

Grzegorz GASIAK<sup>1</sup>

## ANALIZA WYTEŻENIA ZWOI GWINTU W POŁĄCZENIU ŚRUBA-NAKRĘTKA

**Streszczenie.** Przedmiotem artykułu jest optymalizacja śrub w zespole korbówód-stopa korbowodu silnika SW 680 Leyland, z uwagi na równomierny rozkład obciążenia na wszystkie zwoje gwintu. Optymalizacja geometrii śruby polegała na częściowym stoczeniu zwoi gwintu pełnego pod określonym kątem. Obliczenia stanu naprężenia prowadzono metodą elementów skończonych, przy użyciu programu Nastran/Patran. Wykazano, że optymalnym kątem częściowego stoczenia pełnego zarysu gwintu okazał się kąt  $3^\circ$ , przy którym obciążając śrubę siłą rozciągającą 29 kN, uzyskano obniżenie naprężenia zredukowanego o 12% oraz bardziej równomierny rozkład obciążenia zwoi gwintu w porównaniu do śruby klasycznej o pełnym zarysie gwintu.

**Słowa kluczowe:** śruba, nakrętka, gwint, obciążenie, naprężenie, optymalizacja

## ANALYSIS OF THREAD COIL EFFORT IN THE SCREW – NUT JOINT

**Summary.** The paper concerns optimization of screws in the unit including connecting-rod – connecting rod big end of the SW 680 Leyland motor related to uniform distribution of loading on all the thread coils. Optimization of screw geometry insists in partial turning of the thread coil at a determined angle. The stress state calculations were performed with the finite element method and the Nastran/Patran program. It has been shown that the angle  $3^\circ$  is the optimum angle of partial turning of the thread contour. At that angle, when the screw was loaded by the tensile force 29 kN, we obtained the reduced stress decreased by 12%, and more uniform distribution of the thread coil as compared with the traditional screw (not optimized).

**Keywords:** screw, nut, loading, stress, optimization

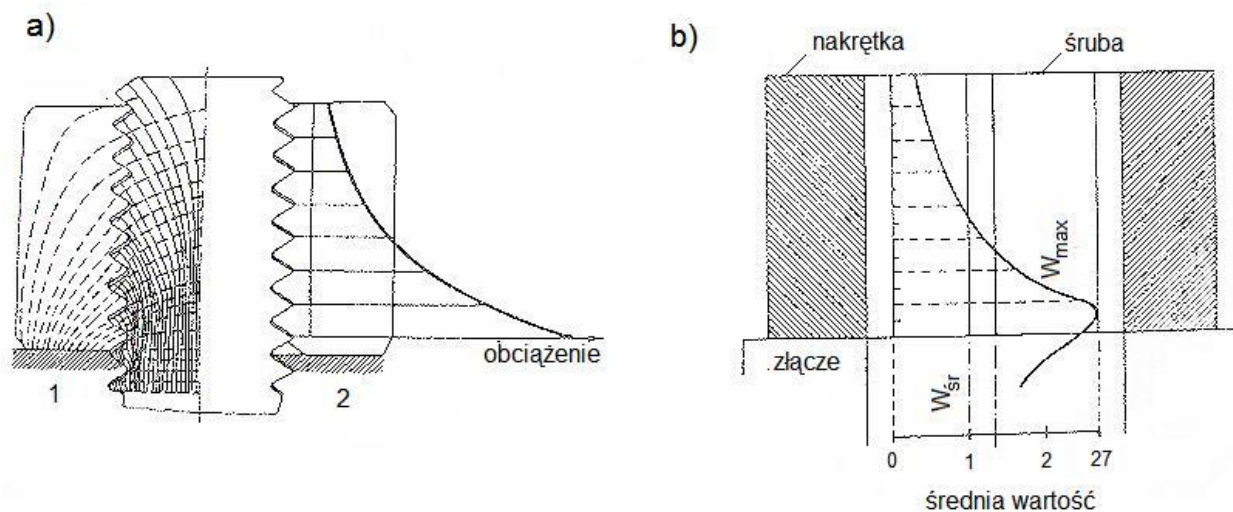
### 1. WPROWADZENIE

Połączenie gwintowe może zostać zniszczone pod wpływem nadmiernego obciążenia i wywołanego w nim naprężenia lub wadliwego wykonania gwintu. Rdzeń śruby jest narażony na rozciąganie lub ściskanie oraz skręcanie, natomiast sam gwint może zostać ścięty na skutek działania dużych nacisków powierzchniowych. Wytężenie materiału w zwojach gwintu, jako stopień zbliżenia się do stanu niebezpiecznego, powinno być zawsze brane pod uwagę podczas wykonywania wszelkiego rodzaju analiz i obliczeń [1-3].

