

ANALIZA PORÓWNAWCZA WYTRZYMAŁOŚCI WYBRANYCH POŁĄCZEŃ PROWADNICOWYCH, STOSOWANYCH W BUDOWIE MASZYN

The comparative analysis of the strength on selected guide joints used in a construction of machinery

Stanisław BŁAWUCKI, Kazimierz ZALESKI

Streszczenie: Wykonywanie połączeń kształtowych wiąże się z trudnościami technologicznymi, stąd potrzeba poszukiwania nowych, prostszych do wykonania konturów. W pracy dokonano oceny porównawczej trudności wykonania i montażu połączeń kształtowych o zarysie trapezowym i teowym oraz zaproponowano nowe kształty połączeń konstrukcyjnych. Przeprowadzono obliczenia numeryczne wytrzymałości statycznej połączeń w stanie zmontowanym, z wykorzystaniem metody elementów skończonych w programie ABAQUS.

Słowa kluczowe: połączenia kształtowe, połączenia prowadnicowe, połączenia trapezowe, połączenia teowe, ABAQUS

Abstract: The performance of shaped joints is associated with many technological problems, hence the need to seek out new, simpler to perform, contours. This paper contains a comparative assessment of difficulties of performance and mounting of trapezoidal and T-slot shaped joints and new outlines of joints were proposed. There were also done the numerical computations of the static strength in ready-assembled joints with the use of finite element method in ABAQUS program.

Key words: shaped joints, guided joints, trapezoidal joints, T-slot joints, ABAQUS

Połączenia kształtowe odgrywają ważną rolę w budowie maszyn, przenosząc siłę lub moment obrotowy w mechanizmach i zespołach. W zależności od kształtu i przeznaczenia wyróżnia się połączenia wżębnne, wtyczkowe oraz prowadnicowe. Istnieje wiele pozycji literatury naukowej, w których przedstawiono wyniki badań wytrzymałości połączeń wpustowych i wielowypustowych [1, 2]. Nadal jednak brakuje aktualnego piśmiennictwa na temat połączeń prowadnicowych, mających częste zastosowanie w budowie statków powietrznych, obrabiarek oraz narzędzi skrawających. Dobrym przykładem zastosowania mogą być połączenia prowadnic łoża tokarki z konikiem i prowadnice w nożach tokarskich słupkowych z uchwytem narzędziowym. Opisywane połączenia mają także częste zastosowanie w przemyśle lotniczym, szczególnie w powietrznych statkach transportowych do zabezpieczenia ładunku przed przemieszczeniem [3, 4].

Rozwijający się przemysł maszynowy i lotniczy wymaga od konstruktorów poszukiwania optymalnych zarysów połączeń kształtowych, co pozwoli na minimalizację kosztów produkcji oraz redukcję masy części przy możliwie najwyższej dokładności wykonania i wytrzymałości doraźnej połączenia. Dobrym kierunkiem wydaje się być rozwijanie znanych dotychczas połączeń kształtowych na drodze ich modyfikacji wymiarowo-kształtowej. Przewodzenie prób wytrzymałościowych na rzeczywistych połączeniach pociąga za sobą koszt wykonania łączonych elementów i badań laboratoryjnych. Dlatego też wstępny etap projektowania i optymalizacji można wykonać relatywnie niedrogą metodą badań wytrzymałościowych na modelach wirtualnych, przy użyciu programu służącego do obliczeń numerycznych [5, 6].

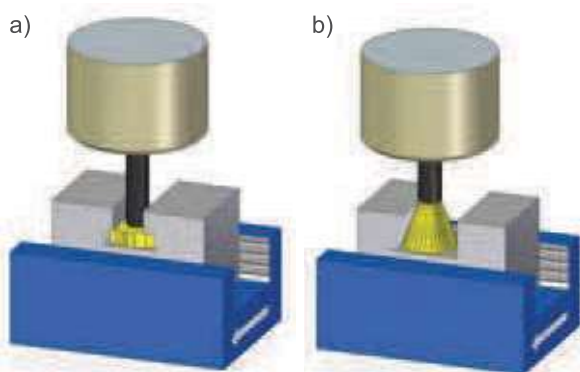
Podstawowym zadaniem połączenia prowadnicowego spoczynkowego jest narzucenie odpowiednich więzów pomiędzy przesuwanym się prowadnikiem a prowadnicą, co pozwala uzyskać ściśle określone ich wzajemne położenie [3].

