

Autorzy: dr inż. Jacek PACANA, e-mail: pacanaj@prz.edu.pl

dr inż. Jadwiga PISULA, e-mail: jpisula@prz.edu.pl

Instytucja: Politechnika Rzeszowska, Katedra Konstrukcji Maszyn



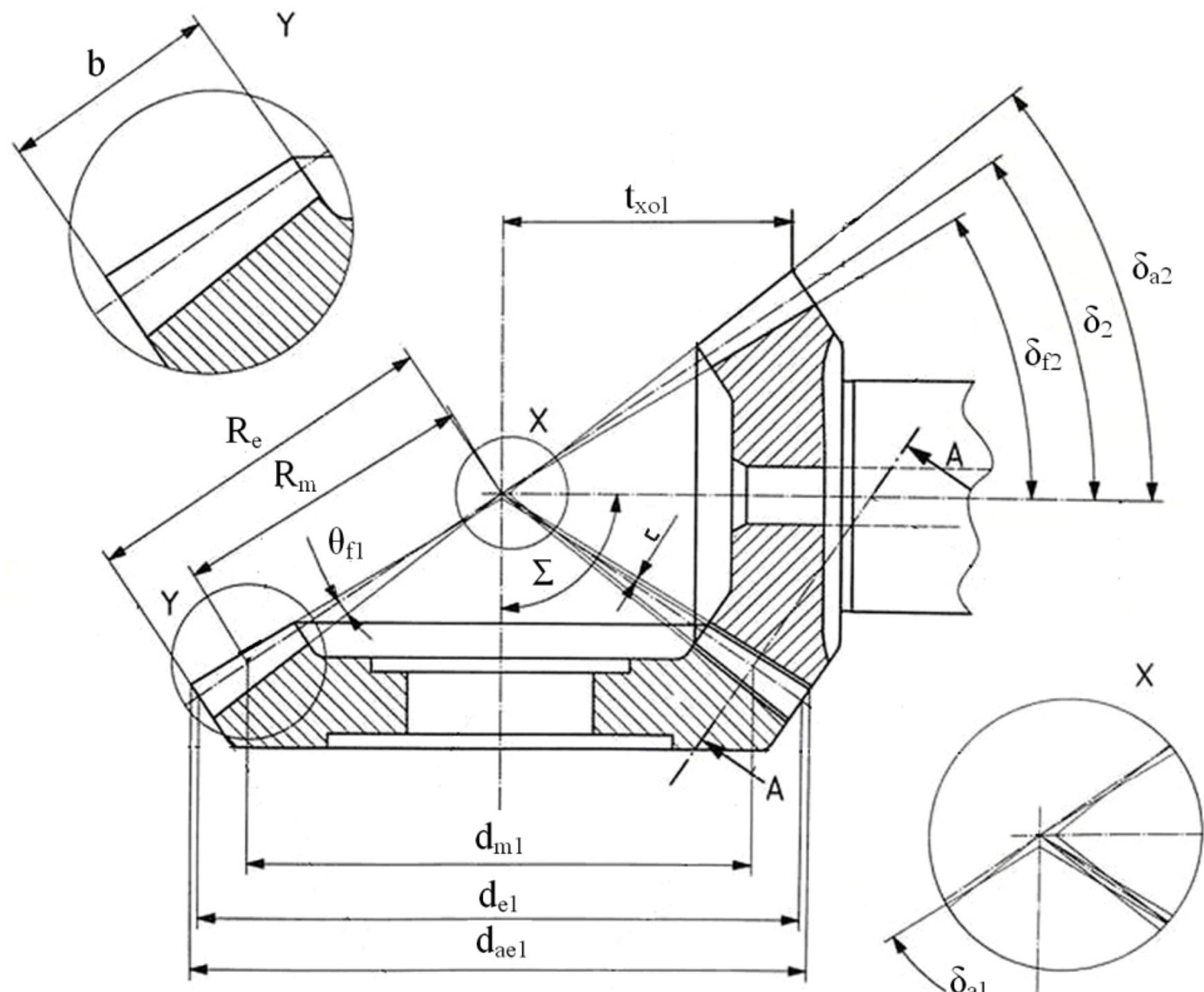
WYDZIAŁ
BUDOWY MASZYN
I LOTNICTWA
POLITECHNIKI RZESZOWSKIEJ

Tytuł plakatu: Analityczno-numeryczne obliczenia wytrzymałościowe kół zębatach lotniczej przekładni stożkowej