---

<sup>1</sup> Faculty of Mechanical Engineering, Opole University of Technology, Opole, Poland, e-mail: g.gasiak@po.opole.pl.

Badania połączeń gwintowych wykazały [1, 3, 4], że z reguły pierwszy i drugi zwoj, licząc od powierzchni oporowej, przenoszą około 30% całego obciążenia gwintu (rys. 1).



Rys. 1. Rozkład obciążenia w połączeniu gwintowym: a) rozkład linii sił w połączeniu śruba-nakrętka, b) wykres obciążenia gwintu w połączeniu śruba-nakrętka [4]

Fig. 1. Loading distribution in the screw joint: a) distribution of the line of force in the screw-nut joint, b) graph of the thread loading in the screw-nut joint

## 2. WYŁĘŻENIE MATERIAŁU W ZWOJACH GWINTU

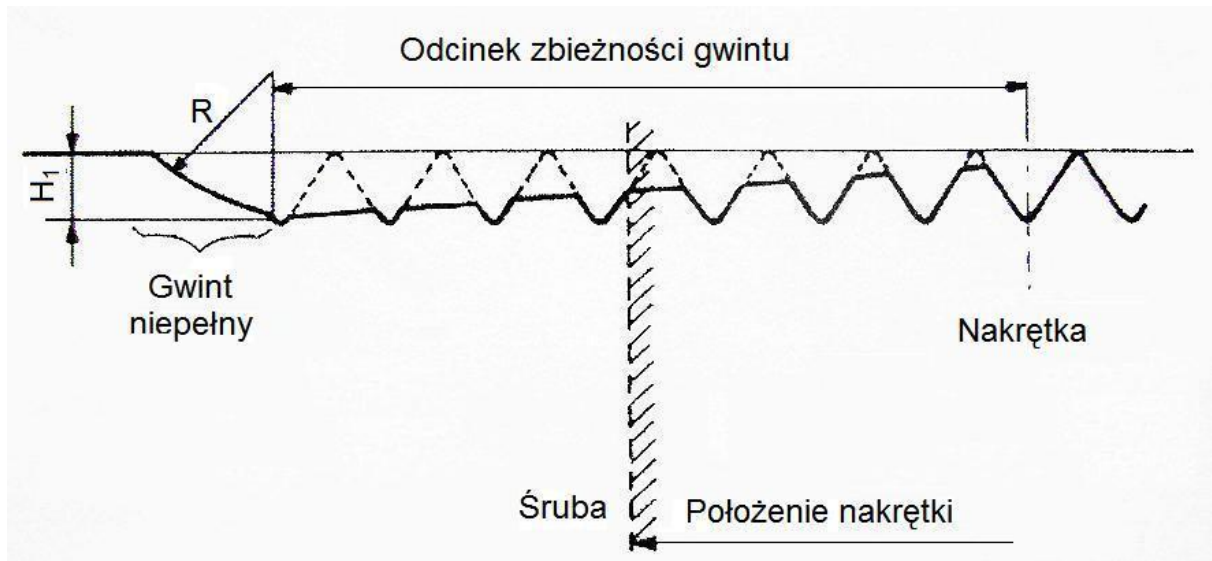
Z analizy wytrzymałości połączenia gwintowego wynika, że największe naprężenia występują w pierwszych zwojach śruby, w pobliżu oporowej powierzchni nakrętki. Podczas badań doświadczalnych, prowadzonych w celu analizy wyężenia materiału w zwojach gwintu, wykazano istnienie tzw. maksymalnych naprężeń miejscowych, które skupiają się u podstaw zarysu gwintu [3, 4].