Technologia wykonania

Połączenia prowadnicowe teowe wykonuje się metodą frezowania walcowo-czołowego przy użyciu frezów kształtowych trzpieniowych jednolitych bądź składanych. Narzędzie ustawia się przed obrabianym przedmiotem i wprowadza się do wstępnie wykonanego rowka o przekroju prostokątnym (rys. 1a). Uzyskanie wysokiej powtarzalności kształtu jest utrudnione ze względu na ciągłe zużycie narzędzia, znajdującego się wewnątrz obrabianego profilu. Nie ma możliwości dokonania korekty zużycia narzędzia ze względu na symetryczny charakter pracy jego ostrzy oraz skrawanie rowka w jednym przejściu. Obróbka frezowaniem rowka teowego może być stosowana zarówno na obrabiarce konwencjonalnej jak i sterowanej numerycznie.

Połączenia prowadnicowe trapezowe (rys. 1b) wykonuje się podobnie jak teowe. Różnica polega na tym, że pochylone ścianki wykonywane są w osobnych przejściach. Próba odwzorowania kształtu narzędzia w jednym przejściu spowodowałaby przyspieszone zużycie narzędzia w miejscu naroża, a następnie jego katastroficzne uszkodzenie.

Wykonywanie znormalizowanych rowków w połączeniach kształtowych wymaga ciągłej kontroli zużycia frezu, w celu zapewnienia dokładności wymiarowo-kształtowej oraz wymaganej jakości obrabianych powierzchni.



Rys. 1. Frezowanie połączeń kształtowych przewodnicowych: a) połączenie teowe, b) połączenie trapezowe
Fig. 1. Milling of shape guided joints: a) T-slot joint, b) trapezoidal joint

Technologia montażu

Powierzchnie frezowane niejednokrotnie potrzebują dodatkowej obróbki wykończeniowej w postaci ręcznego skrobania, docierania, szlifowania lub szcztkowania ostrych krawędzi. Odgrywa to ważną rolę w procesie montażu i na etapie późniejszej eksploatacji połączenia, zapewniając mu odpowiednią nośność [3, 4].

Przed złączeniem przewodnika i przewodnicy przeprowadza się kontrolę wymiarową. W tym celu stosuje się najczęściej pośrednie metody pomiaru z użyciem kulek i wałeczków pomiarowych. Kontrolę przyłączy wykonuje się z wykorzystaniem mikrometrycznego głębokościomierza i średnicówki. Po złączeniu przewodnika z przewodnicą dokonuje się kontroli współbieżności i prostoliniowości przewodnicy przy użyciu czujnika zegarowego,