W niniejszym opracowaniu przedstawione zostały analityczne i numeryczne metody projektowania zębatach przekładni stożkowej. Zaprezentowano metodykę postępowania przy analitycznych obliczeniach geometrycznych i wytrzymałościowych, a także sposób przygotowania i przeprowadzania analizy numerycznej wykorzystującej metodę MES w programie Abaqus. Porównanie i analiza wyników z obydwu metod pozwoliło ocenić ich poprawność i uzasadnić stosowanie metody elementów skończonych przy projektowaniu. Jako model do analizy wybrano zębatach przekładnię stożkową będącą kluczowym elementem napędu silnika lotniczego. Podstawowe parametry wejściowe dla projektowanej przekładni podano poniżej.

Dane podstawowe

• Liczba zębatach zębatach	$Z_1 = 61$
• Liczba zębatach koła	$Z_2 = 59$
• Moduł czołowy	$m = 1,954 \text{ [mm]}$
• Kąt skrzyżowania osi	$\Sigma = 70 \text{ [}^\circ\text{]}$
• Szerokość wieńca zębatach	$b = 13,665 \text{ [mm]}$
• Kąt przyporu w płaszczyźnie czołowej	$\alpha_n = 20 \text{ [}^\circ\text{]}$
• Kąt pochylenia linii zębatach zębatach na srodku wieńca	$\beta_{m1} = 35 \text{ [}^\circ\text{]}$
• Przełożenie	$u = 0,967$
• moment obrotowy zębatach	$T_L = 340 \text{ Nm}$
• prędkość obrotowa zębatach	$R_{pn} = 18630 \text{ (obr/min)}$



Rys. 1. Podstawowe parametry przekładni stożkowej według ISO 23509], gdzie: R_e -długość tworzącej na zewnątrz wieńca zębatach, d_{ae1} , d_{ae2} -średnica od głowy zębatach na zewnątrz wieńca zębatach, c -luz wierzchołkowy, t_{xo1} , t_{xo2} -odległość od korony do punktu przecięcia, θ_{f1} , θ_{f2} -kąt stopy zębatach, δ_{a1} , δ_{a2} -kąt stożka wierzchołków, b -szerokość wieńca zębatach, δ_1 , δ_2 -kąt stożka podziałowego, R_m -długość tworzącej na srodku wieńca zębatach, d_{e1} , d_{e2} -średnica podziałowa na zewnątrz wieńca zębatach, δ_{f1} , δ_{f2} -kąt stożka podstaw, Σ -kąt skrzyżowania osi, d_{m1} , d_{m2} -średnica podziałowa na srodku wieńca zębatach.

Obliczenia dotyczące geometrii kół zębatach zostały przeprowadzone zgodnie z wytycznymi normy ISO 23509, natomiast zagadnienia dotyczące wytrzymałości przekładni szczegółowo opisane są w normie ISO 10300. Obszerność uzyskanych wyników pozwala na prezentację, w tabelach 1 i 2, tylko wybranych z nich.