### 2.1. Metoda poprawy wytrzymałości śrub. Optymalizacja geometryczna zwoi gwintu

W czasie eksploatacji maszyn zdarzają się gwałtowne uszkodzenia śrub. Przykładem mogą być śruby w zespole korbówód-stopa korbowodu, które z racji charakteru swojej pracy są jednymi z najbardziej wysiłonych części silnika. Trwałość zespołu zależy głównie od wytrzymałości śrub łączących stopę korbowodu z korbowodem [2]. Doświadczalnie wykazano, że klasyczne śruby z pełnym zarysem gwintu stosowane w zespole korbówód-stopa korbowodu w silniku spalinowym SW Leyland charakteryzują się stosunkowo niską wytrzymałością zmęczeniową, która niewątpliwie spowodowana jest nierównomiernym podziałem obciążenia na zwoje gwintu [3]. W związku z powyższym podjęto prace dotyczące optymalizacji śrub w celu podwyższenia ich wytrzymałości. Opracowano metodę poprawy wytrzymałości śrub. Zastosowanie tej metody sprawiło, że niezależnie od tego, czy zastosuje się naciąg wstępny czy nie, śruby te wykazują znacznie wyższe wytrzymałości doraźną i zmęczeniową.

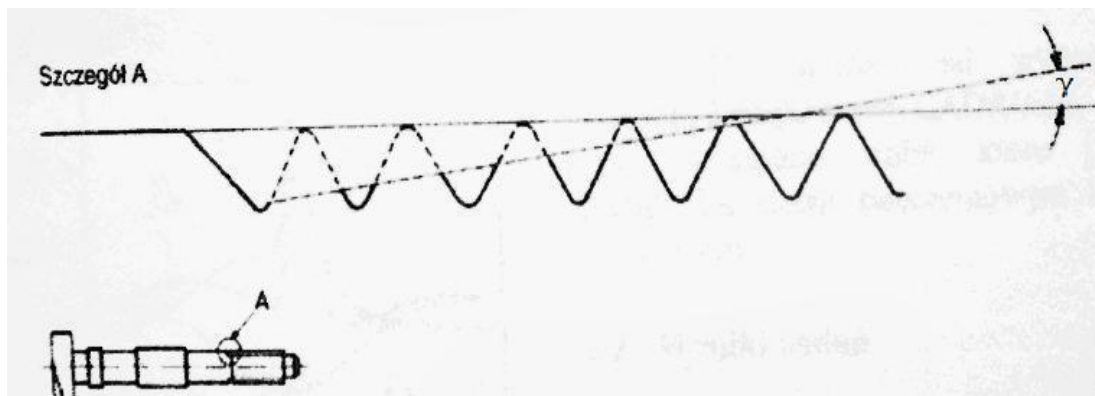
W celu otrzymania śrub o zoptymalizowanym kształcie, według metody poprawy wytrzymałości, należy usunąć część zarysu gwintu ze śrub klasycznych przez obróbkę

skrawaniem. Optymalizacja geometryczna zwoi gwintu polega na częściowym stoczeniu zarysu gwintu śruby pod ściśle określonym kątem  $\gamma$  (rys. 2 i 3).



Rys. 2. Część gwintowana śruby o podwyższonej wytrzymałości [3]

Fig. 2. Threaded part of the screw of a higher strength [3]

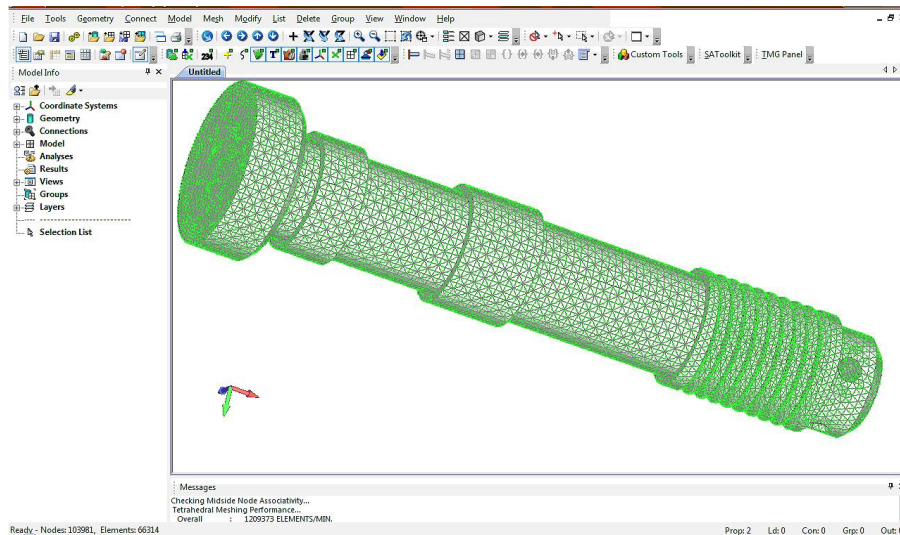


Rys. 3. Schematyczne przedstawienie kąta zbieżności zarysu gwintu  $\gamma$  w śrubie zoptymalizowanej

