

**Wiesław Czader
Józef Drewniak**



**PROJEKTOWANIE
TYPOSZEREGÓW WALCOWYCH
I STOŻKOWO-WALCOWYCH
PRZEKŁADNI ZĘBATYCH**

**Prace Naukowe - Monografie
CMG KOMAG**



Wiesław CZADER
Józef DREWNIAK

PROJEKTOWANIE
TYPOSZEREGÓW WALCOWYCH
I STOŻKOWO-WALCOWYCH
PRZEKŁADNI ZĘBATYCH

Autorzy:

prof.dr hab.inż. Józef Drewniak – Akademia Techniczno-Humanistyczna
– Bielsko-Biała
dr inż. Wiesław Czader – Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG

Komitet redakcyjny:

prof.dr hab.inż. Adam Klich
prof.dr hab.inż. Zdzisław Kłeczek
prof.dr inż. Włodzimierz Sikora

Recenzent:

prof.dr hab.inż. Teodor Winkler – Centrum Mechanizacji Górnictwa
KOMAG

Sekretarz redakcji:

mgr inż. Romana Zając

Copyright by

Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, Gliwice

Praca naukowa finansowana ze środków na naukę.

ISBN 978-83-60708-17-0

Wydawca:

Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG
ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice

Spis treści

	str.
1. Wstęp	1
Literatura	3
2. Wprowadzenie w projektowanie typoszeregów maszyn	5
2.1. Podstawowe zasady projektowania i konstruowania ...	5
2.2. Uniwersalizacja, typizacja, unifikacja i normalizacja maszyn	5
2.3. Liczby normalne i wymiary normalne	9
2.4. Podobieństwo i typizacja typoszeregów	15
2.5. Zasady stopniowania typoszeregów	19
2.6. Typoszeregi podobne geometrycznie i połowicznie	21
Literatura	26
3. Projektowanie walcowych przekładni zębatych	28
3.1. Wprowadzenie	28
3.2. Wstępne obliczenia projektujące	28
3.2.1. Wyznaczenie momentów równoważnych	29
3.2.2. Wyznaczenie momentu wyjściowego	32
3.2.3. Dobór przełożenia całkowitego	32
3.2.4. Wyznaczenie momentów obrotowych	33
3.2.5. Obliczenie średnicy podziałowej	33
3.2.6. Obliczenie modułu normalnego	35
3.2.7. Sprawdzenie warunków geometrycznych	36
3.3. Obliczenia cech geometrycznych zazębienia	37
3.3.1. Dobór parametrów zębniaka i koła	37
3.3.2. Warunki prawidłowej współpracy	41
3.4. Wytrzymałość boku zęba na wgłębienie zmęczeniowe według normy PN-ISO 6336:2000	45
3.4.1. Naprężenia stykowe	45

3.4.2.	Obliczeniowy współczynnik bezpieczeństwa ze względu na naprężenia stykowe	51
3.5.	Wytrzymałość podstawy zęba na złamanie według metody C normy PN-ISO 6336:2000	53
3.5.1.	Naprężenie u podstawy zęba	53
3.5.2.	Obliczeniowy współczynnik bezpieczeństwa ze względu na złamanie zęba	56
	Literatura	60
4.	Obliczenia projektujące kół zębatych stożkowych	62
4.1.	Wstępne obliczenia projektujące	62
4.1.1.	Obliczenia obciążenia zastępczego i dobór silnika	62
4.1.2.	Obliczenie średniej średnicy podziałowej zębownika	63
4.1.3.	Obliczenie średniego modułu normalnego	64
4.1.4.	Wstępny dobór liczby zębów	65
4.2.	Obliczenia geometrii uzębienia i zazębienia	65
4.3.	Wytrzymałość powierzchni boku zęba na wgłębienie zmęczeniowe według metody B normy ISO 10300:2001	70
4.3.1.	Wprowadzenie	70
4.3.2.	Naprężenia stykowe	70
4.3.3.	Obliczeniowy współczynnik bezpieczeństwa ze względu na naprężenia stykowe	75
4.4.	Wytrzymałość podstawy zęba na złamanie wg metod B1 i B2 normy ISO 10300:2001	77
4.4.1.	Naprężenia u podstawy zęba	77
4.4.2.	Obliczeniowy współczynnik bezpieczeństwa ze względu na złamanie zęba	83
	Literatura	84
5.	Komputerowo wspomagane projektowanie typoszeregów przekładni zębatych	85
5.1.	Wprowadzenie	85

5.2.	Algorytm doboru wielkości podstawowej z typoszeregu	85
5.3.	Pakiet programów do obliczeń kół stożkowych	89
5.4.	Pakiet programów do obliczeń kół walcowych	98
	Literatura	106
6.	Przykłady praktycznego wykorzystania metodyki w projektowaniu przekładni zębatych	108
	Literatura	117
7.	Obiektowo zorientowane kształtowanie postaci konstrukcyjnych typoszeregów przekładni zębatych	118
7.1.	Wprowadzenie	118
7.2.	Podstawy teorii programowania obiektowego	119
7.3.	Analiza obiektowa według zasady „od ogółu do szczegółu”	122
7.3.1.	Podstawowe założenia	122
7.3.2.	Fazy analizy i scenariusz ich przebiegu	125
7.3.3.	Modele wykorzystane w fazach analizy obiektowej	128
7.3.4.	Sposoby kontaktu między fazami projektu	133
7.4.	Synteza obiektowa według zasady „od szczegółu do ogółu”	134
7.4.1.	Podstawowe założenia	134
7.4.2.	Fazy projektu etapu syntezy obiektowej	136
7.4.3.	Sposoby kontaktu między fazami	138
7.4.4.	Dokumentacja powstała w fazach	140
7.4.5.	Tworzenie konkretnych	141
7.4.6.	Powstawanie zapisów konstrukcji	143
7.5.	Porównanie metodyki obiektowej z konwencjonalną ...	145
	Literatura	148
8.	Zakończenie	151

1. Wstęp

Typoszeregi przekładni zębatych składają się z kilku lub kilkunastu pojedynczych przekładni zębatych, zwanych jednostkami lub wielkościami konstrukcyjnymi, o stopniowo wzrastających zarówno wymiarach gabarytowych, jak i parametrach eksploatacyjnych. Poszczególne przekładnie wchodzące w skład typoszeregu najczęściej charakteryzują się tym samym rozwiązaniem konstrukcyjnym i tym samym sposobem produkcji, a także realizują tę samą funkcję. Jeśli mają realizować różne funkcje, wtedy ich rozwiązania konstrukcyjne powinny stanowić układ modułowy [18, 23-25]. Projektowanie, konstruowanie i wytwarzanie typoszeregów maszyn i urządzeń, w tym szczególnie przekładni zębatych, przynosi producentowi i użytkownikowi wiele korzyści [11, 15, 23-25]. Wymienić tutaj należy przede wszystkim konieczność przeprowadzania szczegółowego procesu projektowania tylko jednej przekładni typoszeregu, zwanej przekładnią podstawową. Rozwiązania konstrukcyjne pozostałych przekładni, zwanych przekładniami pochodnymi, uzyskuje się z rozwiązania podstawowego przy uwzględnieniu praw podobieństwa. Ponadto to samo rozwiązanie konstrukcyjne sprzyja tańszemu wykonaniu poszczególnych elementów i zespołów kolejnych jednostek typoszeregu, i umożliwia jednocześnie uzyskanie wyższej jakości wykonania. Z tego powodu użytkownik uzyskuje w krótszym okresie czasu tańszy wytwór wraz z możliwością uzyskania łatwiejszego dostępu do części zamiennych.

Ważnym działaniem w kierunku racjonalizacji konstrukcji i produkcji napędów są rozwojowe prace projektowo-konstrukcyjne nad typoszeregami przekładni zębatych [1-17, 23-25]. Do tych prac zaliczyć można także niniejsze opracowanie, poświęcone omówieniu dotychczasowego dorobku w dziedzinie projektowania i konstruowania typoszeregów walcowych i walcowo-stożkowych przekładni zębatych oraz wskazujące na nowe możliwości w działaniu projektowo-konstrukcyjnym, przy wykorzystaniu wspomagania komputerowego.

W rozdziale drugim będącym wprowadzeniem w projektowanie typoszeregów maszyn omówiono podstawowe zasady ich projektowania wraz ze sposobami racjonalnego konstruowania, tj.: uniwersalizacją, typizacją, unifikacją i normalizacją. Podano także sposoby wykorzystania ciągów liczb normalnych i zasad podobieństwa całkowitego i połowicznego, stanowiących podstawę projektowania typoszeregów.

W rozdziałach trzecim i czwartym omówiono dokładnie proces obliczeń projektujących par kół zębatych, odpowiednio: walcowych i stożkowych. Proces ten został opracowany w sposób algorytmiczny, czyli uporządkowany, a tym samym nadający się do komputerowego wspomagania projektowania. Składa się on z trzech etapów, tj. obliczeń wstęp-

nych, cech geometrycznych i sprawdzających. W pierwszym etapie obliczeń dysponuje się ograniczoną liczbą danych i dlatego możliwe jest tylko wyznaczenie przybliżonych wartości dwóch podstawowych parametrów kół zębatach, tj. modułu z warunku wytrzymałości zmęczeniowej podstawy zęba na złamanie oraz średnicy podziałowej zębniaka z warunku wytrzymałości boku zęba na wgłębienia zmęczeniowe (pitting) [16]. Z tego powodu etap ten nazywany jest także etapem obliczeń wstępnych. Obliczone w drugim etapie wymiary kół zębatach dla tych wstępnie przyjętych wartości parametrów muszą być zweryfikowane w etapie obliczeń sprawdzających, przy czym wytrzymałość kół walcowych najczęściej sprawdza się według metody C normy PN-ISO 6336 [16, 20, 22, 26], a kół stożkowych – według metod B, B1 lub B2 normy ISO 10300 [16, 19]. Dlatego też w tych rozdziałach zamieszczono algorytmy obliczeń. Nowością tych algorytmów jest, między innymi, zintegrowanie obliczeń cech geometrycznych kół zębatach stożkowych o różnych kształtach zębów, tj. o stałej oraz o proporcjonalnie obniżającej się i o obniżającej się (czyli o stałym luzie wierzchołkowym) wysokości zębów [17].

W kolejnym, piątym rozdziale przedstawiono dwa pakiety programów komputerowych, opracowane specjalnie do obliczeń projektujących typoszeregów przekładni zębatach stożkowych i walcowych [6, 7]. Pakiety te zostały napisane w języku programowania obiektowego Python na podstawie algorytmów omówionych w rozdziałach czwartym i piątym. Mogą być one także wykorzystywane do obliczania pojedynczych przekładni walcowych lub stożkowych.

Przykłady zastosowania prezentowanej metody obliczania projektującego typoszeregów przekładni zębatach stożkowo-walcowych, przy wykorzystaniu opracowanych pakietów programów komputerowych, zaprezentowano w rozdziale szóstym.

W ostatnim, siódmym rozdziale przedstawiono oryginalną metodę obiektowo-zorientowanego kształtowania postaci konstrukcyjnej przekładni zębatach tworzących typoszereg [3]. Proces ten został podzielony na etapy analizy oraz syntezy obiektowej. W etapie analizy tworzone są klasy, podklasy i obiekty projektowanych przekładni typoszeregu dla zadanej nadklasy modelu typoszeregu [27]. Natomiast synteza obiektowa polega na praktycznym wykorzystaniu etapu analizy. Implementacja jest więc etapem konstruowania poszczególnych przekładni w ujęciu parametrycznym [3-5, 12].

Niniejsza monografia jest wynikiem realizacji pracy statutowej o tematyce „Zastosowanie nowoczesnych metod obliczeniowych i diagnostycznych w projektowaniu i badaniach przekładni zębatach”, w 2007 roku, w CMG KOMAG Gliwice i finansowanej przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego.

Literatura

- [1] Czader W., Danel T.: Przykłady wykorzystania systemu LOGOCAD w projektowaniu elementów i zespołów napędów mechanicznych. Seminarium – Komputerowe Wspomaganie Projektowania, Politechnika Wrocławska '89.
- [2] Czader W.: Wykorzystanie systemu LOGOCAD do tworzenia typoszeregów motoreduktorów walcowych. II Sympozjum Szkoły Podstaw Optymalizacji Procesów Technologicznych i Systemów Produkcyjnych, PAN Bielsko-Biała '89.
- [3] Czader W.: Metodyka obiektowo zorientowanego kształtowania postaci konstrukcyjnej typoszeregów przekładni zębatych. Rozprawa doktorska, ATH Bielsko-Biała 2004.
- [4] Czader W., Drewniak J.: Projektowanie typoszeregów jednorodnych oraz modularno-segmentowych. I Konferencja – Materiały i Środki Konkurencyjnych Wyrobów Przemysłu Maszynowego - Łagów, 8-9.09.2005.
- [5] Czader W., Drewniak J.: Obiektowo zorientowane tworzenie typoszeregów przekładni zębatych. XVIII Konferencja Naukowo-Techniczna „Przekładnie zębate”. Węgierska Górka, 18-2-10.2005.
- [6] Czader W., Drewniak J., Pieczora E.: Komputerowo wspomagane projektowanie przekładni stożkowych wg wymagań normy ISO 10300:2001, XVI Konferencja Metody i Środki Projektowania Wspomaganego Komputerowo, Politechnika Warszawska, 2007.
- [7] Czader W., Drewniak J., Pieczora E.: Komputerowo wspomagane projektowanie przekładni zgodnie z dyrektywami bezpieczeństwa oraz wymaganiami normy ISO 10300:2001, Maszyny Górnicze, CMG KOMAG - Gliwice, 2007.
- [8] Danel T., Drewniak J., Mędrala W., Praszkiwicz M., Rysiński J.: Metodyka komputerowego wspomaganie projektowania złożonych typoszeregów przekładni zębatych. Konferencja Naukowo-Techniczna Napędy '97, OBR REDOR Bielsko-Biała.
- [9] Danel T., Drewniak J., Praszkiwicz M., Rysiński J.: Projektowanie wariantowo-parametryczne typoszeregów przekładni zębatych. Zeszyty Naukowe Filii PŁ w Bielsku-Białej, 1999.
- [10] Danel T., Drewniak J., Praszkiwicz M., Rysiński J.: Wspomaganie komputerowo projektowanie typoszeregów przekładni zębatych. Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej Filii w Bielsku-Białej, 2000.
- [11] Dietrych J.: Zarys metodologii unifikacji i typizacji. Konferencja Metody Unifikacji, Typizacji oraz Tworzenia Typoszeregów Maszyn i ich Składowych, Wiśła 1984.
- [12] Drewniak J., Praszkiwicz T., Rysiński J.: Computer aided drafting of the components of gear reducers in parametric-alternative design. 6th International Conference on Engineering Computer Graphics and Descriptive Geometry, Tokyo 1994, s. 691-693.

- [13] Drewniak J., Danel T., Mędrała W., Praszekiewicz M., Rysiński J.: Komputerowo wspomagane projektowanie typoszeregów reduktorów zębatych, Sympozjon PKM, Kielce 1997.
- [14] Drewniak J., Danel T., Mędrała W., Praszekiewicz M.: Projektowanie typoszeregu przekładni zębatych – przykład zadania projektowego. Konferencja Komputerowe Wspomaganie Projektowania, Politechnika Warszawska 1997.
- [15] Drewniak J. (red.): Wspomaganie komputerowo projektowanie typoszeregów przekładni zębatych. Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej Filii w Bielsku-Białej, Bielsko-Biała 2000.
- [16] Drewniak J.: Komputerowo wspomagane projektowanie przekładni zębatych. Wydawnictwo ATH, Bielsko-Biała 2001.
- [17] Drewniak J.: Obliczenia projektowe kół zębatych walcowych, stożkowych i ślimakowych (oddane do druku).
- [18] Gendarz P.: Metodologia tworzenia uporządkowanych zbiorów konstrukcji maszyn. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej Mechanika z. 141. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2002.
- [19] ISO 10300:2001 - 1, 2, 3, Calculation of load capacity of bevel gears. International Standard.
- [20] Jaśkiewicz Z., Wąsiewski A.: Przekładnie walcowe. WKŁ, Warszawa 1992.
- [21] Knosala R. (red.): Zintegrowany system wytwarzania modułowych zespołów maszyn. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1995.
- [22] Müller L.: Przekładnie zębate. Projektowanie. WNT, Warszawa, 1996.
- [23] Pahl G., Beitz W.: Baureihenentwicklung. Konstruktion V. 26, s.71-79, 113-118, 1974.
- [24] Pahl G., Beitz W.: Nauka konstruowania. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1984.
- [25] Pahl G., Beitz W.: Engineering Design-A Systematic Approach. Springer-Verlag, London 1996.
- [26] PN-ISO 6336-1,2,3: Przekładnie zębate walcowe – Obliczanie nośności kół. Cz. 1 - Podstawowe zasady i ogólne czynniki wpływające. Cz. 2 - Wytrzymałość zęba na zmęczenie stykowe (pitting). Cz. 3 - Wytrzymałość zęba na zginanie.
- [27] Yourdon E.: Analiza obiektowa i projektowanie – przykłady zastosowań. WNT, Warszawa 1999.

2. Wprowadzenie w projektowanie typoszeregów maszyn

2.1. Podstawowe zasady projektowania i konstruowania

Projektowanie i konstruowanie typoszeregów musi być zgodne z podstawowymi zasadami projektowania i konstruowania, podanymi w pracach [2-8]. Pięć podstawowych zasad konstrukcji [2, 3], takich jak: optymalne stany obciążenia, wykorzystane tworzywo, uzyskana stateczność, sprawność oraz stosunki wielkości związanych, można zastąpić dwiema ogólnymi zasadami konstrukcji [7, 8], tj.:

- konstrukcja powinna spełniać wszystkie podstawowe warunki konstrukcyjne, wynikające ze szczególnych zasad w stopniu równym lub wyższym od założonego,
- konstrukcja powinna być optymalna w danych warunkach ze względu na podstawowe kryterium optymalizacji.

Dodatkowo pierwszą ogólną zasadę konstrukcji należy uzupełnić zasadami szczególnymi, z których najważniejsze są: funkcjonalność, niezawodność, trwałość, lekkość, koszty wytworzenia i dostępność materiałów, właściwy układ przenoszenia obciążeń, technologiczność, łatwość eksploatacji, ergonomiczność, oraz zgodność z obowiązującymi normami i przepisami [7, 8]. Także proces projektowania typoszeregów walcowych i stożkowych przekładni zębatych przedstawiony w niniejszej monografii jest zgodny z powyższymi zasadami konstrukcji [1].

2.2. Uniwersalizacja, typizacja, unifikacja i normalizacja maszyn

Zmniejszenie asortymentu wyrobów wytwórcy pozwala na rozszerzenie mechanizacji i automatyzacji oraz obniżenie kosztów produkcji i zwiększenie jej jakości. Minimalizacja ta może być uzyskane poprzez:

- zwiększenie uniwersalności maszyn, tj. rozszerzenie ich funkcjonalności,
- stosowanie typizacji, przyczyniającej się do zmniejszenia różnorodności rozwiązań konstrukcyjnych,
- stosowanie normalizacji, polegającej na sprowadzeniu różnorodności powtarzalnych elementów do ilości optymalnie zróżnicowanej, określonej w normach [9-13],
- stosowanie unifikacji, która jest efektywnym sposobem tworzenia na podstawie modelu wyjściowego maszyn pochodnych o jednakowym przeznaczeniu, ale o różnych wskaźnikach np. mocy, a także maszyn o różnym przeznaczeniu [18].

Dzięki uniwersalizacji maszyn uzyskuje się zwiększenie liczby wykonywanych przez nie operacji i tym samym zwiększenie stopnia ich wykorzystania. W przypadku obrabiarek możliwe jest także powiększenie asortymentu obrabianych na nich elementów. Tak więc, jedna obrabiarka uniwersalna z powodzeniem zastępuje kilka maszyn specjalizowanych. Do uniwersalizacji nadają się obrabiarki (strugarko-frezarki, walcarki, maszyny rolnicze wielofunkcyjne), nośniki narzędzi itp.

Typizacja polega na racjonalnym zmniejszeniu różnorodności elementów, podzespołów lub całych wytworów do liczby uzasadnionej technicznie i ekonomicznie. Stopień nasycenia elementami lub zespołami typizowanymi określa się, między innymi za pomocą następujących wskaźników [1]:

- wskaźnik powtarzalności elementów (zespołów) w_p :

$$w_p = \frac{z_o}{z_w} \quad (2.1)$$

gdzie:

z_o – liczba elementów (zespołów) wchodzących w skład jednostki konstrukcyjnej,

z_w – liczba elementów (zespołów) wymienionych w wykazie specyfikacyjnym, z wyłączeniem elementów znormalizowanych.

- wskaźnik adaptacji (dziedziczności) konstrukcyjnej elementów (zespołów) w_a :

$$w_a = \frac{z_t}{z_o} \quad (2.2)$$

gdzie: z_t – jest liczbą elementów (zespołów) typowych (powtarzalnych) występujących w jednostkach podobnych.

Unifikacja polega na wielokrotnym zastosowaniu w wytworach takich samych elementów lub zespołów, co spowoduje zmniejszenie asortymentu elementów oraz narzędzi do obróbki, pomiarów i montażu, a tym samym zmniejszenie kosztów ich wykonania oraz uproszczenie eksploatacji i remontu maszyn. Unifikacja może być wewnętrzna (w zakresie jednego wyrobu) lub zewnętrzna (w zakresie różnych maszyn). Istnieje kilka metod tworzenia unifikowanych maszyn pochodnych, z których tylko kilka jest uniwersalnych. Większość metod może być stosowana do określonego rodzaju maszyn z różnym efektem ekonomicznym. Możliwe jest też kojarzenie i równoległe stosowanie dwóch lub więcej spośród niżej wymienionych metod.

Można wyróżnić następujące metody unifikacji maszyn:

- metoda sekcjonowania - polega na podziale maszyny na jednakowe sekcje i tworzeniu maszyn pochodnych przez zestawienia zunifikowanych sekcji. Do sekcjonowania nadają się przenośniki taśmowe,

zgarniakowe, kubelkowe, łańcuchowe, filtry, wymienniki ciepła, pompy wirowe.

- metoda zmiany wymiarów liniowych – zgodnie z tą metodą w celu uzyskania różnej wydajności maszyn zmienia się ich długość z zachowaniem przekroju poprzecznego. Wykorzystywana jest więc ona do takich maszyn lub urządzeń, których wydajność zależy od długości wirnika (pompy zębate i łopatkowe, dmuchawy, mieszkarki, walcarki itp.). Przez zastosowanie tej metody w projektowaniu przekładni zębatych (zwiększenie szerokości kół zębatych) można uzyskać zwiększenie ich nośności.
- metoda zespołu podstawowego – według tej metody poprzez dołączenie do zespołu podstawowego specjalnego oprzyrządowania otrzymuje się maszyny o różnym przeznaczeniu. Zespołem podstawowym może być np. podwozie samochodowe (wytwarzane seryjnie), na którym montuje się dodatkowe oprzyrządowanie o różnym przeznaczeniu. Metodę tę stosuje się przy projektowaniu maszyn rolniczych, drogowych, dźwigów samochodowych, ładowarek, układarek itp.
- metoda przekształcenia – według tej metody maszynę lub urządzenie podstawowe przekształca się w maszynę lub urządzenie najczęściej o zbliżonym procesie roboczym. Przykładem może być przekształcenie silnika gaźnikowego w silnik gazowy lub sprężarki powietrznej na inny rodzaj czynnika. Natomiast przekształcenie silnika spalinowego na sprężarkę tłokową może być przykładem utworzenia urządzenia o innym przeznaczeniu.
- metoda łączenia równoległego polega na równoległym łączeniu maszyn lub urządzeń w celu zwiększenia mocy lub wydajności agregatu. Sprzęgane maszyny mogą pracować niezależnie, mogą być połączone urządzeniami synchronizującymi lub tworzyć jedną całość (połączone konstrukcyjnie). Równoległe układy często zwiększają dodatkowo niezawodność układu. Jako przykład łączenia równoległego można wymienić instalowanie silników okrętowych, z których każdy napędza inną śrubę, instalowanie maszyn grupami w liniach automatycznych, projektowanie przekładni wielodrogowych itp.
- metoda modyfikacji – przystosowuje się maszyny do różnych warunków pracy. Przystosowanie polega najczęściej na odpowiednim doborze materiałów w zależności od warunków klimatycznych. W klimacie surowym stosuje się materiały odporne na kruche pękanie, natomiast w wilgotnym klimacie tropikalnym odporne na korozję.
- metoda segmentowa (klockowa, modułowa) – zgodnie z tą metodą nowe maszyny lub urządzenia powstają poprzez łączenie zunifikowanych zespołów stosowanych samodzielnie jednostek. Zestawia się je na wspólnej podstawie w różnej liczbie i w różnych kombinacjach. Metoda ta wykorzystywana jest przy konstrukcji obrabiarek zespołowych oraz przekładni zębatych.

- metoda normalizacji kompleksowej jest zbliżona do metody segmentowej, stosuje się ją jednak do prostych urządzeń, takich jak zbiorniki, odstojniki, mieszarki. Normalizacji według typorozmiarów poddaje się prawie wszystkie elementy tych prostych urządzeń (pokrywy, włazy, zawory, zasuwy, napędy mieszarek, dozowniki). Ze znormalizowanych elementów, zunifikowanych zespołów i dodatkowego (gotowego) wyposażenia można budować aparaty o tym samym procesie obróbczym, ale o różnych wymiarach lub o jednakowym przeznaczeniu, ale o różnych parametrach procesu roboczego.
- metoda szeregów zunifikowanych - według tej metody można utworzyć szereg maszyn pochodnych o różnej mocy lub wydajności przez zmianę liczby głównych zespołów roboczych i zastosowaniu ich w różnych kombinacjach. Takie szeregi nazywają się rodziną lub szeregiem maszyn. Dzięki tej metodzie można znacznie uprościć i przyspieszyć proces konstruowania i wykonywania maszyn. Ponadto zunifikowane elementy można obrabiać wysoko wydajnymi metodami. Przykładem tworzenia maszyn zunifikowanych jest szereg czterosuwowych silników spalinowych na podstawie zunifikowanego zespołu cylindrów oraz zespołu korbowo-tłokowego.
- metoda szeregów parametrycznych jest najbardziej popularną metodą tworzenia szeregu maszyn jednakowego przeznaczenia o określonej konstrukcji i o określonym stopniowaniu (gradacji) wielkości. W odróżnieniu od szeregów zunifikowanych, które składają się z jednakowych zespołów, ale o różnej ich liczbie i rozmieszczeniu (np. cylindry silnika), szeregi parametryczne składają się z tej samej liczby elementów jednakowo rozmieszczonych, ale o różnych wymiarach (np. ta sama liczba cylindrów jednakowo rozmieszczonych ale o różnych średnicach). Tym niemniej w przypadku pewnych maszyn lub urządzeń (np. reduktorów zębatych) możliwe jest także zastosowanie unifikacji poprzez kilkakrotne wykorzystanie tych samych elementów, zespołów, układów, w kolejnych jednostkach danego typoszeregu lub innych.

