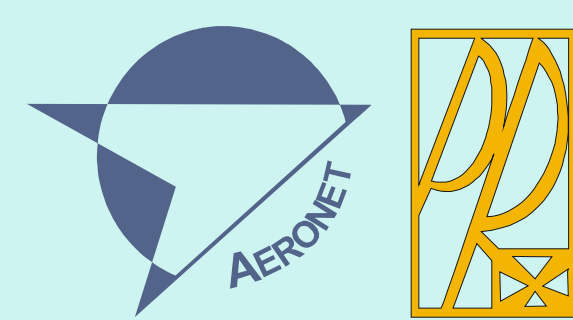


Projekt kluczowy

Nowoczesne technologie materiałowe stosowane w przemyśle lotniczym

Modern material technologies in aerospace industry



KONFERENCJA
RADY PARTNERÓW CZT AERONET
i PANELE EKSPERTÓW
25-26 Czerwca 2012

ZB 4

Opracowanie nowej, prostszej i tańszej przekładni zębatej w miejsce skomplikowanych i drogich przekładni planetarnych

Development of a new, simpler and cheaper toothed gear in place of complicated and expensive planetary gears

Wyniki badań Results

1. Opracowanie rozwiązań konstrukcyjnych kół zębatych pierwszego i drugiego stopnia przekładni dwudrożnej o zmniejszonej masie i wymiarach gabarytowych.

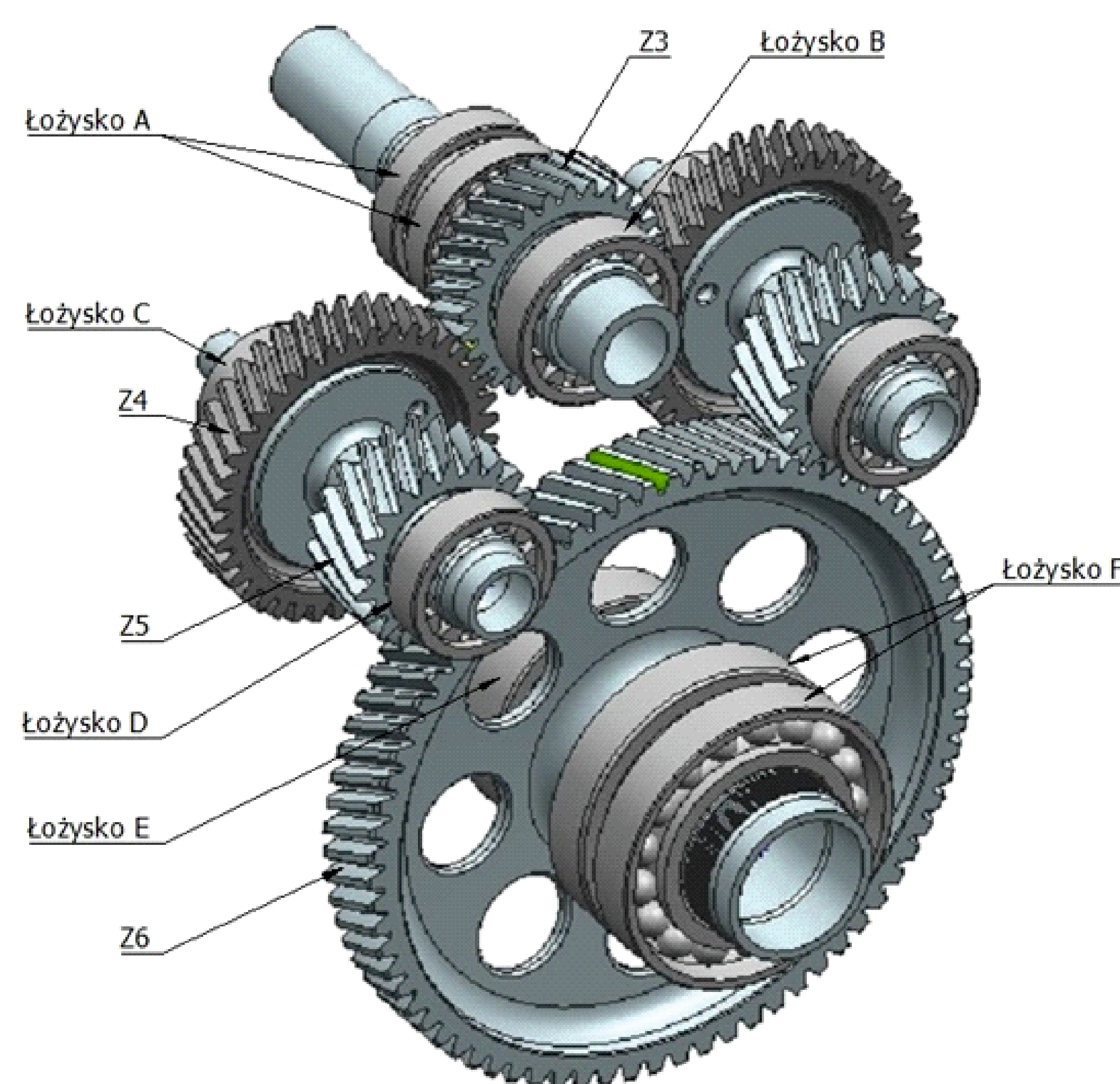
Projektowana przekładnia dwudrożna umożliwia zastąpienie stopnia planetarnego w przekładni śmigłowej. Przekładnia planetarna zastosowana w śmigłowcu PZL SW-4 (przekładnia główna PG-4) będzie przekładnią porównawczą dla przekładni dwudrożnej.