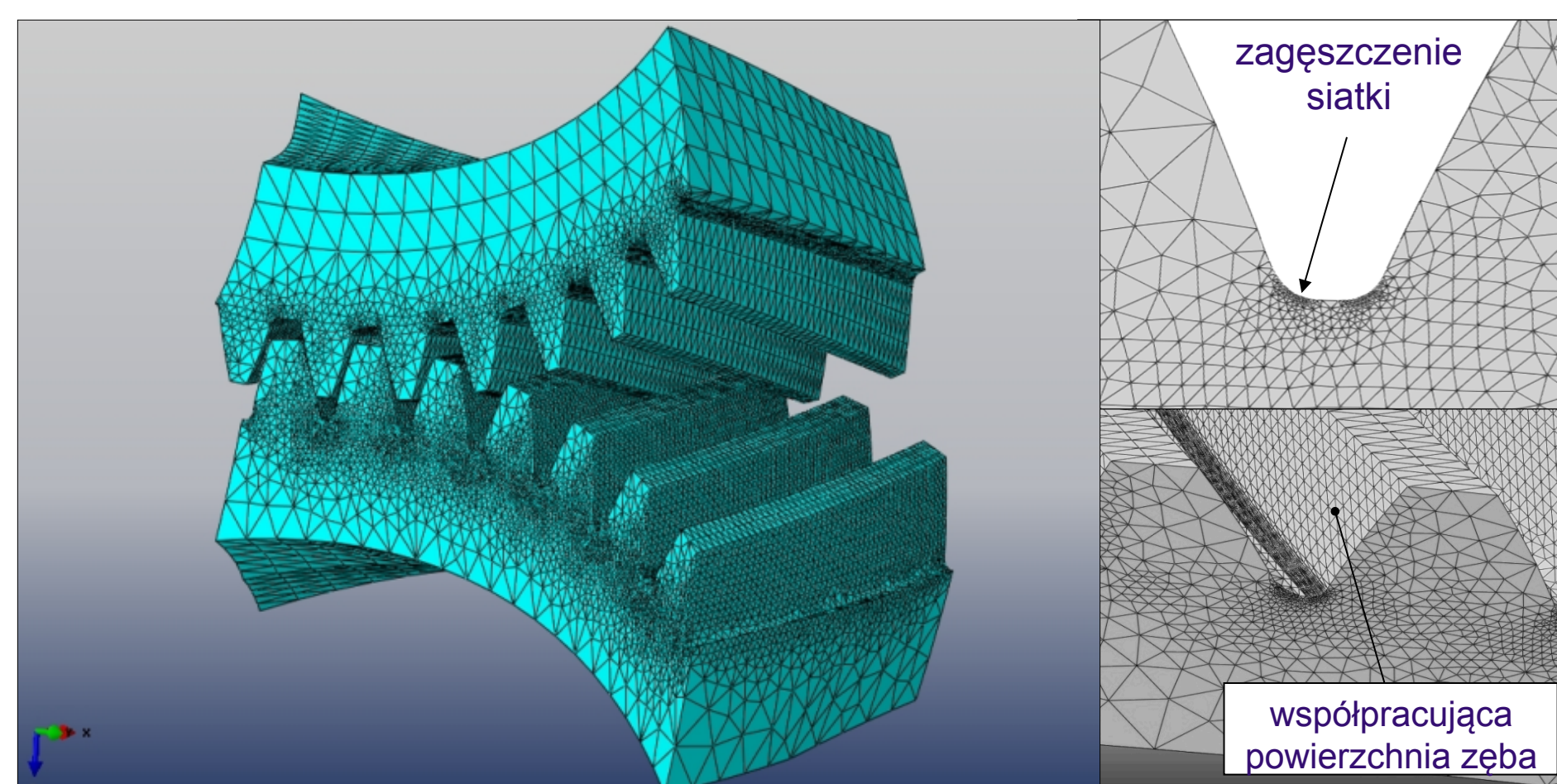
Tab. 1. Wybrane parametry geometryczne dla analizowanej przekładni stożkowej

Nazwa	Oznaczenie	Wartość/ Jednostka
Średnica podziałowa zębatach na srodku wieńca zębatach	d_{m1}	119,185 [mm]
Średnica podziałowa koła na srodku wieńca zębatach	d_{m2}	115,277 [mm]
Luz wierzchołkowy	c	0,4 [mm]
Wysokość całkowita zębatach na srodku wieńca zębatach	h_m	3,601 [mm]
Kąt stożka podstaw zębatach	δ_{f1}	35,001 [°]
Kąt stożka podstaw koła	δ_{f2}	33,465 [°]
Kąt stożka wierzchołków zębatach	δ_{a1}	36,535 [°]
Kąt stożka wierzchołków koła	δ_{a2}	35,708 [°]
Szerokość wieńca zębatach	$b_1=b_2$	13,665 [mm]
Długość tworzącej na zewn. punkcie granicznym zębatach	R_{e21}	109,032 [mm]
Długość tworzącej na wewn. punkcie granicznym zębatach	R_{i21}	109,032 [mm]
Wysokość całkowita zębatach na zewnątrz wieńca zębatach	$h_{e1}=h_{e2}$	3,869 [mm]
Wysokość całkowita zębatach wewnątrz wieńca zębatach	$h_{i1}=h_{i2}$	3,334 [mm]