Fig. 3. A scheme of the draft angle of the thread contour  $\gamma$  in the optimized screw

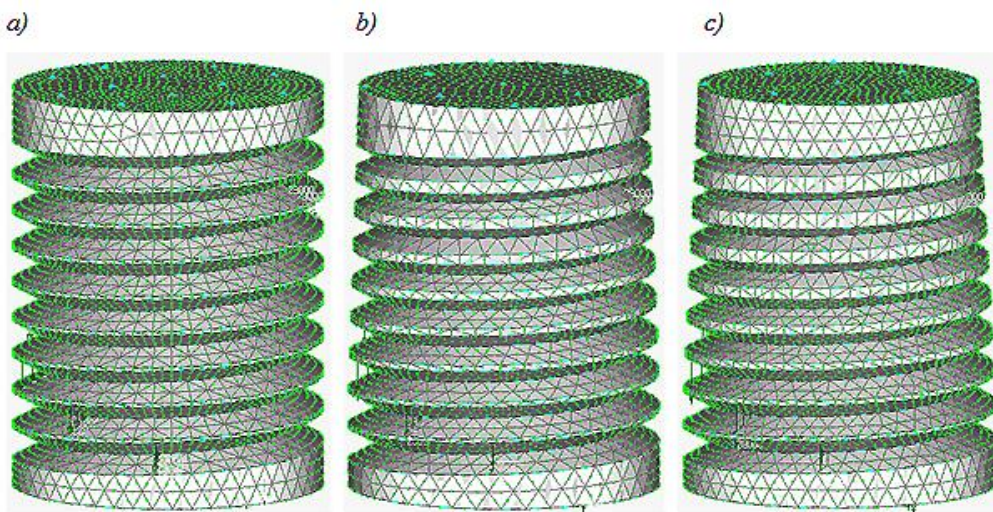
### 3. NUMERYCZNE OBLICZENIA STANU NAPREŻENIA W ZWOJACH GWINTU ŚRUBY

Numerycznym obliczeniom stanu naprężenia poddano śruby z układu korbówód-stopa korbowodu silnika SW 680 Leyland. Na rys. 4 przedstawiono model numeryczny śruby podzielonej na 66314 elementów skończonych o ogólnej liczbie węzłów 103981. Zastosowano pakiet programu metody elementów skończonych Nastran/Patran.



Rys. 4. Model śruby układu korbówód-stopa korbowodu, podzielony na elementy skończone  
 Fig. 4. A model of the screw for the connecting-rod – connecting-rod big end system divided into finite elements

Gwint w danym połączeniu jest gwintem 5/8", oznaczonym jako BSF, czyli gwint Whitwortha drobnozwojowy. Analizie poddano trzy modele geometryczne przedstawione na rys. 5, tj. gwint klasyczny występujący w śrubach seryjnie produkowanych (rys. 5a), a także gwinty optymalizowane o kącie stoczenia zarysu gwintu odpowiednio  $\gamma = 2^\circ$  (rys. 5b) i  $\gamma = 3^\circ$  (rys. 5c).