Typoszeregiem (szeregiem parametrycznym) nazywa się wytwory techniczne, tj. maszyny, zespoły lub pojedyncze elementy, spełniające w szerokim zakresie tę samą funkcję oraz charakteryzujące się tym samym rozwiązaniem technicznym, uwzględniającym stopniowanie wielkości i w miarę możliwości jednakowym charakterem produkcji [14, 15, 19]. Najczęściej początek opracowania typoszeregu stanowi jedna wielkość, której projekt konstrukcyjny nazywany jest projektem podstawowym. Projekty pochodne kolejnych jednostek typoszeregu opracowuje się stosując określone zasady [1, 14, 15]. Najczęściej jest to zmiana (stopniowanie) wymiarów podstawowego rozwiązania przy zachowaniu podobieństwa geometrycznego. Takie szeregi nazywają się wymiarowo podobnymi lub wymiarowymi. Jako przykład można podać typoszereg prze-

kładni zębatych np. dwustopniowych walcowych, różniących się tylko odległościami osi, wielkością kół zębatych i wałków, a więc także nośnością (mocą przenoszenia). Czasem przy każdym stopniowaniu ustala się inny typ maszyny z gradacją rozmiarów. Taki szereg nazywa się typorozmiarowym, a jego przykładem może być szereg silników okrętowych. Dla małych mocy stosuje się np. silniki spalinowe czterosuwowe, dla średnich i dużych – dwusuwowe (ponieważ charakteryzują się mniejszymi gabarytami) lub turbiny gazowe. Bywają także stosowane szeregi mieszane, dzielące się na odmiany jednotypowe i podobne geometrycznie lub odmiany różnych typów. Metoda szeregów parametrycznych zalecana jest do stosowania przy projektowaniu maszyn o masowej produkcji, gdy zakres wielkości jest stosunkowo duży (silniki spalinowe, elektryczne, przekładnie zębate, pompy, sprężarki, obrabiarki itp.). Produkcja maszyn wymiarowo podobnych (np. typoszeregu przekładni zębatych) charakteryzuje się wieloma zaletami, jak np. koniecznością tylko jednokrotnego wykonania prac konstrukcyjnych obejmujących wiele wielkości podobnych przy jednakowych materiałach, powtarzalność wykonywania określonych wielkości partii. Dzięki temu możliwe jest osiągnięcie wyższej jakości wyrobu przy niższych kosztach i w krótszym czasie. Za wadę natomiast można uznać ograniczony wybór wielkości maszyn lub zespołów, co może być powodem nieoptymalnych warunków eksploatacji. Ponadto skrajne jednostki typoszeregu, szczególnie o dużym zakresie, ustępują pod względem gabarytów, masy jednostkowej i wskaźników eksploatacyjnych urządzeniom produkowanym specjalnie tylko do określonego zastosowania.

2.3. Liczby normalne i wymiary normalne

Podstawą doboru wszystkich wielkości znormalizowanych są liczby normalne i ich ciągi rozwijane według liczby normalnej 10. Zgodnie z PN-60/M-02100 [14] wyrazy tego ciągu mają postać:

$$a_i = 10^q \cdot (\sqrt[m]{10})^i = 10^q \cdot 10^{\frac{i}{m}} \quad (2.3)$$

gdzie:

$q = \dots, -2, -1, 0, 1, 2, \dots$,

$m = 5, 10, 20, 40$ lub 80 - wskaźnik ciągu,

$i = 0, 1, 2, \dots, m$ - numer porządkowy wyrazów ciągu w zakresie (dekadzie) liczb 10^q do 10^{q+1} .

Iloraz ciągu oblicza się z zależności:

$$\varphi = \sqrt[m]{\frac{a_m}{a_0}} = \sqrt[m]{10} \quad (2.4)$$

gdzie:
 m - wskaźnik ciągu jest liczbą przedziałów pomiędzy wyrazami skrajnymi (pierwszym i ostatnim) dla liczby 10, np. dla $m = 10$ iloraz ciągu wynosi:

$$\varphi = \sqrt[10]{10} = 1,25$$

(2.5)

Oznaczony jest on symbolem $R10$, a liczba jego wyrazów wynosi $m + 1 = 11$.

Podobnie dla $m = 40$ iloraz ciągu wynosi:

$$\varphi = \sqrt[40]{10} = 1,06$$

(2.6)

Ten ciąg liczb normalnych oznaczony symbolem $R10$ posiada $m + 1 = 41$ wyrazów. Wartości ciągów liczb normalnych dla zakresu $a_0 = 1$ do $a_m = 10$ są przedstawione w tabeli 2.1.

Wybrane ciągi liczb normalnych [1]

Tabela 2.1

Lp. (L)	Ciągi podstawowe			
	Ilorazy ciągów			
	$\sqrt[5]{10}$	$\sqrt[10]{10}$	$\sqrt[20]{10}$	$\sqrt[40]{10}$
	Oznaczenia ciągów			
	$R5$	$R10$	$R20$	$R40$
0	1,00	1,00	1,00	1,00
1				1,06
2			1,12	1,12
3				1,18
4		1,25	1,25	1,25
5				1,32
6			1,40	1,40
7				1,50
8	1,60	1,60	1,60	1,60
9				1,70
10			1,80	1,80
11				1,90
12		2,00	2,00	2,00
13				2,12
14			2,24	2,24
15				2,36
16	2,50	2,50	2,50	2,50
17				2,65
18			2,80	2,80
19				3,00

20		3,15	3,15	3,15
21				3,35
22			3,55	3,55
23				3,75
24	4,00	4,00	4,00	4,00
25				4,25
26			4,50	4,50
27				4,75
28		5,00	5,00	5,00
29				5,30
30			5,60	5,60
31				6,00
32	6,30	6,30	6,30	6,30
33				6,70
34			7,10	7,10
35				7,50
36		8,00	8,00	8,00
37				8,50
38			9,00	9,00
39				9,50
40	10,00	10,00	10,00	10,00

Podane w tabeli 2.1 wartości nominalne liczb normalnych mogą być rozszerzone w górę lub w dół odpowiednio przez mnożenie lub dzielenie liczb ciągu przez 10, 100, ... itd.

Dla ułatwienia obliczeń na liczbach normalnych (mnożenia, dzielenia, potęgowania i pierwiastkowania (gdy wykładnik jest liczbą całkowitą) z całkowitym wykładnikiem) wprowadzono liczby porządkowe (L) (tabela 2.1) jako logarytmy liczb normalnych $a_{(L)}$ przy podstawie $\sqrt[40]{10} = 1,06$.

Z prawa tworzenia ciągu liczb normalnych:

$$a_{(L)} = 10^q \cdot \left(\sqrt[40]{10}\right)^{(L)} = 10^q \cdot 1,06^{(L)} \tag{2.7}$$

wynika bowiem, że:

$$\log_{1,06} a_{(L)} = q \cdot \log_{1,06} 10 + (L) \tag{2.8}$$

czyli:

$$\log_{1,06} a_{(L)} = 40 \cdot q + (L) \tag{2.9}$$

dla $q = 0$

$$(L) = \log_{1,06} a_{(L)} \tag{2.10}$$

dla $q = 1$

$$(L) = \log_{1,06} a_{(L)} - 40 \tag{2.11}$$

dla $q = -1$

$$(L) = \log_{1,06} a_{(L)} + 40 \tag{2.12}$$

dla $q = -2$

$$(L) = \log_{1,06} a_{(L)} + 80 \tag{2.13}$$

Tak więc, działania matematyczne na liczbach normalnych przedstawiają się następująco:

– mnożenie:

$$2,24 \cdot 5,60 = 1,06^{14} \cdot 1,06^{30} = 1,06^{44} = 1,06^{(40+4)} = 10 \cdot 1,06^4 = 12,5$$

– dzielenie:

$$45 : 9,5 = 10 \cdot 4,5 : 9,5 = 1,06^{40} \cdot 1,06^{26} : 1,06^{39} = 1,06^{27} = 4,74$$

– potęgowanie:

$$6,30^2 = 1,06^{32 \cdot 2} = 1,06^{40+24} = 10 \cdot 1,06^{24} = 40$$

– pierwiastkowanie:

$$\sqrt[3]{22,4} = \sqrt[3]{10 \cdot 2,24} = \sqrt[3]{1,06^{40} \cdot 1,06^{14}} = 1,06^{54/3} = 1,06^{18} = 2,80.$$

Wynikiem tych działań na liczbach normalnych jest także liczba normalna.

W praktyce normalizacyjnej i konstrukcyjnej często stosuje się zaokrąglone ciągi liczb normalnych (oznaczane Ra 5, Ra 10, Ra 20, Ra 40) oraz dodatkowy ciąg będący uzupełnieniem ciągu Ra 40 (tabela 2.2).

Zaokrąglone ciągi liczb normalnych [1]

Tabela 2.2

Ciagi					Ciagi				
Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 40	Dodat-kowy	Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 40	Dodat-kowy
1,0	1,0	1,0	1,0		40	40	40	40	
			1,05					42	41
		1,1	1,1	1,25			45	45	44
			1,15	1,35				48	46
				1,45			50	50	49
	1,2	1,2	1,2	1,55				53	52
			1,3	1,65				56	55
		1,4	1,4	1,75				60	58
			1,5	1,85				63	62
				1,95				67	65
1,6	1,6	1,6	1,6	2,05	63	63	63	63	70
			1,7	2,15				71	73
		1,8	1,8	2,30			71	75	78
			1,9					80	82
								85	88
	2,0	2,0	2,0			80	80	80	92
			2,1					85	95
		2,2	2,2				90	90	
			2,4					95	
									98

2,5	2,5	2,5	2,5	2,7	100	100	100	100	102
			2,6	2,9				105	108
			2,8	3,1			110	110	112
			3,0	3,3				120	115
				3,5					118
				3,7					135
	3,2	3,2	3,2	3,9		125	125	125	145
			3,4	4,1				130	155
		3,6	3,6	4,4			140	140	165
			3,8	4,6				150	175
				4,9					185
				5,2					195
4,0	4,0	4,0	4,0	5,5	160	160	160	160	205
			4,2	5,8				170	215
			4,5	6,2			180	180	230
				6,5				190	270
				7,0					290
				7,3					310
	5,0	5,0	5,0	7,8		200	200	200	315
			5,3	8,2				210	330
			5,6	8,8				220	350
			6,0	9,2				240	370
6,3	6,3	6,3	6,3	9,8	250	250	250	250	390
			6,7	10,2				260	410
			7,1	10,8			280	280	440
			7,5	11,2				300	460
	8,0	8,0	8,0	11,8		320	320	320	490
			8,5	12,5				340	515
			9,0	13,5			360	360	545
			9,5	14,5				380	580
10	10	10	10	15,5	400	400	400	400	615
			10,5	16,5				420	650
			11	17,5			450	450	670
			11,5	18,5				480	730
	12	12	12	19,5		500	500	500	775
			13	20,5				530	825
			14	21,5			560	560	875
			15	23				600	
16	16	16	16		630	630	630	630	
			17					670	
			18				710	710	
			19					750	
	20	20	20			800	800	800	
			21					850	
			22				900	900	
			24					950	

Wybrane liczby z ciągów normalnych lub zaokrąglonych zapisuje się w sposób uproszczony np. R 20/3 (1,60 ... 6,30), co oznacza, że z ciągu R 20 wybrano podciąg złożony z co trzeciej liczby od 1,60 do 6,30. Podciąg ten składa się więc z następujących liczb: 1,60; 2,24; 3,15; 4,50 i 6,30. Przy projektowaniu typoszeregów stosuje się także ciągi składające się z kilku podciągów o różnych ilorazach, jak np. R 5 (40 ... 63) + R 10 (63 ... 200) + R 20/2 (200 ... 400). Taki podciąg składa się z następujących liczb normalnych: 40; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315 i 400. Liczby normalne tworzą klasę liczb uprzywilejowanych w technice. Ograniczenie wymiarów i innych parametrów (np. przełożenia, modułu) elementów przekładni zębatych (zwłaszcza wytwarzanych w typoszeregach) do liczb normalnych pozwala na znaczne zmniejszenie kosztów wytwarzania narzędzi i przyrządów pomiarowych oraz umożliwia lepsze dostosowanie się producenta do zapotrzebowania na konkretne jednostki typoszeregu.

W tabelach 2.3, 2.4, 2.5 i 2.6 zamieszczono wartości parametrów i wymiarów kół i przekładni zębatych zgodne ze stopniowaniem liczb normalnych i będące podstawą projektowania typoszeregów.

Nominalne wartości przełożeń – według PN-76/M-88513 [10]

Tabela 2.3

Przełożenie geometryczne u									
1,00	(1,12)	1,25	(1,40)	1,60	(1,800)	2,00	(2,24)	2,50	
(2,80)	3,15	(3,55)	4,00	(4,50)	5,00	(5,60)	6,30	(7,10)	
8,00	(9,00)	10,00	(11,20)	12,50	(14,00)	16,00			
(18,00)	20,00	(22,40)	25,00	(28,00)	31,50	(35,50)			
40,00	(45,00)	50,00	(56,00)	63,00	(71,00)	80,00			
(90,00)	100	(112,00)	125	itd.					

Wartości podane w nawiasach nie są uprzywilejowane.

Szeregi modułów (według PN-78/M-88502) [11]

Tabela 2.4

Moduł m_n (wybrane wartości)									
1,00	(1,125)	1,25	(1,375)	1,5	(1,75)	2,00	(2,25)	2,50	
(2,75)	3,00	(3,50)	4,00	(4,50)	5,00	(5,50)	6,00		
(7,00)	8,00	(9,00)	10,00	(11,00)	12,00	(14,00)	16,00		
(18,00)	20,00	(22,00)	25,00	(28,00)	32,00	itd.			

Wartości podane w nawiasach nie są uprzywilejowane.

Odległości osi (według PN-93/M-88525) [12]

Tabela 2.5

Odległość osi a [mm]									
50	63	(71)	80	(90)	100	(112)	125	(140)	160
(180)	200	(225)	250	(280)	315	(335)	(450)	500	
(560)	630	(710)	800	(900)	1000				

Wartości podane w nawiasach nie są uprzywilejowane.

Nominalne wartości średnicy podziałowej koła zębatego stożkowego d_{e2}
(według PN-88/M-88526) [13]

Tabela 2.6

Nominalne wartości średnicy podziałowej koła stożkowego d_{e2}					
Szereg 1	Szereg 2	Szereg 1	Szereg 2	Szereg 1	Szereg 2
50	-	160	-	500	-
-	56	-	180	-	560
63	-	200	-	630	-
-	71	-	224	-	710
80	-	250	-	800	-
-	90	-	280	-	900
100	-	315	-	1000	-
-	112	-	355		
125	-	400	-		
-	140	-	450		
Wartości szeregu 1 są uprzywiejlowane					

2.4. Podobieństwo i typizacja typoszeregów

Wykorzystanie liczb normalnych przy ustalaniu wielkości (wymiarów i parametrów) nominalnych elementów, zespołów i całych maszyn lub urządzeń pozwala na ich typizację w proporcjach geometrycznych, czyli z zastosowaniem podobieństwa. Dzięki temu do zaprojektowania całego typoszeregu wystarczy przeprowadzić dokładne obliczenia tylko dla jednej typowielkości (jednostki typoszeregu), podobnie jak do oceny całego typoszeregu wystarczy wynik badania doświadczalnego tylko jednej jednostki według zasad podobieństwa (analizy wymiarowej) [4, 8, 16, 17]. Oznacza to także, że na podstawie projektu jednej jednostki (jednej wielkości typoszeregu), nazywanej *projektem podstawowym* można wyznaczyć cechy konstrukcyjne (wymiary, nośności, naprężenia, odkształcenia itp.) pozostałych typowielkości, nazywanych projektami pochodnymi [1, 6, 7, 14, 15].

Oczywiście w konstruowaniu typoszeregów nie zawsze jest wskazane, a nawet możliwe zachowanie podobieństwa geometrycznego dla wszystkich wymiarów projektu podstawowego i projektów pochodnych. Według [14, 15] do stwierdzenia podobieństwa typoszeregu (co jest nakazem!) wystarczy zachowanie podobieństwa geometrycznego tylko jednej wielkości fizycznej.

Spośród kilku podobieństw podstawowych (opartych na takich wielkościach podstawowych, jak: długość, czas, siła, ładunek elektryczny,

natężenie prądu, temperatura i natężenie światła [14]) w projektowaniu typoszeregów można wykorzystać podobieństwo geometryczne lub siłowe. Przy podobieństwie geometrycznym stosunek wszystkich wymiarów typowielkości podstawowej do odpowiadających wymiarów typowielkości pochodnych jest stały [14, 15].

Niezmiennikiem jest współczynnik podobieństwa liniowego φ_L :

$$\varphi_L = \frac{L_j}{L_{j-1}} = \frac{L_1}{L_0} = \text{const} \quad (2.14)$$

gdzie:

$j = 1, 2, 3, \dots, n$ - wskaźnik kolejności jednostek (typowielkości) w typoszeregu uporządkowanych według wymiarów rosnących lub malejących,

L_j - wymiar pierwszej typowielkości pochodnej,

L_0 - wymiar odpowiadającej typowielkości podstawowej.

W podobny sposób można wyrazić podobieństwo siłowe, jako stały stosunek sił działających na elementy typowielkości podstawowej do odpowiadających im sił działających na elementy typowielkości pochodnych.

W praktyce projektowania typoszeregów może wystąpić więcej niż jedno podobieństwo podstawowe, zwane wtedy *podobieństwem szczególnego rodzaju* [15] (tabela 2.7). Np. jeśli jednocześnie występuje podobieństwo geometryczne i czasowe, to jest to podobieństwo szczególnego rodzaju - *kinematyczne*. Jeśli dodatkowo występuje podobieństwo siły, to jest to podobieństwo dynamiczne.

Dla powyższych podobieństw podstawowych i szczególnego rodzaju można wyprowadzić pochodne współczynniki podobieństwa, spełniające bardzo ważną rolę w projektowaniu. Przykładem może być współczynnik podobieństwa naprężeń, który jest niezbędnie konieczny, np. przy rozważaniu konstrukcji równo wyteżonych, tzn. spełniających warunek $\sigma = \varepsilon E = \text{const}$. Wtedy współczynnik podobieństwa naprężeń φ_σ [15]:

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1}{\sigma_0} = \frac{\varepsilon_1 E_1}{\varepsilon_0 E_0} = \varphi_\varepsilon \cdot \varphi_E = 1 \quad (2.15)$$

gdzie: ε i E - jest odpowiednio odkształceniem względnym i modułem sprężystości wzdłużnej.

Szczególne rodzaje podobieństwa

Tabela 2.7

Podobieństwo	Niezmiennik	Liczba podobieństwa	Definicja	Interpretacja
kinematyczne	φ_L, φ_t			prędkość
statyczne	φ_L, φ_F	Hook'a	$H_o = \frac{F}{EL^2}$	siła sprężystości
dynamiczne	$\varphi_L, \varphi_F, \varphi_t$	Newtona	$N_e = \frac{F}{\rho v^2 L^2}$	siła bezwładności
		Cauchy'ego	$C_a = \frac{H_o}{N_e} = \frac{\rho v^2}{E}$	siła sprężystości / siła bezwładności
		Frouda	$F_r = \frac{v^2}{gL}$	siła bezwładności / siła ciężkości
			$\frac{E}{\rho g L}$	siła sprężystości / siła ciężkości
		Reynoldsa	$R_e = \frac{Lv\rho}{\eta}$	siła tarcia w cieczach i gazach
cieplne	φ_L, φ_T	Biota	$B_i = \frac{\alpha L}{\lambda}$	doprowadzona i odprowadzona / przewodzona ilość ciepła
		Fouriera	$F_o = \frac{\lambda t}{c\rho L^2}$	przewodzona / akumulowana ilość ciepła
ciśnieniowo-przepływowe	$\varphi_{S_o} = \varphi_L$	Sommerfelda	$S_o = \frac{\bar{p}\psi^2}{\eta \cdot \omega}$	występuje odkształcenie sprężyste
	$\varphi_{S_o} = \varphi_L^2$			występują siły wywołane obciążeniem zewn.
v - prędkość, α - współczynnik przejmowania ciepła, λ - współczynnik przewodzenia ciepła, η - lepkość dynamiczna, c - ciepło właściwe				

W przypadku zastosowania tego samego materiału, tzn. gdy $\varphi_E = \frac{E_1}{E_o} = 1$, spełniony jest tzw. warunek Cauchy'ego:

$$\varphi_{\sigma} = \varphi_{\varepsilon} = \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_0} = \frac{\frac{\Delta L_1}{L_1}}{\frac{\Delta L_0}{L_0}} = \frac{\Delta L_1}{\Delta L_0} \cdot \frac{L_0}{L_1} = \frac{\varphi_{\Delta L}}{\varphi_L} = 1 \quad (2.16)$$

czyli zachodzi $\varphi_{\Delta L} = \varphi_L$ (przyrosty długości wzrastają tak samo jak odpowiadające im długości).

Ze współczynnikiem podobieństwa naprężeń związany jest również ważny współczynnik podobieństwa siły sprężystości $\varphi_{F_{spr}}$:

$$\varphi_{F_{spr}} = \frac{F_{spr1}}{F_{spr0}} = \frac{\sigma_1 \cdot A_1}{\sigma_0 \cdot A_0} = \varphi_{\varepsilon} \cdot \varphi_E \cdot \varphi_A = \varphi_{\varepsilon} \cdot \varphi_E \cdot \varphi_L^2 \quad (2.17)$$

$$\text{gdyż:} \quad \varphi_A = \frac{L_1^2}{L_0^2} = \varphi_L^2 \quad (2.18)$$

$$\text{Gdy} \quad \varphi_{\varepsilon} \cdot \varphi_E = 1 \quad \text{to} \quad \varphi_{F_{spr}} = \varphi_L^2 \quad (2.19)$$

Współczynnik podobieństwa siły bezwładności można przedstawić następująco:

$$\varphi_{F_b} = \frac{F_{b1}}{F_{b0}} = \frac{m_1 \cdot a_1}{m_0 \cdot a_0} = \frac{\rho_1 \cdot V_1 \cdot a_1}{\rho_0 \cdot V_0 \cdot a_0} \quad (2.20)$$

gdzie: a_1 - przyspieszenie, m_i - masa, V_i - objętość ($i = 0, 1$).

W przypadku, gdy gęstości są sobie równe, to $\varphi_{\rho} = \frac{\rho_1}{\rho_0} = 1$ i wtedy:

$$\varphi_V = \frac{V_1}{V_0} = \frac{L_1^3}{L_0^3} = \varphi_L^3 \quad (2.21)$$

$$\varphi_a = \frac{L_1 \cdot t_0^2}{L_0 \cdot t_1^2} = \frac{\varphi_L}{\varphi_t^2} \quad (2.22)$$

$$\text{czyli} \quad \varphi_{F_b} = \frac{\varphi_L^4}{\varphi_t^2} \quad (2.23)$$

Gdy $\varphi_t = \varphi_L$ to:

$$\varphi_{F_b} = \frac{\varphi_L^4}{\varphi_L^2} = \varphi_L^2 \quad (2.24)$$

co jest warunkiem istnienia podobieństwa dynamicznego.

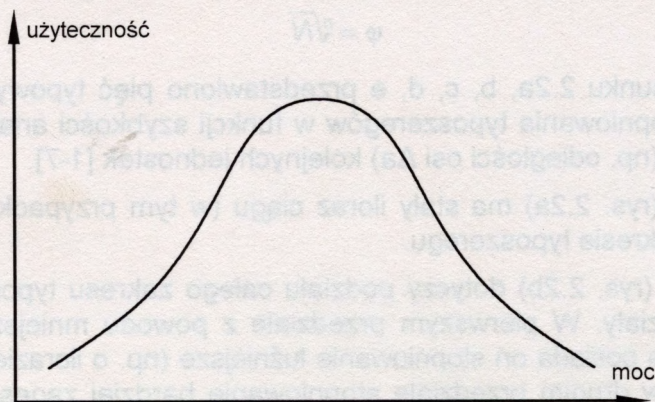
Ponadto gdy $\varphi_t = \varphi_L$ to współczynnik podobieństwa prędkości wynosi:

$$\varphi_v = \frac{\varphi_L}{\varphi_t} = \frac{\varphi_L}{\varphi_L} = 1 \quad (2.25)$$

2.5. Zasady stopniowania typoszeregów

Duże znaczenie przy projektowaniu szeregu wymiarowo podobnego, popularnie nazwanego typoszeregiem, ma prawidłowy wybór stopniowania jego członów. Stopniowanie wielkości dotyczy zarówno wymiarów gabarytowych, jak i wartości wielkości znamionowych, np. mocy, momentów lub prędkości obrotowych. Przy doborze racjonalnego stopniowania należy godzić wiele kryteriów, z których najważniejszym jest zapotrzebowanie na poszczególne jednostki typoszeregu, wymagania konstrukcyjne i produkcyjne oraz ewentualne ich zastosowanie do prawdopodobnych warunków pracy w czasie eksploatacji. Przy uwzględnieniu zapotrzebowania rynku należy brać pod uwagę nie tylko jego oczekiwania na poszczególne wielkości, ale i reakcję na zredukowany w mniejszym lub większym stopniu skład typoszeregu [14].

Wymagania konstrukcyjne związane są ze stosowaniem zasad projektowania typoszeregów, jak np. podobieństwa geometrycznego przy jednoczesnej konieczności zapewnienia właściwej funkcji technicznej każdej jednostki typoszeregu. Najczęściej tylko możliwość stosowania odstępstwa od stopniowania geometrycznego niektórych wymiarów (tzw. typizacja ruchoma) lub ostatecznie podobieństwo połowiczne (dokładniej wyjaśnione na stronie 25) może pozwolić na pogodzenie nie tylko tych dwu wymagań konstrukcyjnych, ale i zaspokojenie zapotrzebowania rynku. Ze względów produkcyjnych musi być znowu tak dobrane stopniowanie typoszeregu, aby możliwe było ekonomiczne wytwarzanie ograniczonej liczby poszczególnych wielkości w typoszeregu, ale za to w dużej liczbie sztuk każdego typu jednostki. Ze względu na kryterium zapotrzebowania najlepszym sposobem stopniowania jest nieregularny ciąg mocy, lub momentów, według wykresu użyteczności (rys. 2.1).



Rys.2.1. Wykres użyteczności

Ciąg taki, przedstawiony na rysunku 2.1, jest rozrzedzony w zakresie najmniejszych, a zagęszczony w obszarze największego zapotrzebowania. Ciąg arytmetyczny ani ciąg geometryczny nie są zgodne z krzywą użyteczności. W praktyce, dzięki swoim zaletom najczęściej stosowany jest ciąg liczb normalnych [14].

Dla przypomnienia, zalety stopniowania wielkości jednostek typoszeru według ciągu liczb normalnych są następujące:

- możliwość optymalnego dostosowania (lub co najmniej zbliżenia) poszczególnych członów typoszeru do ich praktycznego zapotrzebowania,
- zmniejszenie różnorodności wymiarów, a tym samym zmniejszenie liczby sprawdzianów i przyrządów pomiarowych.

Oczywiście chcąc uzyskać zagęszczenie optymalne typoszeru, dostosowane do krzywej stosowności, należy dzielić cały zakres typoszeru na częściowe przedziały, które różnią się między sobą ilorazami ciągu liczb normalnych. Wtedy wyróżnik takiego częściowego zakresu wynosi [19]:

$$N = \frac{W_{max}}{W_{min}} = \varphi^n \quad (2.26)$$

gdzie:

W_{max} , W_{min} - wielkości stopniowane największej i najmniejszej jednostki danego zakresu,

$n = z - 1$ - liczba stopni w danym zakresie,

z - liczba jednostek (członów) zakresu.

Znając wyróżnik zakresu można wyznaczyć iloraz ciągu wielkości stopniowanych w danym zakresie:

$$\varphi = \sqrt[n]{N} \quad (2.27)$$

Na rysunku 2.2a, b, c, d, e przedstawiono pięć typowych charakterystyk stopniowania typoszerów w funkcji szybkości analizowanego parametru (np. odległości osi Δa) kolejnych jednostek [1-7].