Dla spełnienia warunków porównania przekładni dwudrożnej z rzeczywistą przekładnią planetarną stosowaną w śmigłowcu PZL SW-4, do obliczeń wytrzymałościowych kół zębatych opracowywanej przekładni dwudrożnej zostały przyjęte warunki obciążeń jak dla przekładni odniesienia. PZL SW-4 jest jednosilnikowym, wielozadaniowym śmigłowcem napędzanym turbinowym silnikiem Rolls-Royce 250 C20-R/2 o mocy 336 kW, lub silnikiem Pratt & Whitney PT6B-37A o mocy 342 kW. Śmigłowiec zaprojektowany jest na zgodność z przepisami FAR-27 oraz EASACS 27.

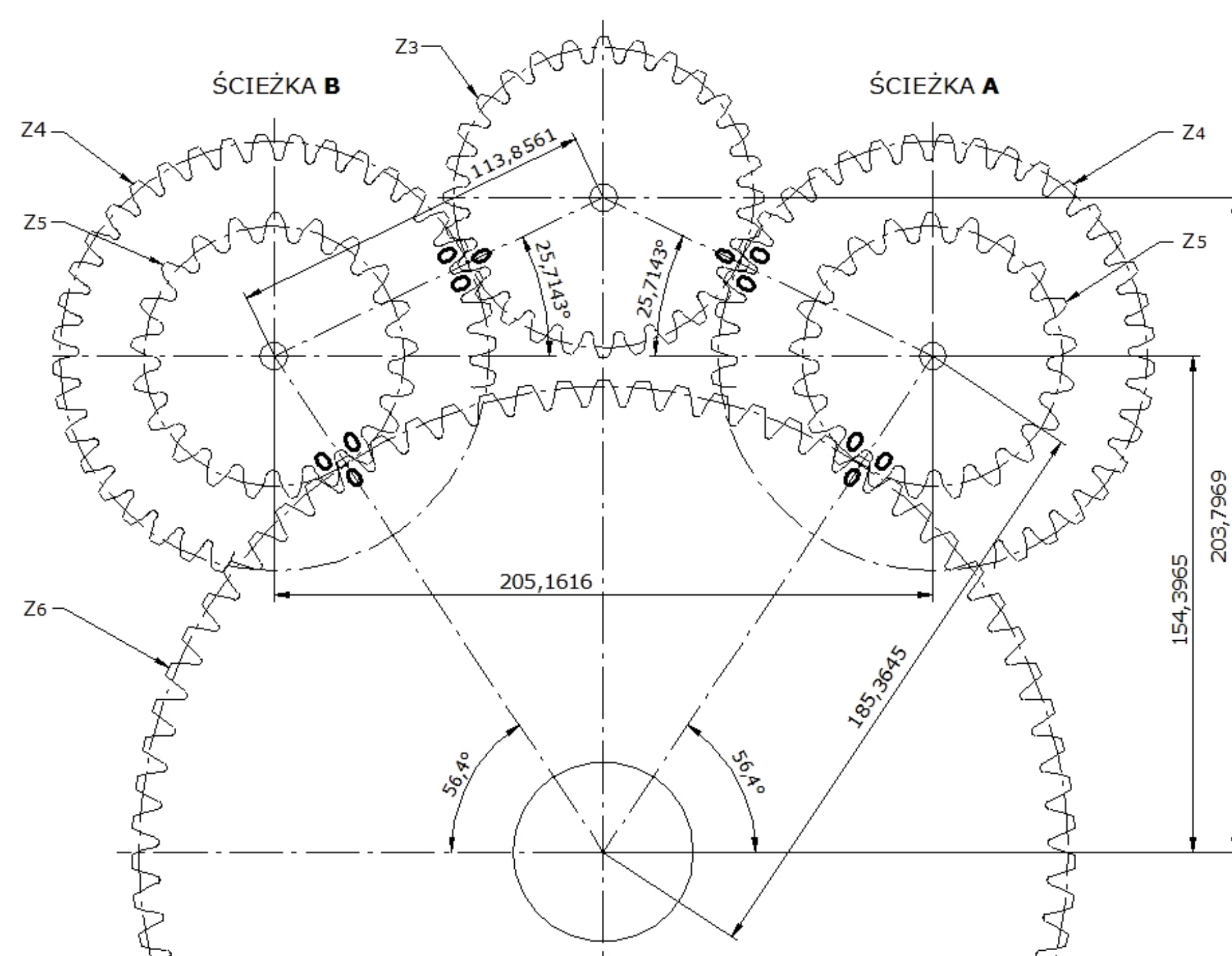
Zakresy pracy śmigłowca PZL SW-4 wg danych technicznych podanych na stronie internetowej <http://www.pzl.swidnik.pl/pl/produkty/sw-4/sw-4/0,-1,15,150>

