MES, zacisk $\delta = 0,21$ mm: a) model żeliwa rozciąganego, b) model żeliwa ściskanego



Rys. 4. Naprężenia obwodowe kadłuba bez żeber chłodzących i tulei cylindrowej wyznaczone na podstawie obliczeń MES oraz wyznaczone analitycznie dla zadania Lamé'go płaskiego stanu naprężenia, zacisk $\delta = 0,21$ mm: a) model żeliwa rozciąganego, b) model żeliwa ściskanego

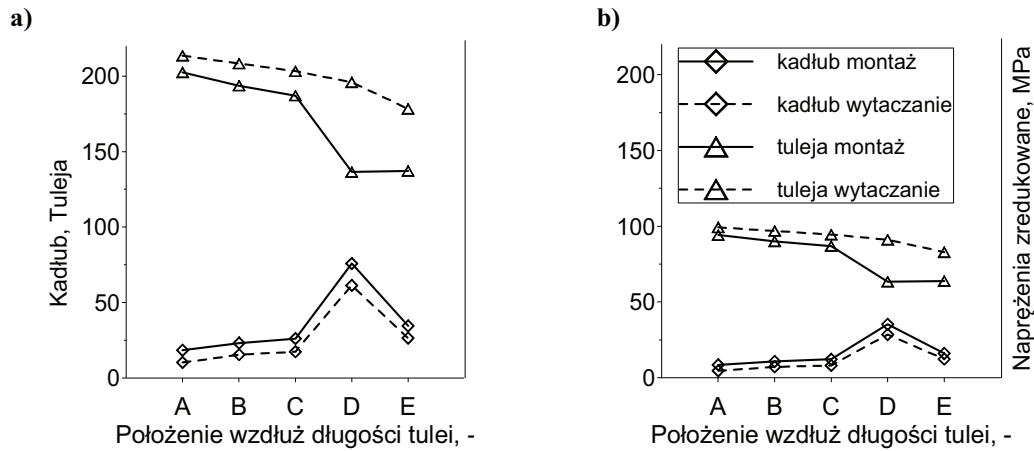
Wówczas w tulei cylindrowej odkształcenia plastyczne z modelu MES wynoszą 0,022 mm, w przekroju A. W kadłubie są zdecydowanie mniejsze i wynoszą 0,008 mm. Na podstawie modelu materiału żeliwa ściskanego nie stwierdzono odkształceń plastycznych w tulei cylindrowej i kadłubie. W rozkładzie naprężeń promieniowych i obwodowych (rys. 4), wzdłuż długości styku tulei cylindrowej i kadłuba, można zauważyć dwa miejsca ich koncentracji. Dotyczy to zarówno tulei cylindrowej jak i kadłuba. Pierwsza koncentracja zlokalizowana jest na samym końcu tulei w pobliżu głowicy kadłuba, druga przy kołnierzu kadłuba. Naprężenia promieniowe mają zbliżoną wartość wzdłuż długości tulei cylindrowej i kadłuba, za wyjątkiem przekroju D. Generalnie są to małe naprężenia ściskające, do -11 MPa. Mają one jeszcze mniejszą wartość na podstawie modelu żeliwa ściskanego. Naprężenia obwodowe (rys. 4) mają największą wartość w tulei cylindrowej cienkiej (-149 MPa). W kadłubie bez żeber chłodzących naprężenia są rozciągające i odmienne aniżeli uzyskano na podstawie zadania Lamé'go. Największa wartość naprężeń obwodowych w kadłubie wynosiła 47 MPa. W modelu materiału żeliwa ściskanego naprężenia obwodowe w tulei cylindrowej i kadłubie są zdecydowanie mniejsze. W tulei cylindrowej naprężenia obwodowe mają wartość do -25 MPa. Ciśnienie w połączeniu skurczowo-rozprężnym zmienia się wzdłuż tworzącej zespołu cylindra w niewielkim stopniu (10-12 MPa). Jednakże występuje nagły wzrost ciśnienia przy kołnierzu kadłuba (przekrój D) do wartości 69 MPa. Spowodowane jest to dużą zmianą przemieszczenia tulei poza obszarem kadłuba. Z obliczeń zadania Lamé'go i analizy modelu MES, dla modelu materiału żeliwa ściskanego, naciski jednostkowe są mniejsze.