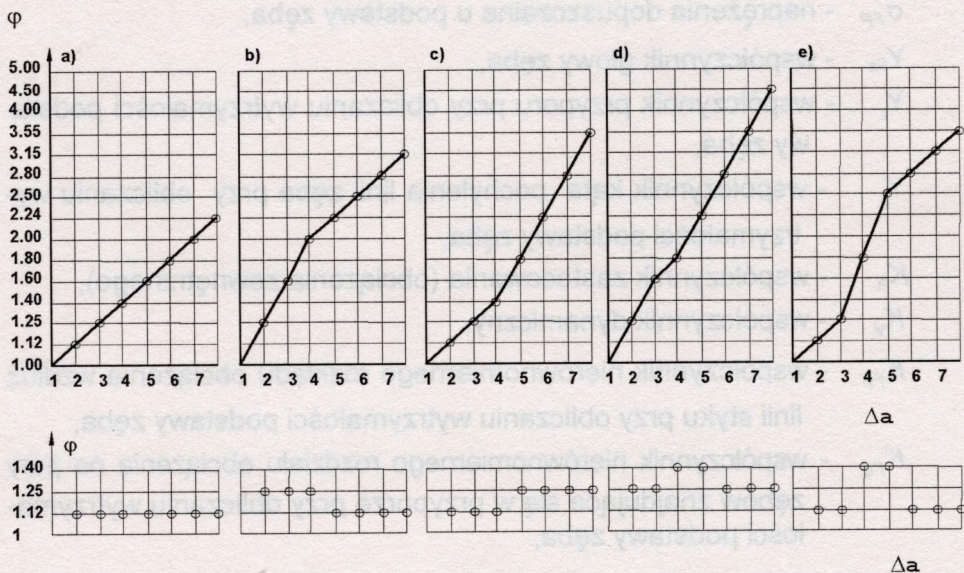
Typ I (rys. 2.2a) ma stały iloraz ciągu (w tym przypadku $\varphi = 1,12$) w całym zakresie typoszeru.

Typ II (rys. 2.2b) dotyczy podziału całego zakresu typoszeru na dwa przedziały. W pierwszym przedziale z powodu mniejszego zapotrzebowania posiada on stopniowanie luźniejsze (np. o ilorazie $\varphi = 1,25$), natomiast w drugim przedziale stopniowanie bardziej zagęszczone np. o ilorazie $\varphi = 1,12$.

W wyniku otrzymuje się tzw. *typoszereg degresywny* (zstępujący). Typ III (rys. 2.2c) jest typem odwrotnym w stosunku do poprzedniego, czyli w pierwszym przedziale, z powodu większego zapotrzebowania na jednostki mniejsze, ma on stopniowanie gęstsze. Jest to *typoszereg progresywny*.

W typie IV i V (rys. 2.2d i 2.2e) cały zakres stopniowania wielkości jednostek typoszeregu jest podzielony na trzy części, przy czym część środkowa zakresu może mieć mniejszy lub większy iloraz ciągu w stosunku do części skrajnych.

Oczywiście można zaproponować bardziej skomplikowane rodzaje stopniowania jednostek konstrukcyjnych tworzących typoszereg, zwłaszcza w przypadkach, gdy wymagane jest ściśle dostosowanie się do krzywej stosowalności (rys. 2.1).



Rys.2.2. Podstawowe charakterystyki stopniowania typoszeregu

2.6. Typoszeregi podobne geometrycznie i połowicznie

Jak już wspomniano w poprzednim podrozdziale, korzystne jest stopniowanie mocy reduktorów według ciągu geometrycznego (kryterium rynkowe), natomiast stopniowanie wymiarów według ciągu liczb normalnych (kryterium techniczno-produkcyjne). Wiadomo także, że moc lub moment przenoszony przez przekładnię można przedstawić w funkcji potęgowej pewnego wymiaru [5, 7], np.:

- modułu m_n z warunku na naprężenia zginające u podstawy zęba, dokładniej omówione w podrozdziale 3.2:

$$M_F \leq \frac{b \cdot m_n^2 \cdot z_1}{2 \cdot Y_{FS} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}} \cdot \sigma_{FP} \quad (2.28)$$

lub

$$M_F \leq \frac{\psi_m \cdot m_n^3 \cdot z_1}{2 \cdot Y_{FS} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}} \cdot \sigma_{FP} \quad (2.29)$$

$$\psi_m = b/m_n \quad (2.30)$$

gdzie:

- b - szerokość koła zębatego,
- z_1 - liczba zębów zębnika,
- σ_{FP} - naprężenia dopuszczalne u podstawy zęba,
- Y_{FS} - współczynnik głowy zęba,
- Y_ε - współczynnik przyporu przy obliczaniu wytrzymałości podstawy zęba,
- Y_β - współczynnik kąta pochylenia linii zęba przy obliczaniu wytrzymałości podstawy zęba,
- K_A - współczynnik zastosowania (obciążenia zewnętrznego),
- K_V - współczynnik dynamiczny,
- $K_{F\beta}$ - współczynnik nierównomiernego rozkładu obciążenia wzdłuż linii styku przy obliczaniu wytrzymałości podstawy zęba,
- $K_{F\alpha}$ - współczynnik nierównomiernego rozdziału obciążenia na pary zębów znajdujące się w przyporze przy obliczaniu wytrzymałości podstawy zęba,
- odległości osi a z warunku na naprężenia stykowe boku zęba, dokładniej omówione w podrozdziale 3.2:

$$M_H \leq \frac{b \cdot a^2 \cdot \frac{4}{u \cdot (u+1)}}{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot (2 \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot Z_B)^2} \cdot (\sigma_{HP})^2 \quad (2.31)$$

lub

$$M_H \leq \frac{\psi_a \cdot a^3 \cdot \frac{4}{u \cdot (u+1)}}{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot (2 \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot Z_B)^2} \cdot (\sigma_{HP})^2 \quad (2.32)$$

$$\psi_a = b/a \quad (2.33)$$

gdzie:

- u - przełożenie,
- σ_{HP} - dopuszczalne naprężenia stykowe,
- $K_{H\beta}$ - współczynnik nierównomiernego rozkładu obciążenia wzdłuż linii styku przy obliczaniu wytrzymałości boku zęba na wgłębienia zmęczeniowe,
- $K_{H\alpha}$ - współczynnik nierównomiernego rozdziału obciążenia na pary zębów znajdujące się w przyporze przy obliczaniu wytrzymałości boku zęba na wgłębienia zmęczeniowe,
- Z_H - współczynnik strefy nacisku,
- Z_E - współczynnik przyporu przy obliczaniu wytrzymałości boku zęba na wgłębienia zmęczeniowe,
- Z_β - współczynnik kąta pochylenia linii zęba przy obliczaniu wytrzymałości boku zęba na wgłębienia zmęczeniowe,
- Z_B - współczynnik miarodajnego naprężenia dla zębniaka.

Tak więc, powyższe zależności $M_F = f(m_n)$ oraz $M_H = f(a)$ można wyrazić następującym równaniem:

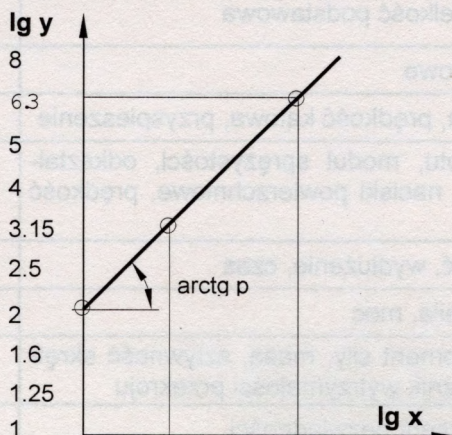
$$y = c \cdot x^q \quad (2.34)$$

lub w postaci logarymicznej:

$$\lg y = \lg c + q \cdot \lg x \quad (2.35)$$

gdzie: wykładnik $q \neq 1$.

Jest to równanie linii prostej w układzie współrzędnych logarymicznych o nachyleniu równym wykładnikowi q (rys. 2.3).



Rys.2.3. Stopniowanie analizowanego parametru według ciągu liczb normalnych

Współczynnik podobieństwa wielkości x przypisany do osi odciętych jest równy ilorazowi ciągu wymiarów geometrycznych (dla podobieństwa geometrycznego):

$$\varphi_L = \frac{x_{k+1}}{x_k} = \frac{x_1}{x_0} \quad (2.36)$$

czyli wykładnik prostej charakteryzującej wielkość $q = 1$. Wykładniki prostych innych wielkości (momentów, mocy, prędkości obrotowych, itp.) zależą od wykładnika liczby podobieństwa długości φ_L według zależności $\varphi_J = \varphi_L^q$. I tak np. dla momentu obrotowego $\varphi_M = \varphi_L^3$ (tabela 2.8), czyli wykładnik q równy tangensowi kąta nachylenia prostej wynosi 3. Wykres taki służy do tworzenia arkusza danych [1] i w połączeniu z projektem podstawowym dostarcza wszystkie dane o każdej jednostce typoszeregu (bez konieczności jej rozrysowywania). Praktycznie wystarcza tylko jeden rysunek w ujęciu parametrycznym uzupełniony arkuszem danych.

W przypadku projektowania typoszeregu przekładni zębatych zarówno stopniowanie nośności, jak i odległości osi poszczególnych stopni przekładni może być dokonywane zgodnie z ciągami liczb normalnych. Jednak wyróżnik zakresu stopniowanych wielkości musi być zmienny, gdyż wykładnik $q \neq 1$ (rys. 2.3). Wtedy oczywiście możliwe jest także, chociaż nie zalecane, stopniowanie tylko zależnych wielkości (w tym przypadku nośności) lub też wielkości niezależnych (odległości osi) według ciągu liczb normalnych.

Zależności liczb podobieństwa wielkości podstawowych od φ_L

Tabela 2.8

Wielkość podstawowa	Iloraz ciągu	Ciąg
Przyspieszenie kątowe	φ_L^{-2}	Rn/-2p
Prędkość obrotowa, prędkość kąтова, przyspieszenie	φ_L^{-1}	Rn/-1p
Gęstość, kąt obrotu, moduł sprężystości, odkształcenie, naprężenie, naciski powierzchniowe, prędkość obwodowa	$\varphi_L^0 = 1$	Rn/-1p
Sztywność, długość, wydłużenie, czas	φ_L^1	Rn/p
Pole powierzchni, siła, moc	φ_L^2	Rn/2p
Praca, energia, moment siły, masa, sztywność skrętna, objętość, wskaźnik wytrzymałości przekroju	φ_L^3	Rn/3p
Geometryczny moment bezwładności	φ_L^4	Rn/4p
Masowy moment bezwładności	φ_L^5	Rn/5p

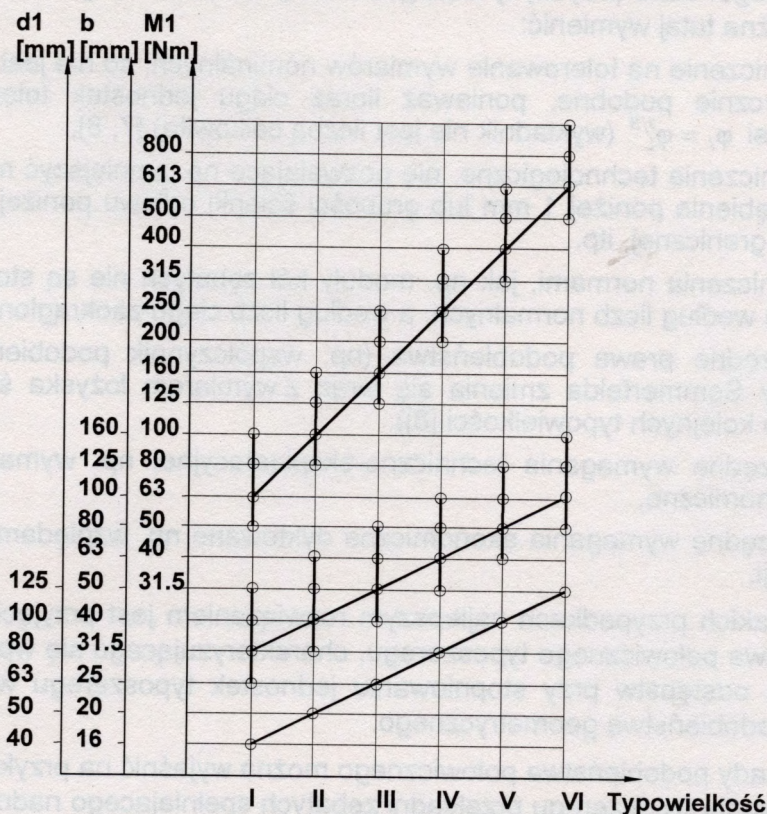
W niektórych przypadkach nie można stosować podobieństwa geometrycznego. Jako przyczyny odstępstw od podobieństwa geometrycznego można tutaj wymienić:

- ograniczenie na tolerowanie wymiarów nominalnych, co nie jest geometrycznie podobne, ponieważ iloraz ciągu jednostek tolerancji wynosi $\varphi_i = \varphi_L^{1/3}$ (wykładnik nie jest liczbą całkowitą) [7, 8],
- ograniczenia technologiczne, nie pozwalające np. zmniejszyć modułu uzębienia poniżej 1 mm lub grubości ścianki odlewu poniżej wartości granicznej, itp.,
- ograniczenia normami, jak np. moduły kół zębatach nie są stopniowane według liczb normalnych, a według liczb ciągu zaokrąglonego,
- nadrzędne prawa podobieństwa (np. współczynnik podobieństwa liczby Sommerfelda zmienia się wraz z wymiarem łożyska ślizgowego kolejnych typowości [8]),
- nadrzędne wymagania techniczno-eksploatacyjne, np. wymagania ergonomiczne,
- nadrzędne wymagania ekonomiczne dyktowane np. względami produkcji.

W takich przypadkach najlepszym rozwiązaniem jest przyjęcie podobieństwa połowicznego typoszeregu, charakteryzującego się wprowadzeniem odstępstw przy stopniowaniu jednostek typoszeregu według zasad podobieństwa geometrycznego.

Zasady podobieństwa połowicznego można wyjaśnić na przykładzie stopniowania typoszeregu przekładni zębatach spełniającego nadrzędne sformułowanie zadania, aby w możliwie największym zakresie można było zrealizować odpowiednio drobne (gęste) stopniowanie nośności (tj. momentu obrotowego lub mocy przenoszonej) przy jak najmniejszej liczbie korpusów przekładni, wałów i łożysk. Najlepszym rozwiązaniem tego zadania, oczywiście przy spełnieniu wyżej wymienionych ograniczeń i nadrzędnych wymagań, wydaje się sposób zastosowania w każdej jednostce (typowości) typoszeregu kilku kół zębatach (nawet do pięciu) różniących się tylko szerokością uzębienia [1]. Zaletą tego rozwiązania, oprócz spełnienia nadrzędnych wymagań ekonomiczno-produkcyjnych (mniejsza liczba korpusów, wałów, łożysk, koła zębatach o tych samych wymiarach różniące się tylko szerokością), jest spełnienie nadrzędnego wymagania techniczno-eksploatacyjnego. Wymaganiem tym jest nakładanie się na siebie skrajnych nośności bezpośrednio sąsiadujących ze sobą jednostek (rys. 2.4), dzięki czemu uzyskuje się także drobniejszy ciąg wyjściowych prędkości obrotowych. Wadą jest zbyt duży zapas wytrzymałości wałów i łożysk, a więc także większa ich masa, w przekładniach o mniejszych szerokościach kół zębatach.

W ostateczności mogłaby ona częściowo być usunięta przez dobór materiałów na wały o odpowiednio stopniowanej wytrzymałości.



Rys.2.4. Arkusz danych typoszeregu przekładni zębatach o podobieństwie połowicznym [1]

Literatura

- [1] Drewniak J. (red.): Wspomagane komputerowo projektowanie typoszeregów przekładni zębatach. Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej Filii w Bielsku-Białej, Bielsko-Biała 2000.
- [2] Dietrych J.: Systemy i konstrukcja. WNT, Warszawa 1985.
- [3] Dietrych J.: Konstruowanie i projektowanie. WNT, Warszawa 1987.
- [4] Müller L.: Zastosowanie analizy wymiarowej w badaniach modeli. Biblioteka Naukowa Inżyniera, PWN, Warszawa 1983.
- [5] Osiński J.: Wspomagane komputerowo projektowanie układów z przekładniami zębatymi. III Konferencja Naukowa „Komputerowe Wspomaganie Prac Inżynierskich”, Politechnika Wrocławska, Kudo-wa Zdrój 1996.

- [6] Osiński J.: Wspomagane komputerowo projektowanie typowych zespołów maszyn. PWN, Warszawa 1994.
- [7] Osiński Z., Wróbel J.: Wybrane metody komputerowego wspomagania konstruowania maszyn. PWN, Warszawa 1995.
- [8] Osiński Z., Wróbel J.: Teoria konstrukcji maszyn. PWN, Warszawa 1995.
- [9] PN-60/M-02100, Liczby normalne i ciągi liczb normalnych.
- [10] PN-76/M-88513, Reduktory zębate ogólnego przeznaczenia – Przełożenia.
- [11] PN-78/M-88502, Koła zębate. Moduły.
- [12] PN-93/M-88525, Przekładnie i reduktory zębate walcowe ogólnego przeznaczenia - Podstawowe parametry.
- [13] PN-88/M-88526, Reduktory stożkowe i stożkowo-walcowe ogólnego przeznaczenia – Szeregi podstawowych parametrów.
- [14] Pahl G., Beitz W.: Nauka konstruowania. WNT, Warszawa 1984.
- [15] Pahl G., Beitz W.: Engineering Design - A Systematic Approach. Springer. Verlag, London 1996.
- [16] Tarnowski W.: Podstawy projektowania technicznego. WNT, Warszawa 1997.
- [17] Wachter K. (red.): Konstruktionslehre für Maschineningenieure. VEB Verlag Technik, Berlin 1989.
- [18] Wołkow B., Kremjanskij W.: Unifikacja detalej mas'in. Izdatelstwo standartow, Moskwa 1989.
- [19] Wrotny L.T.: Projektowanie obrabiarek. WNT, Warszawa 1986.

3. Projektowanie walcowych przekładni zębatach

3.1. Wprowadzenie

W tym rozdziale przedstawiono proces obliczeń projektujących par kół zębatach przekładni walcowych. Omówiono więc wstępny etap projektowania, kiedy dysponując jeszcze bardzo ograniczoną liczbą danych wyznacza się dwa podstawowe parametry, tj. moduł z warunku wytrzymałości zmęczeniowej podstawy zęba na złamanie oraz średnicę podziałową zębika (lub odległość osi przekładni) z warunku wytrzymałości boku zęba na wgłębienia zmęczeniowe (pitting) [1]. Te podstawowe parametry pozwalają na wstępne obliczenie wymiarów geometrycznych oraz następnie na sprawdzenie warunków poprawnej pracy rozpatrywanej pary kół. O właściwym doborze cech geometrycznych kół zębatach świadczą wymagane wartości współczynników bezpieczeństwa na złamanie zmęczeniowe oraz wytrzymałość zmęczeniową boku zęba. Współczynniki te wyznacza się w trakcie obliczeń sprawdzających wytrzymałość pary kół zębatach walcowych według metody C zamieszczonej w PN-ISO 6336:2000. Międzynarodowa norma PN-ISO 6336:2000 podaje jednolite podstawy sprawdzania wytrzymałości ewolwentowych kół walcowych uzębionych zewnątrz i wewnątrz. Sprawdzaniu według tej normy podlega wytrzymałość boku (powierzchni) zęba na wgłębienia zmęczeniowe (pitting) i zatarcie (scoring) oraz wytrzymałość podstawy zęba na złamanie. Bazuje ona na wcześniej dokonanym doborze cech geometrycznych kół zębatach. Metodyka zalecana w normie przewiduje cztery (A do D) metody obliczania wytrzymałości i współczynników obliczeniowych według malejącej dokładności. W opracowaniu wykorzystano dwie metody B i C, nadające się do wszystkich rodzajów przekładni. Są one wystarczająco dokładne do większości przypadków zastosowania [17-19].

Cały proces obliczeń projektujących przedstawiono w sposób algorytmiczny, czyli uporządkowany. Dzięki temu uporządkowaniu zamieszczone wzory nadają się do bezpośredniego wykorzystania, tj. do bezpośredniego przeprowadzenia obliczeń lub opracowania programu komputerowego.

3.2. Wstępne obliczenia projektujące

Obliczenia te mają na celu wstępne wyznaczenie podstawowych parametrów par kół zębatach tworzących przekładnię zębatą, tj. ich przełożenia, modułu normalnego i średnicy podziałowej zębika lub odległości osi kół każdego stopnia. Parametry te określane są na podstawie przyjętych wstępnie współczynników wpływowych dla uproszczo-

nego modelu przekładni, czyli bez wnikania w jej szczegóły konstrukcyjne. Stąd często mogą być uznane za ostateczne dopiero po przeprowadzeniu kilku iteracji. Iteracje te polegają na sprawdzeniu w trakcie obliczeń sprawdzających wstępnie wyznaczonych parametrów [1].

Danymi do obliczeń projektujących wstępnych najczęściej są: moment wyjściowy (nominalny) przekładni M_{wyj} , charakterystyka maszyny napędzającej i napędzanej (współczynnik zastosowania K_A według tabeli 3.1) oraz wyjściowa prędkość obrotowa n_{wyj} . Czasem zamiast nominalnego momentu obrotowego i współczynnika zastosowania znany jest czasowy przebieg wyjściowego momentu obrotowego zadany w postaci widma obciążenia (rys. 3.1).

W zależności od rodzaju danych, proces wstępnego wyznaczania parametrów przekładni przebiega następująco:

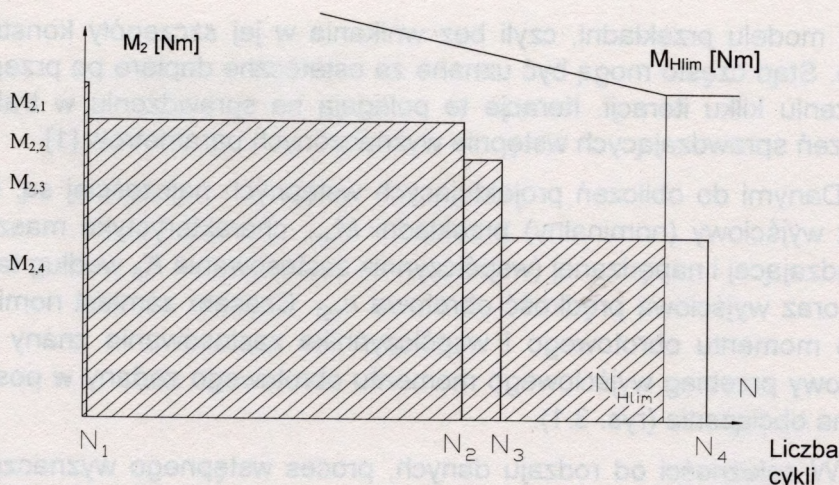
- wyznaczenie momentów równoważnych $M_{wyj\ Heq}$ i $M_{wyj\ Feq}$ w przypadku danego widma obciążeń,
- wyznaczenie momentu wyjściowego $M_{wyj\ eq}$ w przypadku danego momentu obrotowego na wale wyjściowym M_{wyj} wraz ze współczynnikiem przeciążenia K_A ,
- dobór przełożenia całkowitego $|i| = u$ z uwagi na możliwość zastosowania odpowiedniego silnika (o odpowiedniej mocy P_s i prędkości obrotowej $n_s = n_1$) oraz podział tego przełożenia na składowe,
- wyznaczenie momentów obrotowych M_{leg} działających na poszczególne koła czynne w przekładni wielostopniowej,
- obliczenie średnicy podziałowej d_{1obl} z warunku stykowej wytrzymałości zmęczeniowej boku zęba,
- obliczenie modułu normalnego m_{nobl} z warunku wytrzymałości zmęczeniowej podstawy zęba,
- sprawdzenie warunków geometrycznych.

3.2.1. Wyznaczenie momentów równoważnych

Momenty równoważne w przypadku danego widma obciążeń wyznacza się dla naprężeń stykowych $M_{wyj\ Heq}$ oraz dla naprężeń zginających $M_{wyj\ Feq}$ [1-4].

Moment równoważny odnoszący się do naprężeń stykowych $M_{wyj\ Heq}$ w sposób graficzny przedstawiono na (rys. 3.1) oraz wyrażono wzorem:

$$M_{wyj\ Heq} = M_{wyj\ max} \cdot \sqrt[2]{\frac{q_H}{\mu_H}} \quad (3.1)$$



Rys.3.1. Przykład widma obciążenia dla naprężeń stykowych

($N_L = N_4$), $M_2 = M_{wyj}$, $M_{2,1}$ – moment wyjściowy maksymalny

gdzie:

$M_{wyj \max}$ - największy moment blokowego widma obciążeń (rys. 3.1),

$q_H = 6 \div 12$ - wykładnik krzywej zmęzeniowej,

$N_{H \lim} = 50 \cdot 10^6$ - graniczna liczba cykli,

$N_L = n_1 \cdot 60 \cdot L_h$ - wymagana liczba cykli zmian naprężeń dla danej prędkości obrotowej zębniaka,

$$N_L = n_1 \cdot 60 \cdot L_h \quad (3.2)$$

gdzie:

n_1 - (w obr./min),

L_h - trwałość godzinowa przekładni,

μ_H - współczynnik równoważności cyklogramu obliczany ze wzoru:

$$\mu_H = \sum_{j=1}^{n_H} \left(\frac{M_j}{M_{wyj \max}} \right)^{q_H/2} \cdot \varphi_{Hj} \quad (3.3)$$

gdzie:

n_H - liczba stopni blokowego widma uwzględniana w obliczeniach,

φ_{Hj} - względna częstość działających obciążeń.

Uwaga: w obliczeniach współczynnika równoważności bierze się pod uwagę tylko tę część blokowego widma obciążeń, której sumaryczna liczba cykli zmian naprężeń jest mniejsza lub równa granicznej liczbie cykli $N_{H \lim}$ (rys. 3.1). Stąd mogą wystąpić dwa przypadki:

blokowe widmo obciążeń (nieobcięte) – $N_L \leq N_{H \lim}$

$$\varphi_{Hj} = \frac{N_j}{\sum_{j=1}^{n_H} N_j} \quad \text{dla} \quad \sum_{j=1}^{n_H} N_j \leq N_{H \lim} \quad (3.4)$$

blokowe widmo obciążeń (obcięte) – $N_L > N_{H \lim}$

$$\varphi_{Hj} = \frac{N_{Ej}}{N_{H \lim}} \quad \text{oraz} \quad \sum_{j=1}^{n_H} \varphi_{Hj} = 1 \quad (3.5)$$

gdzie: N_{Ej} - liczba cykli zmian obciążeń j -tego bloku widma obciążeń.

Moment równoważny odniesiony do naprężeń zginających M_{wyjFeq} przedstawiono również w sposób graficzny na rysunku 3.2 oraz wyrażono wzorem:

$$M_{wyjFeq} = M_{wyjmax} \cdot q_F \sqrt{\mu_F} \quad (3.6)$$

gdzie:

$q_F = 9$ - wykładnik krzywej zmęzeniowej,

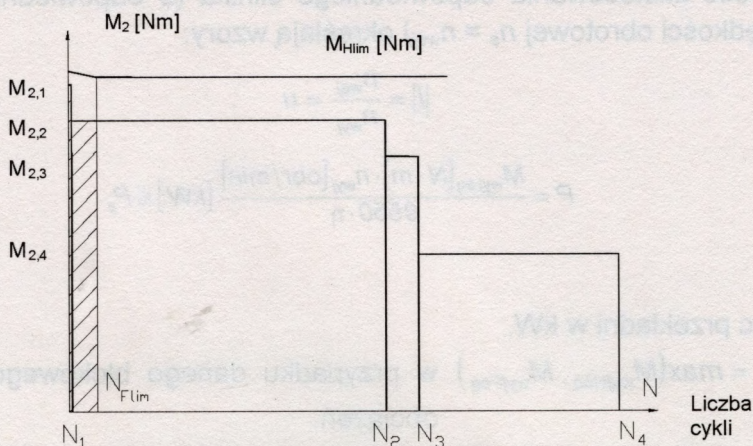
μ_F - współczynnik równoważności cyklogramu:

$$\mu_F = \sum_{j=1}^{n_F} \left(\frac{M_j}{M_{wyjmax}} \right)^{q_F} \cdot \varphi_{Fj} \quad (3.7)$$

φ_{Fj} - względna częstość działających obciążeń:

$$\varphi_{Fj} = \frac{N_{Ej}}{N_{F \lim}} \quad (3.8)$$

$N_{F \lim} = 3 \cdot 10^6$ - graniczna liczba cykli.



