

Wiesław Czader, Józef Drewniak

PROJEKTOWANIE ELEMENTÓW ZĘBATYCH PRZEKŁADNI KĄTOWYCH.

TEORIA I PRZYKŁADY ZASTOSOWANIA

MONOGRAFIA - NR 5

**SERIA: INNOWACYJNE TECHNIKI
I TECHNOLOGIE MECHANIZACYJNE**



Gliwice 2009

**Wiesław CZADER
Józef DREWNIAK**

**PROJEKTOWANIE ELEMENTÓW
ZĘBATYCH PRZEKŁADNI KĄTOWYCH.
TEORIA I PRZYKŁADY ZASTOSOWANIA**

Autorzy:

dr inż. Wiesław Czader – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

prof.dr hab.inż. Józef Drewniak – Akademia Techniczno-Humanistyczna
– Bielsko-Biała

Recenzent:

prof.dr hab.inż. Józef Jonak – Politechnika Lubelska

Sekretarz redakcji:

mgr inż. Romana Zając

Copyright by

Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice

Praca naukowa finansowana ze środków na naukę.

ISBN 978-83-60708-32-3

Wydawca:

Instytut Techniki Górniczej KOMAG

ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice

Spis treści

	str.
1. WSTĘP	1
2. PROJEKTOWANIE ELEMENTÓW ZĘBATYCH PRZEKŁADNI STOŻKOWYCH	3
2.1. Wstępne obliczenia projektujące	5
2.1.1. Wprowadzenie	5
2.1.2. Wyznaczenie momentów	6
2.1.3. Obliczanie średniej średnicy podziałowej zębника	7
2.1.4. Obliczanie średniego modułu normalnego	11
2.1.5. Wstępny dobór liczby zębów zębника i koła	12
2.2. Obliczanie cech geometrycznych	13
2.2.1. Wprowadzenie	13
2.2.2. Parametry geometryczne kół stożkowych	14
2.2.3. Cechy geometryczne kół zastępczych w przekro- żu czołowym	23
2.2.4. Cechy geometryczne kół zastępczych w przekro- żu normalnym	24
2.3. Określenie dokładności	25
2.4. Obliczenia sprawdzające nośność kół stożkowych we- dług ISO 10300:2001 metod B, B1, B2	30
2.4.1. Wprowadzenie	30
2.4.2. Wytrzymałość boku zęba na naciski powierz- chniowe (pitting)	30
2.4.3. Wytrzymałość podstawy zęba na złamanie	41
2.5. Przykładowe obliczenia elementów zębatych stożkowych ..	55
2.5.1. Wstępne obliczenia projektujące	55
2.5.2. Cechy geometryczne zębника i koła	59
2.5.3. Cechy geometryczne kół zastępczych w przekro- żu czołowym	68
2.5.4. Cechy geometryczne kół zastępczych w prze- kroju normalnym	70
2.5.5. Obliczenia trwałości powierzchni boku zęba we- dług metody B	71
2.5.6. Obliczenia wytrzymałości zęba na złamanie we- dług metody B1	81
2.5.7. Obliczenia wytrzymałości zęba na złamanie we- dług metody B2 (AGMA – USA)	90
3. PROJEKTOWANIE ELEMENTÓW ZĘBATYCH PRZEKŁADNI ŚLIMAKOWYCH	105
3.1. Wstępne obliczenia projektujące	106

3.1.1.	Wprowadzenie	106
3.1.2.	Dobór silnika i wyznaczenie momentów	108
3.1.3.	Wstępne wyznaczenie modułu osiowego	111
3.1.4.	Wstępny dobór odległości osi	113
3.2.	Obliczanie cech geometrycznych	116
3.2.1.	Wprowadzenie	116
3.2.2.	Parametry geometryczne ślimaka	117
3.2.3.	Parametry geometryczne ślimacznicy	119
3.3.	Określenia dokładności wykonania ślimaka i ślimacznicy	121
3.4.	Obliczenie sprawdzające nośność ślimaka i ślimacznicy według ISO/ CD TR 14521 metody C	128
3.4.1.	Wprowadzenie.....	128
3.4.2.	Sprawdzenie trwałości ślimacznicy ze względu na pitting.....	128
3.4.3.	Sprawdzenie wytrzymałości zęba ślimacznicy ze względu na złamanie	129
3.4.4.	Sprawdzenie sztywności ślimaka	131
3.4.5.	Sprawdzenie stopnia zużycia zęba ślimacznicy	133
3.4.6.	Sprawdzenie temperatury przekładni	140
3.5.	Przykładowe obliczenia elementów zębatych przekładni ślimakowych	141
3.5.1.	Obliczenia wstępne	141
3.5.2.	Obliczenia cech geometrycznych ślimaka i ślimacznicy ..	148
3.5.3.	Sprawdzenie sztywności ślimaka	154
3.5.4.	Obliczenie stopnia zużycia zęba ślimacznicy	156
3.5.5.	Sprawdzenie trwałości ślimacznicy ze względu na pitting	160
3.5.6.	Sprawdzenie wytrzymałości zęba ślimacznicy ze względu na złamanie	162
4.	KOMPUTEROWO WSPOMAGANE OBLICZENIA INŻYNIERSKIE	164
4.1.	Komputerowo wspomagany dobór oraz sprawdzenie elementów zębatych stożkowych	164
4.1.1.	Algorytm programu	164
4.1.2.	Opis użytkowania programu	166
4.2.	Komputerowo wspomagany dobór oraz sprawdzenie elementów zębatych ślimakowych	176
4.2.1.	Algorytm programu	176
4.2.2.	Opis użytkowania programu	178
5.	ZAKOŃCZENIE	187
Literatura		189

1. WSTĘP

Potrzebnym działaniem w kierunku racjonalizacji konstrukcji i produkcji napędów są rozwojowe prace badawczo-projektowe nad elementami zębatymi przekładni zębatych, w tym również kątowych [2-7]. Do tych prac zaliczyć można również niniejszą monografię poświęconą omówieniu dotychczasowego dorobku w dziedzinie projektowania elementów zębatych przekładni kątowych, tj. stożkowych i ślimakowych oraz wskazującą na nowe możliwości w działaniu projektowo-konstrukcyjnym przy wykorzystaniu wspomaganie komputerowego.

W rozdziałach: drugim i trzecim omówiono dokładnie proces obliczeń projektujących pary kół zębatych stożkowych i ślimakowych. Proces ten został opracowany w oparciu o najnowszą literaturę [1, 8-11, 16-24, 34, 35] oraz wymagania normy ISO 10300-1,2,3:2001 [13-15] i ISO/ CD TR 14521 [12] wraz z normami zharmonizowanymi [25-33], w sposób algorytmiczny nadający się do komputerowego wspomaganie projektowania [2-7, 34].

Składa się on z trzech etapów, tj.:

- wstępnych obliczeń projektujących,
- obliczeń cech geometrycznych,
- obliczeń sprawdzających nośności kół zębatych.

Na etapie wstępnych obliczeń projektujących, konstruktor dysponując ograniczoną liczbą danych, tj. momentem obrotowym na wyjściu, prędkościami obrotowymi zębniaka i koła oraz rodzajem pracy, może tylko wyznaczyć przybliżone wartości podstawowych parametrów. W przypadku kół zębatych stożkowych, są to: średni moduł normalny z warunku na zginanie zmęczeniowe oraz średnia średnica podziałowa zębniaka z warunku na zmęczeniową wytrzymałość powierzchni zęba dla przekładni o kącie osi 90° [13-15]. Natomiast dla elementów zębatych przekładni ślimakowych, to: moduł osiowy z warunku wytrzymałości na złamanie zęba ślimacznicy oraz odległości osi z warunku wytrzymałości zmęczeniowej powierzchni boku zęba ślimacznicy. Parametry te określane są na podstawie przyjętych wstępnie współczynników wytrzymałościowych (wpływu) dla uproszczonego projektu przekładni, czyli bez wnikania w jej szczegóły konstrukcyjne. Z tego powodu etap ten nazywany jest wstępnymi obliczeniami projektującymi.

Wartości współczynników wytrzymałościowych (wpływu) mogą być uznane za ostateczne dopiero po przeprowadzeniu kilku iteracji.

Podstawowe parametry, wyznaczone w obliczeniach wstępnych, pozwalają na obliczanie cech geometrycznych uzębienia i zazębienia oraz określeniu dokładności wykonania rozpatrywanej pary kół zębatych.

Obliczone w drugim etapie cechy geometryczne współpracujących elementów zębatych, dla wstępnie przyjętych wartości parametrów, muszą być zweryfikowane na etapie obliczeń sprawdzających wytrzymałość, nośność oraz trwałość danej pary kół zębatych.

O właściwym doborze cech geometrycznych elementów zębatych świadczą obliczone wartości współczynników bezpieczeństwa na złamanie zmęczeniowe oraz wytrzymałość zmęczeniowa boku zęba.

W przedstawionej metodyce, wytrzymałość kół kątowych oraz obliczeniowe współczynniki bezpieczeństwa, przekładni stożkowych i ślimakowych, sprawdza się według metod B, B1, B2 norm ISO 10300-1,2, 3:2001 [13-15] oraz metody C, ISO/ CD TR 14521 [12]. Normy te są stosowane do obliczania nośności kół stożkowych o zębach prostych i skośnych, o proporcjonalnie obniżającym się osiowym kształcie zębów, o obniżającym się osiowym kształcie zębów i stałym luzie wierzchołkowym, o stałej wysokości zębów oraz ślimakowych o zarysie ewolwentowym i archimedesza. Umożliwiają sprawdzanie wytrzymałości boków zębów kół na wgłębienia zmęczeniowe (pitting) oraz podstaw zębów na złamanie zmęczeniowe. W przypadku kół ślimakowych, jeszcze dodatkowo: sprawdzenia sztywności ślimaka, stopnia zużycia zęba ślimacznicy oraz temperatury przekładni.

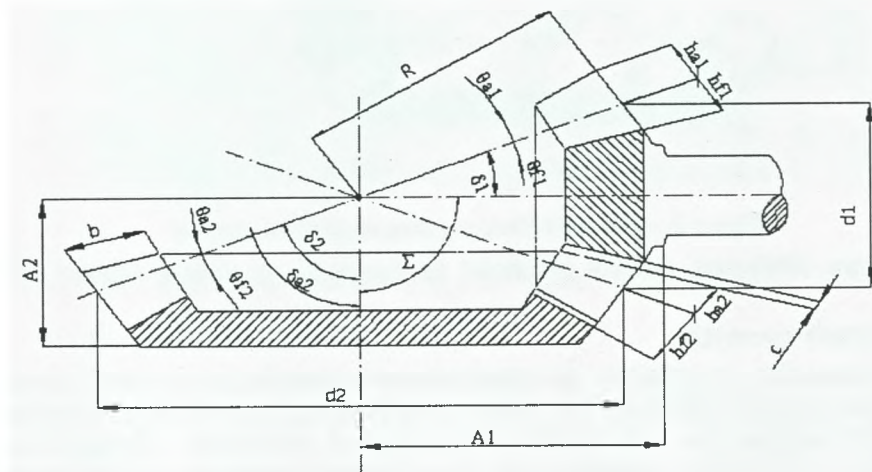
Cały proces obliczeń projektujących, opisany w rozdziałach drugim i trzecim, przedstawiono w sposób algorytmiczny, czyli uporządkowany. Dzięki temu uporządkowaniu zamieszczone wzory nadają się do bezpośredniego wykorzystania, tj. do przeprowadzenia przykładowych obliczeń analitycznych oraz do opracowania pakietu programów inżynierskich, komputerowo wspomagających projektowanie (Computer Aided Design – CAD) elementów zębatych (rozdział czwarty). Metodyka ta, oraz opracowany na jej podstawie pakiet programów inżynierskich, umożliwiają konstruktorowi dobranie optymalnej pary kół kątowych ze względu na obciążenia ekstremalne i stosowane materiały.

Niniejsza monografia powinna być przydatna studentom oraz doświadczonym projektantom pracującym w biurach konstrukcyjnych, jak i naukowcom zajmujących się projektowaniem i wytwarzaniem przekładni zębatych.

2. PROJEKTOWANIE ELEMENTÓW ZĘBATYCH PRZEKŁADNI STOŻKOWYCH

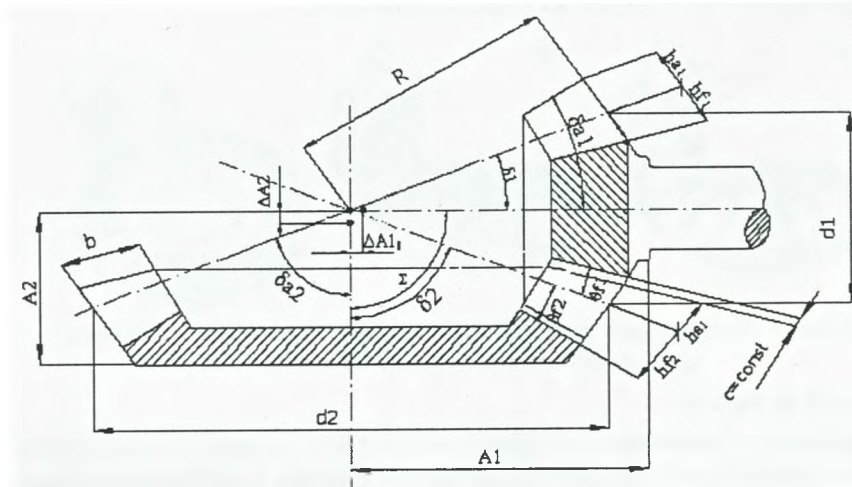
W tym rozdziale monografii przedstawiono sposób obliczeń cech geometrycznych uzębienia i zazębienia, a następnie sprawdzenia nośności według zaleceń normy ISO 10300:2001, metod B, B1 i B2, kół zębatych stożkowych:

- proporcjonalnie obniżającym się osiowym kształcie zębów (rys. 2.1),



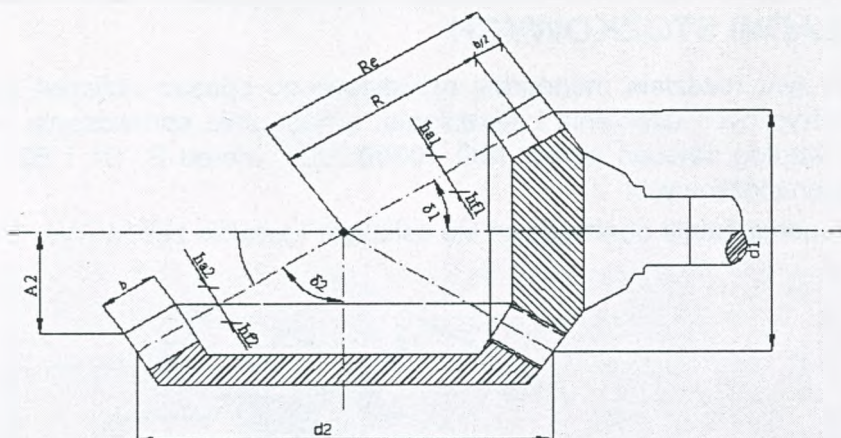
Rys.2.1. Koło stożkowe o proporcjonalnie obniżającym się osiowym kształcie zębów

- obniżającym się osiowym kształcie zębów i stałym luzie wierzchołkowym (rys. 2.2),



Rys.2.2. Koło stożkowe o obniżającym się osiowym kształcie zębów i stałym luzie wierzchołkowym

- stałej wysokości zębów (rys. 2.3).

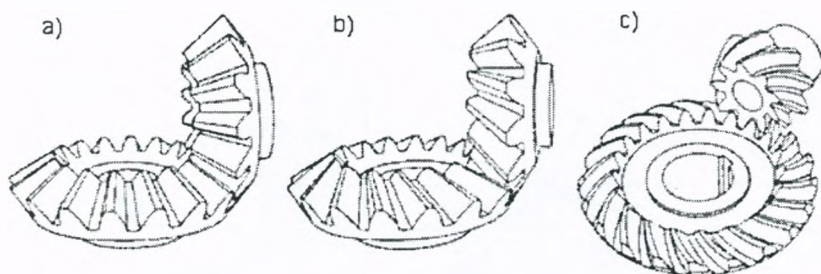


Rys.2.3. Koło stożkowe o stałej wysokości zębów

Koła stożkowe można podzielić ze względu na rodzaj zębów (rys. 2.4):

- zębach prostych

Stosowane są głównie do przenoszenia napędu przy małych prędkościach obwodowych do 3 m/s i prędkościach obrotowych koła napędzającego do 1000 obr/min. Przekładnie stożkowe o zębach prostych są bardzo wrażliwe na prawidłowość montażu i deformacje samych kół, wałów, łożysk i korpusów powstałe w wyniku obciążenia. W celu zapobiegania nieprawidłowej współpracy kół pod obciążeniem wprowadza się beczkwatość wzdłużną. Przekładnie tego typu występują jako przekładnie o stałym luzie promieniowym i jako przekładnie o zmiennym luzie promieniowym.



Rys.2.4. Koło stożkowe: a) o zębach prostych, b) o zębach skośnych, c) krzywoliniowych (kołowo-łukowych)

- zębach skośnych

Przekładnie stożkowe o zębach skośnych zostały wprowadzone w celu polepszenia warunków pracy przekładni. Koło zębate stożkowe o zębach skośnych posiada większą skokową liczbę przyporu w stosunku do koła zębatego stożkowego o zębach prostych.

- zębach krzywoliniowych (kołowo-łukowej linii zęba)

Wykonywane są najczęściej o kącie linii zęba $\beta = 35^\circ$ mierzonym w środku szerokości wieńca zębatego. Przekładnie te stosuje się do prędkości obwodowych w przedziale od 3÷30 m/s.

Koncepcja przekładni o proporcjonalnie obniżającym się osiowym kształcie zębów (zwana również zbieżnymi) realizowana jest między innymi przez systemy Gleasona, Bilgrama, Heidenreicha & Harbecka, w odniesieniu do przekładni stożkowych o zębach prostych, o zarysach ewolwentowych oraz przez system Gleasona, o kołowo-łukowej linii zębów.

Przekładnie o stałej wysokości zębów, których linia wzdłużna stanowi odcinek ewolwenty, realizowane są przez firmę Klingenberg, a w których linia wzdłużna zębów jest odcinkiem epicykloidy, wykonywane są według systemu Oerlikon.

Natomiast koncepcja przekładni o stałej wysokości zębów z zębami o kołowo-łukowej linii wzdłużnej i kącie linii zębów w środku wieńca zębatego $\beta_m = 0$, tzw. ZEROL, jest realizowana w systemie KURVEX.

2.1. Wstępne obliczenia projektujące

2.1.1. Wprowadzenie

W procesie projektowania elementów zębatych, zarówno walcowych [7] jak i kątowych, cechy geometryczne kół są wyznaczane najczęściej na podstawie takich danych, jak: wartość momentu obrotowego (nominalnego) wyjściowego (koła) $T_{wyj} = T_2$ i wartości wejściowej $n_{wej} = n_1$ (zębnika) i wyjściowej (koła) prędkości obrotowej $n_{wyj} = n_2$ oraz charakterystyki maszyny napędzającej i napędzanej (współczynnik zastosowania K_A według tabeli 2.1). Czasem zamiast nominalnego momentu obrotowego i współczynnika zastosowania, znany jest czasowy przebieg wyjściowego momentu obrotowego zadany w postaci widma obciążenia [7].

Wartości współczynników zastosowania K_A [7]

Tabela 2.1

Charakterystyka pracy maszyny napędzającej	Charakterystyka pracy maszyny napędzanej			
	Równomierna praca	Umiarkowane uderzenia	Średnie uderzenia	Silne uderzenia
Równomierna	1,10	1,25	1,50	1,75
Lekkie uderzenia	1,10	1,35	1,60	1,85
Umiarkowane uderzenia	1,25	1,50	1,75	$\geq 2,00$
Silne uderzenia	1,50	1,75	2,00	$\geq 2,25$
Uwaga: wartości współczynnika K_A dotyczą reduktorów, bo dla multiplikatorów do podanych wartości współczynnika K_A należy dodać $0,01 (z_2/z_1)^2$.				

Obliczenia te mają na celu wstępne wyznaczenie podstawowych cech geometrycznych (parametrów) par kół zębatych tworzących przekładnię zębatą stożkową, tj.:

- momentów obrotowych,
- średniej średnicy podziałowej zębniaka z warunku na zmęczeniową wytrzymałość powierzchni zęba dla przekładni o kącie osi 90° ,
- średniego modułu normalnego z warunku na zginanie zmęczeniowe,
- wstępnego doboru liczby zębów zębniaka i koła.

Parametry określone są na podstawie przyjętych wstępnie współczynników wytrzymałościowych (wpływu) dla uproszczonego projektu przekładni, czyli bez wnikania w jej szczegóły konstrukcyjne, więc często mogą być uznane za ostateczne dopiero po przeprowadzeniu kilku iteracji.

2.1.2. Wyznaczenie momentów

Wyznaczenie wyjściowego momentu obliczeniowego T_{wyjobl} , dla danego momentu obrotowego (nominalnego) na wale wyjściowym (kole) $T_{wyj} = T_2$ wraz ze współczynnikiem zastosowania (przeciążenia) K_A (tabela 2.1), przebiega według następującej zależności:

$$T_{wyjobl} = K_A \cdot T_{wyj} = K_A \cdot T_2 \quad (2.1)$$

Nie mając do dyspozycji widma obciążeń [7] można korzystać z wartości zawartych w tabeli 2.1. Wartości te odnoszą się do przekładni obciążonych stałym momentem obrotowym. Można je stosować jako wartości orientacyjne we wstępnej fazie projektowania przekładni.

Po obliczeniu momentów obliczeniowych można na etapie projektowania wstępnego:

- dokonać doboru silnika o odpowiedniej mocy P_N [kW] i prędkości obrotowej n_N [obr/min]:

$$P_N = \frac{T_{wyjobl} \cdot n_{wyj}}{9550 \cdot \eta} \geq P \text{ [kW]} \quad (2.2)$$

gdzie: η – sprawność przewidywana projektowanej przekładni (wstępnie można przyjąć $\eta \cong 1$).

- wyznaczyć przełożenie całkowite:

$$i|j| = u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{n_{wej}}{n_{wyj}} \quad (2.3)$$

gdzie:

- i – przełożenie kinematyczne,
- u – przełożenie geometryczne,

$n_1 = n_{wej}$ – wartość wejściowa prędkości obrotowej, najczęściej równa prędkości obrotowej silnika napędzającego n_N ($n_1 = n_{wej} = n_N$).

- dokonać podziału przełożenia całkowitego na przełożenia składowe poszczególnych stopni zgodnie z tabelą 2.2 (gdy przełożenie całkowite przekracza wartość przełożenia maksymalnego przewidzianego dla przekładni jednostopniowej walcowej $u > 6$ – tabela 2.2).

Przełożenia przekładni stożkowo-walcowych [7]

Tabela 2.2

Przełożenia przekładni stożkowo-walcowych					
Przełożenie całkowite u	7,1	8	10	12,6	16
Przełożenie stopnia stożkowego u_1	2	2	2,5	3,15	4
Przełożenie stopnia walcowego u_2	3,55	4	4	4	4

- wyznaczyć obliczeniowe momenty obrotowe działające na poszczególne koła czynne (zębniki 1 i 3) w przekładni stożkowo-walcowej T_{obl} [Nm]:

$$T_{1obl} = 9550 \cdot \frac{P_N}{n_1} \quad (2.4)$$

$$T_{3obl} = T_{1obl} \cdot u_1 \cdot \eta_I \quad (2.5)$$

gdzie:

u_I, η_I – odpowiednio przełożenie oraz sprawność pierwszego stopnia przekładni,

$u = u_I \cdot u_{II}$ – przełożenie całkowite,

$\eta = \eta_I \cdot \eta_{II}$ – sprawność całkowita.

2.1.3. Obliczanie średniej średnicy podziałowej zębnika

Średnią średnicę podziałową zębnika d_{m1} oblicza się z warunku na zmęczeniową wytrzymałość powierzchni zęba (dla przekładni o kącie osi $\Sigma = 90^\circ$), w I iteracji:

$$d_{m1} \geq \sqrt[3]{2 \cdot 10^3 \cdot T_{1obl} \cdot K_v \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \cdot \left(\frac{Z_{M-B} \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot Z_{LS} \cdot Z_\beta \cdot Z_K}{\sigma_{HP}} \right)^2} \quad (2.6)$$

dla przekładni o kącie osi $\Sigma \neq 90^\circ$:

$$d_{v1obl} \geq \sqrt[3]{2 \cdot 10^3 \cdot T_{1obl} \cdot K_v \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot \frac{u_v + 1}{u_v} \cdot \left(\frac{Z_{M-B} \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot Z_{LS} \cdot Z_\beta \cdot Z_K}{\sigma_{HPlim}} \right)^2} \quad (2.7)$$

W II i ewentualnie w III iteracji dla obliczonych już $K_{H\beta}$ oraz K_v (kolejne iteracje stosuje się, gdy S_H jest dużo większe od S_{Hmin} po przeprowadzeniu obliczeń sprawdzających):

$$d_{m1obl} \geq \sqrt[3]{2 \cdot 10^3 \cdot T_{1obl} \cdot K_v \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \cdot \left(\frac{S_{Hmin} \cdot Z_{M-B} \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot Z_{LS} \cdot Z_\beta \cdot Z_K}{\sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT} \cdot Z_X \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_W} \right)^2} \quad (2.8)$$

gdzie: (w nawiasach podano wartości tylko do obliczeń wstępnych, czyli I iteracji):

σ_{HP} [MPa] – dopuszczalne naprężenie stykowe:

$$\sigma_{HP} \cong \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT} \cdot Z_X \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W}{S_{Hmin}} \quad (2.9)$$

σ_{Hlim} [MPa] – umowna granica zmęczenia stykowego powierzchni zęba stożkowego koła-próbki (dla stali stopowych do nawęglania np. 18HGT lub 17HMN $\sigma_{Hlim} = 1000+1200$ MPa), tabela 2.3,

S_{Hmin} – minimalny współczynnik bezpieczeństwa ze względu na stykową wytrzymałość zmęczeniową ($S_{Hmin} \geq 1,1$),

Z_{NT} – współczynnik trwałości przy obliczeniu naprężenia stykowego ($Z_{NT} = 1$, ewentualnie według tabeli 2.4),

Z_E – współczynnik sprężystości ($Z_E = 189,8 \sqrt{MPa}$ dla pary kół stalowych), tabela 2.5,

Z_H – współczynnik strefy nacisku ($Z_H \cong 2,14$),

Z_β – współczynnik kąta pochylenia linii zęba:

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta_m} \quad (2.10)$$

β_m [°] – średni kąt pochylenia linii zębów w środku wieńca zęba tego (najczęściej $\beta_m = 35^\circ$),

Z_K – współczynnik stożkowatości koła ($Z_K = 0,8$),

Z_{LS} – współczynnik podziału obciążenia ($Z_{LS} = 1$),

Z_L – współczynnik wpływu oleju (smaru) ($Z_L = 1$),

Z_v – współczynnik wpływu prędkości ($Z_v = 1$),

Z_R – współczynnik wpływu chropowatości ($Z_R = 1$),

Z_W – współczynnik zgniotu ($Z_W = 1$),

Z_{M-B} – współczynnik środka strefy styku ($Z_{M-B} = 1$),

K_v – współczynnik obciążenia dynamicznego w zazębieniu ($K_v \cong 1,25$, w II iteracji należy podstawić wartość K_v wyznaczoną w trakcie obliczeń sprawdzających),

K_{Ha} – współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż odcinka przyporu ze względu na naprężenia stykowe ($K_{Ha} \cong 1,2$),

$K_{H\beta}$ – współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż szerokości wieńca ze względu na naprężenia stykowe ($K_{H\beta} \cong 1,32$, w II iteracji należy podstawić wartość $K_{H\beta}$ wyznaczoną w trakcie obliczeń sprawdzających),

u – przełożenie geometryczne pary kół stożkowych:

$$u = \frac{z_2}{z_1} \quad (2.11)$$

u_v – przełożenie zastępczej walcowej przekładni zębatej:

$$u_v = \frac{u \cdot \cos \delta_1}{\cos \delta_2} \quad (2.12)$$

$$\delta_1 = \arctg \left(\frac{1}{u} \right) \quad (2.13)$$

$$\delta_2 = \Sigma - \delta_1 \quad (2.14)$$

$\delta_{1(2)} [^\circ]$ – kąt stożka podziałowego zębnika i koła

Wartości σ_{Hlim} i σ_{Flim} dla materiałów na koła zębate [7]

Tabela 2.3

Materiał	Stopień jakości	Twardość powierzchni	σ_{Hlim} [MPa]	σ_{Flim} [MPa]
Stale stopowe nawęglane	ML*	56–64 HRC	1300–1500	310–430
	MQ*	(56–57)–64 HRC	1500	430
	ME*	(57–58)–64 HRC	1500–1650	430–550
Stale do ulepszania cieplnego, hartowane indukcyjnie lub płomieniowo (dno wrębu hartowane)	ML	48–58 HRC	970–1220	230–370
	MQ	48–58 HRC	1150–1220	350–370
	ME	48–58 HRC	1150–1350	360–430
Stale do azotowania (bez Al), ulepszone, azotowane gazowo	ML	55–65,5 HRC	1120–1250	260–430
	MQ	55–65,5 HRC	1250	430
	ME	(55–60)–65,5 HRC	1330–1450	430–470
Stale do ulepszania cieplnego i do nawęglania, ulepszone, azotowane gazowo	ML	45–58 HRC	780–950	260–360
	MQ	45–58 HRC	950–1000	360
	ME	(45–49)–58 HRC	1000	360–430
Stale do ulepszania cieplnego i do nawęglania, ulepszone lub normalizowane, węgloazotowane	ML	(30–40)–58 HRC	650–800	230–250
	MQ	(35–45)–58 HRC	680–800	250–320
	ME	(38–45)–58 HRC	770–950	290–390
Stale stopowe do ulepszania cieplnego ($C > 0,32\%$), ulepszone	ML	200–365 HV10(HB)	450–850	180–320
	MQ	200–365 HV10(HB)	630–850	250–320
	ME	200–365 HV10(HB)	630–930	250–360
Stale niestopowe do ulepszania ($C > 0,32\%$) ulepszone lub normalizowane	ML	120–210 HV(HB)	380–550	130–210
	MQ	120–210 HV(HB)	490–550	190–210
	ME	120–210 HV(HB)	490–610	190–250
Staliwa stopowe	ML	200–365 HV10(HB)	440–760	150–290
	MQ	200–365 HV10(HB)	530–760	230–290
	ME	200–365 HV10(HB)	530–840	230–310
Żeliwa sferoidalne	ML	200–300 HB	420–640	150–230
	MQ	200–300 HB	500–640	180–230

	ME	200–300 HB	500–700	180–250
Stale konstrukcyjne zwykłej jakości w stanie znormalizowanym	ML	110–210 HB	300–410	120–170
	MQ	110–210 HB	310–410	130–170
	ME	110–210 HB	310–570	130–230
*ML – najniższy stopień jakości, MQ – średni stopień jakości, ME – najwyższy stopień jakości materiału na koła zębate				

Współczynnik trwałości Z_{NT} dla zmęczenia powierzchniowego w zależności od liczby cykli obciążenia N (dla koła modelowego) [10]

Tabela 2.4

Materiał	Liczba cykli	Z_{NT}
Stale konstrukcyjne zwykłej jakości $R_m < 800$ MPa, stale hartowane na wskroś, żeliwo szare, żeliwo sferoidalne (perlityczne, bainityczne, ferrytyczne), żeliwo ciągliwe czarne (perlityczne), stale do nawęglania po nawęglaniu i utwardzaniu, stale konstrukcyjne zwykłej jakości oraz żeliwa sferoidalne (perlityczne, bainityczne, ferrytyczne) hartowane płomieniowo lub indukcyjnie (dopuszczalne niewielkie objawy pittingu)	$N_L = 6 \cdot 10^5$	1,6
	$N_L = 10^7$	1,3
	$N_L = 10^9$	1,0
	$N_L = 10^{10}$	0,85
	$N_L = 10^5$	1,6
Jak wyżej bez objawów pittingu	$N_L = 5 \cdot 10^7$	1,0
	$N_L = 10^{10}$	0,85
	$N_L = 10^5$	1,3
Stale azotowane, hartowane, azotowane żeliwo szare, żeliwo sferoidalne	$N_L = 2 \cdot 10^6$	1,0
	$N_L = 10^{10}$	0,85
	$N_L = 10^5$	1,1
Stale hartowane na wskroś lub powierzchniowo, cyjanowane	$N_L = 2 \cdot 10^6$	1,0
	$N_L = 10^{10}$	0,85

Wartości współczynnika Z_E , modułu Younga E i liczby Poissona ν [7]

Tabela 2.5

ZĘBNIK			KOŁO			Z_E $\sqrt{\text{MPa}}$
Materiał	E 110^3 MPa	ν	Materiał	E 10^3 MPa	ν	
Stal	206	0,3	Stal	206	0,3	189,8
			Staliwo	202		188,8
			Żeliwo sferoidalne	173		181,4
			Żeliwo szare	118		162,0
Staliwo	202		Staliwo	202		188,0
			Żeliwo sferoidalne	173		180,5
			Żeliwo szare	118		161,4
Żeliwo sferoidalne	173		Żeliwo sferoidalne	173		173,9
			Żeliwo szare	118		156,6
Żeliwo szare	118		Żeliwo szare	118		143,7

2.1.4. Obliczanie średniego modułu normalnego

Obliczanie średniego modułu normalnego m_{mn} , z warunku wytrzymałości zmęczeniowej podstawy zęba, przebiega według poniższego wzoru:

$$m_{mn} \geq \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_{1obl}}{d_{m1obl} \cdot b} \cdot \frac{Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot Y_K \cdot Y_{LS} \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}}{\sigma_{FP}} \quad (2.15)$$

gdzie: (w nawiasach podano zalecane wartości tylko do obliczeń wstępnych, czyli I iteracji, gdyż kolejne iteracje stosuje się gdy S_F jest dużo większe od S_{Fmin} po przeprowadzeniu obliczeń sprawdzających dla obliczonych już Y_{Fa} , Y_{Sa} oraz K_V):

σ_{FP} [MPa] – dopuszczalne naprężenie u podstawy zęba:

$$\sigma_{FP} \cong \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X}{S_{Fmin}} \quad (2.16)$$

σ_{Flim} [MPa] – umowna granica zmęczenia podstawy zęba stożkowego koła-próbki na zginanie (dla stali stopowych do nawęglania np. 18HGT lub 17HMN $\sigma_{Flim} = 250 \div 300$ MPa) (tabela 2.3),

Y_{NT} – współczynnik trwałości przy obliczaniu naprężenia u podstawy zęba ($Y_{NT} = 1$ lub wg tabela 2.6),

Y_{ST} – współczynnik korekcji naprężeń dla wymiarów standardowych kół-próbek ($Y_{ST} = 2$),

S_{Fmin} – minimalny współczynnik bezpieczeństwa ze względu na złamanie zmęczeniowe ($S_{Fmin} \geq 1,25$),

Y_X – współczynnik wielkości ($Y_X = 1$),

$Y_{\delta relT}$ – współczynnik względnej wrażliwości na działanie karbu ($Y_{\delta relT} = 1$),

Y_{RrelT} – współczynnik względnego stanu (chropowatości) powierzchni ($Y_{RrelT} = 1$),

K_{Fa} – współczynnik rozkładu obciążenia poprzecznego wzdłuż odcinak przyporu ze względu na złamanie zęba (wstępnie $K_{Fa} \approx 1,2$),

$K_{F\beta}$ – współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż szerokości wieńca ze względu na złamanie zęba $K_{F\beta} \approx 1,32$, w II iteracji należy podstawić wartość $K_{F\beta}$ wyznaczoną w trakcie obliczeń sprawdzających),

Y_{Fa} – współczynnik kształtu zęba (wstępnie $Y_{Fa} \approx 2,4$, w II iteracji należy podstawić wartość Y_{Fa} wyznaczoną w trakcie obliczeń sprawdzających),

Y_{Sa} – współczynnik korekcji naprężeń (wstępnie $Y_{Sa} \approx 1,8$, w II iteracji należy podstawić wartość Y_{Sa} wyznaczoną w trakcie obliczeń sprawdzających),

Y_{ε} – współczynnik przyporu (wskaźnika zazębienia), ($Y_{\varepsilon} = 1$),

- Y_K – współczynnik stożkowatości koła ($Y_K \approx 0,85$),
 Y_{LS} – współczynnik podziału obciążenia $Y_{LS} = 1$,
 b – szerokość uzębienia zębnika i koła, wstępnie:

$$b \leq \frac{0,18 \cdot d_{m1obl}}{\sin \delta_1} \quad (2.17)$$

W przypadku stosowania głowicy nożowej, nie ma potrzeby przyjmowania znormalizowanych wartości modułu.

Współczynnik trwałości Y_{NT} [10]

Tabela 2.6

Materiał	Liczba cykli	Z_{NT}
Stale hartowane na wskroś, żeliwo grafitowe sferoidalne (perlityczne, bainityczne, ferrytyczne), żeliwo ciągliwe czarne (perlityczne),	$N_L \leq 10^4$	2,5
	$N_L = 3 \cdot 10^6$	1
	$N_L = 10^{10}$	0,85
Stale do nawęglania po nawęglaniu i utwardzaniu, stale i żeliwa hartowane płomieniowo lub indukcyjnie z utwardzoną podstawą	$N_L \leq 10^3$	2,5
	$N_L = 3 \cdot 10^6$	1
	$N_L = 10^{10}$	0,85
Stale konstrukcyjne zwykłej jakości do azotowania po azotowaniu, żeliwo szare, żeliwo grafitowe sferoidalne (ferrytyczne)	$N_L \leq 10^3$	1,6
	$N_L = 3 \cdot 10^6$	1
	$N_L = 10^{10}$	0,85
Stale hartowane na wskroś i stale hartowane powierzchniowo i cyjanowane	$N_L \leq 10^3$	1,1
	$N_L = 3 \cdot 10^6$	1
	$N_L = 10^{10}$	0,85

2.1.5. Wstępny dobór liczby zębów zębnika i koła

Dobór liczby zębów zębnika z_1 (dla $m_{mn} = m_{mnobl}$) dokonuje się z warunku:

$$z_1 = \frac{d_{m1obl} \cdot \cos \beta_m}{m_{mn}} \quad (2.18)$$

Zalecane liczby zębów zębnika z_1 w zależności od przełożenia przekładni stożkowej (dla $\Sigma = 90^\circ$) podano w tabeli 2.7.

Zalecane liczby zębów zębnika z_1 [10]

Tabela 2.7

$u = \frac{z_2}{z_1}$	1	1,12	1,25	1,6	2	2,5	3	4	5	6
z_{1min}	18	18	17	16	15	13	12	10	8	7
z_{1max}	40	38	36	34	30	26	23	18	14	11

Proponuje się przyjmować z_1 równą lub niewiele większą od z_{1min} . Dla kół z zębami kołowo-lukowymi utwardzonymi zaleca się przyjmować z_1 poniżej dolnej granicy z_{1min} . Po doborze liczby zębów zębnika można obliczyć liczbę zębów koła z_2 :

$$z_2 = u \cdot z_1 \quad (2.19)$$

2.2. Obliczanie cech geometrycznych

2.2.1. Wprowadzenie

W punkcie tym przedstawiono sposób obliczenia cech geometrycznych (wymiarów) stożkowych kół zębatych o obniżającym się osiowym kształcie zębów i stałym luzie wierzchołkowym (I i II kształt osiowy zębów) oraz o stałej wysokości zębów (III kształt osiowy zębów).

Koła stożkowe o obniżającym się osiowym kształcie zębów i stałym luzie wierzchołkowym wykonywane są najczęściej metodą Gleasona – STANDARD, jako koła o zębach kołowo-łukowych. Mogą one pracować przy prędkościach obwodowych od 3 do 30 m/s (przy prędkościach wyższych zarysy zębów muszą być szlifowane) [35]. Wadą przekładni z kołami typu Gleason (o zmiennej wysokości zębów) jest skośne położenie śladu współpracy zębów spowodowane zmianą kąta zarysu podczas ich nacinania [18]. Zmniejsza się więc wytrzymałość kół, bo zwiększona jest wrażliwość zazębienia na błąd odchyłki osi.

Koła stożkowe o stałej wysokości zębów wykonywane są najczęściej metodą Oerlikona (przekładnie typu N, G lub X), Klingelnberga (przekładnie typu PALLOID lub ZYKLOPALLOID), ENIMS lub KURVEX (przekładnie typu MODUL). Koła wykonane metodą Oerlikona mają uzębienie o eloidalnej (epicykloidalnej) linii zęba. Koła zębate typu N (zęby mogą być nacinane głowicami znormalizowanymi) mogą pracować w zakresie przełożeń $3 < u < 7$, przy czym liczby zębów z_1 i z_2 oraz ilość grup nożowych z_0 głowicy nie mogą mieć wspólnego dzielnika. Kąt pochylenia linii zęba w punkcie obliczeniowym $\beta_p \cong \beta_m$ należy do przedziału $30^\circ \leq \beta_p \leq 45^\circ$. Ślad przylegania zębów pod obciążeniem przesuwają się w kierunku przekroju wewnętrznego i dlatego należy wstępnie przyjmować $\beta_p > \beta_m$. Typ G kół stosuje się przy małych modułach i przy $u \leq 3$. Koła te mogą mieć dowolną wartość kąta β_p . Ponieważ jednak ślad współpracy przesuwają się w kierunku przekroju zewnętrznego, należy tak dobierać parametry, aby punkt obliczeniowy P leżał bliżej przekroju wewnętrznego. Istnieją także odmiany zazębienia N i G, oznaczane XN i XG, które charakteryzują się tym, że tworzące ich stożków podziałowych nie pokrywają się z tworzącymi stożków kinematycznych. Różnica kątów nie powinna przewyższać $\Delta\delta_{1(2)} = 2\div 3^\circ$.

Koła stożkowe wykonane metodą Klingelnberga PALLOID wykonuje się stożkowym frezem ślimakowym, stąd wartość modułu musi być znormalizowana. Najczęściej stosuje się frezy zapewniające tę samą grubość zębów zębownika i koła, chociaż można stosować frezy wykonujące zęby zębownika grubsze o (0,05; 0,1 lub 0,15) m_{en} od zębów koła. Należy tutaj zaznaczyć, że dzięki ewolwentowej linii zęba, grubości zębów na całej szerokości koła mają stałą wartość, czyli $s_{e1(2)} = s_{m1(2)} = s_{i1(2)}$.

Zazębienie Klingelnberga ZYKLOPALLOID charakteryzuje się epicykloidalną linią zęba o kącie pochylenia $\beta_m = 0 \div 50^\circ$. Zęby w tej metodzie obrabia się głowicą nożową. Pod względem geometrycznym zazębienie to jest podobne do zazębienia Oerlikon odmiany G [18, 35]. W odróżnieniu do kół o zmiennej wysokości zębów, w kołach o stałej wysokości zębów nie występuje zmiana kąta zarysu.

2.2.2. Parametry geometryczne kół stożkowych

Obliczenia geometryczne przedstawione poniżej dają przybliżone wartości parametrów geometrycznych zębników kół stożkowych, które wykorzystuje się do sprawdzenia ich wytrzymałości oraz do doboru narzędzi (głowic lub frezów stożkowych). Ostateczne wymiary kół zębatych stożkowych otrzymuje się dopiero po szczegółowych obliczeniach geometrycznych uwzględniających wymiary dobranego narzędzia.

- dane wejściowe do obliczeń wymiarów nominalnych kół zębatych stożkowych:
 - liczby zębów zębnika i koła z_1 i z_2 ,
 - średni moduł normalny (z obliczeń wstępnych) m_{mn} [mm],
 - kąt osi (najczęściej) $\Sigma = 90^\circ$,
 - kąt przyporu normalny $\alpha_n = 20^\circ$,
 - średni kąt linii zęba $\beta_m = 35^\circ$ lub $\beta_m = 0^\circ$ (wartość wstępna),
 - kierunek linii zęba: zębnika – lewy, - koła – prawy,
 - zewnętrzny współczynnik luzu wierzchołkowego w przekroju czołowym c_{ePt}^* :
$$c_{ePt}^* = 0,188 \div 0,2 \quad (2.20)$$
- współczynniki przesunięcia w przekroju czołowym $x_{ht1} = x_{ht2}$, wartości (według tabeli 2.8), przy czym:

$$x_{ht1} = x_{hmt1} = x_{het1} = -x_{ht2} \quad (2.21)$$
- współczynniki modyfikacji grubości zęba w przekroju normalnym $x_{s1(2)} = x_{sn1(2)}$ – wartości według tabeli 2.8,
- współczynnik wysokości głowy zarysu tworzącego odniesienia zębnika i koła – $h_{aPt(2)}^* = 0,8 \div 1,2$,
- zewnętrzny współczynnik wysokości głowy zęba zarysu odniesienia w przekroju czołowym dla $\beta_m = 30 \div 38^\circ$ przy $z_1 > 8$ – $h_{aePt} = 0,8 \div 0,82$,
- luz obwodowy normalny (tabela 2.10) j_n [mm],
- promień średni narzędzia (głowicy nożowej) (tabela 2.9) r_{c0} [mm],
- promień ostrza narzędzia $\rho_{a01(2)}$ [mm]:

$$\rho_{a01(2)} \leq 0,3 \cdot m_{mn} \quad (2.22)$$
- zarys odniesienia według PN-92/M-88503, PN-ISO 53:2001 [30],
- klasa dokładności wykonania kół (najczęściej 8).

Współczynniki przesunięcia x_{ht1} i modyfikacji grubości zęba x_{s1} dla $\Sigma = 90^\circ$
(wartości orientacyjne) [10]

Tabela 2.8

u	1,25	1,6	2	2,5	3	4	5	6
x_{ht1}	0,19	0,27	0,33	0,38	0,40	0,43	0,44	0,45
x_{s1}	0,018	0,024	0,030	0,039	0,048	0,065	0,082	0,10

Promień średni głowicy nożowej r_{c0} dla zębów o (I) osiowym kształcie
i średnim kącie pochylenia linii zęba $\beta_m = 30 \div 40^\circ$ [10]

Tabela 2.9

b_{max}		20	30	40	50	65	100
R_e		40÷52	65÷80	70÷110	95÷130	130÷160	190÷240
r_{c0}	mm	44,45	76,20	95,25	114,30	152,40	228,60
	cal	1,75	3	3,75	4,5	6	9
h_{emax}		8	10	15	15	20	28
m_{etmax}		4	5	6	8	11	15

Luz obwodowy normalny j_{nmin} według PN-80/M-88522.03 [28]

Tabela 2.10

Rodzaj pasowania	Średnia długość tworzącej stożka R_m [mm]					
	do 50 [mm]			powyżej 50 do 100 [mm]		
	Kąt stożka podziałowego zębnika δ_1 [°]					
	do 15	15÷25	powyżej 25	do 15	15÷25	powyżej 25
D	22	33	39	33	39	46
C	36	52	62	52	62	74
B	58	84	100	84	100	120

Na podstawie wcześniej dokonanych obliczeń wstępnych oraz wyżej wymienionych danych wejściowych konstruktor może obliczyć następujące cechy geometryczne uzębienia i zazębienia kół stożkowych:

– kąty stożków podziałowych $\delta_{1(2)}$ [°] – dla $\Sigma = 90^\circ$:

$$\delta_1 = \arctg \frac{z_1}{z_2} = \arctg \frac{1}{u} = \arctgu \tag{2.23}$$

$$\delta_2 = \Sigma - \delta_1 = \arctgu \tag{2.24}$$

– kąty stożków podziałowych $\delta_{1(2)}$ [°] – dla $\Sigma \neq 90^\circ$:

$$\delta_1 = \arctg \frac{\sin \Sigma}{\cos \Sigma + u} \tag{2.25}$$

$$\delta_2 = \Sigma - \delta_1 \tag{2.26}$$

– kąt osi Σ [°]:

$$\Sigma = \delta_2 + \delta_1 \tag{2.27}$$

- liczba zębów płaskiego koła z_Σ :

$$z_\Sigma = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} \quad (2.28)$$

- średnica podziałowa średnia zębownika d_{m1} [mm]:

$$d_{m1} = \frac{z_1 \cdot m_{mn}}{\cos \beta_m} \quad (2.29)$$

- średnica podziałowa średnia koła d_{m2} [mm]:

$$d_{m2} = \frac{z_2 \cdot m_{mn}}{\cos \beta_m} = u \cdot d_{m1} \quad (2.29)$$

- szerokość wieńca zębatego zębownika i koła b [mm]:

- dla zazębienia o zmiennej wysokości zębów:

$$b \leq 0,353 \cdot R_m \quad (2.30)$$

$$(b \leq 0,3 \cdot R_e) \quad (2.31)$$

- dla zazębienia Oerlikona (stała wysokość zębów):

$$b \cong 0,285 \cdot R_e \quad (2.32)$$

- dla zazębienia Klingelnberga PALLOID (stała wysokość zębów):

$$b \cong (0,2 \div 0,28) \cdot R_e \quad (2.33)$$

- długość tworzącej średniej stożka podziałowego R_m [mm]:

$$R_m = 0,5 \cdot \frac{d_{m2}}{\sin \delta_2} \quad (2.34)$$

- średnica podziałowa zewnętrzna koła d_{e2} [mm]:

$$d_{e2} = d_{m2} + b \cdot \sin \delta_2 \quad (2.35)$$

- długość tworzącej zewnętrznej stożka podziałowego R_e [mm]:

$$R_e = R_m + 0,5 \cdot b \quad (2.36)$$

- długość tworzącej wewnętrznej stożka podziałowego R_i [mm]:

$$R_i = R_e - b \quad (2.37)$$

- moduł czołowy zewnętrzny m_{et} [mm]:

$$m_{et} = \frac{d_{e2}}{z_2} \quad (2.38)$$

Dla zazębienia Klingelnberga PALLOID moduł m_{et} należy zaokrąglić do wartości znormalizowanej i skorygować wartości średnic podziałowych d_{e2} , d_{m1} , d_{m2} oraz długości tworzących stożków R_m , R_e i R_i . Należy także skorygować wartość średniego modułu normalnego według wzoru:

$$m_{mn} = \frac{d_{m1} \cdot \cos \beta_m}{z_1} \quad (2.39)$$

- średnica podziałowa zewnętrzna zębniaka d_{e1} [mm]:

$$d_{e1} = m_{et} \cdot z_1 = \frac{d_{e2}}{u} = d_{m1} + b \cdot \sin \delta_1 \quad (2.40)$$

- moduł czołowy średni m_{mt} [mm]:

$$m_{mt} = \frac{m_{mn}}{\cos \beta_m} = \frac{d_{m1}}{z_1} = \frac{d_{m2}}{z_2} = m_{et} \cdot \frac{R_m}{R_e} \quad (2.41)$$

- kąt przyporu czołowy średni α_{mt} [°], zewnętrzny α_{et} [°]:

$$\operatorname{tg} \alpha_{mt} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_m} \quad (2.42)$$

$$\alpha_{mt} = \operatorname{atg} \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\operatorname{tg} \beta_m} \right) \quad (2.43)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{et} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_e} \quad (2.44)$$

- zewnętrzny kąt pochylenia linii zęba β_e [rad], (dla kół o zmiennej wysokości zębów, czyli o (I i II) osiowym kształcie zębów wykonanych metodą Gleason - Standard):

$$\sin \beta_e = \frac{2 \cdot R_m \cdot r_{c0} \cdot \sin \beta_m + R_e^2 - R_m^2}{2 \cdot R_e \cdot r_{c0}} \quad (2.45)$$

lub:

$$\beta_e = \beta_m + \frac{28,7 \cdot b}{r_{c0} \cdot \cos \beta_m} \cdot \left(1 - \frac{r_{c0} \cdot \sin \beta_m}{R_m} \right) [\text{rad}] \quad (2.46)$$

- wysokości zewnętrzne głów zębów zębniaka i koła h_{ae1} , h_{ae2} [mm], (dla kół o zmiennej wysokości zębów):

$$h_{ae1(2)} = m_{et} \cdot \left(h_{aePt}^* + x_{ht1(2)} \right) \quad (2.47)$$

gdzie: - h_{aePt}^* - zewnętrzny współczynnik wysokości głowy zęba zarysu odniesienia w przekroju czołowym dla $\beta_m = 30 \div 38^\circ$ przy $z_1 > 8$:

$$h_{aePt}^* = 0,8 \div 0,82$$

- wysokości głów zębów zębniaka i koła h_{a1} , h_{a2} , [mm], (dla kół o stałej wysokości zębów):

$$h_{a1(2)} = h_{ae1(2)} = h_{am1(2)} \quad (2.48)$$

czyli:

$$h_{a1(2)} = h_{ae1(2)} = m_{et} \cdot \left(h_{aePt}^* + x_{ht1(2)} \right) \quad (2.49)$$

lub:

$$h_{a1(2)} = h_{am1(2)} = m_{mt} \cdot (h_{amPt}^* + x_{h11(2)}) \quad (2.50)$$

gdzie: h_{aePt}^* - zewnętrzny współczynnik wysokości głowy zęba zarysu odniesienia w przekroju czołowym (dla kół o stałej wysokości zębów obrobionych według metody Oerlikona N i G):

$$0,9 \cdot \frac{R_m}{R_e} \leq h_{aePt}^* \leq \frac{R_m}{R_e} \quad (2.51)$$

h_{aePt}^* - zewnętrzny współczynnik wysokości głowy zęba zarysu odniesienia w przekroju czołowym (dla kół o stałej wysokości zębów obrobionych według metody Klingelnera PALLOID):

$$h_{aePt}^* \cong 1 \quad (2.52)$$

- średnice zewnętrzne głów zębów zębника i koła $d_{ae1(2)}$ [mm]:

$$d_{ae1(2)} = d_{e1(2)} + 2 \cdot h_{ae1(2)} \cdot \cos \delta_{1(2)} \quad (2.53)$$

- wysokości zewnętrzne stóp zębów zębника i koła h_{fe1} , h_{fe2} [mm] (dla kół o zmiennej wysokości zębów):

$$h_{fe1(2)} = m_{et} \cdot (h_{aePt}^* + c_{ePt}^* - x_{het1(2)}) \quad (2.54)$$

- wysokości stóp zębów zębника i koła h_{f1} , h_{f2} [mm] (dla kół o stałej wysokości zębów):

$$h_{f1(2)} = h_{fe1(2)} = h_{fm1(2)} \quad (2.55)$$

czyli:

$$h_{f1(2)} = h_{fe1(2)} = m_{et} \cdot (h_{aePt}^* + c_{ePt}^* - x_{ht1(2)}) \quad (2.56)$$

lub:

$$h_{f1(2)} = h_{fm1(2)} = m_{mt} \cdot (h_{amPt}^* + c_{mPt}^* - x_{ht1(2)}) \quad (2.57)$$

$$c_{mPt}^* = c_{ePt}^* \cdot \frac{m_{et}}{m_{mt}} \quad (2.58)$$

- średnice zewnętrzne stóp zębów zębника i koła $d_{fe1(2)}$ [mm]:

$$d_{fe1(2)} = d_{e1(2)} - 2 \cdot h_{fe1(2)} \cdot \cos \delta_{1(2)} \quad (2.59)$$

- kąty stóp zębów zębника i koła θ_{f1} , θ_{f2} [°] (dla kół o zmiennej wysokości zębów):

$$\theta_{f1(2)} = \arctg \frac{h_{fe1(2)}}{R_e} \quad (2.60)$$

- kąty głów zębów zębника i koła θ_{a1} , θ_{a2} [°] (dla kół o zmiennej wysokości zębów i stałym luzie wierzchołkowym):

$$\theta_{a1} = \theta_{f2} \quad (2.61)$$

$$\theta_{a2} = \theta_{f1} \quad (2.62)$$

- kąty stożków głów zębника i koła δ_{a1} , δ_{a2} [°] (dla kół o zmiennej wysokości zębów):

$$\delta_{a1(2)} = \delta_{1(2)} + \theta_{a1(2)} \quad (2.63)$$

- kąty stożków stóp zębника i koła δ_{f1} , δ_{f2} [°] (dla kół o zmiennej wysokości zębów):

$$\delta_{f1(2)} = \delta_{1(2)} - \theta_{f1(2)} \quad (2.64)$$

- kąty stóp zębów zębника i koła θ_{f1} , θ_{f2} [°] (dla kół o zmiennej wysokości zębów):

$$\theta_{f1(2)} = \arctg \frac{h_{fe1(2)}}{R_e} \quad (2.65)$$

- kąty głów zębów zębника i koła θ_{a1} , θ_{a2} [°] (dla kół o stałej wysokości zębów):

$$\theta_{a1} = 0 \quad (2.66)$$

$$\theta_{a2} = 0 \quad (2.67)$$

- kąty stożków głów zębника i koła δ_{a1} , δ_{a2} [°] (dla kół o stałej wysokości zębów):

$$\delta_{a1(2)} = \delta_{1(2)} \quad (2.68)$$

- kąty stóp zębów zębника i koła θ_{f1} , θ_{f2} [°] (dla kół o stałej wysokości zębów):

$$\theta_{f1(2)} = 0 \quad (2.69)$$

- kąty stożków stóp zębника i koła θ_{f1} , θ_{f2} [°] (dla kół o stałej wysokości zębów):

$$\delta_{f1(2)} = \delta_{1(2)} \quad (2.70)$$

- wysokości średnie głów zębów zębника i koła h_{am1} , h_{am2} [mm] (dla kół o zmiennej wysokości zębów):

$$h_{am1(2)} = h_{ae1(2)} - \frac{b \cdot \tg \theta_{a1(2)}}{2} \quad (2.71)$$

- średnice średnie głów zębów zębника i koła d_{am1} , d_{am2} [mm]:

$$d_{am1(2)} = d_{m1(2)} + 2 \cdot h_{am1(2)} \cdot \cos \delta_{1(2)} \quad (2.72)$$

- wysokości średnie stóp zębów zębника i koła h_{fm1} , h_{fm2} [mm] (dla kół o zmiennej wysokości zębów):

$$h_{fm1(2)} = h_{fe1(2)} - \frac{b \cdot \operatorname{tg} \theta_{f1(2)}}{2} \quad (2.73)$$

- średnice średnie stóp zębów zębника i koła d_{fm1} , d_{fm2} [mm]:

$$d_{fm1(2)} = d_{m1(2)} - 2 \cdot h_{fm1(2)} \cdot \cos \delta_{1(2)} \quad (2.74)$$

- średni czołowy współczynnik wysokości głowy zęba zarysu odniesienia h_{amPt}^* :

$$h_{amPt}^* = \frac{h_{am1}}{m_{mt}} - x_{ht1} = \frac{h_{am2}}{m_{mt}} - x_{ht2} \quad (2.75)$$

- średni czołowy współczynnik luzu wierzchołkowego zarysu odniesienia:

$$c_{mPt}^* = \frac{h_{fm1}}{m_{mt}} - h_{amPt}^* + x_{ht1} = \frac{h_{fm2}}{m_{mt}} - h_{amPt}^* + x_{ht2} \quad (2.76)$$

- sprawdzenie założenia o stałości luzu wierzchołkowego:

- luz wierzchołkowy zewnętrzny (w przekroju zewnętrznym) c_e :

$$c_e = c_{ePt}^* \cdot m_{et} \quad (2.77)$$

- luz wierzchołkowy średni (w przekroju średnim) c_m :

$$c_m = c_{mPt}^* \cdot m_{mt} \quad (2.78)$$

- zewnętrzny normalny współczynnik luzu wierzchołkowego c_{ePn}^* :

$$c_{ePn}^* = c_{eP}^* = c_{ePt}^* \cdot \frac{R_e}{R_m \cdot \cos \beta_m} \quad (2.79)$$

- średni normalny współczynnik luzu wierzchołkowego c_{mPn}^* :

$$c_{mPn}^* = c_{mP}^* = c_{mPt}^* \cdot \frac{R_e}{R_m \cdot \cos \beta_m} \quad (2.80)$$

lub:

$$c_{mPn}^* = c_{mP}^* = \frac{c_{mPt}^*}{\cos \beta_m} \quad (2.81)$$

- średnie normalne współczynniki przesunięcia zarysu $x_{hmn1(2)}$:

$$x_{hmn1} = x_{hm1} = \frac{h_{am1} - h_{am2}}{2 \cdot m_{mn}} \quad (2.82)$$

$$x_{hmn2} = x_{hm2} = \frac{h_{am2} - h_{am1}}{2 \cdot m_{mn}} = -x_{hm1} \quad (2.83)$$

lub:

$$x_{hm1} = \frac{x_{hmt1}}{\cos \beta_m} \text{ oraz } x_{hm2} = \frac{x_{hmt2}}{\cos \beta_m} \quad (2.84)$$

- średni normalny współczynnik wysokości głowy zęba zarysu odniesienia (w przekroju średnim) h_{amPn} :

$$h_{amPn}^* = h_{amP}^* = \frac{h_{am1}}{m_{mn}} - x_{hm1} = \frac{h_{am2}}{m_{mn}} - x_{hm2} \quad (2.85)$$

lub:

$$h_{amPn}^* = \frac{h_{amPt}^*}{\cos \beta_m} \quad (2.86)$$

- zmiana kąta zarysu (wzór Kecka):

$$\Delta \alpha_y \cong \frac{y}{r_{C0}} \cdot \left(1 - \frac{y \cdot \sin \beta_m}{R_m} \right) \cdot (\operatorname{tg} \theta_{a1} + \operatorname{tg} \theta_{a2}) \quad (2.87)$$

gdzie: y jest współrzędną odmierzaną od punktu średniego tworzącej stożka podziałowego w kierunku przekroju zewnętrznego (dodatni kierunek).