Lp.	Engine Rating	P [kW]
1	Take off	336
2	Maximum continuous power	284

Na etapie założeń do projektu wstępnego przekładni dwudrożnej rozważano wariant z kołami zębatymi walcowymi o zębach skośnych na pierwszym stopniu, oraz kołami zębatymi walcowymi o zębach prostych typu HCR o współczynniku wysokości zęba = 1,2 na drugim (zbiorczym) stopniu. Średnica podziałowa zbiorczego koła zębatego wynosiła 367,5 mm, co niekorzystnie odbiło się na masie gabarytach przekładni dwudrożnej. Po rozpoznaniu możliwości wytwórczych lotniczych kół zębatych okazało się, że średnica podziałowa koła zbiorczego $d_4 = 367,5 > 300$ mm, w znacznym stopniu ograniczy możliwość wykonania kompletu kół zębatych w takich samych warunkach technicznych, tj. u jednego wykonawcy. W celu wyeliminowania tych ograniczeń do dalszej analizy w projekcie wstępnym zostały przyjęte koła zębate walcowe o zębach skośnych na pierwszym i drugim stopniu ząbienia, jak na rys. 1.



Rys. 1. Układ kół zębatych przekładni dwudrożnej
Fig. 1. The layout of gears transmission with dual power paths



Rys. 2. Geometria położenia zębów kół zębatych przekładni dwudrożnej
Fig. 2. Geometry teeth position of gears transmission with dual power paths

Politechnika Rzeszowska, Politechnika Łódzka

Z przedstawionego na rys. 2 schemat ząbienia kół zębatych wynika warunki montażowe przekładni. Dla zapewnienia montażu kół zębatych przekładni dwudrożnej w przyjętym układzie konstrukcyjnym niezbędnym jest:

- położenie kół z4 i z5 względem siebie musi być zgodne z rys. 2.
- oznaczenie jednoznacznie katowego położenia względem siebie zębów kół jak przedstawia rys. 2.

Podstawowe parametry geometryczne kół zębatych przekładni dwudrożnej o zmniejszonej masie i wymiarach gabarytowych spełniające wymagania wg rys. 2.