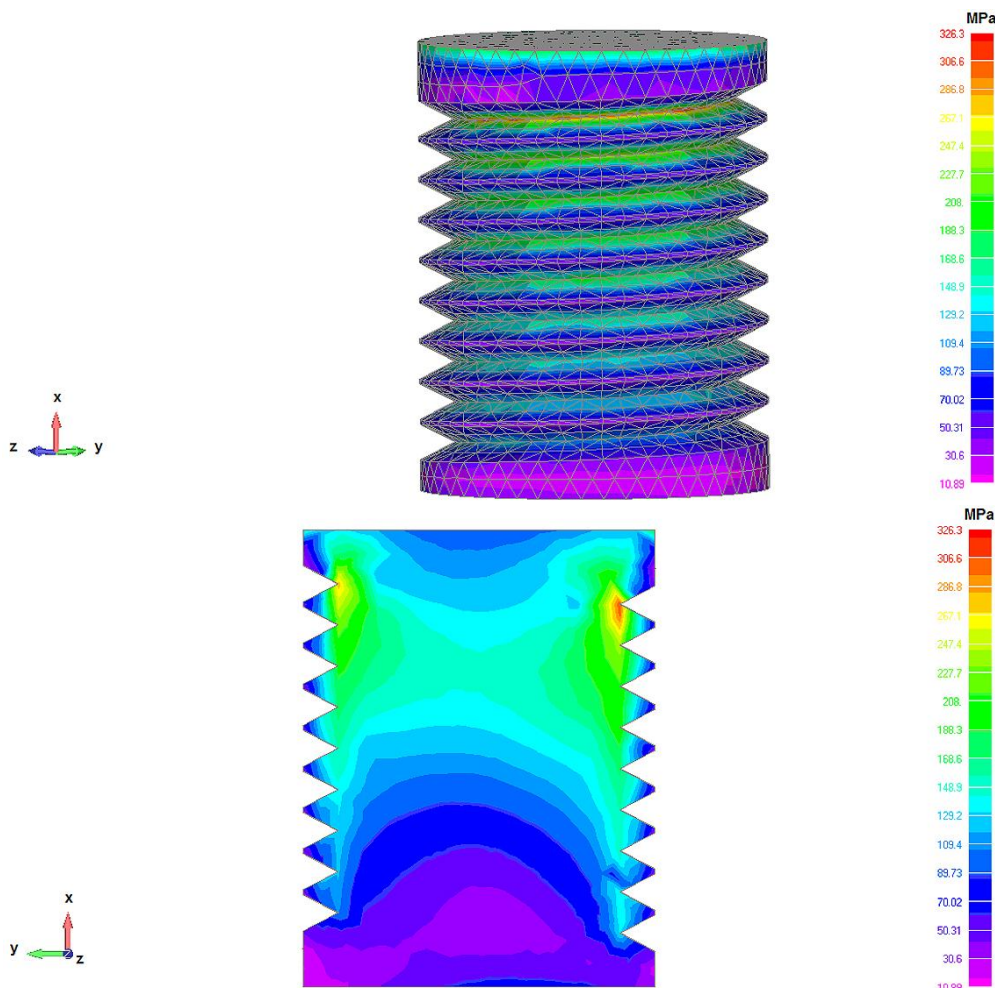


Rys. 5. Modele części gwintowanej śrub podzielone na elementy skończone i obciążone siłą osiową  $P=29$  kN, gdzie: a) gwint klasyczny (o pełnym zarysie), b) gwint stoczony pod kątem  $\gamma = 2^\circ$ , c) gwint stoczony pod kątem  $\gamma = 3^\circ$   
 Fig. 5. Models of threaded parts of screws divided into finite elements and loaded by the axial force  $P=29$  kN, where: a) traditional thread (full, no turning), b) thread turned at the angle  $\gamma = 2^\circ$ , c) thread turned at the angle  $\gamma = 3^\circ$

Materiał, z jakiego wykonano śruby, to stal konstrukcyjna stopowa do ulepszenia cieplnego 34 HNM, o parametrach wytrzymałościowych  $R_e=850$  MPa i  $R_m=1000$  MPa. Wszystkie trzy analizowane modele śrub utwierdzano w górnej płaszczyźnie, natomiast siła osiowa  $P=29$  kN została przyłożona do powierzchni zarysu zwoi gwintu.

### 3.1. Obliczenia dla gwintu klasycznego (o pełnym zarysie)

Na rys. 6 przedstawiono rozkład naprężeń zredukowanych  $\sigma_{red}$  w śrubie liczonej według kryterium Hubera-Misesa, poddanej obciążeniu rozciągającemu  $P=29$  kN.