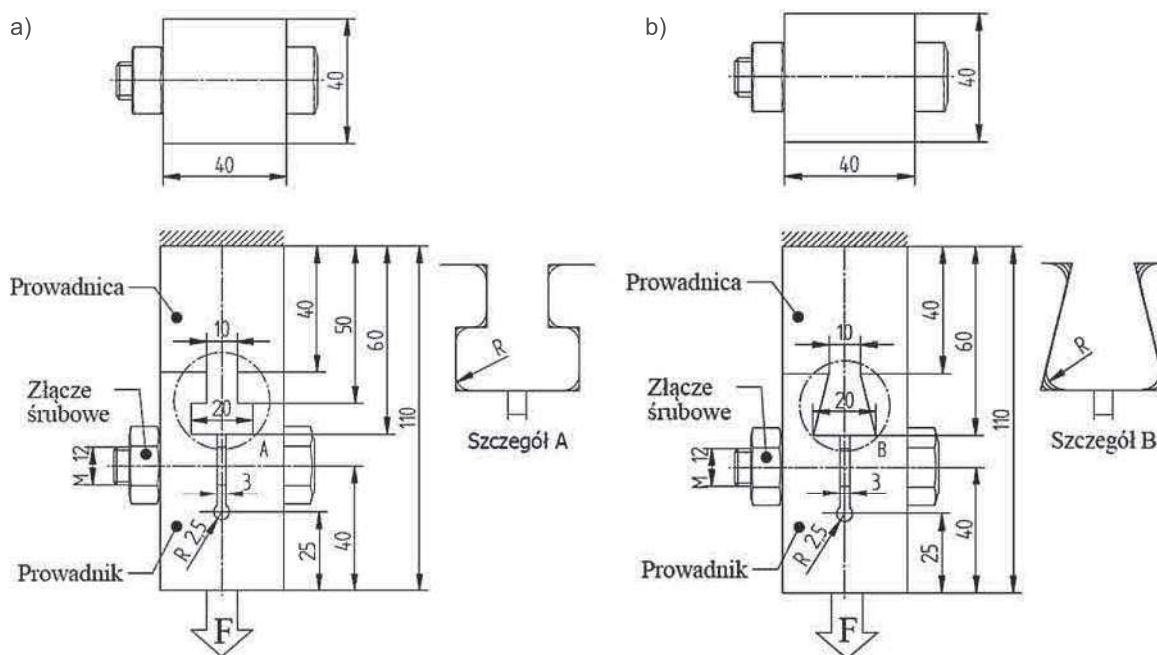
zamocowanego w uchwycie magnetycznym. Ostatnim etapem montażu jest utrwalenie wzajemnego położenia przewodnika i przewodnicy. Sposób utrwalenia jest przede wszystkim zależny od rodzaju konstrukcji połączenia. Najczęściej stosuje się śruby dociskowe i kliny [3, 5, 7].

Metodyka badań

Pierwszym celem pracy było porównanie wytrzymałości doraźnej na rozciąganie połączeń przewodnicowych spoczynkowych – teowego i trapezowego (rys. 2). Drugim celem było sprawdzenie czy modyfikacja kształtu zarysu połączenia przewodnicowego, przez wprowadzenie promienia zaokrąglenia R ostrych krawędzi, nie spowoduje znaczącego spadku wytrzymałości na rozciąganie przy poprawie technologii wykonania przyłączy.

Obliczenia numeryczne przeprowadzono dla połączeń o założonych wymiarach (rys. 2). Stworzone modele stanowiły jednocześnie punkt wyjścia do modyfikacji kształtu zarysu, prowadzonych na elementach wirtualnych w programie ABAQUS. Wymiary próbek dobrano na podstawie znormalizowanego szeregu wymiarów wyrobów hutniczych, popularnych w budowie maszyn. Symulacje wytrzymałościowe przeprowadzono dla stopu aluminium EN AW-6061 T4 ze względu na częste stosowanie tego materiału w przemyśle lotniczym oraz możliwości aplikacyjne w budowie maszyn. Zastosowanie popularnego stopu EN AW-6061 T4 daje możliwość weryfikacji otrzymanych obliczeń na drodze eksperymentu doświadczalnego na modelach rzeczywistych. Granica plastyczności R_e dla tego stopu wynosi 250 MPa, a wytrzymałość na rozciąganie R_m ok. 300 MPa [8, 9].

Obliczenia numeryczne wytrzymałości badanych połączeń przewodnicowych na rozciąganie można podzielić



Rys. 2. Wymiary zmontowanych połączeń, użytych do wytrzymałościowych analiz numerycznych: a) teowe, b) trapezowe
Fig. 2. Dimensions of assembled joints, used for numerical analysis of endurance: a) T-slot joint, b) trapezoidal joint

na dwa etapy, co pokazano na rys. 3. W pierwszym etapie (rys. 3b) wprowadzono napięcie wstępne o wartości 25 kN w złączu śrubowym M12 przewodnika, co odpowiada 60 Nm momentu dokręcenia śruby. Wprowadzenie zacisku miało na celu ograniczenie ruchu przewodnika i doprowadzenie do wzrostu tarcia w obszarze styku przyłączy. Tarcie odgrywa szczególnie ważną rolę w połączeniach trapezowych, przeciwdziałając ruchowi przewodnika względem przewodnicy w kierunku działania siły.