Lp.	Parametry przekładni	Jednostki	Wielkość
1.	Przełożenie	-	28 / 40
2.	Moduł normalny	mm	3,25
3.	Kąt przyproru	deg	20
4.	stopień I	Średnica podziałowa d_1 / d_2	mm 93,764 / 133,948
5.		Kąt pochylenia linii zęba	deg 13,9460
6.		Szerokość wieńca	mm 38 / 37
7.		Odległość osi	mm 113,8561
8.	Przełożenie	-	21 / 75
9.	Moduł	mm	3,5
10.	Kąt przyproru	deg	20
11.	stopień II	Średnica podziałowa d_3 / d_4	mm 81,098 / 294,990
12.		Kąt pochylenia linii zęba	deg 25,00
13.		Szerokość wieńca	mm 46 / 45
14.		Odległość osi	mm 185,3675

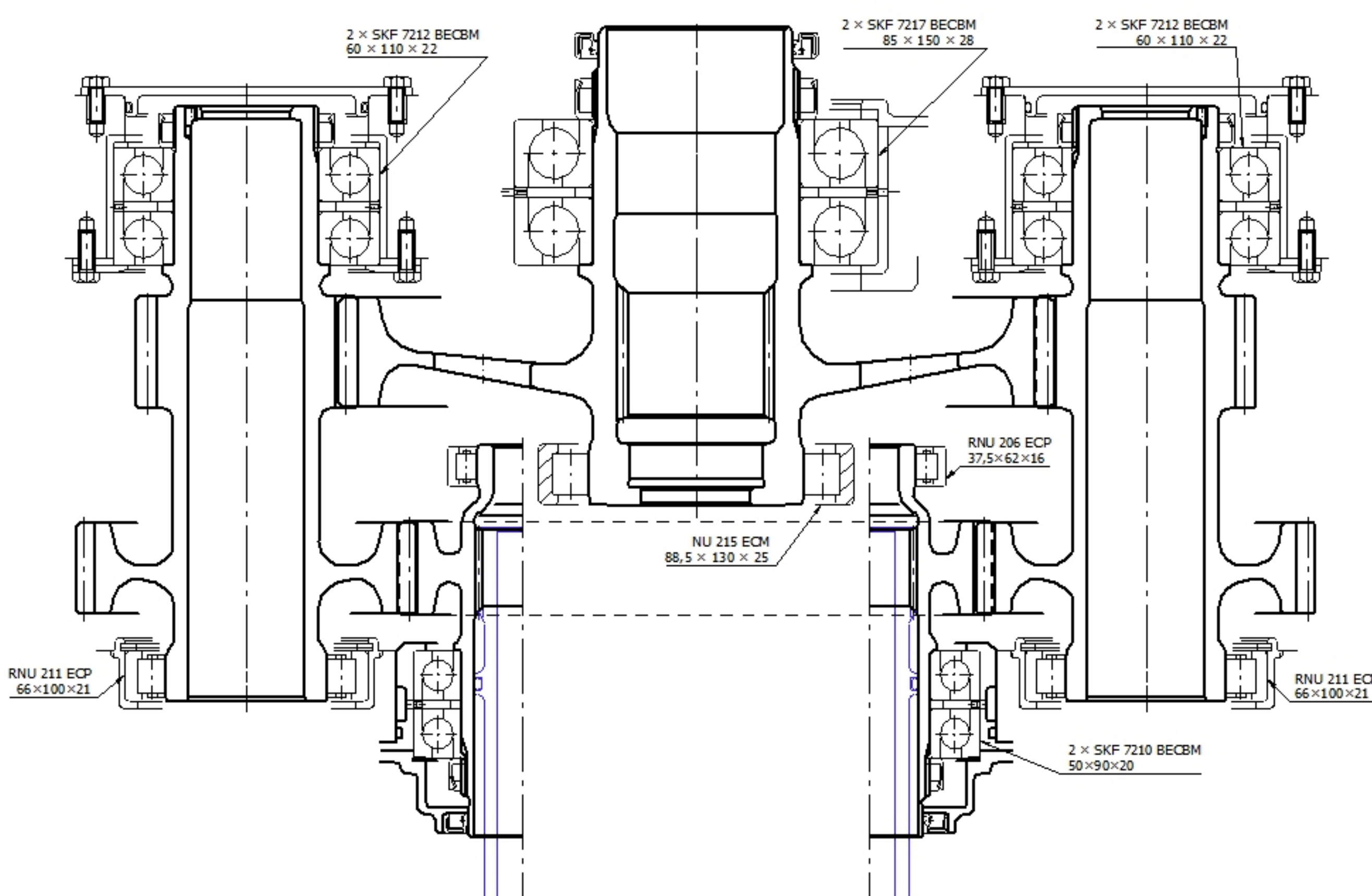
Dla geometrii ząbienia wg rys. 2 zostały przeprowadzone obliczenia wytrzymałościowe kół zębatych przekładni dwudrożnej wg normy PN - ISO 6336, z uwzględnieniem wymagań przepisów FAR-27 oraz EASA CS 27, oraz następujących danych i założeń:

Żywotność przekładni dwudrożnej	3000 h
Czas pracy przekładni na zakresie startowym	12% = 360 h
Czas pracy przekładni na zakresie max. ciągły	88% = 2640 h
Liczba obrotów na wejściu (zębnika)	2231,0 min ⁻¹
Liczba obrotów na wyjściu (koła zbiorczego)	437,3 min ⁻¹
Kierunek obrotów wału wyjściowego	prawy patrząc na wyjście napędu
Założona różnica momentu między ścieżkami	3%
Materiał na koła zębate	17HNM wg PN-89/H-84030/02 $R_m = 1180$ MPa; $R_{0,2} = 1180$ MPa; $\sigma_{Hlim} = 1595$ MPa; $\sigma_{FE} = 1060$ MPa
Twardość	rdzenia HRC 34 + 42
	powierzchni nawęglanej HRC 60 + 63
Dokładność wykonania kół zębatych	kl. 5 wg PN - ISO 6336

Liczba cykli obciążeń zębów podczas pracy przekładni dwudrożnej na zakresie startowym jak i mocy max ciągłej przekracza bazową liczbę cykli na zginanie $N_{Flim} = 3 \cdot 10^6$. Koła zębate zostały tak dobrane aby zapewnić wytrzymałość trwałą zębów na złamanie i pitting na wszystkich zakresach pracy.

Zestawienie obliczeniowych naprężeń i współczynników bezpieczeństwa na wytrzymałość zmęczeniową i statyczną kół zębatych przekładni dwudrożnej				
Opis	I stopień (1-st stage)		II stopień (2-nd stage)	
	Zębnik z3	Koło z4	Zębnik z5	Koło zbiorcze z6
Naprężenia [MPa]	$\sigma_H = 976$	$\sigma_H = 975$	$\sigma_F = 304$	$\sigma_F = 315$
Współcz. bezpieczeństwa	$S_H = 1,84$	$S_H = 1,84$	$S_F = 1,70$	$S_F = 1,63$
Naprężenia [MPa]	$\sigma_H = 962$	$\sigma_H = 962$	$\sigma_F = 314$	$\sigma_F = 317$
Współcz. bezpieczeństwa	$S_H = 1,94$	$S_H = 2,05$	$S_F = 1,65$	$S_F = 1,63$

$S_H = 1,0 + 1,3$ minimalny współczynnik bezpieczeństwa na naciski
 $S_F = 1,4 + 1,6$ minimalny współczynnik bezpieczeństwa na zginanie