Z modelu osiowo-symetrycznego zespołu cylindra o kadłubie z żebrami chłodzącymi (analiza 4) wynika, iż tuleje cylindrowe o badanych

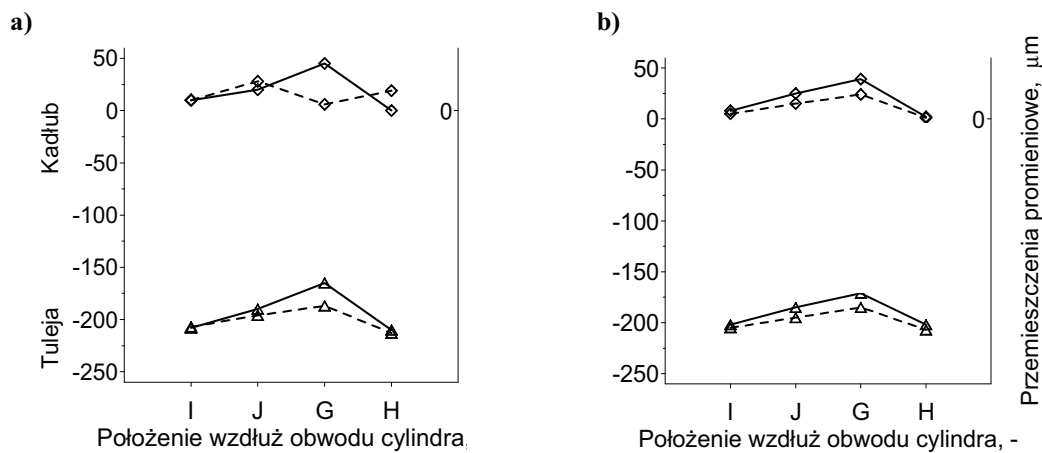
grubościach ścianki ulegają zbliżonym przemieszczeniom. Przemieszczenia tulei cylindrowej kadłuba z żebrami chłodzącymi są większe o 8% w porównaniu z przemieszczeniami w kadłubie bez żeber. Przemieszczenie tulei cylindrowej w modelu żeliwa ściskanego jest także nierównomierne oraz większe o 15% niż w modelu materiału żeliwa rozciąganego. Taki charakter przemieszczenia powoduje odchyłkę stożkowatości tulei cylindrowej o mniejszej średnicy w obszarze głowicy cylindra (w rozpatrywanym przypadku wynosi ona promieniowo około 0,071 mm). Jest to trudna do usunięcia w technologii wytwarzania odchyłka zarysu tworzącej cylindra, a jej niwelacji najczęściej dokonuje się poprzez wytaczanie. Analogicznie jak poprzednio, stwierdzono niewielkie odkształcenia plastyczne w tulei cylindrowej i kadłubie, ale tylko dla modelu materiału żeliwa rozciąganego. Nie prowadzi to jednak do utraty zacisku i spadku nacisków jednostkowych. Maksymalne naprężenia promieniowe na kołnierzu kadłuba w porównaniu do poprzedniego wariantu wzrosły nieznacznie. Także naprężenia zredukowane H-M-H (Huberavon Misesa-Hencky, rys. 5) są większe, lecz bardzo nieznacznie (o 2%), w tulei cylindrowej osadzonej w kadłubie z żebrami. Największa wartość tych naprężeń w tulei cylindrowej wynosi 210 MPa. Maksymalne wartości zlokalizowano, jak i poprzednio, w okolicy głowicy. Wówczas w kadłubie naprężenia zredukowane H-M-H w przekroju D wynoszą 75 MPa. Z analizy materiału żeliwa ściskanego ich wartość w tulei cylindrowej wynosi 98 MPa. Naprężenia te są wynikiem dużej składowej naprężeń obwodowych. Występuje także składowa osiowa naprężeń. Największa jej wartość występuje w przekroju D. Jej wartość w modelu materiału żeliwa rozciąganego tulei cienkiej wynosi -180 MPa oraz modelu materiału żeliwa ściskanego -90 MPa. Naciski jednostkowe w połączeniu skurczowo-rozprężnym zmieniają się wzdłuż

tworzącej zespołu cylindra analogicznie jak w analizie nr 3. Mają jednak nieco większe wartości. Po wytaczaniu tulei cylindrowej ciśnienie w strefie