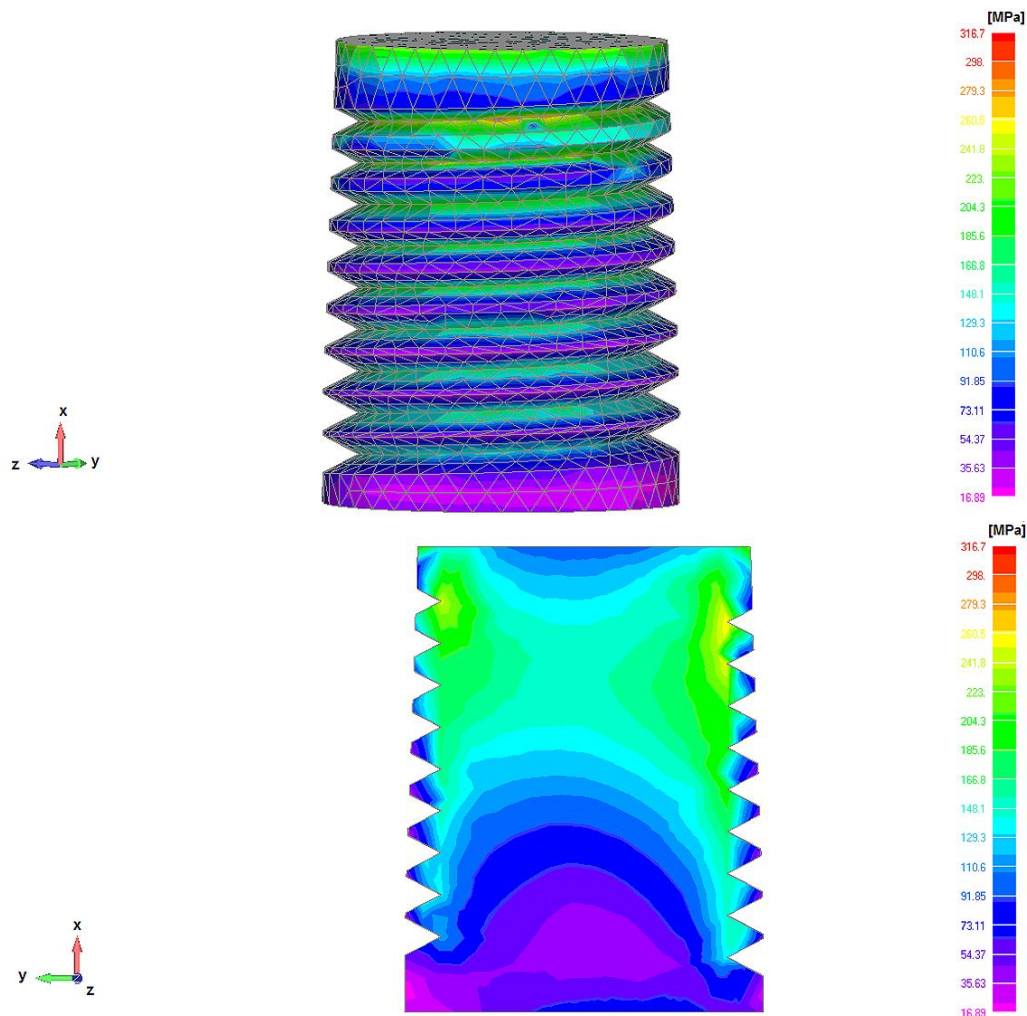


Rys. 6. Rozkład naprężeń zredukowanych  $\sigma_{red}$  według kryterium Hubera-Misesa dla śruby klasycznej (o pełnym zarysie), przy obciążeniu  $P=29$  kN, gdzie: a) widok zewnętrzny modelu śruby, b) przekrój osiowy śruby

Fig. 6. Distribution of reduced stresses according to the Huber-Mises criterion for the traditional screw (with a full thread) under loading  $P = 29$  kN, where: a) external view of the screw model, b) axial section of screw

### 3.2. Obliczenia dla gwintu modyfikowanego – zarys gwintu częściowo stoczony pod kątem $\gamma=2^{\circ}$

Rysunek 7 przedstawia rozkład naprężeń zredukowanych  $\sigma_{red}$  w śrubie obliczonej według kryterium Hubera-Misesa, poddanej obciążeniu rozciągającemu  $P=29$  kN, gdzie zarys gwintu częściowo stoczono pod kątem  $\gamma=2^{\circ}$ .