- odległości płaszczyzn średnic zewnętrznych od wierzchołka A_{e1} , A_{e2} [mm]:

$$A_{e1(2)} = \frac{d_{e2(1)}}{2} - h_{ae1(2)} \cdot \sin \delta_{1(2)} \quad (2.88)$$

- podziałka czołowa zewnętrzna p_{et} [mm]:

$$p_{et} = \pi \cdot m_{et} \quad (2.89)$$

- podziałka czołowa średnia p_{tm} [mm]:

$$p_{tm} = \pi \cdot m_{tm} \quad (2.90)$$

- podziałka normalna średnia p_{nm} [mm]:

$$p_{nm} = \pi \cdot m_{nm} \quad (2.91)$$

- średnie normalne grubości obwodowe zębów $s_{mn1(2)}$ [mm]:

$$s_{mn1} = \frac{p_{mn}}{2} + 2 \cdot m_{mn} \cdot (x_{s1} + x_{h1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n) - \frac{j_n}{2 \cdot \cos \alpha_n} \quad (2.92)$$

$$s_{mn2} = p_{mn} - s_{mn1} - \frac{j_n}{\cos \alpha_n} \quad (2.93)$$

- średnie podziałowe grubości obwodowe zębów $s_{mt1(2)}$ [mm]:

$$s_{mt1} = \frac{s_{mn1}}{\cos \beta_m} \quad (2.94)$$

$$s_{mt2} = p_{mt} - s_{mt1} \quad (2.95)$$

- zewnętrzne podziałowe grubości obwodowe zębów $s_{et1(2)}$ [mm]:

$$s_{et1} = s_{mt1} \cdot \frac{m_{et}}{m_{mt}} = s_{mt1} \cdot \frac{R_e}{R_m} \quad (2.96)$$

$$s_{et2} = p_{et} - s_{et1} \quad (2.97)$$

- zewnętrzne podziałowe grubości normalne zębów $s_{nt1(2)}$ [mm]:

$$s_{en1} = \frac{p_{en}}{2} + 2 \cdot m_{en} \cdot (x_{s1} + x_{h1} \cdot \tan \alpha_n) - \frac{j_n}{2 \cdot \cos \alpha_n} \quad (2.98)$$

$$s_{en2} = p_{en} - s_{en1} - \frac{j_n}{\cos \alpha_n} \quad (2.99)$$

lub:

$$s_{en1} = s_{mn1} \cdot \frac{m_{en}}{m_{mn}} = s_{mn1} \cdot \frac{R_e}{R_m} \quad (2.100)$$

$$s_{en2} = p_{en} - s_{en1} \quad (2.101)$$

$$m_{en} = m_{et} \cdot \cos \beta_e \quad (2.102)$$

- średnie wierzchołkowe grubości normalne zębów $s_{amn1(2)}$ [mm]:

$$s_{amn1(2)} = \frac{d_{van1(2)} \cdot \cos \alpha_{Fan1(2)} - d_{vbn1(2)}}{\sin \alpha_{Fan1(2)}} \quad (2.103)$$

gdzie:

$$\alpha_{Fan1(2)} = \sqrt{\left(\frac{d_{van1(2)}}{d_{vbn1(2)}} \right)^2 - 1} - \frac{s_{mn1(2)}}{d_{vn1(2)}} - \text{inv } \alpha_n \text{ [rad]} \quad (2.104)$$

- wielkości pomiarowe dla kół o zębach prostych (w przekroju zewnętrznym):

- zewnętrzna grubość zęba po cięciu $\bar{s}_{e1(2)}$ [mm]:

$$\bar{s}_{e1(2)} = d_{e1(2)} \cdot \sin \left(\frac{s_{e1(2)}}{d_{e1(2)}} \right) \quad (2.105)$$

- zewnętrzna wysokość zęba $\bar{h}_{ae1(2)}$ [mm] do cięciwy $\bar{s}_e$ (prostopadle do tworzącej stożka podziałowego):

$$\bar{h}_{ae1(2)} = h_{ae1(2)} + 0,5 \cdot d_{e1(2)} \cdot \cos \delta \cdot \left[1 - \cos \left(\frac{s_{e1(2)}}{d_{e1(2)}} \right) \right] \quad (2.106)$$

- wielkości pomiarowe dla kół o zębach skośnych i kołowo-łukowych (w przekroju średnim normalnym):
- grubość zęba mierzona po cięciwie $s_{mn1(2)}$ [mm]:

$$\bar{s}_{mn1(2)} = d_{v1(2)} \cdot \sin \left(\frac{s_{mn1(2)}}{d_{v1(2)}} \right) \quad (2.107)$$

- wysokość zęba h_{am} , $h_{am1(2)}$ [mm] mierzona do cięciwy $\bar{s}_{nm}$ (prostopadle do tworzącej stożka podziałowego):

$$\bar{h}_{am1(2)} = h_{am1(2)} + 0,5 \cdot d_{v1(2)} \cdot \cos \delta \cdot \left[1 - \cos \left(\frac{s_{mn1(2)}}{d_{v1(2)}} \right) \right] \quad (2.108)$$

2.2.3. Cechy geometryczne kół zastępczych w przekroju czołowym

- liczby zębów kół zastępczych $z_{v1(2)}$:

$$z_{v1(2)} = \frac{z_{1(2)}}{\cos \delta_{1(2)}} \quad (2.109)$$

- przełożenie geometryczne przekładni stożkowej zastępczej u_v :

$$u_v = \frac{z_{v2}}{z_{v1}} \quad (2.110)$$

dla $\Sigma = 90^\circ$:

$$u_v = u^2 \quad (2.111)$$

- średnice podziałowe kół zastępczych $d_{v1(2)}$ [mm]:

$$d_{v1(2)} = \frac{d_{m1(2)}}{\cos \delta_{1(2)}} \quad (2.112)$$

- odległość osi kół zastępczych a_v [mm]:

$$a_v = 0,5 \cdot (d_{v1} + d_{v2}) \quad (2.113)$$

- średnice wierzchołków zębów kół zastępczych $d_{va1(2)}$ [mm]:

$$d_{va1(2)} = d_{v1(2)} + 2 \cdot h_{am1(2)} \quad (2.114)$$

- kąt zarysu w przekroju czołowym α_{vt} [°]:

$$\alpha_{vt} = \arctg \frac{\tg \alpha_n}{\cos \beta_m} \quad (2.115)$$

- średnice okręgów zasadniczych $d_{vb1(2)}$ [mm]:

$$d_{vb1(2)} = d_{v1(2)} \cdot \cos \alpha_{vt} \quad (2.116)$$

- kąt pochylenia linii zęba na walcu zasadniczym β_{vb} [°]:

$$\beta_{vb} = \arcsin (\sin \beta_m \cdot \cos \alpha_n) \quad (2.117)$$

- długość odcinka przyporu $g_{v\alpha}$ [mm]:

$$g_{v\alpha} = 0,5 \cdot \left(\sqrt{d_{va1}^2 - d_{vb1}^2} + \sqrt{d_{va2}^2 - d_{vb2}^2} \right) - a_v \cdot \sin \alpha_{vt} \quad (2.118)$$

- podziałka zastępcza przyporu p_{vb} [mm]:

$$p_{vb} = \frac{p_{mn}}{\cos \beta_{vb}} \quad (2.119)$$

- podziałka zastępcza zazębienia p_{et} [mm]:

$$p_{et} = \pi \cdot m_{mt} \cdot \cos \alpha_{vt} \quad (2.120)$$

- czołowy wskaźnik zazębienia walcowej przekładni zastępczej $\varepsilon_{v\alpha}$:

$$\varepsilon_{v\alpha} = \frac{g_{v\alpha} \cdot \cos \beta_m}{p_{mn} \cdot \cos \alpha_{vt}} = \frac{g_{v\alpha}}{p_{et}} \quad (2.121)$$

- poskokowy wskaźnik zazębienia $\varepsilon_{v\beta}$:

$$\varepsilon_{v\beta} = \frac{b \cdot \sin \beta_m}{p_{mn}} \quad (2.122)$$

- całkowity wskaźnik zazębienia $\varepsilon_{v\gamma}$:

$$\varepsilon_{v\gamma} = \sqrt{\varepsilon_{v\alpha}^2 + \varepsilon_{v\beta}^2} \quad (2.123)$$

2.2.4. Cechy geometryczne kół zastępczych w przekroju normalnym

- liczby zębów kół zastępczych $z_{vn1(2)}$:

$$z_{vn1(2)} = \frac{z_{v1(2)}}{\cos^2 \beta_{vb} \cdot \cos \beta_m} \quad (2.124)$$

- średnice podziałowe $d_{vn1(2)}$ [mm]:

$$d_{vn1} = \frac{d_{v1}}{\cos^2 \beta_{vb}} = z_{vn1} \cdot m_{mn} \quad (2.125)$$

$$d_{vn2} = \frac{d_{v2}}{\cos^2 \beta_{vb}} = u_v \cdot d_{vn1} = z_{vn1} \cdot m_{mn} \quad (2.126)$$

- średnice wierzchołkowe $d_{van1(2)}$ [mm]:

$$d_{van1(2)} = d_{vn1(2)} + d_{va1(2)} - d_{v1(2)} = d_{vn1(2)} + 2 \cdot h_{am1(2)} \quad (2.127)$$

- średnice okręgów zasadniczych $d_{vbn1(2)}$ [mm]:

$$d_{vbn1(2)} = d_{vn1(2)} \cdot \cos \alpha_n \quad (2.128)$$

długość odcinka przyporu g_{van} [mm]:

$$g_{van} = 0,5 \cdot \left(\sqrt{d_{van1}^2 - d_{vbn1}^2} + \sqrt{d_{van2}^2 - d_{vbn2}^2} \right) - a_{vn} \cdot \sin \alpha_n \quad (2.129)$$

– czołowy wskaźnik zazębienia w przekroju normalnym ε_{van} :

$$\varepsilon_{van} = \frac{\varepsilon_{v\alpha}}{\cos^2 \beta_{vb}} \quad (2.130)$$

2.3. Określenie dokładności

Podobnie jak dla kół walcowych, także dla kół stożkowych ustalono dwanaście klas dokładności z wymaganiami odnośnie dokładności kinematycznej, płynności pracy i przylegania zębów. Norma dopuszcza możliwość przyjmowania różnych klas dla trzech wymienionych grup wymagań w przypadku, gdy nie są one jednakowo ważne dla pracy przekładni, ale z ograniczeniami. Ustalono także pasowania A, B, C, D, E, H współpracujących kół zębatych oraz tolerancje T_{jn} luzu bocznego a , b , c , d , h , (rys. 1.2. PN-80/M-88522.03) [28], zaleca odpowiednie skojarzenia rodzaju pasowania, rodzaju tolerancji, klasy dokładności odległości osi oraz klasy dokładności według wymagań płynności pracy według tabeli 2.11.

Skojarzenia rodzaju pasowania, rodzaju tolerancji oraz klasy dokładności według wymagań płynności pracy [28]

Tabela 2.11

Rodzaj pasowania	Rodzaj tolerancji	Klasa dokładności płynności pracy
A	A	4÷12
B	B	4÷10
C	C	4÷9
D	D	4÷8
E	H	4÷7
H	H	4÷7

W ogólnym przypadku oznaczenie dokładności wykonania przekładni zębatej składa się z symboli klas dokładności kinematycznej, płynności pracy i przylegania zębów, symbolu rodzaju pasowania (sześć rodzajów), symbolu rodzaju tolerancji, wartości gwarantowanego luzu bocznego (przy przyjęciu gwarantowanego luzu bocznego nie odpowiadającego żadnemu rodzajowi pasowania) oraz numeru [28].

Przykład oznaczenia dokładności wykonania: 8-B [28] (dokładność wykonania przekładni stożkowej w 8 klasie, pasowanie kół B i odpo-

wiadający mu rodzaj tolerancji luzu bocznego b . Przypadki szczególne oznaczeń w PN [28], (s. 6).

Wybrane wskaźniki dokładności kinematycznej (dla klas dokładności od 4÷8):

– dla koła zębatego:

- dopuszczalna odchyłka kinematyczna koła F'_i według tablicy 5 [28],
- dopuszczalne bicie promieniowe uzębienia F_r (tabela 2.12) i dopuszczalna odchyłka odtaczania F_c według tablicy 5 PN [28],

**Odchyłki dopuszczalnego bicia promieniowego uzębienia F_r
(według PN-80/M-88522.03) [28]**

Tabela 2.12

Klasa dokładności	Średni moduł normalny m_{mn}	Średnia średnica podziałowa $d_{m1,2}$	
		do 125	> 125 do 400
		Odchyłka F_r w μm	
7	od 1 do 3,5	36	53
	powyżej 3,5 do 6,3	40	56
	powyżej 6,3 do 10	45	63
8	od 1 do 3,5	45	63
	powyżej 3,5 do 6,3	50	71
	powyżej 6,3 do 10	56	80
9	od 1 do 3,5	56	80
	powyżej 3,5 do 6,3	63	90
	powyżej 6,3 do 10	71	100
10	od 1 do 3,5	71	100
	powyżej 3,5 do 6,3	80	112
	powyżej 6,3 do 10	90	125

Bicie uzębienia określa się w kierunku prostopadłym do tworzącej stożka podziałowego w środku szerokości uzębienia.

- dopuszczalna odchyłka sumaryczna podziałek koła F_n i dopuszczalna odchyłka sumaryczna k podziałek F_{nk} według tablicy 6 PN [28],
- dla pary kół zębatych:
 - dopuszczalna nierównomierność pomiarowego kąta osi pary kół zębatych $F'_{i\sum 0}$ i dopuszczalna odchyłka odtaczania F_c ,
- dla przekładni zębatej:
 - dopuszczalna odchyłka kinematyczna F'_{i0} równa sumie dopuszczalnych odchyłek kinematycznych kół przekładni,
 - dopuszczalna nierównomierność luzu bocznego F_{vj} i dopuszczalna odchyłka odtaczania F_c według tablicy 5 [28],

Wybrane wskaźniki płynności pracy (dla klas dokładności od 4÷8):

- dla kół zębatych o $\varepsilon_\beta < \varepsilon_\beta^*$ (ε_β^* - według tabeli 2.13):
 - dopuszczalna odchyłka podziałki $\pm f_{pt}$ (tabela 2.14) i dopuszczalna odchyłka odtaczania o częstotliwości wżębień według tablicy 7 [28],
- dla kół zębatych o $\varepsilon_\beta \geq \varepsilon_\beta^*$:
 - dopuszczalna odchyłka cykliczna koła f_{zk} według tabeli 2.13,
 - dopuszczalna odchyłka podziałki $\pm f_{pt}$ (tabela 2.14) i dopuszczalna odchyłka odtaczania o częstotliwości wżębień według tablicy 7 [28],

Wartości granicznego poskokowego wskaźnika zazębienia ε_β^* [28]

Tabela 2.13

Klasa dokładności przylegania zębów	4÷5	6÷7	8
ε_β^*	1,35	1,55	2,0

Dopuszczalne odchyłki podziałki f_{pt} według PN-80/M-88522.03 [28]

Tabela 2.14

Klasa dokładności	m_{mn}	d_m w [mm]		
		do 125	do 400	do 800
		f_{pt} w μm		
6	od 1 do 3,5	± 10	± 11	± 13
	do 6,3	± 13	± 14	± 14
	do 10	± 14	± 16	± 18
7	od 1 do 3,5	± 14	± 16	± 18
	do 6,3	± 18	± 20	± 20
	do 10	± 20	± 22	± 25
8	od 1 do 3,5	± 20	± 22	± 25
	do 6,3	± 25	± 28	± 28
	do 10	± 28	± 32	± 36
9	od 1 do 3,5	± 28	± 32	± 36
	do 6,3	± 36	± 40	± 40
	do 10	± 40	± 40	± 50

- dla przekładni zębatych o $\varepsilon_\beta < \varepsilon_\beta^*$:
 - dopuszczalna odchyłka cykliczna przekładni o częstotliwości wżębień f_{zso} według tablicy 9 [28] i dopuszczalne osiowe przesunięcie wienca zębatego $\pm f_{AM}$ według tabeli 2.15,
- dla przekładni zębatych o $\varepsilon_\beta \geq \varepsilon_\beta^*$:
 - dopuszczalna odchyłka cykliczna przekładni f_{zko} według tablicy 10 [28] oraz dopuszczalne osiowe przesunięcie wienca zębatego $\pm f_{AM}$ według tabeli 2.15.

Wybrane wskaźniki przylegania zębów (dla klas dokładności od 4÷8):

– dla pary kół:

- dopuszczalna odchyłka względnej wysokości sumarycznego obszaru przylegania (dla zębów modyfikowanych) F'_{sh} i dopuszczalna odchyłka względnej długości sumarycznego obszaru przylegania (dla zębów modyfikowanych) F'_{sl} według tablicy 12 [28],

Wybrane wskaźniki luzu bocznego (grubości zębów) (dla klas dokładności od 4÷8):

- gwarantowany luz boczny j_{nmin} - dla różnych rodzajów pasowań niezależnie od klas dokładności (tabela 2.10),
- dopuszczalna odchyłka kąta osi przekładni E_{Σ} - według tabeli 2.16, najmniejsza odchyłka średniej stałej cięciwy zęba $E_{\bar{s}cs}$ - według tabeli 2.17 oraz tolerancja średniej stałej cięciwy zęba $T_{\bar{s}c}$ - według tabeli 2.18.

Dopuszczalne osiowe przesunięcie wienca zębatego [28]

Tabela 2.15

Klasa dokładności	m _{mm} do	Średnia długość tworzącej stożka R _m								
		≤ 50			≤ 100			≤ 200		
		Kąt stożka podziałowego δ do (w stopniach)								
		20	45	80	20	45	80	20	45	80
		±f _{AM} w μm								
6	3,5	14	12	5	48	40	17	105	90	38
	6,3	8	6,7	2,8	26	22	9,5	60	50	21
7	3,5	20	17	7,1	67	56	24	150	130	53
	6,3	11	9,5	4	38	32	13	80	71	30
8	3,5	28	24	10	95	80	34	200	180	75
	6,3	16	13	5,6	53	45	17	120	100	40
9	3,5	40	34	14	140	120	48	300	260	105
	6,3	22	19	8	75	63	26	160	140	60

f_{AM} - wartości przesunięcia zębniaka lub koła od położenia, przy których charakterystryki zazębienia są najlepszymi, ustalonymi przy badaniu współpracy pary kół.

f_{AM} - wartości przesunięcia zębniaka lub koła od położenia, przy których charakterystyki zazębienia są najlepszymi, ustalonymi przy badaniu współpracy pary kół.

Dopuszczalne odchyłki kąta osi E_{Σ} według PN-80/M-88522.03 [28]

Tabela 2.16

Rodzaj pasowania	Średnia długość tworzącej stożka podziałowego R_m								
	≤ 50			powyżej 50 do 100			> 100 do 200		
	Kąt stożka podziałowego zębniaka δ_1 w $^{\circ}$								
	≤ 15	≤ 25	>25	≤ 15	≤ 25	>25	≤ 15	≤ 25	>25
	$\pm E_{\Sigma}$ [μm]								
D	11	16	19	16	19	22	19	26	32
C	18	26	30	26	30	32	30	45	50
B	30	42	50	42	50	60	50	71	80
Odchyłka kąta osi przekładni wyraża się w μm na łuku o promieniu R_m .									

Odchyłka kąta osi przekładni wyraża się w μm na łuku o promieniu R_m .

Najmniejsza odchyłka średniej stałej cięciwy zęba E_{scs}^- [28]

Tabela 2.17

Rodzaj pasowania	m_{mn}	Średnia średnica podziałowa $d_{m1,2}$					
		do 125			powyżej 125 do 400		
		Kąt stożka podziałowego $\delta_{1,2}$ w $^{\circ}$					
		≤ 20	> 20	> 45	≤ 20	> 20	> 45
		E_{scs} [μm]					
H 7	1÷3,5	20	20	22	28	32	30
	3,5÷6,3	22	22	25	32	32	30
	6,3÷10	25	25	28	36	36	34

- 1) Dla wyznaczenia wartości E_{scs}^- dla innych rodzajów pasowań i klas dokładności, wartości wybrane z tabeli mnoży się przez współczynnik K_r (tabela 2.19).
- 2) Wartość odchyłki zewnętrznej cięciwy zęba (przy pomiarze grubości zębów na zewnętrznym czole kół) jest (R_e/R_m) razy większa od E_{scs}^- .
- 3) Możliwe jest odnoszenie wartości E_{scs}^- do górnej (najmniejszej) odchyłki średniej podziałowej grubości zęba po cięciwie E_{sms}^- (w przypadku niemożności zmierzenia średniej stałej cięciwy zęba).

Tolerancja średniej stałej cięciwy zęba T_{sc}^- [28]

Tabela 2.18

Rodzaj tolerancji luzu bocz- nego	Dopuszczalne bicie promieniowe uzębienia F_r					
	32÷40	41÷50	51÷60	61÷80	81÷100	101÷125
	Tolerancja średniej cięciwy zęba T_{sc}^- w μm					
D	55	65	75	90	110	130
C	70	80	95	110	140	170
B	85	100	120	130	170	200
Uwaga: Możliwe jest odnoszenie wartości T_{sc}^- do tolerancji średniej podziałowej grubości zęba po cięciwie T_{sm}^- (w przypadku niemożności zmierzenia średniej stałej cięciwy zęba).						

Wartości współczynnika K_r (według PN-80/M-88522.03)

Tabela 2.19

Rodzaj pasowania	Klasa dokładności według wymagań płynności pracy			
	7	8	9	10
	Wartości współczynnika K_r			
D	2,0	2,2	-	-
C	2,7	3,0	3,2	-
B	3,8	4,2	4,6	4,9

2.4. Obliczenia sprawdzające nośność kół stożkowych według ISO 10300:2001, metod B, B1 i B2

2.4.1. Wprowadzenie

Norma ISO 10300:2001 podaje cztery metody obliczania sprawdzającego nośność kół zębatych stożkowych. Są to metody A, B z podmetodami B1 i B2 oraz C.

Jako użyteczną w praktyce można polecić metodę B z podmetodami B1 (ISO) lub B2 (AGMA – USA). W punkcie tym przedstawiono metody B z B1 i B2. Metody te stosuje się tylko dla kół stożkowych o zębach prostych, skośnych i krzywoliniowych, zatem dla kół hipoidalnych nie można ich wykorzystywać. Wzory są ważne dla kół o zastępczym wskaźniku zazębienia $\varepsilon_{va} < 2$ oraz $\Sigma x = 0$. Ponadto zaprojektowane tą metodą koła stożkowe o dużych kątach pochylenia linii zęba oraz przyporu, a także o szerokość $b > 10m_{mn}$ powinny być sprawdzone doświadczalnie. Bardzo ważnym kryterium zasadności stosowania normy ISO 10300:2001 do projektowania kół stożkowych jest otrzymanie prawidłowego śladu ich współpracy.

2.4.2. Wytrzymałość boku zęba na naciski powierzchniowe (pitting)

Sprawdzenie wytrzymałości powierzchni boku zęba na naciski powierzchniowe (wgłębienie zmęczeniowe – pitting) ma wykazać, że obliczony zgodnie z ISO 10300:2001, metodą B, współczynnik bezpieczeństwa dla naprężeń stykowych S_H jest większy od przyjętego minimalnego współczynnik bezpieczeństwa dla naprężeń stykowych S_{Hmin} .

$$S_H > S_{Hmin} \quad (2.131)$$

Sprawdzenie to jest dokonywane na cechach (parametrach) geometrycznych wyznaczonych z wcześniejszych obliczeń projektujących (zarówno wstępnych jak i podczas doboru cech geometrycznych) dokonanych w punktach 2.1 i 2.2, dla przyjętego materiału.

Obliczenia sprawdzające wytrzymałość powierzchni boku zęba przeprowadza się wspólnie dla zębniaka i dla koła, gdyż najczęściej wykonane są z tego samego materiału ($Z_{F1} = Z_{F2} = Z_F$). W tym celu konstruktor, dla dobranych cech geometrycznych, materiału oraz założonej technologii wykonania, oblicza:

– współczynniki bezpieczeństwa $S_{H1(2)}$

$$S_{H1(2)} = \frac{\sigma_{HP}}{\sigma_{H1(2)}} \geq S_{Hmin} \quad (2.132)$$

- dopuszczalne naprężenie stykowe σ_{HP} [MPa]

Czynniki mające wpływ na tworzenie się wgłębień zmęczeniowych, takie jak np. tarcie, poślizg i jakość smarowania uwzględnione są za pomocą współczynników wpływowych przy wyznaczaniu naprężenia dopuszczalnego. Dopuszczalne naprężenie stykowe wyznacza się oddzielnie dla zębniaka i koła (w zależności od rodzaju ich materiału):

$$\sigma_{HP1(2)} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT}}{S_{Hmin}} Z_X \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_{v1(2)} \cdot Z_W \quad (2.133)$$

gdzie:

σ_{Hlim} [MPa] dobiera się z tabeli 2.3,

Z_{NT} – według tabeli 2.4,

$Z_X, Z_L, Z_R, Z_{v1(2)}, Z_W$ – współczynniki wpływu wyznaczone poniżej.

- naprężenie stykowe na powierzchni boku zęba $\sigma_{H1(2)}$ [MPa]

Do obliczenia wytrzymałości powierzchni zęba na wgłębienia zmęczeniowe (pittingu) wykorzystuje się naprężenia kontaktowe Hertza.

$$\sigma_{H1(2)} = \sqrt{\frac{2 \cdot T_{1(2)obl}}{d_{v1(2)}^2 \cdot l_{bm}} \cdot K_{v1(2)} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha1(2)} \cdot \frac{u_v + 1}{u_v}} \quad (2.134)$$

$$Z_{M-B} \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot Z_{LS} \cdot Z_\beta \cdot Z_K \leq \sigma_{HP}$$

Dla kąta osi $\Sigma = 90^\circ$ przełożenie u_v u^2 oraz:

$$d_{v1} = d_{m1} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \quad (2.135)$$

$$\sigma_{H(2)} = \sqrt{\frac{2 \cdot T_{1(2)obl}}{d_{m1(2)}^2 \cdot l_{bm}} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \cdot K_{v1(2)} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha1(2)}} \quad (2.136)$$

$$Z_{M-B} \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot Z_{LS} \cdot Z_\beta \cdot Z_K \leq \sigma_{HP1(2)}$$

Zanim jednak zostanie określona wartość współczynników bezpieczeństwa $S_{H1(2)}$ dla naprężeń stykowych $\sigma_{H1(2)}$, należy wyznaczyć szereg współczynników wytrzymałościowych (wpływu), takich jak:

- współczynnik dynamiczny K_v :

Współczynnik K_v w zakresie podkrytycznym $N < 0,75$

$$K_v = N \cdot K + 1 \quad (2.137)$$

gdzie:

N – bezwymiarowa prędkość odniesienia:

$$N = \frac{n_1}{n_{E1}} \quad (2.138)$$

$$N = 4,38 \cdot 10^{-8} \cdot n_1 \cdot z_1 \cdot d_{m1} \cdot \sqrt{u^2 / (1 + u^2)} \quad (2.139)$$

n_{E1} – prędkość rezonansowa:

$$n_{E1} = \frac{30 \cdot 10^3}{\pi \cdot z_1} \cdot \sqrt{\frac{c_\gamma}{m_{red}}} \quad (2.140)$$

m_{red} – masowy moment bezwładności kół stożkowych (o jednostkowej szerokości) zredukowany na linię przyporu):

$$m_{red} = \frac{m_1^* \cdot m_2^*}{m_1^* + m_2^*} \quad (2.141)$$

$m_{1(2)}^*$ – masowy moment bezwładności kół stożkowych w przybliżeniu równy masowemu momentowi bezwładności dynamicznie równoważnych kół walcowych (indeks x):

$$m_{1(2)}^* \cong m_{1x(2x)}^* = \frac{1}{8} \cdot \rho \cdot \pi \cdot \frac{d_{m1(2)}^2}{\cos^2 \alpha_n} \quad (2.142)$$

$$m_{red} \cong m_{red x} = \frac{1}{8} \cdot \rho \cdot \pi \cdot \frac{d_{m1}^2}{\cos^2 \alpha_n} \cdot \frac{u^2}{1 + u^2} \quad (2.143)$$

m_{red} – masowy moment bezwładności dla kół stalowych (gęstość materiału kół $\rho = 7,89 \cdot 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$) o kącie przyporu $\alpha_n = 20^\circ$:

$$m_{red} \cong m_{red x} = 3,50 \cdot 10^{-6} \cdot d_{m1}^2 \cdot \frac{u^2}{1 + u^2} \quad (2.144)$$

c_γ – sztywność zazębienia:

$$c_\gamma = c_{\gamma 0} \cdot C_F \cdot C_b \quad (2.145)$$

$c_{\gamma 0}$ – sztywność zazębienia dla warunków przeciętnych ($c_{\gamma 0} = 20 \text{ N/(mm} \cdot \mu\text{m)}$),

C_F – współczynnik korekcyjny:

$$C_F = 1 \text{ dla } \frac{F_{mtobl}}{b_e} \geq 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (2.146)$$

$$C_F = \left(\frac{F_{mtobl}}{b_e} \right) / 100 \quad \text{dla} \quad \frac{F_{mtobl}}{b_e} < 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (2.147)$$

C_b – współczynnik korekcyjny:

$$C_b = 1 \quad \text{dla} \quad b_e/b \geq 0,85 \quad (2.148)$$

$$C_b = b_e / (0,85 \cdot b) \quad \text{dla} \quad b_e/b < 0,85 \quad (2.149)$$

b_e [mm] – efektywna szerokość zazębienia (rzeczywista długość śladu kontaktu zębów):

$$b_e \cong 0,85 \cdot b \quad (2.150)$$

b [mm] – rzeczywista szerokość zębniaka,

F_{mtobl} [N] – obliczeniowa (równoważna) siła obwodowa (T_{1obl} [N·m], d_{m1} w [mm]):

$$F_{mtobl} = \frac{2000 \cdot T_{1obl}}{d_{m1}} \quad (2.151)$$

K – współczynnik:

$$K = \frac{b \cdot f_{peff} \cdot c'}{F_{mtobl}} \cdot (c_{v1} + c_{v2}) + c_{v3} \quad (2.152)$$

f_{peff} [μm] – efektywna odchyłka podziałki przyporu:

$$f_{peff} = f_{pt} - y_p \quad (2.153)$$

f_{pt} [μm] – odchyłka podziałki przyporu (według tabeli 2.14),

y_p [μm] – wielkość dotarcia, o którą zmniejszy się odchyłka podziałki przyporu w wyniku docierania się kół w początkowym okresie eksploatacji $y_p \approx y_\alpha$:

– dla kół stalowych hartowanych na wskroś:

$$\text{jeżeli } v_{mt} \leq 5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{to} \quad y_\alpha = \frac{160}{\sigma_{Hlim}} \cdot f_{pt} < \infty \quad (2.154)$$

$$\text{jeżeli } 5 \frac{\text{m}}{\text{s}} < v_{mt} \leq 10 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{to} \quad y_\alpha = \frac{160}{\sigma_{Hlim}} \cdot f_{pt} \leq \frac{12800}{\sigma_{Hlim}} \quad (2.155)$$

$$\text{jeżeli } v_{mt} \geq 10 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{to} \quad y_\alpha = \frac{160}{\sigma_{Hlim}} \cdot f_{pt} \leq \frac{6400}{\sigma_{Hlim}} \quad (2.156)$$

– dla kół żeliwnych:

$$\text{jeżeli } v_{mt} \leq 5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{to} \quad y_\alpha = 0,275 \cdot f_{pt} < \infty \quad (2.157)$$

$$\text{jeżeli } 5 \frac{m}{s} < v_{mt} \leq 10 \frac{m}{s} \text{ to } y_{\alpha} = 0,275 \cdot f_{pt} \leq 22 \text{ } \mu\text{m} \quad (2.158)$$

$$\text{jeżeli } v_{mt} \geq 10 \frac{m}{s} \text{ to } y_{\alpha} = 0,275 \cdot f_{pt} \leq 11 \text{ } \mu\text{m} \quad (2.159)$$

- dla kół stalowych hartowanych powierzchniowo lub azotowanych:
jeżeli $v_{mt} > 0$ to $y_{\alpha} = 0,075 \cdot f_{pt} \leq 3 \text{ } \mu\text{m}$ (2.160)

- gdy zębnik i koło są wykonane z różnych materiałów:
$$y_{\alpha} = 0,5 \cdot (y_{\alpha 1} + y_{\alpha 2}) \quad (2.161)$$

$y_{\alpha 1}, y_{\alpha 2}$ – wartość dotarcia dla zębniaka i dla koła,

v_{mt} – prędkość obwodowa (w przekroju średnim):

$$v_{mt} = \frac{d_{m1(2)} \cdot n_{1(2)}}{19098} \text{ [m/s]} \quad (2.162)$$

gdzie:

$d_{m1(2)}$ w [mm], $n_{1(2)}$ w [obr/min].

c' – sztywność jednej pary zębów c'

$$c' = c'_o \cdot C_F \cdot C_b \quad (2.163)$$

c'_o – sztywność jednej pary zębów w warunkach przeciętnych
 $c'_o = 14 \text{ N/(mm} \cdot \mu\text{m)}$;

c_{vi} – współczynniki wpływu, dla ($i = 1, 2, 3$) według tabeli 2.20.

Wartości współczynników wpływu $c_{v1} \div c_{v7}$

Tabela 2.20

	Zakres całkowitego wskaźnika zazębienia ε_{vy}		
	$1 < \varepsilon_{vy} \leq 2$	$\varepsilon_{vy} > 2$	
c_{v1}	0,32	0,32	
c_{v2}	0,34	$0,57/(\varepsilon_{vy} - 0,3)$	
c_{v3}	0,23	$0,096/(\varepsilon_{vy} - 1,56)$	
c_{v4}	0,90	$(0,57 - 0,05 \cdot \varepsilon_{vy})/(\varepsilon_{vy} - 1,44)$	
c_{v5}	0,47	0,47	
c_{v6}	0,47	$0,12/(\varepsilon_{vy} - 1,74)$	
c_{v7}	$1 < \varepsilon_{vy} \leq 1,5$	$1,5 < \varepsilon_{vy} \leq 2,5$	$\varepsilon_{vy} > 2,5$
	0,75	$0,125 \cdot \sin \left[\pi \cdot (\varepsilon_{vy} - 2) \right] + 0,875$	1,0

Współczynnik K_v w zakresie rezonansu głównego $0,75 < N < 1,25$ (tak jak poprzednio, z tym że inny jest tylko współczynnik K):

- K – współczynnik:

$$K = \frac{b \cdot f_{peff} \cdot c'}{F_{mtobl}} \cdot (c_{v1} + c_{v2}) + c_{v4} + 1 \quad (2.164)$$

c_{vi} – współczynniki wpływu dla ($i = 1, 2, 4$) według tabeli 2.20.

Współczynnik K_v w zakresie nadrezonansowym $N > 1,5$ (tak jak poprzednio, z tym że inny jest tylko współczynnik K):

– K – współczynnik:

$$K = \frac{b \cdot f_{peff} \cdot c'}{F_{mtobl}} \cdot (c_{v5} + c_{v6}) + c_{v7} \tag{2.165}$$

c_{vi} – współczynniki wpływu dla ($i = 5, 6, 7$) według tabeli 2.20.

K_v – współczynnik w zakresie pośrednim $1,25 < N < 1,5$:

$$K_v = K_{v(N=1,5)} + \frac{K_{v(N=1,25)} - K_{v(N=1,5)}}{0,25} \cdot (1,5 - N) \tag{2.166}$$

– współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż szerokości wieńca (czołowego obciążenia) $K_{H\beta}$.

Definicja czołowego współczynnika obciążenia dla naprężeń stykowych:

$$K_{H\beta} = \frac{(F_{mt\ max}/b)}{(F_{mt\ mean}/b)} \tag{2.167}$$

Nie opracowano jeszcze wzoru do praktycznego wyznaczania współczynnika $K_{H\beta}$ według metody B. Dlatego też zalecany jest sposób wyznaczania tego współczynnika według prostszej metody C, według której:

$$K_{H\beta} = 1,5 \cdot K_{H\beta-be} \quad \text{dla} \quad b_e \geq 0,85 \cdot b \tag{2.168}$$

$$K_{H\beta} = \frac{1,275 \cdot K_{H\beta-be}}{b_e/b} \quad \text{dla} \quad b_e < 0,85 \cdot b \tag{2.169}$$

gdzie:

b_e – jest to efektywna długość śladów przylegania zębów,

$K_{H\beta-be}$ – współczynnik łożyskowania (według tabeli 2.21).

Wartości współczynnika łożyskowania $K_{H\beta-be}$ [10]

Tabela 2.21

Weryfikacja śladu kontaktu	Sposób łożyskowania		
	obydwa koła łożyskowane obustronnie	tylko jedno koło łożyskowane obustronnie	obydwa koła łożyskowane jednostronnie
Ślad kontaktu jest sprawdzany:			
dla pary kół pod pełnym obciążeniem	1,0	1,0	1,0
dla pary kół pod lekkim testowym obciążeniem	1,05	1,10	1,25
dla pary kół-próbek dla pełnego obciążenia	1,20	1,32	1,50

– współczynnik podziału obciążenia Z_{LS} :

$$\text{dla } \varepsilon_{v\gamma} \leq 2 \Rightarrow Z_{LS} = 1 \quad (2.170)$$

$$\text{dla } \varepsilon_{v\gamma} > 2 \text{ oraz } \varepsilon_{v\beta} \geq 1 \Rightarrow$$

$$Z_{LS} = \left\{ 1 + 2 \cdot \left[1 - \left(\frac{2}{\varepsilon_{v\gamma}} \right)^{1,5} \right] \cdot \sqrt{1 - \frac{4}{\varepsilon_{v\gamma}^2}} \right\}^{-0,5} \quad (2.171)$$

$$\text{dla } \varepsilon_{v\gamma} > 2 \text{ oraz } \varepsilon_{v\beta} < 1 \Rightarrow$$

$$Z_{LS} = \sqrt{\frac{A_m^*}{A_t^* + A_m^* + A_r^*}} \geq \sqrt{0,7} = 0,837 \quad (2.172)$$

gdzie:

A_t^* , A_m^* , A_r^* – względne pola (powierzchni rozkładów względnych nacisków odpowiednio dla linii wierzchołkowej kontaktu, średniej i przy podstawie):

$$A^* = \frac{\pi}{4} \cdot p^* \cdot l_b \quad (2.173)$$

p^* – względny nacisk wzdłuż linii kontaktu:

$$p^* = \frac{p}{p_{\max}} = 1 - \left(\frac{|f|}{f_{\max}} \right)^{1,5} \geq 0 \quad (2.174)$$

$f_{\max}$ [mm] – maksymalna odległość linii styku:

$$f_{\max} = \frac{1}{2} \cdot \varepsilon_{v\gamma} \cdot p_{et} \cdot \cos \beta_{vb} \quad (2.175)$$

f [mm] – odległości linii kontaktu (wierzchołkowej, średniej i przy podstawie) w strefie kontaktu (według tabeli 2.22).

Odległości linii kontaktu f dla zmęczenia powierzchniowego

Tabela 2.22

Poskokowy wskaźnik zazębienia	Oznaczenie linii	Wartość współrzędnej f
$\varepsilon_{v\beta} = 0$	t	$0,5 \cdot \varepsilon_{v\alpha} \cdot p_{et} \cdot \cos \beta_{vb}$
	m	$(0,5 \cdot \varepsilon_{v\alpha} - 1) \cdot p_{et} \cdot \cos \beta_{vb}$
	r	$(0,5 \cdot \varepsilon_{v\alpha} - 2) \cdot p_{et} \cdot \cos \beta_{vb}$
$0 < \varepsilon_{v\beta} \leq 1$	t	$(0,5 \cdot \varepsilon_{v\alpha} - 1) \cdot (1 - \varepsilon_{v\beta}) + 1 \cdot p_{et} \cdot \cos \beta_{vb}$
	m	$(0,5 \cdot \varepsilon_{v\alpha} - 1) \cdot (1 - \varepsilon_{v\beta}) \cdot p_{et} \cdot \cos \beta_{vb}$
	r	$(0,5 \cdot \varepsilon_{v\alpha} - 1) \cdot (1 - \varepsilon_{v\beta}) - 1 \cdot p_{et} \cdot \cos \beta_{vb}$

$\varepsilon_{v\beta} > 1$	t	$p_{et} \cdot \cos \beta_{vb}$
	m	0
	r	$-p_{et} \cdot \cos \beta_{vb}$

l_{bm} [mm] – długość średniej linii kontaktu:

dla $\varepsilon_{v\beta} < 1$:

$$l_{bm} = \frac{b \cdot \varepsilon_{v\alpha}}{\cos \beta_{vb}} \cdot \frac{\sqrt{\varepsilon_{v\gamma}^2 - [(2 - \varepsilon_{v\alpha}) \cdot (1 - \varepsilon_{v\beta})]^2}}{\varepsilon_{v\gamma}^2} \quad (2.176)$$

dla $\varepsilon_{v\beta} \geq 1$:

$$l_{bm} = \frac{b \cdot \varepsilon_{v\alpha}}{\varepsilon_{v\gamma} \cdot \cos \beta_{vb}} \quad (2.177)$$

– współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż odcinka przyporu (obciążenia poprzecznego) $K_{H\alpha}$,

- współczynnik $K_{H\alpha}$ dla $\varepsilon_{v\gamma} \leq 2$:

$$K_{H\alpha} = \frac{\varepsilon_{v\gamma}}{2} \cdot \left(0,9 + 0,4 \cdot \frac{c_{\gamma} \cdot (f_{pt} - y_{\alpha}) \cdot b}{F_{mtobl} \cdot K_v \cdot K_{H\beta}} \right) \quad (2.178)$$

gdzie:

F_{mtobl} [N] – siła jest decydującą siłą obwodową:

$$F_{mtobl} \cdot K_v \cdot K_{H\beta} = F_{mtH} \quad (2.179)$$

c_{γ} – sztywność zazębienia.

- współczynnik $K_{H\alpha}$ dla $\varepsilon_{v\gamma} > 2$:

$$K_{H\alpha} = 0,9 + 0,4 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (\varepsilon_{v\gamma} - 1)}{\varepsilon_{v\gamma}}} \cdot \frac{c_{\gamma} \cdot (f_{pt} - y_{\alpha}) \cdot b}{F_{mtobl} \cdot K_v \cdot K_{H\beta}} \quad (2.180)$$

Ograniczenia na wartość współczynnika $K_{H\alpha}$:

jeśli $K_{H\alpha} < 1$, to przyjmuje się:

$$K_{H\alpha} = 1 \quad (2.181)$$

jeśli $K_{H\alpha} > \frac{\varepsilon_{v\gamma}}{\varepsilon_{v\alpha} \cdot Z_{LS}^2}$, to przyjmuje się:

$$K_{H\alpha} = \frac{\varepsilon_{v\gamma}}{\varepsilon_{v\alpha} \cdot Z_{LS}^2} \quad (2.182)$$

Klasa dokładności wykonania kół zębatych powinna być tak ustalona, aby dla odpowiadającej jej odchyłki podziałki przyporu f_{pt} współczynnik $K_{H\alpha} < \varepsilon_{v\alpha n}$.

- współczynnik strefy styku Z_H :

$$Z_H = 2 \cdot \sqrt{\frac{\cos \beta_{vb}}{\sin 2\alpha_{vt}}} \quad (2.183)$$

- współczynnik środka strefy styku Z_{M-B} :

$$Z_{M-B} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{vt}}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{va1}}{d_{vb1}} \right)^2 - 1 - F_1 \cdot \frac{\pi}{Z_{v1}}} \right] \cdot \left[\sqrt{\left(\frac{d_{va2}}{d_{vb2}} \right)^2 - 1 - F_2 \cdot \frac{\pi}{Z_{v2}}} \right]}} \quad (2.184)$$

gdzie: F_1 i F_2 – współczynniki oblicza się według tabeli 2.23.

Współczynniki F_1 i F_2 [10]

Tabela 2.23

	F_1	F_2
$\varepsilon_{v\beta} = 0$	2	$2 \cdot (\varepsilon_{v\alpha} - 1)$
$0 < \varepsilon_{v\beta} \leq 1$	$2 + (\varepsilon_{v\alpha} - 2) \cdot \varepsilon_{v\beta}$	$2 \cdot \varepsilon_{v\alpha} - 2 + (2 - \varepsilon_{v\alpha}) \cdot \varepsilon_{v\beta}$
$\varepsilon_{v\beta} \geq 1$	$\varepsilon_{v\alpha}$	$\varepsilon_{v\alpha}$

- współczynnik materiałowy Z_E :

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1 - v_1^2}{E_1} + \frac{1 - v_2^2}{E_2} \right)}} \quad (2.185)$$

gdzie:

E_1, E_2 są modułami sprężystości (Younga), (tabela 2.5)

v_1, v_2 – liczbami Poissona materiałów współpracujących kół, (tabela 2.5),

dla kół stalowych $Z_E = 189,8 \sqrt{\text{MPa}}$ lub według tabeli 2.5

- współczynnik kąta pochylenia linii zęba Z_β :

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta_m} \quad (2.186)$$

- współczynnik koła stożkowego Z_K :

$$Z_K = 0,8 \quad (2.187)$$

- współczynnik wielkości Z_X :

$$Z_X = 1 \quad (2.188)$$

- współczynnik wpływu oleju Z_L :

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4 \cdot (1 - C_{ZL})}{\left(1,2 + \frac{80}{v_{50}}\right)^2} = C_{ZL} + \frac{4 \cdot (1 - C_{ZL})}{\left(1,2 + \frac{134}{v_{40}}\right)^2} \quad (2.189)$$

gdzie:

v_{50} , v_{40} – lepkość oleju odpowiednio w temperaturze 40°C i 50°C (według tabeli 3.2),

C_{ZL} – współczynnik:

$$C_{ZL} = \frac{\sigma_{Hlim} - 850}{350} \cdot 0,08 + 0,83 \quad (2.190)$$

gdy: $\sigma_{Hlim} < 850$ MPa należy przyjąć:

$$\sigma_{Hlim} = 850 \text{ MPa} \quad (2.191)$$

gdy: $\sigma_{Hlim} < 1200$ MPa należy przyjąć:

$$\sigma_{Hlim} = 1200 \text{ MPa} \quad (2.192)$$

- współczynnik wpływu prędkości Z_v :

$$Z_v = C_{Zv} + \frac{2 \cdot (1 - C_{Zv})}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{v_{mt}}}} \quad (2.193)$$

gdzie: C_{Zv} – współczynnik :

$$C_{Zv} = 0,85 + \frac{\sigma_{Hlim} - 850}{350} \cdot 0,08 \quad (2.194)$$

podobnie jak wyżej, gdy $\sigma_{Hlim} < 850$ MPa należy przyjąć:

$$\sigma_{Hlim} = 850 \text{ MPa} \quad (2.195)$$

w przypadku $\sigma_{Hlim} < 1200$ MPa należy przyjąć:

$$\sigma_{Hlim} = 1200 \text{ MPa} \quad (2.196)$$

- współczynnik wpływu chropowatości Z_R :

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{z10}} \right)^{C_{ZR}} \quad (2.197)$$

gdzie:

R_{z10} [μm] – średnia względna chropowatość:

$$R_{z10} = \frac{R_{z1} + R_{z2}}{2} \cdot 3 \sqrt{\frac{10}{\rho_{red}}} \quad (2.198)$$

R_{z1}, R_{z2} [μm] – wysokości chropowatości powierzchni bocznej zębów odpowiednio dla zębownika i dla koła:

$$R_{z1(2)} = 6 \cdot R_{a1(2)} \quad (2.199)$$

ρ_{red} – promień względnej krzywizny:

$$\rho_{\text{red}} = \frac{a_v \cdot \sin \alpha_{vt}}{\cos \beta_{vb}} \cdot \frac{u_v}{(1 + u_v)^2} = \frac{a_v \cdot \sin \alpha_{vt}}{\cos \beta_{vb}} \cdot \left(\frac{u}{1 + u^2} \right)^2 \quad (2.200)$$

C_{ZR} – współczynnik:

$$C_{ZR} = 0,12 + \frac{1000 - \sigma_{Hlim}}{5000} \quad (2.201)$$

w przypadku $\sigma_{Hlim} < 850$ MPa należy przyjąć:

$$\sigma_{Hlim} = 850 \text{ MPa} \quad (2.202)$$

w przypadku $\sigma_{Hlim} < 1200$ MPa należy przyjąć:

$$\sigma_{Hlim} = 1200 \text{ MPa} \quad (2.203)$$

- współczynnik umocnienia (utwardzenia) przez zgniot materiału Z_W , Współczynnik utwardzenia przez zgniot Z_W dla twardości powierzchni bocznej koła o mniejszej twardości ($1300 < HB < 470$, czyli $HRC < 48$):

$$Z_W = 1,2 - \frac{HB - 130}{1700} \quad (2.204)$$

Współczynnik utwardzenia przez zgniot Z_W dla twardości powierzchni bocznej koła o mniejszej twardości ($HB < 130$):

$$Z_W = 1,2 \quad (2.205)$$

- Współczynnik utwardzenia przez zgniot Z_W dla twardości powierzchni bocznej koła o mniejszej twardości ($HB > 470$, czyli $HRC > 48$):

$$Z_W = 1,0 \quad (2.206)$$

- współczynnik trwałości Z_{NT} , według tabeli 2.4,
- nominalne naprężenie stykowe σ_{Hlim} według PN-ISO 6336/5, (tabela 2.3):

Dla kół stożkowych wykonanych ze stali stopowych nawęglanych i hartowanych powierzchniowo o twardości powierzchni $HRC = 56 \div 64$:

$$\sigma_{Hlim} = 1000 \div 1300 \text{ MPa} \quad (2.207)$$

Dla kół stożkowych wykonanych ze stali do ulepszania cieplnego, hartowanych płomieniowo lub indukcyjnie o twardości powierzchni $HRC = 48 \div 58$:

$$\sigma_{Hlim} = 750 \div 1150 \text{ MPa} \quad (2.208)$$

Dolne wartości σ_{Hlim} (tabela 2.3) odnoszą się do stali o stopniu jakości ML (najniższej jakości materiału i obróbki cieplnej), górne wartości do stali ME (najwyższej jakości) a pośrednie do stali o stopniu jakości MQ.

2.4.3. Wytrzymałość podstawy zęba na złamanie

Wytrzymałość zmęczeniową podstawy zęba, według ISO 10300-3:2001 można sprawdzać według dwóch wariantów, tj. metody B1 lub B2, oddzielnie dla zębniaka i koła.

Obliczenia sprawdzające wytrzymałość podstawy zęba na złamanie mają wykazać, że obliczone zgodnie z ISO 10300-3:2001, współczynniki bezpieczeństwa dla naprężeń przy podstawie zęba $S_{F1(2)}$ są większe lub równe, od przyjętego minimalnego współczynnika bezpieczeństwa S_{Fmin} .

$$S_{F1(2)} \geq S_{Fmin} \quad (2.209)$$

Sprawdzenie to jest dokonywane, podobnie jak przy pittingu, na parametrach geometrycznych wyznaczonych z wcześniejszych obliczeń projektujących (zarówno wstępnych oraz geometrycznych) omówionych w punktach 2.1 i 2.2, dla wcześniej przyjętego materiału.

W tym celu konstruktor, dla dobranych cech geometrycznych, materiału oraz założonej technologii wykonania, oblicza:

- współczynnik bezpieczeństwa dla naprężeń przy podstawie zęba $S_{F1(2)}$:

$$S_{F1(2)} = \frac{\sigma_{FP1(2)}}{\sigma_{F1(2)}} \geq S_{Fmin} \quad (2.210)$$

Minimalny współczynnik bezpieczeństwa S_{Fmin} dla kół o zębach kołowo-łukowych:

$$S_{Fmin} \geq 1,3 \quad (2.211)$$

Minimalny współczynnik bezpieczeństwa S_{Fmin} dla kół o kącie pochylecia zębów $\beta_m \leq 5^\circ$:

$$S_{Fmin} \geq 1,5 \quad (2.212)$$

- naprężenie dopuszczalne przy podstawie zęba σ_{FP} [MPa]:

Czynniki mające wpływ na złamanie zęba u jego podstawy uwzględnione są za pomocą współczynników wpływowych przy wyznaczaniu naprężenia dopuszczalnego. Dopuszczalne naprężenie przy podstawie zęba wyznacza się oddzielnie dla zębniaka i koła (w zależności od rodzaju ich materiału):

$$\sigma_{FP1(2)} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{ST}}{S_{Fmin}} \cdot Y_{\delta relT1(2)} \cdot Y_{RrelT1(2)} \cdot Y_X \quad (2.213)$$

gdzie:

σ_{Flim} [MPa] dobiera się z tabeli 2.3,

Y_{NT} – według tabeli 2.6,

Y_{ST} , $Y_{\delta relT1(2)}$, $Y_{RrelT1(2)}$, Y_X – współczynniki wpływu wyznaczone są poniżej.

- naprężenia zginające przy podstawie zęba według metody B1 $\sigma_{F1(2)}$ [MPa]:

$$\sigma_{F1(2)} = \frac{2 \cdot T_{1obl}}{d_{m1} \cdot b \cdot m_{mn}} \cdot Y_{Fa1(2)} \cdot Y_{Sa1(2)} \cdot \quad (2.214)$$

$$Y_\varepsilon \cdot Y_K \cdot Y_{LS} \cdot K_{v1(2)} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha1(2)} \leq \sigma_{FP1(2)}$$

- naprężenia zginające przy podstawie zęba według metody B2 $\sigma_{F1(2)}$ [MPa]:

$$\sigma_{F1(2)} = \frac{2 \cdot T_{1obl}}{d_{m1} \cdot b \cdot m_{mn}} \cdot Y_{P1(2)} \cdot K_{v1(2)} \cdot \quad (2.215)$$

$$K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha1(2)} \leq \sigma_{FP1(2)}$$

Zanim jednak zostanie określona wartość współczynników bezpieczeństwa $S_{F1(2)}$ dla naprężeń przy podstawie zęba $\sigma_{F1(2)}$, należy wyznaczyć szereg współczynników wytrzymałościowych (wpływu), takich jak:

- współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż odcinka przyporu (czołowego obciążenia przy zginaniu) $K_{F\beta}$, wzór z definicji:

$$K_{F\beta} = \frac{\sigma_{Fmax}}{\sigma_{Fm}} \quad (2.216)$$

Wzór do wyznaczania wartości czołowego współczynnika obciążenia przy zginaniu $K_{F\beta}$ (według metody C):

$$K_{F\beta} = \frac{K_{H\beta}}{K_{FO}} \quad (2.217)$$

gdzie:

K_{FO} – wzdłużny współczynnik krzywizny - dla kół typu „spiral” ($\beta_m \neq 0$):

$$K_{FO} = 0,211 \cdot \left(\frac{r_{co}}{R_m} \right)^q + 0,789 \quad (2.218)$$

- dla kół o zębach prostych lub typu „zerol” ($\beta_m = 0$)

$$K_{FO} = 1 \quad (2.219)$$

$$q = \frac{0,279}{\lg(\sin \beta_m)} \quad (2.220)$$

r_{co} – promień głowicy frezowej (według tabeli 2.9).

Uwaga: jeśli wyznaczone wartości $K_{FO} < 1$, to przyjmuje się $K_{FO} = 1$, natomiast jeśli wartości $K_{FO} > 1,15$, to przyjmuje się $K_{FO} = 1,15$. Tak więc w przypadku gdy nie jest znana wartość r_{co} , można przyjąć $K_{F\beta} = K_{H\beta}$.

– współczynnik przyporu (wskaźnika zazębienia, kontaktu) Y_ϵ :

dla $\epsilon_{v\beta} = 0$:

$$Y_\epsilon = 0,25 \cdot \left(1 + \frac{3}{\epsilon_{v\alpha}} \right) \geq 0,625 \quad (2.221)$$

dla $0 \leq \epsilon_{v\beta} \leq 1$:

$$Y_\epsilon = 0,25 \cdot \left(1 + \frac{3}{\epsilon_{v\alpha}} \right) - 0,375 \cdot \epsilon_{v\beta} \cdot \left(\frac{2}{\epsilon_{v\alpha}} - 1 \right) \geq 0,625 \quad (2.222)$$

dla $\epsilon_{v\beta} > 1$:

$$Y_\epsilon = 0,625 \quad (2.223)$$

– współczynnik rozdziału obciążenia wzdłuż odcinka przyporu (obciążenia poprzecznego) $K_{Fa1(2)}$:

gdy $\epsilon_{v\gamma} \leq 2$:

$$K_{Fa1(2)} = \frac{\epsilon_{v\gamma}}{2} \cdot \left(0,9 + 0,4 \cdot \frac{c_{\gamma1(2)} \cdot (f_{pt1(2)} - y_{\alpha1(2)}) \cdot b}{F_{mtobl1(2)} \cdot K_{v1(2)} \cdot K_{H\beta}} \right) \geq 1 \quad (2.224)$$

gdy $\epsilon_{v\gamma} > 2$:

$$K_{Fa1(2)} = 0,9 + 0,4 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (\epsilon_{v\gamma} - 1)}{\epsilon_{v\gamma}}} \cdot \frac{c_{\gamma1(2)} \cdot (f_{pt1(2)} - y_{\alpha1(2)}) \cdot b}{F_{mtobl1(2)} \cdot K_{v1(2)} \cdot K_{H\beta}} \geq 1 \quad (2.225)$$

Jeśli $K_{F\alpha} > \frac{\epsilon_{v\gamma}}{\epsilon_{v\alpha} \cdot Y_\epsilon}$, to przyjmuje się:

$$K_{F\alpha} = \frac{\epsilon_{v\gamma}}{\epsilon_{v\alpha} \cdot Y_\epsilon} \quad (2.226)$$

Klasa dokładności wykonania kół zębatych powinna być tak ustalona, aby dla odpowiadającej jej odchyłki podziałki przyporu f_{pt} współczynnik K_{Fa} nie przekraczał wartości czołowego wskaźnika zazębienia kół zastępczych w przekroju normalnym $\varepsilon_{v\alpha n}$.

- współczynnik kształtu zęba Y_{Fa}
- dla kół obrabianych obwiedniowo:

$$Y_{Fa1(2)} = \frac{6 \cdot \frac{h_{Fa1(2)}}{m_{mn}} \cdot \cos \alpha_{Fan1(2)}}{\left(\frac{s_{Fn1(2)}}{m_{mn}} \right)^2 \cdot \cos \alpha_n} \quad (2.227)$$

gdzie:

$\frac{h_{Fa1(2)}}{m_{mn}}$ – względna długość ramienia momentu gnącego:

$$\frac{h_{Fa1(2)}}{m_{mn}} = \frac{1}{2} \cdot \left[\frac{(\cos \gamma_{a1(2)} - \sin \gamma_{a1(2)} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{Fan1(2)}) \cdot \frac{d_{van1(2)}}{m_{mn}}}{z_{vn1(2)} \cdot \cos \left(\frac{\pi}{3} - \vartheta_{1(2)} \right) - \frac{G_{1(2)}}{\cos \vartheta_{1(2)}} + \frac{\rho_{a01(2)}}{m_{mn}}} \right] \quad (2.228)$$

$\frac{s_{Fn1(2)}}{m_{mn}}$ – względna długość cięwiwy podstawy zęba:

$$\frac{s_{Fn1(2)}}{m_{mn}} = z_{vn1(2)} \cdot \sin \left(\frac{\pi}{3} - \vartheta_{1(2)} \right) + \sqrt{3} \cdot \left(\frac{G_{1(2)}}{\cos \vartheta_{1(2)}} - \frac{\rho_{a01(2)}}{m_{mn}} \right) \quad (2.229)$$

$\alpha_{Fan1(2)} [^\circ]$ – kąt działania obciążenia na wierzchołku zęba:

$$\alpha_{Fan1(2)} = \alpha_{an1(2)} - \gamma_{a1(2)} \quad (2.230)$$

$\alpha_{an1(2)} [^\circ]$ – kąt przyporu na wierzchołku koła zastępczego walcowego:

$$\cos \alpha_{an1(2)} = \frac{d_{vbn1(2)}}{d_{van1(2)}} \quad (2.231)$$

$\gamma_{a1(2)} [^\circ]$ – kąt przyłożenia obciążenia:

$$\gamma_{a1(2)} = \frac{1}{z_{vn1(2)}} \cdot \left[\frac{\pi}{2} + 2 \cdot (x_{hm1(2)} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n + x_{sm1(2)}) \right] + \operatorname{inv} \alpha_n - \operatorname{inv} \alpha_{an1(2)} \quad (2.232)$$

$G_{1(2)}$, $H_{1(2)}$, $\vartheta_{1(2)}$ – parametry pomocnicze:

$$G_{1(2)} = \frac{\rho_{a01(2)}}{m_{mn}} - \frac{h_{a01(2)}}{m_{mn}} + x_{hm1(2)} \quad (2.233)$$

$$H_{1(2)} = \frac{2}{z_{vn1(2)}} \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \frac{E_{1(2)}}{m_{mn}} \right) - \frac{\pi}{3} \quad (2.234)$$

$$\vartheta_{1(2)} = \frac{2 \cdot G_{1(2)}}{z_{vn1(2)}} \cdot \operatorname{tg} \vartheta_{1(2)} - H_{1(2)} \quad (2.235)$$

Uwaga: wartość $\vartheta_{1(2)}$ można wyznaczyć rozwiązując powyższe równanie metodą iteracyjną po przyjęciu wartości początkowej $\vartheta_{1(2)} = \pi/6$.

$E_{1(2)}$ [mm] – odległość środka promienia krawędzi zarysu odniesienia ρ_{fp} od osi zarysu:

$$E_{1(2)} = \left(\frac{\pi}{4} - x_{sm1(2)} \right) \cdot m_{mn} - h_{a01(2)} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n - \frac{\rho_{a01(2)} \cdot (1 - \sin \alpha_n) - s_{pr1(2)}}{\cos \alpha_n} \quad (2.236)$$

$$h_{a01(2)} = h_{fm1(2)} \quad (2.237)$$

$$\rho_{a01\max} = \rho_{a02\max} = \frac{c_p}{1 - \sin \alpha_n} \quad (2.238)$$

s_{pr} – wartość protuberancji (najczęściej $s_{pr} = 0$),

- dla kół (koronowych) obrabianych metodą kształtową (dla $\alpha_{Fan2} = \alpha_n$):

$$Y_{Fa2} = \frac{6 \cdot (h_{Fa2}/m_{mn})}{(s_{Fn2}/m_{mn})^2} \quad (2.239)$$

gdzie:

s_{Fn2} [mm] – grubość zęba koła przy podstawie:

$$s_{Fn2} = \pi \cdot m_{mn} - 2 \cdot E - \sqrt{3} \cdot \rho_{a02} \quad (2.240)$$

ρ_{F2} [mm] – promień zaokrąglenia w punkcie obliczeniowym podstawy zęba:

$$\rho_{F2} = \rho_{a02} \quad (2.241)$$

h_{Fa2} [mm] – ramię działania momentu:

$$h_{Fa2} = h_{a02} - \frac{\rho_{a02}}{2} + m_{mn} - \left(\frac{\pi}{4} - x_{sm2} - \operatorname{tg} \alpha_n \right) \cdot m_{mn} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n \quad (2.242)$$

- współczynnik korekcji naprężeń $Y_{Sa1(2)}$:

$$Y_{Sa1(2)} = \left(1,2 + 0,13 \cdot L_{a1(2)} \right) \cdot q_{s1(2)}^{\exp 1(2)} \quad (2.243)$$

$$\exp 1(2) = \frac{1}{1,21 + 2,3 / L_{a1(2)}} \quad (2.244)$$

$$L_{a1(2)} = \frac{s_{Fn1(2)}}{h_{Fa1(2)}} \quad (2.245)$$

$$q_{s1(2)} = \frac{s_{Fn1(2)}}{2 \cdot \rho_{F1(2)}} \quad (2.246)$$

Wzór na współczynnik korekcji naprężeń $Y_{Sa1(2)}$ ważny dla $1 \leq q_s < 8$.

Długość promienia krzywej przejściowej przy podstawie zęba w punkcie styczności z prostą nachyloną pod kątem 30° do osi zęba dla kół obrabianych obwiedniowo:

$$\rho_{F1(2)} = \rho_{a01(2)} + \frac{2 \cdot m_{mn} \cdot G_{1(2)}^2}{\cos \vartheta_{1(2)} \cdot \left(z_{vn1(2)} \cdot \cos^2 \vartheta_{1(2)} - 2 \cdot G_{1(2)} \right)} \quad (2.247)$$

Długość promienia krzywej przejściowej przy podstawie zęba w punkcie styczności z prostą nachyloną pod kątem 30° do osi zęba dla kół obrabianych metodą kształtową:

$$\rho_{F2} = \rho_{a02} \quad (2.248)$$

- współczynnik koła stożkowego Y_K :

$$Y_K = 0,5 \cdot \left(1 + \frac{l'_{bm}}{b} \right) \cdot \frac{b}{l'_{bm}} \quad (2.249)$$

gdzie: l_b – rzut linii styku zębów na oś koła:

$$l'_{bm} = l_{bm} \cdot \cos \beta_{vb} \quad (2.250)$$

- współczynnik podziału obciążenia Y_{LS} :

Współczynnik Y_{LS} uwzględnia podział obciążenia pomiędzy dwie lub więcej par zębów. Ogólnie współczynnik ten można wyznaczyć ze wzoru:

$$Y_{LS} = Z_{LS}^2 \quad (2.251)$$

$$\text{dla } \varepsilon_{vy} \leq 2 \quad Y_{LS} = 1 \quad (2.252)$$

dla $\varepsilon_{vy} > 2$ oraz $\varepsilon_{v\beta} \geq 1$:

$$Y_{LS} = \left\{ 1 + 2 \cdot \left[1 - \left(\frac{2}{\varepsilon_{vy}} \right)^{1,5} \right] \cdot \sqrt{1 - \frac{4}{\varepsilon_{vy}^2}} \right\}^{-1} \quad (2.253)$$

dla $\varepsilon_{vy} > 2$ oraz $\varepsilon_{v\beta} < 1$

$$Y_{LS} = \frac{A_m^*}{A_t^* + A_m^* + A_r^*} \geq 0,7 \quad (2.254)$$

w którym pola powierzchni A_t^* , A_m^* , A_r^* wyznacza się w taki sam sposób jak przy obliczaniu współczynnika Z_{LS} , za wyjątkiem odległości linii styku f (według tabeli 2.24).