Rys.3.2. Przykład widma obciążenia dla naprężeń gnących ($N_L = N_4$)

Dane te są ważne dla kół wykonanych ze stali stopowych do na-
węgłania.

3.2.2. Wyznaczenie momentu wyjściowego

Wyznaczenie momentu wyjściowego $M_{wyj\ eq}$ w przypadku danego momentu obrotowego na wale wyjściowym M_{wyj} wraz ze współczynnikiem przeciążenia K_A przebiega według następującej zależności:

$$M_{wyj\ eq} = M_{wyj\ Heq} = M_{wyj\ Feq} = K_A \cdot M_{wyj} \quad (3.9)$$

Nie mając do dyspozycji widma obciążeń można korzystać z wartości zawartych w tabeli 3.1. Wartości te odnoszą się do przekładni obciążonych stałym momentem obrotowym. Można je stosować jako wartości orientacyjne w wstępnej fazie projektowania przekładni.

Wartości współczynników zastosowania K_A [1]

Tabela 3.1

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	$\geq 2,25$

3.2.3. Dobór przełożenia całkowitego

Dobór przełożenia całkowitego (kinematycznego) $|i| = u$ z uwagi na możliwość zastosowania odpowiedniego silnika (o odpowiedniej mocy P_s i prędkości obrotowej $n_s = n_{wej}$) określają wzory:

$$|i| = \frac{n_{wej}}{n_{wyj}} = u \quad (3.10)$$

$$P = \frac{M_{wyj\ eq} [N \cdot m] \cdot n_{wyj} [obr/min]}{9550 \cdot \eta} [kW] \leq P_s \quad (3.11)$$

gdzie:

P - moc przekładni w kW,

$M_{wyj\ eq} = \max(M_{wyj\ Heq}, M_{wyj\ Feq})$ w przypadku danego blokowego widma obciążeń,

η - przewidywana sprawność projektowanej przekładni.

Podział przełożenia całkowitego u na przełożenia składowe $u_1, u_2, \dots, u_n$ poszczególnych stopni przekładni dokonywany jest zgodnie z tabelami 2.3 i 3.2 [6].

Przełożenia przekładni zębatych walcowych i stożkowo-walcowych [1]

Tabela 3.2

Przełożenia przekładni walcowych zewnętrznych						
Przekładnia:	Zalecane	Możliwe			Wyjątkowe	
jednostopniowa	$u \leq 6$	$u \leq 8$			$u \leq 18$	
dwustopniowa	$u \leq 35$	$u \leq 45$			$u \leq 60$	
trzystopniowa	$u \leq 150$	$u \leq 200$			$u \leq 300$	
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

3.2.4. Wyznaczenie momentów obrotowych

Wyznaczenie momentów obrotowych M_{1eq} działających na poszczególne koła czynne w przekładni wielostopniowej dokonuje się według następujących zależności:

$$M_{1eq} = \frac{M_{wyjeq}}{u \cdot \eta} \tag{3.12}$$

$$M_{3eq} = M_{1eq} \cdot u_I \cdot \eta_I \tag{3.13}$$

$$M_{5eq} = M_{1eq} \cdot u_I \cdot u_{II} \cdot \eta_I \cdot \eta_{II}, \dots \tag{3.14}$$

gdzie:

$$u = u_I \cdot u_{II} \cdot \dots, \eta = \eta_I \cdot \eta_{II} \cdot \dots, u_i,$$

η_i - odpowiednio przełożenie,

i - sprawność i -tego stopnia przekładni.

3.2.5. Obliczenie średnicy podziałowej

Obliczeniową średnicę podziałową zębника podczas projektowania wstępnego d_{1obl} wyznacza się z warunku stykowej wytrzymałości zmęczenia boku zęba:

$$d_{1obl} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{1Heq} \cdot (u+1)}{\psi_b \cdot u}} \cdot \sqrt[3]{\frac{(Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_B)^2 \cdot K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}}{\sigma_{HP}^2}} \tag{3.15}$$

lub odległości osi obliczanej pary kół zębatych:

$$a_{obl} \geq (u+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{1Heq} \cdot (u+1)}{4 \cdot \psi_b \cdot u}} \cdot \sqrt[3]{\frac{(Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_B)^2 \cdot K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}}{\sigma_{HP}^2}} \tag{3.16}$$

Poniżej w nawiasach podano zalecane (szacunkowe przyjęte z doświadczeń autora) wartości dla pierwszego przybliżonego obliczenia:

$\sigma_{HP} \cong \sigma_{H\lim} \cdot Z_{NT} / S_{H\min}$ - dopuszczalne naprężenie stykowe,

$\sigma_{H\lim}$ - nieograniczona wytrzymałość powierzchni zęba standardowego koła-próbki na zmęczenie stykowe (według tabeli 3.3),

Wartości $\sigma_{H\lim}$ i $\sigma_{F\lim}$ dla materiałów na koła zębate [1]

Tabela 3.3

Materiał	Stopień jakości	Twardość powierzchni	$\sigma_{H\lim}$ [MPa]	$\sigma_{F\lim}$ [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, węglazotowane	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

- S_{Hmin} - minimalny współczynnik bezpieczeństwa ze względu na wgłębienia zmęczeniowe ($S_{Hmin} \geq 1,1$),
- Z_{NT} - współczynnik trwałości ($Z_{NT} = 1$) lub według tabeli 3.13,
- Z_E - współczynnik sprężystości ($Z_E = 189,8[\sqrt{MPa}]$ dla pary kół stalowych lub według tabeli 3.4),
- Z_H - współczynnik strefy nacisku ($Z_H \cong 2,4$),
- Z_ϵ - współczynnik wskaźnika zazębienia ($Z_\epsilon \cong 0,85$),
- Z_B - współczynnik miarodajnego naprężenia ($Z_B = 1$),
- K_v - współczynnik obciążenia dynamicznego w zazębieniu ($K_v \cong 1,15$),
- $K_{H\alpha}$ - współczynnik rozkładu obciążenia zębów wzdłuż odcinka przyporu ($K_{H\alpha} \cong 1,1$),
- $K_{H\beta}$ - współczynnik rozkładu obciążenia zębów wzdłuż szerokości wieńca ($K_{H\beta} \cong 1,4$),
- $\psi_b = b_1/d_1$ - współczynnik szerokości zębnika ($\psi_b = 0,8 \div 1,2$).

Wartości współczynnika Z_E , modułu Younga E i liczby Poissona [1]

Tabela 3.4

ZĘBNIK			KOŁO			Z_E
Materiał	E $\cdot 10^3$ MPa	ν	Materiał	E $\cdot 10^3$ MPa	ν	$[\sqrt{MPa}]$
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

3.2.6. Obliczenie modułu normalnego

Obliczeniowy moduł normalny $m_{n\text{ obl}}$ wyznaczony jest z warunku wytrzymałości zmęczeniowej podstawy zęba:

$$m_{n\text{ obl}} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{1Feq}}{z_1^2 \cdot \psi_b} \cdot \frac{Y_{FS} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta \cdot K_v \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}}{\sigma_{FP}}} \cdot \cos^2 \beta$$

(3.17)

Poniżej w nawiasach podano zalecane (szacunkowe przyjęte z wcześniejszych badań autora) wartości dla pierwszego przybliżonego obliczenia:

- $\sigma_{FP} \cong \sigma_{F\lim} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{ST} / S_{Fmin}$ - dopuszczalne naprężenie u podstawy zęba,
- $\sigma_{F\lim}$ - nieograniczona wytrzymałość podstawy zęba na złamanie zmęczeniowe – według tabeli 3.3,
- Y_{NT} - współczynnik trwałości (wstępnie $Y_{NT} = 1$) lub tabeli 3.16,
- Y_{ST} - współczynnik korekcji naprężeń dla wymiarów standardowych kół próbek ($Y_{ST} = 2$),
- S_{Fmin} - minimalny współczynnik bezpieczeństwa ze względu na złamanie zmęczeniowe ($S_{Fmin} \geq 1,25$),
- K_V - współczynnik obciążenia dynamicznego w zazębieniu ($K_V \cong 1,15$),
- $K_{F\alpha}$ - współczynnik rozkładu obciążenia zębów wzdłuż odcinka przyporu (wstępnie $K_{F\alpha} \cong 1,1$),
- $K_{F\beta}$ - współczynnik rozkładu obciążenia zębów wzdłuż szerokości wieńca (wstępnie $K_{F\beta} \cong 1,35$),
- Y_{FS} - współczynnik głowy zęba (wstępnie $Y_{FS} \cong 4,4$),
- Y_{ϵ} - współczynnik uwzględniający wskaźnik zazębienia ($Y_{\epsilon} = 0,7$),
- Y_{β} - współczynnik uwzględniający pochylenie linii zęba ($Y_{\beta} = 0,9$),
- z_1 - liczba zębów zębnika (według tabeli 3.5).

Po wyliczeniu modułu obliczonego $m_{n\,obl}$, dobierany jest z tabeli 2.4 moduł znormalizowany m_n [8, 13].

Zalecane liczby zębów zębnika z_1 [1]

Tabela 3.5

Materiał kół współpracujących	Przełożenie			
	1	2	4	8
Stal ulepszana lub hartowana ze stalą ulepszaną $HB \geq 300$	30÷50	27÷45	23÷40	20÷35
Stal azotowana	24÷40	21÷35	19÷31	16÷28
Stal nawęglana	21÷32	19÷29	16÷25	14÷22

3.2.7. Sprawdzenie warunków geometrycznych

Końcowym etapem obliczeń projektujących jest dobór pozostałych parametrów oraz sprawdzenie, dla wcześniej wyznaczonych, warunków geometrycznych.

Sprawdzenie to obejmuje:

- sprawdzenie warunku na średnicę podziałową d_{1obl} :

$$d_{obl} \leq \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta} \quad (3.18)$$

Jeśli warunek nie jest spełniony to należy zwiększyć liczbę zębów zębika z_1 , czy zwiększyć kąt pochylenia linii zęba β

- sprawdzenie warunku na odległość osi:

$$a - 0,8 \cdot m_n \leq a_{obl} \leq a \quad (3.19)$$

gdzie: a_{obl} – zerowa odległość osi obliczona z wzoru:

$$a_{obl} = \frac{d_{obl} \cdot (1 + u)}{2} \quad (3.20)$$

$$a_{obl} \leq \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta} \cdot (u + 1) \quad (3.21)$$

Gdy warunek nie jest spełniony, to należy dokonać zmiany wartości rzeczywistej odległości osi a , tak aby $a \geq a_{obl}$.

Rzeczywista odległość osi a jest dobierana z tabeli 2.5 [9, 10].

3.3. Obliczenia cech geometrycznych zazębienia

3.3.1. Dobór parametrów zębika i koła

Konstruktor dysponując wynikami otrzymanymi ze wstępnych obliczeń projektujących (podrozdział 3.2.), to jest:

- modułem normalnym m_n ,
- liczbą zębów zębika i koła z_1, z_2 ,
- odległością osi kół a ,

oraz dobranymi niżej wymienionymi danymi:

- kątem pochylenia linii zęba na walcu podziałowym β ,
- szerokością wieńców kół b_1, b_2 ,
- narzędziem do nacinania uzębienia: frez modułowo-ślimakowy lub dłutak Fellowsa scharakteryzowany liczbą zębów z_0 oraz średnicą wierzchołków d_{a0} i współczynnikiem przesunięcia zarysu x_0 ,
- zarysem odniesienia według PN-92/M-88503 lub PN-ISO 53:2001 [11, 12],
- kątem zarysu zęba na walcu podziałowym w przekroju normalnym α_n ,
- współczynnikiem wysokości głowy zęba zarysu odniesienia w przekroju normalnym h_{aP}^* ,

- współczynnikiem luzu wierzchołkowego zarysu odniesienia w przekroju normalnym c_p^* ,
- promieniem zaokrąglenia krawędzi wierzchołka zęba zarysu odniesienia narzędzia ρ_{aP0} ,
- dokładnością wykonania według PN-79/M-88522/01 lub PN-ISO 1328-2:2000 [14, 15, 22],

może obliczyć następujące parametry geometryczne uzębienia i zazębienia kół zębatach walcowych:

- średnice podziałowe $d_{1(2)}$:

$$d_{1(2)} = z_{1(2)} \cdot m_t = \frac{z_{1(2)} \cdot m_n}{\cos \beta} \quad (3.22)$$

- średnice zasadnicze $d_{b(2)}$:

$$\begin{aligned} d_{b(2)} &= d_{1(2)} \cdot \cos \alpha_t = z_{1(2)} \cdot m_t \cdot \cos \alpha_t = z_{1(2)} \cdot m_n \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \beta} = \\ &= \frac{z_{1(2)} \cdot m_n}{\sqrt{\tan^2 \alpha_n + \cos^2 \beta}} = z_{1(2)} \cdot m_b \end{aligned} \quad (3.23)$$

gdzie:

m_b - moduł zasadniczy,

α_t - kąt zarysu w przekroju czołowym na walcu podziałowym o średnicy d :

$$\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_p}{\cos \beta} = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \quad (3.24)$$

α_p - kąt zarysu odniesienia koła walcowego ($\alpha_p = 20^\circ$).

- przełożenie kinematyczne i :

$$i = -\frac{n_a}{n_b} = -\frac{z_b}{z_a} \quad (3.25)$$

gdzie:

n_a, n_b - prędkość obrotowa koła czynnego i biernego,

z_a, z_b - liczba zębów koła czynnego i biernego.

- przełożenie geometryczne u :

$$u = \frac{z_2}{z_1} \quad (3.26)$$

- zerowa odległość osi a_d :

$$a_d = \frac{d_1 + d_2}{2} = m_t \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} = \frac{m_n \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} \quad (3.27)$$

- odległość osi a :

gdzie: dla równej sumy przesunięcia $P0$ ($x_1 + x_2 = 0$, $x_1 \neq 0$) lub przypadku $x_1 = x_2 = 0$ przyjmuje się $a = a_d$

dla dodatniej sumy przesunięcia $P+$ przyjmuje się $a > a_d$,
(wtedy $x_1 + x_2 > 0$),

dla ujemnej sumy przesunięcia $P-$ przyjmuje się $a < a_d$,
(wtedy $x_1 + x_2 < 0$).

- średnice okręgów toczących $d_{w1(2)}$:

$$d_{w1} = \frac{2 \cdot a}{1 + u} \quad (3.28)$$

$$d_{w2} = u \cdot d_{w1} = \frac{2 \cdot a \cdot u}{1 + u} \quad (3.29)$$

- toczy kąt przyporu α_{wt} (roboczy kąt przyporu):

$$\cos \alpha_{wt} = \frac{a_d}{a} \cdot \cos \alpha_t \quad (3.30)$$

$$\text{inv } \alpha_{wt} = \text{inv } \alpha_t + 2 \cdot \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \cdot \text{tg} \alpha_n \quad (3.31)$$

gdzie:

x_1, x_2 - nominalne współczynniki przesunięcia zarysu zębniaka i koła w przekroju normalnym,

$\text{inv } \alpha = \text{tg} \alpha - \hat{\alpha}$ - funkcja inwolutowa (ewolwentowa).

- suma współczynników przesunięcia zarysu zęba Σx

$$\Sigma x = x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot \text{tg} \alpha_n} \cdot (\text{inv } \alpha_{wt} - \text{inv } \alpha_t) \quad (3.32)$$

- dobór współczynnika x_1 oraz x_2 według firmy MAG - USA

$$x_1 = 0,5 \cdot \Sigma x + (0,5 - 0,5 \cdot \Sigma x) \cdot \lg(i) / \lg((z_{n1} \cdot z_{n2}) / 100) \quad (3.33)$$

$$x_2 = \Sigma x - x_1 \quad (3.34)$$

- przesunięcie odległości osi $y \cdot m_n$:

$$y \cdot m_n = a - a_d = \sum x \cdot m_n + k^* \cdot m_n \quad (3.35)$$

- współczynnik przesunięcia odległości osi y :

$$y = \frac{a - a_d}{m_n} = \frac{z_1 + z_2}{2 \cos \beta} \cdot \left(\frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} - 1 \right) \quad (3.36)$$

- wymagane przesunięcie wyrównawcze k :

$$k = k^* \cdot m_n = a - a_d - m_n \cdot \sum x = m_n \cdot y - m_n \cdot \sum x \quad (3.37)$$

- współczynnik przesunięcia wyrównawczego k^* :

$$k^* = \frac{k}{m_n} = y - \sum x \quad (3.38)$$

- nominalna teoretyczna średnica podstaw zębniaka i koła $d_{f1(2)}$:

$$\begin{aligned} d_{f1(2)} &= d_{1(2)} - 2h_{f1(2)} = d_{1(2)} - 2h_{f1(2)}^* \cdot m_n \\ &= d_{1(2)} + 2x_{1(2)} \cdot m_n - 2h_{fp} = d_{1(2)} + 2m_n \cdot (x_{1(2)} - h_{ap}^* - c_p^*) \end{aligned} \quad (3.39)$$

gdzie:

$h_{f1(2)}$ - wysokość nominalna stopy zęba zębniaka lub koła,

$h_{f1(2)}^*$ - współczynnik wysokości stopy zęba,

h_{fp} - wysokość stopy zęba zarysu odniesienia koła,

h_{ap}^* - współczynnik wysokości głowy zęba zarysu odniesienia,

c_p^* - współczynnik luzu wierzchołkowego zarysu odniesienia ($c_p^* = 0,25$ według PN-92/M-88503 i ISO 53-2001) [11, 12].

- nominalna teoretyczna średnica wierzchołków zębniaka i koła $d_{a1(2)}$:

$$d_{a1(2)} = 2a - d_{f2(1)} - 2c_p = 2a - d_{f2(1)} - 2c_p^* \cdot m_n \quad (3.40)$$

$$\begin{aligned} d_{a1(2)} &= d_{1(2)} + 2h_{a1(2)} = d_{1(2)} + 2m_n \cdot x_{1(2)} + 2h_{ap} + 2m_n \cdot k^* = \\ &= d_{1(2)} + 2m_n \cdot (x_{1(2)} + h_{ap}^* + k^*) \end{aligned} \quad (3.41)$$

gdzie:

c_p - wartość luzu wierzchołkowego między zarysem odniesienia i zarysem współpracującym,

$h_{a1(2)}$ - wysokość nominalna głowy zęba,

$h_{ap} = m_n \cdot h_{ap}^*$ - wysokość głowy zęba zarysu odniesienia koła walcowego.

- podziałka czołowa p_t :

$$p_t = \frac{\pi \cdot m_n}{\cos \beta} \quad (3.42)$$

- podziałka normalna p_n :

$$p_n = \pi \cdot m_n \quad (3.43)$$

- podziałka zasadnicza czołowa p_{bt} :

$$p_{bt} = p_t \cdot \cos \alpha_t \quad (3.44)$$

- wielkość pomiarowa przez k zębów $W^{(k)}$:

$$W^{(k)} = m_n \cdot \cos \alpha_n \cdot \left[\left(k - \frac{z}{2|z|} \right) \cdot \pi + z \cdot \operatorname{inv} \alpha_t \right] + 2 \cdot x \cdot m_n \cdot \sin \alpha_n \quad (3.45)$$

- pomiarowa liczba zębów (wrębów) k :

$$k = \frac{z}{|z|} \cdot \operatorname{integer} \left[\frac{z}{\pi} \cdot \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_{vt}}{\cos^2 \beta_b} - 2 \cdot \frac{x}{z} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n - \operatorname{inv} \alpha_t \right) \cdot \frac{z}{|z|} + 1 \right] \quad (3.46)$$

gdzie:

α_{vt} - kąt zarysu na walcu odniesienia (V) o średnicy d_v :

$$\cos \alpha_{vt} = \frac{\cos \alpha_t}{1 + 2 \cdot \frac{x}{z} \cdot \cos \beta} \quad (3.47)$$

β_b - kąt pochylenia linii zęba na walcu zasadniczym o średnicy d_b :

$$\beta_b = \operatorname{atg} (\operatorname{tg} \beta \cdot \cos \alpha_t) \quad (3.48)$$

Pozostałe wielkości geometryczne i wymiary nominalne, takie jak: wysokości, grubości, szerokości zębów, podziałki czy wymiary i parametry kół zastępczych obliczane są według zaleceń literatury [1-5, 7, 20, 21].

3.3.2. Warunki prawidłowej współpracy

Na etapie projektowania wstępnego lub podczas obliczeń geometrii uzębienia i zazębienia zespołów walcowych należy sprawdzić zakłócenia:

- między podstawą zęba zębnika a wierzchołkiem zęba koła,
- między wierzchołkiem zęba zębnika a podstawą zęba koła,
- między wierzchołkiem zęba narzędzia typu zębatkowego a podstawą zęba nacinanego zębnika i koła.
- między podstawą zęba zębnika a wierzchołkiem zęba koła (warunek niewystąpienia zakłócenia):

$$d_{Nf1,2} - d_{Ff1} \geq F_{r1} \quad (3.49)$$

gdzie:

F_{r1} - odchyłka bicia promieniowego uzębienia zębnika według PN-ISO 1328:2000, (tabela 3.6) [16],

$d_{Nf1,2}$ - czynna średnica podstaw zębniaka 1 przy współpracy z kołem 2:

$$d_{Nf1,2} = \sqrt{\left(2 \cdot a \cdot \sin \alpha_{wt} - \sqrt{d_{Na2}^2 - d_{b2}^2}\right)^2 + d_{b1}^2} \quad (3.50)$$

d_{Ff1} - użyteczna średnica podstaw zębniaka 1 (po obróbce narzędziem typu zębatkowego):

$$d_{Ff1} = 2 \cdot m_n \cdot \sqrt{\left(\frac{z_1}{2 \cdot \cos \beta} - h_{FaP0}^* + x_{E1}\right)^2 + \left(\frac{h_{FaP0}^* - x_{E1}}{\tan \alpha_{t0}}\right)^2} \quad (3.51)$$

Tolerancje bicia promieniowego uzębienia zębniaka i koła, Fr [16]

Tabela 3.6

Tolerancje bicia promieniowego uzębienia, Fr według PN-ISO 1328:2000										
Średnica podziałowa $d_{1(2)}$ [mm]	Moduł m_n [mm]	Klasa dokładności								
		3	4	5	6	7	8	9	10	11
		Fr [μ m]								
od 5÷20	0,5÷2,0	4,5	6,5	9	13	18	25	36	51	72
	2,0÷3,5	4,5	6,5	9,5	13	19	27	38	53	75
20÷50	0,5÷2,0	5,5	8	11	16	23	32	46	65	92
	2,0÷3,5	6	8,5	12	17	24	34	47	67	95
	3,5÷6,0	6	8,5	12	17	25	35	49	70	99
	6,0÷10	6,5	9,5	13	19	26	37	52	74	105
50÷125	0,5÷2,0	7,5	10	15	21	29	42	59	83	118
	2,0÷3,5	7,5	11	15	21	30	43	61	86	121
	3,5÷6,0	8	11	16	22	31	44	62	88	125
	6,0÷10	8	12	16	23	33	46	65	92	131
	10÷16	9	12	18	25	35	50	70	99	140
125÷280	0,5÷2,0	10	14	20	28	39	55	78	110	156
	2,0÷3,5	10	14	20	28	40	56	80	113	159
	3,5÷6,0	10	14	20	29	41	58	82	115	163
	6,0÷10	11	15	21	30	42	60	85	120	169
	10÷16	11	16	22	32	45	63	89	126	179
280÷560	0,5÷2,0	13	18	26	36	51	73	103	146	206
	2,0÷3,5	13	18	26	37	52	74	105	148	209
	3,5÷6,0	13	19	27	38	53	75	106	150	213
	6,0÷10	14	19	27	39	55	77	109	155	219
	10÷16	14	20	29	40	57	81	114	161	228

d_{Na2} - średnica czynnego okręgu wierzchołków koła 2 równa średnicy użytecznego okręgu wierzchołków, gdy u podstawy zęba koła współpracującego nie ma podcięcia:

$$d_{Na2} = d_{Fa2} = d_{a2} - 2 \cdot h_{K2} \quad (3.52)$$

h_{K2} - wielkość promieniowego ścięcia wierzchołka zęba koła,

h_{FaP0}^* - współczynnik wysokości użytecznej wierzchołka zęba zarysu odniesienia narzędzia dla zarysu odniesienia narzędzia bez protuberancji (podcięcia):

$$h_{FaP0}^* = h_{aP0}^* - \rho_{aP0} / m_n \tag{3.53}$$

- dla zarysu odniesienia narzędzia z protuberancją (podcięciem):

$$h_{FaP0}^* = h_{aP0}^* - h_{prP0}^* \tag{3.54}$$

$\alpha_{t0} = \alpha_t$ - kąt zarysu zęba narzędzia (równy kątowi zarysu zęba koła obrabianego),

h_{aP0}^* - współczynnik wysokości głowy zęba zarysu odniesienia narzędzia,

h_{prP0}^* - współczynnik wysokości protuberancji zarysu odniesienia narzędzia,

x_{E1} - współczynnik obróbczego przesunięcia zarysu zębika:

$$x_{E1} = x_1 + \frac{q_1}{m_n \cdot \sin \alpha_n} + \frac{E_{s1}}{2 \cdot m_n \cdot \operatorname{tg} \alpha_n} \tag{3.55}$$

q_1 - naddatek na obróbkę wykańczającą (tabela 3.7),

E_{s1} - odchyłka grubości zęba (tabela 3.8).

Wartości naddatków na obróbkę wykańczającą – q [1]

Tabela 3.7

Wartości naddatków na obróbkę - q				
Moduł m_n mm	Średnica podziałowa $d_{1,2}$ w mm			
	do 50	50÷100	100÷500	500÷1000
	Naddatek na obróbkę			
do 3	0,12	0,16	0,20	
3÷5	0,16	0,20	0,25	0,30
5÷10		0,24	0,30	0,36
10÷16		0,30	0,36	0,44

Odchyłka grubości zęba - E_{s1} [1]

Tabela 3.8

Górne odchyłki grubości zęba - E_{s1}											
Średnica podziałowa		Szereg odchyłek									
Od	do	a	ab	b	bc	c	cd	d	e	F	g
-	10	-100	-85	-70	-58	-48	-40	-33	-22	-10	-5
10	50	-135	-110	-95	-75	-65	-54	-44	-30	-14	-7
50	125	-180	-150	-125	-105	-85	-70	-60	-40	-19	-9
125	280	-250	-200	-170	-140	-115	-95	-80	-56	-26	-12
280	560	-330	-280	-230	-190	-155	-130	-110	-75	-35	-17
560	1000	-450	-370	-310	-260	-210	-175	-145	-100	-48	-22

- Sprawdzenie zakłócenia między wierzchołkiem zęba zębnika a podstawą zęba koła (warunek niewystąpienia zakłócenia):

$$d_{Nf2,1} - d_{Ff2} \geq F_{r2} \quad (3.56)$$

gdzie:

F_{r2} - jest odchyłką bicia promieniowego uzębienia koła,

$d_{Nf2,1}$ - jest średnicą czynną podstaw koła 2 przy współpracy z zęb-
nikiem 1,

d_{Ff2} - użyteczna średnica podstaw koła 2 (po obróbce narzędziem
typu zębatkowego):

$$d_{Nf2,1} = \sqrt{\left(2 \cdot a \cdot \sin \alpha_{wt} - \sqrt{d_{Na1}^2 - d_{b1}^2}\right)^2 + d_{b2}^2} \quad (3.57)$$

$$d_{Ff2} = 2 \cdot m_n \cdot \sqrt{\left(\frac{z_2}{2 \cdot \cos \beta} - h_{FaP0}^* + x_{E2}\right)^2 + \left(\frac{h_{FaP0}^* - x_{E2}}{\operatorname{tg} \alpha_{t0}}\right)^2} \quad (3.58)$$

d_{Na1} - średnica czynnego okręgu wierzchołków zębnika równa śred-
nicy użytecznego okręgu wierzchołków, gdy u podstawy zęba
koła współpracującego nie ma podcięcia:

$$d_{Na1} = d_{Fa1} = d_{a1} - 2 \cdot h_{K1} \quad (3.59)$$

h_{K1} - wielkość promieniowego ścięcia wierzchołka zęba zębnika,

x_{E2} - współczynnik obróbczego przesunięcia zarysu koła:

$$x_{E2} = x_2 + \frac{q_2}{m_n \cdot \sin \alpha_n} + \frac{E_{s2}}{2 \cdot m_n \cdot \operatorname{tg} \alpha_n} \quad (3.60)$$

- Sprawdzenie zakłócenia między wierzchołkiem zęba narzędzia typu
zębatkowego a podstawą zęba nacinanego zębnika 1 lub koła 2
o uzębieniu zewnętrznym (I postać warunku niewystąpienia zakłó-
cenia):

$$d_{Ff1} \geq d_{b1} \quad (3.61)$$

$$d_{Ff2} \geq d_{b2} \quad (3.62)$$

- Warunek niewystąpienia podcięcia zęba zębnika nacinanego narzę-
dziem typu zębatkowego:

$$x_{E1} \geq x_{E \min 1} = h_{FaP0}^* - \frac{z_1 \cdot \sin^2 \alpha_t}{2 \cos \beta} \quad (3.63)$$

lub

$$z_1 \geq z_{\min 1} = \frac{2 \cdot (h_{FaP0}^* - x_{E1}) \cdot \cos \beta}{\sin^2 \alpha_t} \quad (3.64)$$

3.4. Wytrzymałość boku zęba na wgłębienie zmęczeniowe według normy PN-ISO 6336:2000

3.4.1. Naprężenia stykowe

Podstawą obliczeń wytrzymałości powierzchni boku zęba na wgłębienie zmęczeniowe (tzw. pitting) są naciski Hertza.