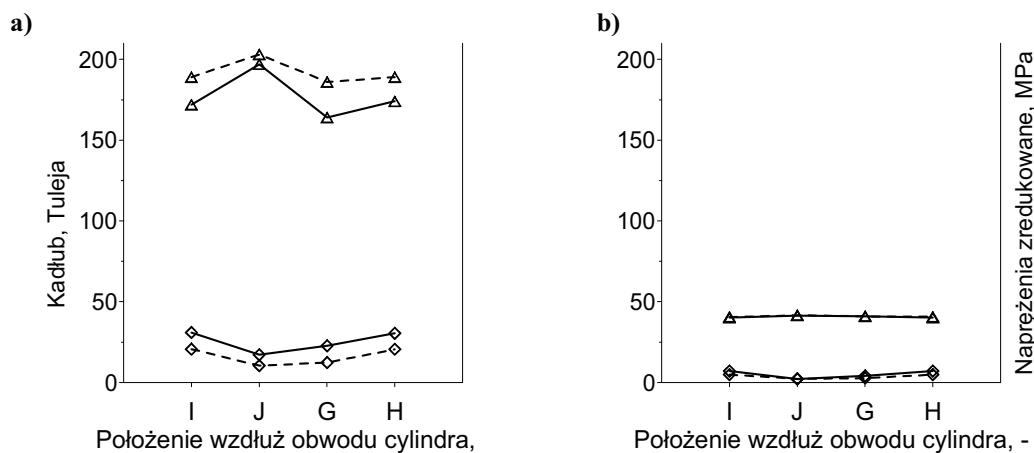
kontaktu spadło o około 30% i wahało się w granicach 8-12 MPa. Ma także miejsce jego spiętrzenie w przekroju D.



Rys. 5. Naprężenia zredukowane H-M-H modelu osiowo-symetrycznego kadłuba z żebrami chłodzącymi i tulei cylindrowej, zacisk $\delta = 0,21$ mm: a) model żeliwa rozciąganego, b) model żeliwa ściskanego



Rys. 6. Przemieszczenia promieniowe modelu płaskiego kadłuba z żebrami chłodzącymi i tulei cylindrowej, zacisk $\delta = 0,21$ mm: a) model żeliwa rozciąganego, b) model żeliwa ściskanego



Rys. 7. Naprężenia zredukowane H-M-H modelu płaskiego kadłuba z żebrami chłodzącymi i tulei cylindrowej, zacisk $\delta = 0,21$ mm: a) model żeliwa rozciąganego, b) model żeliwa ściskanego

Przemieszczenie tulei cylindrowej w modelu płaskim (analiza 5) w małym stopniu zależą od grubości ścianki i wynoszą 0,020-0,021 mm. Nie ulegają także istotnym zmianom w modelu materiału żeliwa ściskanego (rys. 6). Wartości odchyłki zarysu okrągłości nie przekraczają wartości 0,045 mm. Naprężenia zredukowane H-M-H w tulei cylindrowej cienkiej są nieco większe niż w tulei cylindrowej w większej grubości ścianki, i wynoszą 203 MPa (rys. 7). Wartość naprężeń zredukowanych H-M-H w kadłubie wynosi 31 MPa. Na podstawie analizy modelu żeliwa ściskanego wartości tych naprężeń są zdecydowanie mniejsze i wynoszą odpowiednio 42 MPa i 4 MPa.

Dodatkowe obliczenia połączenia skurczowo-rozprężnego zespołu cylindra systemem ABAQUS były zgodne z obliczeniami systemem MSC PATRAN dla modelu materiału żeliwa ściskanego.

5. Wnioski

W artykule przedstawiono analizę wytrzymałościową stanu naprężenia i przemieszczenia w połączeniu skurczowo-rozprężnym tulei cylindrowej z kadłubem na podstawie modelu osiowo-symetrycznego i płaskiego zespołu cylindra. Analiza dotyczyła cylindra nieprzelotowego silnika spalinowego chłodzonego powietrzem FRANKLIN PZL-F 4A-235-B31. Na podstawie przeprowadzonych obliczeń i symulacji sformułowano szczegółowe wnioski poznawcze.