Odległości linii kontaktu f [15]

Tabela 2.24

Poskokowy wskaźnik ząbienia	Oznaczenie linii	Wartość współrzędnej f
$\varepsilon_{v\beta} = 0$	t	$(2 - 0,5\varepsilon_{v\alpha}) \cdot p_{et} \cdot \cos \beta_{vb}$
	m	$(1 - 0,5\varepsilon_{v\alpha}) \cdot p_{et} \cdot \cos \beta_{vb}$
	r	$-0,5 \cdot \varepsilon_{v\alpha} \cdot p_{et} \cdot \cos \beta_{vb}$
$0 < \varepsilon_{v\beta} \leq 1$	t	$\left[(1 - 0,5\varepsilon_{v\alpha}) \cdot (1 - \varepsilon_{v\beta}) + 1 \right] \cdot p_{et} \cos \beta_{vb}$
	m	$(1 - 0,5\varepsilon_{v\alpha}) \cdot (1 - \varepsilon_{v\beta}) \cdot p_{et} \cos \beta_{vb}$
	r	$\left[(1 - 0,5\varepsilon_{v\alpha}) \cdot (1 - \varepsilon_{v\beta}) - 1 \right] \cdot p_{et} \cos \beta_{vb}$
$\varepsilon_{v\beta} > 1$	t	$+p_{et} \cdot \cos \beta_{vb}$
	m	0
	r	$-p_{et} \cdot \cos \beta_{vb}$

– łączny współczynnik geometryczny wytrzymałości koła stożkowego $Y_{P1(2)}$:

$$Y_{P1(2)} = \frac{Y_{A1(2)}}{Y_{J1(2)}} \cdot \frac{m_{mt} \cdot m_{mn}}{m_{et}^2} \quad (2.255)$$

gdzie:

$Y_{A1(2)}$ – współczynnik poprawkowy dla przekładni zębatych stożkowych:

Wartość wstępna współczynnika Y_A (dla nawęglanych kół zębatych stożkowych o module $m_{mn} = 5$, $\alpha_n = 20^\circ$, $\beta_m = 35^\circ$ oraz $z_1 \geq 15$):

$$Y_{A1(2)} = 1,2 \quad (2.256)$$

Wartość dokładna współczynnika Y_A :

$$Y_{A1(2)} = \frac{Y_{f1(2)}}{2,3 \cdot \left(1 - \frac{s_{N1(2)}}{3 \cdot h_{N1(2)}} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n \right)} \quad (2.257)$$

$Y_{f1,2}$ – współczynnik koncentracji i korekcji naprężeń:

$$Y_{f1(2)} = L + \left(\frac{2 \cdot s_{N1(2)}}{r_{mf1(2)}} \right)^M \cdot \left(\frac{2 \cdot s_{N1(2)}}{h_{N1(2)2}} \right)^O \quad (2.258)$$

$$(Y_{f1(2)} \cong \sqrt{2,3 \cdot Y_{Sa1(2)}})$$

$r_{mf1(2)}$ [mm] – promień zaokrąglenia (minimalny) przejścia przy podstawie dla zębniaka i koła:

$$r_{mf1(2)} = \frac{(h_{fm1(2)} - \rho_{ao1(2)})^2}{0,5 \cdot d_{vn1(2)} + h_{fm1(2)} - \rho_{ao1(2)}} + \rho_{ao1(2)} \quad (2.259)$$

$$L = 0,3254545 - 0,0072727 \cdot \alpha_n \quad (2.260)$$

$$M = 0,3318182 - 0,0090909 \cdot \alpha_n \quad (2.261)$$

$$O = 0,2681818 + 0,0090909 \cdot \alpha_n \quad (2.262)$$

$Y_{J1(2)}$ – współczynnik geometryczny wytrzymałości na zginanie:

$$Y_{J1(2)} = \frac{Y_{k1(2)}}{\varepsilon_N \cdot Y_i} \cdot \frac{2 \cdot r_{myo1(2)}}{d_{v1(2)}} \cdot \frac{b_{ce1(2)}}{b} \cdot \frac{m_{mt}}{m_{et}} \quad (2.263)$$

$r_{myo1(2)}$ [mm] – promień do punktu przyłożenia obciążenia:

$$r_{myo1(2)} = \frac{d_{v1(2)}}{2} \cdot \frac{R_m + g_{o1(2)}}{R_m} + \Delta r_{yo1(2)} \quad (2.264)$$

$g_{o1(2)}$ [mm] – odległość od średniego przekroju do środka nacisku mierzona w kierunku długości zęba:

– dla przekładni stożkowych o zębach prostych lub typu „zerol”:

$$g_{o1(2)} = \frac{b_{1(2)} \cdot g_{van} \cdot g_j \cdot k'}{g_\eta^2} \quad (2.265)$$

k' – stała bazowa:

$$k' = \frac{z_2 - z_1}{3,2 \cdot z_2 + 4,0 \cdot z_1} \quad (2.266)$$

g_j – zmienna pośrednia do obliczenia współczynnika wytrzymałości zęba:

$$g_j = \sqrt{g_\eta^2 - 4 \cdot y_j^2} \quad (2.267)$$

Y_J – odległość punktu przyłożenia obciążenia dla maksymalnych naprężeń gnących od środka linii przyporu:

dla $\varepsilon_{vy} \leq 2,0$:

$$Y_J = p_{et} \cdot \cos \beta_{vb} - \frac{g_\eta}{2} \quad (2.268)$$

dla $\varepsilon_{vy} > 2,0$:

$$Y_J = 0 \quad (2.269)$$

- dla statycznie obciążonych przekładni o zębach prostych lub typu „zerol”:

$$y_J = \frac{g_\eta}{2} \quad (2.270)$$

- dla przekładni stożkowych o zębach kołowo-łukowych:
wklęsła strona zęba:

$$g''_{o1} = \frac{b \cdot g_{van} \cdot g_J \cdot k' \cdot \cos^2 \beta_{vb} - b^2 \cdot y_J \cdot \sin \beta_{vb}}{g_\eta^2} \quad (2.271)$$

wypukła strona zęba:

$$g''_{o2} = \frac{b \cdot g_{van} \cdot g_J \cdot k' \cdot \cos^2 \beta_{vb} + b^2 \cdot y_J \cdot \sin \beta_{vb}}{g_\eta^2} \quad (2.272)$$

$\Delta r_{yo1(2)}$ [mm] – odległość od okręgu podziałowego do punktu przyłożenia obciążenia w średnim przekroju normalnym:

$$\Delta r_{yo1(2)} = 0,5 \cdot \left(\frac{d_{vbn1(2)}}{\cos \alpha_{h1(2)}} - d_{vn1(2)} \right) \quad (2.273)$$

$\alpha_{h1(2)}$ [°] – normalny kąt przyporu w punkcie przyłożenia obciążenia w osi zęba zębnika i koła:

$$\alpha_{h1(2)} = \alpha_{L1(2)} - \xi_{h1(2)} \quad (2.274)$$

$\alpha_{L1(2)}$ [°] – normalny kąt przyporu w punkcie przyłożenia obciążenia dla zębnika i koła:

$$\operatorname{tg} \alpha_{L1(2)} = \frac{y_{31(2)} + a_{vn} \cdot \sin \alpha_n - 0,5 \cdot \sqrt{d_{van2(1)}^2 - d_{vbn2(1)}^2}}{0,5 \cdot d_{vbn1(2)}} \quad (2.275)$$

y_3 [mm] – odległość punktu przyłożenia obciążenia dla maksymalnych naprężeń gnących od początku linii przyporu:

dla przekładni stożkowych o zębach prostych lub typu „zerol”:

$$y_3 = \frac{g_{van}}{2} + \frac{g_{van}^2 \cdot y_J}{g_\eta^2} \quad (2.276)$$

g_η [mm] – długość linii styku wewnątrz elipsy nacisków:

$$g_\eta = g_{van}^2 \cdot \cos^4 \beta_{vb} + b^2 \cdot \sin^2 \beta_{vb} \quad (2.277)$$

dla przekładni o zębach kołowo-łukowych:

dla wklęsłej strony zęba:

$$y_{31} = \frac{g_{van}}{2} + \frac{g_{van}^2 \cdot y_J \cdot \cos^2 \beta_{vb} + b \cdot g_{van} \cdot g_j \cdot k' \cdot \sin \beta_{vb}}{g_\eta^2}, \quad (2.278)$$

dla wypukłej strony zęba:

$$y_{32} = \frac{g_{van}}{2} + \frac{g_{van}^2 \cdot y_J \cdot \cos^2 \beta_{vb} - b \cdot g_{van} \cdot g_j \cdot k' \cdot \sin \beta_{vb}}{g_\eta^2}. \quad (2.279)$$

$\xi_{h1(2)}$ [°] – połowa kąta odpowiadająca grubości zęba w punkcie działania obciążenia:

$$\xi_{h1(2)} = \frac{s_{mn1(2)}}{d_{vn1(2)}} - \text{inv } \alpha_{L1(2)} + \text{inv } \alpha_n \quad (2.280)$$

$Y_{K1(2)}$ – wyrównawczy współczynnik kształtu zęba:

$$Y_{K1(2)} = \frac{Y_{1(2)}}{Y_{f1(2)}} \quad (2.281)$$

$Y_{1(2)}$ – współczynnik kształtu zęba zębnika i koła:

$$Y_{1(2)} = \frac{2}{3} \cdot \frac{1}{m_{et} \cdot \left(\frac{1}{x_{N1(2)}} - \frac{\text{tg } \alpha_{h1(2)}}{3 \cdot s_{N1(2)}} \right)} \quad (2.282)$$

$s_{N1(2)}$, $h_{N1(2)}$ – wymiary przekroju obliczeniowego zębnika i koła:

$$s_{N1(2)} = 0,5 \cdot d_{vn1(2)} \cdot \sin \xi_{1(2)} - \rho_{ao1(2)} \cdot \cos \tau_{1(2)} - g_{zb1(2)} \quad (2.283)$$

$$h_{N1(2)} = \Delta r_{yo1(2)} + 0,5 \cdot d_{vn1(2)} \cdot (1 - \cos \xi_{1(2)}) + \rho_{ao1(2)} \cdot \sin \tau_{1(2)} + g_{za1(2)} \quad (2.284)$$

Algorytm iteracyjny do wyznaczenia wymiarów przekroju obliczeniowego:

- odległość od środka promienia krawędzi wierzchołka zęba do powierzchni podziałowej zębatki pierścieniowej mierzona w kierunku prostopadłym do powierzchni podziałowej:

$$g_{yb1(2)} = h_{fm1(2)} - \rho_{ao1(2)} \quad (2.285)$$

- odległość od linii środkowej zębatki pierścieniowej do środka promienia krawędzi wierzchołka zęba mierzona w przekroju średnim normalnym:

$$g_{o1(2)} = 0,5 \cdot s_{mn1(2)} + h_{fm1(2)} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n + \rho_{ao1(2)} \cdot \left(\frac{1}{\cos \alpha_n} - \operatorname{tg} \alpha_n \right) \quad (2.286)$$

- wartość początkowa (pierwszej iteracji (1):

$$g_{fo1(2)}^{(1)} = g_{o1(2)} + g_{yb1(2)} \quad (2.287)$$

- przyjęty kąt przy ustalaniu najślabszego przekroju:

$$\xi_{1(2)} = \frac{g_{fo1(2)}}{0,5 \cdot d_{vn1(2)}} \quad (2.288)$$

- odległość między środkiem promienia krawędzi wierzchołka freza i linią środkową koła mierzona wzdłuż płaszczyzny odniesienia narzędzia :

$$g_{xb1(2)} = g_{fo1(2)} - g_{o1(2)} \quad (2.289)$$

- pośrednia zmienna do wyznaczenia współczynnika wytrzymałości zęba:

$$g_{za1(2)} = g_{yb1(2)} \cdot \cos \xi_{1(2)} - g_{xb1(2)} \cdot \sin \xi_{1(2)} \quad (2.290)$$

- pośrednia zmienna do wyznaczenia współczynnika wytrzymałości zęba:

$$g_{zb1(2)} = g_{yb1(2)} \cdot \sin \xi_{1(2)} + g_{xb1(2)} \cdot \cos \xi_{1(2)} \quad (2.291)$$

- kąt między styczną do krzywej przejściowej przy podstawie zęba w najślabszym punkcie i osią zęba:

$$\operatorname{tg} \tau_{1(2)} = \frac{g_{za1(2)}}{g_{zb1(2)}} \quad (2.292)$$

- drugi krok (2):

$$g_{fo1(2)}^{(2)} = g_{fo1(2)}^{(1)} + 0,005 \cdot m_{et} \quad (2.293)$$

- trzeci krok i ewentualnie następne (3 do n) – interpolować,
- zmieniać wartość $g_{fo1(2)}^{(i)}$ dopóki:

$$\frac{s_{N1(2)} \cdot \operatorname{ctg} \tau_1(2)}{h_{Nfo1(2)}} = 2,0 \pm 0,001 \quad (2.294)$$

gdzie: (i = 1, 2, 3,...) – kolejny numer kroku iteracji.

$x_{N1(2)}$ – współczynnik wytrzymałości zęba zębownika:

$$x_{N1(2)} = \frac{s_{N1(2)}^2}{h_{N1(2)}} \quad (2.295)$$

ε_N – współczynnik rozdziału obciążenia:

$$\varepsilon_N = \frac{g_J^3}{g_J'^3} \quad (2.296)$$

$$g_J'^3 = g_J^3 + \sum_{k=1}^{k=x} \sqrt{[g_J^3 - 4k \cdot p_{vbn} \cdot (k \cdot p_{vbn} + 2y_J)]^3} \quad (2.997)$$

Plus pośrednia zmienna do wyznaczenia współczynnika wytrzymałości zęba:

$$g_J'^3 = g_J^3 + \sum_{k=1}^{k=x} \sqrt{[g_J^2 - 4 \cdot k \cdot p_{et} \cdot \cos \beta_{vb} \cdot (k \cdot p_{et} \cdot \cos \beta_{vb} + 2 \cdot y_J)]^3} + \\ + \sum_{k=1}^{k=y} \sqrt{[g_J^2 - 4 \cdot k \cdot p_{et} \cdot \cos \beta_{vb} \cdot (k \cdot p_{et} \cdot \cos \beta_{vb} - 2 \cdot y_J)]^3} \quad (2.298)$$

W powyższej zależności k jest dodatnią liczbą całkowitą, należącą do przedziału od 1 do x lub y, dla której otrzymuje się rzeczywiste dodatnie wartości wyrażeń pod pierwiastkiem, będących składnikami szeregu. Wyrazy szeregu, dla których wyrażenie pod pierwiastkiem ma wartość ujemną należy odrzucić. W większości przypadków k = 1, 2.

Dla statycznie obciążonych przekładni zębatych stożkowych o zębach prostych lub typu „zero” $\varepsilon_N = 1,0$.

Y_i – współczynnik bezwładności:

dla $\varepsilon_{vY} < 2$:

$$Y_i = \frac{2}{\varepsilon_{vY}} \quad (2.299)$$

dla $\varepsilon_{vY} \geq 2$:

$$Y_i = 1 \quad (2.300)$$

Dla statycznie obciążonych przekładni stożkowych o zębach prostych lub typu „zerol” gdy $\varepsilon_{vy} < 2$:

$$Y_i = 1 \quad (2.301)$$

$b_{ce1(2)}$ [mm] – efektywna szerokość czoła zęba zębnika i koła:

$$b_{ce1(2)} = h_{N1(2)} \cdot \cos \beta_m \cdot \left[\arctg \left(\frac{\Delta b_{i1(2)}}{h_{N1(2)}} \right) + \arctg \left(\frac{\Delta b_{e1(2)}}{h_{N1(2)}} \right) \right] + g_K \quad (2.302)$$

g_K [mm] – długość zrzutowanej chwilowej linii przyporu na wzdłużny kierunek zęba:

$$g_K = \frac{b \cdot g_{van} \cdot g_J \cdot \cos^2 \beta_{vb}}{g_\eta^2} \quad (2.303)$$

$\Delta b'_{i1(2)}$ – przyrost w przekroju wewnętrznym:

$$\Delta b'_{i1(2)} = \frac{b - g_K}{2 \cdot \cos \beta_m} + \frac{g''_{o1(2)}}{\cos \beta_m} \quad (2.304)$$

$\Delta b'_{e1(2)}$ – przyrost w przekroju zewnętrznym:

$$\Delta b'_{e1(2)} = \frac{b - g_K}{2 \cdot \cos \beta_m} - \frac{g''_{o1(2)}}{\cos \beta_m} \quad (2.305)$$

gdy: $\Delta b'_{i1(2)} > 0$ oraz $\Delta b'_{e1(2)} > 0$:

$$\Delta b_{i1(2)} = \Delta b'_{i1(2)} \quad (2.306)$$

gdy: $\Delta b'_{i1(2)} > 0$ oraz $\Delta b'_{e1(2)} < 0$:

$$\Delta b_{i1(2)} = \frac{b - g_K}{\cos \beta_m} \quad (2.307)$$

gdy: $\Delta b'_{i1(2)} < 0$ oraz $\Delta b'_{e1(2)} > 0$:

$$\Delta b_{i1(2)} = 0 \quad (2.308)$$

gdy: $\Delta b'_{e1(2)} > 0$ oraz $\Delta b'_{i1(2)} > 0$:

$$\Delta b_{e1(2)} = \Delta b'_{e1(2)} \quad (2.309)$$

gdy: $\Delta b'_{e1(2)} > 0$ oraz $\Delta b'_{i1(2)} < 0$:

$$\Delta b_{e1(2)} = \frac{b - g_K}{\cos \beta_m} \quad (2.310)$$

gdy: $\Delta b'_{e1(2)} < 0$ oraz $\Delta b'_{i1(2)} > 0$:

$$\Delta b_{e1(2)} = 0 \quad (2.311)$$

- współczynnik względnej chropowatości powierzchni Y_{RelT} według metody B1:

Współczynnik Y_{RelT} dla zakresu chropowatości przy podstawie $R_7 < 1 \mu\text{m}$ oraz dla zakresu $1 \mu\text{m} \leq R_7 \leq 40 \mu\text{m}$ przedstawiono w tabeli 2.25

Współczynnik względnej chropowatości powierzchni Y_{RelT}

Tabela 2.25

Materiał i obróbka cieplna	$R_z < \mu\text{m}$	$1 \mu\text{m} \leq R_z \leq 40 \mu\text{m}$
Stal hartowana na wskroś lub powierzchniowo	$Y_{\text{RelT}} = 1,12$	$Y_{\text{RelT}} = 1,674 - 0,529 \cdot (R_z + 1)^{0,1}$
Stal w stanie miękkim	$Y_{\text{RelT}} = 1,07$	$Y_{\text{RelT}} = 5,306 - 4,203 \cdot (R_z + 1)^{0,01}$
Stal azotowana lub cyjanowana oraz żeliwo szare	$Y_{\text{RelT}} = 1,025$	$Y_{\text{RelT}} = 4,299 - 3,259 \cdot (R_z + 1)^{0,005}$

- współczynnik względnej chropowatości powierzchni Y_{RelT} według metody B2, dla $R_z \leq 16 \mu\text{m}$:

$$Y_{\text{RelT}} = 1,0 \quad (2.312)$$

- współczynnik względnej wrażliwości na działanie karbu $Y_{\delta\text{relT}}$ według metody B1:

$$Y_{\delta\text{relT}} = \frac{1 + \sqrt{\rho' \cdot \chi^x}}{1 + \sqrt{\rho' \cdot \chi_T^*}} \quad (2.313)$$

gdzie ρ' – promień karbu zastępczego (według tabeli 2.26)

Promień karbu zastępczego ρ' [9]

Tabela 2.26

Lp.	Materiał i sposób utwardzania powierzchni	ρ' [mm]
1	Żeliwa szare	$R_m = 150 \text{ MPa}$
2	Żeliwa szare, żeliwo sferoidalne ferrytyczne	$R_m = 300 \text{ MPa}$
3	Stale do azotowania, po azotowaniu; stale do ulepszania cieplnego, azotowane; stale do nawęglania, cyjanowane; stale do ulepszania cieplnego, cyjanowane	0,1005
4	Stale konstrukcyjne zwykłej jakości	$R_e = 300 \text{ MPa}$
5	Stale konstrukcyjne zwykłej jakości	$R_e = 400 \text{ MPa}$
6	Stale do ulepszania cieplnego, po ulepszaniu; żeliwa sferoidalne (perlityczne, bainityczne)	$R_e = 500 \text{ MPa}$
7	Jak wyżej	$R_e = 600 \text{ MPa}$
8	Jak wyżej	$R_e = 800 \text{ MPa}$
9	Jak wyżej	$R_e = 1000 \text{ MPa}$
10	Stale po nawęglaniu i hartowaniu	0,0030

dla $m_{mn} \leq 5$:

$$\chi^* = \frac{1 + 2 \cdot q_s}{5} \quad (2.314)$$

dla $q_{sT} = 2,5$:

$$\chi_T^* = 1,2 \quad (2.315)$$

- współczynnik względnej wrażliwości na działanie karbu $Y_{\delta relT}$ według metody B2:

gdy: $q_s \geq 1,5$:

$$Y_{\delta relT} = 1 \quad (2.316)$$

gdy: $q_s < 1,5$:

$$Y_{\delta relT} = 0,95 \quad (2.317)$$

gdy $q_s > 2,5$ obliczenia są wykonywane po stronie bezpieczniejszej.

- współczynnik wielkości Y_X

Współczynnik wielkości Y_X przedstawiono w tabeli 2.27.

Współczynnik wielkości Y_X

Tabela 2.27

Materiał i obróbka cieplna	bez ograniczeń	z ograniczeniem
Stal konstrukcyjna i hartowana na wskroś, żeliwo sferoidalne, żeliwo ciągliwe perlitycznie	$Y_X = 1,03 - 0,006 \cdot m_{mn}$	$0,85 \leq Y_X \leq 1,0$
Stal hartowana powierzchniowo, płomieniowo lub indukcyjnie, azotowana lub węglazotowana	$Y_X = 1,05 - 0,01 \cdot m_{mn}$	$0,80 \leq Y_X \leq 1,0$
Żeliwo szare	$Y_X = 1,075 - 0,015 \cdot m_{mn}$	$0,70 \leq Y_X \leq 1,0$

- współczynnik śpiętrzenia naprężeń Y_{ST} :

$$Y_{ST} = 2 \quad (2.318)$$

- współczynnik trwałości Y_{NT} , według tabeli 2.6.

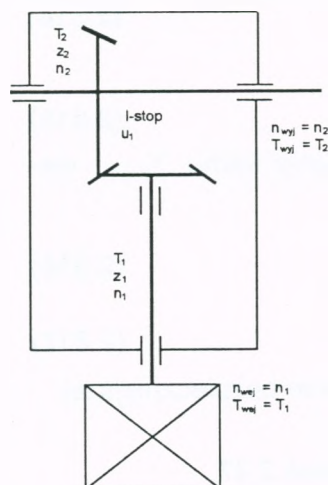
2.5. Przykładowe obliczenia elementów zębatych stożkowych

2.5.1. Wstępne obliczenia projektujące

Przystępując do projektowania przekładni zębatej, w tym także stożkowej, dysponuje się najczęściej ograniczoną liczbą danych, czyli nominalnym momentem na wyjściu przekładni, prędkością obrotową wałka wyjściowego, charakterystyką pracy maszyny napędzanej, czyli także współczynnikiem zastosowania (według tabeli 2.1), kierunkiem osi wału wejściowego i wyjściowego oraz ewentualnie ograniczeniami gabarytowymi.

Dobór parametrów (cech) geometrycznych kół zębatych stożkowych na poszczególnych stopniach przekładni, rozpoczyna się od wstęp-

nych obliczeń projektujących zębnika i koła stożkowego (rys. 2.5). Przykładowe dane do obliczeń zamieszczono w następnym podrozdziale.



Rys.2.5. Schemat ideowy przekładni stożkowej

Dane wejściowe do wstępnych obliczeń projektujących:

- nominalny moment obrotowy koła $T_2 = 170,00 \text{ Nm}$,
- prędkość obrotowa koła $n_2 = 495 \text{ obr/min}$,
- kąt pochylenia linii zębów średni $\beta_m = 35^\circ$,
- kąt osi $\Sigma = 90^\circ$,
- trwałość godzinowa przekładni $L_h = 24000 \text{ godz.}$,
- przewidywana sprawność przekładni $\eta = 0,98$,
- charakterystyka pracy maszyny napędzanej lekkie uderzenia, czyli $K_A = 1,25$ (według tabeli 2.1),
- materiał kół zębatych - stal do nawęglania 17HMN, dla której: graniczna dopuszczalna liczba naprężeń stykowych (nieograniczona wytrzymałość boku zęba na zmęczenie stykowe dla prawdopodobieństwa uszkodzenia 1%) (tabela 2.3) $\sigma_{Hlim} = 1300 \text{ MPa}$,
- oraz graniczna dopuszczalna liczba naprężeń przy podstawie zęba (nieograniczona wytrzymałość podstawy zęba na złamanie zmęczeniowe dla prawdopodobieństwa uszkodzenia tylko 1%) (tabela 2.3) $\sigma_{Flim} = 320 \text{ MPa}$.

Mając do dyspozycji wyżej wymienione dane wejściowe wyznacza się wartości następujących parametrów:

- wyjściowego momentu obliczeniowego T_{oblwyj} :

$$T_{oblwyj} = K_A \cdot T_2 = 1,25 \cdot 170 = 212,5 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (2.319)$$

- mocy przenoszonej przez przekładnię P [kW]:

$$P = \frac{T_{oblwyj} \cdot n_2}{9550 \cdot \eta} \quad (2.320)$$

$$P = \frac{212,5 \cdot 495}{9550 \cdot 0,98} = 11,239 \text{ kW} \quad (2.321)$$

(z katalogu firmy oferującej silniki elektryczne (Indukta) dobrano silnik elektryczny o mocy znamionowej $P_s = 12$ [kW] oraz prędkości znamionowej $n_s = n_1$, $n_s = 1480$ [obr/min]),

- przełożenia nominalnego u :

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1480}{495} = 2,99 \quad (2.322)$$

- maksymalnego momentu obrotowego zębika T_{1max} [Nm]:

$$T_{1max} = 9550 \cdot \frac{P_s}{n_s} = 9550 \cdot \frac{12}{1480} = 77,43 \text{ Nm} \quad (2.323)$$

- średnicy średniej zębika z warunku na trwałość powierzchniową d_{m1obl} [mm]:

$$d_{m1obl} = \sqrt[3]{2 \cdot T_{1max} \cdot 1000 \cdot K_v \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \cdot \left(\frac{S_{Hmin} \cdot Z_{MB} \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot Z_{LS} \cdot Z_{\beta} \cdot Z_K}{\sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT} \cdot Z_X \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_w} \right)^2} \quad (2.324)$$

gdzie: poniżej podano zalecane wartości współczynników wpływu dla kół zębatych wykonanych w 6 klasie dokładności według PN-79/M-88522.02:

$S_{Hmin} = 1,1$ – minimalny współczynnik bezpieczeństwa ze względu na wgłębienia zmęczeniowe (naciski powierzchniowe),

$K_v = 1,4$ – współczynnik dynamiczny,

$K_{H\beta} = 1,7$ – współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż szerokości wieńca,

$K_{H\alpha} = 1,2$ – współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż odcinka przyporu,

$Z_H = 2,14$ – współczynnik strefy nacisku,

$Z_{MB} = 1$ – współczynnik środka strefy styku,

$Z_E = 189,8$ – współczynnik sprężystości - dla kół stalowych (tabela 2.5),

$Z_{\beta} = 0,905$ – współczynnik kąta pochylenia linii zęba:

$$Z_{\beta} = \sqrt{\cos(\beta_m)} = 0,905 \quad (2.325)$$

$Z_K = 0,8$ – współczynnik koła stożkowego

- $Z_{LS} = 1$ – współczynnik podziału obciążenia,
 $Z_{NT} = 1$ – współczynnik trwałości dla liczby cykli obciążenia $N_L = 5 \cdot 10^7$ (według tabeli 2.4),
 $Z_L = 1$ – współczynnik wpływu oleju (smaru),
 $Z_v = 1$ – współczynnik prędkości,
 $Z_R = 1$ – współczynnik chropowatości,
 $Z_w = 1$ – współczynnik zgniotu,
 $Z_x = 1$ – współczynnik wielkości.

$$d_{m1obl} = \sqrt[3]{2 \cdot 77,43 \cdot 1000 \cdot 1,4 \cdot 1,7 \cdot 1,2 \cdot \frac{\sqrt{2,99^2 + 1}}{2,99} \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{1,1 \cdot 1 \cdot 2,14 \cdot 189,8 \cdot 1 \cdot 0,905 \cdot 0,8}{1300 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}\right)^2}} \quad (2.326)$$

$$d_{m1obl} = 30,678 \text{ mm}$$

- średniego modułu normalnego z warunku na zginanie zmęczeniowe m_{mnobl} [mm]:

$$m_{mnobl} = \frac{2 \cdot T_{1max} \cdot 10^3 \cdot S_{Fmin}}{d_{m1} \cdot b \cdot \sigma_{Flim}} \cdot \frac{Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_{\epsilon} \cdot Y_K \cdot Y_{LS} \cdot K_v \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}}{Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{ReliT} \cdot Y_X} \quad (2.327)$$

$$m_{mnobl} = 2 \cdot \frac{77,43 \cdot 1000}{30,678 \cdot 24,54} \cdot \frac{2,7 \cdot 1,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,4 \cdot 1,45 \cdot 1,2}{320 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1} \quad (2.328)$$

$$m_{mnobl} = 4,15 \text{ mm}$$

gdzie: poniżej podano zalecane wartości współczynników dla kół zębatych wykonywanych w 6 klasie dokładności, według PN-79/M-88522.02:

$S_{Fmin} = 1,25$ – minimalny współczynnik bezpieczeństwa dla naprężeń gnących,

b – szerokość uzębienia (wartość wstępna):

$$b = 0,8 \cdot d_{m1} = 0,8 \cdot 30,678 = 24,54 \text{ mm} \quad (2.329)$$

$K_{F\beta} = 1,45$ – współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż szerokości wieńca,

$K_{F\alpha} = 1,2$ – współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż odcinka przyporu,

$Y_{Fa} = 2,8$ – współczynnik kształtu zęba,

$Y_{Sa} = 1,5$ – współczynnik korekcji naprężeń,

$Y_s = 1$ – współczynnik przyporu,

- $Y_K = 1$ – współczynnik koła stożkowego,
 $Y_{LS} = 1$ – współczynnik podziału obciążenia,
 $Y_{RelT} = 1$ – współczynnik względnego stanu powierzchni,
 $Y_{\delta RelT} = 1$ – współczynnik względnej wrażliwości na działanie karbu,
 $Y_X = 1$ – współczynnik wielkości,
 $Y_{ST} = 2$ – współczynnik spiętrzenia (korekcji) naprężeń, dla wymiarów standardowych kół-próbek,
 $Y_{NT} = 1,0$ – współczynnik trwałości dla liczby cykli obciążenia $N_L > 3 \cdot 10^6$ (tabela 2.6).

Dla przyjętej liczby zębów zębnika $z_1 = 14$ (według tabeli 2.7) dla przełożenia $u \approx 3$) musi być spełniony warunek geometryczny:

$$d_{m1obl} \leq d_{m1} \quad (2.330)$$

gdzie:

$$d_{m1} = \frac{z_1 \cdot m_{mn}}{\cos \beta_m} = \frac{14 \cdot 4}{\cos 35^\circ} = 57,714 \text{ mm} \quad (2.331)$$

Czyli warunek $d_{m1obl} \leq d_{m1}$ został spełniony.

Do wyznaczenia pozostała jeszcze liczba zębów koła stożkowego oraz sprawdzenie warunku na odchyłkę przełożenia:

- liczba zębów koła:

$$z_2 = u \cdot z_1 = 2,99 \cdot 14 = 41,86 \quad (2.332)$$

przyjęto $z_2 = 43$.

- przełożenie rzeczywiste u_{rz} :

$$u_{rz} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{43}{14} = 3,07 \quad (2.333)$$

- odchyłka bezwzględna przełożenia δ_u :

$$\delta_u = \frac{|u_{rz} - u|}{u} \cdot 100\% = \frac{|3,07 - 2,99|}{2,99} \cdot 100\% = 2,675\% < 3\% \quad (2.334)$$

2.5.2. Cechy geometryczne zębnika i koła

Dane do obliczania wymiarów nominalnych stożkowych elementów zębatych:

- kształt zęba obniżający się,
o stałym luzie wierzchołkowym,
- liczby zębów zębnika $z_1 = 14$,
- liczba zębów koła $z_2 = 43$,
- średni moduł normalny $m_{mn} = 4 \text{ mm}$,
- kąt osi $\Sigma = 90^\circ$,

- kąt przyporu zęba na walcu podziałowym w przekroju normalnym $\alpha_n = 20^\circ$,
- współczynnik modyfikacji grubości zęba zębika i koła (według tabeli 2.3) $x_{sm1} = 0,048, x_{sm2} = -0,048$,
- współczynnik przesunięcia zarysu zębika i koła (tabela 2.8) $x_{hm1} = 0,34, x_{hm2} = -0,34$,
- współczynnik przesunięcia zarysu zębika i koła (tabela 2.8) $x_{he1} = 0,40, x_{he2} = -0,40$,
- współczynnik wysokości głowy zęba zarysu odniesienia zębika i koła w przekroju normalnym zębika $h_{aP1}^* = h_{aP2}^* = 1,0$,
- współczynnik luzu wierzchołkowego zarysu odniesienia w przekroju normalnym $c_p^* = 0,25$,
- luz obwodowy normalny (tabela 2.3) $j_n = 0,062 \text{ mm}$.

Dla wyżej podanych danych wejściowych konstruktor może obliczyć:

- moduł czołowy średni m_{mt} [mm]:

$$m_{mt} = \frac{m_{mn}}{\cos(\beta_m)} \quad (2.335)$$

$$m_{tm} = \frac{4}{\cos 35} = 4,883 \text{ mm} \quad (2.336)$$

- kąty stożków podziałowych zębika i koła stożkowego δ_1, δ_2 [°]:

$$\delta_1 = a \tan\left(\frac{z_1}{z_2}\right) \quad (2.337)$$

$$\delta_1 = a \tan\left(\frac{14}{43}\right) \cdot \frac{180^\circ}{\pi} = 18,034^\circ \quad (2.338)$$

$$\delta_2 = \Sigma - \delta_1 \quad (2.339)$$

$$\delta_2 = 90 - 18,034 = 71,966^\circ \quad (2.340)$$

- liczbę zębów płaskiego koła z_Σ :

$$z_\Sigma = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = \sqrt{14^2 + 43^2} = 45,222 \quad (2.341)$$

- średnice podziałowe średnie d_{m1}, d_{m2} [mm]:

$$d_{m1} = z_1 \cdot m_{mt} \quad (2.342)$$

$$d_{m1} = 14 \cdot 4,883 = 68,363 \text{ mm} \quad (2.343)$$

$$d_{m2} = z_2 \cdot m_{mt} \quad (2.344)$$

$$d_{m2} = 43 \cdot 4,883 = 209,973 \text{ mm} \quad (2.345)$$

- długość tworzącej średniej stożka podziałowego R_m [mm]:

$$R_m = \frac{d_{m2}}{2 \cdot \sin \delta_2} \quad (2.346)$$

$$R_m = \frac{209,973}{2 \cdot \sin 71,966} = 110,411 \text{ mm} \quad (2.347)$$

- szerokość uzębienia zębnika i koła $b_{1(2)} = b$ [mm]:
przyjęto $b = 32$ mm
- średnice podziałowe zewnętrzne d_{e1}, d_{e2} [mm]:

$$d_{e1} = d_{m1} + b \cdot \sin \delta_1 \quad (2.348)$$

$$d_{e1} = 68,363 + 32,0 \cdot \sin 18,034 = 78,270 \text{ mm} \quad (2.349)$$

$$d_{e2} = d_{m2} + b \cdot \sin \delta_2 \quad (2.350)$$

$$d_{e2} = 209,973 + 32 \cdot \sin 71,966 = 240,400 \text{ mm} \quad (2.351)$$

- długość tworzącej zewnętrznej stożka podziałowego R_{e1}, R_{e2} [mm]:

$$R_{e1} = \frac{d_{e1}}{2 \cdot \sin \delta_1} \quad (2.352)$$

$$R_{e1} = \frac{78,270}{2 \cdot \sin 18,034} = 126,413 \text{ mm} \quad (2.353)$$

$$R_{e2} = \frac{d_{e2}}{2 \cdot \sin \delta_2} \quad (2.354)$$

$$R_{e2} = \frac{240,401}{2 \cdot \sin 71,966} = 126,413 \text{ mm} \quad (2.355)$$

$$R_e = R_m + 0,5 \cdot b = 110,411 + 0,5 \cdot 32 = 126,411 \quad (2.356)$$

- długość tworzącej wewnętrznej stożka podziałowego R_i [mm]:

$$R_i = R_e - b = 126,411 - 32 = 94,411 \text{ mm} \quad (2.357)$$

- moduł czołowy zewnętrzny m_{et} [mm]:

$$m_{et} = \frac{d_{e1}}{z_1} \quad (2.358)$$

$$m_{et} = \frac{78,27}{14} = 5,591 \text{ mm} \quad (2.359)$$

- kąt przyporu czołowy średni, zewnętrzny α_{mt} [°]:

$$\tan \alpha_{mt} = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_m} \quad (2.360)$$

$$\alpha_{mt} = \arctg \left(\frac{\tan \alpha_n}{\tan \beta_m} \right) = \arctg \left(\frac{\tan 20^\circ}{\cos 35^\circ} \right) \cdot \frac{180^\circ}{\pi} = 23,957^\circ \quad (2.361)$$

- wysokości zewnętrzne głów zębów h_{ae1} , h_{ae2} [mm]:

$$h_{ae1} = m_{et} \cdot (h_{aP1}^* + x_{he1}) \quad (2.362)$$

$$h_{ae1} = 5,591 \cdot (1 + 0,4) = 7,827 \text{ mm} \quad (2.363)$$

$$h_{ae2} = m_{et} \cdot (h_{aP2}^* + x_{he2}) \quad (2.364)$$

$$x_{he2} = -x_{he1} = -0,4 \quad (2.365)$$

$$h_{ae2} = 5,591 \cdot (1 - 0,4) = 3,354 \text{ mm} \quad (2.366)$$

- wysokości zewnętrzne stóp zębów h_{fe1} , h_{fe2} [mm]:

$$h_{fe1} = m_{et} \cdot (h_{aP1}^* + c_P^* - x_{he1}) \quad (2.367)$$

$$h_{fe1} = 5,591 \cdot (1 + 0,25 - 0,4) = 4,752 \text{ mm} \quad (2.368)$$

$$h_{fe2} = m_{et} \cdot (h_{aP2}^* + c_P^* - x_{he2}) \quad (2.369)$$

$$h_{fe2} = 5,591 \cdot (1 + 0,25 + 0,4) = 9,225 \text{ mm} \quad (2.370)$$

- kąty stóp zębów θ_{f1} , θ_{f2} [°]:

$$\theta_{f1} = \arctg \frac{h_{fe1}}{R_e} \quad (2.371)$$

$$\theta_{f1} = \arctg \frac{4,752}{126,411} \cdot \frac{180^\circ}{\pi} = 2,153^\circ \quad (2.372)$$

$$\theta_{f2} = \arctg \frac{h_{fe2}}{R_e} \quad (2.373)$$

$$\theta_{f2} = \arctg \frac{9,225}{126,411} \cdot \frac{180^\circ}{\pi} = 4,174^\circ \quad (2.374)$$

- warunek niepodcinania zębów zębnika

$$\theta_{f1} \leq \arctg \left(\frac{\sin^2 \alpha_n \cdot \tg \delta_1}{1 + \sin \beta_m \cdot \tg \delta_1 \cdot \tg \alpha_n} \right)$$

$$2,153^\circ \leq \arctg \left(\frac{\sin^2 20^\circ \cdot \tg 18,034^\circ}{1 + \sin 35^\circ \cdot \tg 18,034^\circ \cdot \tg 20^\circ} \right) \cdot \frac{180^\circ}{\pi} = 2,238^\circ \quad (2.375)$$

(spełniony)

- kąty głów zębów θ_{a1} , θ_{a2} [°]:

$$\theta_{a1} = \theta_{f2} = 4,174^\circ \quad (2.376)$$

$$\theta_{a2} = \theta_{f1} = 2,153^\circ \quad (2.377)$$

- kąty stożków głów δ_{a1} , δ_{a2} [°]:

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{f2} = 18,034 + 4,174 = 22,209^\circ \quad (2.378)$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{f1} = 71,966 + 2,153 = 74,119^\circ \quad (2.379)$$

- kąty stożków stóp δ_{f1} , δ_{f2} [°]:

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1} = 18,034 - 2,153 = 15,881^\circ \quad (2.380)$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2} = 71,966 - 4,174 = 67,792^\circ \quad (2.381)$$

- wysokości średnie głów zębów h_{am1} , h_{am2} [mm]:

$$h_{am1} = h_{ae1} - \frac{b \cdot \operatorname{tg} \theta_{a1}}{2} \quad (2.382)$$

$$h_{am1} = h_{ae1} - \frac{b \cdot \operatorname{tg} \theta_{a1}}{2} = 7,827 - \frac{32 \cdot \operatorname{tg} 4,174^\circ}{2} = 6,659 \text{ mm} \quad (2.383)$$

$$h_{am2} = h_{ae2} - \frac{b \cdot \operatorname{tg} \theta_{a2}}{2} \quad (2.384)$$

$$h_{am2} = 3,354 - \frac{32 \cdot \operatorname{tg} 2,153^\circ}{2} = 2,753 \text{ mm} \quad (2.385)$$

- wysokości średnie stóp zębów h_{fm1} , h_{fm2} [mm]:

$$h_{fm1} = h_{fe1} - \frac{b \cdot \operatorname{tg} \theta_{f1}}{2} \quad (2.386)$$

$$h_{fm1} = 4,752 - \frac{32 \cdot \operatorname{tg} 2,153^\circ}{2} = 4,151 \text{ mm} \quad (2.387)$$

$$h_{fm2} = h_{fe2} - \frac{b \cdot \operatorname{tg} \theta_{f2}}{2} \quad (2.388)$$

$$h_{fm2} = 9,225 - \frac{32 \cdot \operatorname{tg} 4,174^\circ}{2} = 8,057 \text{ mm} \quad (2.389)$$

- średnice średnie głów zębów d_{am1} , d_{am2} [mm]:

$$d_{am1} = d_{m1} + 2 \cdot h_{am1} \cdot \cos \delta_1 \quad (2.390)$$

$$d_{am1} = 68,363 + 2 \cdot 6,659 \cdot \cos 18,034 = 81,028 \text{ mm}$$

$$d_{am2} = d_{m2} + 2 \cdot h_{am2} \cdot \cos \delta_2 \quad (2.391)$$

$$d_{am2} = 209,973 + 2 \cdot 2,753 \cdot \cos 71,966 = 211,678 \text{ mm}$$

- średnice średnie stóp zębów d_{fm1} , d_{fm2} [mm]:

$$d_{fm1} = d_{m1} - 2 \cdot h_{fm1} \cdot \cos \delta_1 \quad (2.392)$$

$$d_{fm1} = 68,363 - 2 \cdot 4,151 \cdot \cos 18,034 = 60,470 \text{ mm}$$

$$d_{fm2} = d_{m2} - 2 \cdot h_{fm2} \cdot \cos \delta_2 \quad (2.394)$$

$$d_{fm2} = 209,973 - 2 \cdot 8,057 \cdot \cos 71,966 = 204,984 \text{ mm} \quad (2.395)$$

- średnice zewnętrzne głów zębów d_{ae1} , d_{ae2} [mm]:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot h_{ae1} \cdot \cos \delta_1 \quad (2.396)$$

$$d_{ae1} = 78,27 + 2 \cdot 7,827 \cdot \cos 18,034 = 93,155 \text{ mm}$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot h_{ae2} \cdot \cos \delta_2 \quad (2.397)$$

$$d_{ae2} = 240,401 + 2 \cdot 3,354 \cdot \cos 71,966 = 242,478 \text{ mm} \quad (2.398)$$

- średnice zewnętrzne stóp zębów d_{fe1} , d_{fe2} [mm]:

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2 \cdot h_{fe1} \cdot \cos \delta_1 \quad (2.399)$$

$$d_{fe1} = 78,27 - 2 \cdot 4,752 \cdot \cos 18,034 = 69,233 \text{ mm} \quad (2.400)$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2 \cdot h_{fe2} \cdot \cos \delta_2 \quad (2.401)$$

$$d_{fe2} = 240,401 - 2 \cdot 9,225 \cdot \cos 71,966 = 234,689 \text{ mm} \quad (2.402)$$

- odległości płaszczyzn średnic zewnętrznych od wierzchołka A_{e1} , A_{e2} [mm]:

$$A_{e1} = \frac{d_{e2}}{2} - h_{ae1} \cdot \sin \delta_1 \quad (2.403)$$

$$A_{e1} = \frac{240,401}{2} - 7,827 \cdot \sin 18,034 = 117,777 \text{ mm} \quad (2.404)$$

$$A_{e2} = \frac{d_{e1}}{2} - h_{ae2} \cdot \sin \delta_2 \quad (2.405)$$

$$A_{e2} = \frac{78,27}{2} - 3,354 \cdot \sin 71,966 = 35,945 \text{ mm} \quad (2.406)$$

- podziałka czołowa zewnętrzna p_{et} [mm]:

$$p_{et} = \pi \cdot m_{et} = \pi \cdot 5,591 = 17,564 \text{ mm} \quad (2.407)$$

- podziałka czołowa średnia p_{tm} [mm]:

$$p_{tm} = \pi \cdot m_{mt} = \pi \cdot 4,883 = 15,341 \text{ mm} \quad (2.408)$$

- podziałka normalna średnia p_{nm} [mm]:

$$p_{nm} = \pi \cdot m_{mn} = \pi \cdot 4 = 12,566 \text{ mm} \quad (2.409)$$

- grubość obwodowa, średnia zębów w przekroju normalnym s_{mn1} , s_{mn2} [mm]:

$$s_{mn1} = \frac{p_{nm}}{2} + 2 \cdot m_{mn} \cdot (x_{sm1} + x_{hm1} \cdot \tan \alpha_n) - j_n \quad (2.410)$$

$$s_{mn1} = \frac{12,566}{2} + 2 \cdot 4 \cdot (0,048 + 0,34 \cdot \tan 20^\circ) - 0,062 = 7,595 \text{ mm} \quad (2.411)$$

$$s_{mn2} = p_{nm} - s_{mn1} \quad (2.412)$$

$$s_{mn2} = 12,566 - 7,595 = 4,971 \text{ mm} \quad (2.413)$$

- grubość obwodowa średnia, zębów w przekroju czołowym s_{mt1} , s_{mt2} [mm]:

$$s_{mt1} = \frac{s_{mn1}}{\cos \beta_m} \quad (2.414)$$

$$s_{mt1} = \frac{7,595}{\cos 35^\circ} = 9,272 \text{ mm} \quad (2.415)$$

$$s_{mt2} = p_{tm} - s_{mt1} \quad (2.416)$$

$$s_{mt2} = 15,341 - 9,272 = 6,069 \text{ mm} \quad (2.417)$$

- grubości obwodowe zewnętrzne zębów w przekroju czołowym s_{et1} , s_{et2} [mm]:

$$s_{et1} = s_{mt1} \cdot \frac{m_{et}}{m_{mt}} \quad (2.418)$$

$$s_{et1} = 9,272 \cdot \frac{5,591}{4,883} = 10,616 \text{ mm} \quad (2.419)$$

$$s_{et2} = p_{et} - s_{et1} \quad (2.420)$$

$$s_{et2} = 17,564 - 10,616 = 6,948 \text{ mm} \quad (2.421)$$

- wielkości pomiarowe dla kół o zębach prostych (w przekroju zewnętrznym) grubość zęba mierzona po cięciwie $\bar{s}_{e1}$, $\bar{s}_{e2}$ [mm]:

$$\bar{s}_{e1} = d_{e1} \cdot \sin\left(\frac{s_{et1}}{d_{e1}}\right) \quad (2.422)$$

$$\bar{s}_{e1} = 78,27 \cdot \sin\left(\frac{10,616}{78,27}\right) = 10,583 \text{ mm} \quad (2.423)$$

$$\bar{s}_{e2} = d_{e2} \cdot \sin\left(\frac{s_{et2}}{d_{e2}}\right) \quad (2.424)$$

$$\bar{s}_{e2} = 240,401 \cdot \sin\left(\frac{6,948}{240,401}\right) = 6,947 \text{ mm} \quad (2.425)$$

- wysokość głowy zęba $\bar{h}_{ae1(2)}$ [mm] mierzona od cięciwy $\bar{s}_{e1(2)}$ prostopadłe do tworzącej stożka podziałowego:

$$\bar{h}_{ae1(2)} = h_{ae1(2)} + 0,5 \cdot d_{e1(2)} \cdot \cos \delta_{1(2)} \cdot \left[1 - \cos\left(\frac{s_{e1(2)}}{d_{e1(2)}}\right)\right] \quad (2.426)$$

$$\begin{aligned} \bar{h}_{ae1} &= 7,827 + 0,5 \cdot 78,27 \cdot \cos 18,034 \cdot \\ &\cdot \left[1 - \cos\left(\frac{0,099}{78,27}\right)\right] = 7,827 \text{ mm} \end{aligned} \quad (2.427)$$

$$\begin{aligned} \bar{h}_{ae2} &= 3,354 + 0,5 \cdot 240,401 \cdot \cos 71,966 \cdot \\ &\cdot \left[1 - \cos\left(\frac{0,007}{240,401}\right)\right] = 3,354 \text{ mm} \end{aligned} \quad (2.428)$$

- wielkości pomiarowe dla kół o zębach skośnych i kołowo-łukowych (w przekroju średnim normalnym):

- grubość zęba mierzona po cięciwie $\bar{s}_{mn1}$, $\bar{s}_{mn2}$ [mm]:

$$\bar{s}_{mn1(2)} = d_{m1(2)} \cdot \sin \left(\frac{s_{mn1(2)}}{d_{m1(2)}} \right) \quad (2.429)$$

$$\bar{s}_{mn1} = 68,363 \cdot \sin \left(\frac{7,595}{68,363} \right) = 7,579 \text{ mm} \quad (2.430)$$

$$\bar{s}_{mn2} = 209,973 \cdot \sin \left(\frac{4,971}{209,973} \right) = 4,971 \text{ mm} \quad (2.431)$$

- wysokość głowy zęba $\bar{h}_{am1(2)}$ [mm] mierzona od cięciwy $\bar{s}_{mn1(2)}$ prostopadłe do tworzącej stożka podziałowego:

$$\bar{h}_{am1(2)} = h_{am1(2)} + 0,5 \cdot d_{m1(2)} \cdot \cos \delta_{1(2)} \cdot \left[1 - \cos \left(\frac{s_{mn1(2)}}{d_{m1(2)}} \right) \right] \quad (2.432)$$

$$\begin{aligned} \bar{h}_{am1} &= 6,659 + 0,5 \cdot 68,363 \cdot \cos 18,034 \cdot \\ &\cdot \left[1 - \cos \left(\frac{7,595}{68,363} \right) \right] = 6,858 \text{ mm} \end{aligned} \quad (2.433)$$

$$\begin{aligned} \bar{h}_{am2} &= 2,753 + 0,5 \cdot 209,973 \cdot \cos 71,966 \cdot \\ &\cdot \left[1 - \cos \left(\frac{4,971}{209,973} \right) \right] = 2,762 \text{ mm} \end{aligned} \quad (2.434)$$

Powyższe wyniki obliczeń cech geometrycznych zostały zgromadzone w tabeli 2.28.

Wyniki z obliczeń cech geometrycznych elementów zębatych stożkowych

Tabela 2.28

Nazwa parametru	Oznaczenie	Jednostka	Zębnik	Koło
Liczba zębów	$Z_{1(2)}$		14	43
Średnica podziałowa zewnętrzna	$d_{e1(2)}$	mm	78,270	240,400
Średnica średnia głów zębów	$d_{am1(2)}$	mm	81,028	211,678
Średnica średnia stóp zębów	$d_{fm1(2)}$	mm	60,470	204,984
Średnica zewnętrzna głów zębów	$d_{ae1(2)}$	mm	93,155	242,478
Średnica zewnętrzna stóp zębów	$d_{fe1(2)}$	mm	69,233	234,689
Średnica podziałowa średnia	$d_{m1(2)}$	mm	68,363	209,973
Kąt stożka podziałowego	$\delta_{1(2)}$	°	18,034	71,996
Kąt stóp zębów	$\theta_{f1(2)}$	°	2,153	4,174
Kąt głów zębów	$\theta_{a1(2)}$	°	4,174	2,153
Kąt stożka wierzchołków zębów	$\delta_{a1(2)}$	°	22,209	74,119
Kąt stożka podstaw zębów	$\delta_{f1(2)}$	°	15,881	67,792
Wysokość zewnętrzna głów zębów	$h_{ae1(2)}$	mm	7,827	3,354

Wysokość zewnętrzna stóp zębów	$h_{fe1(2)}$	mm	4,752	9,225
Wysokość średnia głów zębów	$h_{am1(2)}$	mm	6,659	2,753
Wysokość średnia stóp zębów	$h_{fm1(2)}$	mm	4,151	8,057
Wysokość głowy zęba mierzona od cięciwy $\bar{s}_e$ prostopadłe do tworzącej stożka podziałowego	$\bar{h}_{ae1(2)}$	mm	7,827	3,354
Wysokość głowy zęba mierzona od cięciwy $\bar{s}_{mn}$ prostopadłe do tworzącej stożka podziałowego	$\bar{h}_{am1(2)}$	mm	6,858	2,762
Grubość obwodowa średnia zęba w przekroju czołowym	$s_{mt1(2)}$	mm	9,272	6,069
Grubość obwodowa średnia zęba w przekroju normalnym	$s_{mn1(2)}$	mm	7,595	4,971
Grubość obwodowa zewnętrzna zęba w przekroju czołowym	$s_{et1(2)}$	mm	10,616	6,948
Grubość zęba mierzona po cięciwie S_e	$\bar{s}_{e1(2)}$	mm	10,583	6,947
Grubość zęba mierzona po cięciwie S_{mn1}	$\bar{s}_{mn1(2)}$	mm	7,579	4,971
Odległość płaszczyzny średnicy zewnętrznej od wierzchołka	$A_{e1(2)}$	mm	117,777	35,945
Liczba zębów płaskiego koła	z_Σ		45,222	
Szerokość wieńca zębatego	b	mm	32,0	
Przełożenie nominalne	u_n		2,99	
Przełożenie rzeczywiste	u_{rz}		3,07	
Odchyłka względna przełożenia	δ_{eu}	%	2,675	
Moduł normalny średni	m_{mn}	mm	4,0	
Moduł czołowy zewnętrzny	m_{et}	mm	5,591	
Moduł czołowy średni	m_{mt}	mm	4,883	
Długość tworzącej zewnętrznej stożka podziałowego	$R_{e1(2)}$	mm	126,413	
Długość tworzącej wewnętrznej stożka podziałowego	R_i	mm	94,411	
Długość tworzącej średniej stożka podziałowego	R_m	mm	110,411	
Kąt przyporu	α_n	°	20	
Kąt przyporu czołowy średni, zewnętrzny	α_{mt}	°	23,957	
Kąt pochylenia linii zębów w środku wieńca zębatego	β_m	°	35	
Kąt osi	Σ	°	90	
Podziałka czołowa zewnętrzna	p_{et}	mm	17,564	
Podziałka czołowa średnia	p_{tm}	mm	15,341	
Podziałka normalna średnia	p_{nm}	mm	12,566	

2.5.3. Cechy geometryczne kół zastępczych w przekroju czołowym

- zastępcze liczby zębów $z_{v1(2)}$:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos(\delta_1)}, \quad z_{v1} = \frac{14}{\cos 18,034} = 14,723 \quad (2.435)$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos(\delta_2)}, \quad z_{v2} = \frac{43}{\cos 71,966} = 138,895 \quad (2.436)$$

- położenie kół zastępczych u_v :

$$u_v = \frac{z_{v2}}{z_{v1}}, \quad u_v = \frac{138,895}{14,723} = 9,434 \quad (2.437)$$

- średnice podziałowe $d_{v1(2)}$ [mm]:

$$d_{v1} = \frac{d_{m1}}{\cos(\delta_1)}, \quad d_{v1} = \frac{68,363}{\cos 18,034} = 71,895 \text{ mm} \quad (2.438)$$

$$d_{v2} = \frac{d_{m2}}{\cos(\delta_2)}, \quad d_{v2} = \frac{209,973}{\cos 71,966} = 678,239 \text{ mm} \quad (2.439)$$

- odległości osi a_v [mm]:

$$a_v = 0,5 \cdot (d_{v1} + d_{v2}) \quad (2.440)$$

$$a_v = 0,5 \cdot (71,895 + 678,239) = 375,067 \text{ mm} \quad (2.441)$$

- średnice okręgów wierzchołków $d_{va1(2)}$ [mm]:

$$d_{va1(2)} = d_{v1(2)} + 2 \cdot h_{am1(2)} \quad (2.442)$$

$$d_{va1} = 71,895 + 2 \cdot 6,659 = 85,214 \text{ mm} \quad (2.443)$$

$$d_{va2} = 678,239 + 2 \cdot 2,753 = 683,745 \text{ mm} \quad (2.444)$$

- kąt zarysu w przekroju czołowym α_{vt} [°]:

$$\alpha_{vt} = a \tan \left(\frac{\tan(\alpha_n)}{\cos(\beta_m)} \right) \quad (2.445)$$

$$\alpha_{vt} = a \tan \left(\frac{\tan 20^\circ}{\cos 35^\circ} \right) \cdot \frac{180^\circ}{\pi} = 23,957^\circ \quad (2.446)$$

- średnice okręgów zasadniczych $d_{vb1(2)}$ [mm]:

$$d_{vb1(2)} = d_{v1(2)} \cdot \cos(\alpha_{vt}) \quad (2.447)$$

$$d_{vb1} = 71,895 \cdot \cos 23,957^\circ = 65,701 \text{ mm} \quad (2.448)$$

$$d_{vb2} = 678,239 \cdot \cos 23,957^\circ = 619,809 \text{ mm}$$

- kąt pochylenia linii zęba na walcu zasadniczym β_{vb} [°]:

$$\beta_{vb} = a \sin(\sin(\beta_m) \cdot \cos(\alpha_n)) \quad (2.449)$$

$$\beta_{vb} = a \sin \left(\sin 35^\circ \cdot \cos 20^\circ \right) \cdot \frac{180^\circ}{\pi} = 32,615^\circ \quad (2.450)$$

- długość odcinka przyporu g_{va} [mm]:

$$g_{va} = 0,5 \cdot \left(\sqrt{d_{va1}^2 - d_{vb1}^2} + \sqrt{d_{va2}^2 - d_{vb2}^2} \right) - a_v \cdot \sin(\alpha_{vt}) \quad (2.451)$$

$$g_{va} = 0,5 \cdot \left(\sqrt{85,214^2 - 65,701^2} + \sqrt{683,745^2 - 619,809^2} \right) - 375,067 \cdot \sin 23,957^\circ = 19,183 \text{ mm} \quad (2.452)$$

- podziałka zastępcza przekroju p_{vb} [mm]:

$$p_{vb} = \frac{p_{nm}}{\cos(\beta_{vb})} \quad (2.453)$$

$$p_{vb} = \frac{12,566}{\cos 32,615^\circ} = 14,919 \text{ mm} \quad (2.454)$$

- czołowy wskaźnik zazębienia walcowej przekładni zębatej ε_{va} :

$$\varepsilon_{va} = \frac{g_{va} \cdot \cos \beta_m}{p_{nm} \cdot \cos \alpha_{vt}} = \frac{19,183 \cdot \cos 35^\circ}{12,566 \cdot \cos 23,957^\circ} = 1,368 \quad (2.455)$$

- poskokowy wskaźnik zazębienia $\varepsilon_{v\beta}$:

$$\varepsilon_{v\beta} = b \cdot \frac{\sin(\beta_m)}{p_{nm}} = 32 \cdot \frac{\sin 35^\circ}{12,566} = 1,461 \quad (2.456)$$

- całkowity wskaźnik zazębienia ε_{vy} :

$$\varepsilon_{vy} = \sqrt{\varepsilon_{va}^2 + \varepsilon_{v\beta}^2} = \sqrt{1,368^2 + 1,461^2} = 2,001 \quad (2.457)$$

Wyniki obliczeń cech geometryczne kół zastępczych w przekroju czołowym zostały zgromadzone w tabeli 2.29.

Wyniki obliczeń cech geometrycznych kół zastępczych w przekroju czołowym

Tabela 2.29

Nazwa parametru	Oznaczenie	Jednostka	Zębnik	Koło
Zastępcza liczba zębów	$Z_{v1(2)}$		14,723	138,895
Średnica podziałowa	$d_{v1(2)}$	mm	71,895	678,239
Średnica okręgów wierzchołkowych	$d_{va1(2)}$	mm	85,214	683,745
Średnica okręgów zasadniczych	$d_{vb1(2)}$	mm	65,701	619,809
Przełożenie kół zastępczych	u_v		9,434	
Odległość osi	a_v	mm	375,067	
Długość odcinka przyporu	g_{va}	mm	19,183	
Podziałka zastępcza przyporu	p_{vb}	mm	14,919	
Kąt zarysu w przekroju czołowym	α_{vt}	°	23,957	

Kąt pochylenia linii zęba na walcu zasadniczym	β_{vb}	$^{\circ}$	32,615
Czołowy wskaźnik zazębienia	$\varepsilon_{v\alpha}$		1,368
Poskokowy wskaźnik zazębienia	$\varepsilon_{v\beta}$		1,461
Całkowity wskaźnik zazębienia	ε_{vy}		2,001

2.5.4. Cechy geometryczne kół zastępczych w przekroju normalnym

- zastępcze liczby zębów $z_{vn1(2)}$:

$$z_{vn1(2)} = \frac{z_{v1(2)}}{\cos^2 \beta_{vb} \cdot \cos \beta_m} \quad (2.458)$$

$$z_{vn1} = \frac{25,333}{\cos^2 32,615^{\circ} \cdot \cos 35^{\circ}} = 25,333 \quad (2.459)$$

$$z_{vn2} = \frac{138,895}{\cos^2 32,615^{\circ} \cdot \cos 35^{\circ}} = 238,988 \quad (2.460)$$

- średnice podziałowe $d_{vn1(2)}$ [mm]:

$$d_{vn1(2)} = \frac{d_{v1(2)}}{\cos^2 \beta_{vb}} \quad (2.461)$$

$$d_{vn1} = \frac{71,895}{\cos^2 32,615^{\circ}} = 101,333 \text{ mm} \quad (2.462)$$

$$d_{vn2} = \frac{678,239}{\cos^2 35^{\circ}} = 955,946 \text{ mm} \quad (2.463)$$

- średnice wierzchołkowe $d_{van1(2)}$ [mm]:

$$d_{van1(2)} = d_{vn1(2)} + 2 \cdot h_{am1(2)} \quad (2.464)$$

$$d_{van1} = 101,333 + 2 \cdot 6,659 = 114,651 \text{ mm} \quad (2.465)$$

$$d_{van2} = 955,946 + 2 \cdot 2,753 = 961,452 \text{ mm} \quad (2.466)$$

- średnice okręgów zasadniczych $d_{vbn1(2)}$:

$$d_{vbn1(2)} = d_{vn1(2)} \cdot \cos \alpha_n \quad (2.467)$$

$$d_{vbn1} = 101,33 \cdot \cos 20^{\circ} = 95,222 \text{ mm} \quad (2.468)$$

$$d_{vbn2} = 955,946 \cdot \cos 20^{\circ} = 898,295 \text{ mm} \quad (2.469)$$

- czołowy wskaźnik zazębienia w przekroju normalnym ε_{van} :

$$\varepsilon_{van} = \frac{\varepsilon_{v\alpha}}{\cos^2 \beta_{vb}} = \frac{1,368}{\cos^2 32,615^{\circ}} = 1,928 \quad (2.470)$$

- $$a_{vn} = \frac{d_{vn1} + d_{vn2}}{2} = \frac{101,333 + 955,946}{2} = 528,640 \text{ mm} \quad (2.471)$$

Wyniki obliczeń cech geometrycznych kół zastępczych w przekroju normalnym

Tabela 2.30

Nazwa parametru	Ozna- czenie	Jed- nostka	Zębnik	Koło
Zastępcza liczba zębów	$Z_{vn1(2)}$		25,333	238,988
Średnica wierzchołkowa	$d_{van1(2)}$	mm	114,651	961,452
Średnica podziałowa	$d_{vn1(2)}$	mm	101,333	955,946
Średnica okręgów zasadniczych	$d_{vbn1(2)}$	mm	95,222	898,295
Czołowy wskaźnik zazębienia	ϵ_{vn}		1,928	
Odległość osi	a_{vn}	mm	528,640	

Obliczenia sprawdzające trwałości powierzchni wg metod: B (ISO), B1 (ISO) oraz B2 (AGMA) przeprowadzone jest oddzielnie dla zębniaka i dla koła.