W drugim etapie obliczeń (rys. 3c) połączenie obciążono równomierną siłą rozciągającą o wartościach 5 kN, 10 kN i 20 kN. Dobrano kilka wartości siły w celu oszacowania granicznej wytrzymałości połączeń na jednoosiowe rozciąganie o charakterze statycznym.

Modyfikacja kształtu badanych połączeń polegała na wprowadzeniu promienia R zaokrąglenia krawędzi, o wartościach 1, 2 i 3 mm dla analizowanych połączeń – trapezowego i teowego (rys. 2 i 5).

Analiza wyników badań

Przeprowadzone obliczenia numeryczne pozwoliły na oszacowanie różnic wytrzymałości na rozciąganie w połączeniu teowym oraz trapezowym o założonych wymiarach konstrukcyjnych (rys. 2). Badane modele odkształciły się w sposób symetryczny i zgodny z oczekiwaniami. Pola odkształceń oraz naprężeń rozkładają się wg założeń eksperymentu.

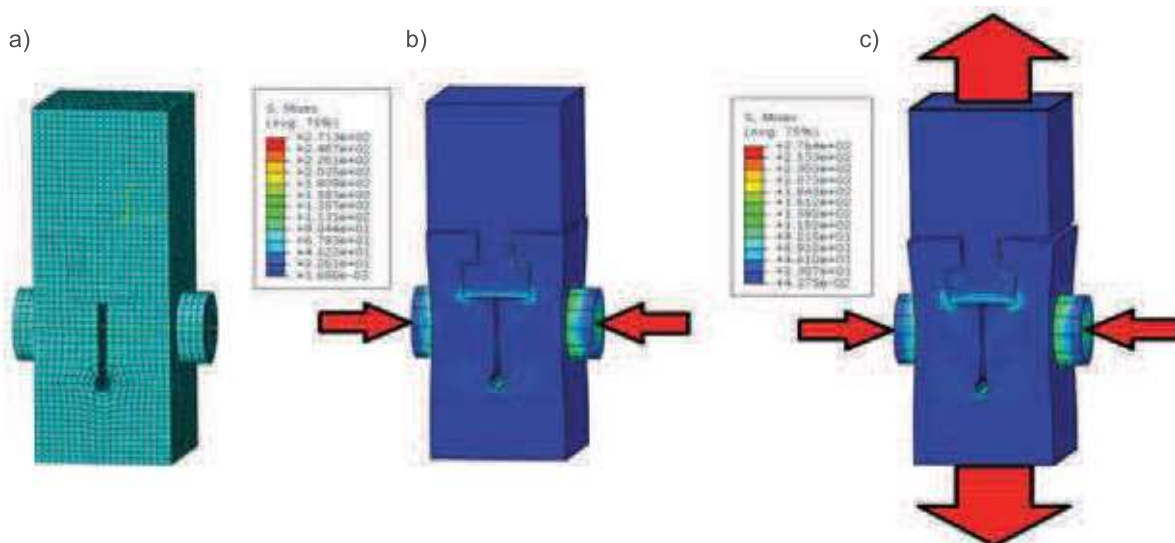
Dla obciążenia siłą rozciągającą F o wartościach 5 kN i 10 kN otrzymano zbliżone stany odkształcenia w analizowanych przyłączach rzędu 0,03–0,05 mm. Są to nieduże odkształcenia, biorąc pod uwagę sumaryczny wymiar przyłączy wynoszący 110 mm (rys. 4). Przy dalszym zwiększaniu obciążenia do 20 kN odnotowuje się wyraźny, nawet pięciokrotny przyrost odkształcenia w złączach trapezowych i ok. dwukrotny w połączeniach