1. Przemieszczenia promieniowe rur grubościennych wg zadania Lamé'go płaskiego stanu naprężenia są całkowicie zgodne z przemieszczeniami uzyskanymi z obliczeń MES rozpatrywanego modelu połączenia z tarciami. Naprężenia promieniowe, obwodowe i naciski jednostkowe z tych modeli wykazują relatywnie większe różnice (maksymalny błąd względny 5%). Większe różnice występują pomiędzy wartościami naprężeń wzdłużnych uzyskanych z modelu MES i zadania Lamé'go płaskiego stanu odkształcenia.

2. Analiza wytrzymałościowa stanu naprężenia i przemieszczenia modelu MES kadłuba bez żeber

chłodzących jest częściowo zgodna z zadaniem Lamé'go płaskiego stanu naprężenia.

3. Z modelu zespołu cylindra o kadłubie bez i z żebrami chłodzącymi wynika, iż w procesie technologicznym montażu skurczowo-rozprężnego występują nierównomierne przemieszczenia tulei cylindrowej i kadłuba, zarówno wzdłuż długości tworzącej cylindra jak i na jego obwodzie. Są one powodem powstawania odchyłki walcowości otworu cylindra. Stwierdzono to na podstawie modelu osiowo-symetrycznego i płaskiego dla połączenia z tuleją cylindrową o cienkiej i grubej ściance. Usunięcie z tulei cylindrowej w zmontowanym zespole cylindra nadatku obróbkowego promieniowego o wartości 0,64 mm wywołuje małe jej przemieszczenie. Prowadzona analiza wskazuje, że odchyłka walcowości tulei cylindrowej nie powinna wówczas przekroczyć maksymalnej wartości 0,03 mm.

4. Występują dwa miejsca koncentracji i naprężeń, zarówno na tulei jak i w kadłubie. Pierwsze zlokalizowane jest na samym końcu tulei w pobliżu głowicy kadłuba, drugie - przy kołnierzu kadłuba. Odkształceń plastycznych tulei cylindrowej i kadłuba nie obserwuje się na podstawie modelu materiału żeliwa ściskanego. Naprężenia zredukowane H-M-H tulei cylindrowej wynoszą 98 MPa. Stwierdzono tę wartość dla mniejszej grubości ścianki tulei, wynoszącej 1,8 mm, dla modelu materiału żeliwa ściskanego w kadłubie z żebrami chłodzącymi. Naprężenia w tulei są głównie wynikiem dużej składowej naprężeń obwodowych. Naprężenia zredukowane maksymalne w kadłubie mają wówczas wartość wynoszącą 35 MPa. Za poprawny do obliczeń wytrzymałościowych zespołu cylindra uznano model materiału żeliwa ściskanego.

5. W wyniku wytaczania tulei cylindrowej obserwuje się zmniejszenie przemieszczenia promieniowego tulei cylindrowej jak i kadłuba o około 20-30%. Podobnie, ciśnienie w strefie kontaktu spadło o około 30%. Maksymalne naprężenia promieniowe na kołnierzu kadłuba wzrastają nieznacznie, bo zaledwie o 5%. Wzrosły też naprężenia zredukowane w tulei o 9%.

Skróty i oznaczenia/Nomenclature

E_1, E_2	Moduł sprężystości Young'a materiału kadłuba i tulei cylindrowej
ν_1, ν_2	Liczba Poisson'a materiału kadłuba i tulei cylindrowej
σ_z, ε_z	Naprężenie i odkształcenie zredukowane
ρ_1, ρ_2	Ciężar właściwy materiału kadłuba i tulei cylindrowej
d, d_1, d_2	Średnice w modelu połączenia skurczowo-rozprężnego kadłuba i tulei

MES	Metoda elementów skończonych
CAD-FEM	Komputerowe wspomaganie konstrukcji z modelowaniem metodą elementów skończonych
H-M-H	Hipoteza energetyczna złożonego stanu naprężeń według Hubera-von Misesa-Hencky