Najpierw oblicza się nominalne naprężenie stykowe σ_{HO} w biegunie zazębienia C dla nominalnego obciążenia statycznego i dla bezodchyłkowego (bezbłędnego) zazębienia. Następnie przelicza się je na naprężenie stykowe σ_H występujące w rzeczywistym zazębieniu. W niektórych przypadkach maksymalne naprężenia stykowe σ_H mogą wystąpić poza biegunem zazębienia.

Współczynniki jednoparowego przyporu zębów (miarodajnego naprężenia) Z_B (dla zębika) i Z_D (dla koła), omówione w dalszej części tego punktu, pozwalają przeliczyć naprężenie stykowe w biegunie zazębienia na maksymalne naprężenie stykowe. Z tego powodu naprężenie stykowe oblicza się oddzielnie dla zębika i koła.

- maksymalne naprężenie stykowe σ_{H1} dla zębika:

$$\sigma_{H1} = Z_B \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_E \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_{tHeg1}}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \cdot \sqrt{K_v \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP1} \quad (3.65)$$

- maksymalne naprężenie stykowe σ_{H2} dla koła:

$$\sigma_{H2} = Z_D \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_E \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_{tHeg2}}{b \cdot d_2} \cdot \frac{u+1}{u}} \cdot \sqrt{K_v \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP2} \quad (3.66)$$

gdzie:

$F_{tHeg1(2)}$ - równoważna siła obwodowa przypadająca na jedną parę zębów (odniesiona do naprężeń stykowych), którą oblicza się w przekroju czołowym, na walcu podziałowym, na podstawie równoważnego momentu obrotowego (odniesionego do naprężeń stykowych):

$$F_{tHeg1(2)} = \frac{2000 \cdot M_{Heg1(2)}}{d_{1,2}} \quad (3.67)$$

$$M_{Heg1} = M_{Heg2} / u \quad (3.68)$$

gdzie:

$M_{Heg1(2)}$ - równoważny moment obrotowy na zębiku lub kole odniesiony do naprężeń stykowych, obliczony jak w podrozdziale 3.2,

B - szerokość wieńca zębatego na okręgu podstaw (w szerokości tej nie uwzględnia się zaokrągleń lub załamań krawędzi wierzchołka).

W przypadku, gdy szerokości wieńca koła i zębniaka są różne przyjmuje się, że obciążenie przenosi się na szerokości węższego koła, przy czym do wartości tej można dodać wartość występu równą modułowi na każdą stronę, natomiast w przypadku kół hartowanych powierzchniowo (gdy końce zębów nie są hartowane) przyjmuje się, że tylko połowa szerokości uczestniczy w przenoszeniu obciążenia.

Sposób wyznaczania współczynników Z_B , Z_D , Z_H , Z_ε , Z_E , Z_β , K_A , K_V , $K_{H\beta}$ i $K_{H\alpha}$ występujących we wzorach (3.65) i (3.66) jest dokładnie omówiony w literaturze [1-5, 17-19] oraz przedstawiony poniżej:

- Z_H - współczynnik strefy nacisku określa naprężenie stykowe i przełiczenie siły obwodowej na walcu podziałowym na siłę nominalną do powierzchni zęba z uwzględnieniem wpływu krzywizny boków zęba w biegunie zazębienia:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b \cdot \cos \alpha_{wt}}{\cos^2 \alpha_t \cdot \sin \alpha_{wt}}} \quad (3.69)$$

gdzie:

α_t - kąt przyporu czołowy,

α_{wt} - kąt przyporu toczny w przekroju czołowym,

β_b - kąt pochylenia linii na walcu zasadniczym.

- Z_E - współczynnik sprężystości określa naprężenie stykowe z uwzględnieniem modułu sprężystości i liczby Poissona:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \right)}} \quad (3.70)$$

W przypadku, gdy $E_1 = E_2$ i $v_1 = v_2$ można stosować wzór:

$$Z_E = \sqrt{\frac{E}{2\pi(1-v^2)}} \quad (3.71)$$

Dla współpracujących kół stalowych $Z_E = 189,8 \sqrt{\text{MPa}}$.

- Z_β - współczynnik kąta pochylenia linii zęba uwzględnia zwiększenie wytrzymałości kół o zębach skośnych i wyraża się wzorem:

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} \quad (3.72)$$

- Z_ε - współczynnik przyporu określa wytrzymałość boku zęba na wgłębienia zmęczeniowe z uwzględnieniem czołowego i poskokoowego wskaźnika zazębienia, obliczany ze wzoru:

dla kół walcowych o zębach prostych:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} \quad (3.73)$$

dla kół walcowych o zębach skośnych:

przy $\varepsilon_\beta < 1$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} \quad (3.74)$$

przy $\varepsilon_\beta \geq 1$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \quad (3.75)$$

gdzie:

ε_α - wskaźnik zazębienia czołowy,

ε_β - wskaźnik zazębienia poskokowy.

- Z_B, Z_D - współczynniki jednoparowego przyporu odpowiednio zębów zębnika i koła zamieniają naprężenia stykowe w biegunie zazębienia na naprężenia stykowe w wewnętrznym punkcie jednoparowego przyporu zębnika i koła:

dla kół walcowych o zębach skośnych i $\varepsilon_\beta \geq 1$:

$$Z_B = Z_D = 1 \quad (3.76)$$

dla kół walcowych o zębach prostych:

$$Z_B = 1, \text{ gdy } M_1 \leq 1, \quad Z_B = M_1, \text{ gdy } M_1 > 1 \quad (3.77)$$

$$Z_D = 1, \text{ gdy } M_2 \leq 1, \quad Z_D = M_2, \text{ gdy } M_2 > 1 \quad (3.78)$$

dla kół walcowych o zębach skośnych i $\varepsilon_\beta < 1$:

$$Z_B = M_1 - \varepsilon_\beta \cdot (M_1 - 1) \geq 1 \quad (3.79)$$

$$Z_D = M_2 - \varepsilon_\beta \cdot (M_2 - 1) \geq 1 \quad (3.80)$$

gdzie:

M_1 oraz M_2 - wielkości pomocnicze wynoszą:

$$M_1 = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{wt}}{\sqrt{\left[\sqrt{(d_{a1}/d_{b1})^2 - 1} - \frac{2\pi}{z_1} \right] \cdot \left[\sqrt{(d_{a2}/d_{b2})^2 - 1} - (\varepsilon_\alpha - 1) \cdot \frac{2\pi}{z_2} \right]}} \quad (3.81)$$

$$M_2 = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{wt}}{\sqrt{\left[\sqrt{(d_{a2}/d_{b2})^2 - 1} - \frac{2\pi}{z_2} \right] \cdot \left[\sqrt{(d_{a1}/d_{b1})^2 - 1} - (\varepsilon_\alpha - 1) \cdot \frac{2\pi}{z_1} \right]}} \quad (3.82)$$

$$d_{a1,2} = d_{Na1,2} \quad (3.83)$$

- K_v - współczynnik dynamiczny dla kół walcowych o zębach prostych i skośnych o poskokowym wskaźniku zazębienia $\varepsilon_\beta \geq 1$ (praktycznie $\varepsilon_\beta > 0,9$):

$$K_v = 1 + \left(\frac{K_1}{K_A \cdot (F_t/b)} + K_2 \right) \cdot \frac{z_1 \cdot v}{100} \cdot \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} \quad (3.84)$$

gdzie:

b - jest szerokością zazębienia, a wartości liczbowe dla K_1 i K_2 wyznacza się z tabeli 3.9.

Współczynniki K_1 i K_2 [1]

Tabela 3.9

K_1 dla klas dokładności wykonania według PN-ISO 1328:2000 lub PN-79/M-88522										
Zęby	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Proste	2,1	3,9	7,5	15	26,8	39,1	52,8	76,6	102,6	146,6
Skośne	1,9	3,5	6,7	13,3	23,9	34,8	47	68,2	91,4	130,3
K_2 dla wszystkich klas dokładności										
zęby proste						zęby skośne				
0,0193						0,0087				

Jeśli $K_A = \left(\frac{F_t}{b} \right) < 100 \text{ N/mm}$, to należy przyjąć wartość:

$$K_A = \left(\frac{F_t}{b} \right) = 100 \text{ N/mm} \quad (3.85)$$

- $K_{H\beta}$ - współczynnik nierównomiernego rozkładu obciążenia wzdłuż linii styku (dopuszcza niesymetryczne ułożyskowanie zębika):

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{F_{\beta y} \cdot c_\gamma}{2F_m / b} \quad (3.86)$$

gdzie:

$F_{\beta y}$ - czynna odchyłka linii styku:

$$F_{\beta y} = F_{\beta x} - y_\beta = \chi_\beta \cdot F_{\beta x} \quad (3.87)$$

y_β - wielkość dotarcia, o którą zmniejszy się odchyłka linii styku wskutek samoistnego docierania się kół w początkowym okresie eksploatacji (dla stali utwardzonych powierzchniowo)

$$y_\beta = 0,15 \cdot F_{\beta x}, \quad \text{gdy } F_{\beta x} \leq F_{\beta x \max} = 40 \mu\text{m} \quad \text{oraz}$$

$$y_\beta = y_{\beta \max} = 6 \mu\text{m}, \quad \text{gdy } F_{\beta x} > F_{\beta x \max} = 40 \mu\text{m};$$

$F_{\beta x}$ - wypadkowa odchyłka linii zęba dla par kół zębatych nie wykazujących korzystnego, co do wielkości i położenia stykowego, śladu współpracy:

$$F_{\beta x} = 1,33 \cdot f_{sh1} + f_{ma} \geq F_{\beta x \min} \tag{3.88}$$

f_{sh1} - odchyłka składowa linii styku spowodowana odkształceniami sprężystymi wału i korpusu zębnika (w płaszczyźnie przyporu, w przekroju czołowym):

$$f_{sh1} = \frac{F_m}{b} \cdot A \cdot \left[1 + K' \cdot \frac{I_s}{d_1^2} \cdot \left(\frac{d_1}{d_{sh1}} \right)^4 - 0,3 \right] + 0,3 \cdot \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \tag{3.89}$$

gdzie:

$A = 0,023 \text{ mm} \cdot \mu\text{m}/\text{N}$ (dla kół bez beczułkowania i modyfikacji końców zęba),

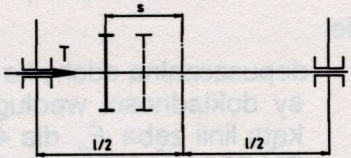
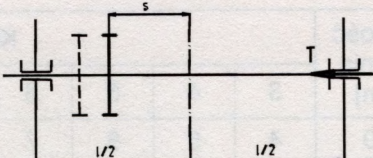
$A = 0,012 \text{ mm} \cdot \mu\text{m}/\text{N}$ (dla kół beczułkowanych),

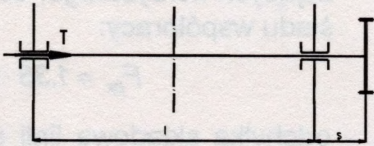
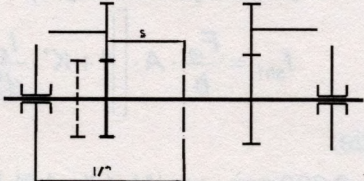
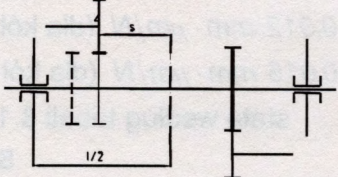
$A = 0,016 \text{ mm} \cdot \mu\text{m}/\text{N}$ (dla kół z modyfikacją końców zęba),

K' - stała według tabeli 3.10,

Staća K'

Tabela 3.10

Współczynnik K'		
przy działaniu wspierającym	bez działania wspierającego	
0,48	0,8	dla $s/l < 0,3$ 
-0,48	-0,8	dla $s/l < 0,3$ 

1,33	1,33	dla $s/l < 0,5$ 
-0,36	-0,6	dla $s/l < 0,3$ 
-0,6	-1,0	dla $s/l < 0,3$ 

d_{sh1} - średnica równoważnego wału o stałej średnicy o tym samym ugięciu.

$F_{\beta x}$ - dla par kół zębatych wykazujących korzystny co do wielkości i położenia stykowego ślad współpracy:

$$F_{\beta x} = \left| 1,33 \cdot f_{sh1} + f_{H\beta 5} \right| \geq F_{\beta x \min} \tag{3.90}$$

gdzie:

$f_{H\beta 5}$ - dopuszczalna odchyłka położenia linii zęba ustalona dla 5 klasy dokładności według DIN równa dopuszczalnej odchyłce kąta linii zęba F_{β} dla 4 klasy dokładności wykonania według PN-79/M-88522 – tabela 3.11 [22].

Odchyłka kierunku linii zęba F_{β} [μm] - według PN-79/M 88522 [22]

Tabela 3.11

Szerokość uzębienia b [mm]	Klasa dokładności									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
do 10	4	5	6	7	9	13	18	25	36	50
11÷20	4	5	7	9	11	15	22	30	45	60
21÷40	5	6	7	9	11	17	24	34	48	70

$F_{\beta x}$ - dla par kół zębatych wykazujących optymalny roboczy ślad współpracy:

$$F_{\beta x} = F_{\beta x \min}$$

(3.91)

gdzie:

$F_{\beta x \min}$ - jest mniejszą wartością
z $(0,005 \text{ mm} \cdot \mu\text{m} / \text{N}) \cdot F_m / b$ lub $0,5f_{H\beta}$.

- $K_{H\alpha}$ - współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż odcinka przyporu przy obliczaniu naprężenia stykowego według tabeli 3.12.

Współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż odcinka przyporu przy obliczaniu naprężenia stykowego - $K_{H\alpha}$ [1]

Tabela 3.12

Obciążenie jednostkowe $K_A(F_t/b)$		$> 100 \text{ N/mm}$							$\leq 100 \text{ N/mm}$
Klasa dokładności według PN lub ISO		5	6	7	8	9	10	11-12	≥ 5
Koła utwardzane powierzchniowo	uzębienie proste	1,0		1,1	1,2	$1/Z_\varepsilon^2 \geq 1,2$			
	uzębienie skośne	1,0	1,1	1,2	1,4	$\varepsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b \geq 1,4$			
Koła nieutwardzane	uzębienie proste	1,0			1,1	1,2	$1/Z_\varepsilon^2 \geq 1,2$		
	uzębienie skośne	1,0		1,1	1,2	1,4	$\varepsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b \geq 1,4$		

3.4.2. Obliczeniowy współczynnik bezpieczeństwa ze względu na naprężenia stykowe

W metodzie C wytrzymałości boku zęba na wgłębienie zmęczeniowe można dokonać obliczeń współczynników dla dużej trwałości, dla trwałości ograniczonej oraz dla zakresu statycznego.

- obliczeniowy współczynnik bezpieczeństwa zębника i koła dla dużej trwałości $S_{H1(2)}$:

$$S_{H1(2)} = \frac{\sigma_{HG1(2)}}{\sigma_{H1(2)}} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_v \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X}{\sigma_{H1(2)}} \quad (3.92)$$

gdzie:

σ_{Hlim} - bazowe naprężenie stykowe jako największa wartość naprężenia stykowego dla danego materiału, która może być przeniesiona przez co najmniej $2 \cdot 10^6$ do $5 \cdot 10^7$ cykli obciążeń (w przypadku dopuszczalnej pewnej liczby wgłębień 10^9 cykli),

$\sigma_{HG1(2)}$ - graniczne naprężenie zębniaka i koła ze względu na pitting

$$\sigma_{HG1(2)} = \sigma_{HP1(2)} \cdot S_{H \min} \quad (3.93)$$

- obliczeniowy współczynnik bezpieczeństwa dla trwałości ograniczonej (obliczany tylko w przypadku pracy przekładni w tym zakresie) $S_{HN1(2)}$:

$$S_{HN1(2)} = \frac{\sigma_{HGN1(2)}}{\sigma_{H1(2)}} = \frac{\sigma_{HPN1(2)} \cdot S_{H \min}}{\sigma_{H1(2)}} \quad (3.94)$$

gdzie:

$S_{H \min}$ - minimalny współczynnik bezpieczeństwa ze względu na wgłębienia zmęczeniowe,

$\sigma_{HPN1(2)}$ - dopuszczalne naprężenie stykowe dla trwałości ograniczonej (np. dla kół nawęglanych lub hartowanych powierzchniowo w zakresie trwałości $10^5 < N_L \leq 5 \cdot 10^7$):

$$\sigma_{HPN1(2)} = \sigma_{HP \text{ ref}} \cdot Z_{NT} = \sigma_{HP \text{ ref}} \cdot \left(\frac{5 \cdot 10^7}{N_L} \right)^{\exp} \quad (3.95)$$

$$\exp = 0,3705 \cdot \log \frac{\sigma_{HP \text{ stat}}}{\sigma_{HP \text{ ref}}} \quad (3.96)$$

$\sigma_{HP \text{ ref}}$ - dopuszczalne bazowe naprężenie stykowe:

$$\sigma_{HP \text{ ref}} = \frac{\sigma_{H \text{ lim}} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X}{S_{H \min}} \quad (3.97)$$

$\sigma_{HP \text{ stat}}$ - dopuszczalne naprężenie stykowe statyczne:

$$\sigma_{HP \text{ stat}} = \frac{\sigma_{H \text{ lim}} \cdot Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X}{S_{H \min}} \quad (3.98)$$

- obliczeniowy współczynnik bezpieczeństwa dla zakresu statycznego $S_{H \text{ stat}1(2)}$:

$$S_{H \text{ stat}1(2)} = \frac{\sigma_{HG \text{ stat}}}{\sigma_{H1(2)}} = \frac{\sigma_{HP \text{ stat}} \cdot S_{H \min}}{\sigma_{H1(2)}} \quad (3.99)$$

Sposób wyznaczania współczynników Z_X , Z_W , Z_{NT} , Z_L , Z_V , Z_R jest dokładnie omówiony w literaturze [1-5, 17-19]. Współczynniki te to:

- Z_X - współczynnik wielkości według metody C współczynnik $Z_X = 1,0$.
- Z_W - współczynnik umocnienia (przez zgmiot) materiału według metody C współczynnik $Z_W = 1,0$.
- Z_{NT} - współczynnik trwałości, według tabeli 3.13.

Współczynniki trwałości $Z_{NT}[1]$

Tabela 3.13

Materiał i sposób utwardzenia warstwy wierzchniej	Liczba cykli obciążenia	Z_{NT}
Stale konstrukcyjne zwykłej jakości ($R_m < 800\text{ MPa}$), stale do ulepszania cieplnego ulepszone ($R_m \geq 800\text{ MPa}$), żeliwa sferoidalne (perlityczne i bainityczne), żeliwa ciągliwe czarne (perlityczne), stale do nawęglania, stale konstrukcyjne i żeliwa sferoidalne hartowane płomieniowo lub indukcyjnie. (Dopuszczalna pewna liczba wgłębień)	$N_L = 6 \cdot 10^5$ zakres statyczny	1,6
	$N_L = 10^7$	1,3
	$N_L = 10^9$	1,0
	$N_L = 10^{10}$	0,85
Stale do ulepszania cieplnego ulepszone ($R_m \geq 800\text{ MPa}$), żeliwa sferoidalne (perlityczne i bainityczne), żeliwa ciągliwe czarne (perlityczne), stale do nawęglania nawęglone, stale konstrukcyjne i żeliwa sferoidalne hartowane płomieniowo lub indukcyjnie	$N_L = 10^5$ zakres statyczny	1,6
	$N_L = 5 \cdot 10^7$	1,0
	$N_L = 10^{10}$	0,85
Żeliwa szare, żeliwa sferoidalne (ferrytyczne), stale do azotowania azotowane, stale do nawęglania (azotowane), stale do ulepszania (azotowane)	$N_L = 10^5$ zakres statyczny	1,3
	$N_L = 2 \cdot 10^6$	1,0
	$N_L = 10^{10}$	0,85
Stale do nawęglania (węgloazotowane), stale do ulepszania (węgloazotowane)	$N_L = 10^5$ zakres statyczny	1,1
	$N_L = 2 \cdot 10^6$	1,0
	$N_L = 10^{10}$	0,85

– Z_L, Z_V, Z_R - współczynniki wpływu filmu smarowego.

Jeśli nominalna lepkość środka smarowego została dobrze dobrana w zależności od prędkości liniowej na walcu tocznym, to iloczyn $Z_L \cdot Z_V \approx 1,0$.

3.5. Wytrzymałość podstawy zęba na złamanie według metody C normy PN-ISO 6336:2000

3.5.1. Naprężenie u podstawy zęba

$$\sigma_{F1(2)} = \frac{F_{tFeq1(2)}}{b \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_{\epsilon} \cdot Y_{\beta} \cdot K_v \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}$$

(3.100)

gdzie:

$F_{tFeq1(2)}$ - równoważna siła obwodowa przypadająca na jedną parę zębów (odniesiona do naprężeń zginających), którą oblicza się w przekroju czołowym, na walcu podziałowym, na podstawie równoważnego momentu obrotowego (odniesionego do naprężeń zginających):

$$F_{tFeq1(2)} = \frac{2000 \cdot M_{Feq1(2)}}{d_{1(2)}} \quad (3.101)$$

$M_{Feq1(2)}$ - równoważny moment obrotowy na zębniku lub kole (odniesiony do naprężeń zginających) – (podrozdział 3.2):

$$M_{Feq1} = M_{Feq2} / u \quad (3.102)$$

Sposób wyznaczania współczynników $K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot Y_{\beta}$,

- $K_{F\beta}$ - współczynnik nierównomiernego rozkładu obciążenia wzdłuż linii styku:

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}^{N_F} \quad (3.103)$$

$$N_F = \frac{(b/h)^2}{1 + b/h + (b/h)^2} \quad (3.104)$$

$$b/h = \min \left(b_1/h_1, b_2/h_2 \right) \quad (3.105)$$

Dla $b/h \geq 12$ przyjmuje się $K_{F\beta} = K_{H\beta}$.

- $K_{F\alpha}$ - współczynnik nierównomiernego rozkładu obciążenia na pary zębów przy obliczaniu wytrzymałości podstawy zęba na złamanie zmęczeniowe (tabela 3.14)
- Y_{Fa} - współczynnik kształtu zęba; uwzględnia wpływ kształtu zęba na nominalne naprężenie gnące przy przyłożeniu siły u wierzchołka zęba, gdzie parametry wyznaczone są poprzez iterację jak w literaturze [1]:

$$Y_{Fa1(2)} = \frac{6 \cdot (h_{Fa1(2)} / m_n) \cdot \cos \alpha_{Fa1(2)}}{(s_{Fn1(2)} / m_n)^2 \cdot \cos \alpha_n} \quad (3.106)$$

- Y_{Sa} - współczynnik korekcji naprężeń dla rzeczywistego koła w przypadku przyłożenia obciążenia u wierzchołka zęba przekształca nominalne naprężenie gnące (przy przyłożeniu siły u wierzchołka zęba) w naprężenie miejscowe u podstawy zęba; czyli uwzględnia on wpływ działania karbu oraz fakt, że w krytycznym przekroju podstawy zęba występuje złożony stan naprężeń:

$$Y_{Sa} = (1,2 + 0,13L_a) \cdot q_s \left[\frac{1}{1,21 + 2,3/L_a} \right] \quad (3.107)$$

Wzory na współczynnik nierównomiernego rozkładu obciążenia $K_{F\alpha}$ [1]

Tabela 3.14

Obciążenie jednostkowe $K_A(F_t/b)$		$> 100 \text{ N/mm}$							$\leq 100 \text{ N/mm}$
Klasa dokładności według PN		5	6	7	8	9	10	11-12	≥ 5
Koła utwardzane powierzchniowo	uzębienie proste	1,0		1,1	1,2	$1/Y_\varepsilon \geq 1,2$			
	uzębienie skośne	1,0	1,1	1,2	1,4	$\varepsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b \geq 1,4$			
Koła nieutwardzane	uzębienie proste	1,0			1,1	1,2	$1/Y_\varepsilon \geq 1,2$		
	uzębienie skośne	1,0		1,1	1,2	1,4	$\varepsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b \geq 1,4$		

gdzie:

$$L_a = \frac{S_{Fn}}{h_{Fa}} \text{ oraz } q_s = \frac{S_{Fn}}{2\rho_F} \tag{3.108}$$

- Y_ε - współczynnik przyporu przelicza naprężenie u podstawy zęba przy przyłożeniu siły u wierzchołka zęba na naprężenie u podstawy zęba ale przy przyłożeniu siły w zewnętrznym punkcie jednoparowego przyporu:

$$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_{an}} \tag{3.109}$$

gdzie:

ε_{an} - wskaźnik zazębienia czołowy przekładni zastępczej:

$$\varepsilon_{an} = \frac{\varepsilon_\alpha}{\cos^2 \beta_b} \tag{3.110}$$

- Y_β - współczynnik kąta pochylenia linii zęba uwzględnia różnicę w naprężeniu u podstawy zęba w kołach zastępczych oraz w kołach walcowych o zębach skośnych:

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120} \tag{3.111}$$

gdzie:

- β - kąt pochylenia linii zęba na walcu podziałowym mierzony w stopniach (jeśli $\beta > 30^\circ$ to przyjmuje się $\beta = 30^\circ$),
- ε_β - poskokowy wskaźnik zazębienia (jeśli $\varepsilon_\beta > 1$ to przyjmuje się $\varepsilon_\beta = 1$).

3.5.2. Obliczeniowy współczynnik bezpieczeństwa ze względu na złamanie zęba

Podobnie jak przy wytrzymałości boku zęba na wgłębienie zmęczeniowe można tu dokonać obliczeń współczynników bezpieczeństwa na złamanie zęba dla dużej trwałości, dla trwałości ograniczonej oraz dla zakresu statycznego.

- Obliczeniowy współczynnik bezpieczeństwa ze względu na złamanie zęba dla zakresu trwałości nieograniczonej $S_{F1(2)}$:

$$S_{F1(2)} = \frac{\sigma_{FG1(2)}}{\sigma_{F1(2)}} \geq S_{F\min} \quad (3.112)$$

gdzie:

$\sigma_{FG1(2)}$ - graniczna wytrzymałość podstawy zęba na złamanie, zwana również dopuszczalnym naprężeniem u podstawy zęba σ_{FP} przy współczynniku bezpieczeństwa $S_{F\min} = 1$:

$$\sigma_{FG1(2)} = \sigma_{F\lim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{drelT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_x = \sigma_{FE1(2)} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{drelT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_K \quad (3.113)$$

$\sigma_{FE1(2)}$ - nieograniczona wytrzymałość na zmęczenie próbki bez karbu (Z_{gj}):

$$\sigma_{FE1(2)} = \sigma_{F\lim} \cdot Y_{ST} \quad (3.114)$$

$\sigma_{F\lim}$ - nieograniczona wytrzymałość podstawy zęba na złamanie zmęczeniowe (wartość naprężenia jaką może przenieść ząb koła, bez złamania zmęczeniowego przy podstawie, przez co najmniej $3 \cdot 10^6$ cykli obciążenia),

$S_{F\min}$ - minimalny współczynnik bezpieczeństwa ze względu na złamanie zęba.