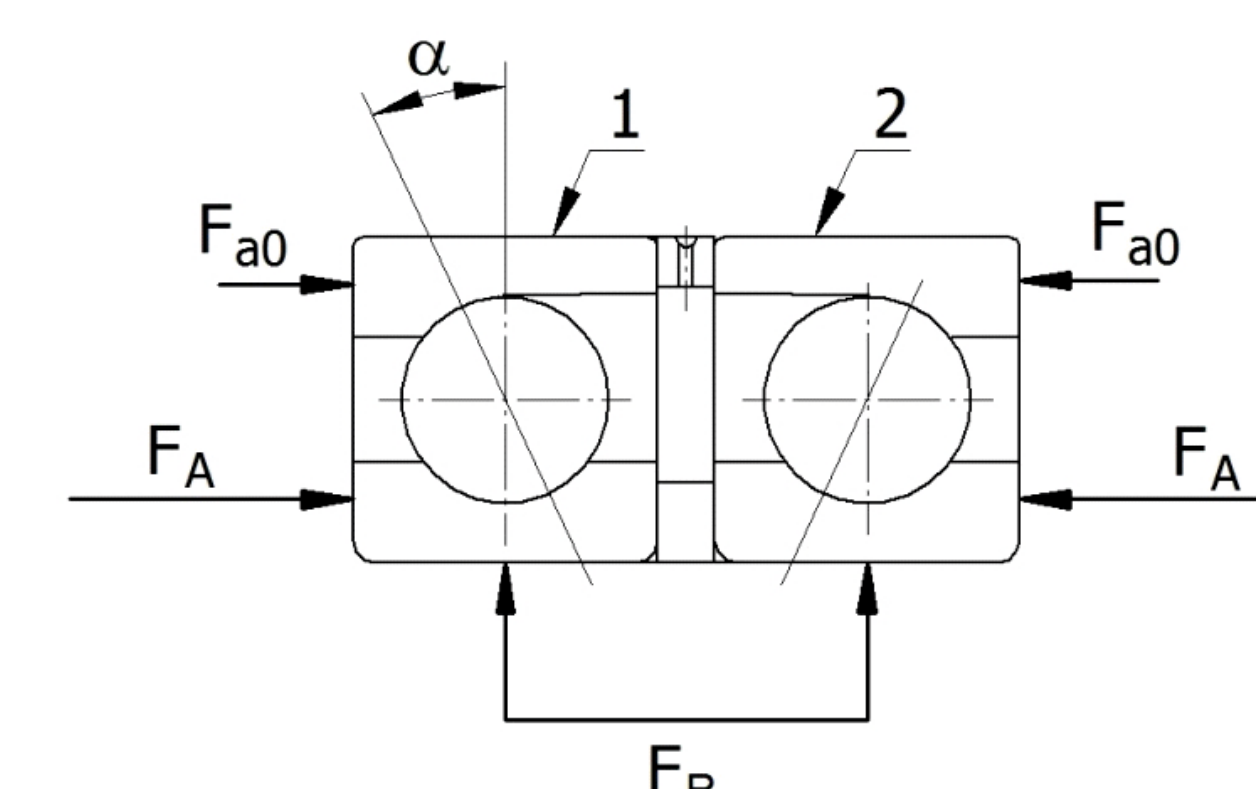
Schemat koncepcyjny przekładni dwudrożnej

Opracowanie rozwiązań konstrukcyjnych łożyskowania wałów przekładni dwudrożnej

Łożyskowanie wałów przekładni dwudrożnej oprócz przeniesienia obciążeń od ząbienia kół zębatych ma istotny wpływ na nierównomierność rozdziału momentu między ścieżkami. W analizie łożyskowania przekładni dwudrożnej położono szczególny nacisk na wyeliminowanie lub zredukowanie w możliwym zakresie czynników wpływających na nierównomierność rozdziału momentu między ścieżkami wynikającą z przemieszczania się kół zębatych w ramach luzów w łożyskach oraz w wyniku deformacji elementów przekładni (wały, kadłuby, obudowy, łożysk) pod obciążeniem i wpływem temperatury.

Zestaw łożysk kulkowych skośnych jednorzędowych montowanych z napięciem wstępnym w podporach przenoszących siły, poprzeczną i wzdłużną w jednym węźle i łożysko walcowe z integralną bieżnią łożyska na wale w drugim węźle zapewniają bardzo dokładne ustalenie położenia kół zębatych względem siebie. Aby uniknąć nadmiernej sztywności łożyskowania zestawy łożysk kulkowych skośnych jednorzędowych montowane są układzie „X”.

Obciążenia przypadające na poszczególne łożyska w zestawie zależą od zewnętrznych obciążeń, promieniowego FR, osiowego FA, stosunku FA/FR, kąta działania łożysk oraz



Rys. 3. Siły działające na zestaw łożysk kulkowych skośnych
Fig. 3. Forces acting on the set of ball bearings

W oparciu o praktykę krajowego przemysłu lotniczego założeniach do obliczeń trwałości łożysk przekładni dwudrożnej przyjęto:

- Minimalna trwałość kompletnych łożysk 2000 h
- Minimalna trwałość łożysk z integralną bieżnią na czopach wałów 4000 h
- Trwałość łożysk przekładni dwudrożnej.