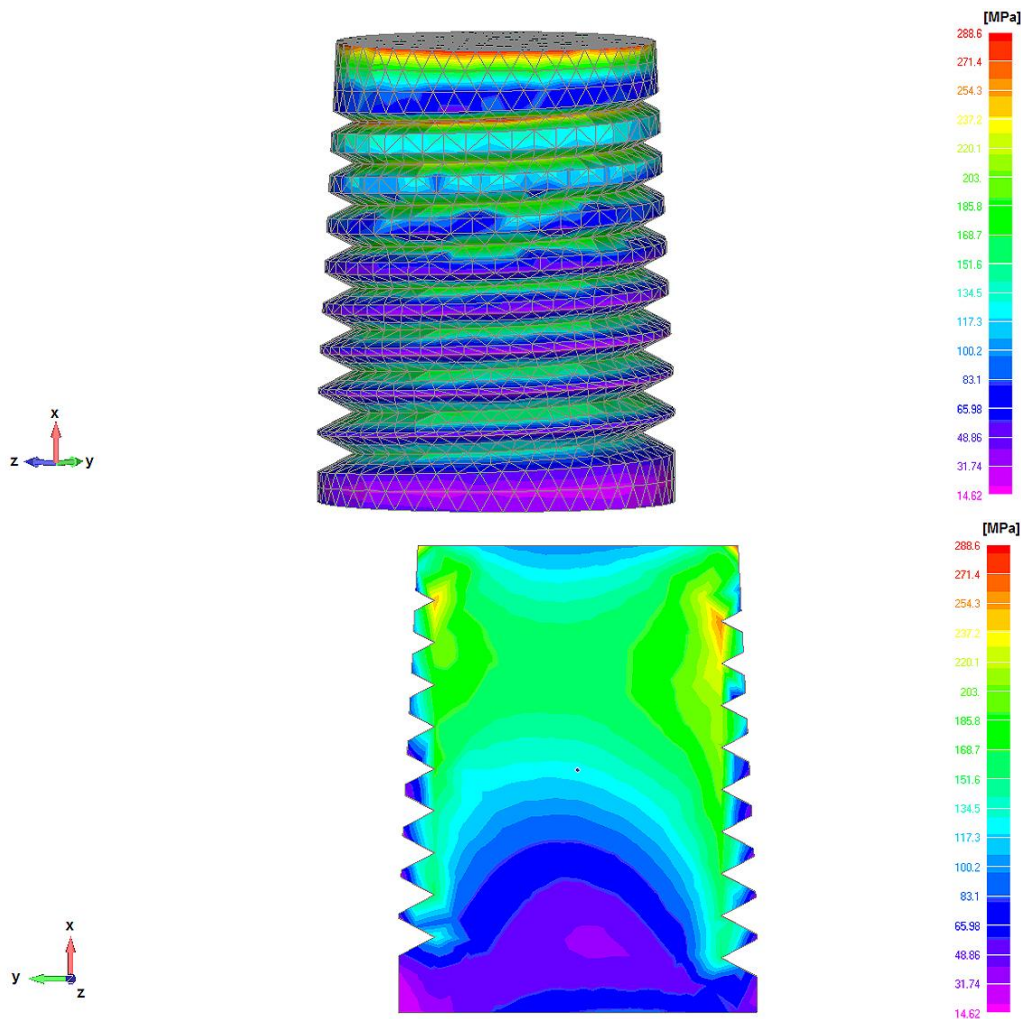


Rys. 7. Rozkład naprężeń zredukowanych  $\sigma_{red}$  według kryterium Hubera-Misesa dla śruby modyfikowanej, obciążonej siłą  $P = 29$  kN, w której zarys gwintu częściowo staczano pod kątem  $\gamma = 2^\circ$ , gdzie: a) widok zewnętrzny modelu śruby, b) przekrój osiowy śruby

Fig. 7. Distribution of reduced stresses according to the Huber-Mises criterion for the modified screw, loaded by the force  $P = 29$  kN, where the thread contour was partially turned at the angle  $\gamma = 2^\circ$  where: a) external view of the screw model, b) axial section of the screw

### 3.3. Obliczenia dla gwintu zoptymalizowanego – zarys gwintu częściowo stoczony pod kątem $\gamma=3^\circ$

Na rys. 8 przedstawiono rozkład naprężeń zredukowanych  $\sigma_{red}$  w śrubie obliczonej według kryterium Hubera-Misesa, poddanej obciążeniu rozciągającemu  $P=29$  kN, gdzie zarys gwintu częściowo stoczono pod kątem  $\gamma=3^\circ$ .