- Obliczeniowy współczynnik bezpieczeństwa dla zakresu trwałości ograniczonej (obliczany tylko w przypadku pracy kół w tym zakresie) $S_{FN1(2)}$:

$$S_{FN1(2)} = \frac{\sigma_{FGN1(2)}}{\sigma_{F1(2)}} = \frac{\sigma_{FPN1(2)} \cdot S_{F\min}}{\sigma_{F1(2)}} \quad (3.115)$$

gdzie:

$\sigma_{FPN1(2)}$ - dopuszczalne naprężenie gnące dla trwałości ograniczonej (w zależności od materiału i obróbki cieplnej lub cieplno-chemicznej kół w zakresie trwałości $10^4 < N_L \leq 3 \cdot 10^6$ lub $10^3 < N_L \leq 3 \cdot 10^6$):

$$\sigma_{FPN1(2)} = \sigma_{FPref1(2)} \cdot \left(\frac{3 \cdot 10^6}{N_L} \right)^{\exp} \quad (3.116)$$

$$\exp = 1/m_F \tag{3.117}$$

m_F - współczynnik kierunkowy pochylonej części krzywej Wöhlera we współrzędnych logarytmicznych) według tabeli 3.15.

Zależności do obliczania wykładnika $\exp$ [1]

Tabela 3.15

Rodzaj materiału i obróbki cieplnej	exp
Stale konstrukcyjne zwykłej jakości, stale do ulepszania cieplnego, żeliwa sferoidalne (perlityczne i bainityczne), żeliwa ciągliwe perlityczne; dla zakresu ograniczonej wytrzymałości na zmęczenie $10^4 < N_L \leq 3 \cdot 10^6$	$\exp = 0,4037 \cdot \lg \frac{\sigma_{FP\ stat}}{\sigma_{FP\ ref}}$
Stale nawęglane lub hartowane powierzchniowo, stale do ulepszania cieplnego lub azotowania, azotowane gazowo, stale do ulepszania cieplnego lub nawęglania, węgielazotowane, żeliwa sferoidalne (ferrytyczne), żeliwa szare; dla zakresu ograniczonej wytrzymałości na zmęczenie $10^3 < N_L \leq 3 \cdot 10^6$	$\exp = 0,2876 \cdot \lg \frac{\sigma_{FP\ stat}}{\sigma_{FP\ ref}}$

$\sigma_{FP1(2)}$ - dopuszczalne naprężenie u podstawy zęba:

$$\sigma_{FP1(2)} = \frac{\sigma_{F\ lim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT}}{S_{F\ min}} \cdot Y_{drelT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_x \tag{3.118}$$

$$\sigma_{FP1(2)} = \frac{\sigma_{FE1(2)}}{S_{F\ min}} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{drelT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_x \tag{3.119}$$

– obliczeniowy współczynnik bezpieczeństwa dla zakresu statycznego $S_{F\ stat1(2)}$:

$$S_{F\ stat1(2)} = \frac{\sigma_{FG\ stat1(2)}}{\sigma_{F1(2)}} = \frac{\sigma_{FP\ stat1(2)} \cdot S_{F\ min}}{\sigma_{F1(2)}} \tag{3.120}$$

gdzie:

$\sigma_{FP\ stat1(2)}$ - dopuszczalne naprężenie gnące statyczne:

$$\sigma_{FP\ stat1(2)} = \frac{\sigma_{F\ lim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT}}{S_{F\ min}} \cdot Y_{drelT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_x \tag{3.121}$$

$$\sigma_{FP\ stat1(2)} = \frac{\sigma_{FE1(2)} \cdot Y_{NT}}{S_{F\ min}} \cdot Y_{drelT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_x \tag{3.122}$$

Sposób wyznaczania współczynników Y_{ST} , Y_{NT} , Y_{drelT} , Y_{RrelT} , Y_x jest dokładnie omówiony w literaturze [1-5, 17-19] oraz w dalszym ciągu tego tekstu.

- Y_{ST} - współczynnik korekcji naprężeń dla standardowego koła - próbki wyznaczany z zależności $Y_{ST} = 2$ lub $Y_{ST} \approx Y_{Sa}$.
- Y_{NT} - współczynnik trwałości (według tabeli 3.16)

Współczynnik trwałości Y_{NT} [1]

Tabela 3.16

Materiał i sposób utwardzenia powierzchni	Liczba cykli obciążenia	Y_{NT}
Stale konstrukcyjne zwykłej jakości ($R_m < 800 \text{ MPa}$), stale do ulepszania cieplnego ulepszone ($R_m \geq 800 \text{ MPa}$), żeliwa sferoidalne (perlityczne, bainityczne), żeliwa ciągliwe czarne (perlityczne)	$N_L \leq 10^4$ zakres statyczny	2,5
	$N_L > 3 \cdot 10^6$	1
Stale do nawęglania nawęglone, stale i żeliwa sferoidalne hartowane indukcyjnie lub płomieniowo (wraz z dnem wrębów)	$N_L \leq 10^3$ zakres statyczny	2,5
	$N_L > 3 \cdot 10^6$	1
Stale do azotowania azotowane, stale do ulepszania cieplnego azotowane, żeliwa szare, żeliwa sferoidalne (ferrytyczne)	$N_L \leq 10^3$ zakres statyczny	1,6
	$N_L > 3 \cdot 10^6$	1
Stale do ulepszania cieplnego węgloazotowane, stale do nawęglania węgloazotowane	$N_L \leq 10^3$ zakres statyczny	1,1
	$N_L > 3 \cdot 10^6$	1

- Y_X - współczynnik wielkości dla zakresu nieograniczonej trwałości zmęczeniowej (według tabeli 3.17)

Współczynnik wielkości Y_X dla zakresu trwałości nieograniczonej [1]

Tabela 3.17

Materiał i sposób utwardzenia powierzchni	Zakres modułów	Y_X
Stale konstrukcyjne zwykłej jakości ($R_m < 800 \text{ MPa}$), stale do ulepszania cieplnego ulepszone ($R_m \geq 800 \text{ MPa}$), żeliwa sferoidalne (perlityczne i bainityczne), żeliwa ciągliwe czarne (perlityczne)	$m_n \leq 5$	$Y_X = 1$
	$5 < m_n < 30$	$Y_X = 1,03 - 0,006m_n$
	$30 \leq m_n$	$Y_X = 0,85$
Stale do nawęglania nawęglone, stale konstrukcyjne hartowane indukcyjnie lub płomieniowo, stale do nawęglania, stale do ulepszania cieplnego (węgloazotowane), stale do azotowania, stale do ulepszania cieplnego (azotowane)	$m_n \leq 5$	$Y_X = 1$
	$5 < m_n < 25$	$Y_X = 1,05 - 0,01m_n$
	$25 \leq m_n$	$Y_X = 0,8$
Żeliwa szare, żeliwa sferoidalne (ferrytyczne)	$m_n \leq 5$	$Y_X = 1$
	$5 < m_n < 25$	$Y_X = 1,075 - 0,015m_n$
	$25 \leq m_n$	$Y_X = 0,7$

Uwaga: współczynnik wielkości Y_x dla zakresu ograniczonej trwałości zmęczeniowej i zakresu statycznego wynosi 1.

- $Y_{\delta rel T}$ - względny współczynnik wrażliwości koła zębatego na działanie karbu w odniesieniu do warunków standardowego koła-próbki przedstawiono w tabeli 3.18.

Względny współczynnik wrażliwości koła zębatego na działanie karbu w odniesieniu do warunków standardowego koła-próbki [1]

Tabela 3.18

Zakres trwałości zmęczeniowej	Względny współczynnik wrażliwości koła zębatego na działanie karbu w odniesieniu do warunków standardowego koła-próbki - $Y_{\delta rel T}$	
Nieograni-czony	$Y_{\delta rel T} = 1$ dla zazębień, dla których $q_s \geq 1,5$ $Y_{\delta rel T} = 0,95$ dla zazębień, dla których $q_s < 1,5$	
Ograniczony	$Y_{\delta rel T} = 1$	
Statyczny	Materiał wraz obróbką cieplną lub cieplno-chemiczną:	$Y_{\delta rel T}$
	stale konstrukcyjne zwykłej jakości ($R_m < 800\text{ MPa}$), żeliwa sferoidalne (perlityczne i bainityczne), stale do ulepszania cieplnego ulepszone, stale do nawęglania nawęglone, stale konstrukcyjne i żeliwa sferoidalne hartowane płomieniowo lub indukcyjnie	$Y_{\delta rel T} = 0,52 \cdot Y_{Sa} + 0,20$
Statyczny	stale do ulepszania cieplnego i do azotowania, azotowane; stale do ulepszania cieplnego i do nawęglania, węgloazotowane	$Y_{\delta rel T} = 0,26 \cdot Y_{Sa} + 0,60$
	staliwa:	$Y_{\delta rel T} = 0,09 \cdot Y_{Sa} + 0,86$
	żeliwa szare i sferoidalne	$Y_{\delta rel T} = 1,0$

- Y_{RrelT} - względny współczynnik stanu powierzchni koła zębatego w odniesieniu do warunków standardowego koła-próbki według tabeli 3.19

Względny współczynnik stanu powierzchni koła zębatego w odniesieniu do warunków standardowego koła-próbki [1]

Tabela 3.19

Zakres trwałości zmęczeniowej	Względny współczynnik stanu powierzchni koła zębatego w odniesieniu do warunków standardowego koła-próbki Y_{RelT}		
Nieograniczony	$Y_{RelT} = 1$	dla	$R_z \leq 16 \mu m$
	$Y_{RelT} = 0,9$	dla	$R_z > 16 \mu m$
Ograniczony	$Y_{RelT} = 1$	dla	$R_z \leq 16 \mu m$
	$Y_{RelT} = 0,9$	dla	$R_z > 16 \mu m$
Statyczny	$Y_{RelT} = 1$		

Literatura

- [1] Drewniak J.: Komputerowo wspomagane projektowanie przekładni zębatych. Wydawnictwo ATH, Bielsko-Biała 2001.
- [2] Dziama A., Michniewicz M., Niedźwiecki A.: Przekładnie zębate. PWN, Warszawa 1995.
- [3] Jaśkiewicz Z., Wąsiewski A.: Przekładnie walcowe. WKŁ, Warszawa 1992.
- [4] Muller L.: Przekładnie zębate. Projektowanie. WNT, Warszawa 1996.
- [5] Ochęduszek K.: Koła zębate. Konstrukcja, tom 1, WNT, Warszawa, 1985.
- [6] PN-76/M-88513 Reduktory zębate ogólnego przeznaczenia – Przełożenia.
- [7] PN-79/M-88514, Reduktory zębate ogólnego przeznaczenia – Nazwy i określenia.
- [8] PN-78/M-88502, Koła zębate – Moduły.
- [9] PN-93/M-88525, Przekładnie i reduktory zębate walcowe ogólnego przeznaczenia – Podstawowe parametry.
- [10] PN-88/M-88526, Reduktory stożkowe i stożkowo-walcowe ogólnego przeznaczenia – Szeregi podstawowych parametrów.
- [11] PN-92/M-88503, Przekładnie zębate walcowe i stożkowe – Zarys odniesienia.
- [12] PN-ISO 53:2001, Przekładnie zębate walcowe ogólnego przeznaczenia oraz dla przemysłu ciężkiego – Zarys odniesienia.

- [13] PN-ISO 54:2001, Przekładnie zębate walcowe ogólnego przeznaczenia oraz dla przemysłu ciężkiego – Moduły.
- [14] PN-ISO 1328-1:2000, Przekładnie zębate walcowe – Dokładność wykonania według ISO – Odchyłki jednoimiennych boków zębów.
- [15] PN-ISO 1328-1:2000/Ap1:2006, Przekładnie zębate walcowe – Dokładność wykonania według ISO – Odchyłki jednoimiennych boków zębów.
- [16] PN-ISO 1328-2:2000, Przekładnie zębate walcowe – Dokładność wykonania według ISO – Odchyłki promieniowe złożone i odchyłki bicia.
- [17] PN-ISO 6336-1:2000, Przekładnie zębate walcowe – Obliczanie nośności kół – Podstawowe zasady i ogólne czynniki wpływające.
- [18] PN-ISO 6336-2:2000, Przekładnie zębate walcowe – Obliczanie nośności kół – Wytrzymałość zęba na zmęczenie stykowe (pitting).
- [19] PN-ISO 6336-3:2001, Przekładnie zębate walcowe – Obliczanie nośności kół – Wytrzymałość zęba na zginanie.
- [20] PN-ISO 701:2001, Międzynarodowe oznaczenia kół zębatych – Symbole parametrów geometrycznych.
- [21] PN-ISO 1122-1:2004, Słownik terminów związanych z kołami zębatymi – Część 1: Definicje związane z geometrią.
- [22] PN-79/M-88522, Przekładnie zębate – Dokładność wykonania.
- [23] Pahl G., Beitz W.: Engineering Design – A Systematic Approach, Springer – Verlag, London 1996.

4. Obliczenia projektujące kół zębatych stożkowych

4.1. Wstępne obliczenia projektujące

Obliczenia projektujące wstępne mają na celu, podobnie jak w przypadku przekładni walcowych, wstępne wyznaczenie podstawowych parametrów par kół zębatych tworzących przekładnię stożkową, tj. przełożenia wraz z doбором liczby zębów zębnika oraz koła, średniego modułu normalnego i średniej średnicy podziałowej zębnika [1, 2].

Parametry te określane są na podstawie przyjętych wstępnie współczynników wpływowych dla uproszczonego modelu przekładni, czyli bez wnikania w jej szczegóły konstrukcyjne, więc często mogą być uznane za ostateczne dopiero po przeprowadzeniu kilku iteracji.

Danymi do obliczeń projektujących wstępnych najczęściej są: moment na wałku wyjściowym przekładni stożkowej (nominalny) M_2 lub M_{wyj} , charakterystyka maszyny napędzającej i napędzanej (współczynnik zastosowania K_A według tabeli 3.1 oraz wyjściowa prędkość obrotowa n_2 lub n_{wyj}). Niekiedy zamiast nominalnego momentu obrotowego i współczynnika zastosowania znany jest czasowy przebieg wyjściowego momentu obrotowego, zadany w postaci widma obciążenia (rys. 3.1).

W zależności od rodzaju danych, proces wstępnego wyznaczania parametrów przekładni przebiega następująco:

- obliczenie obciążenia zastępczego i dobór silnika,
- obliczenie średniej średnicy podziałowej zębnika d_{m1} z warunku na zmęczeniową wytrzymałość powierzchni zęba (dla przekładni o kącie osi $\Sigma=90^\circ$),
- obliczenie średniego modułu normalnego m_{mn} z warunku na zginanie zmęczeniowe,
- wstępny dobór liczby zębów kół stożkowych.

4.1.1. Obliczenia obciążenia zastępczego i dobór silnika

Obciążenie obliczeniowe M_{eq2} lub obciążenie zastępcze (w przypadku danego widma obciążeń) M_{Heq2} M_{Feq2} - jak w punkcie 3.2.2, rozdziału 3 oblicza się zgodnie ze wzorem:

$$M_{eq2} = M_2 \cdot K_A \quad (4.1)$$

- moc przenoszona przez przekładnię P :

$$P = \frac{M_{eq2} \cdot n_2}{9550 \cdot \eta} \quad [kW] \quad (4.2)$$

gdzie:

M_{eq2} - moment obliczeniowy w $[N \cdot m]$ (lub w przypadku widma obciążeń $M_{eq2} = \max(M_{Heq2}, M_{Feq2})$),

n_2 - obroty wyjściowe $[obr/min]$,

η - sprawność przekładni.

- dobór silnika z katalogu oraz obliczenie przełożenia przekładni $P_S \geq P$:

$$|i| = u = \frac{n_1}{n_2} \quad (4.3)$$

gdzie:

P_S - moc silnika,

n_1 - obroty silnika.

- moment na wale wejściowym M_{eq1} :

$$M_{eq1} = \frac{M_{eq2}}{u} \quad (4.4)$$

gdzie:

u - przełożenie całkowite (kinematyczne), dla przekładni stożko-walcowych - według tabeli 3.2.

4.1.2. Obliczenie średniej średnicy podziałowej zębika

Obliczeniową średnią średnicę podziałową zębika podczas projektowania wstępnego d_{m1} dla przekładni o kącie osi $\Sigma=90^\circ$ wyznacza się z warunku na zmęczeniową wytrzymałość powierzchni zęba [1, 2]:

$$d_{m1} \geq \sqrt[3]{2M_{eq1} K_v K_{H\beta} K_{H\alpha} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \left(\frac{S_{Hmin} Z_{M-B} Z_H Z_E Z_{LS} Z_\beta Z_K}{\sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_X Z_L Z_R Z_V Z_W} \right)^2} \quad (4.5)$$

Natomiast dla przekładni stożkowych o kącie osi $\Sigma \neq 90^\circ$ średnicę podziałową zębika zastępczego d_{v1} z warunku na zmęczeniową wytrzymałość powierzchni zęba wyznacza się na podstawie wzoru:

$$d_{v1} \geq \sqrt[3]{2M_{eq1} K_v K_{H\beta} K_{H\alpha} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \left(\frac{S_{Hmin} Z_{M-B} Z_H Z_E Z_{LS} Z_\beta Z_K}{\sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_X Z_L Z_R Z_V Z_W} \right)^2} \quad (4.6)$$

gdzie: (w nawiasach poniżej podano wartości szacunkowe parametrów dla pierwszego przybliżonego obliczenia) [1]:

σ_{Hlim} - nieograniczona wytrzymałość powierzchni zęba standardowego koła-próbki na zmęczenie stykowe (według tabeli 3.3),

S_{Hmin} - minimalny współczynnik bezpieczeństwa ze względu na wgłębienia zmęczeniowe – naprężenia stykowe ($S_{Hmin} \geq 1,1$),

- K_V - współczynnik dynamiczny ($K_V = 1,4$),
 $K_{H\beta}$ - współczynnik nierównomiernego rozkładu obciążenia ($K_{H\beta} = 1,7$),
 K_{Ha} - współczynnik rozkładu wypadkowej siły międzyzębnej ($K_{Ha} = 1,2$),
 Z_H - współczynnik strefy styku ($Z_H = 2,14$),
 Z_{M-B} - współczynnik środka strefy styku ($Z_{M-B} = 1$),
 Z_E - współczynnik materiałowy $Z_E = 189,8 \sqrt{MPa}$ dla kół stalowych,
 Z_β - współczynnik kąta pochylenia linii zęba ($Z_\beta = \sqrt{\cos \beta_m}$),
 Z_K - współczynnik stożkowatości kół ($Z_K = 0,8$),
 Z_{LS} - współczynnik podziału obciążenia ($Z_{LS} = 1$),
 Z_{NT} - współczynnik trwałości ($Z_{NT} = 1$ lub według tabeli 3.13),
 Z_L - współczynnik wpływu oleju ($Z_L = 1$),
 Z_V - współczynnik wpływu prędkości ($Z_V = 1$),
 Z_R - współczynnik wpływu chropowatości ($Z_R = 1$),
 Z_W - współczynnik zgniotu ($Z_W = 1$).

4.1.3. Obliczenie średniego modułu normalnego

Obliczenie średniego modułu normalnego m_{mn} następuje z warunku na zginanie zmęczeniowe:

$$m_{mn} \geq \frac{2 \cdot M_1}{d_{m1} \cdot b} \cdot \frac{S_{Fmin}}{\sigma_{Flim}} \cdot \frac{Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_K \cdot Y_{LS} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fa}}{Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\alpha relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X} \quad (4.7)$$

gdzie: (w nawiasach poniżej podano szacunkowe wartości parametrów dla pierwszego przybliżonego obliczenia) [1]:

- σ_{Flim} - nieograniczona wytrzymałość podstawy zęba na zmęczenie dla naprężeń gnących (według tabeli 3.3),
 S_{Fmin} - minimalny współczynnik bezpieczeństwa dla naprężeń gnących ($S_{Fmin} \geq 1,25$),
 $K_{F\beta}$ - współczynniki nierównomiernego rozkładu obciążenia ($K_{F\beta} = 1,5$),
 K_{Fa} - współczynnik rozkładu wypadkowej siły międzyzębnej ($K_{Fa} = 1,2$),
 Y_{Fa} - współczynnik kształtu ($Y_{Fa} = 2,8$),
 Y_{Sa} - współczynnik spiętrzenia naprężeń ($Y_{Sa} = 1,5$),
 Y_ε - współczynnik wskaźnika zazębienia ($Y_\varepsilon = 1$),
 Y_K - współczynnik korekcyjny ($Y_K = 1$),
 Y_{LS} - współczynnik podziału obciążenia $Y_{LS} = 1$,

- Y_{RelT} - współczynnik względnej chropowatości powierzchni ($Y_{RelT} = 1$),
 $Y_{\delta RelT}$ - współczynnik względnej wrażliwości na działanie karbu ($Y_{\delta RelT} = 1$),
 Y_X - współczynnik wielkości ($Y_X = 1$),
 Y_{ST} - współczynnik spiętrzenia naprężeń ($Y_{ST} = 2$),
 Y_{NT} - współczynnik trwałości $Y_{NT} = 1$ (według tabeli 3.16),
 b - szerokość uzębienia:

$$b \leq 0,18 \cdot d_{m1} / \sin \delta_1 \quad (4.8)$$

$$\delta_1 = \arctg \frac{1}{u} \quad (4.9)$$

4.1.4. Wstępny dobór liczby zębów

Po wyznaczeniu średniej średnicy podziałowej zębownika d_{m1} i średniego modułu normalnego m_{mn} można dokonać wstępnego doboru liczby zębów zębownika z_1 oraz koła z_2 :

$$z_1 = \frac{d_{m1} \cdot \cos \beta_m}{m_{mn}} \quad (4.10)$$

$$z_2 = u \cdot z_1 \quad (4.11)$$

Zalecane liczby zębów zębownika z_1 w zależności od przełożenia przekładni stożkowej (dla $\Sigma = 90^\circ$) podano w tabeli 4.1.

Zalecane liczby zębów zębownika z_1 [1]

Tabela 4.1

$\frac{z_2}{z_1}$	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

Uwaga: dla kół z zębami kołowo-łukowymi, utwardzonymi zaleca się przyjmować z_1 poniżej dolnej granicy z_{1min} .

4.2. Obliczenia geometrii uzębienia i zazębienia

Projektant dysponując wynikami otrzymanymi ze wstępnych obliczeń projektujących (podrozdział 4.1), takimi jak:

- liczbą zębów zębownika i koła z_1, z_2 ,
- modułem normalnym średnim m_{mn} ,
- średnicą średnią zębownika d_{m1}

oraz pozostałymi danymi:

- zarysem odniesienia (według PN-92/M-88503) [12],
- kątem osi $\Sigma=90^\circ$ (najczęściej),
- kątem przyporu $\alpha_n = 20^\circ$,
- kątem linii zębów w środku wieńca zębatego β_m ,
- promieniem ostrza narzędzia $\rho_{a01,2}$,
- średnim promieniem głowicy nożowej r_{c0} ,
- współczynnikami modyfikacji grubości zęba $x_{sm1(2)}$ - (tabela 4.2),
- współczynnikami przesunięcia zarysu $x_{hm1(2)}$ - (tabela 4.2),
- współczynnikami wysokości głowy zęba narzędzia $h_{a01(2)}^*$ (do obróbki zębnika, koła) równymi współczynnikom wysokości stopy zarysu tworzącego odniesienia (zębatki) $h_{fP1(2)}^*$,
- współczynnikami wysokości stopy zęba narzędzia $h_{f01(2)}^*$ (do obróbki zębnika, koła) równymi współczynnikom wysokości głowy zarysu tworzącego odniesienia (zębatki) $h_{a01(2)}$,
- wartościami protuberancji $s_{pr1(2)}$,

może dokonać obliczeń geometrycznych i wymiarów nominalnych zębów i kół zębatych stożkowych o proporcjonalnie obniżających się zębach, o stałym luzie wierzchołkowym lub o stałej wysokości.

Współczynnik przesunięcia x_{hm1} i modyfikacji grubości zęba x_{sm1} dla $\Sigma = 90^\circ$ (wartości orientacyjne) [1]

Tabela 4.2

u	1	1,12	1,25	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0
z_{1min}	18	18	17	16	15	13	12	10	8	7
z_{1max}	40	38	36	34	30	26	23	18	14	11
x_{hm1}	0,0	0,10	0,19	0,27	0,33	0,38	0,40	0,43	0,44	0,45
x_{sm1}	0,0	0,010	0,018	0,024	0,030	0,039	0,048	0,065	0,082	0,10

Uwaga: dla kół z zębami kołowo-łukowymi utwardzonymi zaleca się przyjmować z_1 poniżej dolnej granicy z_{1min} , należy przyjmować 85% wartości x_{hm1} dla kół z zębami kołowo-łukowymi.

Obliczenia wspólne dla trzech rodzajów osiowych kształtów zębów przeprowadza się dla takich parametrów, jak [2]:

- kąt osi Σ :

$$\Sigma = \delta_2 + \delta_1 \quad (4.12)$$

- kąty stożków podziałowych $\delta_{1(2)}$:

$$\delta_1 = \arctg \frac{\sin \Sigma}{\cos \Sigma + u} \quad (4.13)$$

$$\delta_2 = \Sigma - \delta_1 \quad (4.14)$$

- kąty stożków podziałowych $\delta_{1(2)}$, dla $\Sigma = 90^\circ$:

$$\delta_1 = \arctg \frac{z_1}{z_2} = \arctg \frac{1}{u} = \arctg u \quad (4.15)$$

$$\delta_2 = \Sigma - \delta_1 = \arctg u \quad (4.16)$$

- liczba zębów płaskiego koła z_Σ :

$$z_\Sigma = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} \quad (4.17)$$

- średnica podziałowa średnia koła d_{m2} :

$$d_{m2} = \frac{z_2 \cdot m_{mn}}{\cos \beta_m} = u \cdot d_{m1} \quad (4.18)$$

- długość tworzącej średniej stożka podziałowego R_m :

$$R_m = 0,5 \cdot \frac{d_{m2}}{\sin \delta_2} \quad (4.19)$$

- szerokość wieńca zębatego b :

$$b \leq 0,353 \cdot R_m \quad (b \leq 0,3 \cdot R_e) \quad (4.20)$$

- średnica podziałowa zewnętrzna koła d_{e2} :

$$d_{e2} = d_{m2} + b \cdot \sin \delta_2 \quad (4.21)$$

Po przyjęciu wartości średnicy d_{e2} zgodnie z PN-88/M-88526 [11], (tabela 2.6) należy obliczyć:

- szerokość wieńca zębatego b :

$$b = \frac{d_{e2} - d_{m2}}{\sin \delta_2} \quad (4.22)$$

- długość tworzącej zewnętrznej stożka podziałowego R_e :

$$R_e = R_m + 0,5 \cdot b \quad (4.23)$$

- długość tworzącej wewnętrznej stożka podziałowego R_i :

$$R_i = R_e - b \quad (4.24)$$

- moduł czołowy zewnętrzny m_{et} :

$$m_{et} = \frac{d_{e2}}{z_2} \quad (4.25)$$

- średnicę podziałową zewnętrzną zębownika d_{e1} :

$$d_{e1} = m_{et} \cdot z_1 = \frac{d_{e2}}{u} = d_{m1} + b \cdot \sin \delta_1 \quad (4.26)$$

- moduł czołowy średni m_{mt} :

$$m_{mt} = \frac{m_{mn}}{\cos \beta_m} = \frac{d_{m1}}{z_1} = \frac{d_{m2}}{z_2} = m_{et} \cdot \frac{R_m}{R_e} \quad (4.27)$$

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

$$\operatorname{tg} \alpha_{mt} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_m} \quad (4.28)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{et} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_e} \quad (4.29)$$

gdzie:

dla koła stożkowego o zębach kołowo-łukowych Gleason-Standard:

$$\sin \beta_e = \frac{2 \cdot R_m \cdot r_{c0} \cdot \sin \beta_m + R_e^2 - R_m^2}{2 \cdot R_e \cdot r_{c0}} \quad (4.30)$$

- średnice średnie głów zębów $d_{am1(2)}$:

$$d_{am1(2)} = d_{m1(2)} + 2 \cdot h_{am1(2)} \cdot \cos \delta_{1(2)} \quad (4.31)$$

gdzie:

$h_{am1(2)}$ - wysokości średnie głów zębów zębniaka, koła.