Literatura/Bibliography

- [1] Wiśniewski T.S.: Badanie procesów wymiany ciepła w wybranych elementach silników tłokowych. Prace Naukowe „Mechanika”, z.203, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2004.
- [2] Zienkiewicz O.C.: The Finite Element Method, 3rd ed., McGraw Hill 1977.
- [3] Godzimirski J.: Zastosowanie MES do analizy wytrzymałości połączeń kolejowych. Biuletyn WAT, Wydawnictwo Wojskowej Akademii Technicznej, Warszawa 2004, 147-157.
- [4] Jachimowicz J., Wawrzyniak A.: Zastosowanie MES w zagadnieniach kontaktu elementów maszyn. Prace Instytutu Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Warszawskiej, z.19, Warszawa 1999.
- [5] Skrobol A.: Modelowanie połączeń wciskowych za pomocą MES. Projektowanie i Konstrukcje Inżynierskie, Nr 12 (27), 40-45, 2009.
- [6] Cisek Z., Kunysz J., Lejda K., Michalski J., Pawlus P., Śmieszek M., Ustrzycki A., Zajac P.: Opracowanie technologii wykonywania cylindrów zapewniającej optymalne parametry eksploatacyjne silnika tłokowego. Sprawozdanie z umowy U-4684/C, podmiot zainteresowany Politechnika Rzeszowska, etapy I VIII odpowiednio w latach 1996-1998. Projekt celowy Nr 7 T07D 009 95C/2731 wykonawca Wytwórnia Sprzętu Komunikacyjnego ‘PZL-Rzeszów’ Spółka Akcyjna.
- [7] Osiński Z. (red.): Podstawy konstrukcji maszyn. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1999.
- [8] Witkowski J.: Połączenia rozłączne. [W]: Bijak-Żochowski, Diertich M. (red.), Kacperski T., Stupnicki J., Szala J., Witkowski J.: Podstawy konstrukcji maszyn, tom 2, wyd. 3, dodruk do trzeciego wydania z 1999 roku, WNT, Warszawa 2006.
- [9] Kosior A.: Wpływ parametrów wybranych połączeń z tarciem konstrukcyjnym na właściwości sprężysto-tłumiące układów mechanicznych. Prace Naukowe, Mechanika, Politechnika Warszawska, z. 209, Warszawa 2005.
- [10] Krukowski A., Tutaj J.: Połączenia odkształceniowe. PWN, Warszawa 1987.
- [11] Mydlarz J.: Niedoceniane połączenia skurczowe. Projektowanie i Konstrukcje Inżynierskie, Nr 9 (24), 14-20, 2009.
- [12] Matzke W.: Projektowanie kadłubów silników trakcyjnych. WKiŁ. Warszawa 1987.
- [13] Neyman A.: Fretting w elementach maszyn. Wydawnictwo Politechnik Gdańskiej, Gdańsk 2003.
- [14] Szczerek M. (red.); Wiśniewski M. (red.): Tribologia i tribotechnika. Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji, Radom 2000.
- [15] Mrówka-Nowotnik G.: Examination of intermetallic phases in AlCu4Ni2Mg2 aluminium alloy in T6 condition. Archives of Metallurgy and Materials, Vol. 55, No. 2, 489-497, 2010.
- [16] Podrzucki Cz.: Żeliwo, struktura, właściwości, zastosowanie, t. 1 i 2. Wydawnictwo ZG STOP, Kraków 1991.
- [17] Mucha J.: Finite element modeling and simulating of thermomechanic stress in thermocompression bondings. Materials and Design, Vol. 30, No. 4, 1174-1182, 2009.

Mr Jacek Michalski, Ph.D., MEng. – Senior Lecturer in the Faculty of Mechanical Engineering and Aeronautics at Rzeszów University of Technology.

Dr inż. Jacek Michalski – starszy wykładowca na Wydziale Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej.



Mr Paweł Woś, Ph.D., MEng. – Assistant Professor in the Faculty of Mechanical Engineering and Aeronautics at Rzeszów University of Technology.

Dr inż. Paweł Woś – adiunkt na Wydziale Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej.