– materiał	stal stopowa 17HMN nawęglana i hartowana
– rodzaj obróbki uzębienia	obróbka obwiedniowa
– lepkość oleju w temperaturze 40°C (tabela 3.1)	$\nu_{40} = 150,00$
– lepkość oleju w temperaturze 50°C (tabela 3.1)	$\nu_{50} = 135,00$
– odchyłka podziałki przyporu zębniaka (tabela 2.14)	$f_{pt1} = 9,00 \mu m$
– odchyłka podziałki przyporu koła (tabela 2.14)	$f_{pt2} = 10,00 \mu m$
– promień ostrza narzędzia zębniaka, $(0,2 \pm 0,4) \cdot m_{mn}$	$\rho_{ao1} = 1,20 mm$
– promień ostrza narzędzia koła, $(0,2 \pm 0,4) \cdot m_{mn}$	$\rho_{ao2} = 1,20 mm$
– wartość protuberancji zębniaka	$s_{pr1} = 0,0 mm$
– wartość protuberancji koła	$s_{pr2} = 0,0 mm$
– wysokość chropowatości powierzchni bocznej zębów dla zębniaka	$R_{z1} = 4,8 \mu m$
– wysokość chropowatości powierzchni bocznej zębów dla koła	$R_{z2} = 4,8 \mu m$
– twardość powierzchni bocznej zębów dla koła	HB = 720,0 HB

- efektywna długość śladów przylegania zębów $b_e = 24,00 \text{ mm}$
- współczynnik łożyskowania (tabela 2.21) $K_{H\beta-be} = 1,00$
- moduł sprężystości Younga (tabela 2.5) $E_{1(2)} = 2,06 \cdot 105 \text{ MPa}$
- liczby Poissona materiału zębnika i koła (tabela 2.5) $\nu_{1(2)} = 0,3$
- promień narzędzia $r_{co} = 114,300 \text{ mm}$
- promień karbu zastępczego (tabela 2.26) $\rho' = 0,003 \text{ mm}$
- maksymalne naprężenia stykowe na powierzchni boku zęba zębnika i koła $\sigma_{H1}, \sigma_{H2} [\text{MPa}]$:

$$\sigma_{H1(2)} = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot \frac{T_1 \cdot \sqrt{u_{rz}^2 + 1}}{d_{m1}^2 \cdot l_b \cdot u_{rz}} \cdot K_A \cdot K_{v1(2)} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha1(2)} \cdot Z_{MB} \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot Z_{LS} \cdot Z_{\beta} \cdot Z_K} \leq \sigma_{HP1(2)} \quad (2.472)$$

Z obliczeń wstępnych oraz obliczeń cech geometrycznych otrzymano:

$$T_1 = 57,25 \text{ N} \cdot \text{m}; \quad d_{m1} = 68,363 \text{ mm}; \quad d_{m2} = 209,973 \text{ mm}; \\ u_{rz} = 3,07; \quad K_A = 1,25,$$

$$\sigma_{H1} = \sqrt{2 \cdot \frac{57,25 \cdot 1000 \cdot \sqrt{3,07^2 + 1}}{68,363^2 \cdot 25,973 \cdot 3,07}} \cdot 1,25 \cdot 1,067 \cdot 1,7 \cdot 1,332 \cdot 0,922 \cdot 2,131 \cdot 189,8 \cdot 1 \cdot 0,905 \cdot 0,8 = 467,332 \text{ MPa} \quad (2.473)$$

$$\sigma_{H2} = \sqrt{2 \cdot \frac{57,25 \cdot 1000 \cdot \sqrt{3,07^2 + 1}}{68,363^2 \cdot 25,973 \cdot 3,07}} \cdot 1,25 \cdot 1,073 \cdot 1,7 \cdot 1,378 \cdot 0,922 \cdot 2,131 \cdot 189,8 \cdot 1 \cdot 0,905 \cdot 0,8 = 476,675 \text{ MPa} \quad (2.474)$$

gdzie:

$l_b [\text{mm}]$ – długość średniej linii kontaktu:

$$\varepsilon_{v\alpha} = 1,368; \quad \varepsilon_{v\beta} = 1,461; \quad \varepsilon_{v\gamma} = 2,001; \quad b = 32,00 \text{ mm}; \quad \beta_{vb} = 32,615^\circ$$

dla $\varepsilon_{v\beta} \geq 1$:

$$l_b = \frac{b \cdot \varepsilon_{v\alpha}}{\varepsilon_{v\gamma} \cdot \cos(\beta_{vb})} = \frac{32,00 \cdot 1,368}{2,001 \cdot \cos 32,615^\circ} = 25,973 \text{ mm} \quad (2.475)$$

$K_{v1(2)}$ – współczynnik dynamiczny obliczany w zależności od bezwymiarowej prędkości odniesienia N :

$$N = 4,38 \cdot 10^{-8} \cdot n_1 \cdot z_1 \cdot d_{m1} \cdot \sqrt{\frac{u_{rz}^2}{1 + u_{rz}^2}} \quad (2.476)$$

$$N = 4,38 \cdot 10^{-8} \cdot 1500 \cdot 14 \cdot 68,363 \cdot \sqrt{\frac{3,07^2}{1 + 3,07^2}} = 0,06 \quad (2.477)$$

dla $N = 0,06 < 0,75$:

$$K_{v1(2)} = N \cdot K_{1(2)} + 1 \quad (2.478)$$

$$K_{v1} = 0,06 \cdot 1,115 + 1 = 1,067 \quad (2.479)$$

$$K_{v2} = 0,06 \cdot 1,215 + 1 = 1,073 \quad (2.480)$$

$K_{1(2)}$ – współczynniki:

$$K_{1(2)} = \frac{b \cdot f_{\text{peff}1(2)} \cdot c'}{F_{\text{mt}}} \cdot (C_{v1} + C_{v2}) + C_{v3} \quad (2.481)$$

$$K_1 = \frac{32 \cdot 8,325 \cdot 10,767}{2093,420} \cdot (0,32 + 0,335) + 0,218 = 1,115 \quad (2.482)$$

$$K_2 = \frac{32 \cdot 9,25 \cdot 10,767}{2093,420} \cdot (0,32 + 0,335) + 0,218 = 1,215 \quad (2.483)$$

$f_{\text{peff}1(2)} [\mu\text{m}]$ – efektywna odchyłka podziałki przyporu:

$$f_{\text{peff}1(2)} = f_{\text{pt}1(2)} - y_{p1(2)} \quad (2.484)$$

$$f_{\text{peff}1} = 9,0 - 0,675 = 8,325 \mu\text{m} \quad (2.485)$$

$$f_{\text{peff}2} = 10,0 - 0,75 = 9,25 \mu\text{m} \quad (2.486)$$

Dopuszczalne odchyłki przyporu $f_{\text{pt}1} = 9,0 \mu\text{m}$ oraz $f_{\text{pt}2} = 10,0 \mu\text{m}$ (dla kół stalowych hartowanych powierzchniowo lub azotowanych, dla klasy dokładności 7 oraz dla $d_{m1} = 68,363 \text{ mm}$, $d_{m2} = 209,973 \text{ mm}$, $m_{\text{nm}} = 4 \text{ mm}$ – według PN-79/M-88522/03).

$y_p [\mu\text{m}]$ – wielkość dotarcia o którą zmniejszy się odchyłka podziałki przyporu w wyniku docierania się kół w początkowym okresie eksploatacji

$$y_{p1(2)} = 0,075 \cdot f_{\text{pt}1(2)} \quad (2.487)$$

$$y_{p1} = 0,075 \cdot 9,0 = 0,675 \mu\text{m} \quad (2.488)$$

$$y_{p2} = 0,075 \cdot 10,0 = 0,75 \mu\text{m} \quad (2.489)$$

$c'_0 = 14 \left[\frac{N}{\text{mm} \cdot \mu\text{m}} \right]$ – sztywność jednej pary zębów w warunkach przeciętnych,

$$c' = c'_0 \cdot C_F \cdot C_b \quad (2.490)$$

$$c' = 14 \cdot 0,872 \cdot 0,882 = 10,767 \frac{N}{\text{mm} \cdot \mu\text{m}} \quad (2.491)$$

$$c'_0 = 14 \frac{N}{\text{mm} \cdot \mu\text{m}} \quad (2.492)$$

$$\text{dla } \frac{F_{mt}}{b_e} = \frac{2093,42}{24} = 87,226 \quad (2.493)$$

$$c_F = \frac{0,01 \cdot F_{mt}}{24} = \frac{0,01 \cdot 2093,42}{24} = 0,872 \quad (2.494)$$

$$\text{dla } \frac{b_e}{b} = \frac{24}{32} = 0,75 : \quad (2.495)$$

$$c_b = \frac{b_e}{0,85 \cdot b} = \frac{24}{0,85 \cdot 32} = 0,882 \quad (2.496)$$

F_{mt} [N] – siła obwodowa (maksymalna):

$$F_{mt} = \frac{2000 \cdot T_{1(2)}}{d_{m1(2)}} \cdot K_A \quad (2.497)$$

$$F_{mt1} = \frac{2000 \cdot 57,245}{68,363} \cdot 1,25 = 2093,420 \text{ N} \quad (2.498)$$

$$F_{mt2} = \frac{2000 \cdot 170,0}{209,973} \cdot 1,25 = 2024,070 \text{ N} \quad (2.499)$$

$C_{v1(2),(3)}$ – współczynniki wpływu:

$$\text{gdz: } \varepsilon_{vy} = 2,001 > 2,0 \quad (2.499)$$

$$C_{v1} = 0,32 \quad (2.500)$$

$$C_{v2} = \frac{0,57}{\varepsilon_{vy} - 0,3} = \frac{0,57}{2,001 - 0,3} = 0,335 \quad (2.501)$$

$$C_{v3} = \frac{0,096}{\varepsilon_{vy} - 1,56} = \frac{0,096}{2,001 - 1,56} = 0,218 \quad (2.502)$$

$K_{H\beta}$ – współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż szerokości wieńca:

$$\text{dla } b_e < 0,85 \cdot b \quad (2.503)$$

$$K_{H\beta} = \frac{1,275 \cdot K_{H\beta-be}}{\frac{b_e}{b}} = \frac{1,275 \cdot 1}{\frac{24}{32}} = 1,7 \quad (2.504)$$

Z_{LS} – współczynnik podziału obciążenia

$$\varepsilon_{vy} = 2,001; \quad \varepsilon_{v\beta} = 1,461$$

$$\text{dla } \varepsilon_{vy} > 2 \quad \text{oraz} \quad \varepsilon_{v\beta} > 1:$$

$$Z_{LS} = \left\{ 1 + 2 \cdot \left[1 - \left(\frac{2}{\varepsilon_{vy}} \right)^{1,5} \right] \cdot \sqrt{1 - \frac{4}{\varepsilon_{vy}^2}} \right\}^{-0,5} \quad (2.505)$$

$$Z_{LS} = \left\{ 1 + 2 \cdot \left[1 - \left(\frac{2}{2,001} \right)^{1,5} \right] \cdot \sqrt{1 - \frac{4}{2,001^2}} \right\}^{-0,5} = 1,00 \quad (2.506)$$

$K_{H\alpha 1(2)}$ – współczynnik nierównomiernego rozkładu obciążenia na pary zębów:

dla $\varepsilon_{vy} > 2$:

$$K_{H\alpha 1(2)} = 0,9 + 0,4 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (\varepsilon_{vy} - 1)}{\varepsilon_{vy}}} \cdot \frac{c_\gamma \cdot (f_{pt1(2)} - y_{p1(2)}) \cdot b}{F_{mt} \cdot K_{v1(2)} \cdot K_{H\beta}} \quad (2.507)$$

$$K_{H\alpha 1} = 0,9 + 0,4 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (2,001 - 1)}{2,001}} \cdot \frac{15,382 \cdot (9,0 - 0,675) \cdot 32}{2093,42 \cdot 1,067 \cdot 1,7} = 1,332 \quad (2.508)$$

$$K_{H\alpha 2} = 0,9 + 0,4 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (2,001 - 1)}{2,001}} \cdot \frac{14,871 \cdot (10,0 - 0,75) \cdot 32}{2093,42 \cdot 1,073 \cdot 1,7} = 1,378 \quad (2.509)$$

$$c_\gamma = c_{\gamma 0} \cdot C_F \cdot C_b \quad (2.510)$$

$$c_\gamma = 20 \cdot 0,872 \cdot 0,882 = 15,382 \quad (2.511)$$

Sprawdzenie warunku na $K_{H\alpha}$:

jeśli $K_{H\alpha 1(2)} > \frac{\varepsilon_{vy}}{\varepsilon_{va} \cdot Z_{LS}^2}$ to przyjmuje się $K_{H\alpha 1(2)} = \frac{\varepsilon_{vy}}{\varepsilon_{va} \cdot Z_{LS}^2}$

Dla tego przypadku:

$$K_{H\alpha 1(2)} < \frac{\varepsilon_{vy}}{\varepsilon_{va} \cdot Z_{LS}^2} = \frac{2,001}{1,368 \cdot 1^2} = 1,463 \quad (2.512)$$

Z_H – współczynnik strefy nacisku:

$$Z_H = 2 \cdot \sqrt{\frac{\cos(\beta_{vb})}{\sin(2 \cdot \alpha_{vt})}} \quad (2.513)$$

$$Z_H = 2 \cdot \sqrt{\frac{\cos 32,615^\circ}{\sin(2 \cdot 23,957^\circ)}} = 2,131 \quad (2.514)$$

Z_{MB} – współczynnik środka strefy styku:

dla $\varepsilon_{vp} \geq 1$:

$$F_1 = \varepsilon_{va} = 1,368, \quad F_2 = \varepsilon_{va} = 1,368,$$

$$Z_{MB} = \frac{\operatorname{tg}(\alpha_{vt})}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{va1}}{d_{vb1}} \right)^2 - 1} - F_1 \cdot \frac{\pi}{Z_{v1}} \right] \cdot \left[\sqrt{\left(\frac{d_{va2}}{d_{vb2}} \right)^2 - 1} - F_2 \cdot \frac{\pi}{Z_{v2}} \right]}} \quad (2.515)$$

$$Z_{MB} = \frac{\operatorname{tg}(23,957^\circ)}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{85,214}{65,702} \right)^2 - 1} - 1,368 \frac{\pi}{14,723} \right] \cdot \left[\sqrt{\left(\frac{683,745}{619,81} \right)^2 - 1} - 1,368 \frac{\pi}{138,895} \right]}} \quad (2.516)$$

$$Z_{MB} = 0,922 \quad (2.517)$$

Z_E – współczynnik materiałowy

$$\nu_1 = 0,3, \quad \nu_2 = 0,3 \quad (2.518)$$

$$E_1 = 21 \cdot 10^5 \text{ MPa}, \quad E_1 = E_2 \quad (2.519)$$

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}} = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - 0,3^2}{2,06 \cdot 10^5} + \frac{1 - 0,3^2}{2,06 \cdot 10^5} \right)}} \quad (2.520)$$

$$Z_E = 189,8 \sqrt{\text{MPa}} \quad (2.521)$$

gdzie: E_1, E_2 są modułami sprężystości oraz ν_1, ν_2 liczbami Poissona materiałów współpracujących kół dla kół stalowych.

Z_β – współczynnik kąta pochylenia zęba :

$$Z_\beta = \sqrt{\cos(\beta_m)} = \sqrt{\cos 35^\circ} = 0,905 \quad (2.522)$$

Z_K – współczynnik koła stożkowego:

$$Z_K = 0,8 \quad (2.523)$$

– dopuszczalne naprężenia stykowe dla zębniaka i koła $\sigma_{HP1(2)}$:

$$\sigma_{HP1(2)} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT}}{S_{Hmin}} \cdot Z_X \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_W \quad (2.524)$$

$$\sigma_{HP1} = \frac{1300 \cdot 1,0}{1,1} \cdot 1,0 \cdot 1,022 \cdot 0,975 \cdot 0,984 \cdot 1 = 1158,780 \text{ MPa} \quad (2.525)$$

$$\sigma_{HP2} = \frac{1300 \cdot 1}{1,1} \cdot 1,0 \cdot 1,022 \cdot 0,975 \cdot 0,984 \cdot 1 = 1158,780 \text{ MPa} \quad (2.526)$$

gdzie:

Z_X - współczynnik wielkości:

$$Z_X = 1 \quad (2.527)$$

Z_L – współczynnik smaru (wpływu oleju):

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4 \cdot (1 - C_{ZL})}{\left(1,2 + \frac{80}{v_{50}}\right)^2} \quad (2.528)$$

$$Z_L = 0,91 + \frac{4 \cdot (1 - 0,91)}{\left(1,2 + \frac{80}{135}\right)^2} = 1,022 \quad (2.529)$$

C_{ZL} – współczynnik:

$$C_{ZL} = \frac{\sigma_{Hlim} - 850}{350} \cdot 0,08 + 0,83 \quad (2.530)$$

W przypadku gdy $\sigma_{Hlim} > 1200$ MPa należy przyjąć:

$$\sigma_{Hlim} = 1200 \text{ MPa} \quad (2.531)$$

$$C_{ZL} = \frac{1200 - 850}{350} \cdot 0,08 + 0,83 = 0,91 \quad (2.532)$$

Z_v – współczynnik wpływu prędkości:

$$Z_v = C_{ZV} + \frac{2 \cdot (1 - C_{ZV})}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{v_{mt}}}} \quad (2.533)$$

$$Z_v = 0,93 + \frac{2 \cdot (1 - 0,93)}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{5,369}}} = 0,984 \quad (2.534)$$

C_{ZV} – współczynnik:

$$C_{ZV} = 0,85 + \frac{\sigma_{Hlim} - 850}{350} \cdot 0,08 \quad (2.535)$$

$$C_{ZV} = 0,85 + \frac{1200 - 850}{350} \cdot 0,08 = 0,93 \quad (2.536)$$

v_{mt} [m/s] – prędkość obwodowa w przekroju średnim:

$$n_1 = 1,5 \times 10^3 \text{ obr/min}; n^2 = 495 \text{ obr/min};$$

$$v_{mt} = \frac{d_{m1(2)} \cdot n_{1(2)}}{19098} \quad (2.537)$$

$$v_{mt} = \frac{68,363 \cdot 1500}{19098} = 5,369 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (2.538)$$

Z_R – współczynnik wpływu chropowatości:

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{z10}} \right)^{C_{ZR}} = \left(\frac{3}{4,132} \right)^{0,08} = 0,975 \quad (2.539)$$

C_{ZR} – współczynnik:

$$C_{ZR} = 0,12 + \frac{1000 - \sigma_{Hlim}}{5000} \quad (2.540)$$

$$C_{ZR} = 0,12 + \frac{1000 - 1200}{5000} = 0,08 \quad (2.541)$$

R_{z10} [μm] – średnia względna chropowatość:

$$R_{z10} = \frac{R_{z1} + R_{z2}}{2} \cdot \sqrt[3]{\frac{10}{\rho_{red}}} \quad (2.542)$$

$$R_{z10} = \frac{4,8 + 4,8}{2} \cdot \sqrt[3]{\frac{10}{15,672}} = 4,132 \text{ } \mu\text{m} \quad (2.543)$$

ρ_{red} [mm] – promień względnej krzywizny:

$$\rho_{red} = \frac{a_v \cdot \sin(\alpha_{vt})}{\cos(\beta_{vb})} \cdot \left(\frac{u_{rz}}{1 + u_{rz}^2} \right)^2 \quad (2.544)$$

$$\rho_{red} = \frac{375,067 \cdot \sin 23,957^\circ}{\cos 32,615^\circ} \cdot \left(\frac{3,071}{1 + 3,071^2} \right)^2 = 15,672 \text{ mm} \quad (2.545)$$

Z_W – współczynnik umocnienia (przez zgniot) materiału dla twardości powierzchni miękkiego koła $HB > 470$:

$$Z_W = 1 \quad (2.546)$$

Z_{NT} – współczynnik twardości z tabeli dla $N_L = 3,96 \cdot 10^9$:

$$Z_{NT} = 1 \quad (2.547)$$

$$\sigma_{H1} = 467,3 \text{ MPa} < \sigma_{HP1} = 1158,780 \text{ MPa} \quad (2.548)$$

$$\sigma_{H2} = 476,7 \text{ MPa} < \sigma_{HP2} = 1158,780 \text{ MPa} \quad (2.549)$$

Warunki $\sigma_{H1(2)} < \sigma_{HP1(2)}$ zostały spełnione.

współczynniki bezpieczeństwa $S_{H1(2)}$:

$$S_{H1(2)} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT}}{\sigma_{H1(2)}} \cdot Z_X \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_{v1} \cdot Z_W \geq S_{Hmin} \quad (2.550)$$

$$S_{H1} = \frac{1300 \cdot 1,0}{467,3} \cdot 1,0 \cdot 1,022 \cdot 0,975 \cdot 0,984 \cdot 1,0 = 2,727 \quad (2.551)$$

$$S_{H2} = \frac{1300 \cdot 1,0}{476,7} \cdot 1,0 \cdot 1,022 \cdot 0,975 \cdot 0,984 \cdot 1,0 = 2,675 \quad (2.552)$$

$$S_{H1} = 2,727 > S_{Hmin} = 1,1 \quad (2.553)$$

$$S_{H2} = 2,675 > S_{Hmin} = 1,1 \quad (2.554)$$

Warunki $S_{H1(2)} > S_{Hmin}$ zostały spełnione.

Warunki wytrzymałościowe na pitting zostały spełnione, tym niemniej współczynniki bezpieczeństwa uzyskały zbyt duże wartości.

Aby uzyskać bardziej prawidłowe wartości, należałoby zmniejszyć liczby zębów zębniaka do $z_1 \approx 7$ i koła do $z_2 \approx 22$. Jednak minimalna liczba zębów zębniaka dla przełożenia $u = 3$ wynosi $z_{1min} = 12$. Możliwe jest tylko przyjęcie materiału o mniejszej wytrzymałości, np. stali 18HGT najniższej jakości, dla której $\sigma_{Hlim} = 1000$ MPa (dla kół stożkowych). Wtedy dopuszczalne naprężenia stykowe dla zębniaka i koła $\sigma_{HP1(2)}$ [MPa]:

$$\sigma_{HP1(2)} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT}}{S_{Hmin}} \cdot Z_X \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_W \quad (2.555)$$

$$\sigma_{HP1} = \frac{1000 \cdot 1}{1,1} \cdot 1,0 \cdot 1,033 \cdot 0,962 \cdot 1,080 \cdot 1 = 975,678 \text{ MPa} \quad (2.556)$$

$$\sigma_{HP2} = \frac{1300 \cdot 1}{1,1} \cdot 1,0 \cdot 1,033 \cdot 0,962 \cdot 0,1080 \cdot 1 = 975,678 \text{ MPa} \quad (2.557)$$

gdzie zmianie uległy wartości następujących współczynników:

Z_L – współczynnik smaru (wpływu oleju):

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4 \cdot (1 - C_{ZL})}{\left(1,2 + \frac{80}{v_{50}}\right)^2} \quad (2.558)$$

$$Z_L = 0,864 + \frac{4 \cdot (1 - 0,864)}{\left(1,2 + \frac{80}{135}\right)^2} = 1,033 \quad (2.559)$$

C_{ZL} – współczynnik:

$$C_{ZL} = \frac{\sigma_{Hlim} - 850}{350} \cdot 0,08 + 0,83 \quad (2.560)$$

$$C_{ZL} = \frac{1000 - 850}{350} \cdot 0,08 + 0,83 = 0,864 \quad (2.561)$$

Z_v – współczynnik wpływu prędkości:

$$Z_v = C_{Zv} + \frac{2 \cdot (1 - C_{Zv})}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{v_{mt}}}} \quad (2.562)$$

$$Z_v = 0,884 + \frac{2 \cdot (1 - 0,884)}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{5,369}}} = 1,080 \quad (2.563)$$

C_{Zv} – współczynnik:

$$C_{Zv} = 0,85 + \frac{\sigma_{Hlim} - 850}{350} \cdot 0,08 \quad (2.564)$$

$$C_{ZV} = 0,85 + \frac{1000 - 850}{350} \cdot 0,08 = 0,884 \quad (2.565)$$

Z_R – współczynnik wpływu chropowatości:

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{z10}} \right)^{C_{ZR}} = \left(\frac{3}{4,132} \right)^{0,12} = 0,962 \quad (2.566)$$

C_{ZR} – współczynnik :

$$C_{ZR} = 0,12 + \frac{1000 - \sigma_{Hlim}}{5000} \quad (2.567)$$

$$C_{ZR} = 0,12 + \frac{1000 - 1000}{5000} = 0,12 \quad (2.568)$$

Współczynnik bezpieczeństwa $S_{H1(2)}$ (dla słabszego materiału):

$$S_{H1(2)} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT}}{\sigma_{H1(2)}} \cdot Z_X \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_{v1} \cdot Z_W \geq S_{Hmin} \quad (2.569)$$

$$S_{H1} = \frac{1000 \cdot 1}{467,332} \cdot 1,0 \cdot 1,033 \cdot 0,962 \cdot 1,080 \cdot 1,0 = 2,296 \quad (2.570)$$

$$S_{H2} = \frac{1000 \cdot 1}{476,678} \cdot 1,0 \cdot 1,033 \cdot 0,962 \cdot 1,080 \cdot 1,0 = 2,251 \quad (2.571)$$

$$S_{H1} = 2,296 > S_{Hmin} = 1,1 \quad (2.572)$$

$$S_{H2} = 2,251 > S_{Hmin} = 1,1 \quad (2.573)$$

Warunki $S_{H1(2)} > S_{Hmin}$ zostały spełnione.

Wyniki obliczeń trwałości powierzchni boku zęba (pitting) zostały zgromadzone w tabeli 2.31.

Wyniki obliczeń trwałości powierzchni boku zęba (pitting)

Tabela 2.31

Nazwa parametru	Ozna- czenie	Jed- nostka	Zębnik	Koło
Maksymalne naprężenie stykowe	$\sigma_{H1(2)}$	MPa	467,332	476,675
Dopuszczalne naprężenie stykowe	$\sigma_{HP1(2)}$	MPa	1158,78	1158,78
Obliczeniowy współczynnik bezpie- czeństwa ze względu na pitting	$S_{H1(2)}$		2,727	2,675
Minimalny współczynnik bezpie- czeństwa ze względu na pitting	S_{Hmin}		1,1	
Warunek bezpieczeństwa $S_H \geq S_{Hmin}$				

Nazwa parametru	Oznaczenie	Zębnik	Koło
Współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż odcinka przyporu	$K_{Ha1(2)}$	1,332	1,378
Współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż szerokości wieńca	$K_{H\beta}$	1,7	1,7
Współczynnik dynamiczny	$K_{V1(2)}$	1,067	1,073
Współczynnik sprężystości	Z_E	189,8	189,8
Współczynnik strefy nacisku	Z_H	2,131	2,131
Współczynnik koła stożkowego	Z_K	0,800	0,800
Współczynnik smarowania	Z_L	1,022	1,022
Współczynnik środka strefy styku	Z_{M-B}	0,922	0,922
Współczynnik podziału obciążenia	Z_{LS}	1,0	1,0
Współczynnik chropowatości	Z_R	0,975	0,975
Współczynnik umocnienia (przez zgniot) materiału	Z_W	1,0	1,0
Współczynnik prędkości	Z_v	0,984	0,984
Współczynnik wielkości	Z_x	1,0	1,0
Współczynnik kąta pochylenia linii zęba	Z_β	0,905	0,905

2.5.6. Obliczenia wytrzymałości zęba na złamanie według metody B1

Wytrzymałość zmęczeniowa podstawy zęba została sprawdzona oddzielnie dla zębika i koła, obliczając:

- maksymalne naprężenia u podstawy zęba zębika i koła σ_{F1} , σ_{F2} [MPa]:

$$\sigma_{F1(2)} = \frac{F_{mt}}{b \cdot m_{mn}} \cdot Y_{Fa1(2)} \cdot Y_{Sa1(2)} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_K \cdot Y_{LS} \cdot K_{V1(2)} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fa1(2)} \quad (2.574)$$

$$\sigma_{F1} = \frac{2093,42}{32 \cdot 4} \cdot 2,478 \cdot 1,765 \cdot 0,625 \cdot 1,231 \cdot 1,0 \cdot 1,067 \cdot 1,7 \cdot 1,332 = 13,0 \text{ MPa} \quad (2.575)$$

$$\sigma_{F2} = \frac{2093,42}{32 \cdot 4} \cdot 2,351 \cdot 1,862 \cdot 0,625 \cdot 1,231 \cdot 10 \cdot 1,073 \cdot 1,7 \cdot 1,377 = 138,4 \text{ MPa} \quad (2.576)$$

$Y_{Fa1(2)}$ – współczynnik kształtu zęba wyznaczony metodą obwiedniową:

$$Y_{Fa1(2)} = \frac{6 \cdot F_{a1(2)} \cdot \cos \alpha_{Fan1(2)}}{F_{n1(2)}^2 \cdot \cos \alpha_n} \quad (2.577)$$

$$Y_{Fa1} = \frac{6 \cdot 2,393 \cdot \cos 33,241^\circ}{2,271^2 \cdot \cos 20^\circ} = 2,478 \quad (2.578)$$

$$Y_{Fa2} = \frac{6 \cdot 1,986 \cdot \cos 20,703^\circ}{2,246^2 \cdot \cos 20^\circ} = 2,351 \quad (2.579)$$

$F_{a1(2)}$ – względna długość ramienia momentu gnącego:

$$F_{a1(2)} = \frac{h_{Fa1(2)}}{m_{mn}} = \frac{1}{2} \cdot \left[\frac{(\cos \gamma_{a1(2)} - \sin \gamma_{a1(2)} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{Fan1(2)}) \cdot \frac{d_{van1(2)}}{m_{mn}} - (-z_{vn1(2)} \cdot \cos(\frac{\pi}{3} - \vartheta_{1(2)}) - \frac{G_{1(2)}}{\cos \vartheta_{1(2)}} + \frac{\rho_{a01(2)}}{m_{mn}})}{2} \right] \quad (2.580)$$

$$F_{a1} = \frac{1}{2} \cdot \left[\frac{(\cos 0,605^\circ - \sin 0,605^\circ \cdot \operatorname{tg} 33,241^\circ) \cdot \frac{114,652}{4} - (-25,333 \cdot \cos(\frac{\pi}{3} - 49,847^\circ) - \frac{-0,61}{\cos 49,847^\circ} + \frac{1,2}{4})}{2} \right] \\ F_{a1} = 2,393 \quad (2.581)$$

$$F_{a2} = \frac{1}{2} \cdot \left[\frac{(\cos 0,180^\circ - \sin 0,180^\circ \cdot \operatorname{tg} 20,703^\circ) \cdot \frac{961,452}{4} - (-238,987 \cdot \cos(\frac{\pi}{3} - 58,27^\circ) - \frac{-1,29}{\cos 58,27^\circ} + \frac{1,2}{4})}{2} \right] \\ F_{a2} = 1,986 \quad (2.582)$$

$\gamma_{a1(2)} [^\circ]$ – kąt przyłożenia obciążenia:

$$\gamma_{a1(2)} = \frac{1}{z_{vn1(2)}} \cdot \left[\frac{\pi}{2} + 2 \cdot (x_{hm1(2)} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n + x_{sm1(2)}) \right] + \operatorname{inv} \alpha_n - \operatorname{inv} \alpha_{an1(2)} \quad (2.583)$$

$$\gamma_{a1} = \frac{1}{25,333} \cdot \left[\frac{\pi}{2} + 2 \cdot (0,34 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ + 0,048) \right] + 0,015 - 0,080 = 0,011 \text{ rad} = 0,605^\circ \quad (2.584)$$

$$\gamma_{a2} = \frac{1}{238,987} \cdot \left[\frac{\pi}{2} + 2 \cdot (-0,34 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ - 0,048) \right] + 0,015 - 0,017 = 3,135 \cdot 10^{-3} \text{ rad} = 0,180^\circ \quad (2.585)$$

$\alpha_{an1(2)} [^\circ]$ – kąt przyporu na wierzchołku koła zastępczego walcowego:

$$\cos \alpha_{an1(2)} = \frac{d_{vbn1(2)}}{d_{van1(2)}} \quad (2.5826)$$

$$\alpha_{an1} = \arccos\left(\frac{95,222}{114,652}\right) \cdot \frac{180^\circ}{\pi} = 33,846^\circ \quad (2.587)$$

$$\alpha_{an2} = \arccos\left(\frac{898,296}{961,452}\right) \cdot \frac{180^\circ}{\pi} = 20,883^\circ \quad (2.588)$$

$$\text{inv} \alpha_n = \text{tg} \alpha_n - \hat{\alpha}_n = \text{tg} 20^\circ - \frac{\pi \cdot 20^\circ}{180^\circ} = 0,015 \quad (2.589)$$

$$\text{inv} \alpha_{an1} = \text{tg} \alpha_{an1} - \hat{\alpha}_{an1} = \text{tg} 33,846^\circ - \frac{\pi \cdot 33,846^\circ}{180^\circ} = 0,080 \quad (2.590)$$

$$\text{inv} \alpha_{an2} = \text{tg} \alpha_{an2} - \hat{\alpha}_{an2} = \text{tg} 20,883^\circ - \frac{\pi \cdot 20,883^\circ}{180^\circ} = 0,017 \quad (2.591)$$

$\alpha_{Fan1(2)} [^\circ]$ – kąt działania obciążenia na wierzchołku zęba:

$$\alpha_{Fan1(2)} = \alpha_{an1(2)} - \gamma_{a1(2)} \quad (2.592)$$

$$\alpha_{Fan1} = 33,846^\circ - 0,605^\circ = 33,241^\circ \quad (2.593)$$

$$\alpha_{Fan2} = 20,883^\circ - 0,180^\circ = 20,703^\circ \quad (2.594)$$

$G_{1(2)}$ – parametr pomocniczy:

$$G_{1(2)} = \frac{\rho_{a01(2)}}{m_{mn}} - \frac{h_{a01(2)}}{m_{mn}} + x_{hm1(2)} \quad (2.595)$$

$$G_1 = \frac{1,2}{4} - \frac{5}{4} + 0,34 = -0,61 \quad (2.596)$$

$$G_2 = \frac{1,2}{4} - \frac{5}{4} - 0,34 = -1,29 \quad (2.597)$$

$$h_{a01(2)} = h_{aP1(2)}^* \cdot m_{mn} + c_p^* \cdot m_{mn} = 1,0 \cdot 4,0 + 0,25 \cdot 4,0 = 5,0 \quad (2.598)$$

$E_{1(2)} [mm]$ – odległość środka promienia krawędzi zarysu od osi zarysu:

$$E_{1(2)} = \left(\frac{\pi}{4} - x_{sm1(2)} \right) \cdot m_{mn} - h_{a01(2)} \cdot \text{tg} \alpha_n - \frac{\rho_{a01(2)} \cdot (1 - \sin \alpha_n) - s_{pr1(2)}}{\cos \alpha_n} \quad (2.599)$$

$$E_1 = \left(\frac{\pi}{4} - 0,048 \right) \cdot 4 - 5,0 \cdot \text{tg} 20^\circ - \frac{1,2 \cdot (1 - \sin 20^\circ) - 0}{\cos 20^\circ} = 0,289 \text{ mm} \quad (2.600)$$

$$E_2 = \left(\frac{\pi}{4} + 0,048 \right) \cdot 4 - 5,0 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ - \frac{1,2 \cdot (1 - \sin 20^\circ) - 0}{\cos 20^\circ} = 0,675 \text{ mm} \quad (2.601)$$

$H_{1(2)}$ – parametr pomocniczy:

$$H_{1(2)} = \frac{2}{z_{vn1(2)}} \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \frac{E_{1(2)}}{m_{mn}} \right) - \frac{\pi}{3} \quad (2.602)$$

$$H_1 = \frac{2}{25,333} \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \frac{0,289}{4,0} \right) - \frac{\pi}{3} = -0,923 \quad (2.603)$$

$$H_2 = \frac{2}{238,987} \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \frac{0,675}{4,0} \right) - \frac{\pi}{3} = -0,923 = -1,029 \quad (2.604)$$

Wyznaczanie wartości ϑ [°] metodą iteracji (wartość początkowa $\vartheta_0 = \pi/6$):

$$\vartheta_{1(2)} = \frac{2 \cdot G_{1(2)}}{z_{vn1(2)}} \cdot \operatorname{tg} \vartheta_{(I,II,III)} - H_{1(2)} \quad (2.605)$$

$$\vartheta_{1(I)} = \frac{2 \cdot (-0,61)}{25,333} \cdot \operatorname{tg} 30^\circ + 0,923 = 0,895 \text{ rad} = 51,280^\circ \quad (2.606)$$

$$\vartheta_{1(II)} = \frac{2 \cdot (-0,61)}{25,333} \cdot \operatorname{tg} 51,280^\circ + 0,923 = 0,863 \text{ rad} = 49,442^\circ \quad (2.607)$$

$$\vartheta_{1(III)} = \frac{2 \cdot (-0,61)}{25,333} \cdot \operatorname{tg} 49,442^\circ + 0,923 = 0,870 \text{ rad} = 49,847^\circ \quad (2.608)$$

$$\vartheta_1 = 49,847^\circ \quad (2.609)$$

$$\vartheta_{2(I)} = \frac{2 \cdot (-1,29)}{238,987} \cdot \operatorname{tg} 30^\circ + 1,029 = 1,023 \text{ rad} = 58,600^\circ \quad (2.610)$$

$$\vartheta_{2(II)} = \frac{2 \cdot (-1,29)}{238,987} \cdot \operatorname{tg} 58,6^\circ + 1,029 = 1,011 \text{ rad} = 57,944^\circ \quad (2.611)$$

$$\vartheta_{2(III)} = \frac{2 \cdot (-1,29)}{238,987} \cdot \operatorname{tg} 57,944^\circ + 1,029 = 1,017 \text{ rad} = 58,27^\circ \quad (2.612)$$

$$\vartheta_2 = 58,27^\circ \quad (2.613)$$

$F_{n1(2)}$ – względna długość cięciwy podstawy zęba:

$$F_{n1(2)} = \frac{s_{Fn1(2)}}{m_{mn}} = z_{vn1(2)} \cdot \sin \left(\frac{\pi}{3} - \vartheta_{1(2)} \right) + \sqrt{3} \cdot \left(\frac{G_{1(2)}}{\cos \vartheta_{1(2)}} - \frac{\rho_{a01(2)}}{m_{mn}} \right) \quad (2.614)$$

$$F_{n1} = 5,333 \cdot \sin \left(\frac{\pi}{3} - 49,847^\circ \right) + \sqrt{3} \cdot \left(\frac{-0,61}{\cos 49,87^\circ} - \frac{1,2}{4} \right) = 2,271 \quad (2.615)$$

$$F_{n2} = 238,987 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{3} - 58,27^\circ\right) + \sqrt{3} \cdot \left(\frac{-1,29}{\cos 58,27^\circ} - \frac{1,2}{4}\right) = 2,246 \quad (2.616)$$

$Y_{Sa1(2)}$ – współczynnik korekcji naprężeń (wzór słuszny dla $1 < q_s < 8$):

$$Y_{Sa1(2)} = (1,2 + 0,13 \cdot L_{a1(2)}) \cdot q_{s1(2)}^{\exp 1(2)} \quad (2.617)$$

$$Y_{Sa1} = (1,2 + 0,13 \cdot 0,949) \cdot 2,851^{0,275} = 1,765 \quad (2.618)$$

$$Y_{Sa2} = (1,2 + 0,13 \cdot 1,131) \cdot 2,862^{0,308} = 1,862 \quad (2.619)$$

$$L_{a1(2)} = \frac{S_{Fn1(2)}}{h_{Fa1(2)}} \quad (2.620)$$

$$L_{a1} = \frac{S_{Fn1}}{h_{Fa1}} = \frac{9,084}{9,572} = 0,949 \quad (2.621)$$

$$L_{a2} = \frac{S_{Fn2}}{h_{Fa2}} = \frac{8,984}{7,944} = 1,131 \quad (2.622)$$

$$S_{Fn1(2)} = F_{n1(2)} \cdot m_{mn} \quad (2.623)$$

$$S_{Fn1} = 2,271 \cdot 4 = 9,084 \quad (2.624)$$

$$S_{Fn2} = 2,246 \cdot 4 = 8,984 \quad (2.625)$$

$$h_{Fa1(2)} = F_{a1(2)} \cdot m_{mn} \quad (2.626)$$

$$h_{Fa1} = 2,393 \cdot 4 = 9,572 \quad (2.627)$$

$$h_{Fa2} = 1,986 \cdot 4 = 7,944 \quad (2.628)$$

$$\exp_{1(2)} = \frac{1}{1,21 + \frac{2,3}{L_{a1(2)}}} \quad (2.629)$$

$$\exp_1 = \frac{1}{1,21 + \frac{2,3}{0,949}} = 0,275 \quad (2.630)$$

$$\exp_2 = \frac{1}{1,21 + \frac{2,3}{1,131}} = 0,308 \quad (2.631)$$

$$q_{s1(2)} = \frac{S_{Fn1(2)}}{2 \cdot \rho_{F1(2)}} \quad (2.632)$$

$$q_{s1} = \frac{9,084}{2 \cdot 1,593} = 2,851 \quad (2.633)$$

$$q_{s2} = \frac{8,984}{2 \cdot 1,569} = 2,862 \quad (2.634)$$

$$\rho_{F1(2)} = \rho_{a01(2)} + \frac{2 \cdot m_{mn} \cdot G_{1(2)}^2}{\cos \vartheta_{1(2)} \cdot (z_{v1(2)} \cdot \cos^2 \vartheta_{1(2)} - 2 \cdot G_{1(2)})} \quad (2.635)$$

$$\rho_{F1} = 1,2 + \frac{2 \cdot 4 \cdot (-0,61)^2}{\cos(49,847^\circ) \cdot (25,333 \cdot \cos^2(49,847) - 2 \cdot (-0,61))} \quad (2.636)$$

$$\rho_{F1} = 1,593$$

$$\rho_{F2} = 1,2 + \frac{2 \cdot 4 \cdot (-1,29)^2}{\cos(58,27^\circ) \cdot (238,987 \cdot \cos^2(58,27) - 2 \cdot (-1,29))} \quad (2.637)$$

$$\rho_{F2} = 1,569$$

Y_ε – współczynnik przyporu:

dla $\varepsilon_{v\beta} = 1,461 > 1$:

$$Y_\varepsilon = 0,625 \quad (2.638)$$

Y_K – współczynnik koła stożkowego:

$$Y_K = \left(0,5 + 0,5 \cdot \frac{l'_b}{b} \right) \cdot \frac{b}{l'_b} \quad (2.639)$$

$$Y_K = \left(0,5 + 0,5 \cdot \frac{21,877}{32} \right) \cdot \frac{32}{21,877} = 1,231 \quad (2.640)$$

l'_b [mm] – rzut linii styku zębów na oś koła:

$$l'_b = l_b \cdot \cos \beta_{vb} \quad (2.641)$$

$$l'_b = 25,973 \cdot \cos(32,615^\circ) = 21,877 \text{ mm} \quad (2.642)$$

Y_{LS} – współczynnik podziału obciążenia:

dla $\varepsilon_{vy} = 2,00 \leq 2$: $Y_{LS} = 1$

$K_{v1(2)}$ – współczynnik dynamiczny, obliczony jak dla naprężeń stykowych,

$K_{F\beta}$ – współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż szerokości wieńca:

$$K_{F\beta} = \frac{K_{H\beta}}{K_{FO}} = \frac{1,7}{1} = 1,7 \quad (2.643)$$

$$K_{FO} = 0,211 \cdot \left(\frac{r_{eo}}{R_m} \right)^q + 0,789 \quad (2.644)$$

$$K_{FO} = 0,211 \cdot \left(\frac{114,3}{110,411} \right)^{-1,156} + 0,789 = 0,992 \quad (2.645)$$

Jeśli wyznaczone wartości $K_{FO} = 0,992 < 1$, to przyjmuje się:

$$K_{FO} = 1 \quad (2.646)$$

$$q = \frac{0,279}{\lg(\sin \beta_m)} = \frac{0,279}{\lg(\sin 35^\circ)} = -1,156 \quad (2.647)$$

$K_{Fa1(2)}$ – współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż odcinka przyporu:
dla $\varepsilon_{vy} \leq 2$:

$$K_{Fa1(2)} = \frac{\varepsilon_{vy}}{2} \cdot \left(0,9 + 0,4 \cdot \frac{c_y \cdot (f_{pt1(2)} - y_{\alpha1(2)}) \cdot b}{F_{mt} \cdot K_{v1(2)} \cdot K_{H\beta}} \right) \geq 1 \quad (2.648)$$

$$K_{Fa1} = \frac{2,00}{2} \cdot \left(0,9 + 0,4 \cdot \frac{15,382 \cdot (9,0 - 0,675) \cdot 32}{2093,42 \cdot 1,067 \cdot 1,7} \right) = 1,332 \quad (2.649)$$

$$K_{Fa2} = \frac{2,00}{2} \cdot \left(0,9 + 0,4 \cdot \frac{15,382 \cdot (10,0 - 0,75) \cdot 32}{2093,42 \cdot 1,073 \cdot 1,7} \right) = 1,377 \quad (2.650)$$

Sprawdzenie warunku $K_{Fa1(2)} \leq \frac{\varepsilon_{vy}}{\varepsilon_{v\alpha} \cdot Y_\varepsilon}$:

gdy $K_{Fa1(2)} > \frac{\varepsilon_{vy}}{\varepsilon_{v\alpha} \cdot Y_\varepsilon}$, to przyjmuje się $K_{Fa} = \frac{\varepsilon_{vy}}{\varepsilon_{v\alpha} \cdot Y_\varepsilon}$

$$K_{Fa1} = 1,332 < \frac{2,00}{1,368 \cdot 0,625} = 2,339 \quad (2.651)$$

$$K_{Fa2} = 1,377 < \frac{2,00}{1,368 \cdot 0,625} = 2,339 \quad (2.652)$$

dopuszczalne naprężenia u podstawy zęba zębnika i koła $\sigma_{FP1(2)}$ [MPa]:

$$\sigma_{FP1(2)} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT}}{S_{Fmin}} \cdot Y_{\delta relT1(2)} \cdot Y_{RrelT1(2)} \cdot Y_X \quad (2.653)$$

$$\sigma_{FP1} = \frac{320 \cdot 2 \cdot 0,85}{1,25} \cdot 1,003 \cdot 1,0 \cdot 1,01 = 440,870 \text{ MPa} \quad (2.654)$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{320 \cdot 2 \cdot 0,85}{1,25} \cdot 1,003 \cdot 1,0 \cdot 1,01 = 440,870 \text{ MPa} \quad (2.655)$$

gdzie:

Y_{ST} – współczynnik korekcyj naprężeń:

$$Y_{ST} = 2,0 \quad (2.656)$$

Y_{NT} – współczynnik trwałości (z tabeli 2.6):

$$Y_{NT} = 0,85 \quad (2.657)$$

Y_X – współczynnik wielkości (z tabeli 2.27):

$$Y_X = 1,05 - 0,01 \cdot m_{mn} \quad (2.658)$$

$$Y_X = 1,05 - 0,01 \cdot 4 = 1,01 \quad (2.659)$$

$Y_{\delta relt}$ – współczynnik względnej wrażliwości na działanie karbu:

$$Y_{\delta relT1(2)} = \frac{1 + \sqrt{\rho' \cdot \chi_{1(2)}}}{1 + \sqrt{\rho' \cdot \chi_{T1(2)}}} \quad (2.660)$$

$$Y_{\delta rel T1} = \frac{1 + \sqrt{0,003 \cdot 1,340}}{1 + \sqrt{0,003 \cdot 1,2}} = 1,003 \quad (2.661)$$

$$Y_{\delta rel T2} = \frac{1 + \sqrt{0,003 \cdot 1,344}}{1 + \sqrt{0,003 \cdot 1,2}} = 1,003 \quad (2.662)$$

$$\chi_{T1(2)}^* = 1,2 \quad \text{dla } q_{sT} = 2,5 \quad (2.663)$$

$$\chi_{1(2)}^* = \frac{1 + 2 \cdot q_{s1(2)}}{5} \quad \text{dla } m_{mn} \leq 5 \quad (2.664)$$

$$\chi_1^* = \frac{1 + 2 \cdot 2,851}{5} = 1,340 \quad (2.665)$$

$$\chi_2^* = \frac{1 + 2 \cdot 2,862}{5} = 1,345 \quad (2.666)$$

$Y_{RelT1(2)}$ – współczynnik względnej chropowatości powierzchni dla zakresu chropowatości przy podstawie $R_z < 1 \mu m$ oraz dla stali hartowanych na wskroś lub powierzchniowo:

$$Y_{RelT1(2)} = 1,0 \quad (2.667)$$

Sprawdzenie warunku $\sigma_{F1(2)} < \sigma_{FP1(2)}$:

$$\sigma_{F1} = 133,0 \text{ MPa} < \sigma_{FP1} = 440,870 \text{ MPa} \quad (2.668)$$

$$\sigma_{F2} = 138,4 \text{ MPa} < \sigma_{HF2} = 440,870 \text{ MPa} \quad (2.669)$$

Warunki $\sigma_{F1(2)} < \sigma_{FP1(2)}$ zostały spełnione.

– obliczeniowe współczynniki bezpieczeństwa ze względu na złamanie zęba zębника i koła $S_{F1(2)}$:

$$S_{F1(2)} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta rel T1(2)} \cdot Y_{RelT1(2)} \cdot Y_X}{\sigma_{F1(2)}} \quad (2.670)$$

$$S_{F1} = \frac{320 \cdot 2 \cdot 0,85 \cdot 1,003 \cdot 1 \cdot 1,01}{133,0} = 4,144 \quad (2.671)$$

$$S_{F2} = \frac{320 \cdot 2 \cdot 0,85 \cdot 1,003 \cdot 1 \cdot 1,01}{138,4} = 3,982 \quad (2.672)$$

$$S_{F1} = 4,144 > S_{Fmin} = 1,25 \quad (2.673)$$

$$S_{F2} = 3,982 > S_{Fmin} = 1,25 \quad (2.674)$$

Warunki $S_{F1(2)} > S_{Fmin}$ zostały spełnione.

Warunki wytrzymałościowe na zmęczeniowe złamanie zęba zostały spełnione, tym niemniej współczynniki bezpieczeństwa uzyskały zbyt duże wartości. Aby uzyskać bardziej prawidłowe wartości, należałoby zmniejszyć moduł normalny średni (i pozostałe). Możliwe jest także przyjęcie materiału o mniejszej wytrzymałości, np. stali 18HGT najniższej

jakości, dla której $\sigma_{Flim} = 200 \text{ MPa}$ (dla kół stożkowych). Wtedy dopuszczalne naprężenia u podstawy zęba zębника i koła $\sigma_{FP1(2)}$ wynoszą:

$$\sigma_{FP1} = \frac{200 \cdot 2 \cdot 0,85}{1,25} \cdot 1,003 \cdot 1,0 \cdot 1,01 = 275,544 \text{ MPa} \tag{2.675}$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{200 \cdot 2 \cdot 1}{1,25} \cdot 1,003 \cdot 1,0 \cdot 1,01 = 275,544 \text{ MPa} \tag{2.676}$$

Natomiast obliczeniowe współczynniki bezpieczeństwa ze względu na zmęczeniowe złamanie zęba zębника i koła $S_{F1(2)}$ wynoszą:

$$S_{F1} = \frac{200 \cdot 2 \cdot 0,85 \cdot 1,003 \cdot 1 \cdot 1,01}{133,0} = 2,590 \tag{2.677}$$

$$S_{F2} = \frac{200 \cdot 2 \cdot 0,85 \cdot 1,003 \cdot 1 \cdot 1,01}{138,4} = 2,489 \tag{2.678}$$

$$S_{F1} = 2,590 > S_{Fmin} = 1,25 \tag{2.679}$$

$$S_{F2} = 2,489 > S_{Fmin} = 1,25 \tag{2.680}$$

Warunki $S_{F1(2)} > S_{Fmin}$ zostały spełnione.

Stal 18HGT okazała się odpowiedniejszym (tańszym) materiałem na obliczane koła zębate stożkowe.

Poniżej, w tabeli 2.32 przedstawiono wyniki zbiorcze z obliczeń wytrzymałości zęba na zgięt metodą B1.

Wyniki obliczeń wytrzymałości zęba na zginanie – metoda B1

Tabela 2.32

Nazwa parametru	Ozna- czenie	Jed- nostka	Zęb- nik	Koło
Maksymalne naprężenie u podstawy zęba	$\sigma_{F1(2)}$	MPa	133,0	138,4
Dopuszczalne naprężenie u podstawy zęba	$\sigma_{FP1(2)}$	MPa	440,870	440,870
Obliczeniowy współczynnik bezpieczeństwa ze względu na złamanie zęba	$S_{F1(2)}$		4,144	3,982
Minimalny współczynnik bezpieczeństwa ze względu na złamanie zęba	S_{Fmin}		1,25	
Warunek bezpieczeństwa $S_F \geq S_{Fmin}$				
Nazwa parametru	Ozna- czenie		Zęb- nik	Koło
Współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż odcinka przyporu	$K_{Fa1(2)}$		1,332	1,377
Współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż szerokości wieńca	$K_{F\beta}$		1,7	1,7

Współczynnik dynamiczny	$K_{V1(2)}$	1,067	1,073
Współczynnik kształtu zęba	$Y_{Fa1(2)}$	2,478	2,351
Współczynnik korekcji naprężeń	Y_{Sa}	1,765	1,862
Współczynnik koła stożkowego	Y_K	1,231	1,231
Współczynnik podziału obciążenia	Y_{LS}	1,0	1,0
Współczynnik względnej chropowatości powierzchni	Y_{Rrelt}	1,0	1,0
Współczynnik trwałości	Y_{NT}	0,85	0,85
Współczynnik korekcji naprężeń	Y_{ST}	2,0	2,0
Współczynnik wielkości	Y_X	1,01	1,01
Współczynnik względnej wrażliwości na działanie karbu	$Y_{\delta relt}$	1,003	1,003
Współczynnik przyporu	Y_{ϵ}	0,625	0,625

2.5.7. Obliczenia wytrzymałości zęba na złamanie według metody B2 (AGMA - USA)

– maksymalne naprężenia u podstawy zęba zębника i koła $\sigma_{F1(2)}$ [MPa]:

$$\sigma_{F1(2)} = \frac{F_{mt}}{b \cdot m_{mn}} \cdot Y_{P1(2)} \cdot K_{V1(2)} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha1(2)} \leq \sigma_{FP} \quad (2.681)$$

$$\sigma_{F(1)} = \frac{2093,42}{32 \cdot 4} \cdot 2,469 \cdot 1,067 \cdot 1,7 \cdot 1,332 = 97,56 \text{ MPa} \quad (2.682)$$

$$\sigma_{F(2)} = \frac{2024,070}{32 \cdot 4} \cdot 2,426 \cdot 1,073 \cdot 1,7 \cdot 1,377 = 96,358 \text{ MPa} \quad (2.683)$$

gdzie:

$Y_{P1(2)}$ – łączny współczynnik geometryczny wytrzymałości koła stożkowego:

$$Y_{P1(2)} = \frac{Y_{A1(2)} \cdot m_{mt} \cdot m_{mn}}{Y_{J1(2)} \cdot m_{et}^2} \quad (2.684)$$

$$Y_{P1} = \frac{0,975}{0,247} \cdot \frac{4,883 \cdot 4,0}{5,591^2} = 2,469 \quad (2.685)$$

$$Y_{P2} = \frac{1,092}{0,281} \cdot \frac{4,883 \cdot 4,0}{5,591^2} = 2,426 \quad (2.686)$$

Y_J – współczynnik geometryczny wytrzymałości na zginanie:

$$Y_{J1(2)} = \frac{Y_{K1(2)}}{\epsilon_N \cdot Y_i} \cdot \frac{2 \cdot r_{myo1(2)}}{d_{V1(2)}} \cdot \frac{b_{ce1(2)}}{b} \cdot \frac{m_{mt}}{m_{et}} \quad (2.687)$$

$$Y_{J1} = \frac{0,308}{1,0 \cdot 1,0} \cdot \frac{2 \cdot 37,958}{71,895} \cdot \frac{27,800}{32} \cdot \frac{4,883}{5,591} = 0,247 \quad (2.688)$$

$$Y_{J2} = \frac{0,366}{10 \cdot 10} \cdot \frac{2 \cdot 346,958}{678,239} \cdot \frac{27,590}{32} \cdot \frac{4,883}{5,591} = 0,281 \quad (2.689)$$

$r_{myo1(2)}$ [mm] – promień do punktu przyłożenia obciążenia:

$$r_{myo1,2} = \frac{d_{v1(2)}}{2} \cdot \frac{R_m + g''_{o1(2)}}{R_m} + \Delta r_{yo1,2} \quad (2.690)$$

$$r_{myo1} = \frac{71,895}{2} \cdot \frac{110,411 + 3,25}{110,411} - 0,04 = 37,958 \text{ mm} \quad (2.691)$$

$$r_{myo2} = \frac{678,239}{2} \cdot \frac{110,411 + 3,25}{110,411} - 2,200 = 346,051 \text{ mm} \quad (2.692)$$

wklęsła strona zęba:

$$g''_{o1} = \frac{b \cdot g_{van} \cdot g_J \cdot k' \cdot \cos^2 \beta_{vb} - b^2 \cdot y_J \cdot \sin \beta_{vb}}{g_{\eta}^2} \quad (2.693)$$

$$g''_{o1} = \frac{32 \cdot 22,482 \cdot 551,914 \cdot 0,150 \cdot \cos^2 32,615^\circ - 32^2 \cdot 0,0 \cdot \sin 32,615^\circ}{23,493^2}$$

$$g''_{o1} = 3,255 \quad (2.694)$$

wypukła strona zęba:

$$g''_{o2} = \frac{32 \cdot 22,482 \cdot 551,914 \cdot 0,150 \cdot \cos^2 32,615^\circ + 32^2 \cdot 0,0 \cdot \sin 32,615^\circ}{23,493^2}$$

$$g''_{o1} = 3,255 \quad (2.695)$$

g_{van} [mm] – zastępcza długość odcinka przyporu w przekroju normalnym:

$$g_{van} = 0,5 \cdot \left(\sqrt{d_{van1}^2 - d_{vbn1}^2} + \sqrt{d_{van2}^2 - d_{vbn2}^2} \right) - a_{vn} \cdot \sin \alpha_{vn} \quad (2.696)$$

$$g_{van} = 0,5 \cdot \left(\sqrt{114,652^2 - 95,22^2} + \sqrt{961,452^2 - 898,296^2} \right) -$$

$$- 528,640 \cdot \sin 20^\circ = 22,482 \text{ mm} \quad (2.697)$$

g_J – zmienna pośrednia do obliczenia współczynnika wytrzymałości zęba:

$$g_J = \sqrt{g_{\eta}^2 - 4 \cdot y_j^2} \quad (2.698)$$

$$g_J = \sqrt{23,493^2 - 4 \cdot 0} = 23,493 \quad (2.699)$$

g_{η} [mm] – długość linii styku wewnątrz elipsy nacisków:

$$g_{\eta}^2 = g_{van}^2 \cdot \cos^4 \beta_{vb} + b^2 \cdot \sin^2 \beta_{vb} \quad (2.700)$$

$$g_{\eta}^2 = 22,482^2 \cdot \cos^4 32,615^\circ + 32^2 \cdot \sin^2 32,615^\circ = 551,914$$

$$g_{\eta} = 23,493 \text{ mm} \quad (2.701)$$

k' – stała bazowa:

$$k' = \frac{z_2 - z_1}{3,2 \cdot z_2 + 4,0 \cdot z_1} \quad (2.702)$$

$$k' = \frac{43 - 14}{3,2 \cdot 43 + 4,0 \cdot 14} = 0,150 \quad (2.703)$$

y_J [mm] – odległość punktu przyłożenia obciążenia dla maksymalnych naprężeń gnących od środka linii przyporu:

$$\text{dla } \varepsilon_{vy} > 2,0 \quad y_J = 0 \quad (2.704)$$

$\Delta r_{yo1(2)}$ [mm] – odległość od okręgu podziałowego do punktu przyłożenia obciążenia w średnim przekroju normalnym

$$\Delta r_{yo1(2)} = 0,5 \cdot \left(\frac{d_{vbn1(2)}}{\cos \alpha_{h1(2)}} - d_{vn1(2)} \right) \quad (2.705)$$

$$\Delta r_{yo1} = 0,5 \cdot \left(\frac{95,222}{\cos(22,746^\circ)} - 101,333 \right) = 0,951 \text{ mm} \quad (2.706)$$

$$\Delta r_{yo2} = 0,5 \cdot \left(\frac{898,296}{\cos(18,965^\circ)} - 955,946 \right) = -3,064 \text{ mm} \quad (2.707)$$

$\alpha_{h1,2}$ [°] – normalny kąt przyporu w punkcie przyłożenia obciążenia w osi zęba zębniaka i koła:

$$\alpha_{h1(2)} = \alpha_{L1(2)} - \xi_{h1(2)} \quad (2.708)$$

$$\alpha_{h1} = 25,955^\circ - 3,209^\circ = 22,746^\circ \quad (2.709)$$

$$\alpha_{h2} = 19,366^\circ - 0,384^\circ = 18,965^\circ$$

$\alpha_{L1(2)}$ [°] – normalny kąt przyporu w punkcie przyłożenia obciążenia dla zębniaka i koła:

$$\operatorname{tg} \alpha_{L1(2)} = \frac{y_{31(2)} + a_{vn} \cdot \sin \alpha_n - 0,5 \cdot \sqrt{d_{van2(1)}^2 - d_{vbn2(1)}^2}}{0,5 \cdot d_{vbn1(2)}} \quad (2.710)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{L1} = \frac{13,714 + 528,64 \cdot \sin 20^\circ - 0,5 \cdot \sqrt{961,452^2 - 898,296^2}}{0,5 \cdot 95,222} \quad (2.711)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{L1} = 0,453, \quad \alpha_{L1} = 25,955^\circ \quad (2.712)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{L2} = \frac{8,769 + 528,64 \cdot \sin 20^\circ - 0,5 \cdot \sqrt{114,652^2 - 95,222^2}}{0,5 \cdot 898,296} \quad (2.713)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{L2} = 0,338, \quad \alpha_{L2} = 19,366^\circ \quad (2.714)$$

$y_{31(2)}$ [mm] – odległość punktu przyłożenia obciążenia dla maksymalnych naprężeń gnących od początku linii przyporu:

dla wklęsłej strony zęba:

$$y_{31} = \frac{g_{van}}{2} + \frac{g_{van}^2 \cdot y_J \cdot \cos^2 \beta_{vb} + b \cdot g_{van} \cdot g_\eta \cdot k' \cdot \sin \beta_{vb}}{g_\eta^2} \quad (2.715)$$

$$y_{31} = \frac{22,482}{2} + \frac{22,482^2 \cdot 0,0 \cdot \cos^2 32,615^\circ}{23,493^2} + \frac{32 \cdot 22,482 \cdot 551,914 \cdot 0,15 \cdot \sin 32,615^\circ}{23,493^2} = 13,714 \text{ mm} \quad (2.716)$$

dla wypukłej strony zęba:

$$y_{32} = \frac{g_{van}}{2} + \frac{g_{van}^2 \cdot y_J \cdot \cos^2 \beta_{vb} - b \cdot g_{van} \cdot g_\eta \cdot k' \cdot \sin \beta_{vb}}{g_\eta^2} \quad (2.717)$$

$$y_{32} = \frac{22,482}{2} + \frac{22,482^2 \cdot 0,0 \cdot \cos^2 32,615^\circ - 32 \cdot 22,482 \cdot 551,914 \cdot 0,15 \cdot \sin 32,615^\circ}{23,493^2} = 8,769 \text{ mm} \quad (2.718)$$

$\xi_{h1,2} [^\circ]$ – połowa kąta odpowiadająca grubości zęba w punkcie działania obciążenia:

$$\xi_{h1(2)} = \frac{s_{mn1(2)}}{d_{vn1(2)}} - \text{inv } \alpha_{L1(2)} + \text{inv } \alpha_n \quad (2.719)$$

$$\xi_{h1} = \frac{7,595}{101,333} - \text{inv } 25,955^\circ + \text{inv } 20^\circ = 0,056 \quad (2.720)$$

$$\xi_{h1} = 0,056 \cdot \frac{180^\circ}{\pi} = 3,209^\circ \quad (2.721)$$

$$\text{inv } 25,955^\circ = \text{tg } 25,955^\circ - \frac{25,955^\circ \cdot \pi}{180^\circ} = 0,03376 \quad (2.722)$$

$$\text{inv } 20^\circ = \text{tg } 20^\circ - \frac{20^\circ \cdot \pi}{180^\circ} = 0,014904 \quad (2.723)$$

$$\xi_{h2} = \frac{4,971}{955,946} - \text{inv } 19,366^\circ + \text{inv } 20^\circ = 0,0067 \quad (2.724)$$

$$\xi_{h2} = 0,0067 \cdot \frac{180^\circ}{\pi} = 0,384^\circ \quad (2.725)$$

$$\text{inv } 19,366^\circ = \text{tan } 19,366^\circ - \frac{19,366^\circ \cdot \pi}{180^\circ} = 0,013488 \quad (2.726)$$

$Y_{K1(2)}$ – wyrównawczy współczynnik kształtu zęba:

$$Y_{K1(2)} = \frac{Y_{1(2)}}{Y_{f1(2)}} \quad (2.727)$$

$$Y_{K1} = \frac{Y_1}{Y_{f1}} = \frac{0,609}{1,376} = 0,308 \quad (2.728)$$

$$Y_{K2} = \frac{Y_2}{Y_{f2}} = \frac{0,791}{2,159} = 0,366 \quad (2.729)$$

$Y_{1(2)}$ – współczynnik kształtu zęba zębniaka i koła:

$$Y_{1(2)} = \frac{2}{3} \cdot \frac{1}{m_{et} \cdot \left(\frac{1}{x_{N1(2)}} - \frac{\operatorname{tg} \alpha_{h1(2)}}{3 \cdot s_{N1(2)}} \right)} \quad (2.730)$$

$$Y_1 = \frac{2}{3} \cdot \frac{1}{5,591 \cdot \left(\frac{1}{4,406} - \frac{\operatorname{tg} 22,746^\circ}{3 \cdot 4,501} \right)} = 0,609 \quad (2.731)$$

$$Y_2 = \frac{2}{3} \cdot \frac{1}{5,591 \cdot \left(\frac{1}{5,752} - \frac{\operatorname{tg} 18,965^\circ}{3 \cdot 4,976} \right)} = 0,791 \quad (2.732)$$

Algorytm iteracyjny do wyznaczenia wymiarów przekroju obliczeniowego:

g_{yb1} [mm] – odległość od środka promienia krawędzi wierzchołka zęba do powierzchni podziałowej zębátky pierścieniowej mierzona w kierunku prostopadłym do powierzchni podziałowej:

$$g_{yb1(2)} = h_{fm1(2)} - \rho_{ao1(2)} \quad (2.733)$$

$$g_{yb1} = 4,151 - 1,2 = 2,951 \text{ mm} \quad (2.734)$$

$$g_{yb2} = 8,057 - 1,2 = 6,857 \text{ mm} \quad (2.735)$$

$g_{o1(2)}$ [mm] – odległość od linii środkowej zębátky pierścieniowej do środka promienia krawędzi wierzchołka zęba mierzona w przekroju średnim normalnym:

$$g_{o1(2)} = 0,5 \cdot s_{mn1(2)} + h_{fm1(2)} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n + \rho_{ao1(2)} \cdot \left(\frac{1}{\cos \alpha_n} - \operatorname{tg} \alpha_n \right) \quad (2.736)$$

$$g_{o1} = 0,5 \cdot 7,595 + 4,151 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ + 1,2 \cdot \left(\frac{1}{\cos 20^\circ} - \operatorname{tg} 20^\circ \right) \\ g_{o1} = 6,149 \text{ mm} \quad (2.737)$$

$$g_{o2} = 0,5 \cdot 4,971 + 8,057 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ + 1,2 \cdot \left(\frac{1}{\cos 20^\circ} - \operatorname{tg} 20^\circ \right) \\ g_{o2} = 6,258 \text{ mm} \quad (2.738)$$

Należy zmieniać wartość $g_{fo1(2)}$ zgodnie z algorytmem: $g_{fo1,2(2)} = g_{fo1,2(1)} + 0,005 \cdot m_{te}$ dopóki $\frac{s_{N1(2)} \cdot \operatorname{ctg} \tau_{1(2)}}{h_{N1(2)}} = 2,0 \pm 0,001$:

KROK (1)

Wartość początkowa (pierwszej iteracji):

$$g_{fo1(1)} = g_{o1} + g_{yb1} = 6,149 + 2,951 = 9,100 \quad (2.739)$$

$$g_{fo2(1)} = g_{o2} + g_{yb2} = 6,258 + 6,857 = 13,115 \quad (2.740)$$

$\xi_{1(2)} [^\circ]$ – przyjęty kąt przy ustalaniu najślabszego przekroju:

$$\xi_{1(1)} = \frac{g_{fo1(1)}}{0,5 \cdot d_{vn1}} = \frac{9,100}{0,5 \cdot 101,33} = \frac{9,100}{50,667} = 0,180 \text{ rad} = 10,313^\circ \quad (2.741)$$

$$\xi_{2(1)} = \frac{g_{fo2(1)}}{0,5 \cdot d_{vn2}} = \frac{13,115}{0,5 \cdot 955,946} = \frac{13,115}{477,973} = 0,027 \text{ rad} = 1,572^\circ \quad (2.742)$$

$g_{xb1(2)} [mm]$ – odległość między środkiem promienia krawędzi wierzchołka freza i linią środkową koła mierzona wzdłuż płaszczyzny odniesienia narzędzia:

$$g_{xb1(1)} = g_{fo1(1)} - g_{o1} = 9,100 - 6,149 = 2,951 \text{ mm} \quad (2.743)$$

$$g_{xb2(1)} = g_{fo2(1)} - g_{o2} = 13,115 - 6,258 = 6,857 \text{ mm} \quad (2.744)$$

$g_{za1(2)}$ – pośrednia zmienna do wyznaczenia współczynnika wytrzymałości zęba:

$$g_{za1(1)} = g_{yb1} \cdot \cos \xi_{1(1)} - g_{xb1(1)} \cdot \sin \xi_{1(1)} \quad (2.745)$$

$$g_{za1(1)} = 2,951 \cdot \cos 10,313^\circ - 2,951 \cdot \sin 10,313^\circ = 2,375 \quad (2.746)$$

$$g_{za2(1)} = g_{yb2} \cdot \cos \xi_{2(1)} - g_{xb2(1)} \cdot \sin \xi_{2(1)} \quad (2.747)$$

$$g_{za2(1)} = 6,857 \cdot \cos 1,572^\circ - 6,857 \cdot \sin 1,572^\circ = 6,666 \quad (2.748)$$

$g_{zb1(2)}$ – pośrednia zmienna do wyznaczenia współczynnika wytrzymałości zęba:

$$g_{zb1(1)} = g_{yb1} \cdot \sin \xi_{1(1)} + g_{xb1(1)} \cdot \cos \xi_{1(1)} \quad (2.749)$$

$$g_{zb1(1)} = 2,951 \cdot \sin 10,313^\circ + 2,951 \cdot \cos 10,313^\circ = 3,432 \quad (2.750)$$

$$g_{zb2(1)} = g_{yb2} \cdot \sin \xi_{2(1)} + g_{xb2(1)} \cdot \cos \xi_{2(1)} \quad (2.751)$$

$$g_{zb2(1)} = 6,857 \cdot \cos 1,572^\circ + 6,857 \cdot \sin 1,572^\circ = 7,042 \quad (2.752)$$

$\tau_{1(2)} [^\circ]$ – kąt między styczną do krzywej przejściowej przy podstawie zęba w najślabszym punkcie i osią zęba:

$$\operatorname{tg} \tau_{1(1)} = \frac{g_{za1(1)}}{g_{zb1(1)}} = \frac{2,375}{3,432} = 0,692 \quad (2.753)$$

$$\tau_{1(1)} = 39,649^\circ \quad (2.754)$$

$$\operatorname{tg} \tau_{2(1)} = \frac{g_{za2(1)}}{g_{zb2(1)}} = \frac{6,666}{7,042} = 0,947 \quad (2.755)$$

$$\tau_{2(1)} = 54,237^\circ \quad (2.756)$$

$s_{N1(2)}, h_{N1(2)} [mm]$ – wymiary przekroju obliczeniowego zębnika i koła:

$$s_{N1(1)} = 0,5 \cdot d_{vn1} \cdot \sin \xi_{1(1)} - \rho_{ao1} \cdot \cos \tau_{1(1)} - g_{zb1(1)} \quad (2.757)$$

$$s_{N1(1)} = 0,5 \cdot 101,332 \cdot \sin 10,313^\circ - 1,2 \cdot \cos 39,649^\circ - 3,432 = 4,715 \text{ mm} \quad (2.758)$$

$$s_{N2(1)} = 0,5 \cdot d_{vn2} \cdot \sin \xi_{2(1)} - \rho_{ao2} \cdot \cos \tau_{2(1)} - g_{zb2(1)} \quad (2.759)$$

$$s_{N2(1)} = 0,5 \cdot 955,946 \cdot \sin 1,572^\circ - \\ 1,2 \cdot \cos 54,237^\circ - 7,042 = 5,367 \text{ mm} \quad (2.760)$$

$$h_{N1(1)} = \Delta r_{yo1} + 0,5 \cdot d_{vn1} \cdot (1 - \cos \xi_{1(1)}) + \rho_{ao1} \cdot \sin \tau_{1(1)} + g_{za1(1)} \quad (2.761)$$

$$h_{N1(1)} = -0,040 + 0,5 \cdot 101,333 \cdot (1 - \cos 10,313^\circ) + \\ + 1,2 \cdot \sin 39,649^\circ + 2,375 = 3,919 \text{ mm} \quad (2.762)$$

$$h_{N2(1)} = \Delta r_{yo2} + 0,5 \cdot d_{vn2} \cdot (1 - \cos \xi_{2(1)}) + \\ \rho_{ao2} \cdot \sin \tau_{2(1)} + g_{za2(1)} \quad (2.763)$$

$$h_{N2(1)} = -2,2 + 0,5 \cdot 955,946 \cdot (1 - \cos 1,572^\circ) + \\ + 1,2 \cdot \sin 54,237^\circ + 6,666 = 5,620 \text{ mm} \quad (2.764)$$

Należy zmieniać wartość $g_{fo1,2}$ dopóki $\frac{s_{N1,2} \cdot \operatorname{ctg} \tau_{1,2}}{h_{N1,2}} = 2,0 \pm 0,001$

Sprawdzenie warunku:

$$\frac{s_{N1(1)} \cdot \operatorname{ctg} \tau_{1(1)}}{h_{N1(1)}} = \frac{4,715 \cdot \operatorname{ctg} 39,649^\circ}{3,919} = 1,452 \neq 2,0 \pm 0,001 \quad (2.765)$$

$$\frac{s_{N2(1)} \cdot \operatorname{ctg} \tau_{2(1)}}{h_{N2(1)}} = \frac{5,367 \cdot \operatorname{ctg} 54,237^\circ}{5,620} = 0,688 \neq 2,0 \pm 0,001 \quad (2.766)$$

Warunek nie spełniony, w następnym kroku interpolacji powiększa się $g_{fo1,2(2)} = g_{fo1,2(1)} + 0,005 \cdot m_{te}$.