Rys. 8. Rozkład naprężeń redukowanych  $\sigma_{red}$  według kryterium Hubera-Misesa dla śruby modyfikowanej, obciążonej siłą  $P = 29$  kN, w której zarys gwintu częściowo staczano pod kątem  $\gamma = 3^\circ$ , gdzie: a) widok zewnętrzny modelu śruby, b) przekrój osiowy śruby

Fig. 8. Distribution of reduced stresses according to the Huber-Mises criterion for the modified screw, loaded by the force  $P = 29$  kN, where the thread contour was partially turned at the angle  $\gamma = 3^\circ$  where: a) external view of the screw model, b) axial section of the screw

#### 4. ANALIZA WYNIKÓW OBLICZEŃ I WNIOSKI

Zmodyfikowanie geometrii zarysu gwintu przez częściowe jego stoczenie spowodowało korzystny rozkład naprężeń w stosunku do śrub klasycznych (o pełnym zarysie gwintu). W śrubach o pełnym zarysie gwintu stwierdzono, że maksymalna koncentracja naprężeń redukowanych występuje pomiędzy pierwszym a drugim zwojem gwintu (rys. 6) i wynosi  $\sigma_{red\ max}=326,3$  MPa. Przy częściowym stoczeniu zarysu gwintu śruby o kąt  $\gamma=2^\circ$  wartość maksymalna naprężeń redukowanych  $\sigma_{red\ max}=316,7$  MPa (rys. 7). W przypadku stoczenia zarysu gwintu o kąt  $\gamma=3^\circ$  nastąpił dalszy spadek naprężeń redukowanych, tj.  $\sigma_{red\ max}=288,6$  MPa (rys. 8).

W śrubach z częściowym stoczeniem zarysu gwintu obserwuje się bardziej równomierny rozkład naprężeń wzdłuż zwoi (rys. 7b i 8b) niż w przypadku gwintu klasycznego (o pełnym zarysie), gdzie występuje wyraźne spiętrzenie naprężeń w pierwszych zwojach gwintu

(rys. 6b). Z powyższego wynika, że przy zoptymalizowanym zarysie gwintu większa liczba zwoi przenosi zasadnicze obciążenie połączenia gwintowego. Badania doświadczalne wykazały, że dalsze zwiększenie kąta stoczenia gwintu, tj. dla  $\gamma > 3^\circ$ , nie jest zalecane, ponieważ może to prowadzić do ścięcia zarysu, czyli do tzw. zerwania gwintu przy pełnym obciążeniu śruby [3].

Z przeprowadzonych badań wynikają następujące wnioski:

1. Optymalnym kątem stoczenia częściowego zarysu gwintu śruby jest kąt  $\gamma = 3^\circ$ , przy którym wartość naprężenia zredukowanego obniżyła się o 12%. Uzyskano również bardziej równomierny rozkład naprężeń wzdłuż gwintowanej części śruby.
2. Zastosowany do obliczeń stanu naprężenia w zwojach gwintu połączenia korbówód-stopa korbowodu pakiet programu Nastran/Patran pozwala uzyskać rozkłady naprężeń zredukowanych na całej długości gwintu, co daje możliwość oceny jakości połączenia.

## Bibliografia

1. Nischida S., Urashima C.H., Tamasaki H.: A New method for fatigue life improvement of screws, [in:] Marguis G., Solin J. (eds.): Fatigue design of components. Vol. 22, 1997, p. 215-225.
2. Habit K., Husain A.: Failure analysis of a broken diesel engine. International Journal of Fatigue, Vol. 16, July, 1994, p. 357-359.
3. Gasiak G., Grzelak J.: Badanie wytrzymałości zmęczeniowej śrub w zespole korbówód-stopa korbowodu silnika. XI Konferencja Naukowa „Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych”, Zakopane 1998, Wyd. Politechniki Śląskiej, Gliwice 1998, s. 115-120.
4. Matzke W.: Projektowanie mechanizmów korbowych silników szybkobieżnych. WKiŁ, Warszawa 1974.