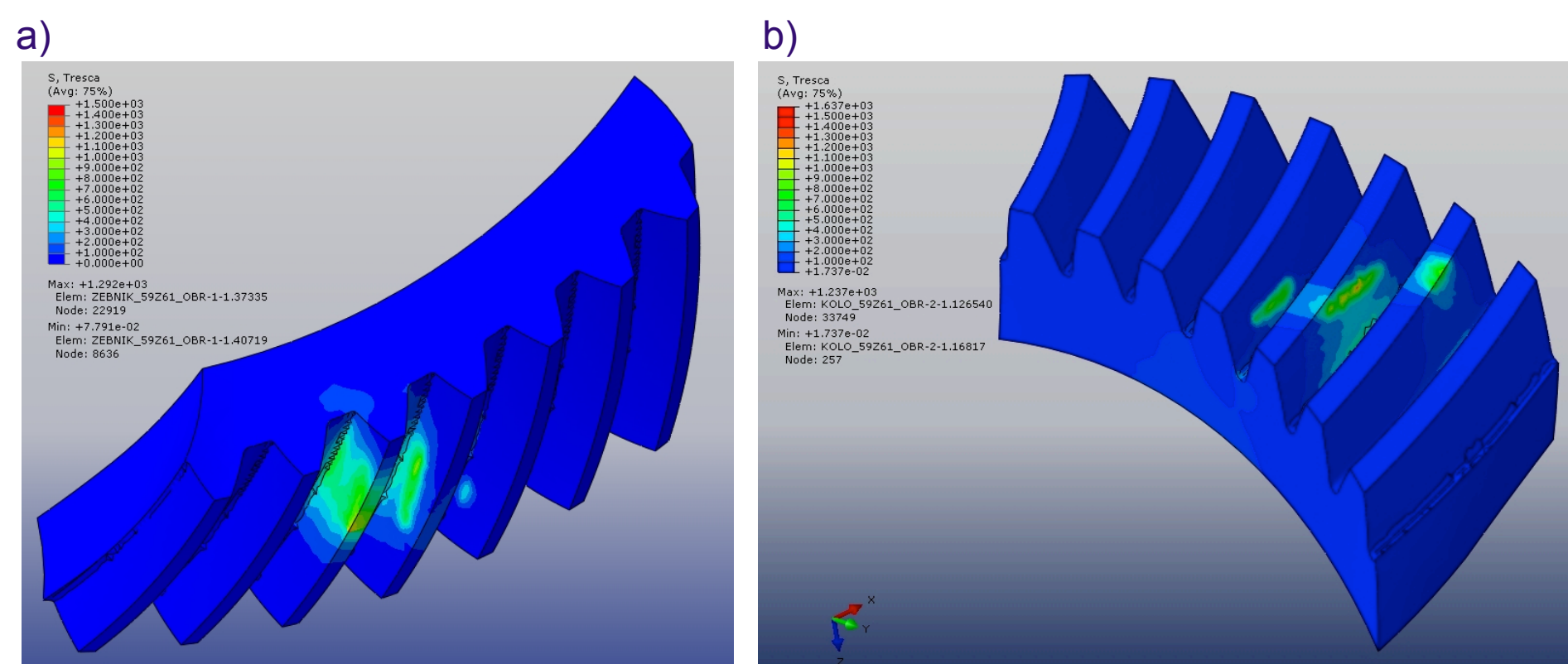
Tab. 2. Wybrane parametry wytrzymałościowe dla analizowanej przekładni stożkowej

Nazwa	Oznaczenie	Wartość/ Jednostka
Dopuszczalne naprężenia kontaktowe	σ_{HP}	1426 [MPa]
Obliczeniowe naprężenia kontaktowe	σ_H	480 [MPa]
Dopuszczalne naprężenia zginające u podstawy zębatach zębatach	σ_{FP}	938 [MPa]
Obliczeniowe naprężenie zginające u podstawy zębatach zębatach	σ_F	888 [MPa]
Dopuszczalne naprężenia zginające u podstawy zębatach koła	σ_{FP}	1033 [MPa]
Obliczeniowe naprężenie zginające u podstawy zębatach koła	σ_F	784 [MPa]