teowych, bez względu na promień zaokrąglenia krawędzi. Nie odnotowano znaczącego wpływu wzrostu promienia zaokrąglenia na zmianę wartości odkształceń badanych połączeń pod obciążeniem. Zauważono pozytywny wpływ promienia R jedynie w przypadku połączenia trapezowego, obciążonego największą wartością siły F (rys. 4a). Można to interpretować jako skutek rozwinięcia powierzchni styku przewodnika z przewodnicą, gdzie wzrostowi powierzchni kontaktu towarzyszy rozproszony rozkład nacisków kontaktowych.

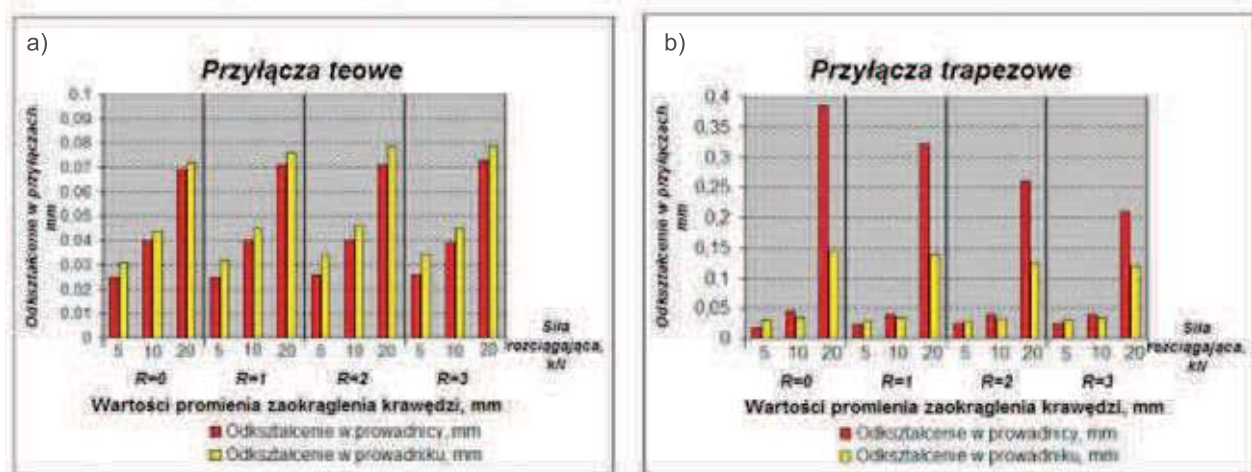
W połączeniach teowych odnotowano zbliżone wartości odkształcenia w przewodnicy – równoległe do kierunku działania obciążenia oraz przewodniku – prostopadłe do kierunku obciążenia. W połączeniach trapezowych różnice te są bardziej widoczne i silnie uzależnione od wartości przyłożonej siły.

Na rys. 5 (a-d) zestawiono graniczne przypadki geometryczne wybranych połączeń wraz z zaznaczonymi obszarami występowania naprężeń przy obciążeniu 10 kN. Można zauważyć, że zarówno dla kształtu trapezowego jak i teowego, maksymalne naprężenia występują w przewodniku. Wspomniane naprężenia przeważnie pochodzą od złącza śrubowego. Na podstawie prób rozpoznawczych zauważono, że stosowanie mniejszych zacisków wstępnych w śrubie prowadziłoby do większych odkształceń w kierunku zgodnym z kierunkiem działania siły. Stosowanie zaś większych wartości zacisków wstępnych prowadziłoby do przekroczenia granicy plastyczności już przy sile rozciągającej rzędu 10 kN.