KROK (2)

Następna wartość interpolacji:

$$g_{fo1(2)} = g_{fo1(1)} + 0,005 \cdot m_{te} = 9,100 + 0,005 \cdot 5,591 = 9,128 \quad (2.767)$$

$$g_{fo2(2)} = g_{fo2(1)} + 0,005 \cdot m_{te} = 13,115 + 0,005 \cdot 5,591 = 13,142 \quad (2.768)$$

$\xi_{1(2)} [^\circ]$ - przyjęty kąt przy ustalaniu najłabszego przekroju:

$$\xi_{1(2)} = \frac{g_{fo1(2)}}{0,5 \cdot d_{vn1}} = \frac{9,128}{0,5 \cdot 101,33} = \frac{9,128}{50,667} = 0,180 \text{ rad} = 10,313^\circ \quad (2.769)$$

$$\xi_{2(2)} = \frac{g_{fo2(2)}}{0,5 \cdot d_{vn2}} = \frac{13,142}{0,5 \cdot 955,946} = \frac{13,142}{477,973} = \\ 0,0275 \text{ rad} = 1,575^\circ \quad (2.770)$$

$g_{xb1(2)} [\text{mm}]$ – odległość między środkiem promienia krawędzi wierzchołka freza i linią środkową koła mierzona wzdłuż płaszczyzny odniesienia narzędzia:

$$g_{xb1(2)} = g_{fo1(2)} - g_{o1} = 9,128 - 6,149 = 2,979 \text{ mm} \quad (2.771)$$

$$g_{xb2(2)} = g_{fo2(2)} - g_{o2} = 13,142 - 6,258 = 6,884 \text{ mm} \quad (2.772)$$

$g_{za1(2)}$ – pośrednia zmienna do wyznaczenia współczynnika wytrzymałości zęba:

$$g_{za1(2)} = g_{yb1} \cdot \cos \xi_{1(2)} - g_{xb1(2)} \cdot \sin \xi_{1(2)} \quad (2.773)$$

$$g_{za1(2)} = 2,951 \cdot \cos 10,313^\circ - 2,979 \cdot \sin 10,313^\circ = 2,370 \quad (2.774)$$

$$g_{za2(2)} = g_{yb2} \cdot \cos \xi_{2(2)} - g_{xb2(2)} \cdot \sin \xi_{2(2)} \quad (2.775)$$

$$g_{za2(2)} = 6,857 \cdot \cos 1,575^\circ - 6,884 \cdot \sin 1,572^\circ = 6,666 \quad (2.776)$$

$g_{zb1(2)}$ – pośrednia zmienna do wyznaczenia współczynnika wytrzymałości zęba:

$$g_{zb1(2)} = g_{yb1} \cdot \sin \xi_{1(2)} + g_{xb1(2)} \cdot \cos \xi_{1(2)} \quad (2.777)$$

$$g_{zb1(2)} = 2,951 \cdot \sin 10,313^\circ + 2,979 \cdot \cos 10,313^\circ = 3,459 \quad (2.778)$$

$$g_{zb2(2)} = g_{yb2} \cdot \sin \xi_{2(1)} + g_{xb2(1)} \cdot \cos \xi_{2(1)} \quad (2.779)$$

$$g_{zb2(2)} = 6,857 \cdot \cos 1,572^\circ + 6,857 \cdot \sin 1,572^\circ = 7,042 \quad (2.780)$$

$\tau_{1(2)} [^\circ]$ – kąt między styczną do krzywej przejściowej przy podstawie zęba w najbliższym punkcie i osią zęba:

$$\operatorname{tg} \tau_{1(2)} = \frac{g_{za1(2)}}{g_{zb1(2)}} = \frac{2,370}{3,437} = 0,69 \quad (2.781)$$

$$\tau_{1(2)} = 39,509^\circ \quad (2.782)$$

$$\operatorname{tg} \tau_{2(2)} = \frac{g_{za2(2)}}{g_{zb2(2)}} = \frac{6,666}{7,043} = 0,947 \quad (2.783)$$

$$\tau_{2(2)} = 54,259^\circ \quad (2.784)$$

$s_{N1(2)}, h_{N1(2)} [\text{mm}]$ – wymiary przekroju obliczeniowego zębnika i koła:

$$s_{N1(2)} = 0,5 \cdot d_{vn1} \cdot \sin \xi_{1(2)} - \rho_{ao1} \cdot \cos \tau_{1(2)} - g_{zb1(2)} \quad (2.785)$$

$$s_{N1(2)} = 0,5 \cdot 101,332 \cdot \sin 10,313^\circ - 1,2 \cdot \cos 39,509^\circ - 3,437 = 4,708 \text{ mm} \quad (2.786)$$

$$s_{N2(2)} = 0,5 \cdot d_{vn2} \cdot \sin \xi_{2(2)} - \rho_{ao2} \cdot \cos \tau_{2(2)} - g_{zb2(2)} \quad (2.787)$$

$$s_{N2(2)} = 0,5 \cdot 955,946 \cdot \sin 1,575^\circ - 1,2 \cdot \cos 54,259^\circ - 7,043 = 5,390 \text{ mm} \quad (2.788)$$

$$h_{N1(2)} = \Delta r_{yo1} + 0,5 \cdot d_{vn1} \cdot (1 - \cos \xi_{1(2)}) + \rho_{ao1} \cdot \sin \tau_{1(2)} + g_{za1(2)} \quad (2.789)$$

$$h_{N1(2)} = -0,040 + 0,5 \cdot 101,333 \cdot (1 - \cos 10,313^\circ) + 1,2 \cdot \sin 39,509^\circ + 2,375 = 3,917 \text{ mm} \quad (2.790)$$

$$h_{N2(2)} = \Delta r_{yo2} + 0,5 \cdot d_{vn2} \cdot (1 - \cos \xi_{2(2)}) + \rho_{ao2} \cdot \sin \tau_{2(2)} + g_{za2(2)} \quad (2.791)$$

$$h_{N2(2)} = -2,2 + 0,5 \cdot 955,946 \cdot (1 - \cos 1,575^\circ) + \quad (2.792) \\ + 1,2 \cdot \sin 54,259^\circ + 6,666 = 5,621 \text{ mm}$$

Należy zmieniać wartość $g_{fo1,2}$ dopóki $\frac{s_{N1,2} \cdot \operatorname{ctg} \tau_{1,2}}{h_{N1,2}} = 2,0 \pm 0,001$

Sprawdzenie warunku:

$$\frac{s_{N1(2)} \cdot \operatorname{ctg} \tau_{1(2)}}{h_{N1(2)}} = \frac{4,708 \cdot \operatorname{ctg} 39,509^\circ}{3,917} = 1,603 \neq 2,0 \pm 0,001 \quad (2.793)$$

$$\frac{s_{N2(2)} \cdot \operatorname{ctg} \tau_{2(2)}}{h_{N2(2)}} = \frac{5,390 \cdot \operatorname{ctg} 54,259^\circ}{5,621} = 0,690 \neq 2,0 \pm 0,001 \quad (2.794)$$

Warunek nie spełniony, w następnym kroku interpolacji powiększamy $g_{fo1,2(3)} = g_{fo1,2(2)} + 0,005 \cdot m_{te}$.

KROKI KOŃCOWE

Następna wartość interpolacji:

$$g_{fo1(11)} = g_{fo1(10)} + 0,005 \cdot m_{et} = 7,236 + 0,5 \cdot 5,591 = 10,03 \quad (2.795)$$

$$g_{fo2(21)} = g_{fo2(20)} + 0,005 \cdot m_{te} = 14,411 + 0,5 \cdot 5,591 = 17,207 \quad (2.796)$$

$\xi_{1(2)} [^\circ]$ – przyjęty kąt przy ustalaniu najślabszego przekroju:

$$\xi_{1(11)} = \frac{g_{fo1(11)}}{0,5 \cdot d_{vn1}} = \frac{10,032}{50,667} = 0,198 \text{ rad} = 11,345^\circ \quad (2.797)$$

$$\xi_{2(21)} = \frac{g_{fo2(21)}}{0,5 \cdot d_{vn2}} = \frac{117,207}{0,5 \cdot 955,946} = 0,036 \text{ rad} = 2,063^\circ \quad (2.798)$$

$g_{xb1(2)} [mm]$ – odległość między środkiem promienia krawędzi wierzchołka freza i linią środkową koła mierzona wzdłuż płaszczyzny odniesienia narzędzia:

$$g_{xb1(11)} = g_{fo1(11)} - g_{o1} = 10,032 - 6,149 = 3,862 \text{ mm} \quad (2.799)$$

$$g_{xb2(21)} = g_{fo2(21)} - g_{o2} = 17,207 - 6,258 = 10,983 \text{ mm} \quad (2.800)$$

$g_{za1(2)}$ – pośrednia zmienna do wyznaczenia współczynnika wytrzymałości zęba:

$$g_{za1(11)} = g_{yb1} \cdot \cos \xi_{1(11)} - g_{xb1(11)} \cdot \sin \xi_{1(11)} \quad (2.801)$$

$$g_{za1(11)} = 2,951 \cdot \cos 11,345^\circ - 3,862 \cdot \sin 11,345^\circ = 2,135 \quad (2.802)$$

$$g_{za2(21)} = g_{yb2} \cdot \cos \xi_{2(21)} - g_{xb2(21)} \cdot \sin \xi_{2(21)} \quad (2.803)$$

$$g_{za2(21)} = 6,857 \cdot \cos(2,063^\circ) - 10,983 \cdot \sin(2,063^\circ) = 6,459 \quad (2.804)$$

$g_{zb1(2)}$ – pośrednia zmienna do wyznaczenia współczynnika wytrzymałości zęba:

$$g_{zb1(11)} = g_{yb1} \cdot \sin \xi_{1(11)} + g_{xb1(11)} \cdot \cos \xi_{1(11)} \quad (2.805)$$

$$g_{zb1(11)} = 2,951 \cdot \sin 11,345^\circ + 3,862 \cdot \cos 11,345^\circ = 4,366 \quad (2.806)$$

$$g_{zb2(21)} = g_{yb2} \cdot \sin \xi_{2(21)} + g_{xb2(21)} \cdot \cos \xi_{2(21)} \quad (2.807)$$

$$g_{zb2(21)} = 6,857 \cdot \sin 2,063^\circ + 10,983 \cdot \cos 2,063^\circ = 11,178 \quad (2.808)$$

$\tau_{1(2)} [^\circ]$ – kąt między styczną do krzywej przejściowej przy podstawie zęba w najślabszym punkcie i osią zęba:

$$\operatorname{tg} \tau_{1(11)} = \frac{g_{za1(11)}}{g_{zb1(11)}} = \frac{2,135}{4,366} = 0,455 \quad (2.809)$$

$$\tau_{1(11)} = 26,069^\circ$$

$$\operatorname{tg} \tau_{2(21)} = \frac{g_{za2(21)}}{g_{zb2(21)}} = \frac{6,458}{11,178} = 0,523 \quad (2.810)$$

$$\tau_{2(21)} = 29,966^\circ$$

$s_{N1(2)}, h_{N1(2)} [mm]$ – wymiary przekroju obliczeniowego zębnika i koła:

$$s_{N1(11)} = 0,5 \cdot d_{vn1} \cdot \sin \xi_{1(11)} - \rho_{ao1} \cdot \cos \tau_{1(11)} - g_{zb1(11)} \quad (2.811)$$

$$s_{N1(11)} = 0,5 \cdot 101,332 \cdot \sin 11,345^\circ - 1,2 \cdot \cos 26,069^\circ - 4,366 = 4,501 \text{ mm}$$

$$s_{N2(21)} = 0,5 \cdot d_{vn2} \cdot \sin \xi_{2(21)} - \rho_{ao2} \cdot \cos \tau_{2(21)} - g_{zb2(21)} \quad (2.812)$$

$$s_{N2(21)} = 0,5 \cdot 955,946 \cdot \sin 2,063^\circ - 1,2 \cdot \cos 29,966^\circ - 11,178 = 4,976 \text{ mm}$$

$$h_{N1(11)} = \Delta r_{yo1} + 0,5 \cdot d_{vn1} \cdot (1 - \cos \xi_{1(11)}) + \rho_{ao1} \cdot \sin \tau_{1(11)} + g_{za1(11)} \quad (2.813)$$

$$h_{N1(11)} = 0,951 + 0,5 \cdot 101,333 \cdot (1 - \cos 11,345^\circ) +$$

$$+ 1,2 \cdot \sin 26,069^\circ + 2,135 = 4,559 \text{ mm}$$

$$h_{N2(21)} = \Delta r_{yo2} + 0,5 \cdot d_{vn2} \cdot (1 - \cos \xi_{2(21)}) +$$

$$\rho_{ao2} \cdot \sin \tau_{2(21)} + g_{za2(21)} \quad (2.814)$$

$$h_{N2(21)} = -3,063 + 0,5 \cdot 955,946 \cdot (1 - \cos 2,063^\circ) +$$

$$+ 1,2 \cdot \sin 29,966^\circ + 6,459 = 4,305 \text{ mm}$$

Sprawdzenie warunku:

$$\frac{s_{N1(11)} \cdot \operatorname{ctg} \tau_{1(11)}}{h_{N1(11)}} = \frac{4,501 \cdot \operatorname{ctg} 26,069^\circ}{4,599} = 2,001 \neq 2,0 \pm 0,001 \quad (2.815)$$

$$\frac{s_{N2(21)} \cdot \operatorname{ctg} \tau_{2(21)}}{h_{N2(21)}} = \frac{4,976 \cdot \operatorname{ctg} 29,966^\circ}{4,305} = 2,0005 \neq 2,0 \pm 0,001 \quad (2.816)$$

Warunki zostały spełnione.

x_{N1} – współczynnik wytrzymałości zęba zębnika:

$$x_{N1} = \frac{s_{N1}^2}{h_{N1}} = \frac{4,501^2}{4,599} = 4,406 \quad (2.817)$$

$$x_{N2} = \frac{s_{N2}^2}{h_{N2}} = \frac{4,976^2}{4,305} = 5,752 \quad (2.818)$$

$Y_{f1,2}$ – współczynnik koncentracji i korekcji naprężeń:

$$Y_{f1(2)} = L + \left(\frac{2 \cdot s_{N1(2)}}{r_{mf1(2)}} \right)^M \cdot \left(\frac{2 \cdot s_{N1(2)}}{h_{N1(2)}} \right)^O \quad (2.819)$$

$$Y_{f1} = 0,180 + \left(\frac{2 \cdot 4,501}{1,362} \right)^{0,1500002} \cdot \left(\frac{2 \cdot 4,501}{4,599} \right)^{0,4499998} \quad (2.820)$$

$$Y_{f1} = 1,976$$

$$Y_{f2} = 0,180 + \left(\frac{2 \cdot 4,976}{1,297} \right)^{0,1500002} \cdot \left(\frac{2 \cdot 4,976}{4,305} \right)^{0,4499998} \quad (2.821)$$

$$Y_{f2} = 2,159$$

gdzie:

$$L = 0,3254545 - 0,0072727 \cdot \alpha_n = 0,1800005,$$

$$M = 0,3318182 - 0,0090909 \cdot \alpha_n = 0,1500002,$$

$$O = 0,2681818 + 0,0090909 \cdot \alpha_n = 0,4499998,$$

$r_{mf1,2}$ [mm] – promień zaokrąglenia (minimalny) przejścia przy podstawie dla zębniaka i koła:

$$r_{mf1} = \frac{(h_{fm1} - \rho_{ao1})^2}{0,5 \cdot d_{vn1} + h_{fm1} - \rho_{ao1}} + \rho_{ao1} \quad (2.822)$$

$$r_{mf1} = \frac{(4,151 - 1,2)^2}{0,5 \cdot 101,333 + 4,151 - 1,2} + 1,2 = 1,362 \text{ mm} \quad (2.823)$$

$$r_{mf2} = \frac{(h_{fm2} - \rho_{ao2})^2}{0,5 \cdot d_{vn2} + h_{fm2} - \rho_{ao2}} + \rho_{ao2} \quad (2.824)$$

$$r_{mf2} = \frac{(8,057 - 1,2)^2}{0,5 \cdot 955,946 + 8,057 - 1,2} + 1,2 = 1,297 \text{ mm} \quad (2.825)$$

ε_N – współczynnik rozdziału obciążenia:

$$\varepsilon_N = \frac{g_J^3}{g_J^3} = \frac{23,493^3}{12966,281} = 1,00 \quad (2.826)$$

g_J^3 – pośrednia zmienna do wyznaczenia współczynnika wytrzymałości zęba:

$$g_J^3 = g_J^3 + \sum_{k=1}^{k=x} \sqrt{[g_J^2 - 4k \cdot p_{vbn} \cdot (k \cdot p_{vbn} + 2y_J)]^3} +$$

$$+ \sum_{k=1}^{k=y} \sqrt{[g_J^2 - 4k \cdot p_{vbn} \cdot (k \cdot p_{vbn} - 2y_J)]^3} \quad (2.827)$$

W powyższej zależności k jest dodatnią liczbą całkowitą, zawierającą się w przedziale od 1 do x lub y , dające rzeczywiste wyrazy ciągu (dodatnie wyrazy pod pierwiastkiem). Urojone wyrazy ciągu powinny zostać odrzucone.

Obliczenie g_J^3 dla $x = 2$ i $y = 2$:

$$g_J^3 = 23,493^3 + \sum_{k=1}^{k=4} \sqrt{[23,493^2 - 4k \cdot 12,566 \cdot (k \cdot 12,566 + 2 \cdot 0)]^3} + \\ + \sum_{k=1}^{k=4} \sqrt{[23,493^2 - 4k \cdot 12,566 \cdot (k \cdot 12,566 - 2 \cdot 0)]^3} = 12966,281 \quad (2.828)$$

Y_i – współczynnik bezwładności dla $\varepsilon_{vy} \geq 2$:

$$Y_i = 1,0 \quad (2.829)$$

$b_{ce1,2}$ [mm] – efektywna szerokość czoła zęba zębnika i koła:

$$b_{ce1} = h_{N1} \cdot \cos \beta_m \cdot \left[\arctg \left(\frac{\Delta b_{i1}}{h_{N1}} \right) + \arctg \left(\frac{\Delta b_{e1}}{h_{N1}} \right) \right] + g_K \quad (2.830)$$

$$b_{ce1} = 3,752 \cdot \cos 35^\circ \cdot \left[\arctg \left(\frac{10,244}{3,752} \right) + \arctg \left(\frac{2,297}{3,752} \right) \right] + 21,727 \\ b_{ce1} = 27,800 \text{ mm} \quad (2.831)$$

$$b_{ce2} = h_{N2} \cdot \cos \beta_m \cdot \left[\arctg \left(\frac{\Delta b_{i2}}{h_{N2}} \right) + \arctg \left(\frac{\Delta b_{e2}}{h_{N2}} \right) \right] + g_K \quad (2.832)$$

$$b_{ce2} = 5,048 \cdot \cos 35^\circ \cdot \left[\arctg \left(\frac{10,244}{5,048} \right) + \arctg \left(\frac{2,297}{5,048} \right) \right] + 21,727 \\ b_{ce2} = 27,590 \text{ mm} \quad (2.833)$$

g_K [mm] – długość zrzutowanej chwilowej linii przyporu na wzdłużny kierunek zęba:

$$g_K = \frac{b \cdot g_{van} \cdot g_J \cdot \cos^2 \beta_{vb}}{g_\eta^2} \quad (2.834)$$

$$g_K = \frac{32 \cdot 22,482 \cdot 23,493 \cdot \cos^2 32,615^\circ}{23,493^2} = 21,727 \text{ mm} \quad (2.835)$$

$\Delta b'_{i1(2)}$ [mm] – przyrost w przekroju wewnętrznym:

$$\Delta b'_{i1(2)} = \frac{b - g_K}{2 \cdot \cos \beta_m} + \frac{g_{o1(2)}}{\cos \beta_m} \quad (2.836)$$

$$\Delta b'_{i1} = \frac{b - g_K}{2 \cdot \cos \beta_m} + \frac{g_{o1}}{\cos \beta_m} = \frac{32 - 21,727}{2 \cdot \cos 35^\circ} + \frac{3,255}{\cos 35^\circ} = 10,244 \text{ mm} \quad (2.837)$$

$$\Delta b'_{i2} = \frac{b - g_K}{2 \cdot \cos \beta_m} + \frac{g_{o2}}{\cos \beta_m} = \frac{32 - 21,727}{2 \cdot \cos 35^\circ} + \frac{3,255}{\cos 35^\circ} = 10,244 \text{ mm} \quad (2.838)$$

$\Delta b'_{e1(2)}$ [mm] – przyrost w przekroju zewnętrznym:

$$\Delta b'_{e1(2)} = \frac{b - g_K}{2 \cdot \cos \beta_m} - \frac{g_{o1(2)}}{\cos \beta_m} \quad (2.839)$$

$$\Delta b'_{e1} = \frac{b - g_K}{2 \cdot \cos \beta_m} - \frac{g_{o1}}{\cos \beta_m} = \frac{32 - 21,727}{2 \cdot \cos 35^\circ} - \frac{3,255}{\cos 35^\circ} = 2,297 \text{ mm} \quad (2.840)$$

$$\Delta b'_{e2} = \frac{b - g_K}{2 \cdot \cos \beta_m} - \frac{g_{o2}}{\cos \beta_m} = \frac{32 - 21,727}{2 \cdot \cos 35^\circ} - \frac{3,255}{\cos 35^\circ} = 2,297 \text{ mm} \quad (2.841)$$

gdy $\Delta b'_{i1,2} > 0$ oraz $\Delta b'_{e1,2} > 0$:

$$\Delta b_{i1,2} = \Delta b'_{i1,2} = 10,244 \quad (2.842)$$

$$\Delta b_{e1,2} = \Delta b'_{e1,2} = 2,297 \quad (2.843)$$

Y_A – wartość dokładna współczynnika:

$$Y_{A1(2)} = \frac{Y_{f1(2)}}{2,3 \cdot \left(1 - \frac{s_{N1(2)}}{3 \cdot h_{N1(2)}} \cdot \tan \alpha_n \right)} \quad (2.844)$$

$$Y_{A1} = \frac{1,976}{2,3 \cdot \left(1 - \frac{4,501}{3 \cdot 4,599} \cdot \tan 20^\circ \right)} = 0,975 \quad (2.845)$$

$$Y_{A2} = \frac{2,159}{2,3 \cdot \left(1 - \frac{4,976}{3 \cdot 4,305} \cdot \tan 20^\circ \right)} = 1,092 \quad (2.846)$$

Pozostałe współczynniki wpływu, tj.: $K_{v1(2)}$, $K_{F\beta}$, $K_{Fa1(2)}$ są obliczone w punkcie 2.5.6.

– dopuszczalne naprężenia u podstawy zęba zębnika i koła $\sigma_{FP1(2)}$ (dla 17 HMN):

$$\sigma_{FP1(2)} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT}}{S_{Fmin}} \cdot Y_{\delta relT1(2)} \cdot Y_{RrelT1(2)} \cdot Y_X \quad (2.847)$$

$$\sigma_{FP1(2)} = \frac{320 \cdot 2,0 \cdot 0,85}{1,25} \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,01 = 439,552 \text{ MPa} \quad (2.848)$$

gdzie:

$$Y_{ST} - \text{współczynnik korekcji naprężeń:} \\ Y_{ST} = 2,0 \quad (2.849)$$

$$Y_{NT} - \text{współczynnik trwałości:} \\ Y_{NT} = 0,85 \quad (2.850)$$

$$Y_{\delta relT1(2)} - \text{współczynnik względnej wrażliwości na działanie karbu, dla} \\ q_{s1} = 2,851 \text{ i } q_{s2} = 2,862, \text{ czyli } q_s \geq 1,5: \\ Y_{\delta relT1(2)} = 1,0 \quad (2.851)$$

Gdy $q_s \geq 2,5$ – obliczenia są wykonane po stronie bezpieczniejszej.

$$Y_{RelT1(2)} - \text{współczynnik względnej chropowatości powierzchni:} \\ \text{dla } R_{z1(2)} = 4,8 \text{ } \mu\text{m}, \text{ czyli } R_z \leq 16 \text{ } \mu\text{m} - \\ Y_{RelT1(2)} = 1,0 \quad (2.852)$$

$$Y_X - \text{współczynnik wielkości, dla zadanego materiału i obróbki cieplnej:} \\ Y_X = 1,05 - 0,01 \cdot m_{mn} = 1,05 - 0,01 \cdot 4,0 = 1,010 \quad (2.853)$$

$$\text{Sprawdzenie warunku } \sigma_{F1(2)} < \sigma_{FP1(2)}: \\ \sigma_{F1} = 97,56 \text{ MPa} < \sigma_{FP1} = 439,552 \text{ MPa} \quad (2.854) \\ \sigma_{F2} = 96,358 \text{ MPa} < \sigma_{FP2} = 439,552 \text{ MPa} \quad (2.855)$$

Warunki $\sigma_{F1(2)} < \sigma_{FP1(2)}$ zostały spełnione.

- obliczeniowe współczynniki bezpieczeństwa ze względu na zmęczeniowe złamanie zęba zębnika i koła $S_{F1(2)}$ (dla kół wykonanych ze stali 17HMN):

$$S_{F1(2)} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta relT1(2)} \cdot Y_{RelT1(2)} \cdot Y_X}{\sigma_{F1(2)}} \geq S_{Fmin} \quad (2.856)$$

$$S_{F1} = \frac{320 \cdot 2,0 \cdot 0,85 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,01}{97,56} = 5,632 \quad (2.857)$$

$$S_{F2} = \frac{320 \cdot 2,0 \cdot 0,85 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,01}{96,358} = 5,702 \quad (2.858)$$

$$S_{F1} = 5,632 > S_{Fmin} = 1,25 \quad (2.859)$$

$$S_{F2} = 45,702 > S_{Fmin} = 1,25 \quad (2.860)$$

Warunki $S_{F1(2)} > S_{Fmin}$ zostały spełnione.

- dopuszczalne naprężenia u podstawy zęba zębnika i koła $\sigma_{FP1(2)}$ (dla 18 HGT najniższej jakości)

$$\sigma_{FP1(2)} = \frac{200 \cdot 2,0 \cdot 0,85}{1,25} \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,01 = 274,72 \text{ MPa} \quad (2.861)$$

- obliczeniowe współczynniki bezpieczeństwa ze względu na zmęczeniowe złamanie zęba zębника i koła $S_{F1(2)}$ (dla kół wykonanych ze stali 18HGT najniższej jakości):

$$S_{F1} = \frac{200 \cdot 2,0 \cdot 0,85 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,01}{97,56} = 3,519 \quad (2.862)$$

$$S_{F2} = \frac{200 \cdot 2,0 \cdot 0,85 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,01}{96,358} = 3,564 \quad (2.863)$$

$$S_{F1} = 3,519 > S_{Fmin} = 1,25 \quad (2.864)$$

$$S_{F2} = 3,564 > S_{Fmin} = 1,25 \quad (2.865)$$

Warunki $S_{F1(2)} > S_{Fmin}$ zostały spełnione.

W tabeli 2.33 zgromadzono wyniki obliczeń wytrzymałości zęba na zginanie – metodą B2 (AGMA USA).

Wyniki obliczeń wytrzymałości zęba na zginanie – metoda B2

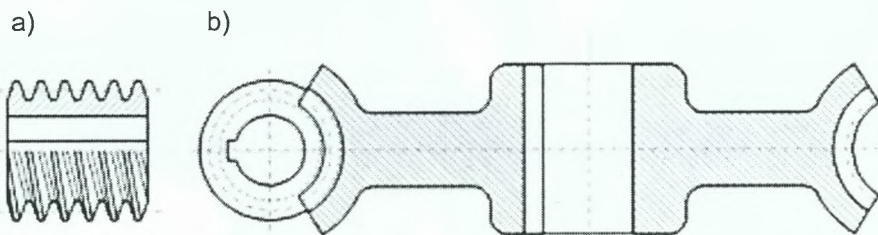
Tabela 2.33

Nazwa parametru	Ozna- czenie	Jed- nostka	Zębnik	Koło
Maksymalne naprężenie u podstawy zęba	$\sigma_{F1(2)}$	MPa	97,56	99,66
Dopuszczalne naprężenie u podstawy zęba	$\sigma_{FP1(2)}$	MPa	439,552	439,552
Obliczeniowy współczynnik bezpieczeństwa ze względu na złamanie zęba	$S_{F1(2)}$		5,632	5,702
Minimalny współczynnik bezpieczeństwa ze względu na złamanie zęba	S_{Fmin}		1,25	
Warunek bezpieczeństwa $S_F \geq S_{Fmin}$				
Nazwa parametru	Ozna- czenie		Zębnik	Koło
Współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż odcinka przyporu	K_{Fa}		1,332	1,377
Współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż szerokości wieńca	$K_{F\beta}$		1,7	1,7
Współczynnik dynamiczny	$K_{V1(2)}$		1,067	1,073
Łączny współczynnik geometryczny wytrzymałości koła stożkowego	$Y_{P1(2)}$		2,469	2,426
Współczynnik względnej chropowatości powierzchni	Y_{Rrelt}		1,0	1,0
Współczynnik trwałości	Y_{NT}		0,85	0,85
Współczynnik korekcji naprężeń	Y_{ST}		2,0	2,0
Współczynnik wielkości	Y_x		1,01	1,01
Współczynnik względnej wrażliwości na działanie karbu	$Y_{\delta relt}$		1,0	1,0

3. PROJEKTOWANIE ELEMENTÓW ZĘBATYCH PRZEKŁADNI ŚLIMAKOWYCH

W tym rozdziale przedstawiono metodykę obliczania cech geometrycznych uzębienia i zazębienia, a następnie sprawdzenia nośności kół zębatych przekładni ślimakowych, wg zaleceń projektu normy ISO/CD TR 14521, metody C, tj. ślimaka i ślimacznicy.

Przekładnie ślimakowe służą do przenoszenia ruchu obrotowego przy skrzyżowanych wchrowato osiach, gdyż na ogół kąt między osiami wynosi $\Sigma = 90^\circ$. Składają się ze ślimaka oraz koła ślimakowego, zwane go również ślimacznicą. Elementy te różnią się od siebie kształtami geometrycznymi (rys. 3.1a, b).



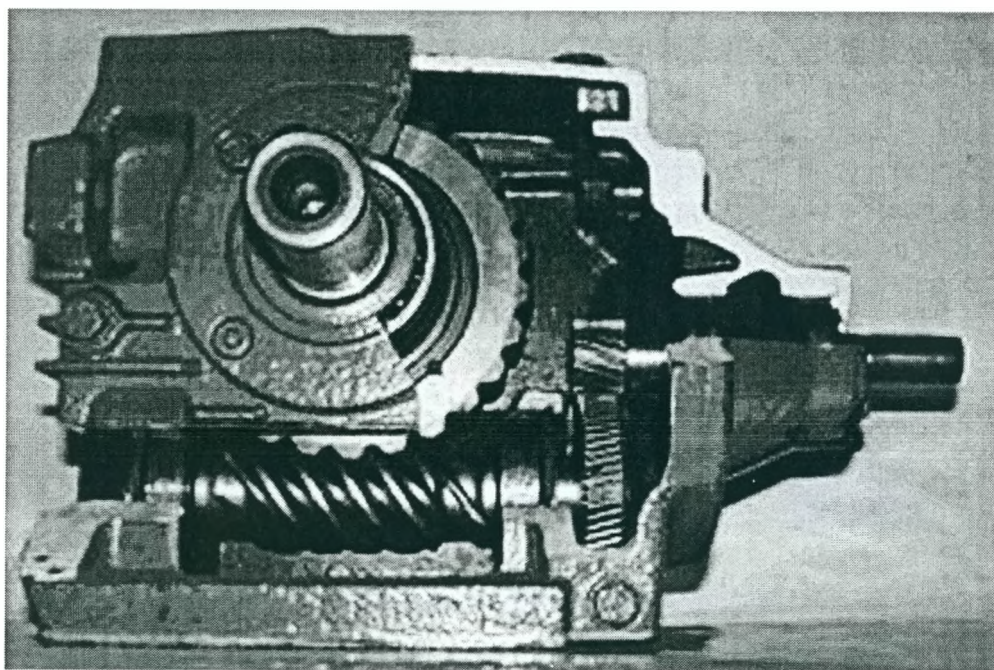
Rys.3.1. Elementy przekładni ślimakowej: a) ślimak, b) ślimacznica

Ślimak jest śrubą modułową jedno lub wielokrotną, o jednym lub więcej zębach. Zwykle wykonany jest ze stali hartowanej. Natomiast ślimacznica jest pewnego rodzaju kołem zębatym o zębach śrubowych występujących z wklęsłej powierzchni zewnętrznej tego koła, wykonana zazwyczaj z żeliwa czy brązu. Zwoje ślimaka stykają się z zębami ślimacznicy (koła ślimakowego) na dużej powierzchni, a nie punktowo jak to występuje w przypadku walcowej przekładni śrubowej [35].

W zależności od kształtu i usytuowania ślimaka przekładnie ślimakowe dzieli się na zewnętrzne i wewnętrzne. W przekładni zewnętrznej ślimak znajduje się na zewnątrz ślimacznicy, która ma uzębienie wewnętrzne (rys. 3.2). W zależności od kształtu ślimaka przekładnie te mogą być walcowe oraz globoidalne. W przekładniach ślimakowych wewnętrznych ślimak jest umieszczony wewnątrz ślimacznicy, która ma uzębienie wewnętrzne, a ślimak ma nawinięte zwoje na powierzchni beczkowatej.

W monografii, cechy geometryczne oraz nośność przekładni, według ISO/CD TR 14521 są obliczane oraz dobierane dla walcowej prze-

kładni ślimakowej. W walcowej przekładni ślimakowej zwoje ślimaka są nacięte na powierzchni walcowej. Są one nacinane przy użyciu specjalnych noży na frezarce do długich gwintów za pomocą freza trapezowego. Ślimaki ewolwentowe wielokrotne (kilkuzębne) obrabia się jak walcowe koła zębate o zębach śrubowych [35].



Rys.3.2. Model przekładni walcowo-ślimakowej, zewnętrznej

3.1. Wstępne obliczenia projektujące

3.1.1. Wprowadzenie

Wstępny dobór cech geometrycznych (parametrów) ma na celu wyznaczenie podstawowych parametrów elementów zębatych tworzących walcową przekładnię ślimakową, tj. ich przełożenie, moduł i odległość osi.

Danymi do wstępnych obliczeń projektujących są:

- nominalny moment obrotowy na ślimacznicy (wyjściowy) T_2 [Nm]
- charakterystyka maszyny napędzającej i napędzanej, współczynnik zastosowania (przeciążenia), według tabeli 2.1 K_A
- prędkość obrotowa ślimacznicy (wyjściowa) n_2 [obr/min]

Pozostałe dane to:

- prędkość obrotowa ślimaka (wejściowa) n_1 [obr/min]
- materiał ślimacznicy,
- trwałość godzinowa pracy przekładni L_h [h]
- rodzaj oleju (według tabeli 3.1),
- pozorny kąt tarcia μ' w zazębieniu (według tabeli 3.2).
- liczba zwojów ślimaka (tabela 3.4) Z_1
- wskaźnik średnicowy (tabela 3.5) q_1
- kształt zarysu boku zęba ślimaka (tabela 3.10) A, N, I, K, C
- moduł Younga (tabela 3.8) E [MPa]
- współczynnik Poissona (tabela 3.8) ν
- współczynnik trwałości oczekiwanej (tabela 3.7) Y_{NL}
- średnia granica wytrzymałości zmęczeniowej (tabela 3.6) τ_{FlimT} [MPa]
- stykowa wytrzymałość zmęczeniowa (tabela 3.9) σ_{HlimT} [MPa]

Projektowanie to ma na celu wstępne wyznaczenie podstawowych cech geometrycznych (parametrów) par kół zębatych tworzących przekładnię zębatą ślimakową, tj.:

- obliczenie momentów obrotowych wraz z doбором silnika,
- obliczenie modułu normalnego z warunku wytrzymałości na złamanie zęba ślimacznicy,
- doboru liczby zębów zębnika i koła,
- obliczenie odległości osi przekładni ślimakowej a z warunku wytrzymałości zmęczeniowej powierzchni boku zęba ślimacznicy.

Rodzaje olejów napędowych [10]

Tabela 3.1

Nazwa	ISO VG	Lepkość mm ² /s (cSt)		Wskaźnik lepkości	Gęstość w 15°C mg/mm ³
		40°C	100°C		
Energol GR-XP	68	68	8,7	100	0,888
	100	100	11,4	100	0,901
	150	150	14,5	95	0,904
	220	220	18,7	95	0,907
	320	320	25	95	0,912
	460	425	27,2	88	0,919
	680	630	34,2	85	0,926
Energol GR-XF	150	150	14,0	90	0,889
	220	210	18,0	94	0,907
	320	305	22,7	92	0,912
	460	425	27,2	88	0,919
	680	630	34,2	85	0,926

Energyn HTX	68	68	11	145	0,859
	150	150	20	150	0,866
	220	220	27	154	0,869
	320	320	33	159	0,871
	460	460	47	161	0,873
Energyn SG-XP	100	100	19	217	1,009
	150	150	28	228	1,015
	220	240	37	200	1,025
	320	320	50	220	1,030
	460	480	73	235	1,010
	680	680	111	263	1,020

Parametry określone są na podstawie przyjętych wstępnie współczynników wytrzymałościowych (wpływu) dla uproszczonego projektu przekładni, czyli bez wnikania w jej szczegóły konstrukcyjne, więc często mogą być uznane za ostateczne dopiero po przeprowadzeniu kilku iteracji.

3.1.2. Dobór silnika i wyznaczenie momentów

- minimalna wymagana moc na wejściu przekładni ślimakowej P_1 [kW]:

$$P_1 = \frac{T_{2obl} \cdot n_2}{9550 \cdot \eta_{ges}} \quad (3.1)$$

- obliczeniowy moment obrotowy na wyjściu ślimacznicy T_{2obl} [MPa]:

$$T_{2obl} = K_A \cdot T_2 \quad (3.2)$$

- dobór silnika o mocy znamionowej P_N [kW] (według katalogów firm) z warunków:

warunek I: moc znamionowa $P_N \geq P_1$

warunek II: prędkość obrotowa silnika w zależności od ilości biegów $2p = 2, 4, 6, \dots$ –

$$n_s = 3000, 1500, 1000, \dots [\text{obr/min}],$$

przy czym dla przekładni ślimakowej jednostopniowej (redukcyjnej) musi być spełniony warunek dodatkowy, aby $u_{wst} = |i| = |n_N/n_2| > 8$ ($|i| < 25$). Wymiary i masa silnika rosną wraz ze wzrostem ilości biegów.

- znamionowy moment obrotowy na wejściu przekładni ślimakowej T_{1N} [Nm]:

$$T_{1N} = 9550 \cdot \frac{P_N}{n_N} \quad (3.3)$$

- znamionowy moment obrotowy na wyjściu przekładni ślimakowej T_{2N} [Nm]:

$$T_{2N} = T_{1N} \cdot u \cdot \eta_{ges} \tag{3.4}$$

gdzie: η_{ges} – sprawność przekładni.

- sprawność przekładni ślimakowej η_{ges} (oszacowanie wstępne):

$$\eta_{ges} = \eta'_z \cdot \eta_O \cdot \eta_{LP} \cdot \eta_D$$

gdzie:

η'_z – sprawność zazębienia (napęd od ślimaka):

$$\eta'_z = \frac{\operatorname{tg} \gamma_1}{\operatorname{tg}(\gamma_1 + \rho')} \tag{3.5}$$

$\rho' = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \mu'$ – pozorny kąt tarcia w zazębieniu ślimaka i ślimacznicy, (tabela 3.2),

$\gamma_1 [^\circ]$ – kąt wzniosu linii śrubowej zwoju ślimaka (tabela 3.3):

$$\operatorname{tg} \gamma_1 = \frac{z_1}{q_1} \tag{3.6}$$

z_1 – ilość zwoi ślimaka (krotność) – najczęściej $z_1 = 4$, (tabela 3.4),

q_1 – wskaźnik średnicowy ślimaka – (zalecane wartości q_1 według tabeli 3.5).

$$q_1 \geq 0,25 \cdot u_{\text{wst}} \cdot z_1 \tag{3.7}$$

Wartości pozornych współczynników tarcia w zazębieniu μ' w zależności od prędkości poślizgu v_{gm} (orientacyjne) [10]

Tabela 3.2

v_{gm}	μ'	v_{gm}	μ'	v_{gm}	μ'
0,01	0,11-0,12	1,5	0,040-0,050	7,0	0,018-0,026
0,1	0,08-0,09	2,0	0,035-0,045	10,0	0,016-0,024
0,25	0,063-0,075	2,5	0,030-0,035	15,0	0,014-0,020
0,5	0,055-0,065	3,0	0,028-0,035		
1,0	0,045-0,055	4,0	0,023-0,030		

v_{gm} [m/s] – prędkość poślizgu:

$$v_{gm} = v_1 / \cos \gamma_1 \tag{3.8}$$

v_1 [m/s] – prędkość obwodowa ślimaka:

$$v_1 = d_1 \cdot \frac{\pi \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} \tag{3.9}$$

$$d_1 = q_1 \cdot m_x \quad (3.10)$$

m_x – przyjęta wstępnie wartość modułu osiowego.

Wartości kątów wzniosu linii śrubowej γ_1 dla $z_1 = 4$ oraz zalecanych wartości q_1 [10]

Tabela 3.3

q_1	γ_1	q_1	γ_1
8	26,57°	16	14,04°
10	21,80°	20	11,31°
12,5	17,75°	25	9,09°

Zalecana liczba zębów ślimacznicy z_2 [10]

Tabela 3.4

Rodzaj przekładni	Zalecana liczba zębów ślimacznicy z_2
Ogólnego stosowania	$30 \leq z_2 \leq 84$
Specjalnych	$24 \leq z_2 \leq 120$
Ponadto przy $z_1 > 2$ liczba zębów z_2 nie powinna być krotnością liczby zwojów z_1	

Zalecane zależności między ilością zwojów ślimaka z_1 , wartościami wskaźnika średnicowego q_1 i modułu osiowego m_{x1} [10]

Tabela 3.5

z_1	q_1	m_{x1}
1, 2, 4	8; 10; 12,5; 16; 20	2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8
	12,5; 16; 20	1,25; 1,5
	9	4; (6)
	10	1,6; (3; 3,5; 6)
	12	2; 2,5; (3; 7)
	14	(1,5)
1	16	1; (1,5)
1, 2, 4	20	1; (1,5)

Uwagi:

- 1) Wartości modułów w nawiasach oraz skojarzenia z $q_1 = 9; 12$ i 14 nie są zalecane.
- 2) Stosowanie $z_1 = 3$ tylko dla specjalnych przekładni.
- 3) Możliwe są także $q_1 = 7,1; 7,5$.

η'_z – sprawność zazębienia (napęd od ślimacznicy):

$$\eta'_z = \frac{\operatorname{tg}(\gamma_1 - \rho')}{\operatorname{tg} \gamma_1} \quad (3.11)$$

η_0 – sprawność biegu luzem:

$$\eta_0 \cong 0,995 \quad (3.12)$$

η_{LP} – sprawność łożysk:

$$\eta_{LP} \cong 0,992 \quad (3.13)$$

η_D – sprawność uszczelnień:

$$\eta_D \cong 0,99 \quad (3.14)$$

3.1.3. Wstępne wyznaczenie modułu osiowego

Wstępnie moduł osiowy ślimaka m_{x1} oblicza się z warunku wytrzymałości na złamanie zęba ślimacznicy:

$$m_{x1} \geq m_{x1obl} = 3 \sqrt{\frac{2 \cdot T_{2N}}{\psi_{b2} \cdot z_2 \cdot \tau_{FG}} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_F \cdot Y_\gamma \cdot Y_K} \quad (3.15)$$

gdzie:

m_{x1} [mm] – według tabeli 3.5,

z_2 – liczba zębów ślimacznicy:

$$z_2 \geq u_{wst} \cdot z_1 \quad (3.16)$$

u_{wst} – wstępna wartość przełożenia geometrycznego:

$$u_{wst} = |i| \quad (3.17)$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (3.18)$$

u – rzeczywista wartość przełożenia geometrycznego wynosi (po przyjęciu z_2):

$$u = \frac{z_2}{z_1} \quad (3.19)$$

Zaleca się przyjmować liczbę zębów ślimacznicy z_2 według tabeli 3.4, ponadto przy $z_1 > 2$ liczba zębów z_2 nie powinna być krotnością liczby zwojów z_1 .

ψ_{b2} – wskaźnik szerokości ślimacznicy:

$$\psi_{b2} = \frac{b_{2H}}{m_{x1}} \leq 0,75 \cdot (z_2 + 2) \quad (3.20)$$

Y_ϵ – współczynnik kontaktu:

$$Y_\epsilon = 0,5 \quad (3.21)$$

Y_F – współczynnik kształtu:

$$Y_F = 2,9 \cdot \frac{m_{x1}}{s_{ft2}} \cong \frac{5,8}{\pi} \quad (3.22)$$

bo przyjęto $s_{ft2} \cong s_{t2}$,

Y_γ – współczynnik pochYLENIA zęba:

$$Y_\gamma = \frac{1}{\cos \gamma_1} \quad (3.23)$$

Y_K – współczynnik grubości wieńca ślimacznicy:

dla $s_K \geq 1,5 m_{x1}$:

$$Y_K = 1 \quad (3.24)$$

dla $s_K < 1,5 m_{x1}$:

$$Y_K = 1,25 \quad (3.25)$$

s_K [mm] – grubość wieńca ślimacznicy (rys. 3.3).

b_2 [mm] – szerokość wieńca ślimacznicy wg DIN,

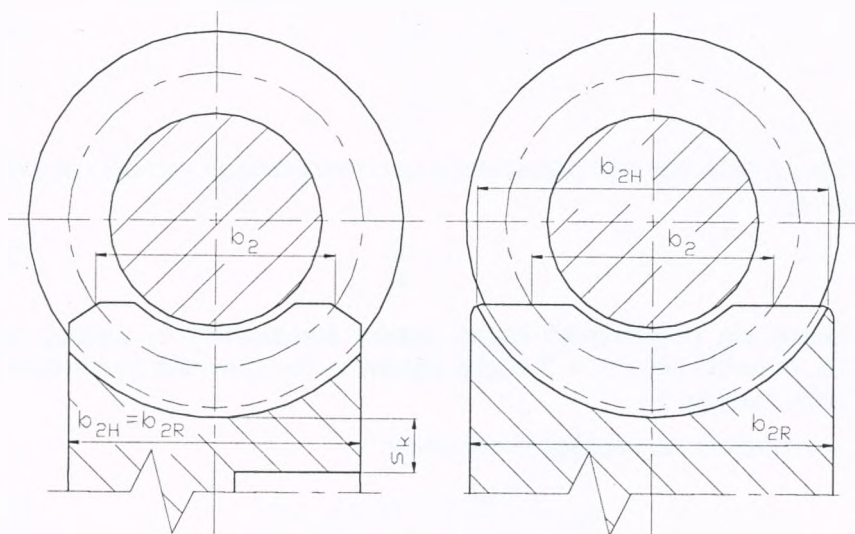
b_{2H} [mm] – szerokość ślimacznicy,

b_{2R} [mm] – szerokość wieńca ślimacznicy.

τ_{FG} [MPa] – graniczna wartość naprężeń ścinających:

$$\tau_{FG} = \tau_{FlimT} \cdot Y_{NL} \quad (3.26)$$

τ_{FlimT} [MPa] – średnia granica wytrzymałości zmęczeniowej (według tabeli 3.6).



Rys.3.3. Wymiary wieńca ślimacznicy [6]

Średnia granica wytrzymałości zmęczeniowej τ_{FlimT} [MPa] [10]

Tabela 3.6

Materiał	CuSn12	CuSn12Ni	CuAl10Ni	ZsF10	ZI250	Poliamid 12
τ_{FlimT}	92	100	128	115	70	≈ 23
$\tau_{FlimTzred}$	82	90	120	115	70	≈ 23

Y_{NL} – współczynnik trwałości oczekiwanej (według tabeli 3.7).

Współczynnik trwałości oczekiwanej Y_{NL} [6]

Tabela 3.7

Y_{NL}	Liczba cykli N_L	Materiał/dokładność
1,25	$< 8,3 \cdot 10^5$	CuSn12.CuSn12Ni klasa 8
$(3 \cdot 10^6/N_L)^{0,16}$	$8,3 \cdot 10^5 \leq N_L \leq 3 \cdot 10^6$	
1,0	$> 3 \cdot 10^6$	
1,5	$< 2,3 \cdot 10^5$	CuSn12.CuSn12Ni klasa 9
$(3 \cdot 10^6/N_L)^{0,16}$	$2,3 \cdot 10^5 \leq N_L \leq 3 \cdot 10^6$	
1,0	$> 3 \cdot 10^6$	
1,75	$< 9,5 \cdot 10^4$	CuSn12.CuSn12Ni klasa 10
$(3 \cdot 10^6/N_L)^{0,16}$	$9,5 \cdot 10^4 \leq N_L \leq 3 \cdot 10^6$	
1,0	$> 3 \cdot 10^6$	
2,0	$< 4,0 \cdot 10^4$	CuSn12.CuSn12Ni klasa 11 CuAl10Ni
$(3 \cdot 10^6/N_L)^{0,16}$	$4,0 \cdot 10^4 \leq N_L \leq 3 \cdot 10^6$	
1,0	$> 3 \cdot 10^6$	
2,5	$< 1,0 \cdot 10^4$	CuSn12.CuSn12Ni klasa 12 ZsF10
$(3 \cdot 10^6/N_L)^{0,16}$	$1,0 \cdot 10^4 \leq N_L \leq 3 \cdot 10^6$	
1,0	$> 3 \cdot 10^6$	
2,0	$< 1,0 \cdot 10^3$	ZI250
$(3 \cdot 10^6/N_L)^{0,16}$	$1,0 \cdot 10^3 \leq N_L \leq 3 \cdot 10^6$	
1,0	$> 3 \cdot 10^6$	
2,0	$< 0,5 \cdot 10^3$	Poliamid 12
$(3 \cdot 10^6/N_L)^{0,16}$	$0,5 \cdot 10^3 \leq N_L \leq 3 \cdot 10^6$	
1,0	$> 3 \cdot 10^6$	

3.1.4. Wstępny dobór odległości osi

Odległości osi przekładni ślimakowej można wstępnie obliczyć z warunku wytrzymałości zmęczeniowej powierzchni boku zęba śli-

macznicy według wzoru:

$$a_{obl} = 2 \cdot 3 \sqrt{\frac{2 \cdot 10^3 \cdot p_m^* \cdot T_{2N} \cdot E_{red}}{\pi^2 \cdot \sigma_{HG}^2}} \quad (3.27)$$

– parametr dla średnich naprężeń stykowych p_m^* :

dla ślimaków I, N, K, A (tabela 3.10):

$$p_m^* = 1,03 \cdot \left(0,4 + \frac{x_2}{u} + 0,01 \cdot z_2 - 0,083 \cdot \frac{b_{2H}}{m_{x1}} + \frac{\sqrt{2 \cdot q_1 - 1}}{6,9} + \frac{q_1 + 50 \cdot \frac{u+1}{u}}{15,9 + 37,5 \cdot q_1} \right) \quad (3.28)$$

$$x_2 = \frac{a}{m_{x1}} - 0,5 \cdot (z_2 + q_1)$$

- wstępnie można przyjąć $x_2 = 0,2$.

dla ślimaków ZC:

$$p_m^* = 1,03 \cdot \left(0,31 + 0,78 \cdot \frac{x_2}{u} + 0,008 \cdot z_2 - 0,065 \cdot \frac{b_{2H}}{m_{x1}} + \frac{\sqrt{2 \cdot q_1 - 1}}{8,9} + \frac{q_1 + 50 \cdot \frac{u+1}{u}}{20,3 + 47,9 \cdot q_1} \right) \quad (3.29)$$

– zredukowany moduł Younga E_{red} [MPa]:

$$E_{red} = \frac{2}{\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2}} \quad (3.30)$$

gdzie:

E_i, v_i – według tabeli 3.8,

(E_1 – dla stali, E_2 – dla brązu).

Moduły Younga E [MPa] i współczynniki Poissona ν [10]

Tabela 3.8

Materiał	CuSn12	CuSn12Ni	CuAl10Ni
E [MPa]	88300	98100	122600
ν	0,35	0,35	0,35
Materiał	ZsF10	ZI250	stal
E	175000	98100	210000
ν	0,3	0,3	0,3

– wartość graniczna naprężeń stykowych σ_{HG} :

$$\sigma_{HG} = \sigma_{HlimT} \cdot Z_h \cdot Z_v \cdot Z_S \cdot Z_{oil} \tag{3.31}$$

gdzie: σ_{HlimT} [MPa] – stykowa wytrzymałość zmęczeniowa (według tabeli 3.9).

Wartości stykowej wytrzymałości zmęczeniowej σ_{HlimT} (odpowiadające w przybliżeniu zniszczeniu pittingowemu 50% powierzchni boku zęba ślimacznicy) [9]

Tabela 3.9

Materiał	CuSn12	CuSn12Ni	CuAl10Ni	ZsF10	ZI 250
σ_{HlimT} [MPa]	425	520	660 ¹⁾	490 ¹⁾	350 ¹⁾

Uwaga: 1) - dla małych prędkości poślizgu $v_{gm} < 0,5$ m/s

Kształty zarysów boku zęba ślimaka

Tabela 3.10

Rodzaj	Treść	Oznaczenie ślimaka
A	zarys prostoliniowy zwoju w przekroju osiowym	ZA
N	zarys prostoliniowy zwoju w przekroju normalnym	ZN
I (J)	zarys ewolwentowy w płaszczyźnie czołowej ślimaka	ZI
K	wypukły zarys osiowy obrabianej powierzchni śrubowej narzędziem tarczowym o podwójnym stożku (przekrój trapezowy części roboczej tarczy),	ZK
C	wklęsły zarys osiowy obrabianej powierzchni śrubowej narzędziem tarczowym z zarysami wypukłymi na każdej ze stron obrzeża	ZC

Z_h – współczynnik oczekiwanej trwałości:

$$Z_h = \left(\frac{25000}{L_h} \right)^{\frac{1}{6}} \leq 1,6 \tag{3.32}$$

L_h – dana trwałość oczekiwana w godzinach.

Z_v – współczynnik prędkości:

$$Z_v = \sqrt{\frac{5}{4 + v_{gm}}} \quad (3.33)$$

$v_{gm} \left[\frac{m}{s} \right]$ – prędkość poślizgu na średnicy podziałowej:

$$v_{gm} = \frac{m_{x1} \cdot q_1 \cdot n_1}{19098 \cdot \cos \gamma_1} \quad (3.34)$$

$$n_1 = u \cdot n_2 \quad (3.35)$$

Z_s – współczynnik wymiarowy:

$$Z_s = \sqrt{\frac{3000}{2900 + a}} \quad (3.36)$$

Ten współczynnik (zawierający poszukiwaną odległość osi a można podstawić dopiero w II iteracji, mając wstępnie wyznaczone a_{obl} .

Z_{oil} – współczynnik rodzaju oleju:

dla oleju mineralnego:

$$Z_{oil} = 1 \quad (3.37)$$

dla poliglikoli:

$$Z_{oil} = 0,89 \quad (3.38)$$

3.2. Obliczenia cech geometrycznych

3.2.1. Wprowadzenie

W punkcie tym przedstawiono sposób obliczenia cech geometrycznych (wymiarów) elementów zębatych przekładni ślimakowej.

Obliczenia przedstawione poniżej dają przybliżone wartości cech geometrycznych ślimaka i ślimacznicy, które to wykorzystuje się do sprawdzenia ich wytrzymałości oraz do doboru narzędzi (głowic lub frezów ślimakowych). Ostateczne wymiary elementów zębatych przekładni ślimakowej otrzymuje się dopiero po szczegółowych obliczeniach geometrycznych uwzględniających wymiary wybranego narzędzia.