- średnice średnie stóp zębów $d_{fm1(2)}$:

$$d_{fm1(2)} = d_{m1(2)} - 2 \cdot h_{fm1(2)} \cdot \cos \delta_{1(2)} \quad (4.32)$$

gdzie:

$h_{fm1(2)}$ - wysokości średnie stóp zębów zębniaka, koła.

- średnice zewnętrzne głów zębów $d_{ae1(2)}$:

$$d_{ae1(2)} = d_{e1(2)} + 2 \cdot h_{ae1(2)} \cdot \cos \delta_{1(2)} \quad (4.33)$$

gdzie:

$h_{ae1(2)}$ - wysokości zewnętrzne głów zębów zębniaka, koła.

- średnice zewnętrzne stóp zębów $d_{fe1(2)}$:

$$d_{fe1(2)} = d_{e1(2)} - 2 \cdot h_{fe1(2)} \cdot \cos \delta_{1(2)} \quad (4.34)$$

gdzie:

$h_{fe1(2)}$ - wysokości zewnętrzne stóp zębów zębniaka, koła.

- odległości płaszczyzn średnic zewnętrznych od wierzchołka zębniaka, koła $A_{e1(2)}$:

$$A_{e1(2)} = \frac{d_{e2(1)}}{2} - h_{ae1(2)} \cdot \sin \delta_{1(2)} \quad (4.35)$$

- podziałka czołowa zewnętrzna p_{te} :

$$p_{te} = \pi \cdot m_{te} \quad (4.36)$$

- podziałka czołowa średnia p_{tm} :

$$p_{tm} = \pi \cdot m_{tm} \quad (4.37)$$

- podziałka normalna średnia p_{nm} :

$$p_{nm} = \pi \cdot m_{nm} \quad (4.38)$$

Obliczenia pozostałych parametrów kół zębatach o obniżających się w kierunku osiowym zębach i stałym luzie wierzchołkowym (I i II kształt osiowy zębów), przeprowadza się wg wzorów przedstawionych poniżej [1, 3, 5-7]:

- wysokości zewnętrzne głów zębów $h_{ae1(2)}$:

$$h_{ae1(2)} = m_{et} \cdot (h_{aP1(2)}^* + x_{he1(2)}) \quad (4.39)$$

- wysokości zewnętrzne stóp zębów $h_{fe1(2)}$:

$$h_{fe1(2)} = m_{et} \cdot (h_{aP1(2)}^* + c_P^* - x_{he1(2)}) \quad (4.40)$$

- kąty stóp zębów $\theta_{f1(2)}$:

$$\theta_{f1(2)} = \arctg \frac{h_{fe1(2)}}{R_e} \quad (4.41)$$

- warunek niepodcinania zębów zębniaka:

$$\theta_{f1} \leq \arctg \left(\frac{\sin^2 \alpha_n \cdot \tg \delta_1}{1 + \sin \beta_m \cdot \tg \delta_1 \cdot \tg \alpha_n} \right) \quad (4.42)$$

Natomiast obliczenia pozostałych parametrów kół zębatach o stałej wysokości zębów (III kształt osiowy zębów) przeprowadza się według wzorów przedstawionych poniżej [1, 3, 5-7]:

- wysokości głów zębów (średnie) $h_{am1(2)}$:

$$h_{am1(2)} = m_{mn} \cdot (h_{aP1(2)}^* + x_{hm1(2)}) = h_{ae1(2)} \quad (4.43)$$

- wysokości stóp zębów (średnie) $h_{fm1(2)}$:

$$h_{fm1(2)} = m_{mn} \cdot (h_{aP1(2)}^* + c_P^* - x_{hm1(2)}) = h_{fe1(2)} \quad (4.44)$$

Wielkości geometryczne i wymiary nominalne, takie jak: kąty stożków głów, grubości obwodowe zębów, wielkości pomiarowe zębów, czy wymiary i parametry kół zastępczych w przekroju czołowym i normalnym obliczane są według zaleceń literatury [1, 4].

4.3. Wytrzymałość powierzchni boku zęba na wgłębienie zmęczeniowe według metody B normy ISO 10300:2001

4.3.1. Wprowadzenie

Metody obliczania wytrzymałości kół stożkowych według normy ISO 10300:2001 [5] mogą być stosowane dla kół o zębach prostych, skośnych i krzywoliniowych (z wyjątkiem kół przekładni hipoidalnych) o właściwym śladzie przylegania. Dodatkowo wzory normy są ważne tylko dla takich kół stożkowych, których suma współczynników przesunięcia $\sum x = 0$ (wtedy $\alpha_{wn} = \alpha_n$) oraz zastępczy czołowy wskaźnik przyporu $\varepsilon_{v\alpha} < 2$.

Obliczenia sprawdzające przeprowadza się według kryterium wytrzymałości boku zęba na wgłębienia zmęczeniowe i wytrzymałości podstawy zęba na złamanie. Dane opisujące obciążenie i geometrię kół konieczne do przeprowadzenia obliczeń zostały dokładnie omówione w podrozdziałach 4.1 i 4.2.

4.3.2. Naprężenia stykowe

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

Naprężenie stykowe na powierzchni zęba zębnika i koła $\sigma_{H1(2)}$ oblicza się według wzoru:

$$\sigma_{H1(2)} = \sqrt{\frac{2 \cdot M_{Heq1(2)}}{d_{v1(2)}^2 \cdot I_b} \cdot K_v \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot \frac{u_v + 1}{u_v} \cdot Z_{M-B} \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot Z_{LS} \cdot Z_\beta \cdot Z_K} \quad (4.45)$$

$$\sigma_{H1(2)} \leq \sigma_{HP1(2)} \quad (4.46)$$

dla kąta osi $\Sigma = 90^\circ$ przełożenie kół zastępczych $u_v = u^2$, więc:

$$\sigma_{H1(2)} = \sqrt{\frac{2 \cdot M_{Heq1(2)}}{d_{m1(2)}^2 \cdot I_b} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \cdot K_v \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot Z_{M-B} \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot Z_{LS} \cdot Z_\beta \cdot Z_K} \quad (4.47)$$

Dopuszczalne naprężenie stykowe wyznacza się oddzielnie dla zębnika i koła $\sigma_{HP1(2)}$ (w zależności od rodzaju ich materiału):

$$\sigma_{HP1(2)} = \frac{\sigma_{Hlim1(2)} \cdot Z_{NT}}{S_{Hmin}} Z_X \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W \quad (4.48)$$

gdzie:

$\sigma_{Hlim1(2)}$ – dobiera się z tabeli 3.3

Sposób wyznaczania współczynników K_V , $K_{H\beta}$, Z_{LS} , K_{Ha} , Z_H , Z_{M-B} , Z_E , Z_β , Z_K występujących we wzorach (4.45), (4.46) i (4.48) jest dokładnie omówiony w literaturze [1, 5] oraz przedstawiony poniżej:

– K_V - współczynnik dynamiczny wyznaczany jest dla czterech zakresów:

K_V - w zakresie podkrytycznym, $N < 0,75$:

$$K_V = N \cdot K + 1 \quad (4.49)$$

$$N = \frac{n_1}{n_{E1}} \quad (4.50)$$

$$N = 4,38 \cdot 10^{-8} \cdot n_1 \cdot z_1 \cdot d_{m1} \cdot \sqrt{u^2 / (1 + u^2)} \quad (4.51)$$

gdzie:

N - bezwymiarowa prędkość odniesienia,

K - współczynnik,

n_{E1} - prędkość rezonansowa.

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

$$K = \frac{b \cdot f_{peff} \cdot c'}{F_{mt eq}} \cdot (C_{v1} + C_{v2}) + C_{v4} + 1 \quad (4.52)$$

gdzie:

f_{peff} - efektywna odchyłka podziałki przyporu,

c' - sztywność jednej pary zębów,

C_{vi} dla ($i = 1, 2, 4$) - współczynniki wpływu według tabeli 4.3.

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

$$K = \frac{b \cdot f_{peff} \cdot c'}{F_{mt eq}} \cdot (C_{v5} + C_{v6}) + C_{v7} \quad (4.53)$$

gdzie:

C_{vi} dla ($i = 5, 6, 7$) - współczynniki wpływu według tabeli 4.3.

K_V - w średnim zakresie nadrezonansowym $1,25 < N \leq 1,5$ (wyznaczany przez interpolację liniową wartości K_V dla $N = 1,25$ i wartości K_V dla $N = 1,5$):

$$K_V = K_{V(N=1,5)} + \frac{K_{V(N=1,25)} - K_{V(N=1,5)}}{0,25} \cdot (1,5 - N) \quad (4.54)$$

Wartości współczynników wpływu $C_{v1} \div C_{v7}$ [1]

Tabela 4.3

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

gdzie:

ε_{vy} - całkowity wskaźnik zazębienia.

- $K_{H\beta}$ - współczynniki nierównomiernego rozkładu obciążenia wzdłuż linii styku należy wyznaczyć w sposób doświadczalny, co w większości przypadków nie jest możliwe do zrealizowania, wtedy do wyznaczenia tego współczynnika najlepiej jest skorzystać z metody C, według której:

$$K_{H\beta} = 1,5 \cdot K_{H\beta-be} \quad \text{dla } b_e \geq 0,85 \cdot b \quad (4.55)$$

$$K_{H\beta} = \frac{1,275 \cdot K_{H\beta-be}}{b_e/b} \quad \text{dla } b_e < 0,85 \cdot b \quad (4.56)$$

gdzie:

b_e - efektywna długość śladów przylegania zębów,

$K_{H\beta-be}$ - współczynnik łożyskowania (według tabeli 4.4).

Wartości współczynnika łożyskowania $K_{H\beta-be}$ [1]

Tabela 4.4

Weryfikacja śladu kontaktu	Sposób łożyskowania		
Ślad kontaktu jest sprawdzany:	obydwa koła łożyskowane obustronnie	jedno koło łożyskowane obustronnie, drugie jednostronnie	obydwa koła łożyskowane jednostronnie
dla każdej pary kół w korpusie pod pełnym obciążeniem	1,0	1,0	1,0
dla każdej pary kół pod lekkim testowym obciążeniem	1,05	1,1	1,25
dla par kół-próbek i estymowane dla pełnego obciążenia	1,2	1,32	1,50

- Z_{LS} - współczynnik podziału obciążenia, obliczony jest dla różnych przedziałów zazębienia całkowitego $\varepsilon_{v\gamma}$ oraz doskokowego $\varepsilon_{v\beta}$:

dla $\varepsilon_{v\gamma} \leq 2$:

$$Z_{LS} = 1 \quad (4.57)$$

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

$$Z_{LS} = \left\{ 1 + 2 \cdot \left[1 - \left(\frac{2}{\varepsilon_{v\gamma}} \right)^{1,5} \right] \cdot \sqrt{1 - \frac{4}{\varepsilon_{v\gamma}^2}} \right\}^{-0,5} \quad (4.58)$$

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

$$Z_{LS} = 0,837 \quad (4.59)$$

- $K_{H\alpha}$ - współczynnik nierównomiernego rozdziału obciążenia na pary zębów obliczany jest dla zazębienia całkowitego $\varepsilon_{v\gamma}$ z przedziału:

$\varepsilon_{v\gamma} \leq 2$:

$$K_{H\alpha} = \frac{\varepsilon_{v\gamma}}{2} \cdot \left(0,9 + 0,4 \cdot \frac{c_{\gamma} \cdot (f_{pt} - y_{\alpha}) \cdot b}{F_{mt eq} \cdot K_v \cdot K_{H\beta}} \right) \quad (4.60)$$

gdzie:

$F_{mt eq}$ - siła obwodowa równoważna,

y_{α} - wielkość dotarcia,

$\varepsilon_{v\gamma} > 2$.

$$K_{H\alpha} = 0,9 + 0,4 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (\varepsilon_{v\gamma} - 1)}{\varepsilon_{v\gamma}}} \cdot \frac{c_{\gamma} \cdot (f_{pt} - y_{\alpha}) \cdot b}{F_{mt eq} \cdot K_v \cdot K_{H\beta}} \quad (4.61)$$

Podczas procesu projektowania klasa dokładności wykonania kół zębatach powinna być tak ustalona, aby dla odpowiadającej jej odchyłki podziałki przyporu f_{pt} współczynnik $K_{H\alpha}$ nie przekraczał wartości czołowego wskaźnika zazębienia kół zastępczych w przekroju normalnym ε_{van} .

- Z_H - współczynnik strefy styku:

$$Z_H = 2 \cdot \sqrt{\frac{\cos \beta_{vb}}{\sin 2 \alpha_{vt}}} \quad (4.62)$$

gdzie:

β_{vb} - kąt pochylenia zęba na walcu zasadniczym,

α_{vt} - kąt zarysu w przekroju czołowym.

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

$$Z_{M-B} = \frac{tg \alpha_{vt}}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{va1}}{d_{vb1}} \right)^2 - 1} - F_1 \cdot \frac{\pi}{Z_{v1}} \right] \cdot \left[\sqrt{\left(\frac{d_{va2}}{d_{vb2}} \right)^2 - 1} - F_2 \cdot \frac{\pi}{Z_{v2}} \right]}} \quad (4.63)$$

gdzie:

$F_{1(2)}$ - współczynniki oblicza się według tabeli 4.5,

$d_{va1(2)}$ - średnica okręgów wierzchołkowych w przekroju czołowym,

$d_{vb1(2)}$ - średnica okręgów zasadniczych w przekroju czołowym,

$Z_{v1(2)}$ - zastępcza liczba zębów w przekroju czołowym.

Współczynniki F_1 i F_2 [1]

Tabela 4.5

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

gdzie:

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

- Z_E - współczynnik materiałowy:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (4.64)$$

gdzie:

E_1, E_2 - moduły sprężystości (Younga),

ν_1, ν_2 - liczby Poissona materiałów współpracujących kół (dla kół stalowych $Z_E = 189,8 \sqrt{MPa}$).

- Z_β - współczynnik kąta pochylenia linii zęba:

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta_m} \quad (4.65)$$

- Z_K - współczynnik koła stożkowego:

$$Z_K = 0,8 \quad (4.66)$$

4.3.3. Obliczeniowy współczynnik bezpieczeństwa ze względu na naprężenia stykowe

Sprawdzenie wytrzymałości powierzchni zęba na wgłębienie zmęczeniowe (pitting) ma wykazać, że obliczone zgodnie z normą ISO 10300:2001 metodą B [5], współczynniki bezpieczeństwa dla naprężeń stykowych $S_{H1(2)}$ są większe od przyjętego minimalnego współczynnika bezpieczeństwa dla naprężeń stykowych S_{Hmin} .

$$S_{H1(2)} > S_{Hmin} \quad (4.67)$$

Współczynniki bezpieczeństwa dla naprężeń stykowych $S_{H1(2)}$ oblicza się ze wzoru:

$$S_{H1(2)} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT}}{\sigma_{H1(2)}} \cdot Z_X \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W \geq S_{Hmin} \quad (4.68)$$

Algorytm wyznaczania współczynników $Z_X, Z_L, Z_V, Z_R, Z_W, Z_{NT}$ występujących we wzorze (4.68) jest dokładnie omówiony w literaturze [1, 5] oraz przedstawiony poniżej:

- Z_X - współczynnik wielkości:

$$Z_X = 1 \quad (4.69)$$

- Z_L - współczynnik wpływu oleju Z_L :

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4 \cdot (1 - C_{ZL})}{\left(1,2 + \frac{80}{\nu_{50}}\right)^2} = C_{ZL} + \frac{4 \cdot (1 - C_{ZL})}{\left(1,2 + \frac{134}{\nu_{40}}\right)^2} \quad (4.70)$$

gdzie:

ν_{50}, ν_{40} - lepkość oleju odpowiednio w temperaturze $50^\circ C$ i $40^\circ C$

$$C_{ZL} = \frac{\sigma_{Hlim} - 850}{350} \cdot 0,08 + 0,83 \quad (4.71)$$

- Z_v - współczynnik wpływu prędkości:

$$Z_v = C_{Zv} + \frac{2 \cdot (1 - C_{Zv})}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{v_{mt}}}} \quad (4.72)$$

gdzie:

v_{mt} - prędkość obwodowa (w przekroju średnim).

$$v_{mt} = \frac{d_m \cdot n}{19098} [m/s] \quad (4.73)$$

$$C_{Zv} = 0,85 + \frac{\sigma_{Hlim} - 850}{350} \cdot 0,08 \quad (4.74)$$

- Z_R - współczynnik wpływu chropowatości:

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{z10}} \right)^{C_{ZR}} \quad (4.75)$$

gdzie:

R_{z10} - średnia względna chropowatość.

$$C_{ZR} = 0,12 + \frac{1000 - \sigma_{Hlim}}{5000} \quad (4.76)$$

- Z_W - współczynnik zgniotu jest zróżnicowany twardością powierzchni bocznej miększego koła, dla twardości:

$130 < HB < 470$:

$$Z_W = 1,2 - \frac{HB - 130}{1700} \quad (4.77)$$

$HB < 130$:

$$Z_W = 1,2 \quad (4.78)$$

$HB > 470$:

$$Z_W = 1,0 \quad (4.79)$$

- Z_{NT} - współczynnik trwałości dla zmęczenia powierzchniowego w zależności od liczby cykli obciążenia N (dla koła modelowego) przedstawiony jest w tabeli 4.6. W przypadku optymalnego smarowania, materiału, wykonania i dużego doświadczenia można przyjąć $Z_{NT} = 1$ dla $N_L = 10^{10}$ cykli.

Współczynnik trwałości Z_{NT} dla zmęczenia powierzchniowego
w zależności od liczby cykli obciążenia N_L dla koła modelowego [1]

Tabela 4.6

Materiał	Liczba cykli	Z_{NT}
Stale konstrukcyjne zwykłej jakości $R_m < 800 \text{ MPa}$, stale hartowane na wskroś, żeliwo szare, żeliwo sferoidalne (perlityczne, bainityczne, ferrytyczne), żeliwo ciągliwe czarne (perlityczne), stale do nawę- glania po nawęglaniu i utwardzaniu, stale konstruk- cyjne zwykłej jakości oraz żeliwa sferoidalne (per- lityczne, bainityczne, ferrytyczne) hartowane płomie- niowo lub indukcyjnie (dopuszczalne niewielkie ob- jawy 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
Jak wyżej ale bez objawów pittingu	$N_L = 10^5$	1,6
	$N_L = 5 \cdot 10^7$	1,0
	$N_L = 10^{10}$	0,85
Stale azotowane, hartowane, azotowane, żeliwo szare, żeliwo sferoidalne	$N_L = 10^5$	1,3
	$N_L = 2 \cdot 10^6$	1,0
	$N_L = 10^{10}$	0,85
Stale hartowane na wskroś lub powierzchniowo, cyjanowane	$N_L = 10^5$	1,1
	$N_L = 2 \cdot 10^6$	1,0
	$N_L = 10^{10}$	0,85

4.4. Wytrzymałość podstawy zęba na złamanie według metod
B1 i B2 normy ISO 10300:2001

4.4.1. Naprężenia u podstawy zęba

Naprężenia zmęczeniowe u podstawy zęba można obliczyć według
dwóch wariantów metody B, tj. B1 lub B2 (AGMA – USA), dla zębnika
i koła. Naprężenia zginające przy podstawie zęba, według metody B1
oblicza się [3, 8]:

$$\sigma_F = \frac{F_{mt\,eq}}{b \cdot m_{nm}} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_{\epsilon} \cdot Y_K \cdot Y_{LS} \cdot K_v \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP} \tag{4.80}$$

a według metody B2 ze wzoru:

$$\sigma_F = \frac{F_{mt\,eq}}{b \cdot m_{nm}} \cdot Y_P \cdot K_v \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP} \tag{4.81}$$

Napężenie dopuszczalne przy podstawie zęba wynika z zależności:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT}}{S_{Fmin}} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X \quad (4.82)$$

Metodyka wyznaczania współczynników $K_{F\beta}$, Y_ε , $K_{F\alpha}$, Y_{Fa} , Y_{Sa} , Y_K , Y_{LS} , Y_P , Y_{RrelT} , $Y_{\delta relT}$, Y_X występujących we wzorach (4.80), (4.81) i (4.82) jest dokładnie omówiona w literaturze [3, 8] oraz przedstawiona poniżej:

– $K_{F\beta}$ - współczynniki nierównomiernego rozkładu obciążenia:

$$K_{F\beta} = \frac{K_{H\beta}}{K_{FO}} \quad (4.83)$$

$$K_{FO} = 0,211 \cdot \left(\frac{r_{eo}}{R_m} \right)^q + 0,789 - \text{dla } (\beta_m \neq 0) \quad (4.84)$$

$$K_{FO} = 1 - \text{dla } (\beta_m = 0) \quad (4.85)$$

$$q = \frac{0,279}{\lg(\sin \beta_m)} \quad (4.86)$$

gdzie:

$K_{H\beta}$ - współczynnik nierównomiernego rozkładu obciążenia wzdłuż linii styku,

$$K_{FO} \in \langle 1,0 \div 1,15 \rangle ,$$

r_{eo} - promień głowicy frezowej,

R_m - długość tworzącej średniej stożka podziałowego,

B_m - kąt pochylenia linii zębów.

– Y_ε - współczynnik wskaźnika zazębienia jest zależny od poskokowego wskaźnika zazębienia $\varepsilon_{v\beta}$ i tak dla:

$$\varepsilon_{v\beta} = 0 :$$

$$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_{v\alpha}} \geq 0,625 \quad (4.87)$$

$$0 \leq \varepsilon_{v\beta} \leq 1 :$$

$$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_{v\alpha}} - \varepsilon_{v\beta} \cdot \left(\frac{0,75}{\varepsilon_{v\alpha}} - 0,375 \right) \geq 0,625 \quad (4.88)$$

$$\varepsilon_{v\beta} > 1 :$$

$$Y_\varepsilon = 0,625 \quad (4.89)$$

- $K_{F\alpha}$ - współczynnik nierównomiernego rozkładu obciążenia na pary zębów wynika z wielkości całkowitego wskaźnika zazębienia ε_{vy} , jest określony dla:

$$\varepsilon_{vy} \leq 2 :$$

$$K_{F\alpha} = \frac{\varepsilon_{vy}}{2} \cdot \left(0,9 + 0,4 \cdot \frac{c_\gamma \cdot (f_{pt} - y_\alpha) \cdot b}{F_{mteq} \cdot K_v \cdot K_{H\beta}} \right) \geq 1 \quad (4.90)$$

$$\varepsilon_{vy} > 2 :$$

$$K_{F\alpha} = 0,9 + 0,4 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (\varepsilon_{vy} - 1)}{\varepsilon_{vy}}} \cdot \frac{c_\gamma \cdot (f_{pt} - y_\alpha) \cdot b}{F_{mteq} \cdot K_v \cdot K_{H\beta}} \geq 1 \quad (4.91)$$

gdzie:

c_γ - sztywność zazębienia,

y_α - wielkość dotarcia.

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

- Y_{Fa} - współczynnik kształtu zęba Y_{Fa} :

$$Y_{Fa} = \frac{6 \cdot \frac{h_{Fa}}{m_{nm}} \cdot \cos \alpha_{Fan}}{\left(\frac{s_{Fn}}{m_{nm}} \right)^2 \cdot \cos \alpha_n} \quad (4.92)$$

gdzie:

$\frac{s_{Fn}}{m_{nm}}$ - względna długość cięciwy podstawy zęba,

$\frac{h_{Fa}}{m_{nm}}$ - względna długość ramienia momentu gnącego,

α_{Fan} - kąt działania obciążenia na wierzchołku zęba.

- Y_{Sa} - współczynnik korekcji naprężeń:

$$Y_{Sa} = (1,2 + 0,13 \cdot L_a) \cdot q_s^{\exp} \quad (4.93)$$

$$\exp = \frac{1}{1,21 + 2,3 / L_a} \quad (4.94)$$

$$L_a = \frac{s_{Fn}}{h_{Fa}} \quad (4.95)$$

$$q_s = \frac{S_{Fn}}{2 \cdot \rho_F} \quad (4.96)$$

gdzie: wzór na współczynnik korekcji naprężeń Y_{Sa} jest ważny dla $1 \leq q_s < 8$.

- Y_K - współczynnik koła stożkowego:

$$Y_K = \left(0,5 + 0,5 \cdot \frac{l'_b}{b} \right) \cdot \frac{b}{l'_b} \quad (4.97)$$

gdzie:

l'_b - rzut linii styku zębów na oś koła

$$l'_b = l_b \cdot \cos \beta_{vb} \quad (4.98)$$

- Y_{LS} - współczynnik podziału obciążenia zależy od wielkości całkowitego $\varepsilon_{v\gamma}$ oraz doskokowego $\varepsilon_{v\beta}$ wskaźnika zazębienia:

dla $\varepsilon_{v\gamma} \leq 2$:

$$Y_{LS} = 1 \quad (4.99)$$

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

$$Y_{LS} = \left\{ 1 + 2 \cdot \left[1 - \left(\frac{2}{\varepsilon_{v\gamma}} \right)^{1,5} \right] \cdot \sqrt{1 - \frac{4}{\varepsilon_{v\gamma}^2}} \right\}^{-1} \quad (4.100)$$

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

$$Y_{LS} = \frac{A_m^*}{A_t^* + A_m^* + A_r^*} \geq 0,7 \quad (4.101)$$

gdzie:

A_t^* , A_m^* , A_r^* - pola powierzchni funkcji odległości linii kontaktu f (tabela 4.7).

Odległości linii kontaktu f [1]

Tabela 4.7

Poskokowy wskaźnik zazębienia	Nr linii	Wartość współrzędnej f
$\varepsilon_{v\beta} = 0$	1	$(2 - 0,5\varepsilon_{v\alpha}) \cdot p_{et} \cdot \cos \beta_{vb}$
	2	$(1 - 0,5\varepsilon_{v\alpha}) \cdot p_{et} \cdot \cos \beta_{vb}$
	3	$-0,5 \cdot \varepsilon_{v\alpha} \cdot p_{et} \cdot \cos \beta_{vb}$

$0 < \varepsilon_{v\beta} \leq 1$	1	$\left[\left(1 - 0,5\varepsilon_{v\alpha} \right) \cdot \left(1 - \varepsilon_{v\beta} \right) + 1 \right] \cdot p_{et} \cos \beta_{vb}$
	2	$\left(1 - 0,5\varepsilon_{v\alpha} \right) \cdot \left(1 - \varepsilon_{v\beta} \right) \cdot p_{et} \cos \beta_{vb}$
	3	$\left[\left(1 - 0,5\varepsilon_{v\alpha} \right) \cdot \left(1 - \varepsilon_{v\beta} \right) + 1 \right] \cdot p_{et} \cos \beta_{vb}$
$\varepsilon_{v\beta} > 1$	1	$+p_{et} \cdot \cos \beta_{vb}$
	2	0
	3	$-p_{et} \cdot \cos \beta_{vb}$

– Y_P - łączny współczynnik geometryczny wytrzymałości koła stożkowego:

$$Y_P = \frac{Y_A}{Y_J} \cdot \frac{m_{mt} \cdot m_{mn}}{m_{et}^2} \tag{4.102}$$

gdzie:

- Y_A - współczynnik poprawkowy dla przekładni zębatych stożkowych,
- Y_f - współczynnik geometryczny wytrzymałości na zginanie,
- m_{mt} - moduł czołowy średni,
- m_{mn} - moduł normalny średni,
- m_{et} - moduł czołowy zewnętrzny.