Lp.	Nazwa napędu	Podpora	Oznaczenie łożyska	Liczba łożysk	Trwałość łożysk [h]	Masa [kg]
1	Zębnik	A	2 x 7210 BECBMDF P5	2	4391	1,02
2		B	RNU 206 ECM P5	1	4595	0,18
3	Walek pośredni	C	RNU 211 ECM P5	1	5627	0,49
4		D	2 x 7212 BECBMDF P5	2	3269	1,70
5	Koło zbiorcze	E	NU 215 ECM P5	1	8347	0,96
6		F	2 x 7217 BECBMDF P5	2	7436	3,98
Masa wszystkich łożysk						8,33

$$L_h = \frac{16667}{n} \left(\frac{C}{P_{eqv}} \right)^p$$

$$P_{eqv} = \left[\frac{\sum_{i=1}^n P_i^p \cdot T_i}{\sum_{i=1}^n T_i} \right]^{1/p} \quad \sum_{i=1}^n T_i = 1$$

gdzie:

- P_i - obciążenie stałe w czasie T_i
- T_i - udział czasowy działania obciążenia P_i, przy czym T₁ + T₂ + ... + T_n = 1
- p = 3 dla łożysk kulkowych
- p = 10/3 dla łożysk walcowych

Oznaczenia dodatkowe łożysk (przyrostki)

- B kąt działania 40°.
- CB łożysko do uniwersalnej zabudowy w zespole w układzie O lub X.
- DF Dwa łożyska w układzie X
- E Zoptymalizowana budowa wewnętrzna łożyska kulkowego skośnego jednorzędowego.
- EC Zoptymalizowana konstrukcja wewnętrzna obejmująca większą liczbę i/lub większe waleczki oraz zmodyfikowaną powierzchnię styku powierzchni waleczek z obrzeżem (dotyczy łożysk walcowych).
- M Obrabiany maszynowo koszyk mosiężny typu klatkowego.
- P5 Klasa dokładności łożyska.

Wnioski Conclusions

1. Wyniki przeprowadzonych obliczeń wytrzymałości powierzchni zębów na naciski oraz wytrzymałości zębów na złamanie zmęczeniowe przeprowadzone wg metodyki podanej w normie PN - ISO 6336 oraz technologia wykonania kół zębatych stosowana w przemyśle lotniczym są podstawą do uznania, że koła zębate przekładni dwudrożnej będą poprawnie pracowały.
2. Uzyskanie wytrzymałości trwałej kół zębatych na wszystkich zakresach pracy przekładni umożliwi wprowadzenie okresów międzynaprawczych (TBO), np. 1500 h lub 2000 h eksploatacji do pierwszej i kolejnych napraw głównych (remontów). W efekcie nastąpi wydłużenie całkowitej żywotności przekładni.
3. Trwałość zastosowanych w przekładni dwudrożnej łożysk została obliczona na podstawie metodyk zalecanych przez uznanych producentów łożysk (SKF i NSK) zapewni poprawną pracę przekładni w przyjętym okresie 2000 h.
4. Trwałość łożysk przekładni dwudrożnej umożliwia wprowadzenie okresów międzynaprawczych TBO = 2000 h eksploatacji do pierwszej i kolejnych napraw głównych.

1. Results of the calculations carried out according to the method described in standard PN-ISO 6336 on the strength of the teeth surface to pressure and the strength of the teeth on the bending fatigue and technology used in the aviation industry are the basis for the recognition the gears will properly worked.
2. To achieve permanent strength gears on all the ranges of work allows to enter periodic overhauls - TBO, for example 1500 h or 2000 h operation to the first and subsequent major (repair). The result is elongation of the total service life of the transmission.
3. Life time of the bearings used in transmission has been calculated on the basis methodology recommended by recognized producers bearings (SKF and NSK) will provide the correct work of the gear in the defined period 2000 h
4. Life time of the bearings used in transmission allow to enter the overhaul periods TBO = 2000 h of operation to the first and subsequent major repairs.

Wskaźniki realizacji celów projektu Indicators of the project

Prace mgr, dr, hab.

Prace doktorskie

Tytuł: *Analiza zastosowania przekładni wielodrożnej jako zamiennika stopnia planetarnego w napędach lotniczych*
Autor: Robert Busz
Promotor: prof. dr hab. inż. Tadeusz Markowski
Status: *W trakcie realizacji*