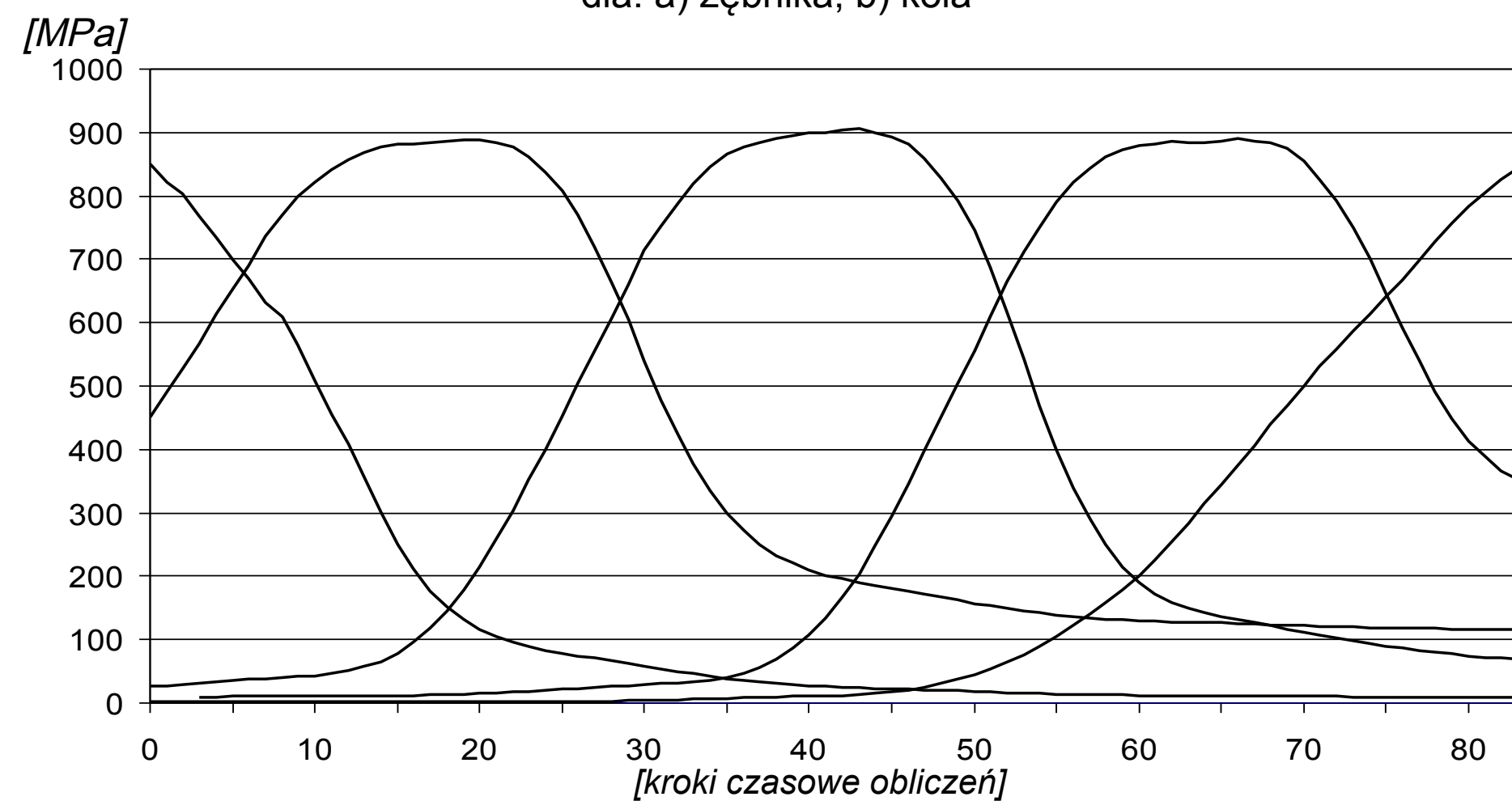
Przygotowane zostały również modele wirtualne kół zębatach analizowanej przekładni stożkowej, które posiadał specjalnie zagęszczoną siatkę w kluczowych dla obliczeń obszarach (rys.2). Na ich podstawie zostały przeprowadzone obliczenia numeryczne MES przekładni stożkowej. Otrzymane wyniki, w postaci rozkładu naprężeń (rys. 3) oraz wykresów (rys. 4), zostały porównane z odpowiednimi parametrami otrzymanymi analitycznie (tab.1 tab.2).



Rys. 2. Widok modeli kół zębatach przekładni stożkowej przygotowanych do obliczeń w programie Abaqus



Rys. 3. Rozkład naprężeń zredukowanych przy zazębieniu trzyzarywym dla: a) zębatach, b) koła



Otrzymane obydwoma metodami wyniki nie różniły się znacząco. Zauważone pewne rozbieżności wynikają z uproszczeń metody MES i przyjmowania przybliżonych współczynników w obliczeniach przeprowadzanych zgodnie z normami ISO. Obydwie zastosowane metody są dość skomplikowane i wymagają pewnego doświadczenia, jednak dają wyniki potwierdzające się nawzajem i wystarczająco dokładne dla przemysłu lotniczego, gdzie analizowana przekładnia stożkowa znajduje zastosowanie.