Podstawowe dane wejściowe do obliczeń wymiarów nominalnych kół zębatych ślimakowych to:

- liczba zwojów ślimaka, krotność Z_1
- liczba zębów ślimacznicy (tabela 3.4) Z_2
- moduł osiowy (tabela 3.5) $m_{x1} [mm]$

- odległość osi a [mm],
- kąt osi (90°) Σ [o],
- kąt zarysu zęba na w przekroju normalnym α_n [o],
- rodzaj powierzchni śrubowej ślimaka (tabela 3.10),
- współczynnik wysokości głowy zęba (najczęściej = 1,0) h_{a1}^* ,
- współczynnik luzu wierzchołkowego zarysu odniesienia c_1^* ,
- współczynnik grubości zęba (wartość zalecana = 0,5) s_{x1}^* ,
- luz osiowy (tabela 3.17) j_x [mm],
- klasa dokładności wykonania przekładni ślimakowej.

Na podstawie wcześniej dokonanych obliczeń wstępnych oraz wyżej wymienionych danych wejściowych konstruktor może obliczyć cechy geometryczne uzębienia i zazębienia ślimaka i ślimacznicy według wzorów przedstawionych poniżej.

3.2.2. Parametry geometryczne ślimaka

- przełożenie geometryczne u :

$$u = \frac{z_2}{z_1} \quad (3.39)$$

- podziałka osiowa p_{x1} [mm]:

$$p_{x1} = m_{x1} \cdot \pi = \frac{p_{z1}}{z_1} \quad (3.40)$$

- skok p_{z1} [mm]:

$$p_{z1} = p_{x1} \cdot z_1 = m_{x1} \cdot \pi \cdot z_1 \quad (3.41)$$

- średnica podziałowa odniesienia ślimaka d_1 [mm]:

$$d_1 = q_1 \cdot m_{x1} \quad (3.42)$$

- kąt wzniosu linii śrubowej na okręgu podziałowym odniesienia γ_1 [°]:

$$\operatorname{tg} \gamma_1 = \frac{m_{x1} \cdot z_1}{d_1} = \frac{z_1}{q_1} \quad (3.43)$$

- kąt pochylenia linii śrubowej na okręgu podziałowym odniesienia β_1 [°]:

$$\beta_1 = 90^\circ - \gamma_1 \quad (3.44)$$

- wysokość zęba h_1 [mm]:

$$h_1 = \frac{1}{2} \cdot (d_{a1} - d_{f1}) = h_{a1} + h_{f1} \quad (3.45)$$

- normalna podziałka na walcu odniesienia p_{n1} [mm]:

$$p_n = p_{x1} \cdot \cos \gamma_1 \quad (3.46)$$

- moduł normalny m_n [mm]:

$$m_n = m_{x1} \cdot \cos \gamma_1 \quad (3.47)$$

- wysokość głowy odniesiona do średnicy podziałowej odniesienia h_{a1} [mm]:

$$h_{a1} = h_{a1}^* \cdot m_{x1} = \frac{1}{2} \cdot (d_{a1} - d_1) \quad (3.48)$$

- średnica wierzchołkowa (głów) ślimaka d_{a1} [mm]:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_{a1}^* \cdot m_{x1} \quad (3.49)$$

- wysokość stopy odniesiona do średnicy podziałowej odniesienia h_{f1} [mm]:

$$h_{f1} = m_{x1} \cdot (h_{f1}^* + c_1^*) = \frac{1}{2} \cdot (d_1 - d_{f1}) \quad (3.50)$$

gdzie: h_{f1}^* – współczynnik podstawy zęba:

dla ślimaków Archimedes, konwolutowych i nieliniowych:

$$h_{f1}^* = 1,2 \quad (3.51)$$

dla ślimaków ewolwentowych:

$$h_{f1}^* = 1 + 0,2 \cdot \cos \gamma_1 \quad (3.52)$$

- średnica stóp ślimaka d_{f1} [mm]:

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_{f1} = d_1 - 2 \cdot m_{x1} \cdot h_{f1}^* \quad (3.53)$$

- luz dolny ślimaka c_1 [mm]:

$$c_1 = m_{x1} \cdot c_1^* \quad (3.54)$$

gdzie: c_1^* – współczynnik luzu wierzchołkowego zarysu odniesienia:

dla ślimaków Archimedes, konwolutowych i nieliniowych:

$$c_1^* = 0,2 \quad (3.55)$$

dla ślimaków ewolwentowych:

$$c_1^* = 0,2 \cdot \cos \gamma_1 \quad (3.56)$$

- wysokość zęba ślimaka h_1 [mm]:

$$h_1 = h_{a1} + h_{f1} = m_{x1} \cdot (h_{a1}^* + h_{f1}^*) = \frac{1}{2} \cdot (d_{a1} - d_{f1}) \quad (3.57)$$

- osiowa grubość zęba na walcu podziałowym odniesienia s_{x1} [mm]:

$$s_{x1} = \pi \cdot m_{x1} \cdot s_{x1}^* \quad (3.58)$$

- osiowa szerokość wrębu na walcu podziałowym odniesienia e_{x1} [mm]:

$$e_{x1} = p_{x1} - s_{x1} = m_{x1} \cdot \pi \cdot (1 - s_{x1}^*) \quad (3.59)$$

- normalna grubość zęba na walcu podziałowym odniesienia s_{n1} [mm]:

$$s_{n1} = s_{x1} \cdot \cos \gamma_1 \quad (3.60)$$

- normalna szerokość wrębu na walcu podziałowym odniesienia e_{n1} [mm]:

$$e_{n1} = e_{x1} \cdot \cos \gamma_1 \quad (3.61)$$

- średnica toczna ślimaka d_{w1} [mm]:

$$d_{w1} = 2a - d_2 \quad (3.62)$$

- kąt wzniosu linii śrubowej na okręgu zasadniczym dla zarysu I γ_{b1} [°]:

$$\cos \gamma_{b1} = \cos \gamma_1 \cdot \cos \alpha_n \quad (3.63)$$

- średnica zasadnicza dla zarysu d_{b1} I [mm]:

$$d_{b1} = d_1 \cdot \frac{\operatorname{tg} \gamma_1}{\operatorname{tg} \gamma_{b1}} = \frac{m_{x1} \cdot z_1}{\operatorname{tg} \gamma_{b1}} \quad (3.64)$$

- podziałka zasadnicza dla zarysu p_{b1} I [mm]:

$$p_{b1} = p_{x1} \cdot \cos \gamma_{b1} \quad (3.65)$$

- szerokość czołowa ślimaka b_1 [mm]:

$$b_1 \geq 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{d_{e2}}{2}\right)^2 - \left(a - \frac{d_{a1}}{2}\right)^2} \quad (3.66)$$

lub

$$b_1 \cong 2,5 \cdot m_{x1} \cdot \sqrt{z_2 + 1} \quad (3.67)$$

gdzie: d_{e2} [mm] – średnica zewnętrzna ślimacznicy.

3.2.3. Parametry geometryczne ślimacznicy

- moduł czołowy ślimacznicy m_{t2} [mm]:

$$m_{t2} = m_{x1} \quad (3.68)$$

- średnica podziałowa odniesienia ślimacznicy d_2 [mm]:

$$d_2 = m_{x1} \cdot z_2 = 2 \cdot a_d - d_1 = 2 \cdot a_d - q_1 \cdot m_{x1} \quad (3.69)$$

gdzie: a_d [mm] – odległość zerowa osi:

$$a_d = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (3.70)$$

- podziałka nominalna ślimacznicy p_{t2} [mm]:

$$p_{t2} = p_{x1} \quad (3.71)$$

- nominalna czołowa grubość zęba ślimacznicy s_{t2} [mm]:

$$s_{t2} = e_{x1} - j_{x1} = e_{t2} - j_{t2} \quad (3.72)$$

gdzie: $j_{x1} = j_{t2} = j_t$ [mm] – osiowy luz boczny ślimaka, równy luzowi czołowemu ślimacznicy.

- nominalna normalna grubość zęba ślimacznicy s_{n2} [mm]:

$$s_{n2} = \pi \cdot m_x \cdot \cos \gamma_1 \cdot (1 - s_1^*) - j_n \quad (3.73)$$

gdzie: $j_n = j_1 \cdot \cos \gamma_1 \cdot \cos \alpha_n$ [mm] – normalny luz boczny według tabeli 3.12.

- szerokość wrębu na średnicy odniesienia e_{t2} [mm]:

$$e_{t2} = p_{t2} - s_{t2} \quad (3.74)$$

- wysokość głowy zęba h_{a2} [mm]:

$$h_{a2} = m_{x1} \cdot (h_{a2}^* + x_2) \quad (3.75)$$

$$h_{a2}^* = h_{a1}^* \quad (3.76)$$

- wysokość stopy zęba h_{f2} [mm]:

$$h_{f2} = m_{x1} \cdot (h_{f2}^* - x_2) = m_{x1} \cdot (h_{a1}^* + c_2^* - x_2) \quad (3.77)$$

$$c_2^* = c_1^* \quad (3.78)$$

$$h_{f2}^* = h_{f1}^* \quad (3.79)$$

- wysokość zewnętrzna głowy h_{e2} [mm]:

$$0,4 \cdot m_{x1} \leq h_{e2} \leq 1,5 \cdot m_{x1} \quad (3.80)$$

- wysokość zęba h_2 [mm]:

$$h_2 = h_{a2} + h_{f2} \quad (3.81)$$

- średnica głów zębów ślimacznicy d_{a2} [mm]:

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_{a2} \quad (3.82)$$

- średnica stóp zębów ślimacznicy d_{f2} [mm]:

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_{f2} \quad (3.83)$$

- średnica zewnętrzna (maksymalna ślimacznicy) d_{e2} [mm]:

$$d_{e2} = d_{a2} + 2 \cdot h_{e2} = d_2 + d_1 \cdot (1 - \cos \vartheta) \leq d_{a2} + k \cdot m_{x1} \quad (3.84)$$

gdzie: $k = 2; 1,5; 1$ odpowiednio dla $z_1 = 1; 2; 4$.

- szerokość czołowa ślimacznicy b_2 [mm]:

$$b_2 \leq 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{d_1}{2}\right)^2 - \left(a - \frac{d_{e2}}{2}\right)^2} \quad (3.85)$$

lub:

$$b_2 \cong 2 \cdot m_{x1} \cdot (0,5 + \sqrt{q_1 + 1}) \quad (3.86)$$

- promień stożka r_k [mm]:

$$r_k \geq a - \frac{d_{a2}}{2} \quad (3.87)$$

– kąt stożka ϑ [°]:

$$\sin \vartheta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5 \cdot m_{x1}} \tag{3.88}$$

– przesunięcie zazębienia $x_2 \cdot m_{x1}$ [mm]:

$$x_2 \cdot m_{x1} = \frac{1}{2} \cdot (d_2 - d_{w2}) = a - \frac{1}{2} \cdot (d_1 + d_{w2}) = a - \frac{q_1 + z_2}{2} \cdot m_{x1} \tag{3.89}$$

– średnica toczna ślimacznicy d_{w2} [mm]:

$$d_{w2} = d_2 + x_2 \cdot m_{x1} \tag{3.90}$$

– odległość osi $a \geq a_{obl}$ [mm]:

$$a = 0,5 \cdot m_{x1} \cdot (q_1 + z_2 + 2 \cdot x_2) \tag{3.91}$$

3.3. Określenie dokładności wykonania ślimaka i ślimacznicy

W PN 80/M-88522.04 [31] ustalono 12 klas dokładności wykonania ślimaków, ślimacznic, par i przekładni ślimakowych, z których klasa 1 jest klasą najwyższą (najwyższej dokładności), a klasa 12 najniższą. Dla każdej klasy dokładności przewidziane są określone wymagania dotyczące dokładności kinematycznej, płynności pracy oraz przylegania zębów i zwojów.

W przypadku stosowania różnych klas dokładności kinematycznej, płynności pracy oraz przylegania zębów i zwojów obowiązują ograniczenia przedstawione w tabeli 3.11.

Ograniczenia dotyczące klas dokładności wykonania [31]

Tabela 3.11

Klasa dokładności dla wymagań dotyczących		
dokładności kinematycznej	płynności pracy	przylegania zębów
K	K - 2	≤ (K - 2)
	K - 1	≤ (K - 1)
	K	≤ K
	K + 1	≤ (K + 1)

– rodzaje pasowań

W PN 80/M-88522.04 ustalono 6 rodzajów pasowań ślimaka ze ślimacznicą w przekładni A, B, C, D, E, H oraz 8 rodzajów tolerancji T_{jn} luzu bocznego x, y, z, a, b, c, d, h. Zalecane rodzaje pasowań w zależności od klas dokładności kinematycznej przedstawiono w tabeli 3.12.

– oznaczenie dokładności wykonania

Oznaczenie składa się z symbolu klasy dokładności, symbolu rodzaju pasowania i numeru normy, jak np. 6-C PN-80/M-88522.04. Oznaczenia dla przypadków szczególnych podano w normie.

Zalecane rodzaje pasowań i tolerancje luzu bocznego w zależności od klas dokładności kinematycznej [31]

Tabela 3.12

Rodzaj pasowania	A	B	C	D	E	H
Rodzaj tolerancji luzu bocznego	a	b	c	d	h	H
Klasa dokładności kinematycznej	5+12	5+12	3÷9	3÷8	1÷6	1÷6

- wymagania dotyczące dokładności kinematycznej

Dopuszczalne odchyłki dla ślimacznicy (wybrane):

- F_p , F_{pk} – odchyłka podziałki (według tablicy 1-1 PN) i odchyłka sumaryczna k podziałek (według tablicy 6 lub tablicy 1-1 PN [31]) – dla klas 1÷6,

Dopuszczalne bicie promieniowe uzębienia F_r [31]

Tabela 3.13

Klasa dokładności	Moduł	Średnica podziałowa d_2		
		do 125	do 400	do 800
		F_r w [μm]		
5	od 1 do 3,5	16	22	28
	do 6,3	18	25	32
	do 10	20	28	38
6	od 1 do 3,5	25	36	45
	do 6,3	28	40	50
	do 10	32	45	56
7	od 1 do 3,5	36	53	63
	do 6,3	40	56	71
	do 10	45	63	80
8	od 1 do 3,5	45	63	80
	do 6,3	50	71	90
	do 10	56	80	100

- F_c , F_r – odchyłka odtaczania (według tablicy 5 PN [31]) i odchyłka bicia promieniowego uzębienia ślimacznicy (według tabeli 3.13).

- dopuszczalne odchyłki dla pary lub przekładni:

- $F'_{io} = F_p + f_{zzo}$, f_{zzo} – odchyłka cykliczna przekładni o częstotliwości wzięć (według tablicy 8 i 9 PN [31]) – dla klas 1÷8.

Uwaga: dopuszcza się nie sprawdzanie dokładności kinematycznej ślimacznicy w przypadku, gdy dokładność kinematyczna przekładni spełnia wymagania normy.

- Wymagania dotyczące płynności pracy:
 - dopuszczalne odchyłki dla ślimaka (wybrane):
 - f_h , f_{hk} – odchyłka linii śrubowej na obrót ślimaka i odchyłka linii śrubowej na długości uzębionej części ślimaka dla klas 2÷6 - według tablicy 11 PN [31],
 - f_h , f_{hk} , f_{f1} , f_r – odchyłka linii śrubowej na obrót ślimaka, odchyłka linii śrubowej na długości uzębionej części ślimaka, odchyłka zarysu zwoju, według tablicy 11 PN [31], odchyłka bicia promieniowego zwoju (według tabeli 3.14).

Dopuszczalne bicie promieniowe zwoju ślimaka f_r [31]

Tabela 3.14

Klasa dokładności	Moduł	Średnica podziałowa ślimaka d_1						
		6÷10	≤ 18	≤ 30	≤ 50	≤ 80	≤ 120	≤ 180
		f_r w $[\mu\text{m}]$						
5	1÷16	7,1	7,1	7,5	8,0	9,0	10	11,5
6	1÷16	11	11,5	12	13	14	16	18
7	1÷25	15	16	17	18	20	22	25
8	1÷25	20	20	21	22	25	28	32

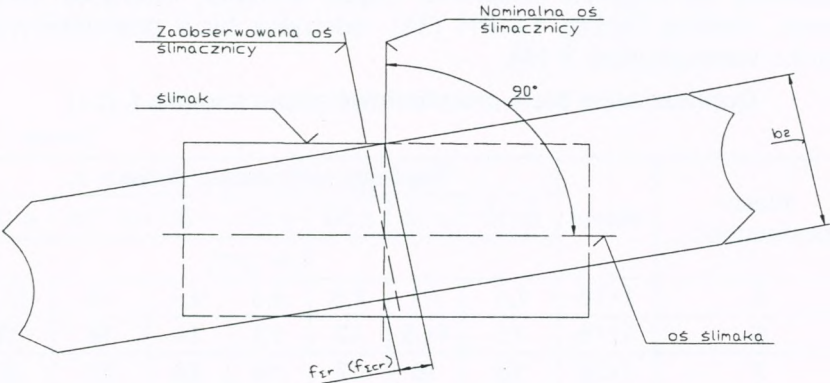
Uwaga: dla ślimaka wielozwojowego bicie sprawdzać na każdym zwoju

- dopuszczalne odchyłki dla ślimacznicy (wybrane):
 - f_{zk} – odchyłka cykliczna koła (według tablicy 10 PN [31]) – dla klas 2÷7,
 - f_{pt} , f_{f2} – odchyłka podziałki, odchyłka zarysu zęba (według tablicy 7 PN [31]) – dla klas 5÷8.
- dopuszczalne odchyłki dla pary lub przekładni:
 - f_{zko} , f_{zzo} – odchyłka cykliczna przekładni – według tablicy 10 PN [31] i odchyłka cykliczna przekładni o częstotliwości wżębień (według tablicy 8 i 9 PN) – dla klas 2÷8.

Uwaga: dopuszcza się nie sprawdzanie płynności pracy ślimaka i ślimacznicy w przypadku, gdy płynność pracy przekładni spełnia wymagania normy.
- Wymagania dotyczące przylegania zębów ślimacznicy i zwojów ślimaka:
 - dopuszczalne odchyłki dla pary lub przekładni o stałej odległości osi:
 - sumaryczny ślad przylegania (według tablicy 15 PN [31]) – dla klas 2÷12.
 - dopuszczalne odchyłki dla przekładni o stałej odległości osi:
 - f_a , f_{Σ} , f_x – graniczna odchyłka odległości osi (według tabeli 3.15), odchyłka kąta osi (według tabeli 3.16), przesunięcie środkowej płas-

czyzny ślimacznicy w przekładni (według tablicy 14 PN [31]) – dla klas 2÷12.

Uwaga: 1) jeżeli sumaryczny ślad przylegania pary lub przekładni spełnia wymagania normy, sprawdzanie przylegania według innych wskaźników nie jest konieczne; 2) odchyłka kąta osi przekładni $f_{\Sigma r}$ ($f_{\Sigma s}$, $f_{\Sigma i}$) wyraża się w jednostkach długości na szerokości uzębienia ślimacznicy (rys. 3.4).



Rys.3.4. Interpretacja odchyłki kąta osi przekładni $f_{\Sigma r}$ ($f_{\Sigma cr}$ – przy obróbce)

Graniczne odchyłki odległości osi przekładni f_a (rys. 3.5) [31]

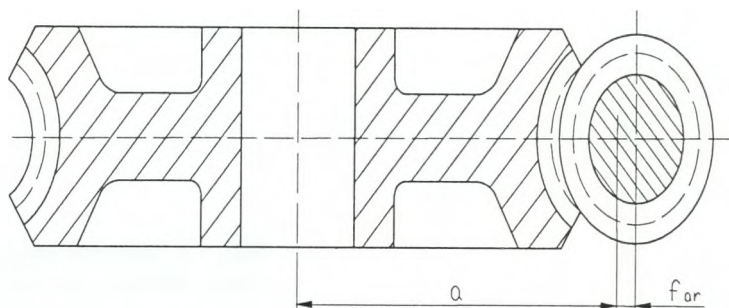
Tabela 3.15

Klasa dokładności	Odległość osi a w [mm]						
	≤ 80	≤ 120	≤ 180	≤ 250	≤ 315	≤ 400	≤ 500
	±f _a w [μm]						
5	±18	±20	±24	±26	±28	±32	±34
6	±28	±32	±38	±42	±45	±50	±53
7	±45	±50	±60	±67	±75	±80	±85
8	±71	±80	±90	±105	±110	±125	±130

Graniczne odchyłki kąta osi w przekładni f_{Σ} [31]

Tabela 3.16

Szerokość uzębienia ślimacznicy	Klasa dokładności			
	5	6	7	8
	±f _a w [μm]			
do 63	±7,1	±9	±12	±16
do 100	±9,5	±12	±17	±22
do 160	±13	±17	±24	±30
f _{Σs} , f _{Σi} – górna, dolna odchyłka kąta osi przekładni ślimakowej				

Rys.3.5. Interpretacja odchyłki odległości osi f_{ar} (f_{as} , f_{ai})

- Wymagania dotyczące luzu bocznego

Wskaźniki gwarantowanego luzu bocznego dla przekładni o zmiennej odległości osi:

- j_{nmin} – gwarantowany luz boczny (według tabeli 3.17).

Gwarantowany luz boczny j_{nmin} [μm] [9]

Tabela 3.17

Rodzaj pasowania	Odległość osi a w [mm]						
	do 80	do 120	do 180	do 250	do 315	do 400	do 500
	j_{nmin} w [μm]						
E	30	35	40	46	52	57	63
D	46	54	63	72	81	89	97
C	74	87	100	115	130	140	155

Uwaga: j_{nmax} [μm] – prawdopodobny największy luz boczny przekładni przy montażu:

$$j_{nmax} = (E_{ss} + T_s + E_{CSO}) \cdot \cos \alpha_t + z_2 \cdot \sin \alpha_t \cdot \sqrt{\left(\frac{F_r}{2}\right)^2 + (f_a)^2 + (f_{ac})^2} \quad (3.92)$$

gdzie:

f_{ac} [μm] – dopuszczalna odchyłka odległości osi przy obróbce:

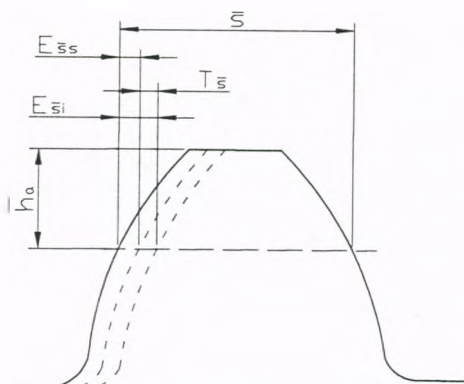
$$f_{ac} \leq 0,75 \cdot f_a \quad (3.93)$$

E_{CSO} [μm] – górna odchyłka grubości zęba freza ślimakowego od wymiaru nominalnego grubości zwoju ślimaka:

$$0 < E_{CSO} \leq T_s \quad (3.94)$$

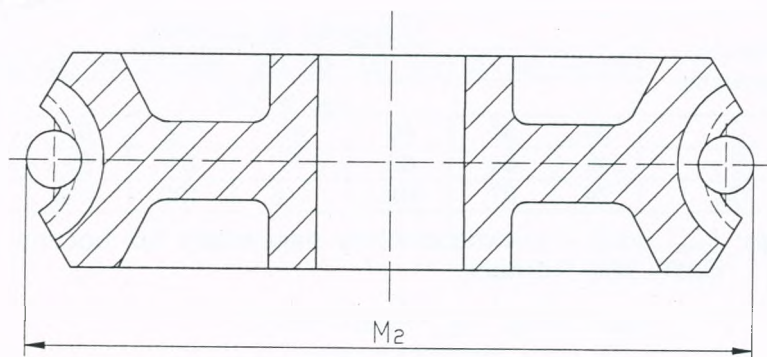
Wskaźniki gwarantowanego luzu bocznego dla przekładni o stałej odległości osi:

- E_{ss} , T_s [μm] - najmniejsza odchyłka grubości zwoju ślimaka (według tabeli 3.18 i 3.19) i tolerancja grubości zwoju po cięciu – rysunek 3.6 (według tabeli 3.20).

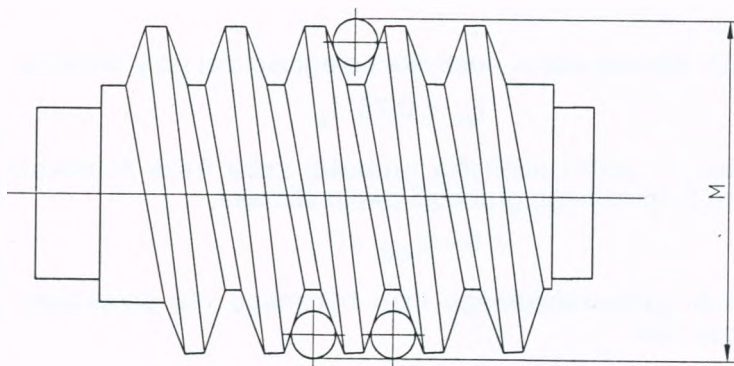


Rys.3.6. Odchyłki grubości zwoju ślimaka po cięciu

- E_{Ms2} , E_{Mi2} [μm] – górna i dolna odchyłka wymiaru przez kulki dla ślimacznicy, T_{M2} – tolerancja wymiaru nominalnego M_2 ślimacznicy – (rys. 3.7).
- E_{Ms1} , E_{Mi1} [μm] – górna i dolna odchyłka wymiaru przez wałeczki dla ślimaka, T_{M1} – tolerancja wymiaru nominalnego M_1 ślimaka – (rys. 3.8)



Rys.3.7. Pomiar przez kulki wymiaru zewnętrznego ślimacznicy



Rys.3.8. Pomiar przez wałeczki wymiaru zewnętrznego ślimaka

Najmniejsza odchyłka grubości zwoju E_{ssl}^- (składnik I) [31]

Tabela 3.18

Rodzaj pasowania	Odległość osi a w [mm]						
	do 80	do 120	do 180	do 250	do 315	do 400	do 500
	E_{ssl}^- w [μ m]						
E	-32	-38	-42	-48	-56	-60	-67
D	-48	-56	-67	-75	-85	-95	-105
C	-80	-95	-105	-120	-130	-140	-160

 E_{ss}^- [μ m] – odchyłka całkowita:

$$E_{ss}^- = E_{ssl}^- + E_{ssl}^- \quad (3.95)$$

Najmniejsza odchyłka grubości zwoju E_{ssll}^- (składnik II) [31]

Tabela 3.19

Klasa dokładności	Moduł	Odległość osi a w [mm]						
		≤ 80	≤ 120	≤ 180	≤ 250	≤ 315	≤ 400	≤ 500
		E_{ssll}^- w [μ m]						
5	1+3,5	-22	-25	-28	-30	-32	-34	-36
	do 6,3	-25	-28	-30	-32	-34	-36	-38
	do 10	-	-	-32	-34	-36	-38	-40
6	1+3,5	-36	-40	-45	-48	-50	-53	-56
	do 6,3	-40	-42	-45	-50	-53	-56	-60
	do 10	-	-	-53	-56	-56	-60	-63
7	1+3,5	-60	-63	-71	-75	-80	-85	-90
	do 6,3	-63	-67	-75	-80	-85	-90	-95
	do 10	-	-	-85	-90	-95	-100	-105
8	1+3,5	-90	-100	-110	-120	-130	-140	-150
	do 6,3	-100	-110	-120	-130	-140	-140	-150
	do 10	-	-	-130	-140	-150	-160	-160

Tolerancja grubości zwoju ślimaka po cięciwie T_s^- [31]

Tabela 3.20

Rodzaj tolerancji	Dopuszczalne bicie promieniowe zwoju f_r w [μ m]						
	do 8	do 10	do 12	do 16	do 20	do 25	do 32
	T_s^- w [μ m]						
h	21	22	24	26	28	32	38
d	25	28	30	32	36	42	48
c	30	34	36	40	45	52	60

 T_s^- [μ m] – największa odchyłka grubości zwoju:

$$T_s^- = E_{ss}^- - E_{si}^- \Rightarrow E_{si}^- = E_{ss}^- - T_s^- < 0 \quad (3.96)$$

3.4. Obliczenia sprawdzające nośność ślimaka i ślimacznicy według ISO/CD TR 14521, metody C

3.4.1. Wprowadzenie

Projekt normy ISO/CD TR 14521 może być stosowany do sprawdzania nośności (dopuszczalnego momentu obrotowego) walcowych przekładni ślimakowych z warunków sztywności giętej ślimaka, zużycia, pittingu i złamania zęba ślimacznicy oraz bezpieczeństwa cieplnego.

Ograniczenia to:

- a) kąt osi – 90° ,
- b) maksymalna prędkość obrotowa $n = 5000$ obr/min, maksymalna prędkość poślizgu – $v_s = 30$ m/s,
- c) kształty powierzchni zwojów ślimaka: A, C, I, N, K.

3.4.2. Sprawdzenie trwałości ślimacznicy ze względu na pitting

Sprawdzenie wytrzymałości powierzchni boku zęba ślimacznicy na wgłębienie zmęczeniowe (pitting) ma wykazać, że obliczony zgodnie z propozycją normy ISO/ CD TR 14521 współczynnik bezpieczeństwa dla naprężeń stykowych S_H jest większy od przyjętego minimalnego współczynnika bezpieczeństwa dla naprężeń stykowych S_{Hmin} :

$$S_H > S_{Hmin} \quad (3.97)$$

Sprawdzenie to jest dokonywane na cechach (parametrach) geometrycznych wyznaczonych z wcześniejszych obliczeń projektujących (zarówno wstępnych oraz geometrycznych) dokonanych w punktach 3.1 i 3.2, dla wcześniej przyjętego materiału.

W tym celu konstruktor, dla dobranych cech geometrycznych, materiału oraz założonej technologii oblicza:

- współczynnik bezpieczeństwa na pitting:

$$S_H = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_{Hm}} \geq S_{Hmin} = 1,0 \quad (3.98)$$

- wartość graniczną naprężeń stykowych σ_{HG} [MPa]:

$$\sigma_{HG} = \sigma_{HlimT} \cdot Z_h \cdot Z_v \cdot Z_S \cdot Z_{oil} \quad (3.99)$$

gdzie: σ_{Hlim} [MPa] – zmęczeniowa wytrzymałość stykowa (na pitting), dobrana z tabeli 3.21:

Wartości stykowej wytrzymałości zmęczeniowej σ_{HlimT} (odpowiadające w przybliżeniu zniszczeniu pittingowemu 50% powierzchni boku zęba ślimacznicy) [9]

Tabela 3.21

Materiał	CuSn12	CuSn12Ni	CuAl10Ni	ZsF10	ZI250
σ_{HlimT} [MPa]	425	520	660 ¹⁾	490 ¹⁾	350 ¹⁾
Uwaga: ¹⁾ - dla małych prędkości poślizgu $v_{gm} < 0,5$ m/s					

Z_h, Z_v, Z_s, Z_{oil} – współczynniki wpływu wyznaczone poniżej:

Z_h – współczynnik oczekiwanej trwałości:

$$Z_h = \left(\frac{25000}{L_h} \right)^{\frac{1}{6}} \leq 1,6 \quad (3.100)$$

L_h [h] – trwałość oczekiwana w godzinach,

Z_v – współczynnik prędkości:

$$Z_v = \sqrt{\frac{5}{4 + v_{gm}}} \quad (3.101)$$

Z_s – współczynnik wymiarowy:

$$Z_s = \sqrt{\frac{3000}{2900 + a}} \quad (3.102)$$

Z_{oil} – współczynnik rodzaju oleju:

- dla oleju mineralnego:

$$Z_{oil} = 1 \quad (3.103)$$

- dla poliglikoli:

$$Z_{oil} = 0,89 \quad (3.104)$$

σ_{Hm} [MPa] – średnie naprężenia stykowe, obliczone według wzoru 3.123.

3.4.3. Sprawdzenie wytrzymałości zęba ślimacznicy ze względu na złamanie

Obliczenia sprawdzające wytrzymałość podstawy zęba ślimacznicy na złamanie mają wykazać, że obliczony zgodnie z normą ISO współczynnik bezpieczeństwa dla naprężeń przy podstawie zęba ślimacznicy S_F jest większy lub równy, od przyjętego minimalnego współczynnika bezpieczeństwa S_{Fmin} :

$$S_F \geq S_{Fmin} \quad (3.105)$$

Sprawdzenie to jest dokonywane, podobnie jak przy pittingu, na parametrach geometrycznych wyznaczonych z wcześniejszych obliczeń

projektujących (zarówno wstępnych oraz geometrycznych) omówionych w punktach 3.1 i 3.2, dla wcześniej przyjętego materiału.

W tym celu konstruktor, dla dobranych cech geometrycznych, materiału oraz założonej technologii oblicza:

- współczynnik bezpieczeństwa S_F :

$$S_F = \frac{\tau_{FG}}{\tau_F} \geq S_{Fmin} = 1,1 \quad (3.106)$$

- graniczna wartość naprężeń ścinających τ_{FG} [MPa],

$$\tau_{FG} = \tau_{FlimT} \cdot Y_{NL} \quad (3.107)$$

gdzie:

τ_{FlimT} [MPa] – granica wytrzymałości zmęczeniowej według tabeli 3.22:

Średnia granica wytrzymałości zmęczeniowej τ_{FlimT} [MPa], [10]

Tabela 3.22

Material	CuSn12	CuSn12Ni	CuAl10Ni	ZsF10	Zl250	Poliamid 12
τ_{FlimT}	92	100	128	115	70	≈23
$\tau_{FlimTzred}$	82	90	120	115	70	≈23

Y_{NL} – współczynnik trwałości oczekiwanej, według tabeli 3.7.

- naprężenie ścinające τ_F [MPa]:

$$\tau_F = \frac{F_{tm2}}{b_{2h} \cdot m_{x1}} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_F \cdot Y_\gamma \cdot Y_K \quad (3.108)$$

F_{tm2} [N] – siła obwodowa, wzór 3.123,

Y_ϵ , Y_F , Y_γ , Y_K – współczynniki wpływu obliczone poniżej:

Y_ϵ - współczynnik kontaktu:

$$Y_\epsilon = 0,5 \quad (3.109)$$

Y_F - współczynnik kształtu:

$$Y_F = 2,9 \cdot \frac{m_{x1}}{s_{ft2}} \quad (3.110)$$

s_{ft2} [mm] - średnia grubość zęba ślimacznicy w przekroju czołowym:

$$s_{ft2} = 1,06 \cdot \left[s_{t2} - \Delta s + (d_2 - d_{f2}) \cdot \frac{\tan \alpha_o}{\cos \gamma_1} \right] \quad (3.111)$$

s_{t2} [mm] - grubość zęba na okręgu odniesienia:

$$s_{t2} = \pi/2 \cdot m_{x1} \quad (3.112)$$

Δs [mm] - ubytek grubości podstawy zęba na skutek zużycia.

Y_γ - współczynnik pochylenia zęba:

$$Y_\gamma = \frac{1}{\cos \gamma_1} \quad (3.113)$$

Y_K - współczynnik grubości wieńca ślimaczniczy:

dla $s_K \geq 1,5 \cdot m_{x1}$:

$$Y_K = 1 \quad (3.114)$$

dla $s_K < 1,5 \cdot m_{x1}$:

$$Y_K = 1,25 \quad (3.115)$$

s_K [mm] - grubość wieńca ślimaczniczy.

3.4.4. Sprawdzenie sztywności ślimaka

- współczynnik bezpieczeństwa:

$$S_\delta = \frac{\delta_{lim}}{\delta_m} \geq S_{\delta min} = 1,0 \quad (3.116)$$

- dopuszczalne ugięcie ślimaka δ_{lim} [μm]:

dla ślimaków hartowanych:

$$\delta_{lim} \approx 0,004 \cdot m_x \quad (3.117)$$

dla ślimaków ulepszonych cieplnie:

$$\delta_{lim} \approx 0,01 \cdot m_x \quad (3.118)$$

- ugięcie ślimaka δ_m [μm]:

$$\delta_m = 3,2 \cdot 10^{-5} \cdot l_{11}^2 \cdot l_{12}^2 \cdot F_{tm2} \cdot \frac{\sqrt{\lg^2(\gamma_1 + \arctg \mu_{zm}) + \frac{\lg^2 \alpha_o}{\cos^2 \gamma_1}}}{d_1^4 \cdot l_1} \quad (3.119)$$

- ugięcie ślimaka przy symetrycznym rozmieszczeniu łożysk:

$$l_{11} = l_{12} \quad (3.120)$$

$$l_1 = l_{11} + l_{12} \quad (3.121)$$

$$\delta_m = 2 \cdot 10^{-6} \cdot l_1^3 \cdot F_{tm2} \cdot \frac{\sqrt{\lg^2(\gamma_1 + \arctg \mu_{zm}) + \frac{\lg^2 \alpha_o}{\cos^2 \gamma_1}}}{d_1^4} \quad (3.122)$$

gdzie:

l_{11}, l_{12} [mm] – odległości łożysk od osi zazębienia pary ślimak – ślimacznicza,

F_{tm2} [N] – siła obwodowa:

$$F_{tm2} = 2000 \cdot \frac{T_{2N}}{d_2} \quad (3.123)$$

α_o [°] – kąt obróbczy (zazwyczaj $\alpha_o = 20^\circ$ dla I, A, N, K oraz $\alpha_o = 24^\circ$ dla H),

μ_{zm} – współczynnik średni tarcia w zazębieniu:

$$\mu_{zm} = \mu_{OT} \cdot Y_S \cdot Y_G \cdot Y_W \cdot Y_R \quad (3.124)$$

μ_{OT} – podstawowy współczynnik tarcia:

przy smarowaniu olejem mineralnym:

$$\mu_{OT} = 0,028 + 0,026 \cdot \frac{1}{(v_{gm} + 0,17)^{0,76}} \leq 0,1 \quad (3.125)$$

v_{gm} [m/s] – prędkość poślizgu na średnicy odniesienia:

$$v_{gm} = \frac{d_1 \cdot n_1}{19098 \cdot \cos \gamma_1} \quad (3.126)$$

przy smarowaniu poliglikolem EO:PO=0:1:

$$\mu_{OT} = 0,018 + 0,026 \cdot \frac{1}{(v_{gm} + 0,20)^{0,78}} \leq 0,096 \quad (3.127)$$

przy smarowaniu poliglikolem EO:OP = 1:1:

$$\mu_{OT} = 0,022 + 0,013 \cdot \frac{1}{(v_{gm} + 0,20)^{1,16}} \leq 0,092 \quad (3.128)$$

Y_S – współczynnik wymiarowy:

$$Y_S = \sqrt{\frac{100}{a}} \quad (3.129)$$

dla $a < 65$:

$$a = 65 \quad (3.130)$$

dla $a > 250$:

$$a = 250 \quad (3.131)$$

Y_G – współczynnik geometryczny:

$$Y_G = \sqrt{\frac{0,07}{h^*}} \quad (3.132)$$

h^* – parametr średniej wartości grubości filmu olejowego:

dla ślimaków I, N, K, A:

$$h^* = 0,018 + \frac{q_1}{7,86 \cdot (q_1 + z_2)} + \frac{1}{z_2} + \frac{x_2}{110} - \frac{u}{36300} + \frac{b_{2H}}{370,4 \cdot m_{x1}} - \frac{\sqrt{2q_1 - 1}}{213,9} \quad (3.133)$$

dla ślimaków C (wypukłych):

$$h^* = 0,025 + \frac{q_1}{5,83 \cdot (q_1 + z_2)} + \frac{1}{z_2} + \frac{x_2}{81,6} - \frac{u}{26920} + \frac{b_{2H}}{274,7 \cdot m_{x1}} - \frac{\sqrt{2q_1 - 1}}{158,6} \quad (3.134)$$

Y_W – współczynnik materiałowy (z tabeli 3.23):

Wartości współczynnika materiałowego Y_W [9]

Tabela 3.23

Materiał koła	CuSn12	CuSn12Ni	CuAl10Ni	ZsF10	ZI250
Y_W	1,0	0,95	1,1	1,3	1,4

Y_R – współczynnik chropowatości:

$$Y_R = \sqrt[4]{\frac{R_{a1}}{0,5}} \quad (3.135)$$

$$R_{a1} = \frac{R_{z1}}{6} \quad (3.136)$$

3.4.5. Sprawdzenie stopnia zużycia zęba ślimacznicy

- współczynnik bezpieczeństwa ze względu na zużycie zęba ślimacznicy S_W :

$$S_W = \frac{\delta_{Wnlim}}{\delta_{Wn}} \geq S_{Wmin} = 1,1 \quad (3.137)$$

- zużycie dopuszczalne δ_{Wlimn} [μm]:

według kryterium grubości zęba na okręgu wierzchołków ($g_{an} = 0$):

$$\delta_{Wlimn} = m_{x1} \cdot \cos \gamma_1 \cdot \left(\frac{\pi}{2} - 2 \cdot \text{tg} \alpha_o \right) \quad (3.138)$$

według kryterium wytrzymałości zęba na złamanie (dla S_{Fmin}):

$$\delta_{Wlimn} = \Delta s \cdot \cos \gamma_1 \quad (3.139)$$

gdzie: Δs [μm] – wartość zużycia boku zęba jest wyznaczana z warunku:

$$S_{Fmin} = \frac{\tau_{FG}}{\tau_F} \quad (3.140)$$

według kryterium masy zużytego boku zęba Δm_{lim} :

$$\delta_{Wlimn} = \frac{\Delta m_{lim}}{A_{fl} \cdot \rho_{Rad}} \quad (3.141)$$

gdzie: A_{fl} [mm^2] – całkowita powierzchnia boku zęba:

$$A_{fl} \cong \frac{2 \cdot z_2 \cdot m_{x1} \cdot d_1 \cdot \arcsin(b_{2H}/d_{a1})}{\cos \gamma_1 \cdot \cos \alpha_o} \quad (3.142)$$

ρ_{Rad} [mg/mm^3] – gęstość materiału ślimacznicy, według tabeli 3.24:

Gęstość materiału ślimacznicy ρ_{Rad} [mg/mm^3] [10]

Tabela 3.24

Materiał	CuSn12	CuSn12Ni	CuAl10Ni	ZsF10	Zl250
ρ_{Rad}	8,8	8,8	7,4	7,0	7,0

według kryterium zadanego luzu międzyzębnego:

$$\delta_{Wlimn} = 0,3 \cdot m_{x1} \cdot \cos \gamma_1 \quad (3.143)$$

– zużycie zęba ślimacznicy w przekroju normalnym δ_{Wn} [μm]:

$$\delta_{Wn} = J_W \cdot s_{Wm} \quad (3.144)$$

gdzie:

s_{Wm} [μm] – długość ścieżki zużycia:

$$s_{Wm} = s_{gm} \cdot N_L = s^* \cdot \frac{\sigma_{Hm} \cdot a}{E_{red}} \cdot N_L \quad (3.145)$$

s^* – parametr dla średniej ścieżki zużycia:

dla ślimaków I, N, K, A:

$$s^* = 0,78 + 0,21 \cdot u + \frac{5,6}{\operatorname{tg} \gamma_1} \quad (3.146)$$

dla ślimaków C:

$$s^* = 0,94 + 0,25 \cdot u + \frac{6,7}{\operatorname{tg} \gamma_1} \quad (3.147)$$

N_L – Liczba cykli dla oczekiwanej trwałości L_h :

$$N_L = L_h \cdot \frac{n_1 \cdot 60}{u} \quad (3.148)$$

E_{red} [MPa] – zredukowany moduł Younga:

$$E_{red} = \frac{2}{\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}} \quad (3.149)$$

E [MPa] – moduły Younga (tabela 3.25),

ν – współczynniki Poissona, (tabela 3.25),

Moduły Younga E [MPa] i współczynniki Poissona ν [10]

Tabela 3.25

Materiał	CuSn12	CuSn12Ni	CuAl10Ni	ZsF10	Zl250	stal
E	88300	98100	122600	175000	98100	210000
ν	0,35	0,35	0,35	0,3	0,3	0,3

σ_{Hm} [MPa] – średnie naprężenia stykowe:

$$\sigma_{Hm} = \frac{4}{\pi} \cdot \left(\frac{10^3 \cdot p_m^* \cdot T_2 \cdot E_{red}}{a^3} \right)^{0,5} \quad (3.150)$$

p_m^* – parametr dla średnich naprężeń stykowych:

dla ślimaków I, N, K, A:

$$p_m^* = 1,03 \cdot \left(0,4 + \frac{x_2}{u} + 0,01 \cdot z_2 - 0,083 \cdot \frac{b_{2H}}{m_{x1}} + \frac{\sqrt{2q_1 - 1}}{6,9} + \frac{q_1 + 50 \cdot \frac{u+1}{u}}{15,9 + 37,5 \cdot q_1} \right) \quad (3.151)$$

$$x_2 = \frac{a}{m_{x1}} - 0,5 \cdot (z_2 + q_1) \quad (3.152)$$

dla ślimaków C:

$$p_m^* = 1,03 \cdot \left(0,31 + 0,78 \cdot \frac{x_2}{u} + 0,008 \cdot z_2 - 0,065 \cdot \frac{b_{2H}}{m_{x1}} + \frac{\sqrt{2q_1 - 1}}{8,9} + \frac{q_1 + 50 \cdot \frac{u+1}{u}}{20,3 + 47,9 \cdot q_1} \right) \quad (3.153)$$

J_W – intensywność zużycia:

$$J_W = J_{OT} \cdot W_{ML} \quad (3.154)$$

W_{ML} - współczynnik materiałowo-smarowy, według tabeli 3.26:

Współczynnik materiałowo-smarowy W_{ML} [10]

Tabela 3.26

Materiał ślimaka: 16MnCr5 nawęglany	Współczynnik W_{ML}		
Materiał ślimacznicy	Olej mineralny	Poliglikol: EO:PO = 0:1	Poliglikol: EO:PO = 1:1
CuSn12Ni	1,0 ¹⁾	1,2 ¹⁾	2,3 ²⁾
CuSn12	1,6 ¹⁾	1,5 ¹⁾	— ⁵⁾
CuAl10Ni	2,5 ¹⁾	— ⁴⁾	— ⁴⁾

Uwagi:

1) rozrzut $\pm 25\%$,

2) rozrzut $\pm 30\%$,

3) ważne tylko dla $h_{min\ m} < 0,07\ \mu m$, dla $h_{min\ m} \geq 0,07\ \mu m$:

$$J_W \cong \text{const} = 600 \cdot 10^{-9} \quad (3.155)$$

4) nie kojarzyć ze względu na możliwość zatarcia,

5) brak wyniku testowego.

J_{OT} – intensywność zużycia odniesienia:

dla oleju mineralnego:

$$J_{OT} = 2,4 \cdot 10^{-11} K_W^{-3,1} \leq 400 \cdot 10^{-9} \quad (3.156)$$

dla poliglikoli:

$$J_{OT} = 127 \cdot 10^{-12} K_W^{-2,24} \quad (3.157)$$

K_W – parametr grubości filmu olejowego:

$$K_W = h_{min\ m} \cdot W_S \quad (3.158)$$

W_S – współczynnik struktury smaru:

dla oleju mineralnego:

$$W_S = 1 \quad (3.159)$$

dla poliglikoli:

$$W_S = \eta_{OM}^{-0,35} \quad (3.160)$$

$h_{min\ m} [\mu m]$ – grubość średnia filmu olejowego:

$$h_{min\ m} = 21 \cdot h \cdot \frac{c_\alpha^{0,6} \cdot \eta_{OM}^{0,7} \cdot n_1^{0,7} \cdot a^{1,39} \cdot E_{red}^{0,03}}{T_2^{0,13}} \quad (3.161)$$

c_α – stała:

dla oleju mineralnego:

$$c_\alpha = 1,7 \cdot 10^{-8} \text{ w [m}^2/\text{N]} \quad (3.162)$$

dla poliglikoli:

$$c_\alpha = 1,3 \cdot 10^{-8} \text{ w [m}^2/\text{N]} \quad (3.163)$$

η_{OM} [cSt] – lepkość dynamiczna oleju przy ciśnieniu otoczenia p_o i temperaturze chwilowej ϑ_M :

$$\eta_{OM} = \frac{v_M \cdot \rho_{oilM}}{1000} \quad (3.164)$$

ρ_{oilM} [mg/m³] – gęstość oleju w temperaturze ϑ_M :

$$\rho_{oilM} = \rho_{oil15} / \left(1 + k \cdot (\vartheta_M - 15^\circ \text{C}) \right) \quad (3.165)$$

ρ_{oil15} [mg/m³] – gęstość oleju w temperaturze 15°C (tabela 3.1),

K – stała smaru:

dla oleju mineralnego:

$$k = 7 \cdot 10^{-4} \quad (3.166)$$

dla poliglikoli:

$$k = 7,7 \cdot 10^{-4} \quad (3.167)$$

ϑ_M [°C] – temperatura pracy przekładni,

v_M [cSt] – lepkość kinematyczna przy temperaturze ϑ_M ,

ϑ_M [°C] – temperatura chwilowa przy smarowaniu rozbryzgowym:

$$\vartheta_M = \vartheta_S + \Delta\vartheta \quad (3.168)$$

ϑ_S [°C] – temperatura oleju w misce olejowej:

$$\vartheta_S = \vartheta_o + \frac{1}{k^* \cdot A_{ges}} \cdot P_V \quad (3.169)$$

k^* [W/m²] – średni współczynnik przewodzenia ciepła:

dla $a = 63$ i $n = 60$ obr/min:

$$k^* = 5 \text{ W/m}^2 \quad (3.170)$$

dla $a = 400$ i $n = 3000$ obr/min:

$$k^* = 50 \text{ W/m}^2 \quad (3.171)$$

A_{ges} [mm²] – powierzchnia użyteczna odprowadzania ciepła,

ϑ_o [°C] – temperatura otoczenia,

P_V [MPa] – całkowita strata mocy:

$$P_V = P_{Vz} + P_{VO} + P_{VLP} + P_{VD} \quad (3.172)$$

P_{Vz} [MPa] – straty mocy w zazębieniu (napęd od ślimaka):

$$P_{Vz} = \frac{0,1 \cdot T_{2N} \cdot n_1}{u} \cdot \left(\frac{1}{\eta_z} - 1 \right) \quad (3.173)$$

η_z – sprawność przekładni:

$$\eta_z = \frac{\operatorname{tg} \gamma_1}{\operatorname{tg}(\gamma_1 + \operatorname{arc} \operatorname{tg} \mu_{zm})} \quad (3.174)$$

P_{Vz} [MPa] – strata mocy w zazębieniu (napęd od ślimacznicy):

$$P_{Vz} = \frac{0,1 \cdot T_{2N} \cdot n_1}{u} \cdot \left(\frac{1}{\eta'_z} - 1 \right) \quad (3.175)$$

η'_z – sprawność przekładni:

$$\eta'_z = \frac{\operatorname{tg}(\gamma_1 - \operatorname{arc} \operatorname{tg} \mu_{zm})}{\operatorname{tg} \gamma_1} \quad (3.176)$$

P_{VO} [MPa] – strata mocy przy biegu luzem:

$$P_{VO} = 0,89 \cdot 10^{-4} \cdot a \cdot n_1^{4/3} \quad (3.177)$$

P_{VLP} [MPa] – strata mocy w łożyskach regulowanych:

$$P_{VLP} = 0,03 \cdot P_2 \cdot a^{0,44} \cdot \frac{u}{d_2} \quad (3.178)$$

P_2 [MPa] – moc wyjściowa z koła ślimakowego

$$P_2 = \frac{P_V}{\frac{1}{\eta_{ges}} - 1} \quad (3.179)$$

η_{ges} – sprawność całkowita,

P_{VLP} [MPa] – strata mocy w łożyskach:

$$P_{VLP} = 0,013 \cdot P_2 \cdot a^{0,44} \cdot \frac{u}{d_2} \quad (3.180)$$

P_{VD} [MPa] – strata mocy w uszczelnieniach:

$$P_{VD} = 11,78 \cdot 10^{-6} \cdot d_1^2 \cdot n_1 \quad (3.181)$$

$\Delta\vartheta$ [°C] – temperatura zębów koła:

$$\Delta\vartheta = \frac{1}{\alpha_L \cdot A_R} \cdot P_{Vz} \quad (3.182)$$

A_R [mm²] – powierzchnia chłodzona koła:

$$A_R = b_{2R} \cdot d_2 \cdot 10^{-6} \quad (3.183)$$

α_L – współczynnik przewodzenia ciepła:

dla $n_1 \geq 150$ obr/min :

$$\alpha_L = C_K \cdot (1940 + 15 \cdot n_1) \quad (3.184)$$

dla $n_1 < 150$ obr/min :

$$\alpha_L = C_K \cdot 4190 \quad (3.185)$$

dla zanurzonego koła ślimakowego:

$$C_K = 1 \quad (3.186)$$

dla nie zanurzonego koła ślimakowego:

$$C_K = 0,8 \quad (3.187)$$

ϑ_M [°C] - temperatura chwilowa przy smarowaniu natryskowym:

$$\vartheta_M = \vartheta_E + 16 \cdot K_n \cdot K_v \cdot K_s \cdot P_{Vz} \quad (3.188)$$

ϑ_E [°C] – temperatura oleju w zbiorniku,

K_n – współczynnik prędkości obrotowej:

dla $n_1 \geq 150 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$:

$$K_n = \left(u \cdot \frac{72,5}{n_1} \right)^{0,35} \quad (3.189)$$

dla $n_1 < 150 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$:

$$K_n = \left(u \cdot \frac{72,5}{150} \right)^{0,35} \quad (3.190)$$

K_v – współczynnik lepkości:

$$K_v = \left(\frac{v_E}{55} \right)^{0,35} \quad (3.191)$$

v_E – lepkość oleju w zbiorniku.

K_s – współczynnik wymiarowy:

$$K_s = \left(\frac{160}{a} \right)^{0,6} \quad (3.192)$$

3.4.6. Sprawdzenie temperatury przekładni

- współczynnik bezpieczeństwa temperaturowy przy smarowaniu roz-bryzgowym [S_T]:

$$S_T = \frac{\vartheta_{S \text{ lim}}}{\vartheta_S} \geq S_{T \text{ min}} = 1,1 \quad (3.193)$$

- graniczne wartości temperatury $\vartheta_{S \text{ lim}}$ [$^{\circ}\text{C}$]:

dla oleju mineralnego:

$$\vartheta_{S \text{ lim}} = 90^{\circ} \text{ C} \quad (3.194)$$

dla poliglikoli:

$$\vartheta_{S \text{ lim}} = 100^{\circ} \text{ C} \div 120^{\circ} \text{ C} \quad (3.195)$$

ϑ_S [$^{\circ}\text{C}$] – temperatura oleju w misce olejowej, wzór (3.169).

- współczynnik bezpieczeństwa temperaturowy przy smarowaniu na-tryskowym S_T :

$$S_T = \frac{P_K}{P_V} \geq S_{T \text{ min}} = 1,1 \quad (3.196)$$

gdzie:

P_K [J/K] – pojemność cieplna:

$$P_K = c_{\text{oil}} \cdot \rho_{\text{oil}} \cdot Q_{\text{oil}} \cdot \Delta\vartheta_{\text{oil}} \quad (3.197)$$

c_{oil} [Ws/kgK] – ciepło właściwe oleju:

$$c_{\text{oil}} = 1,9 \cdot 10^3 \text{ [Ws/(kg K)]} \quad (3.198)$$

ρ_{oil} – gęstość oleju (według tabeli 3.1),

Q_{oil} – wydatek smarowania,

$\Delta\vartheta_{\text{oil}}$ [$^{\circ}\text{C}$] – różnica temperatury oleju na wlocie i wylocie dla układu bez chłodnicy:

$$\Delta\vartheta_{\text{oil}} = 3 \div 5 \text{ K} \quad (3.199)$$

układu z chłodnicą:

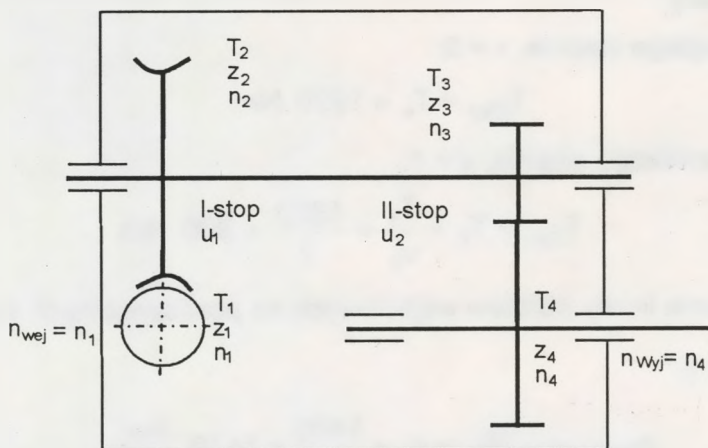
$$\Delta\vartheta_{\text{oil}} = 10 \div 20 \text{ K} \quad (3.200)$$

P_V [MPa] – całkowita strata mocy, (wzór 3.172).

3.5. Przykładowe obliczenia elementów zębatych przekładni ślimakowych

3.5.1. Obliczenia wstępne

Konstruktor rozpoczynając projektowanie przekładni ślimakowej czy ślimakowo-walcowej, dysponuje najczęściej ograniczoną liczbą danych, np.: nominalnym momentem na wyjściu przekładni $T_{wyj} = T_4$ [Nm], prędkością obrotową wałka wejściowego (obroty silnika) $n_{wej} = n_1$ [obr/min] oraz wałka wyjściowego $n_{wyj} = n_4$ [obr/min] współczynnikiem zastosowania K_A , kierunkiem osi wału wejściowego i wyjściowego (pod kątem – przekładnia kąтова) oraz wymaganiami gabarytowymi (rys. 3.9).



Rys.3.9. Schemat ideowy przekładni ślimakowo-walcowej

Dane wejściowe do obliczeń:

- nominalny moment obrotowy na wyjściu przekładni $T_{wyj} = T_4 = 1920 \text{ Nm}$
- prędkość obrotowa wałka wejściowego (obroty silnika) $n_{wej} = n_1 = 1470 \text{ obr/min}$
- prędkość obrotowa wałka wyjściowego $n_{wyj} = n_4 = 50 \text{ obr/min}$
- współczynnik zastosowania $K_A = 1,25$

Projektowanie, a tym samym dobór parametrów (cech) geometrycznych kół zębatych na poszczególnych stopniach przekładni (rys. 3.9), rozpoczyna się od ustalenia struktury przekładni, poprzez:

- wyznaczenie przełożenia całkowitego przekładni u_c :

Mając nominalną prędkość obrotową dobranego silnika $n_{sil} = n_{wej} = n_1$ oraz prędkość obrotową na wałku wyjściowym $n_{wyj} = n_4$ można wyznaczyć wartość bezwzględną całkowitego przełożenia kinematycznego $|i|$ równą wartości całkowitego przełożenia geometrycznego u_c :

$$|i| = u_c = \frac{n_{wej}}{n_{wyj}} = \frac{1470}{50} = 29,4 \quad (3.201)$$

- określenie ilości stopni przekładni n:

$$n \geq \frac{\lg u_c}{\lg 4,5} = \frac{\lg 29,4}{\lg 4,5} = 2,126 \approx 2 \quad (3.202)$$

- kojarzenie przełożeń na poszczególnych stopniach u_c :

$$u_c = u_1 \cdot u_2 \dots u_n = 14,75 \cdot 2,0 = 29,5 \quad (3.203)$$

- obliczenie momentów wyjściowych na poszczególnych stopniach $T_{(2x)}$ [Nm]:

dla drugiego stopnia, $x = 2$:

$$T_{(2x)} = T_4 = 1920 \text{ Nm} \quad (3.204)$$

dla pierwszego stopnia, $x = 1$:

$$T_{(2x)} = T_2 = \frac{T_4}{u_2} = \frac{1920}{2} = 960 \text{ Nm} \quad (3.205)$$

- obliczenie liczby obrotów wejściowych na poszczególnych stopniach: $n_{(2x-1)}$:

dla $x = 1$:

$$n_{(2x-1)} = \frac{n_{sil}}{\prod_{k=1}^{x-1} u_k} = n_1 = \frac{1400}{1} = 1470 \frac{\text{obr}}{\text{min}} \quad (3.206)$$

gdzie: $n_{wej} = n_{sil} = n_1 = 1470 \text{ obr/min}$

dla $x = 2$:

$$n_3 = \frac{n_{wej}}{u_1} = \frac{1470}{14,75} = 100 \text{ obr/min} \quad (3.207)$$

- obliczenie obrotów wyjściowych na poszczególnych stopniach $n_{(2x)}$:

dla $x = 1$:

$$n_{(2x)} = \frac{n_{(2x-1)}}{u_x} = n_2 = \frac{n_1}{u_1} = \frac{1470}{14,75} = 100 \text{ obr/min} \quad (3.208)$$

dla $x = 2$:

$$n_4 = \frac{n_3}{u_2} = \frac{100}{2,0} = 50 \text{ obr/min} \quad (3.209)$$

- przeprowadzenie obliczeń parametrów (cech) geometrycznych oraz sprawdzających elementów zębatych na poszczególnych stopniach przekładni, jako przykład przeliczono pierwszy stopień, tj ślimakowy:

Dane wejściowe do obliczeń wstępnych:

- nominalny moment obrotowy koła ślimakowego (moment wyjściowy pierwszego stopnia) $T_{wyj[1]} = T_2 = 960 \text{ Nm}$
- charakterystyka pracy maszyny napędzanej – umiarkowane uderzenia, charakterystyka pracy maszyny napędzającej (silnika elektrycznego) – równomierna, współczynnik zastosowania $K_A = 1,25$
- prędkość obrotowa ślimaka $n_1 = 1470 \text{ obr/min}$
- prędkość obrotowa koła ślimakowego (ślimacznicy) $n_2 = 100 \text{ obr/min}$
- liczba zwojów ślimaka $z_1 = 4$
- wskaźnik średnicowy (tabela) $q_1 = 20$
- kształt zarysu boku zęba ślimaka (tabela) A, N, I, K
- średnia wysokość chropowatości $R_{a1} = 0,40 \mu\text{m}$
- rodzaj oleju Poliglikol
- trwałość godzinowa przekładni $L_h = 15000 \text{ h}$
- średnia granica wytrzymałości zmęczeniowej (tabela 3.22) dla CuSn12Ni $\tau_{FlimT} = 100 \text{ MPa}$
- stykowa wytrzymałość zmęczeniowa (tabela 3.21) $\sigma_{HlimT} = 520 \text{ MPa}$

Projektant mając do dyspozycji dane wejściowe do obliczeń na etapie projektowania wstępnego, dla poszczególnych par elementów zębatych wymienionych w poprzednim podrozdziale, dokonuje obliczeń:

- wyjściowego momentu obliczeniowego na pierwszym stopniu $T_{wyjobl[1]} = T_{2obl} \text{ [Nm]}$:

$$T_{2obl} = K_A \cdot T_2 = 1,25 \cdot 960 = 1200 \text{ Nm} \quad (3.210)$$

- przełożenia kinematycznego pierwszego stopnia przekładni ślimakowo-walcowej u_1 :

$$u_1 = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1470}{100} = 14,7 \quad (3.211)$$

- wstępnego modułu osiowego z warunku wytrzymałości na złamanie zęba ślimacznicy $m_{x1} \text{ [mm]}$:

$$m_{x1} = \sqrt[3]{\frac{2000 \cdot T_{2obl}}{\psi_{b2} \cdot z_2 \cdot \tau_{FG}} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_F \cdot Y_Y \cdot Y_K} \quad (3.212)$$

$$m_{x1} = \sqrt[3]{\frac{2000 \cdot 1200}{45,75 \cdot 59 \cdot 100} \cdot 0,5 \cdot 1,846 \cdot 1,03 \cdot 1} = 2,05 \text{ mm} \quad (3.213)$$

gdzie: dla $z_1 = 4$

$$z_2 = z_1 \cdot u = 4 \cdot 14,7 = 58,8 \approx 59 \quad (3.214)$$

ψ_{b2} – wskaźnik szerokości ślimacznicy:

$$\psi_{b2} \leq 0,75 \cdot (z_2 + 2) = 0,75 \cdot (59 + 2) = 45,75 \quad (3.215)$$

Poniżej podano zalecane wartości współczynników wpływu:

Y_ς – współczynnik przyporu (kontaktu):

$$Y_\varsigma = 0,5 \quad (3.216)$$

Y_F – współczynnik kształtu:

$$Y_F = 2,9 \cdot \frac{m_{x1}}{s_{ft2}} \approx \frac{5,8}{\pi} = 1,846 \quad (3.217)$$

Y_γ – współczynnik pochylenia zęba:

$$Y_\gamma = \frac{1}{\cos \gamma_1} = \frac{1}{\cos 11,31^\circ} = 1,03 \quad (3.218)$$

$$\operatorname{tg} \gamma_1 = \frac{z_1}{q} = \frac{4}{20} = 0,2 \Rightarrow \gamma_1 = 11,31^\circ \quad (3.219)$$

Y_K – współczynnik grubości wieńca ślimacznicy:

$$Y_K = 1 \quad (3.220)$$

τ_{FG} – graniczna wartość naprężeń ścinających [MPa]:

$$\tau_{FG} = \tau_{FlimT} \cdot Y_{NL} = 100 \cdot 1 = 100 \text{ MPa} \quad (3.221)$$

gdzie: Y_{NL} – współczynnik trwałości oczekiwanej (tabela 3.7):

$$Y_{NL} = 1 \quad (3.222)$$

– przełożenie rzeczywiste u_r :

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{59}{4} = 14,75 \quad (3.223)$$

– szerokość ślimacznicy b_{2H} [mm]:

$$b_{2H} = 0,5 \cdot \psi_{b2} \cdot m_{x1} = 0,5 \cdot 45,75 \cdot 2,05 = 46,893 \text{ mm} \quad (3.224)$$

Przyjęto do obliczeń $b_{2H} = 46 \text{ mm}$.