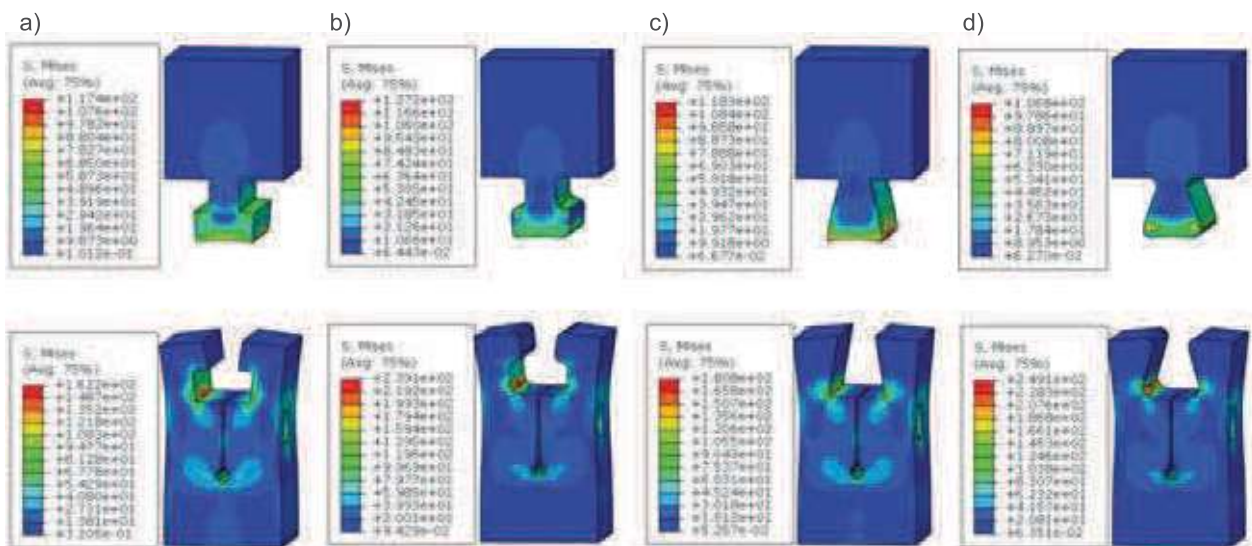
Na podstawie otrzymanych wyników stanu naprężeń (rys. 6) w rozważanych modelach wirtualnych można zauważyć, że w zakresie obciążeń do ok. 10 kN, złącza pracują w zakresie odkształceń sprężystych, zaś przy wyższych obciążeniach w obszarze sprężysto-plastycznym, przy czym z przewagą odkształceń sprężystych. Warto zwrócić uwagę na to, iż wprowadzenie promienia



Rys. 3. Etapy obliczeń numerycznych wytrzymałości na rozciąganie na przykładzie połączenia teowego ($R = 0$) dla siły rozciągającej $F = 5$ kN: a) dyskretyzacja modelu, b) wprowadzenie zacisku wstępnego w złączu śrubowym, c) przyłożenie siły rozciągającej
Fig. 3. Stages of numerical calculations of tensile strength on the example of T-slot joint ($R = 0$) for the tensile force $F = 5$ kN: a) discretization of the model, b) application of an initial load in the screw joint, c) putting the tensile force



Rys. 4. Zależność maksymalnych odkształceń w zmodyfikowanych przyłączach teowych (a) oraz trapezowych (b) w funkcji wartości siły rozciągającej i promienia R zaokrąglenia krawędzi
 Fig. 4. Relation of the maximum deformations in modified T-slot (a) and trapezoidal (b) in function of the tensile force and radius R of edges



Rys. 5. Rozkład naprężeń w wybranych badanych przyłączach przewodniczych: a) przyłącza teowe $R = 0$, b) przyłącza teowe $R = 3$ mm, c) przyłącza trapezowe $R = 0$, d) przyłącza trapezowe $R = 3$ mm
 Fig. 5. Stress distribution in selected guiding joints: a) T-slot connector $R = 0$, b) T-slot connector $R = 3$ mm, c) trapezoidal connector $R = 0$, d) trapezoidal connector $R = 3$ mm