– odległości osi z warunku trwałości powierzchni boku zęba ślimacznicy a_w [mm]:

$$a = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 10^3 \cdot p_m^* \cdot T_{2obl} \cdot E_{red}}{\pi^2 \cdot \sigma_{HG}^2}} \quad (3.225)$$

$$a = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 10^3 \cdot 0,146 \cdot 1200 \cdot 150622}{\pi^2 \cdot 418,025^2}} \approx 56 \text{ mm} \quad (3.226)$$

gdzie:

p_m^* - parametr dla średnich naprężeń stykowych dla ślimaków ZI, ZN, ZK, ZA:

$$p_m^* = 103 \cdot \left(0,4 + \frac{x_2}{u} + 0,01 \cdot z_2 - 0,083 \cdot \frac{b_{2H}}{m_{x1}} + \frac{\sqrt{2 \cdot q_1 - 1}}{6,9} + \frac{q_1 + 50 \cdot \frac{u+1}{u}}{15,9 + 37,5 \cdot q_1} \right) \quad (3.227)$$

$$p_m^* = 103 \cdot \left(0,4 + \frac{0,2}{14,75} + 0,01 \cdot 59 - 0,0083 \cdot \frac{46}{2,05} + \frac{\sqrt{2 \cdot 20 - 1}}{6,9} + \frac{20 + 50 \cdot \frac{14,75 + 1}{14,75}}{15,9 + 37,5 \cdot 20} \right) = 0,146$$

Przyjęto do obliczeń wstępnych współczynnik korekcji ślimacznicy:

$x_2 = 0,2$.

E_{red} [MPa] – zredukowany moduł Younga:

$$E_{red} = \frac{2}{\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}} = \quad (3.228)$$

$$\frac{2}{\frac{1 - 0,3^2}{210000} + \frac{1 - 0,35^2}{98100}} = 150622 \text{ MPa}$$

$$E_1 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}, \quad E_2 = 98100 \text{ MPa} \quad (3.229)$$

$$\nu_1 = 0,3, \quad \nu_2 = 0,35 \quad (3.230)$$

σ_{HG} [MPa] – wartość graniczna naprężeń stykowych:

$$\sigma_{HG} = \sigma_{HimT} \cdot Z_h \cdot Z_v \cdot Z_s \cdot Z_{oil} \quad (3.231)$$

$$\sigma_{HG} = 520 \cdot 1,09 \cdot 0,832 \cdot 0,996 \cdot 0,89 = 418,025 \text{ MPa},$$

gdzie:

Z_h – współczynnik oczekiwanej trwałości:

$$Z_h = \left(\frac{25000}{L_h} \right)^{\frac{1}{6}} \leq 1,6 \quad (3.232)$$

$$Z_h = \left(\frac{25000}{15000} \right)^{\frac{1}{6}} = 1,09 \quad (3.233)$$

Z_v – współczynnik prędkości :

$$Z_v = \sqrt{\frac{5}{4 + v_{gm}}} = \sqrt{\frac{5}{4 + 3,218}} = 0,832 \quad (3.234)$$

$$v_{gm} = \frac{m_{x1} \cdot q_1 \cdot n_1}{19098 \cdot \cos \gamma_1} = \frac{2,05 \cdot 20 \cdot 1470}{19098 \cdot \cos 11,31^\circ} = 3,218 \frac{m}{s} \quad (3.235)$$

Z_s – współczynnik wymiarowy:

$$Z_s = \sqrt{\frac{3000}{2900 + a}} = \sqrt{\frac{3000}{2900 + 120}} = 0,996 \quad (3.236)$$

Z_{oil} – współczynnik rodzaju oleju (dla poliglikoli):

$$Z_{oil} = 0,89 \quad (3.237)$$

– dobru silnika elektrycznego:

Wartość przełożenia całkowitego, a tym samym liczba stopni przekładni zależy od prędkości obrotowej wałka wejściowego, czyli najczęściej nominalnej prędkości obrotowej silnika n_{sil} , wtedy $n_{sil} = n_1$. Najpierw należy dobrać silnik o mocy P_{sil} [kW] z zależności:

$$P_1 = \frac{T_{2obl} \cdot n_2}{9550 \cdot \eta_{egs}} = \frac{1200 \cdot 100}{9550 \cdot 0,782} = 16,068 \text{ kW} \quad (3.238)$$

Przyjęto z katalogu firmy np. silnik elektryczny o prędkości obrotowej $n_{sil} = n_1 = 1470 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$ i mocy znamionowej $P_{sil} = P_1 = 16 \text{ kW}$,

gdzie:

η_{ges} – sprawność przekładni ślimakowej (oszacowanie wstępne):

$$\eta_{ges} = \eta_z \cdot \eta_o \cdot \eta_{LP} \cdot \eta_D \quad (3.239)$$

$$\eta_{ges} = 0,799 \cdot 0,995 \cdot 0,992 \cdot 0,99 = 0,782 \quad (3.240)$$

η_z – sprawność zazębienia (napęd od ślimaka):

$$\eta_z = \frac{\text{tg } \gamma_1}{\text{tg}(\gamma_1 + \text{arc tg } \mu_{zm})} \quad (3.241)$$

$$\eta_z = \frac{\text{tg}(11,31^\circ)_1}{\text{tg}(11,31 + \text{arc tg}(0,049))} = 0,799 \quad (3.242)$$

μ_{zm} – współczynnik tarcia średni w zazębieniu:

$$\mu_{zm} = \mu_{OT} \cdot Y_S \cdot Y_G \cdot Y_W \cdot Y_R \quad (3.243)$$

$$\mu_{zm} = 0,072 \cdot 0,913 \cdot 0,837 \cdot 0,950 \cdot 0,946 = 0,049 \quad (3.244)$$

μ_{OT} – podstawowy współczynnik tarcia przy smarowaniu poliglikolem:

$$\mu_{OT} = 0,018 + 0,026 \cdot \frac{1}{(v_{gm} + 0,20)^{0,78}} \leq 0,096 \quad (3.245)$$

$$\mu_{OT} = 0,018 + 0,026 \cdot \frac{1}{(0,193 + 0,20)^{0,78}} = 0,072 \leq 0,096 \quad (3.246)$$

Y_S – współczynnik wymiarowy:

$$Y_S = \sqrt{\frac{100}{a}} = \sqrt{\frac{100}{120}} = 0,913 \quad (3.247)$$

Y_G – współczynnik geometryczny:

$$Y_G = \sqrt{\frac{0,07}{0,100}} = 0,837 \quad (3.248)$$

h^* – parametr średniej wartości grubości filmu olejowego, dla ślimaków ZI, ZN, ZK, ZA:

$$h^* = 0,018 + \frac{q_1}{7,86 \cdot (q_1 + z_2)} + \frac{1}{z_2} + \frac{x_2}{110} - \frac{u}{36300} + \frac{b_{2H}}{370,4 \cdot m_{x1}} - \frac{\sqrt{2 \cdot q_1 - 1}}{213,9} \quad (3.249)$$

$$h^* = 0,018 + \frac{20}{7,86 \cdot (20 + 59)} + \frac{1}{59} + \frac{0,2}{110} - \frac{14,75}{36300} + \frac{46}{370,4 \cdot 2,05} - \frac{\sqrt{2 \cdot 20 - 1}}{213,9} = 0,100 \quad (3.250)$$

Y_W – współczynnik materiałowy (tabela 3.23):

$$Y_W = 0,950 \quad (3.251)$$

Y_R – współczynnik chropowatości:

$$Y_R = \sqrt[4]{\frac{R_{a1}}{0,5}} = \sqrt[4]{\frac{0,40}{0,5}} = 0,946 \quad (3.252)$$

η_O – sprawność biegu luzem:

$$\eta_O \cong 0,995 \quad (3.253)$$

η_{LP} – sprawność łożysk:

$$\eta_{LP} \cong 0,992 \quad (3.254)$$

η_D – sprawność uszczelnień:

$$\eta_D \cong 0,99 \quad (3.255)$$

- maksymalnego $T_{1\max}$ [Nm] i nominalnego T_1 [Nm] (po dobranym silniku) momentu obrotowego na zębniku:

$$T_{1\max} = 9550 \cdot \frac{P_{\text{sil}}}{n_{\text{sil}}} = 9550 \cdot \frac{16}{1470} \cong 104 \text{ Nm} \quad (3.256)$$

$$T_1 = \frac{T_{1\max}}{K_A} = \frac{104}{1,25} = 83,200 \text{ Nm} \quad (3.257)$$

N_L – liczba cykli:

$$N_L = 60 \cdot n_1 \cdot L_h = 60 \cdot 1470 \cdot 15000 = 1,323 \cdot 10^9 \quad (3.258)$$

3.5.2. Obliczenia cech geometrycznych ślimaka i ślimacznicy

Dane uzupełniające do obliczeń cech geometrycznych ślimaka i ślimacznicy:

- liczba zwojów ślimaka, krotność (tabela 3.5) $z_1 = 4$
- liczba zębów ślimacznicy $z_2 = 59$
- moduł osiowy (tabela 3.5) $m_{x1} = 3,15 \text{ mm}$
- odległość osi $(0,5 \cdot m_{x1} \cdot (g_1 + z_2 + 0,4))$ $a = 125 \text{ mm}$
- kąt osi (90°) $\Sigma = 90^\circ$
- kąt zarysu zęba na w przekroju normalnym $\alpha_n = 20^\circ$
- współczynnik wysokości głowy ślimaka (1,0) $h_{a1}^* = 1,0$
- współczynnik wysokości głowy ślimacznicy $((0,4 + 1,5) \cdot m_{x1})$ $h_{a2}^* = 1,5$
- współczynnik luzu wierzchołkowego zarysu odniesienia $c_1^* = 0,25$
- współczynnik grubości zęba (0,5) $s_{x1}^* = 0,5$
- luz osiowy $j_x = 0,100 \text{ mm}$
- klasa dokładności wykonania przekładni ślimakowej 7 klasa

Cechy geometryczne ślimaka:

- przełożenie geometryczne u :

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{59}{4} = 14,75 \quad (3.259)$$

- podziałka osiowa p_{x1} [mm]:

$$p_{x1} = m_{x1} \cdot \pi = 3,15 \cdot \pi = 9,896 \text{ mm} \quad (3.260)$$

- skok p_{z1} [mm]:

$$p_{z1} = p_{x1} \cdot z_1 = 9,896 \cdot 4 = 39,584 \text{ mm} \quad (3.261)$$

- średnica podziałowa (odniesienia) d_1 [mm]:

$$d_1 = q_1 \cdot m_{x1} = 20 \cdot 3,15 = 63 \text{ mm} \quad (3.262)$$

- kąt wzniosu linii śrubowej na okręgu podziałowym odniesienia γ_1 [°]:

$$\operatorname{tg} \gamma_1 = \frac{z_1}{q_1} = \frac{4}{20} = 0,2 \Rightarrow \gamma_1 = 11,31^\circ \quad (3.263)$$

- kąt pochylenia linii śrubowej (na okręgu podziałowym odniesienia) β_1 [°]:

$$\beta_1 = 90^\circ - \gamma_1 = 90^\circ - 11,31^\circ = 78,69^\circ \quad (3.264)$$

- normalna podziałka na walcu odniesienia p_n [mm]:

$$p_n = p_{x1} \cdot \cos \gamma_1 = 9,896 \cdot \cos(11,31^\circ) = 9,704 \text{ mm} \quad (3.265)$$

- moduł normalny m_n [mm]:

$$m_n = m_{x1} \cdot \cos \gamma_1 = 3,15 \cdot \cos(11,31^\circ) = 3,089 \text{ mm} \quad (3.266)$$

- wysokość nominalna głowy zęba h_{a1} [mm]:

$$h_{a1} = h_{a1}^* \cdot m_{x1} = 1 \cdot 3,15 = 3,15 \text{ mm} \quad (3.267)$$

- średnica wierzchołkowa (głów) ślimaka d_{a1} :

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_{a1} = 63 + 2 \cdot 3,15 = 69,3 \text{ mm} \quad (3.268)$$

- wysokość nominalna stopy zęba h_{f1} [mm]:

$$h_{f1} = \frac{1}{2} \cdot (d_1 - d_{f1}) = \frac{1}{2} \cdot (63 - 55,44) = 3,78 \text{ mm} \quad (3.269)$$

- średnica podstaw d_{f1} [mm]:

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m_{x1} \cdot h_{f1}^* = 63 - 2 \cdot 3,15 \cdot 1,2 = 55,44 \text{ mm} \quad (3.270)$$

dla ślimaków Archimedes'a:

$$h_{f1}^* = 1,2 \quad (3.271)$$

- luz dolny ślimaka c_1 [mm]:

$$c_1 = m_{x1} \cdot c_1^* = 3,15 \cdot 0,25 = 0,787 \text{ mm} \quad (3.272)$$

- wysokość nominalna zęba h_1 [mm]:

$$h_1 = 3,15 + 3,78 = 6,93 \text{ mm} \quad (3.273)$$

- osiowa grubość zęba na walcu podziałowym odniesienia ślimaka s_{x1} [mm]:

$$s_{x1} = \pi \cdot m_{x1} \cdot s_{x1}^* = \pi \cdot 3,15 \cdot 0,5 = 4,948 \text{ mm} \quad (3.274)$$

- osiowa szerokość wrębu na walcu podziałowym odniesienia e_{x1} [mm]:

$$e_{x1} = m_{x1} \cdot \pi \cdot (1 - s_{x1}^*) = 3,15 \cdot \pi \cdot (1 - 0,5) = 4,948 \text{ mm} \quad (3.275)$$

- normalna grubość zęba na walcu podziałowym odniesienia s_{n1} [mm]:

$$s_{n1} = s_{x1} \cdot \cos \gamma_1 = 4,948 \cdot \cos(11,31^\circ) = 4,852 \text{ mm} \quad (3.276)$$

- normalna szerokość wrębu na walcu podziałowym odniesienia e_{n1} [mm]:

$$e_{n1} = e_{x1} \cdot \cos \gamma_1 = 4,948 \cdot \cos 11,31^\circ = 4,852 \text{ mm} \quad (3.277)$$

- kształt zarysów boku zęba ślimaka, A – zarys prostoliniowy w przekroju osiowym (oznaczenie ślimaka ZA)

- średnica toczna d_{w1} [mm]:

$$d_{w1} = d_1 = 63 \text{ mm} \quad (3.278)$$

- kąt wzniosu linii śrubowej na okręgu zasadniczym dla zarysu I γ_{b1} [°]:

$$\cos \gamma_{b1} = \cos \gamma_1 \cdot \cos \alpha_n = \cos(11,31^\circ) \cdot \cos(20^\circ) = 0,921$$

$$\gamma_{b1} = 22,862^\circ \quad (3.279)$$

- średnica zasadnicza dla zarysu I d_{b1} [mm]:

$$d_{b1} = d_1 \cdot \frac{\operatorname{tg} \gamma_1}{\operatorname{tg} \gamma_{b1}} = 63,00 \cdot \frac{\operatorname{tg}(11,31^\circ)}{\operatorname{tg}(22,862^\circ)} = 29,884 \text{ mm} \quad (3.280)$$

- podziałka zasadnicza dla zarysu I p_{b1} [mm]:

$$p_{b1} = p_{x1} \cdot \cos \gamma_{b1} = 9,896 \cdot \cos(22,862^\circ) = 9,119 \text{ mm} \quad (3.281)$$

- szerokość czołowa (uzębienia) b_1 [mm]:

$$b_1 \geq 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{d_{e2}}{2}\right)^2 - \left(a - \frac{d_{a1}}{2}\right)^2} =$$

$$2 \cdot \sqrt{\left(\frac{196,41}{2}\right)^2 - \left(125 - \frac{69,3}{2}\right)^2} = 77,07 \text{ mm} \quad (3.282)$$

Cechy geometryczne ślimacznicy:

- moduł czołowy m_{t2} [mm]:

$$m_{t2} = m_{x1} = 3,15 \text{ mm} \quad (3.283)$$

- średnica podziałowa (odniesienia) d_2 [mm]:

$$d_2 = m_{x1} \cdot z_2 = 3,15 \cdot 59 = 185,85 \text{ mm} \quad (3.284)$$

- podziałka nominalna p_{t2} [mm]:

$$p_{t2} = p_{x1} = 9,896 \text{ mm} \quad (3.285)$$

- nominalna grubość zęba ślimacznicy na średnicy odniesienia s_{t2} [mm]:

$$s_{t2} = e_{x1} - j_x = 4,948 - 0,1 = 4,848 \text{ mm} \quad (3.286)$$

- szerokość wrębu na średnicy odniesienia e_{t2} [mm]:

$$e_{t2} = p_{t2} - s_{t2} = 9,896 - 4,848 = 5,048 \text{ mm} \quad (3.287)$$

- wysokość nominalna głowy zęba h_{a2} [mm]:

$$h_{a2} = m_{x1} \cdot (h_{a2}^* + x_2) = 3,15 \cdot (1,0 + 0,2) = 3,725 \text{ mm} \quad (3.288)$$

$$h_{a2}^* = h_{a1}^* = 1,0 \quad (3.289)$$

- wysokość nominalna stopy zęba h_{f2} [mm]:

$$h_{f2} = m_{x1} \cdot (h_{f2}^* - x_2) = 3,15 \cdot (1,2 - 0,2) = 3,205 \text{ mm} \quad (3.290)$$

dla ślimaków Archimedes'a:

$$h_{f2}^* = h_{f1}^* = 1,2 \quad (3.291)$$

- wysokość zarysu (zewnętrzna) głowy zęba h_{e2} [mm]:

$$0,4 \cdot m_{x1} \leq h_{e2} \leq 1,5 \cdot m_{x1} \quad (3.292)$$

$$0,4 \cdot 3,15 = 1,26 \leq h_{e2} \leq 1,5 \cdot 3,15 = 4,725 \text{ mm} \quad (3.293)$$

$$h_{e2} = 1,5 \text{ mm} \quad (3.294)$$

- wysokość zęba h_2 [mm]:

$$h_2 = h_{a2} + h_{f2} = 3,78 + 3,15 = 6,93 \text{ mm} \quad (3.295)$$

- średnica wierzchołków (głów) zębów d_{a2} [mm]:

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_{a2} = 185,85 + 2 \cdot 3,78 = 193,300 \text{ mm} \quad (3.296)$$

- średnica podstaw (stóp zębów) d_{f2} [mm]:

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_{f2} = 185,85 - 2 \cdot 3,15 = 179,440 \text{ mm} \quad (3.297)$$

- średnica zewnętrzna d_{e2} [mm]:

$$d_{e2} = d_{a2} + 2 \cdot h_{e2} = 193,300 + 2 \cdot 1,5 = 196,41 \text{ mm} \quad (3.298)$$

$$d_{e2} \leq d_{a2} + k \cdot m_{x1} = 193,41 + 1 \cdot 3,15 = 196,46 \text{ mm} \quad (3.299)$$

gdzie dla $z_1 = 4$, $k = 1$.

- szerokość czołowa b_2 [mm]:

$$b_2 \leq 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{d_1}{2}\right)^2 - \left(a - \frac{d_{e2}}{2}\right)^2} =$$

$$2 \cdot \sqrt{\left(\frac{63}{2}\right)^2 - \left(125 - \frac{196,41}{2}\right)^2} = 33,187 \text{ mm} \quad (3.300)$$

- promień stożka r_k [mm]:

$$r_k \geq a - \frac{d_{a2}}{2} = 125 - \frac{193,300}{2} = 28,350 \text{ mm} \quad (3.301)$$

- kąt stożka ϑ [°]:

$$\sin \vartheta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5 \cdot m_{x1}} = \frac{33,197}{69,300 - 0,5 \cdot 3,15} = 0,490$$

$$\vartheta = 29,343^\circ \quad (3.302)$$

- przesunięcie zazębienia $x_2 \cdot m_{x1}$ [mm]:

$$x_2 \cdot m_{x1} = a - m_{x1} \cdot \frac{q_1 + z_2}{2} = 125 - 3,15 \cdot \frac{20 + 59}{2} = 0,575 \text{ mm}$$

$$x_2 = 0,183 \quad (3.303)$$

- średnica toczna ślimacznicy d_{w2} [mm]:

$$d_{w2} = d_2 + x_2 \cdot m_{x1} =$$

$$185,85 + 0,1825 \cdot 3,15 = 186,425 \text{ mm} \quad (3.304)$$

- odległość osi a [mm]:

$$a = 0,5 \cdot m_{x1} \cdot (q_1 + z_2 + 2 \cdot x_2) =$$

$$0,5 \cdot 3,15 \cdot (20 + 59 + 2 \cdot 0,1825) = 125 \text{ mm} \quad (3.305)$$

- zerowa odległość osi a_d [mm]

$$a_d = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{63,000 + 185,850}{2} = 124,425 \text{ mm} \quad (3.306)$$

W tabeli 3.27 przedstawiono wyniki, obliczonych wyżej, cech geometrycznych ślimaka i ślimacznicy.

Wyniki obliczeń cech geometrycznych uzębienia i zazębienia

Tabela 3.27

Nazwa parametru	Oznaczenie	Jednostka	Ślimak	Ślimaczka
Liczba zwojów ślimaka i zębów ślimacznicy	$z_{1(2)}$		4	59
Moduł osiowy ślimaka	m_{x1}	Mm	3,15	
Moduł czołowy ślimacznicy	m_{t2}	Mm	3,15	
Moduł normalny	m_n	Mm	3,089	
Odległość osi	a	mm	125,0	
Zerowa odległość osi	a_d	mm	124,425	
Współczynnik przesunięcia zarysu ślimacznicy	x_2		0,183	
Kąt osi	Σ	[°]	90	
Kąt przyporu (zarysu) w przekroju normalnym	α_n	[°]	20	
Kąt pochylenia linii śrubowej	β_1	[°]	78,69	
Kąt stożka ślimacznicy	ϑ	[°]	29,343	
Kąt wzniosu linii śrubowej na okręgu podziałowym odniesienia	γ_1	[°]	11,31	
Kąt wzniosu linii śrubowej na okręgu zasadniczym dla zarysu I	γ_{b1}	[°]	22,862	
Przełożenie geometryczne	u		14,75	
Przełożenie kinematyczne	i		14,7	
Luz dolny ślimaka	c_1	mm	0,787	
Klasa dokładności wykonania	wg PN		7	
Średnica wierzchołków zębów	$d_{a1(2)}$	mm	69,3	193,3
Średnica podziałowa	$d_{1(2)}$	mm	63,0	185,85
Średnica podstaw	$d_{f1(2)}$	mm	55,44	179,44
Średnica toczna	$d_{w1(2)}$	mm	63,0	186,425
Średnica zasadnicza dla zarysu I	d_{b1}	mm	29,884	
Średnica zewnętrzna ślimacznicy	d_{e2}	mm	196,41	
Promień stożka ślimacznicy	r_k	mm	28,35	
Szerokość czołowa (uzębienia)	$b_{1(2)}$	mm	77,07	33,187
Wysokość nominalna głowy zęba	$h_{a1(2)}$	mm	3,15	3,725
Wysokość nominalna stopy zęba	$h_{f1(2)}$	mm	3,78	3,205
Wysokość nominalna zęba	$h_{1(2)}$	mm	6,93	6,93
Wysokość zewnętrzna głowy ślimacznicy	h_{e2}	mm	1,5	
Osiowa grubość zęba na walcu podziałowym odniesienia ślimaka	s_{x1}	mm	4,948	
Normalna grubość zęba na walcu podziałowym odniesienia ślimaka	s_{n1}	mm	4,852	
Nominalna grubość zęba ślimacznicy odniesienia	s_{t2}	mm	4,848	
Osiowa szerokość wrębu na walcu podziałowym odniesienia ślimaka	e_{x1}	mm	4,948	
Normalna szerokość wrębu na walcu podziałowym odniesienia ślimaka	e_{n1}	mm	4,852	

Szerokość wrębu na średnicy odniesienia ślimacznicy	e_{te}	mm	5,048
Podziałka osiowa ślimaka	p_{x1}	mm	9,896
Podziałka normalna na walcu odniesienia ślimaka	p_n	mm	9,704
Podziałka zasadnicza dla zarysu I	p_{b1}	mm	9,119
Podziałka nominalna ślimacznicy	p_{t2}	mm	9,896
Skok ślimaka	p_{z1}	mm	39,584

3.5.3. Sprawdzenie sztywności ślimaka:

Dane wejściowe uzupełniające:

- dopuszczalne ugięcie ślimaka $\delta_{lim} = 3,5 \cdot 10^{-2} \mu m$
- kąt obróbczy $\alpha_0 = 20^\circ C$
- odległość łożyska od osi zazębienia
lewa strona $l_{11} = 18,5 \text{ mm}$
- odległość łożyska od osi zazębienia
prawa strona $l_{12} = 18,5 \text{ mm}$
- minimalny współczynnik bezpieczeństwa
na sztywność ślimaka $S_{\delta min} = 1,0$

- współczynnik bezpieczeństwa S_δ :

$$S_\delta = \frac{\delta_{lim}}{\delta_m} \geq S_{\delta min} = 1,0 \quad (3.307)$$

$$S_\delta = \frac{0,035}{0,02855} = 1,226 \geq S_{\delta min} = 1,0$$

- ugięcie ślimaka przy symetrycznym rozmieszczeniu łożysk $\delta_m [\mu m]$:

$$l_1 = l_{11} + l_{12} = 18,5 + 18,5 = 37 \text{ mm} \quad (3.308)$$

$$\delta_m = 2 \cdot 10^{-6} \cdot l_1^3 \cdot F_{tm2} \cdot \frac{\sqrt{\lg^2(\gamma_1 + \arctg \mu_{zm}) + \frac{\lg^2 \alpha_0}{\cos^2 \gamma_1}}}{d_1^4} \quad (3.309)$$

$$\delta_m = 2 \cdot 10^{-6} \cdot 37^3 \cdot 10330,912 \cdot$$

$$\frac{\sqrt{\lg^2(11,31^\circ + \arctg(0,016)) + \frac{\lg^2(20^\circ)}{\cos^2(11,31^\circ)}}}{63^4} \quad (3.310)$$

$$\delta_m = 2,855 \cdot 10^{-5} \text{ mm} = 2,855 \cdot 10^{-2} \mu m \quad (3.311)$$

gdzie:

F_{tm2} [N] – siła obwodowa:

$$F_{tm2} = 2000 \cdot \frac{T_2}{d_2} = 2000 \cdot \frac{960}{185,85} = 10330,912 \text{ N} \quad (3.312)$$

μ_{zm} – współczynnik średni tarcia w zazębieniu:

$$\mu_{zm} = \mu_{OT} \cdot Y_S \cdot Y_G \cdot Y_W \cdot Y_R \quad (3.313)$$

$$\mu_{zm} = 0,021 \cdot 0,894 \cdot 0,933 \cdot 0,95 \cdot 0,946 = 0,016 \quad (3.314)$$

μ_{OT} – podstawowy współczynnik tarcia przy smarowaniu poliglikolem:

$$\mu_{OT} = 0,018 + 0,026 \cdot \frac{1}{(v_{gm} + 0,20)^{0,78}} \leq 0,096 \quad (3.315)$$

$$\mu_{OT} = 0,018 + 0,026 \cdot \frac{1}{(4,945 + 0,20)^{0,78}} = 0,021 \leq 0,096 \quad (3.316)$$

$$v_{gm} = \frac{m_{x1} \cdot q_1 \cdot n_1}{19098 \cdot \cos \gamma_1} = \frac{3,15 \cdot 20 \cdot 1470}{19098 \cdot \cos 11,31^\circ} = 4,945 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (3.317)$$

Y_S – współczynnik wymiarowy:

$$Y_S = \sqrt{\frac{100}{a}} = \sqrt{\frac{100}{125}} = 0,894 \quad (3.318)$$

Y_G – współczynnik geometryczny:

$$Y_G = \sqrt{\frac{0,07}{h^*}} = \sqrt{\frac{0,07}{0,080}} = 0,933 \quad (3.319)$$

$$h^* = 0,018 + \frac{q_1}{7,86 \cdot (q_1 + z_2)} + \frac{1}{z_2} + \frac{x_2}{110} - \frac{u}{36300} + \frac{b_{2H}}{370,4 \cdot m_{x1}} - \frac{\sqrt{2 \cdot q_1 - 1}}{213,9} = 0,018 + \frac{20}{7,86 \cdot (20 + 59)} + \frac{1}{59} + \frac{0,182}{110} - \frac{14,75}{36300} + \frac{46}{370,4 \cdot 3,15} - \frac{\sqrt{2 \cdot 20 - 1}}{213,9} = 0,080 \quad (3.320)$$

Y_W – współczynnik materiałowy:

$$Y_W = 0,95 \quad (3.321)$$

Y_R – współczynnik chropowatości:

$$Y_R = \sqrt[4]{\frac{R_{a1}}{0,5}} = \sqrt[4]{\frac{0,4}{0,5}} = 0,946 \quad (3.322)$$

Wyniki obliczeń sztywności ślimaka zebrano w tabeli 3.28.

Wyniki obliczeń sztywności ślimaka

Tabela 3.28

Nazwa parametru	Oznaczenie	Jednostka	Wartość
Dopuszczalne ugięcie ślimaka	δ_{lim}	μm	0,035
Maksymalne ugięcie ślimaka	δ_m	μm	0,029
Obliczeniowy współczynnik bezpieczeństwa ze względu na sztywność ślimaka	S_δ		1,226
Minimalny współczynnik bezpieczeństwa ze względu na sztywność ślimaka	$S_{\delta min}$		1,0
<i>Warunek bezpieczeństwa $S_\delta \geq S_{\delta min}$</i>			
Nazwa parametru	Oznaczenie	Wartość	
Współczynnik wymiarowy	Y_S	0,894	
Współczynnik geometryczny	Y_G	0,933	
Współczynnik materiałowy	Y_W	0,95	
Współczynnik chropowatości	Y_R	0,946	

3.5.4. Obliczenie stopnia zużycia zęba ślimacznicy

Dane wejściowe uzupełniające:

- minimalny współczynnik bezpieczeństwa ze względu na zużycie zęba ślimaka $S_{Wmin} = 1,1$
- współczynnik materiałowo-smarowy (tabela 3.26) $W_{ML} = 1,2$
- gęstość oleju w temperaturze 15°C $\rho_{oil15} = 882,3 \text{ kg/m}^3$
- lepkość kinematyczna przy temperaturze chwilowej oleju $\nu_m = 93 \text{ ST}$
- temperatura pracy przekładni $Q_M = 20^\circ\text{C}$
- temperatura oleju w zbiorniku $\vartheta_E = 20^\circ\text{C}$

- współczynnik bezpieczeństwa ze względu na zużycie zęba ślimaczniczy S_W :

$$S_W = \frac{\delta_{Wn \lim}}{\delta_{Wn}} \geq S_{W \min} = 1,1 \quad (3.323)$$

$$S_W = \frac{0,927 \cdot 10^{-3}}{0,450 \cdot 10^{-3}} = 2,058 \geq S_{W \min} = 1,1 \quad (3.324)$$

- zużycie dopuszczalne $\delta_{Wn \lim}$ [μm]:
- według kryterium grubości zęba na okręgu wierzchołków:

$$\delta_{Wn \lim} = m_{x1} \cdot \cos \gamma_1 \cdot \left(\frac{\pi}{2} - 2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 \right) = \quad (3.325)$$

$$3,15 \cdot \cos(11,31^\circ) \cdot \left(\frac{\pi}{2} - 2 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) \right) = 2,603 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

- według kryterium zadanego luzu między zębnego $\delta_{Wn \lim}$ [μm]:

$$\delta_{Wn \lim} = 0,3 \cdot m_{x1} \cdot \cos \gamma_1 = \quad (3.326)$$

$$0,3 \cdot 3,15 \cdot \cos(11,31^\circ) = 0,927 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

- zużycie zęba ślimaczniczy w przekroju normalnym δ_{Wn} :

$$\delta_{Wn} = J_W \cdot s_{Wm} = 6,285 \cdot 10^{-13} \cdot 0,717 \cdot 10^9 \quad (3.327)$$

$$\delta_{Wn} = 0,450 \cdot 10^{-3}$$

gdzie:

s_{Wn} [mm] – długość ścieżki zużycia:

$$s_{Wm} = s^* \cdot \frac{\sigma_{Hm} \cdot a}{E_{red}} \cdot N_L = \quad (3.328)$$

$$31,88 \cdot \frac{302,017 \cdot 125}{150622} \cdot 89,69 \cdot 10^6 = 0,717 \cdot 10^9$$

s^* – parametr dla średniej ścieżki zużycia dla ślimaków ZI, ZN, ZK, ZA:

$$s^* = 0,78 + 0,21 \cdot u + \frac{5,6}{\operatorname{tg} \gamma_1} = \quad (3.329)$$

$$0,78 + 0,21 \cdot 14,75 + \frac{5,6}{\operatorname{tg}(11,31^\circ)} = 31,877$$

N_L – liczba cykli dla oczekiwanej trwałości:

$$N_L = L_h \cdot n_1 \cdot 60 \cdot \frac{n_1 \cdot 60}{u} = 15000 \cdot \frac{1470 \cdot 60}{14,74} = 89,69 \cdot 10^6 \quad (3.330)$$

E_{red} [MPa] – zredukowany moduł Younga:

$$E_{red} = \frac{2}{\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}} = \frac{2}{\frac{1-0,3^2}{210000} + \frac{1-0,35^2}{98100}} \quad (3.331)$$

$$E_{red} = 150622 \text{ MPa}$$

σ_{Hm} [MPa] – średnie naprężenia stykowe:

$$\sigma_{Hm} = \frac{4}{\pi} \cdot \left(\frac{10^3 \cdot p_m^* \cdot T_2 \cdot E_{red}}{a^3} \right)^{0,5} = \quad (3.332)$$

$$\frac{4}{\pi} \cdot \left(\frac{10^3 \cdot 0,760 \cdot 960 \cdot 150622}{125^3} \right)^{0,5} = 302,017 \text{ MPa}$$

$$p_m^* = 1,03 \cdot \left(\frac{0,4 + \frac{x_2}{u} + 0,01 \cdot z_2 - 0,083 \cdot \frac{b_{2H}}{m_{x1}} + \frac{\sqrt{2 \cdot q_1 - 1}}{6,9} + \frac{q_1 + 50 \cdot \frac{u+1}{u}}{15,9 + 37,5 \cdot q_1} \right) \quad (3.333)$$

$$p_m^* = 1,03 \cdot \left(\frac{0,4 + \frac{0,183}{14,75} + 0,01 \cdot 59 - 0,083 \cdot \frac{46}{3,15} + \frac{\sqrt{2 \cdot 20 - 1}}{6,9} + \frac{20 + 50 \cdot \frac{14,75 + 1}{14,75}}{15,9 + 37,5 \cdot 20} \right) = 0,760$$

J_W – intensywność zużycia:

$$J_W = 5,237 \cdot W_{ML} = 6,844 \cdot 10^{-13} \cdot 1,2 = 6,285 \cdot 10^{-13} \quad (3.334)$$

J_{OT} – intensywność zużycia odniesienia:

$$J_{OT} = 127 \cdot 10^{-12} \cdot K_W^{-2,24} = \quad (3.335)$$

$$127 \cdot 10^{-12} \cdot 11,597^{-2,24} = 5,237 \cdot 10^{-13}$$

K_W – parametr grubości filmu olejowego:

$$K_W = h_{\min} \cdot W_S = 54,192 \cdot 0,214 = 11,597 \quad (3.336)$$

$$h_{\min} = 21 \cdot h^* \cdot \frac{c_\alpha^{0,6} \cdot \eta_{OM}^{0,7} \cdot n_1^{0,7} \cdot a^{1,39} \cdot E_{red}^{0,03}}{T_2^{0,13}} =$$

$$= 21 \cdot 0,080 \cdot \frac{(1,3 \cdot 10^{-8})^{0,6} \cdot 81,739^{0,7} \cdot 1470^{0,7} \cdot 125^{1,39} \cdot 150622^{0,03}}{960^{0,13}}$$

$$h_{\min} = 54,192 \quad (3.337)$$

$c_\alpha \left[\frac{m^2}{N} \right]$ – stała dla poliglikoli:

$$c_\alpha = 1,3 \cdot 10^{-8} \left[\frac{m^2}{N} \right] \quad (3.338)$$

η_{OM} – lepkość dynamiczna oleju temperaturze chwilowej ϑ_M °C:

$$\eta_{OM} = \frac{v_M \cdot \rho_{oilM}}{1000} = \frac{93 \cdot 878,9}{1000} = 81,739 \quad (3.339)$$

$\rho_{oilM} \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ – gęstość oleju:

$$\rho_{oilM} = \frac{\rho_{oil15}}{1 + k \cdot (\vartheta_M - 15^\circ C)} = \frac{882,3}{1 + 7,7 \cdot 10^{-4} \cdot (20 - 15)} = 878,9 \quad (3.340)$$

k – stała smaru dla poliglikoli:

$$k = 7,7 \cdot 10^{-4} \quad (3.341)$$

W_S – współczynnik struktury smaru:

$$W_S = \eta_{OM}^{-0,35} = 81,7^{-0,35} = 0,214 \quad (3.342)$$

ϑ_M [°C] – temperatura chwilowa przy smarowaniu natryskowym:

$$\vartheta_M = \vartheta_E + 16 \cdot K_n \cdot K_v \cdot K_S =$$

$$20 + 16 \cdot 0,895 \cdot 0,737 \cdot 1,16 = 32,24^\circ \quad (3.343)$$

K_n – współczynnik prędkości obrotowej:

$$K_n = \left(u \cdot \frac{72,5}{n_1} \right)^{0,35} = \left(14,75 \cdot \frac{72,5}{1470} \right)^{0,35} = 0,895 \quad (3.344)$$

K_v – współczynnik lepkości:

$$K_v = \left(\frac{v_E}{55}\right)^{0,35} = \left(\frac{23}{55}\right)^{0,35} = 1,15 \tag{3.345}$$

K_s – współczynnik wymiarowy:

$$K_s = \left(\frac{160}{a}\right)^{0,6} = \left(\frac{160}{125}\right)^{0,6} = 1,16 \tag{3.346}$$

W tabeli 3.29 przedstawiono wyniki obliczeń związanych ze stopniem zużycia ślimacznicy:

Wyniki obliczeń stopnia zużycia ślimacznicy

Tabela 3.29

Nazwa parametru	Oznaczenie	Jednostka	Wartość
Zużycie dopuszczalne	$\delta_{Wlim\ n}$	mm	$0,927 \cdot 10^{-3}$
Maksymalne zużycie zęba ślimacznicy w przekroju normalnym	δ_{Wn}	mm	$0,450 \cdot 10^{-3}$
Obliczeniowy współczynnik bezpieczeństwa ze względu na zużycie zęba ślimacznicy	S_W		2,058
Minimalny współczynnik bezpieczeństwa ze względu na zużycie zęba ślimacznicy	S_{Wmin}		1,1
Warunek bezpieczeństwa $S_W \geq S_{Wmin}$			
Nazwa parametru	Oznaczenie	Wartość	
Współczynnik materiałowo smarowy	W_{ML}	1,2	
Współczynnik struktury smaru	W_s	0,214	
Współczynnik prędkości obrotowej	K_n	0,895	
Współczynnik lepkości	K_v	1,15	
Współczynnik wymiarowy	K_s	1,16	

3.5.5. Sprawdzenie trwałości ślimacznicy ze względu na pitting

Dane wejściowe uzupełniające:

- minimalny współczynnik bezpieczeństwa na pitting

$S_{Hmin} = 1,0$
- stykowa wytrzymałość zmęczeniowa (tabela 3.21)

$\sigma_{HlimT} = 520\text{ MPa}$

- współczynnik bezpieczeństwa na pitting S_H :

$$S_H = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_{Hm}} \geq S_{Hmin} = 1,0 \quad (3.347)$$

$$S_H = \frac{375,443}{302,017} = 1,243 \geq S_{Hmin} = 1,0 \quad (3.348)$$

- wartość graniczna naprężeń stykowych σ_{HG} [MPa]:

$$\sigma_{HG} = \sigma_{HlimT} \cdot Z_h \cdot Z_v \cdot Z_s \cdot Z_{oil} = 520 \cdot 1,09 \cdot 0,748 \cdot 0,995 \cdot 0,89 = 375,443 \text{ MPa} \quad (3.349)$$

$$Z_h = \left(\frac{25000}{L_h} \right)^{\frac{1}{6}} = \left(\frac{25000}{15000} \right)^{\frac{1}{6}} = 1,09 \quad (3.350)$$

$$Z_v = \sqrt{\frac{5}{4 + v_{gm}}} = \sqrt{\frac{5}{4 + 4,945}} = 0,748 \quad (3.351)$$

$$Z_s = \sqrt{\frac{3000}{2900 + a}} = \sqrt{\frac{3000}{2900 + 125}} = 0,995 \quad (3.352)$$

$$Z_{oil} = 0,89 \quad (3.353)$$

Wyniki uzyskane z przeprowadzonych wyżej obliczeń trwałości powierzchni boku zęba (pitting) ślimacznicy zostały zestawione w tabeli 3.30.

Wyniki obliczeń trwałości powierzchni boku zęba (pitting) ślimacznicy

Tabela 3.30

Nazwa parametru	Oznaczenie	Jednostka	Wartość
Wartość graniczna naprężeń stykowych	σ_{HG}	MPa	375,443
Średnie naprężenia stykowe	σ_{Hm}	MPa	302,017
Obliczeniowy współczynnik bezpieczeństwa ze względu na pitting	S_H		1,243
Minimalny współczynnik bezpieczeństwa ze względu na pitting	S_{Hmin}		1,0
Warunek bezpieczeństwa $S_H \geq S_{Hmin}$			
Nazwa parametru	Oznaczenie	Wartość	
Współczynnik oczekiwanej trwałości	Z_h	1,09	
Współczynnik prędkości	Z_v	0,748	
Współczynnik wymiarowy	Z_s	0,995	
Współczynnik rodzaju oleju	Z_{oil}	0,89	

3.5.6. Sprawdzenie wytrzymałości zęba ślimacznicy ze względu na złamanie

Dane wejściowe uzupełniające:

- minimalny współczynnik bezpieczeństwa ze względu na złamanie zęba ślimacznicy $S_{Fmin} = 1,1$
- średnia granica wytrzymałości zmęczeniowej (tabela 3.22) $\tau_{FlimT} = 100,0 \text{ MPa}$
- współczynnik trwałości oczekiwanej (tabela 3.7) $Y_{NL} = 1,0$
- współczynnik bezpieczeństwa S_F :

$$S_F = \frac{\tau_{FG}}{\tau_F} \geq S_{Fmin} = 1,1 \quad (3.354)$$

$$S_F = \frac{100,0}{41,093} = 2,433 \geq S_{Fmin} = 1,1 \quad (3.355)$$

gdzie:

τ_{FG} [MPa] – graniczna wartość naprężeń ścinających:

$$\tau_{FG} = \tau_{FlimT} \cdot Y_{NL} = 100 \cdot 1,0 = 100,0 \text{ MPa} \quad (3.356)$$

τ_F [MPa] – naprężenie ścinające:

$$\tau_F = \frac{F_{tm2}}{b_{2h} \cdot m_{x1}} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\gamma \cdot Y_K \cdot Y_F = \quad (3.357)$$

$$\frac{10330,912}{46 \cdot 3,15} \cdot 0,5 \cdot 1,03 \cdot 1 \cdot 1,180 = 41,093 \text{ MPa}$$

Y_ϵ – współczynnik kontaktu:

$$Y_\epsilon = 0,5 \quad (3.358)$$

Y_γ – współczynnik pochylenia zęba:

$$Y_\gamma = \frac{1}{\cos \gamma_1} = \frac{1}{\cos 11,31^\circ} = 1,03 \quad (3.359)$$

Y_K – współczynnik grubości wieńca ślimacznicy:

$$Y_K = 1,0 \quad (3.360)$$

Y_F – współczynnik kształtu:

$$Y_F = 2,9 \cdot \frac{m_{x1}}{s_{f12}} = 2,9 \cdot \frac{3,15}{7,739} = 1,180 \quad (3.361)$$

s_{f12} [mm] – średnia grubość zęba ślimacznicy w przekroju czołowym:

$$s_{f12} = 1,06 \cdot \left[s_{12} - \Delta s + (d_2 - d_{f2}) \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_0}{\cos \gamma_1} \right] =$$

$$1,06 \cdot \left[4,948 - 0,025 + (185,85 - 179,55) \cdot \frac{\operatorname{tg}(20^\circ)}{\cos(11,31^\circ)} \right] = 7,739 \quad (3.362)$$

s_{12} [mm] – grubość zęba na okręgu odniesienia:

$$s_{12} = 0,5 \cdot \pi \cdot m_{x1} = 0,5 \cdot \pi \cdot 3,15 = 4,948 \text{ mm} \quad (3.363)$$

Δs [mm] – ubytek grubości podstawy zęba na skutek zużycia, wyzna-

$$\text{czony z warunku } S_{F\min} = \frac{\tau_{FG}}{\tau_F} :$$

$$\Delta s = 0,025 \text{ mm} \quad (3.364)$$

W tabeli 3.31 przedstawiono wyniki obliczeń wytrzymałości zęba ślimacznicy na zginanie.

Wyniki obliczeń wytrzymałości zęba ślimacznicy na zginanie

Tabela 3.31

Nazwa parametru	Ozna- czenie	Jed- nostka	Wartość
Graniczna wartość naprężeń ścinających	τ_{FG}	MPa	100,0
Maksymalne naprężenie ścinające	τ_F	MPa	41,093
Obliczeniowy współczynnik bezpieczeństwa ze względu na złamanie zęba ślimacznicy	S_F		2,433
Minimalny współczynnik bezpieczeństwa na złamanie zęba ślimacznicy	$S_{F\min}$		1,1
<i>Warunek bezpieczeństwa $S_F \geq S_{F\min}$</i>			
Nazwa parametru	Oznaczenie	Wartość	
Współczynnik trwałości oczekiwanej	Y_{NL}	1,0	
Współczynnik przyporu (kontaktu)	Y_ϵ	0,5	
Współczynnik kształtu	Y_F	1,180	
Współczynnik pochylenia zęba	Y_y	1,03	
Współczynnik grubości wieńca ślimacznicy	Y_K	1,0	

4. KOMPUTEROWO WSPOMAGANE OBLICZENIA INŻYNIERSKIE

Przedstawiony w rozdziałach drugim i trzecim, tok postępowania podczas przykładowych obliczeń elementów zębatych przekładni stożkowych i ślimakowych, udokumentował jego pracochłonność. Obliczenia te wymagają od konstruktora poświęcenia sporo wysiłku oraz czasu. Aby temu zapobiec, a tym samym zracjonalizować proces konstruowania, opracowano pakiety programów inżynierskich wspomagające dobór oraz sprawdzenie, zgodnie z wymaganiami ISO 10300:2001 i ISO/CD TR 14521 elementów zębatych przekładni kątowych na etapie projektowania.

W monografii, w rozdziałach drugim i trzecim przedstawiono w sposób algorytmiczny, czyli uporządkowany, a tym samym nadający się do komputerowego wspomagania projektowania proces doboru, wraz ze sprawdzeniem, elementów zębatych stożkowych oraz ślimakowych. Na jego podstawie powstał pakiet programów inżynierskich, który składa się z trzech programów realizujących etapy:

- obliczeń wstępnych,
- obliczeń cech geometrycznych,
- obliczeń sprawdzających.

4.1. Komputerowo wspomagany dobór oraz sprawdzenie elementów zębatych stożkowych

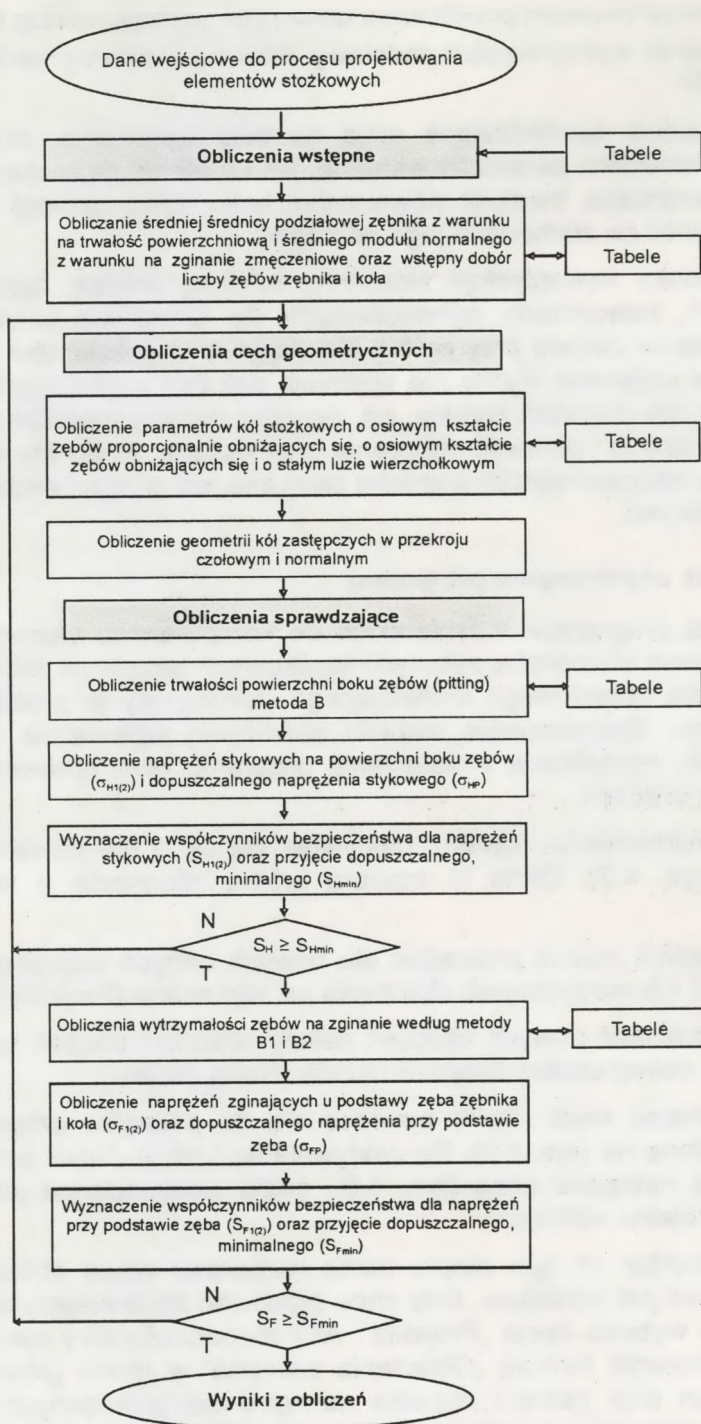
4.1.1. Algorytm programu

Konstruktor rozpoczynając projektowanie przekładni stożkowej, dysponuje ograniczoną liczbą danych, tj. nominalnym momentem obrotowym i obrotami na wałku wejściowym oraz wyjściowym, współczynnikiem zastosowania lub widmem obciążeń oraz wymaganiami gabarytowymi.

Dla takich danych może przeprowadzić wstępne obliczenia projektujące, pozwalające ustalić średnią średnicę podziałową zębniaka oraz średni moduł normalny (czyli najsłabszy węzeł) na podstawie szacunkowych współczynników wytrzymałościowych, współczynników wpływu (rys. 4.1).

Tak dobrane cechy geometryczne pozwalają na dalsze obliczenia nośności danej pary kół zębatych stożkowych według międzynarodowych norm ISO 10300-1,2,3:2001 [13-15].

Metodyka obliczeń sprawdzających, modułu stożkowego według ISO 10300-1,2,3:2001, składa się z dwóch etapów i dotyczy:



Rys.4.1. Diagram komputerowo wspomaganego projektowania elementów zębatych stożkowych

- obliczenia trwałości powierzchni boku zęba (pitting) według metody B,
- obliczenia wytrzymałości podstawy zęba na złamanie według metod B1 i B2.

Obliczenia sprawdzające mają na celu wykazanie, czy przyjęte przez konstruktora parametry wstępne, jak i materiał są w stanie zapewnić wystarczającą trwałość powierzchni boku zęba (pitting) oraz jego wytrzymałość na złamanie u jego podstawy.

Metodyka wykorzystuje wcześniej zdobytą wiedzę, zgromadzoną w tabelach, zaleceniach, ograniczeniach, itp. Umożliwia konstruktorowi podejmowanie decyzji przy próbie rozwiązywania problemów. Gdy okaże się, że uzyskane wyniki nie spełniają założeń wejściowych, to konstruktor może dokonać korekty, np. poprzez zmianę materiału czy cech geometrycznych i ponowić obliczenia projektujące, aż do skutku. Celem uzyskania zadowalających wyników zalecane jest przeprowadzenie kilku iteracji obliczeń.

4.1.2. Opis użytkowania programu

Pakiet programów inżynierskich do komputerowo wspomaganego projektowania elementów zębatych stożkowych bazuje na technice programowania obiektowego ułatwiającego dekompozycje problemu obliczeniowego. Zastosowanie techniki obiektowej wpływa na łatwiejszą rozbudowę, modyfikację i testowanie programu oraz sprawdzanie poprawności obliczeń.

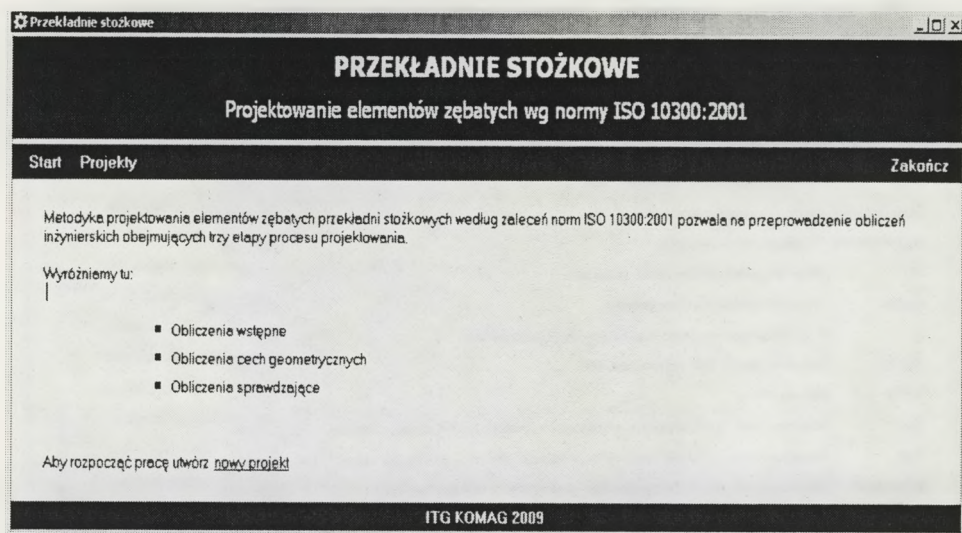
Po uruchomieniu pakietu, uaktywnia się okno dla przekładni stożkowych (rys. 4.2). Okno to zawiera krótką informację o możliwości pakietu.

Obliczenia można prowadzić dla nowych danych wejściowych (Nowy projekt) lub modyfikować obliczenia już wykonane (Projekty).

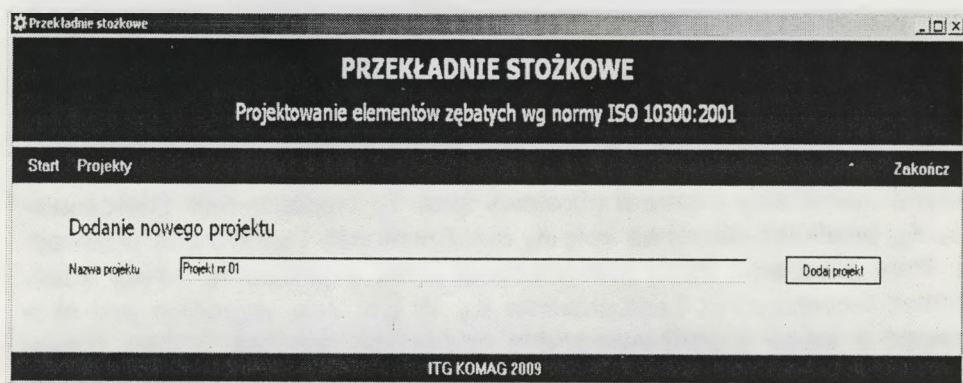
Aby dokonać nowych obliczeń należy utworzyć projekt, uaktywniając pole w dolnej części ekranu o nazwie (Nowy projekt).

Naciskając skrót (Start) powraca się do początku programu, jak przedstawiono na (rys. 4.2). Po uaktywnieniu funkcji „Nowy projekt” wyświetla się następne okno (rys. 4.3), gdzie wprowadzona jest nazwa nowego projektu obliczeń.

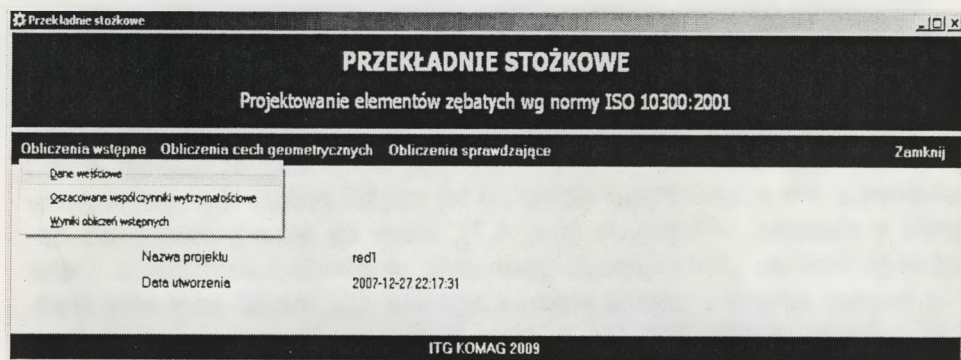
Konstruktor na tym etapie może rozpocząć nowe obliczenia lub modyfikować już istniejące. Gdy chce pracować na istniejących już projektach, to wybiera opcję „Projekty”. Aby rozpocząć nowy cykl obliczeń należy uaktywnić funkcję „Obliczenia wstępne” w menu głównym programu. Ten blok pakietu zezwala na wprowadzanie danych wejściowych, oszacowanie współczynników wytrzymałościowych oraz edycję wyników obliczeń wstępnych (rys. 4.4).



Rys.4.2. Okno główne pakietu programów do projektowania przekładni stożkowych



Rys.4.3. Okno uaktywniające nazwę nowego projektu



Rys.4.4. Okno menu Obliczeń wstępnych

Po wybraniu zakładki „Dane wejściowe” zostaje wyświetlone następne okno (rys. 4.5).

W tym projekcie zostały już wprowadzone dane. Możesz je zmodyfikować:

m_2	Nominalny moment obrotowy koła	170.000	
n_1 [obr/min]	Prędkość obrotowa zębniaka	1500.000	
n_2 [obr/min]	Prędkość obrotowa koła	495.000	
K_A	Współczynnik zastosowania (tabela)	1.250	...
L_h [h]	Trwałość godzinowa przekładni	44000.000	
η	Przewidywana sprawność projektowanej przekładni	0.980	
β_m [°]	Kąt pochylenia linii zębów, średni	35.000	
Σ [°]	Kąt osi (90°)	90.000	
Z_{HT}	Współczynnik trwałości przy obliczaniu naprężenia stykowego (tabela)	1.000	...
Y_{HT}	Współczynnik trwałości przy obliczaniu naprężenia u podstawy zęba (tabela)	0.850	...
Z_F [/MPa]	Współczynnik sprężystości (dla kół stalowych = 189,8), (tabela)	189.800	...
$\sigma_{H \lim}$ [MPa]	Graniczna dopuszczalna liczba naprężenia stykowego (tabela)	1300.000	...
$\sigma_F \lim$ [MPa]	Graniczna dopuszczalna liczba naprężenia gnącego (tabela)	320.000	...
$S_H \min$	Minimalny współczynnik bezpieczeństwa ze względu na pitting(1.1)	1.100	
$S_F \min$	Minimalny współczynnik bezpieczeństwa ze względu na złamanie zęba(1.25)	1.250	

Zapisz

Rys.4.5. Okno z „Danymi wejściowymi” do projektowania wstępnego

W bieżącym oknie programu należy zdefiniować wstępne dane wejściowe przekładni stożkowej. Dane wejściowe na tym etapie to między innymi: nominalny moment obrotowy koła T_2 , współczynnik zastosowania K_A , prędkość obrotowa koła n_2 , czy żywotność i sprawność przekładni. Przy obliczaniu mocy przenoszonej przez przekładnię należy zdefiniować współczynnik zastosowania K_A . W tym celu wygodnie jest skorzystać z tabeli z podpowiedziami naciskając przycisk [...] po prawej stronie okna z danymi. Dalsze dane dobiera konstruktor w zależności od zastosowania przekładni.

Dla takich danych można przeprowadzić wstępne obliczenia projektujące wprowadzając jeszcze szacunkowe współczynniki wytrzymałościowe (rys. 4.6), których wartości wynikają z własnych doświadczeń oraz zaleceń normy PN-ISO 10300-1:2001.

Naciskając przycisk „Przelicz” zostają dokonane obliczenia etapu wstępnego. Po zakończeniu działania tej części programu otrzymujemy wyniki z obliczeń wstępnych (rys. 4.7), które są eksportowane do następnego modułu obliczającego geometrię uzębienia i zazębienia. Dane te to między innymi średnica średnia zębniaka d_{m1} , moduł normalny średni m_{mn} , liczba zębów zębniaka z_1 oraz liczba zębów koła z_2 . Wyliczone wartości można zmodyfikować. W tym celu wywołujemy tabelę za pomocą przycisku [...].

Przekładnie stożkowe

PRZEKŁADNIE STOŻKOWE

Projektowanie elementów zębatych wg normy ISO 10300:2001

Obliczenia wstępne	Obliczenia cech geometrycznych	Obliczenia sprawdzające	Zamknij
k_A	Współczynnik zastosowania	1,500	☐
Z_{NT}	Współczynnik twardości przy obliczeniu naprężenia stykowego (tabela)	1,000	☐
Y_{NT}	Współczynnik twardości przy obliczeniu naprężenia u podstawy zęba (tabela)	1,000	☐
Z_E	Współczynnik twardości przy obliczeniu naprężenia u podstawy zęba (tabela)	189,900	☐
K_V	Współczynnik dynamiczny - (1,2)	1,200	
$K_{H\beta}$	Współczynnik rozkładu obciążenia zębów wzdłuż szerokości wienca - (1,2)	1,200	
$K_{H\alpha}$	Współczynnik rozkładu obciążenia zębów wzdłuż odsonki przyporu - (1,1)	1,100	
Z_H	Współczynnik styku nacisku - (2,14)	2,140	
Z_{MD}	Współczynnik średnicy styku - (1,0)	1,000	
Z_k	Współczynnik koła stożkowego - (0,6)	0,800	
Z_{LS}	Współczynnik podziału obciążenia - (1,0)	1,000	
Z_L	Współczynnik smeru - (1,0)	1,000	
Z_R	Współczynnik chropowatości - (1,0)	1,000	
Z_W	Współczynnik umocnienia (przez zgniót) materiału - (1,0)	1,000	
Z_V	Współczynnik prędkości - (1,0)	1,000	
Z_X	Współczynnik wielkości - (1,0)	1,000	
$K_{F\alpha}$	Współczynnik rozkładu obciążenia zębów wzdłuż odsonki przyporu - (1,2)	1,200	
$K_{F\beta}$	Współczynnik rozkładu obciążenia zębów wzdłuż szerokości wienca - (1,1)	1,100	
Y_{ST}	Współczynnik korelacji naprężeń dla wymiarów standardowych kół próbek - (2,0)	2,000	
Y_{FA}	Współczynnik kształtu zęba - (2,6)	2,800	
Y_e	Współczynnik przyporu - (1,0)	1,000	
Y_{SA}	Współczynnik korekcy naprężeń - (1,5)	1,500	
Y_X	Współczynnik wielkości - (1,0)	1,000	
Y_k	Współczynnik koła stożkowego - (1,0)	1,000	
Y_{LS}	Współczynnik podziału obciążenia - (1,0)	1,000	
Y_{Rrelt}	Współczynnik względny stanu powierzchni - (1,0)	1,000	
Y_{arelt}	Współczynnik względny wrażliwości na działanie karbu - (1,0)	1,000	

Drukuj

Przełącz

ITG KOMAG 2009

Rys.4.6. Szacunkowe wartości współczynników wytrzymałościowych

Wyniki ☐ wstępnych obliczeń projektujących**Drukuj**

Nazwa parametru	Oznaczenie	Jedn.	Wartość
Moment obrotowy zębownika	T_1	Nm	57.245
Moment obrotowy koła	T_2	Nm	170.000
Liczba zębów zębownika	Z_1		6.000
Liczba zębów koła	Z_2		18.000
Średnia średnica podziałowa zębownika	d_{m1}	mm	29.871
Zewnętrzna średnica podziałowa koła	d_{e2}	mm	113.211
Średni moduł normalny	m_{mn}	mm	4.144
Długość tworzącej średniej stożka podziałowego	R_m	mm	47.660
Wymagana liczba cykli zmian naprężeń	N_L		396000000.000
Moc przenoszona przez przekładnię	P	kW	11.239
Odczytka względna przetożenia	δ_{Ht}		0.030
Kąt stożka podziałowego zębownika	δ_1	[°]	18.263

Rys.4.7. Wyniki obliczeń projektowania wstępnego

Po uzyskaniu wyników obliczeń wstępnych, projektant uzupełnia dane wejściowe (rys. 4.8) oraz dokonuje obliczeń cech geometrycznych uzębienia i zazębienia. Uzupełniając te dane musi podjąć decyzję co do wartości między innymi współczynników modyfikacji grubości zębów x_{sm1} i x_{sm2} , współczynników przesunięcia zarysu x_{hm1} i x_{hm2} , czy innych parametrów. Wartości te dobierane są najczęściej z tabel, kierując się określonymi kryteriami.

Program został tak opracowany, aby wstępnie zasugerować użytkownikowi poszukiwaną wartość, jednakże ostateczna decyzja, co do wybranej wartości, należy do użytkownika.

dane wejściowe do obliczania cech geometrycznych

W tym projekcie zostały już wprowadzone dane. Możesz je zmodyfikować

zety	Rodzaj zębów	Skośne
rkz	Kształt zęba	Obniżających się o stałym luzie wierzch. ▾
z1	Liczba zębów zębownika. (tabela)	14,000
z2	Liczba zębów koła	43,000
m_{nm} [mm]	Średni moduł normalny. (tabela)	4,000
d_{m1} [mm]	Średnia średnica zębownika	29,871
d_{a2} [mm]	Zewnętrzna średnica podziałowa koła. (tabela)	113,211
b [mm]	Szerokość uzębienia	32,000
α_n [°]	Kąt przyziopu zęba na waku podziałowym w przekroju normalnym - (20°)	20,000
r_{co} [mm]	Promień narzędzia. (tabela)	114,300
x_{sm1}	Współczynnik modyfikacji grubości zęba zębownika. (tabela)	0,048
x_{hm1}	Współczynnik przesunięcia zarysu zębownika. (tabela)	0,340
x_{sm2}	Współczynnik przesunięcia zarysu zębownika. (tabela)	0,400
ha_{p1}	Współczynnik wysokości głowy zarysu odniesienia w przekroju normalnym zębownika (0.8 - 1.0)	1,000
ha_{p2}	Współczynnik wysokości głowy zarysu odniesienia w przekroju normalnym koła (0.8 - 1.0)	1,000
c_p	Współczynnik luzu wierzchołkowego zarysu odniesienia w przekroju normalnym - (0.2)	0,250
j_n	Luz obwodowy normalny. (tabela)	0,062

Przelicz

Rys.4.8. Dane wejściowe do obliczeń cech geometrycznych

Po uzupełnieniu danych wejściowych oraz wybraniu opcji „Przelicz” następuje wygenerowanie wyników obliczeń cech geometrycznych uzębienia i zazębienia (rys. 4.9) oraz kół zastępczych w przekroju normalnym (rys. 4.10) i czołowym (rys. 4.11).

Obliczenia te dotyczą kół zębatych o proporcjonalnie obniżającym się osiowym kształcie zębów, o obniżającym się osiowym kształcie zębów i stałym luzie wierzchołkowym i o stałej wysokości zębów.

Wyniki obliczeń cech geometrycznych elementów zębatych stożkowych				
Druki				
Nazwa parametru	Oznaczenie	Jedn.	Zębnik	Koło
Liczba zębów	Z_1, Z_2		14	43
Średnica podziałowa zewnętrzna	d_{a1}, d_{a2}	mm	78.270	240.401
Średnica średnia głów zębów	d_{am1}, d_{am2}	mm	81.028	211.678
Średnica średnia stóp zębów	d_{fm1}, d_{fm2}	mm	60.470	204.984
Średnica zewnętrzna głów zębów	d_{ae1}, d_{ae2}	mm	93.155	242.478
Średnica zewnętrzna stóp zębów	d_{fe1}, d_{fe2}	mm	69.233	234.689
Średnica podziałowa średnia	d_{m1}, d_{m2}	mm	68.363	209.973
Wysokość zewnętrzna głów zębów	h_{a1}, h_{a2}	mm	7.827	3.354
Wysokość zewnętrzna stóp zębów	h_{fe1}, h_{fe2}	mm	4.752	9.225
Kąt stożka podziałowego	δ_1, δ_2	[°]	18.034	71.966
Kąt stóp zębów	θ_{r1}, θ_{r2}	[°]	2.153	4.174
Kąt głów zębów	θ_{a1}, θ_{a2}	[°]	4.174	4.174
Kąt stożka wierzchołków zębów	δ_{a1}, δ_{a2}	[°]	22.208	22.208
Kąt stożka podstawy zębów	δ_{r1}, δ_{r2}	[°]	15.881	67.792
Kąt stóp zębów	$\theta_{fe1}, \theta_{fe2}$	[°]	2.153	4.174
Kąt głów zębów	$\theta_{fe1}, \theta_{fe2}$	[°]	4.174	2.153
Kąt stożka wierzchołków zębów	δ_{a1}, δ_{a2}	[°]	22.208	74.119
Kąty stożka podstaw zębów	δ_{r1}, δ_{r2}	[°]	15.881	67.792
Wysokość średnia głów zębów	h_{am1}, h_{am2}	mm	6.659	2.753
Wysokość średnia stóp zębów	h_{fm1}, h_{fm2}	mm	4.151	8.057
Wysokość głowy zęba mierzona od cięciwy Σ_a prostopadle do tworzącej stożka podziałowego	$\bar{h}_{ae1}, \bar{h}_{ae2}$	mm	7.827	3.354

Rys.4.9. Wyniki obliczeń cech geometrycznych uzębienia i zazębienia

Wyniki obliczeń cech geometrycznych kół zastępczych w przekroju normalnym				
Parametry kół zastępczych w przekroju normalnym	Oznaczenie	Jedn.	Zębnik	Koło
Zastępcza liczba zębów	Z_{m1}, Z_{m2}		25.333	238.987
Średnica wierzchołkowa	d_{van1}, d_{van2}	mm	114.652	961.452
Średnica podziałowa	d_{vn1}, d_{vn2}	mm	101.333	955.946
Średnica okręgów zasadniczych	d_{vbn1}, d_{vbn2}	mm	95.222	898.296
Czołowy wskaźnik zazębienia	$\epsilon_{\alpha n}$		1.368	
Odległość osi	$a_{\alpha n}$	mm	528.640	

Rys.4.10. Wyniki obliczeń cech geometrycznych kół zastępczych w przekroju normalnym

Wyniki obliczeń cech geometrycznych kół zastępczych w przekroju czołowym				
Parametry kół zastępczych w przekroju czołowym			Drukuj	
	Oznaczenie	Jedn.	Zębnik	Koło
Zastępcza liczba zębów	Z_{v1}, Z_{v2}		14.723	138.895
Średnica podziałowa	d_{v1}, d_{v2}	mm	71.895	678.239
Średnica okręgów wierzchołkowych	d_{a1}, d_{a2}	mm	85.214	683.745
Średnica okręgów zasadniczych	d_{d1}, d_{d2}	mm	65.702	619.810
Średni współczynnik przesunięcia zarysu	x_{mn1}, x_{mn2}	mm	0.340	-0.340
Przełożenie kół zastępczych	u_v	mm	9.434	
Odległość osi	a_v	mm	375.067	
Długość odcinka przyporu	δ_{wv}	mm	19.183	
Podziałka zastępcza przyporu	p_{dv}	mm	14.919	
Kąt zarysu w przekroju czołowym	α_{v1}	[°]	23.957	
Kąt pochylenia linii zęba na walcu zasadniczym	β_{dv}	[°]	32.615	
Czołowy wskaźnik zazębienia	ϵ_{wv}		1.368	
Poskokowy wskaźnik zazębienia	ϵ_{vB}		1.461	
Całkowity wskaźnik zazębienia	ϵ_{vK}		2.001	

Rys.4.11. Wyniki obliczeń kół zastępczych w przekroju czołowym

Uzyskane w powyższych etapach obliczeniowych wartości cech geometrycznych należy sprawdzić zgodnie z metodami zawartymi w normie ISO 10300-1,2,3:2001 [13-15].

Są to w programie trzy ostatnie bloki:

- obliczenie trwałości powierzchni (pittingu) – metoda B,
- obliczenie wytrzymałości podstawy zęba na złamanie – metoda B1,
- obliczenie wytrzymałości podstawy zęba na złamanie – metoda B2.

Etap sprawdzania zębów kół zębatych należy poprzedzić poprzez wprowadzenie danych wejściowych uzupełniających (rys. 4.12) Na tym etapie konstruktor określa jaki wykorzysta do konstrukcji materiał, rodzaj obróbki, oleje chłodzące, z jaką dokładnością będą wykonane koła oraz ustali podstawowe parametry wykorzystanego freza.

Obliczenie trwałości powierzchni boku zęba według metody B przeprowadza się oddzielnie dla zębownika i dla koła. Ilustruje to poniższy rysunek 4.13. Sprawdza się tu trwałość powierzchni boku zęba na złuszczenie (*ang. Pitting*). Metoda B podaje formuły, według których oblicza się kolejne współczynniki: K_v , $K_{H\beta}$, $K_{H\alpha}$, Z_H , Z_{M-B} , Z_E , Z_β , Z_K , Z_{LS} , Z_{NT} , Z_L , Z_v , Z_R , Z_W (rys. 4.13) na podstawie cech geometrycznych uzyskanych w obliczeniach uzębienia i zazębienia. Następnie wylicza się rzeczywiste (faktyczne) naprężenia stykowe oraz dopuszczalne naprężenia stykowe. Porównanie tych dwóch wartości, mówi czy założone współczynniki, były oszacowane prawidłowo. W przypadku, gdy naprężenia stykowe są większe od dopuszczalnych należy powrócić do obliczeń projektujących.

W tym projekcie zostały już wprowadzone dane. Możesz je zmodyfikować

material	Material na elementy zębate	Stal hartowana powierzchniowo lub azotowana ▾
obrobka	Rodzaj obróbki	Obwiedniowa ▾
v_{40} [°]	Lepkość oleju w temperaturze 40°C. (tabela)	150,000
v_{50} [°]	Lepkość oleju w temperaturze 50°C. (tabela)	135,000
f_{p1} [mm]	Odchyłka podziałki przyporu zębniaka (tabela)	9,000
f_{p2} [mm]	Odchyłka podziałki przyporu koła (tabela)	10,000
r_{a1} [mm]	Promień ostrza narzędzia zębniaka - (0,2÷0,4)*mm	1,200
r_{a2} [mm]	Promień ostrza narzędzia koła - (0,2÷0,4)*mm	1,200
s_{pr1} [mm]	Wartość protuberancji zębniaka	0,000
s_{pr2} [mm]	Wartość protuberancji koła	0,000
R_{z1} [µm]	Wysokość chropowatości powierzchni bocznej zębów dla zębniaka	4,800
R_{z2} [µm]	Wysokość chropowatości powierzchni bocznej zębów dla koła	4,800
HB [HB]	Twardość powierzchni bocznej zębów dla koła	720,000
b_e [mm]	Efektywna długość śladów przylegania zębów	24,000
K_{HB-be}	Współczynnik łożyskowania. (tabela)	1,000
E_1 [MPa]	Moduł sprężystości Younga dla materiału zębniaka. (tabela)	206000,000
E_2 [MPa]	Moduł sprężystości Younga dla materiału koła. (tabela)	206000,000
ν_1	Liczby Poissona materiału dla zębniaka. (tabela)	0,300
ν_2	Liczby Poissona materiału dla koła. (tabela)	0,300
ρ' [mm]	Promień karbu zastępczego (tabela)	0,003

Rys.4.12. Dane wejściowe do obliczeń sprawdzających

Następnym etapem obliczeń jest sprawdzenie wytrzymałości podstawy zęba na złamanie metodami B1 i B2 (według normy AGMA – USA). Wyniki tych sprawdzeń są przedstawione na (rysunkach 4.14 i 4.15).

Algorytm zawarty w metodzie B2 jest podobny do algorytmu z metody B1. W metodzie B1 oblicza się współczynniki: Y_{Fa} , Y_{Sa} , Y_{ϵ} , Y_K , Y_{LS} , $K_{F\beta}$, K_{Fa} (rys. 4.14) a w metodzie B2 tylko Y_P – łączny współczynnik geometryczny wytrzymałości koła stożkowego natomiast $K_{F\beta}$, K_{Fa} oblicza się z formuł z metody B1 (rys. 4.15).

W obliczeniach wytrzymałościowych, według metod B, B1 i B2, stosuje się współczynniki wpływu (rys. 4.13–4.15), które charakteryzują stan obciążenia, wytrzymałość materiałów użytych do konstrukcji, błędy

wykonania i montażu, warunki eksploatacji. Współczynniki są modelem matematycznym pewnej części systemu przekładni.

Wyniki obliczeń trwałości powierzchni boku zęba - metoda B			
Nazwa parametru	Oznaczenie	Jedn.	Wartość
Maksymalne naprężenia stykowe dla zębika	σ_{H1}	MPa	467.293
Dopuszczalne naprężenia stykowe dla zębika	σ_{HP1}	MPa	1158.280
Obliczeniowy współczynnik bezpieczeństwa ze względu na pitting dla zębika	S_{H1}		2.727
Maksymalne naprężenia stykowe dla koła	σ_{H2}	MPa	476.508
Dopuszczalne naprężenia stykowe dla koła	σ_{HP2}	MPa	1158.657
Obliczeniowy współczynnik bezpieczeństwa ze względu na pitting dla koła	S_{H2}		2.675
Minimalny współczynnik bezpieczeństwa ze względu na pitting	S_{Hmin}		1.100
Warunek bezpieczeństwa $S_{H1} \geq S_{Hmin}$			
Nazwa parametru	Oznaczenie	Zębnik	Koło
Współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż odcinka przyporu	K_{Ha}	1.332	1.378
Współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż szerokości wieńca	$K_{H\beta}$	1.700	1.700
Współczynnik dynamiczny	K_v	1.067	1.073
Współczynnik sprężystości	Z_E	189.800	189.800
Współczynnik strefy nacisku	Z_H	2.131	2.131
Współczynnik koła stożkowego	Z_K	0.800	0.800
Współczynnik smar	Z_L	1.022	1.022
Współczynnik środka strefy styku	Z_{M-B}	0.922	0.922
Współczynnik podziału obciążenia	Z_{LS}	1.000	1.000
Współczynnik chropowatości	Z_R	0.975	0.975
Współczynnik umocnienia (przez zgniót) materiału	Z_W	1.000	1.000
Współczynnik prędkości	Z_V	0.984	0.984
Współczynnik wielkości	Z_X	1.000	1.000
Współczynnik kąta pochylenia linii zęba	Z_{β}	0.905	0.905

Rys.4.13. Wyniki obliczeń trwałości powierzchni według metody B

Współczynniki te można pogrupować na:

- współczynniki eksploatacyjne (K_A , K_V , $K_{H\beta}$, K_{Ha} , K_{Fa} , $K_{F\beta}$),
- współczynniki konstrukcyjne (Z_E , Z_H , Z_{ϵ} , Z_{β} , Y_{Fa} , Y_{Sa} , Y_{β} , Y_{ϵ} , Y_P),
- współczynniki wytrzymałości stykowej i zmęczeniowej (Z_N , Z_L , Z_R , Z_V , Z_W , Y_N , Y_{σ} , Y_R , Y_X).

Dokonując tym pakietem obliczeń wstępnych, następnie na ich podstawie doboru cech geometrycznych uzębienia i zazębienia kół stożkowych oraz obliczeń wytrzymałościowych zgodnie z zaleceniami międzynarodowej normy ISO 10300-1,2,3:2001 należy sprawdzić, czy przyjęte

przez konstruktora cechy (parametry) geometryczne uzębienia i zazębienia pary kół zębatych oraz materiał są w stanie zapewnić wystarczającą trwałość powierzchni boku zęba (pitting) oraz jego wytrzymałość na złamanie u jego podstawy.

Wyniki obliczeń wytrzymałości zęba na zginanie - metoda B1			
Nazwa parametru	Oznaczenie	Jedn.	Wartość
Maksymalne naprężenia u podstawy zęba zębnika	σ_{F1}	MPa	135.471
Dopuszczalne naprężenia u podstawy zęba zębnika	σ_{FP1}	MPa	470.321
Obliczeniowy współczynnik bezpieczeństwa ze względu na złamanie zęba zębnika	S_{F1}		4.340
Maksymalne naprężenia u podstawy zęba koła	σ_{F2}	MPa	135.703
Dopuszczalne naprężenia u podstawy zęba koła	σ_{FP2}	MPa	470.321
Obliczeniowy współczynnik bezpieczeństwa ze względu na złamanie zęba koła	S_{F2}		4.332
Minimalny współczynnik bezpieczeństwa ze względu na złamanie zęba	S_{Fmin}		1.250

Wzrostek bezpieczeństwa S_F z S_{Fmin}

Nazwa parametru	Oznaczenie	Zębnik	Koło
Współczynnik rozdzielenia obciążenia wzdłuż odcinka przyporu	K_{α}	1.332	1.378
Współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż szerokości wieńca	K_{β}	1.700	1.700
Współczynnik dynamiczny	K_v	1.067	1.073
Współczynnik kształtu zęba	Y_{Fa}	2.508	2.363
Współczynnik korekcji naprężeń	Y_{Sa}	1.759	1.860
Współczynnik koła stożkowego	Y_{β}	1.231	1.231
Współczynnik podziału obciążenia	Y_{Ls}	1.000	1.000
Współczynnik względnej chropowatości powierzchni	Y_{RrelT}	1.070	1.070
Współczynnik trwałości	Y_{NT}	0.850	0.850
Współczynnik korekcji naprężeń	Y_{ST}	2.000	2.000
Współczynnik wielkości	Y_X	1.010	1.010
Współczynnik względnej wrażliwości na działanie karbu	Y_{orrelT}	1.000	1.000
Współczynnik przyporu	Y_{ϵ}	0.625	0.625

Rys.4.14. Wyniki obliczeń wytrzymałości zęba na zginanie według metody B1

W przypadku negatywnego stwierdzenia należy ponowić obliczenia, aż do skutku.

Wyniki obliczeń wytrzymałości zęba na zginanie - metoda B2

(Drukuj)

Nazwa parametru	Oznaczenie	Jedn.	Wartość
Maksymalne naprężenia u podstawy zęba zębника	σ_{F1}	MPa	97.543
Dopuszczalne naprężenia u podstawy zęba zębника	σ_{FP1}	MPa	439.552
Obliczeniowy współczynnik bezpieczeństwa ze względu na złamanie zęba zębника	S_{F1}		5.633
Maksymalne naprężenia u podstawy zęba koła	σ_{F2}	MPa	96.351
Dopuszczalne naprężenia u podstawy zęba koła	σ_{FP2}	MPa	439.552
Obliczeniowy współczynnik bezpieczeństwa ze względu na złamanie zęba koła	S_{F2}		5.703
Minimalny współczynnik bezpieczeństwa ze względu na złamanie zęba	S_{Fmin}		1.250

Warunek bezpieczeństwa $S_{F2} \geq S_{Fmin}$

Nazwa parametru	Oznaczenie	Zębnik	Koło
Współczynnik rozdziału obciążenia wzdłuż odcinka przyporu	K_{f0}	1.332	1.378
Współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż szerokości wieńca	$K_{\beta 0}$	1.700	1.700
Współczynnik dynamiczny	K_V	1.067	1.073
Łączny współczynnik geometryczny wytrzymałości koła stożkowego	Y_P	2.469	2.426
Współczynnik względnej chropowatości powierzchni	Y_{Rrelt}	1.000	1.000
Współczynnik trwałości	Y_{NT}	0.850	0.850
Współczynnik korekcji naprężeń	Y_{ST}	2.000	2.000
Współczynnik wielkości	Y_X	1.010	1.010
Współczynnik względnej wrażliwości na działanie karbu	Y_{arelt}	1.000	1.000

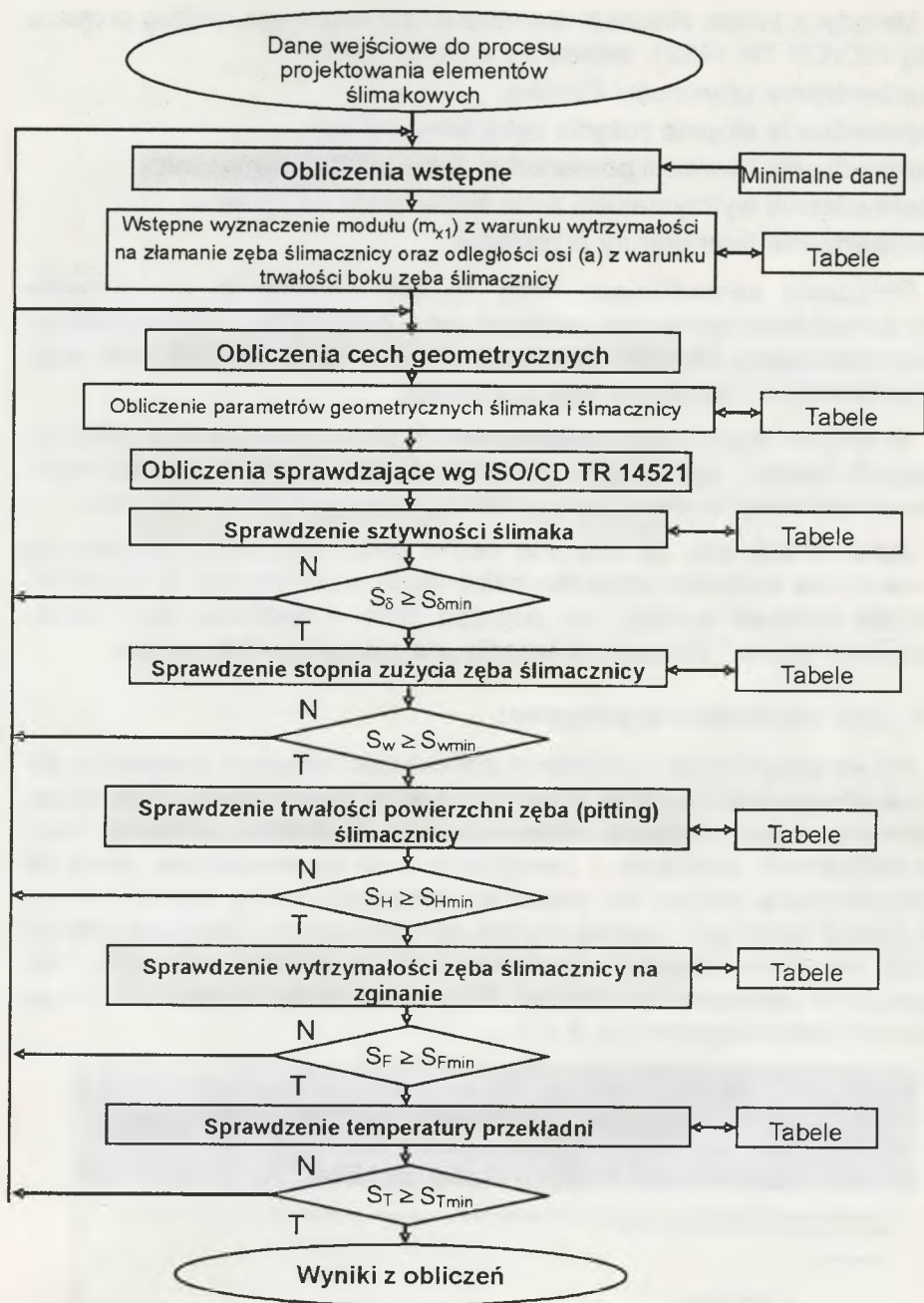
Rys.4.15. Wyniki obliczeń wytrzymałości zęba na zginanie według metody B2

4.2. Komputerowo wspomagany dobór oraz sprawdzenie elementów zębatych ślimakowych

4.2.1. Algorytm programu

Konstruktor rozpoczynając projektowanie walcowej przekładni ślimakowej dysponuje, podobnie jak w przypadku przekładni stożkowych, ograniczoną liczbą danych, tj. nominalnym momentem obrotowym i prędkością obrotową na wyjściu przekładni, współczynnikami zastosowania oraz wymaganiami gabarytowymi.

Dla takich danych może przeprowadzić wstępne obliczenia pozwalające ustalić moduł m_{x1} z warunku wytrzymałości na złamanie zęba ślimacznicy oraz odległość osi a z warunku trwałości boku zęba ślimacznicy, na podstawie szacunkowych współczynników wytrzymałościowych. Następnie należy dokonać obliczeń cech geometrycznych uzębienia i zazębienia. Tak dobrane cechy geometryczne pozwalają na dalsze obliczenia wytrzymałościowe zespołu ślimakowego (rys. 4.16).



Rys.4.16. Diagram komputerowo wspomaganego projektowania elementów zębatych ślimakowych

Metodyka takich obliczeń, dla modułu ślimakowego według projektu normy ISO/CD TR 14521, składa się z pięciu etapów:

- sprawdzenie sztywności ślimaka,
- sprawdzenie stopnia zużycia zęba ślimacznicy,
- sprawdzenie trwałości powierzchni zęba (pitting) ślimacznicy,
- sprawdzenie wytrzymałości zęba ślimacznicy na zginanie,
- sprawdzenie temperatury przekładni.

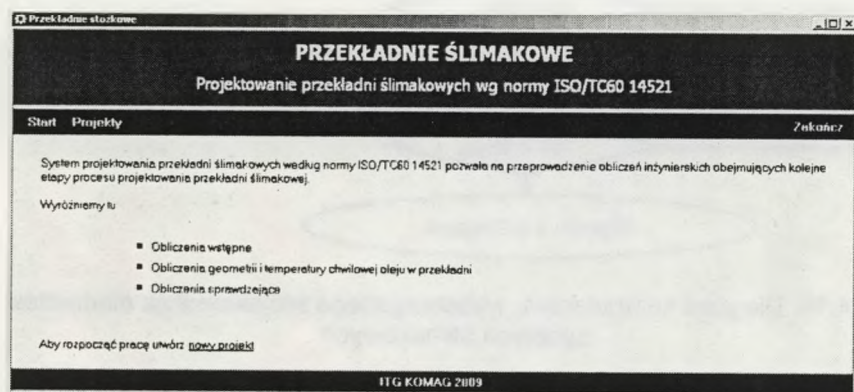
Obliczenia sprawdzające mają na celu wykazanie, czy przyjęte przez konstruktora parametry wstępne, jak i materiał są w stanie zapewnić wystarczającą trwałość powierzchni boku zęba (pitting) oraz jego wytrzymałość na złamanie u jego podstawy.

W programie jest zaimplementowanych ponad dwadzieścia tabel dotyczących zaleceń, ograniczeń, parametrów, itp., umożliwiając konstruktorowi podejmowanie decyzji przy próbie rozwiązywania problemów.

Jeżeli okaże się, że dobrane cechy geometryczne projektowanej przekładni nie spełniają kryteriów zalecanych przez normę, to konstruktor może dokonać korekty, np. poprzez zmianę materiału czy modułu oraz odległości osi i ponowić obliczenia projektujące, aż do skutku.

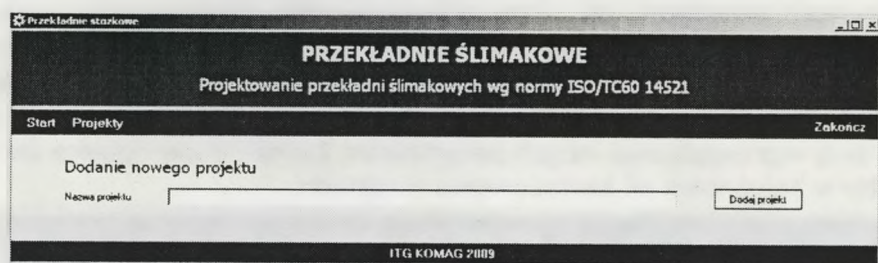
4.2.2. Opis użytkowania programu

Pakiet programów do obliczeń elementów zębatych przekładni ślimakowych powstał na bazie oprogramowania obiektowego ułatwiającego dekompozycje problemu obliczeniowego. Obliczenia wstępne, cech geometrycznych uzębienia i zazębienia oraz sprawdzające, wraz ze współczynnikami wpływu dla metod wytrzymałościowych, zapisano w postaci funkcji będących częścią bloków obliczeniowych. Zastosowanie tej techniki umożliwia łatwiejsze modyfikowanie i testowanie programu oraz sprawdzanie poprawności obliczeń. Po uruchomieniu program informuje o swoich możliwościach (rys. 4.17).



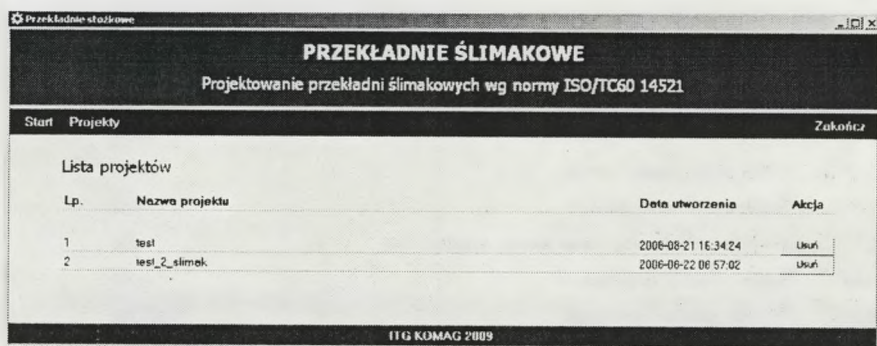
Rys.4.17. Okno główne programu

Aby rozpocząć obliczenia należy utworzyć nowy projekt, uaktywniając pole w dolnej części ekranu o tej samej nazwie. Po tej operacji nastąpi uaktywnienie następnego okna (rys. 4.18).



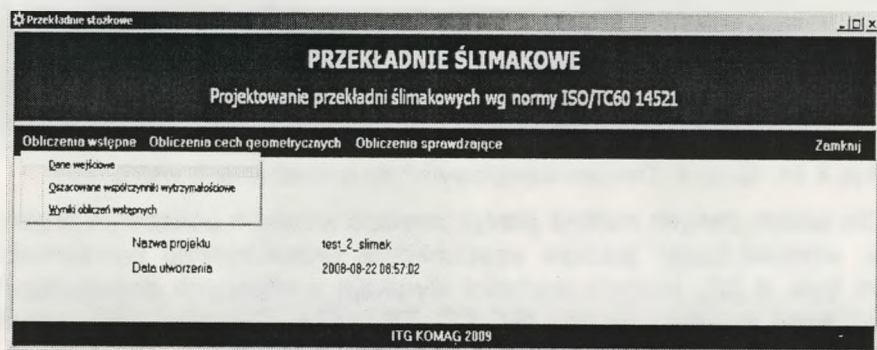
Rys.4.18. Wprowadzanie nazwy projektu

Konstruktor może rozpocząć nowe obliczenia, jak pokazano wyżej, lub modyfikować już istniejące (rys. 4.19). W pierwszym przypadku w okienku „Nazwa projektu” wpisuje nową nazwę oraz wprowadza ją do bazy danych poprzez dodanie. Gdy chce pracować na istniejących już projektach, to wybiera opcję „Projekty”.



Rys.4.19. Wybór projektu do modyfikacji

Projektowanie według tego pakietu inżynierskiego rozpoczyna się od uruchomienia bloku „Obliczenia wstępne” wybranego z menu głównym programu (rys. 4.20), a w nim zakładki „Dane wejściowe” (rys. 4.21).



Rys.4.20. Okno menu głównego

Dane wejściowe w tym etapie to między innymi: nominalny moment obrotowy koła ślimakowego (ślimacznicy) T_2 , prędkości obrotowe ślimaka n_1 oraz ślimacznicy n_2 , współczynnik zastosowania K_A , czy trwałość i sprawność przekładni, itd.. Przy obliczaniu mocy przenoszonej przez przekładnię należy zdefiniować współczynnik zastosowania K_A . W tym celu wygodnie jest skorzystać z tabeli z podpowiedziami naciskając przycisk [...] po prawej stronie okna z danymi. Tak samo korzysta się z tabel przy wprowadzaniu innych parametrów. Dalsze dane dobiera konstruktor w zależności od zastosowania przekładni.

PRZEKŁADNIE ŚLIMAKOWE
 Projektowanie elementów zębatych wg normy ISO/TC60 14521

Start Projekty Mono3

Obliczenia wstępne | Obliczenia cech geometrycznych | Obliczenia sprawdzające

obliczenia wstępne - dane wejściowe

W tym projekcie zostały już wprowadzone dane. Możesz je zmodyfikować

M_2 [Nm]	Nominalny moment obrotowy koła ślimakowego (ślimacznicy)	960.000
n_1 [obr./min]	Prędkość obrotowa ślimaka	1470.000
n_2 [obr./min]	Prędkość obrotowa koła ślimakowego	100.000
z_1	Liczba zwojów ślimaka, (tabela)	4.000 [...]
q_1	Wskaźnik średnicowy (tabela)	20.000
K_{slim}	Kształt zarysu boku zęba ślimaka (tabela), (A,H,J,K=1; C=2)	1.000 [...]
P_{a1} [mm]	Średnia wysokość chropowatości	0.400
L_h [h]	Trwałość godzinowa przekładni	15000.000
rodzoi	Rodzaj oleju	Poliglikol ▾
rodznap	Rodzaj napędu	Od ślimaka ▾
E_1 [MPa]	Moduł sprężystości (Younga) materiału ślimaka (tabela)	210000.000 [...]
E_2 [MPa]	Moduł sprężystości (Younga) materiału ślimacznicy (tabela)	98100.000 [...]
ν_{1pois}	Liczba Poissona ślimaka (tabela)	0.300 [...]
ν_{2pois}	Liczba Poissona ślimacznicy (tabela)	0.350 [...]
$\sigma_{lim T min}$	Średnia granica wytrzymałości zmęczeniowej (tabela)	100.000 [...]
$\sigma_{lim T}$	Stykowa wytrzymałość zmęczeniowa (tabela)	520.000 [...]

Zanisz

Rys.4.21. Okno z „Danymi wejściowymi” do projektowania wstępnego

Dla takich danych można przeprowadzić wstępne obliczenia projektujące, wprowadzając jeszcze szacunkowe współczynniki wytrzymałościowe (rys. 4.22), których wartości wynikają z własnych doświadczeń oraz zaleceń projektu normy ISO/CD TR14521. Wartości tych współczynników należy zmieniać podczas następnych iteracji.

PRZEKŁADNIE ŚLIMAKOWE

Projektowanie elementów zębatych wg normy ISO/TC60 14521

Start
Projektuj
Aluno3

Obliczenia wstępne
Obliczenia cech geometrycznych
Obliczenia sprawdzające

Szacowane współczynniki wytrzymałościowe

W tym projekcie zostały już wprowadzone dane. Możesz je zmodyfikować

K_A	Współczynnik zastosowania (tabela)	1,250	...
Y_W	Współczynnik materiałowy (tabela)	0,950	...
Y_{HL}	Współczynnik trwałości oczekiwanej (tabela)	1,000	...
Y_ϵ	Współczynnik przyporu (kontaktu), (0.5)	0,500	
Y_f	Współczynnik kształtu, (1.9)	1,846	
Y_K	Współczynnik grubości wienca ślaczki (1.0 dla sk >= m x 1 lub 1.25)	1,000	
Z_S	Współczynnik wymiarowy, (1.0)	0,996	

Rys.4.22. Szacunkowe wartości współczynników wpływu

Po doborze danych wejściowych zostają dokonane obliczenia wstępne projektowanej przekładni. Mają one na celu wstępne wyznaczenie podstawowych cech geometrycznych (parametrów) par kół zębatych ślimakowych tworzących przekładnię zębatą, tj.: moduł osiowy m_{x1} z warunku na zginanie zmęczeniowe u podstawy zęba, odległość osi przekładni ślimakowej a z warunku na naciski boczne zęba oraz pozostałych cech przedstawionych w wynikach obliczeń (rys. 4.23).

W programie zaimplementowano algorytm, którego zadaniem jest przeszukanie tablicy modułów, czy innych znormalizowanych parametrów za pomocą przycisku , w celu znalezienia najbliższego wyższego modułu od wyliczonego. Wartość ta jest nazwana „modułem sugerowanym”. Ostateczna decyzja o wartości modułu zależy od użytkownika.

Po uzyskaniu wyników z etapu projektowania wstępnego, program przechodzi do etapu obliczenia cech geometrycznych uzębienia i zazębienia (rys. 4.24).

Wyniki obliczeń wstępnych			
Nazwa parametru	Oznaczenie	Jedn.	Wartość
Moment obrotowy ślimaka	T_1	Nm	76.470
Moment obrotowy ślimacznicy	T_2	Nm	960.000
Liczba zwojów ślimaka	Z_1		4.000
Liczba zębów ślimacznicy	Z_2		59.000
Odległość osi przekładni ślimakowej	a_o	mm	54.844
Moduł osiowy	m_{x1}	mm	2.034
Szerokość ślimacznicy	b_{2H}	mm	46.517
Wymagana liczba cykli zmian naprężeń	N_L		132300000.000
Moc przenoszona przez przekładnię	P	kW	14.764
Odchyłka względna przetożenia	δ_{Fu}		0.000

Rys.4.23. Wyniki obliczeń projektowania wstępnego

dane wejściowe do obliczenia cech geometrycznych uzębienia i zezębienia

W tym projekcie zostały już wprowadzone dane. Możesz je zmodyfikować

Z_1	Liczba zwojów ślimaka (tabela)	4.000
Z_2	Liczba zębów ślimacznicy. (tabela)	59.000
m_{x1} [mm]	Moduł osiowy. (tabela)	3.150
a [mm]	Odległość osi	125.000
b_{2H} [mm]	Szerokość ślimacznicy	46.000
Σ [°]	Kąt osi (90°)	90.000
α_n [°]	Kąt przyziemu (zawisu) zęba w przekroju normalnym. (20°)	20.000
h_{a1}	Współczynnik: wysokości głowy ślimaka. (1.0)	1.000
h_{a2} [mm]	Wysokość zawisu głowy zęba ślimacznicy. $((0.4 + 1.5) \cdot m_{x1})$	1.500
c_1	Współczynnik: luzu wierzchołkowego. (0.25)	0.250
s_{x1}	Współczynnik: grubości zęba. (0.5)	0.500
j_x [mm]	Luz osiowy	0.100
rodzslm	Rodzaj ślimaka	Archimedes
klwyk	Klasa dokładności wykonania przekładni ślimakowej	7.000
α_0 [°]	Kąt obrotowy	20.000
t_0 [°C]	Temperatura otoczenia	20.000
t_{0H} [°C]	Temperatura pracy przekładni	20.000
t_1 [°C]	Temperatura oleju w zbiorniku	20.000
u_1 [St]	Lepkość oleju w zbiorniku	81.700
ρ_{oil} [kg/m ³]	Gęstość oleju w temperaturze 15 °C	882.300
smalip	Smalowanie przekładni	Rozbryzgowe
zaniko	Zarazzenie koła ślimakowego	Tek
A_{ges} [mm ²]	Powierzchnia użytkowna odprowadzania ciepła	210000.000

Rys.4.24. Dane wejściowe do obliczeń cech geometrycznych

Część wyników obliczeń wstępnych jest eksportowana do bloku obliczającego cechy geometryczne uzębienia i zazębienia. Są to między innymi takie parametry, jak: moduł osiowy m_{x1} , liczba zwojów ślimaka z_1 , liczba zębów ślimacznicy z_2 , odległość osi a , itd.

Po uzupełnieniu danych wejściowych oraz wybraniu opcji „Przelicz” następuje wygenerowanie wyników obliczeń geometrii uzębienia i zazębienia (rys. 4.25).

Wyniki obliczeń cech geometrycznych elementów zębatych				
Nazwa parametru	Uznaczenie	Jedn.	Ślimak	Ślimacznica
Liczba zwojów ślimaka i zębów ślimacznicy	z_1, z_2		4	59
Moduł osłowy ślimaka	m_{x1}	mm	3.150	
Moduł czołowy ślimacznicy	m_{x2}	mm	3.150	
Moduł normalny	m_n	mm	3.089	
Odległość osi	a	mm	125.000	
Zerowa odległość osi	a_0	mm	124.425	
Współczynnik przesunięcia zarysu ślimacznicy	x_2		0.183	
Kąt osi	Σ	[°]	90.000	
Kąt przyporu (zarysu) w przekroju normalnym	α_n	[°]	20.000	
Kąt pochylenia linii śrubowej	β_1	[°]	78.690	
Kąt stożka ślimacznicy	γ	[°]	29.343	
Kąt wzniosu linii śrubowej na okręgu podziałowym odniesienia	γ_1	[°]	11.310	
Kąt wzniosu linii śrubowej na okręgu zasadniczym dla zarysu I	γ_{b1}	[°]	22.862	
Przełożenie geometryczne	u		14.750	
Przełożenie kinematyczne	$-i$		14.700	
Odchyłka względna przełożenia	δ_{eu}		0.050	
Luz dolny ślimaka	C_1	mm	0.787	
Klasa dokładności wykonania	wg PN		7.000	
Średnica wierzchołków zębów	d_{a1}, d_{a2}	mm	69.300	193.300
Średnica podziałowa	d_1, d_2	mm	63.000	185.850
Średnica podstaw	d_{r1}, d_{r2}	mm	55.440	179.440
Średnica toczna	d_{w1}, d_{w2}	mm	63.000	186.425

Rys.4.25. Wyniki obliczeń geometrii uzębienia i zazębienia

Uzyskane powyżej wartości cech geometrycznych należy sprawdzić zgodnie z metodami zawartymi w projekcie normy ISO/CD TR 14521 [12]. Obliczenia sprawdzające mają na celu wykazanie, czy przyjęte przez konstruktora parametry geometryczne, jak i materiał są w stanie zapewnić wystarczającą trwałość powierzchni boku zęba (pitting) i jego wytrzymałość na złamanie u jego podstawy oraz sztywność ślimaka i zużycie zęba ślimacznicy. Na tym etapie konstruktor określa, jaki wykorzysta do konstrukcji materiał, rodzaj obróbki, oleje chłodzące, z jaką dokładnością będą wykonane koła oraz ustali podstawowe parametry wykorzystanego narzędzia.

W obliczeniach wytrzymałościowych stosuje się współczynniki obliczeniowe (wpływu), które charakteryzują stan obciążenia, wytrzymałość materiałów użytych do konstrukcji, błędy wykonania i montażu, warunki eksploatacji.

Etap sprawdzania zębów kół zębatych należy poprzedzić poprzez wprowadzenie danych wejściowych uzupełniających (rys. 4.26).

Projektowanie elementów zębatych wg normy ISO/TC60 14521		
Start	Projekt	Mono3
Obliczenia wstępne Obliczenia cech geometrycznych Obliczenia sprawdzające		
dane wejściowe do obliczeń sprawdzających		
W tym projekcie zostały już wprowadzone dane. Możesz je zmodyfikować		
l_{t1} [mm]	Odległość kołzyska od osi zezębienia, lewa strona	18.500
l_{t2} [mm]	Odległość kołzyska od osi zezębienia, prawa strona	18.500
ρ_{rad} [mg/mm ³]	Gęstość materiału ślimacznicy (tabela)	8.800
chłodzp	Chłodzenie przekładni	Tok
Q_{oil} [%]	Wydatek smarowania	80.000
W_{pH}	Współczynnik materiałowo-smarowy (tabela)	1.200
σ_{lim} [MPa]	Dopuszczalne ugięcie ślimaka	0.035
σ_{Hm} [MPa]	Dopuszczalne napięcia na pitting	541.000
τ_s [°C]	Dopuszczalna wartość temperatury przekładni przy smarowaniu rozbiłyżgowym	75.000
p_v [J/K]	Dopuszczalna pojemność cieplna	20.000
S_{Bmin}	Minimalny współczynnik bezpieczeństwa ze względu na sztywność ślimaka. (1.0)	1.000
S_{Wmin}	Minimalny współczynnik bezpieczeństwa ze względu na zużycie zęba ślimaka. (1.1)	1.100
S_{Tmin}	Minimalny współczynnik bezpieczeństwa ze względu na złamanie zęba ślimacznicy. (1.1)	1.100
S_{Hmin}	Minimalny współczynnik bezpieczeństwa ze względu na pitting. (1.0)	1.000
S_{Tmin}	Minimalny współczynnik bezpieczeństwa przy smarowaniu rozbiłyżgowym. (1.1)	1.100
V_m [ST]	Łepkość kinematyczna przy temperaturze chwilowej oleju	93.000

Rys.4.26. Dane wejściowe do obliczeń sprawdzających

Obliczenia sprawdzające są dokonywane zarówno dla ślimaka, jak i dla ślimacznicy, obejmują:

- sprawdzenie trwałości powierzchni boku zęba (pitting) ślimacznicy (rys. 4.27),
- sprawdzenie wytrzymałości zęba ślimacznicy na zginanie (rys.4.28),
- sprawdzenie sztywności ślimaka (rys. 4.29),
- sprawdzenie stopnia zużycia zęba ślimacznicy (rys. 4.30),
- sprawdzenie temperatury przekładni (rys. 4.31).

Wyniki obliczeń trwałości powierzchni boku zęba (pitting) ślimacznicy				Drukuj
Nazwa parametru	Oznaczenie	Jedn.	Wartość	
Wartość graniczna naprężeń stykowych	σ_{HG}	MPa	375.200	
Średnie naprężenia stykowe	σ_{Hm}	MPa	302.000	
Obliczeniowy współczynnik bezpieczeństwa ze względu na pitting	S_H		1.243	
Minimalny współczynnik bezpieczeństwa ze względu na pitting	S_{Hmin}		1.000	
Warunek bezpieczeństwa $S_H \geq S_{Hmin}$				
Nazwa parametru	Oznaczenie	Wartość		
Współczynnik oczekiwanej trwałości	Z_h	1.089		
Współczynnik prędkości	Z_v	0.748		
Współczynnik wymiarowy	Z_s	0.996		
Współczynnik rodzaju oleju	Z_{oil}	0.890		

Rys.4.27. Wyniki sprawdzenia trwałości powierzchni boku zęba ślimacznicy

Wyniki obliczeń wytrzymałości zęba ślimacznicy na zginanie				Drukuj
Nazwa parametru	Oznaczenie	Jedn.	Wartość	
Graniczna wartość naprężeń ścinających	T_{FG}	MPa	100.000	
Maksymalne naprężenia ścinające	T_f	MPa	40.959	
Obliczeniowy współczynnik bezpieczeństwa ze względu na złamanie zęba ślimacznicy	S_f		2.441	
Minimalny współczynnik bezpieczeństwa ze względu na złamanie zęba ślimacznicy	S_{fmin}		1.100	
Warunek bezpieczeństwa $S_f \geq S_{fmin}$				
Nazwa parametru	Oznaczenie	Wartość		
Współczynnik oczekiwanej trwałości	Y_{NL}	1.000		
Współczynnik przyporu (kontaktu)	Y_ϵ	0.500		
Współczynnik kształtu	Y_F	1.177		
Współczynnik pochyleń zęba	Y_β	1.020		
Współczynnik grubości wieńca ślimacznicy	Y_K	1.000		

Rys.4.28. Wyniki sprawdzenia wytrzymałości zęba ślimacznicy na zginanie

Wyniki obliczeń sztywności ślimaka				Drukuj
Nazwa parametru	Oznaczenie	Jedn.	Wartość	
Dopuszczalne ugięcie ślimaka	δ_{sm}	μm	0.035	
Maksymalne ugięcie ślimaka	δ_{m}	μm	0.029	
Obliczeniowy współczynnik bezpieczeństwa ze względu na sztywność ślimaka	S_{δ}		1.221	
Minimalny współczynnik bezpieczeństwa ze względu na sztywność ślimaka	$S_{\delta \text{ min}}$		1.000	
Warunek bezpieczeństwa $S_{\delta} \geq S_{\delta \text{ min}}$				
Nazwa parametru	Oznaczenie	Wartość		
Współczynnik wymiarowy	γ_s	0.894		
Współczynnik geometryczny	γ_G	0.933		
Współczynnik materiałowy	γ_w	0.950		
Współczynnik chropowatości	γ_R	0.946		

Rys.4.29. Wyniki sprawdzenia sztywności ślimaka

Wyniki obliczeń stopnia zużycia ślimacznicy				Drukuj
Nazwa parametru	Oznaczenie	Jedn.	Wartość	
Zużycie dopuszczalne	$\delta_{\text{wzm n}}$	μm	0.927	
Maksymalne zużycie zęba ślimacznicy w przekroju normalnym	δ_{wzm}	μm	0.450	
Obliczeniowy współczynnik bezpieczeństwa ze względu na zużycie zęba ślimacznicy	S_w		2.058	
Minimalny współczynnik bezpieczeństwa ze względu na zużycie zęba ślimacznicy	$S_{w \text{ min}}$		1.100	
Warunek bezpieczeństwa $S_w \geq S_{w \text{ min}}$				
Nazwa parametru	Oznaczenie	Wartość		
Współczynnik materiałowo-smarowy	W_{mat}	1.200		
Współczynnik struktury smaru	W_s	0.214		
Współczynnik prędkości obrotowej	K_n	0.895		
Współczynnik lepkości	K_{vis}	1.149		
Współczynnik wymiarowy	K_d	1.160		

Rys.4.30. Wyniki sprawdzenia stopnia zużycia zęba ślimacznicy

Wyniki obliczeń temperatury przekładni				Drukuj
Smarowanie rozbryzgowie				
Nazwa parametru	Oznaczenie	Jedn.	Wartość	
Wartość graniczna temperatury	ψ_{slim}	$^{\circ}\text{C}$	110.000	
Dopuszczalna wartość temperatury przekładni przy smarowaniu rozbryzgowym	ψ_s	$^{\circ}\text{C}$	75.000	
Obliczeniowy współczynnik bezpieczeństwa temperaturowy przy smarowaniu rozbryzgowym	S_T		1.467	
Minimalny współczynnik bezpieczeństwa temperaturowy przy smarowaniu rozbryzgowym	$S_{T \text{ min}}$		1.100	
Warunek bezpieczeństwa $S_T \geq S_{T \text{ min}}$				

Rys.4.31. Wyniki sprawdzenia temperatury przekładni

5. ZAKOŃCZENIE

Przekładnie zębate zarówno walcowe [7], jak i stożkowe, powinny odpowiadać standardom międzynarodowym, to jest cechować się bezpieczeństwem, cichobieżnością oraz być energooszczędne, czyli przyjazne dla środowiska.

Zgodnie z zaleceniami międzynarodowych norm ISO, projektowane maszyny, w tym również przekładnie zębate, muszą być dostosowane do wymogów unijnych dyrektyw nowego podejścia, zwłaszcza dotyczących bezpieczeństwa. Takimi uregulowaniami są między innymi międzynarodowe normy z zakresu przekładni zębatych, a w tym ISO 10300-1,2,3:2001 i ISO/CD TR 14521 [12-15], dotyczące nośności kół zębatych stożkowych i ślimakowych.

Na podstawie powyższych uregulowań [12-15] oraz innych norm krajowych czy zagranicznych [25-33], najnowszej literatury [1-11, 16-24, 34, 35] i dorobku własnego, autorzy monografii opracowali metodologię projektowania elementów zębatych przekładni kątowych, tj. stożkowych i ślimakowych. Metodyka ta jest dokładnie opisana w rozdziałach drugim i trzecim. W rozdziałach tych przedstawiono również przykładowe zastosowanie opracowanej metodyki, w postaci obliczeń elementów zębatych. Są one zrealizowane dokładnie „krok po kroku” w sposób analityczny. Wyniki obliczeń zostały zweryfikowane za pomocą autorskich pakietów programów inżynierskich opisanych w rozdziale czwartym.

Na podstawie stworzonej metodyki autorzy monografii opracowali algorytm oraz pakiety programów inżynierskich wspomagających projektowanie przekładni stożkowych i ślimakowych, co zostało dokładniej opisane w rozdziale czwartym.

Pakiety te składają się z programów dotyczących:

- obliczeń wstępnych,
- obliczeń cech geometrycznych uzębienia i zazębienia,
- obliczeń sprawdzających.

Pierwszy program umożliwia użytkownikowi, który dysponuje najczęściej ograniczoną liczbą danych, tj. nominalnym momentem, prędkością obrotową na wyjściu, współczynnikiem przeciążenia oraz wymaganiami gabarytowymi dokonania obliczeń wstępnych. Obliczenia te, pozwalają ustalić średnicę podziałową zębniaka czy odległość osi, z warunku na wytrzymałość powierzchniową oraz moduł normalny, z warunku na zginanie zmęczeniowe. Podstawowe parametry zębniaka, czyli najsłabszy węzeł w projektowanej przekładni, wyznaczone w projektowaniu wstępnym, są określone bez wnikania w szczegóły konstrukcyjne. Tak dobrane parametry (cechy konstrukcyjne) pozwalają na dalsze oblicze-

nia cech geometrycznych, które są realizowane w drugim programie pakietu. Obliczone, a następnie dobrane, cechy geometryczne zębów kół, są podstawą do przeprowadzenia wytrzymałościowych obliczeń sprawdzających.

Obliczenia sprawdzające, realizowane za pomocą trzeciego programu, mają na celu wykazanie, czy przyjęte przez konstruktora parametry wstępne, cechy geometryczne elementów zębatych wraz z materiałem na koła zębate, są w stanie zapewnić wystarczającą wytrzymałość powierzchni boku zęba (pitting) oraz jego wytrzymałość na złamanie u jego podstawy. A w przypadku przekładni ślimakowej dodatkowo jeszcze sprawdzają: sztywności ślimaka, stopnia zużycia zęba ślimacznicy i temperaturę przekładni.

W metodyce wykorzystano wiedzę uzyskaną z wyników badań oraz doświadczeń, zgromadzoną w tabelach, zaleceniach, ograniczeniach, itp. Wiedza ta ułatwienia konstruktorowi w podejmowaniu decyzji, w trakcie przeprowadzania obliczeń projektujących.

Jeżeli okaże się, że zaprojektowana para kół nie spełnia warunków wytrzymałościowych, wtedy konstruktor może powtórzyć proces obliczeń, gdzie wykorzystuje już wcześniej przeprowadzone obliczenia, a zwłaszcza współczynniki wytrzymałościowe (wpływu). Wręcz zalecane jest przeprowadzenie kilku iteracji zanim uzyska się wyniki docelowe.

Możliwość szybkiego dokonania, przedstawioną metodyką i na jej podstawie opracowanymi pakietami programów inżynierskich, skomplikowanych obliczeń współpracujących par kół zębatych, zarówno stożkowych jak i ślimakowych, eliminuje żmudne obliczenia metodami tradycyjnymi.

Takie podejście umożliwia szeroki wybór podstawowych parametrów geometrycznych uzębienia, tj.: średnic, modułów, współczynników przesunięcia zarysu, odchyłek, itp. Minimalizuje również potrzebę czasochłonnego przeszukiwania norm czy zaleceń, co często bywa czynnikiem opóźniającym proces projektowania.

Konstruktor mając do dyspozycji taki algorytm, a na jego podstawie opracowany pakiet programów inżynierskich, ma możliwość zracjonalizowania sobie pracy, a tym samym wybrania elementów zębatych stożkowych czy ślimakowych ze względu na obciążenia ekstremalne i stosowane materiały.

Literatura

- [1] Banaszek J., Jonak J.: Wprowadzenie do projektowania przekładni zębatych i doboru sprzęgieł mechanicznych. Podstawy Konstrukcji Maszyn, Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Lubelskiej, Lublin 2008.
- [2] Czader W., Drewniak J., Pieczora E., Wiśniowski J.: Komputerowo wspomagane projektowanie przekładni stożkowych zgodnie z dyrektywami bezpieczeństwa oraz wymaganiami normy ISO 10300. Maszyny Górnicze 3/2007 s. 10-15.
- [3] Czader W., Drewniak J., Pieczora E.: Pakiet programów inżynierskich do projektowania typoszeregów przekładni stożkowo-walcowych według ISO oraz AQAP. Materiały konferencyjne: XII Szkoła komputerowego wspomagania projektowania, wytwarzania i eksploatacji, Wojskowa Akademia Techniczna, Warszawa; Jurata 12-14 maj 2008.
- [4] Czader W., Drewniak J.: Projektowanie typoszeregów walcowych i stożkowo-walcowych przekładni zębatych. Prace Naukowe – Monografia nr 24, CMG KOMAG, s.155, Gliwice 2008.
- [5] Czader W., Drewniak J., Pieczora E.: Komputerowo wspomagane projektowanie bezpiecznych napędów mechanicznych stosowanych również w górnictwie. IX Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna KOMTECH 2008 - Nowoczesne, niezawodne i bezpieczne systemy mechanizacyjne dla górnictwa, CMG KOMAG; Szczyrk 17-19 listopad 2008.
- [6] Czader W., Drewniak J., Pieczora E.: Pakiet programów inżynierskich do projektowania typoszeregów przekładni stożkowo-walcowych według ISO oraz AQAP. Mechanik 10/2008, s. 858-864.
- [7] Czader W., Drewniak J.: Prace Naukowe (Innowacyjne Techniki i Technologie Mechanizacyjne) – Monografia ITG KOMAG nr 4; Projektowanie elementów zębatych przekładni walcowych zewnętrznych oraz wewnętrznych. Teoria i przykłady zastosowania, Gliwice 2009.
- [8] Dietrych M., red.: Podstawy konstrukcji maszyn. Tom 3, wyd. 4, WNT, Warszawa 1995, 1999.
- [9] Drewniak J.: Komputerowo wspomagane projektowanie przekładni zębatych. Wydawnictwo ATH, Bielsko-Biała 2001.
- [10] Drewniak J.: Projektowanie kół walcowych, stożkowych i ślimakowych wg norm ISO. Wydawnictwo ATH, Bielsko-Biała 2008.
- [11] Dziama A., Michniewicz M., Niedźwiecki A.: Przekładnie zębate. PWN, 1995.
- [12] ISO/ CD TR 14521 Load capacity calculation of worm gears.
- [13] ISO 10300-1:2001 – Calculation of load capacity of bevel gears. Part 1: Introduction and general influence factors.

- [14] ISO 10300-2:2001 – Calculation of load capacity of bevel gears. Part 2: Calculation of surface durability (pitting).
- [15] ISO 10300-3:2001 – Calculation of load capacity of bevel gears. Part 3: Calculation of tooth root strength.
- [16] Kornberger: Przekładnie ślimakowe. WNT, Warszawa 1973.
- [17] Maziarz M., Kuliński S.: Obliczenia wytrzymałościowe przekładni zębatych wg ISO. Wydawnictwo AGH, Kraków 2007.
- [18] Muller L.: Przekładnie zębate projektowanie. WNT Warszawa, 1996.
- [19] Ochęduszek K.: Koła zębate. Konstrukcja, tom 1, WNT, Warszawa 1985.
- [20] Osiński J. Wspomagane komputerowo projektowanie typowych zespołów i elementów maszyn. PWN, Warszawa 1994.
- [21] Osiński Z., Wróbel J.: Wybrane metody komputerowo wspomagającego konstruowania maszyn. PWN, Warszawa 1988.
- [22] Osiński Z., Wróbel J.: Teoria konstrukcji. PWN, Warszawa 1995.
- [23] Osiński Z., red.: Podstawy konstrukcji maszyn. PWN, Warszawa 2003.
- [24] Pahl G., Beitz W.: Engineering design. A systematic approach, Springer 1996.
- [25] PN-76/M-88509 Przekładnie zębate-Podstawowe nazwy, określenia i symbole.
- [26] PN-79/M-88522 Przekładnie zębate. Dokładność wykonania.
- [27] PN-79/M-88514 Reduktory zębate ogólnego przeznaczenia – Nazwy i określenia.
- [28] PN-80/M-88522.03, Reduktory stożkowe. Klasy dokładności i rodzaje pasowań.
- [29] PN-88/M 88526 Reduktory stożkowe i stożkowo-walcowe ogólnego przeznaczenia – Szeregi podstawowych parametrów.
- [30] PN-92/M-88503, Przekładnie zębate walcowe i stożkowe. Zarys odniesienia PN- ISO 53:2001
- [31] PN-80/M-88522.04 – Przekładnie ślimakowe walcowe. Dokładność wykonania, nazwy, określenia i wartości odchyłek.
- [32] PN-ISO 1122-1:2004, Słownik terminów związanych z kołami zębatymi – Część 1: Definicje związane z geometrią.
- [33] PN-79/M-88522.01, Przekładnie zębate – Dokładność wykonania. Nazwy, określenia i wartości odchyłek.
- [34] Winkler T.: Komputerowy zapis konstrukcji. Wspomaganie komputerowe CAD CAM. WNT, Warszawa 1997.
- [35] Wójcik Z.: Przekładnie stożkowe. WNT, Warszawa 1984.

Projektowanie elementów zębatych przekładni kątowych. Teoria i przykłady zastosowania

Streszczenie

Potrzebnym działaniem w kierunku racjonalizacji konstrukcji i produkcji napędów są rozwojowe prace badawczo-projektowe nad elementami zębatymi przekładni zębatych, w tym również kątowych. Do tych prac zaliczyć można także niniejszą monografię poświęconą omówieniu dotychczasowego dorobku w dziedzinie projektowania elementów zębatych przekładni kątowych, tj. stożkowych i ślimakowych oraz wskazującą na nowe możliwości w działaniu projektowo-konstrukcyjnym przy wykorzystaniu wspomagania komputerowego.

W rozdziałach: drugim i trzecim omówiono dokładnie proces obliczeń projektujących par kół zębatych stożkowych i ślimakowych. Został opracowany w oparciu o najnowszą literaturę oraz wymagania międzynarodowych norm, tj. ISO 10300:2001 i projekt normy ISO/CD TR 14521. Analizowany proces składa się z trzech etapów, tj. projektowania wstępnego, doboru cech geometrycznych uzębienia i zazębienia oraz sprawdzenia wytrzymałości badanych elementów zębatych. Podstawowe parametry, wyznaczone w projektowaniu wstępnym pozwalają na obliczenie wymiarów geometrycznych (dobór cech geometrycznych) i określenie dokładności wykonania projektowanej pary kół. Obliczone w drugim etapie cechy geometryczne kół zębatych, dla wstępnie przyjętych wartości parametrów, muszą być zweryfikowane w etapie obliczeń sprawdzających wytrzymałość, nośność oraz trwałość danej pary kół zębatych. W przedstawionej metodyce, wytrzymałość kół kątowych oraz obliczeniowe współczynniki bezpieczeństwa, przekładni stożkowych i ślimakowych, sprawdza się według metody C norm ISO 10300-1,2,3:2001 oraz ISO/ CD TR 14521.

O właściwym doborze cech geometrycznych kół zębatych, co jest przedstawione w rozdziałach drugim i trzecim, świadczą uzyskane wartości współczynników bezpieczeństwa na złamanie zmęczeniowe oraz wytrzymałość zmęczeniową boku zęba. Cały proces obliczeń projektujących przedstawiono w sposób algorytmiczny, czyli uporządkowany. Dzięki temu uporządkowaniu zamieszczone wzory nadają się do bezpośredniego wykorzystania, tj. do przeprowadzenia przykładowych obliczeń analitycznych oraz do opracowania pakietu programów inżynierskich wspomagających komputerowe wspomaganie projektowania CAE elementów zębatych (rozdział czwarty).

Design of toothed elements of bevel and worm gears. Theory and examples of application

Abstract

Development research-design works on toothed elements of bevel and worm gears are necessary activity in the direction of design and production rationalization. To this works one may include also present monograph devoted of treatment of former achievements in field of toothed elements design. Additional in this monograph one point new possibility of design activity with use of computer aided.

In the second and third chapters precise process of bevel and worm gears calculation is presented. This process becomes worked on the basis the latest literature and requirements of international norms, i.e. ISO 10300 and ISO/CD TR 14521.

Analyzed algorithm consists of the three stages: preliminary design, choice of geometrical parameters of gears and verification of strength of toothed elements. Basic parameters specified in preliminary stage afford possibilities for calculation of gear dimensions and establish its accuracy. Dimensions of gears calculated in the second stage on the basis of preliminary data must be verified in the third stage. Verification consists in calculation of safety factors. Norms ISO 10300 and ISO/CD TR 14521 are used in the presented method of verification of fatigue strength of gear.

About right choice of gear dimensions one testify to obtained values of safety factors calculated analytically and by computers. All process of calculation is presented in the algorithmic way. Therefore placed patterns are suitable for direct use, i.e. for analytical calculation and elaborate packets of engineering computer codes.

ISBN: 978-83-60708-32-3