zaokrąglenia krawędzi przyczynia się do wzrostu dysproporcji w wartościach naprężeń powstałych w przewodnicy oraz w przewodniku. Jednak gdyby dokonać sumowania naprężeń w przypadku przyłączy o niezmodyfikowanej geometrii oraz takich, gdzie wprowadzono promień zaokrąglenia krawędzi, wówczas można zauważyć zależność, że sumy naprężeń są w przybliżeniu sobie równe, co można zapisać równaniem:

$$\begin{aligned} & \sigma_{\text{przewodnik}}(R=0) + \sigma_{\text{przewodnica}}(R=0) \approx \\ & \approx \sigma_{\text{przewodnik}}(R_1>0) + \sigma_{\text{przewodnica}}(R_1>0), \end{aligned}$$

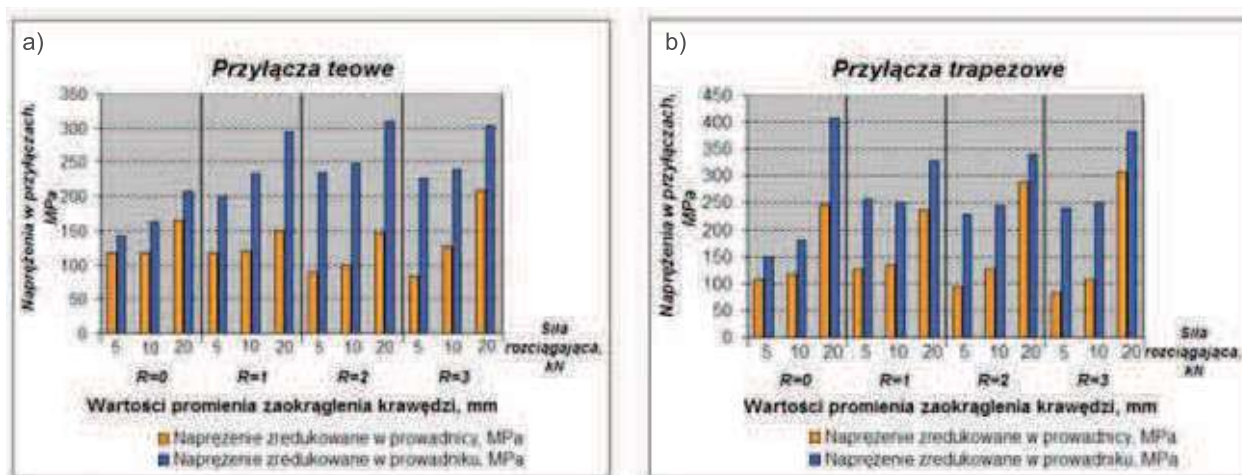
dla $F = \text{const}$

Stąd wniosek, że przy zachowaniu ustalonego obciążenia i stałych wymiarów poprzecznych, a modyfikując

promień zaokrąglenia krawędzi, doprowadza się do obniżenia wytrzymałości doraźnej jednego z przyłączy przy poprawie warunków pracy drugiego.

Wraz z zastosowaniem promienia zaokrąglenia krawędzi eliminuje się konieczność usuwania zadziórów w zmodyfikowanych połączeniach. Wprowadzenie promienia zaokrąglenia poprawia także bezpieczeństwo pracy, dzięki wyeliminowaniu ryzyka skałeczenia.

Wzrostowi promienia zaokrąglenia krawędzi w obu analizowanych połączeniach towarzyszy wzrost technologiczności wykonania, co można rozważyć w dwóch aspektach. Przede wszystkim obniża się ryzyko katastroficznego i geometrycznego zużycia krawędzi skrawających frezu i zwiększa się jego trwałość ekonomiczna. Z drugiej strony, wprowadzając promień, można



Rys. 6. Zależność maksymalnych naprężeń w zmodyfikowanych przyłączach trapezowych (a) oraz teowych (b) w funkcji wartości siły rozciągającej i promienia R zaokrąglenia krawędzi

Fig. 6. Relation of maximum stress in the modified trapezoidal connectors (a) and T-slot connectors (b) in function of tensile force and radius R of edges

zmodyfikować proces technologiczny wykonywania przyłączy, uzyskując ich kształty przy użyciu frezów ogólnego przeznaczenia, co obniża koszty wytwarzania. Warunkiem koniecznym byłoby zastosowanie sterowanych komputerowo obrabiarek, co w obecnych czasach jest już standardem. Poważnym ograniczeniem wykonania nowych kształtów jest wartość wymiaru poprzecznego (głębokość) obrabianego przyłączy, równa co najwyżej długości części roboczej frezu w jednym zamocowaniu.

Podsumowanie

Przeprowadzone obliczenia numeryczne pozwoliły na sformułowanie następujących wniosków:

1. Możliwe jest prowadzenie analiz numerycznych wytrzymałości doraźnej na rozciąganie dla kształtowych połączeń przewodnicowych, utrwalonych złączem śrubowym, napiętym siłą wstępną.
2. Nie odnotowano znaczącego wpływu wzrostu promienia zaokrąglenia krawędzi na zmianę wartości odkształceń badanych połączeń pod obciążeniem.
3. Wprowadzenie promienia zaokrąglenia krawędzi, przyczynia się do wzrostu dysproporcji w wartościach naprężeń, powstałych w przewodnicy oraz w przewodniku.
4. Suma naprężeń występujących w przewodniku i przewodnicy przed modyfikacją kształtu jest równa sumie naprężeń w przyłączach po wprowadzeniu promienia zaokrąglenia krawędzi.
5. Wraz ze wzrostem promienia zaokrąglenia krawędzi zwiększa się całkowita powierzchnia styku przyłączy, co pozwala uniknąć efektu powstawania karbów.
6. Możliwe jest dobranie takiego kształtu połączeń przewodnicowych, że nastąpi poprawa technologiczności ich wykonania i montażu przy niezmiennych wartościach odkształcenia oraz akceptowalnym wroście naprężeń.

LITERATURA

- [1] Dębski H., G. Ponieważ, P. Różyło, A. Wójcik. 2015. „Podstawy metody elementów skończonych – przykłady obliczeń numerycznych w programie ABAQUS”. Lublin: Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej.
- [2] Kołodziej A. 2013. „Studium doboru parametrów geometrycznych do oceny skuteczności połączeń w budowie maszyn, rozprawy nr 494”. Poznań: Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej.
- [3] Łunarski J., G. Banaś. 1988. „Technologia budowy maszyn. Cz. 1”. Rzeszów: Wydawnictwo Politechniki Rzeszowskiej.
- [4] Maroszek J., J. Żółtowski. 1974. „Podstawy konstrukcji maszyn: połączenia”. Warszawa: Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej.
- [5] Matuszak J., M. Barszcz. 2015. “Computer aided design of cutting tools”. *Advances in Science and Technology Research Journal* (28): 107–111.
- [6] Pietrzyk W. 1978. „Połączenia w konstrukcji maszyn”. Poznań: Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej.
- [7] Puff T., W. Sołtys. 1980. „Podstawy technologii montażu maszyn i urządzeń”. Warszawa: WNT.
- [8] Różyło P., H. Dębski, P. Lonkwić. 2015. “Numerical and experimental analysis of the progressive gear body with the use of finite-element method”. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* (4): 544–550.
- [9] Rudawska A., S. Cisz, T. Warda. 2014. “Selected methods for locking screw joints, including the use of adhesives, used in the helicopter construction”. *Technological Engineering* (2): 24–29.

Mgr inż. Stanisław Bławucki – Katedra Podstaw Inżynierii Produkcji, Wydział Mechaniczny Politechniki Lubelskiej, ul. Nadbystrzycka 36, 20-618 Lublin, e-mail: s.blawucki@pollub.pl

Dr hab. inż. Kazimierz Zaleski – Katedra Podstaw Inżynierii Produkcji, Wydział Mechaniczny Politechniki Lubelskiej, ul. Nadbystrzycka 36, 20-618 Lublin, e-mail: k.zaleski@pollub.pl