– Y_{RelT} - współczynnik względnej chropowatości powierzchni według metody B1 dla zakresu chropowatości przy podstawie $R_z < 1 \mu m$ oraz dla zakresu $1 \mu m \leq R_z \leq 40 \mu m$ przedstawiono w tabeli 4.8:

Współczynnik względnej chropowatości powierzchni Y_{RelT} według metody B1 [1]

Tabela 4.8

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

– Y_{RelT} - współczynnik względnej chropowatości powierzchni według metody B2:

$$Y_{RelT} = 1,0 \quad \text{dla} \quad R_z \leq 16 \mu m \tag{4.103}$$

- $Y_{\delta_{rel}T}$ - współczynnik względnej wrażliwości na działanie karbu według metody B1:

$$Y_{\delta_{rel}T} = \frac{1 + \sqrt{\rho' \cdot \chi^*}}{1 + \sqrt{\rho' \cdot \chi_T^*}} \quad (4.104)$$

gdzie:

$$\chi^* = \frac{1 + 2 \cdot q_s}{5} \quad \text{dla} \quad m_{nm} \leq 5 \quad (4.105)$$

$$\chi_T^* = 1,2 \quad \text{dla} \quad q_{sT} = 2,5 \quad (4.106)$$

gdzie:

ρ' - promień karbu zastępczego według tabeli 4.9.

Promień karbu zastępczego ρ' [1]

Tabela 4.9

Lp.	Materiał i sposób utwardzania powierzchni		ρ' [mm]
1	Żeliwa szare	$R_m = 150 \text{ MPa}$	0,3124
2	Żeliwa szare, żeliwo sferoidalne ferrytyczne	$R_m = 300 \text{ MPa}$	0,3095
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	$R_e = 300 \text{ MPa}$	0,0833
5	Stale konstrukcyjne zwykłej jakości	$R_e = 400 \text{ MPa}$	0,0445
6	Stale do ulepszania cieplnego, po ulepszeniu; żeliwa sferoidalne (perlityczne, bainityczne)	$R_e = 500 \text{ MPa}$	0,0281
7	Stale do ulepszania cieplnego, po ulepszeniu; żeliwa sferoidalne (perlityczne, bainityczne)	$R_e = 600 \text{ MPa}$	0,0194
8	Stale do ulepszania cieplnego, po ulepszeniu; żeliwa sferoidalne (perlityczne, bainityczne)	$R_e = 800 \text{ MPa}$	0,0064
9	Stale do ulepszania cieplnego, po ulepszeniu; żeliwa sferoidalne (perlityczne, bainityczne)	$R_e = 1000 \text{ MPa}$	0,0014
10	Stale po nawęglaniu i hartowaniu		0,0030

- $Y_{\delta_{rel}T}$ - współczynnik względnej wrażliwości na działanie karbu wg metody B2:

$$Y_{\delta_{rel}T} = 1 \quad \text{gdy} \quad q_s \geq 1,5 \quad (4.107)$$

$$Y_{\delta_{rel}T} = 0,95 \quad \text{gdy} \quad q_s < 1,5 \quad (4.108)$$

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

- Y_X - współczynnik wielkości wyznaczony jest na podstawie tabeli 4.10:

Współczynnik wielkości $Y_X[1]$

Tabela 4.10

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 węgloazotowana	$Y_X = 1,05 - 0,01 \cdot m_{mn}$	$0,80 \leq Y_X \leq 1,0$
Żeliwo szare	$Y_X = 1,075 - 0,015 \cdot m_{mn}$	$0,70 \leq Y_X \leq 1,0$

4.4.2. Obliczeniowy współczynnik bezpieczeństwa ze względu na złamanie zęba

Obliczenia sprawdzające wytrzymałość podstawy zęba na złamanie mają wykazać, że obliczone zgodnie z ISO 10300:2001, współczynniki bezpieczeństwa dla naprężeń przy podstawie zęba $S_{F1(2)}$ są większe od przyjętego minimalnego współczynnika bezpieczeństwa S_{Fmin} [3, 8, 9].

$$S_{F1(2)} > S_{Fmin}$$

(4.109)

Współczynniki bezpieczeństwa dla naprężeń przy podstawie zęba oblicza się według wzoru:

$$S_{F1(2)} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X}{\sigma_{F1(2)}} \geq S_{Fmin}$$

(4.110)

gdzie:

S_{Fmin} - minimalny współczynnik bezpieczeństwa dla kół o zębach kołowo-łukowych - $S_{Fmin} \geq 1,3$

S_{Fmin} - minimalny współczynnik bezpieczeństwa S_{Fmin} dla kół o kącie pochylenia zębów $\beta_m \leq 5^\circ$ - $S_{Fmin} \geq 1,5$

Sposób wyznaczania współczynników Y_{ST} , Y_{NT} występujących we wzorze (4.110) jest dokładnie omówiony w literaturze [3, 8] oraz przedstawiony poniżej:

- Y_{ST} - współczynnik spiętrzenia naprężeń:

$$Y_{ST} = 2$$

(4.111)
- Y_{NT} - współczynnik trwałości oblicza się zgodnie z tabelą 4.11

Współczynnik trwałości Y_{NT} [1]

Tabela 4.11

Materiał	Liczba cykli	Y_{NT}
Stale hartowane na wskroś, żeliwo grafitowe sferoidalne (perlityczne, bainityczne, ferrytyczne), żeliwo czarne ciągliwe 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 utwardzeniu, 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, stal 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

Literatura

- [1] Drewniak J.: Komputerowo wspomagane projektowanie przekładni zębatach. Wydawnictwo ATH, Bielsko-Biała 2001.
- [2] Drewniak J.: Obliczenia projektowe kół zębatach walcowych, stożkowych i ślimakowych (oddane do druku).
- [3] Drewniak J., Danel T.: Typoszereg motoreduktorów stożkowych i walcowych z podwójnym wejściem. Ogólnopolskie Seminarium Naukowo-Techniczne „Przekładnie Mechaniczne Specjalne”, Politechnika Warszawska, 1997.
- [4] Wójcik Z.: Przekładnie stożkowe. Konstrukcja i technologia. WNT, Warszawa 1984.
- [5] ISO 10300:2001 -1, 2, 3, Calculation of load capacity of bevel gears, International Standard.
- [6] PN-80/M-88522-03, Reduktory stożkowe i hipoidalne – Dokładność wykonania – Nazwy, określenia i wartości odchyłek.
- [7] PN-88/M-88526, Reduktory stożkowe i stożkowo-walcowe ogólnego przeznaczenia – Szeregi podstawowych parametrów.
- [8] PN-92/M-88503, Przekładnie zębatach walcowe i stożkowe – Zarys odniesienia.

5. Komputerowo wspomagane projektowanie typoszeregów przekładni zębatych

5.1. Wprowadzenie

Wspomagane projektowanie typoszeregów przekładni zębatych zaproponowane w niniejszej pracy obejmuje wszystkie etapy projektowania, począwszy od określenia struktury typoszeregu, poprzez obliczenia projektujące, aż do opracowania dokumentacji konstrukcyjnej. Ponadto wspomaganie obejmuje:

- tworzenie i korzystanie z baz danych,
- symulacje komputerowe,
- zapis dokumentacji konstrukcyjnej,
- archiwizację dokumentacji.

Na podstawie algorytmów przedstawionych w rozdziałach 3 i 4 powstały pakiety programów inżynierskich do obliczeń przekładni walcowych (podrozdział 5.4) oraz stożkowych (podrozdział 5.3) [1, 2]. Pakiety te zostały opracowane przy użyciu obiektowego języka Python [7, 8, 19, 20]. Zastosowanie techniki modułowej pociąga za sobą łatwiejsze modyfikowanie i testowanie programu oraz sprawdzanie poprawności obliczeń.

Pakiety programów (zarówno do obliczeń przekładni walcowych, jak i stożkowych) składają się z trzech modułów: projektowania wstępnego, obliczeń geometrycznych oraz sprawdzających obliczeń wytrzymałościowych [1-3, 5, 15-17].

Na każdym etapie obliczeń istnieje sprzężenie zwrotne, które pozwala konstruktorowi na korygowanie wyników.

5.2. Algorytm doboru wielkości podstawowej z typoszeregu

Konstruktor, rozpoczynając projektowanie wielkości podstawowej z typoszeregu przekładni zębatych, dysponuje najczęściej ograniczoną liczbą danych, tj. nominalnym momentem na wyjściu przekładni M_{wyj} i prędkością obrotową wałka wejściowego (prędkość obrotowa silnika) n_{wej} oraz wyjściowego n_{wyj} , współczynnikiem zastosowania K_A , kierunkiem osi wału wejściowego i wyjściowego (równoległy – przekładnie walcowe, a pod kątem – przekładnie stożkowo-walcowe) oraz wymiarami gabarytowymi [4].

Posiadając te dane konstruktor ma do wykonania (rys. 5.1):

- wyznaczenie przełożenia całkowitego przekładni podstawowej typoszerogu u_c :

$$u_c = \frac{n_{sil}}{n_{wyj}} \quad (5.1)$$

- określenie liczby stopni przekładni n :

$$n \geq \frac{\lg u_c}{\lg 4,5} \quad (5.2)$$

- kojarzenie przełożeń na poszczególnych stopniach u_k :

$$(u_1, u_2, \dots, u_n) \quad u_c = u_1, u_2, \dots, u_n \quad (5.3)$$

gdzie:

$u_{max} = 5,6$ - stopień walcowy,

$u_{max} = 5$ - stopień stożkowy.

- obliczenie momentów wejściowych na poszczególnych stopniach $M_{(2x-1)}$:

$$M_{(2x-1)} = \frac{M_{wyj}}{\prod_{k=x}^n u_k} \quad (5.4)$$

gdzie:

x – numer kolejnego stopnia przekładni.

- obliczenie momentów wyjściowych na poszczególnych stopniach $M_{(2x)}$:

$$M_{(2x)} = M_{(2x-1)} \cdot u_x \quad (5.5)$$

- obliczenie liczby obrotów wejściowych na poszczególnych stopniach: $n_{(2x-1)}$:

$$n_{(2x-1)} = \frac{n_{sil}}{\prod_{k=1}^{x-1} u_k} \quad (5.6)$$

gdzie:

$n_1 = n_{sil}$.

- obliczenie obrotów wyjściowych na poszczególnych stopniach $n_{(2x)}$:

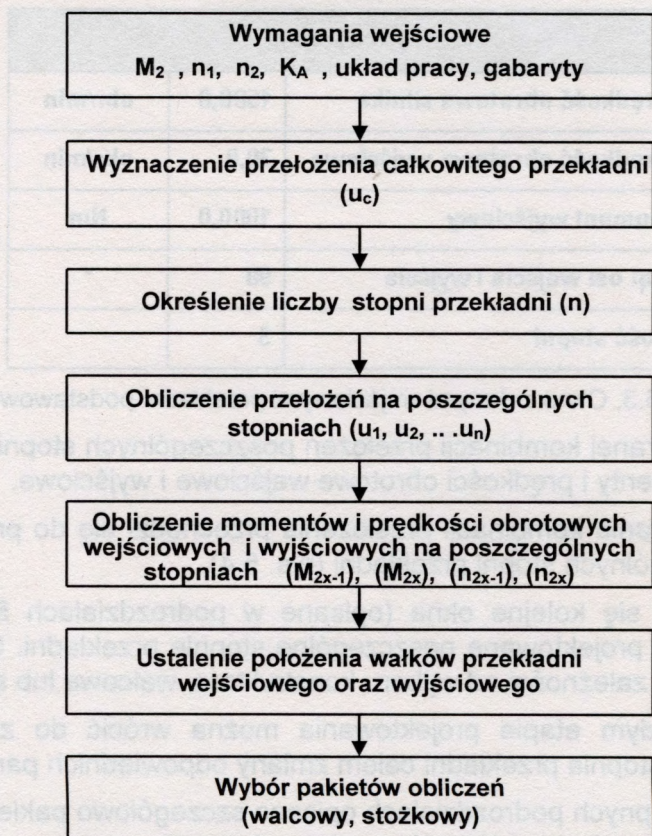
$$n_{(2x)} = \frac{n_{(2x-1)}}{u_x} \quad (5.7)$$

- tworzenie bazy danych wyników struktury typowości:

$$u_1; u_2; \dots; u_n; M_{(2x-1)}; M_{(2x)}; n_{(2x-1)}; n_{(2x)}$$

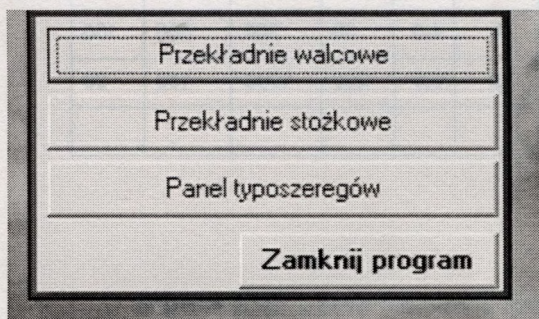
- ustalenie położenia wałków wejściowego oraz wyjściowego przekładni,

- przeprowadzenie obliczeń geometrycznych i sprawdzających rozpa-trywanych modułów, np. walcowych czy stożkowych przedstawio-nych w rozdziałach 3 oraz 4 [4, 5, 15-17].



Rys.5.1. Algorytm doboru modułowej przekładni zębatej

W celu dokonania doboru wielkości podstawowej z typoszeregu przekładni zębatach, konstruktor uruchamia pakiet oprogramowania, składający się z modułów obliczeniowych (opisanych w dalszych podrozdziałach) oraz panel typoszeregów (rysunek 5.2).



Rys.5.2. Menu główne pakietu

Po uruchomieniu panelu typoszeregów, dla przyjętych danych następuje wyszukiwanie kombinacji przełożeń odpowiadających uprzednio podanym danym wejściowym (rys. 5.3).

Typoszeregi		
Prędkość obrotowa silnika	1500,0	obr/min
Prędkość obrotowa wyjściowa	30,0	obr/min
Moment wyjściowy	1000,0	Nm
Kąt osi wejścia i wyjścia	90	°
Ilość stopni	3	

Rys.5.3. Okno z danymi wejściowymi przekładni podstawowej

Dla wybranej kombinacji przełożeń poszczególnych stopni, program wylicza momenty i prędkości obrotowe wejściowe i wyjściowe.

Po wybraniu kombinacji przełożenia przechodzi się do projektowania poszczególnych stopni przekładni (rys. 5.4).

Pojawią się kolejne okna (opisane w podrozdziałach 5.3 i 5.4), w których są projektowane poszczególne stopnie przekładni. Stopnie te mogą być, w zależności od wyboru konstruktora, walcowe lub stożkowe.

Na każdym etapie projektowania można wrócić do zaprojektowanego już stopnia przekładni celem zmiany odpowiednich parametrów.

W następnych podrozdziałach opisano szczegółowo pakiety programów do obliczania par kół stożkowych i walcowych.

Nr przełożenia	I	II	III
NO	3,15	4,0	4,0
NO	2,8	4,0	4,5
NO	2,8	3,55	5,0
OK.	2,5	4,0	5,0
NO	2,24	4,5	5,0
NO	2,0	5,0	5,0

Nr przeł.	u	M_{wg}	$M_{wg'}$	n_{wg}	$n_{wg'}$
I	2,5	20	50	1500	600
II	4,0	50	200	600	150
III	5,0	200	1000	150	30

Rys.5.4. Wybór kombinacji przełożeń wraz z parametrami

5.3. Pakiet programów do obliczeń kół stożkowych

Algorytm projektowania kół zębatych stożkowych składa się z trzech modułów [1, 2, 4]:

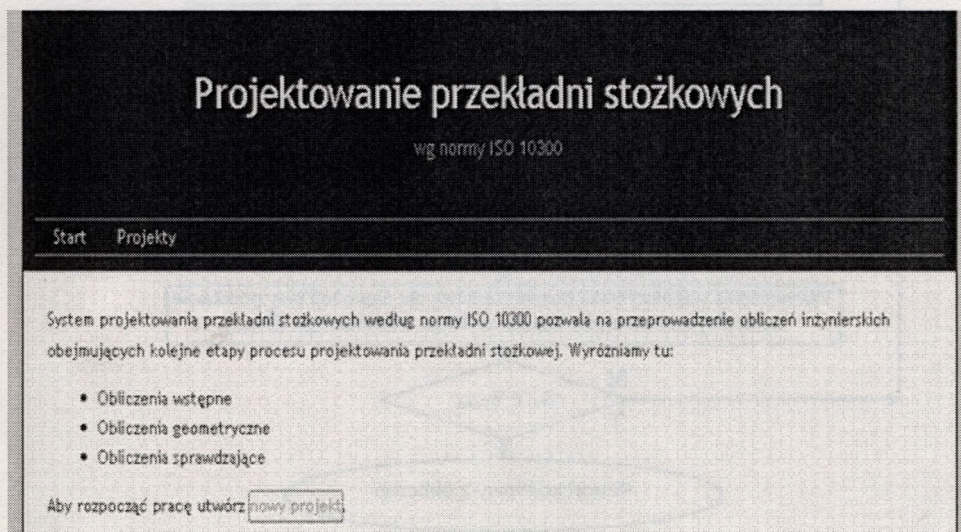
- obliczeń projektujących wstępnych,
- obliczeń geometrycznych uzębienia i zazębienia,
- obliczeń projektujących sprawdzających wytrzymałość zębów na naciski powierzchni bocznych oraz podstawy zębów na złamanie według ISO 10300:2001 [5] (rys. 5.6).

Okno to (rys. 5.5) zawiera krótką informację o możliwościach pakietu. Konstruktor na tym etapie może rozpocząć nowe obliczenia lub modyfikować już istniejące. W pierwszym przypadku, w okienku „nazwa projektu”, wpisuje się nową nazwę oraz wprowadza ją do bazy danych poprzez dodanie. Gdy chce pracować na istniejących już projektach, to wybiera opcję „Projekt”.

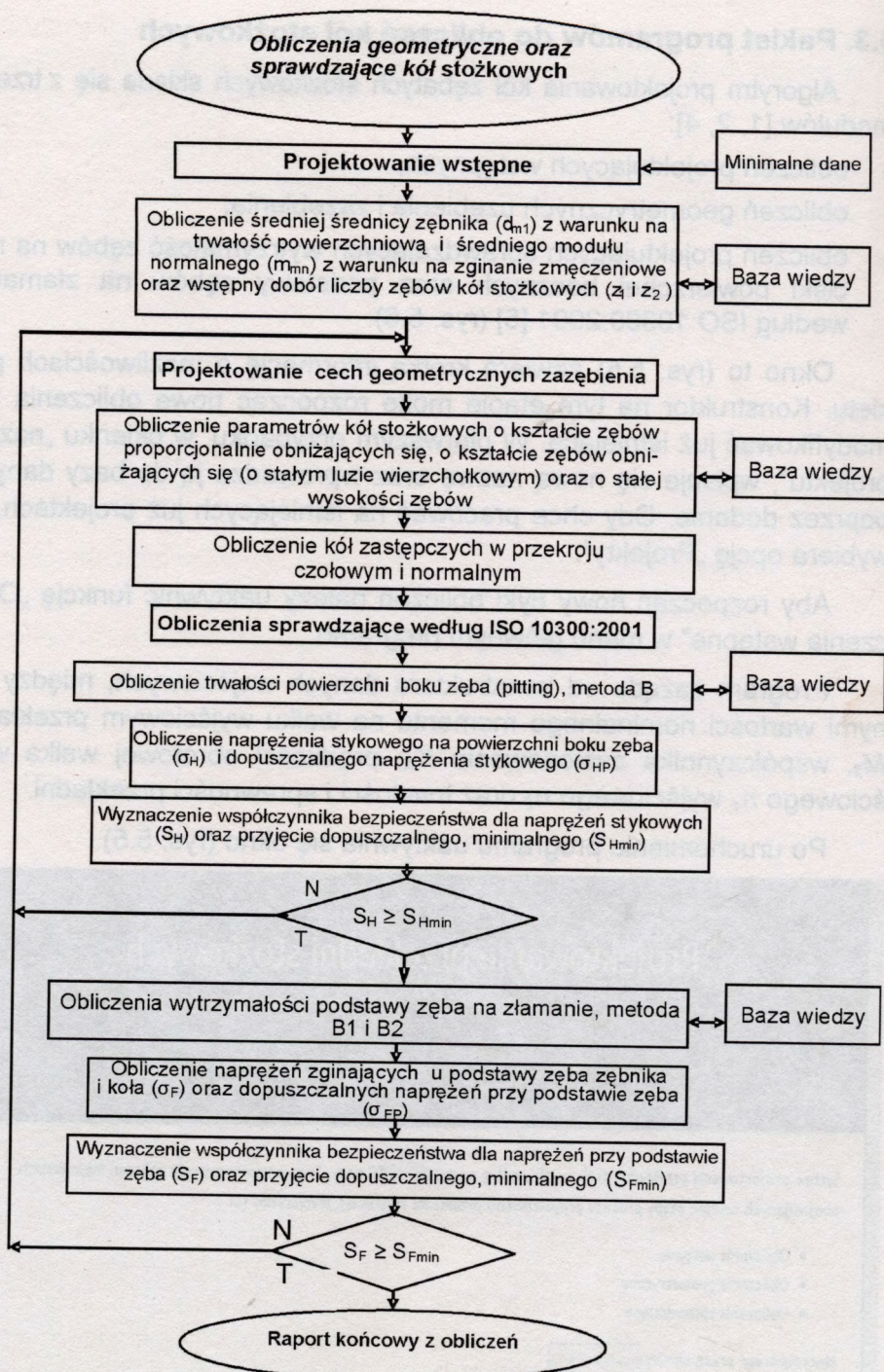
Aby rozpocząć nowy cykl obliczeń należy uaktywnić funkcję „Obliczenia wstępne” w menu głównym programu.

Program zażąda od konstruktora danych wejściowych, między innymi wartości nominalnego momentu na wałku wyjściowym przekładni M_2 , współczynnika zastosowania K_A , prędkości obrotowej wałka wejściowego n_1 , wyjściowego n_2 oraz trwałości i sprawności przekładni.

Po uruchomieniu programu uaktywnia się okno (rys. 5.5).



Rys.5.5. Okno menu głównego obliczeń przekładni stożkowych



Rys.5.6. Schemat blokowy obliczeń kół stożkowych

W celu określenia wartości współczynnika K_A wygodnie jest skorzystać z tabeli z podpowiedziami naciskając przycisk **Tab** po prawej stronie okna z danymi (rys. 5.7).

Tak samo korzysta się z tabel (rozdział 4), przy wprowadzaniu innych parametrów. Dalsze dane dobiera konstruktor w zależności od zastosowania przekładni.

Naciskając przycisk „Przelicz” zostają dokonane obliczenia etapu projektowania wstępnego.

OBLICZENIA WSTĘPNE - DANE WEJŚCIOWE

M2 [Nm]	Nominalny moment na wałku wyjściowym	50,0
n1 [obr/min]	Prędkość obrotowa wałka wejściowego (silnika)	1500,0
n2 [obr/min]	Prędkość obrotowa wałka wyjściowego	600,0
K _A	Współczynnik zastosowania	1,1 Tab
L _h [h]	Trwałość godzinowa przekładni	45000
η	Przewidywana sprawność projektowanej przekładni	0,98
β _m [°]	Kąt linii zębów środka wieńca zębatego	35
Σ [°]	Kąt osi - najczęściej równy 90 °	90
Z _{NT}	Współczynnik trwałości	1 Tab
Y _{NT}	Współczynnik trwałości	1 Tab
Z _E [√MPa]	Współczynnik materiałowy (dla kół stalowych = 189,8)	189,8
σ _{H lim} [MPa]	Dopuszczalne naprężenie stykowe	1100,0 Tab
σ _{F lim} [MPa]	Dopuszczalne naprężenie gnące	400,0 Tab
S _{H min}	Minimalny współ. bezpiecz. dla naprężeń stykowych (1.1)	1,1
S _{F min}	Minimalny współ. bezpiecz. dla naprężeń gnących (1.25)	1,25
W tym projekcie zostały już wprowadzone dane. Możesz je zmodyfikować		
Przelicz		

Rys. 5.7. Dane wejściowe do projektowania wstępnego

Wynikiem działania tej części algorytmu są dane wejściowe do następnego modułu obliczającego cechy geometryczne uzębienia i zazębienia (rys. 5.8). Dane te to średnica średnia zębownika d_{m1} , moduł normalny średni m_{mn} , liczba zębów zębownika z_1 oraz liczba zębów koła z_2 .

Obliczony moduł normalny średni m_{mn} należy zmodyfikować zgodnie z PN-ISO 54:2001 (tabela 2.4), [18].

WYNIKI ZE WSTĘPNYCH OBLICZEŃ PROJEKTUJĄCYCH

[Drukuj](#)

Nazwa parametru	Oznaczenie	Jedn.	Wartość
Moment na wale wejściowym	M_1	Nm	20,408
Moment na wale wyjściowym	M_2	Nm	50,000
Liczba zębów zębnika	z_1		10
Liczba zębów koła	z_2		25
Średnia średnica podziałowa zębnika	d_{m1}	mm	18,244
Średnica podziałowa zewnętrzna koła	d_{e2}	mm	59,163
Średni moduł normalny	m_{mn}	mm	1,607
Długość tworzącej średniej stożka podział	R_m	mm	24,562
Liczba cykli	N_L		$4 \cdot 10^9$
Moc przenoszona przez przekładnię	P	kW	3,205
Odchyłka względna przełożenia	δ_{eu}		0,0
Kąt stożka podziałowego zębnika	δ_1	[°]	21,801

Rys.5.8. Okno z wynikami projektowania wstępnego

W programie zaimplementowano algorytm, którego zadaniem jest przeszukanie tablicy modułów w celu znalezienia najbliższego wyższego modułu od wyliczonego. Wartość ta jest nazwana modulem sugerowanym. Ostateczna decyzja o wartości modułu zależy od użytkownika.

Po zaakceptowaniu wyników z etapu projektowania wstępnego konstruktor przechodzi do etapu obliczeń cech geometrycznych uzębienia i zazębienia, wprowadzając wcześniej dane uzupełniające (rys. 5.9).

Obliczenia cech geometrycznych uzębienia i zazębienia mogą być realizowane dla par kół o osiowych kształtach zębów proporcjonalnie obniżających się, obniżających się (czyli o stałym luzie wierzchołkowym) oraz o stałej wysokości zębów [4].

W czasie obliczania geometrii kół stożkowych należy dobrać wartości współczynników modyfikacji grubości zębów x_{sm1} i x_{sm2} oraz współczynników przesunięcia zarysu x_{hm1} i x_{hm2} z tablic [Tab](#) w zależności od wartości przełożenia u [4]. Program wstępnie podpowiada użytkownikowi tę poszukiwaną wartość, jednakże ostateczna decyzja co do wyboru wartości należy do użytkownika. Po uzupełnieniu danych wejściowych oraz wybraniu opcji „Przelicz” następuje wygenerowanie wyników obliczeń geometrii uzębienia i zazębienia (rys. 5.10).

DANE WEJŚCIOWE DO OBLICZANIA GEOMETRII UZĘBIENIA I ZAZĘBIENIA				
zeby	Rodzaj zębów	Kółowo-Lukowe		
rkz	Kształt zęba	Obniż. się o stałym luzie wierzch.		
z_1	Liczba zębów zębnika	13	Tab	
z_2	Liczba zębów koła	33	Tab	
m_{mn} [mm]	Średni moduł normalny	2,0	Tab	
d_{m1} [mm]	Średnia średnica zębnika	18,244		
d_{e2} [mm]	Średnica podziałowa zewnętrzna koła	63,000	Tab	
α_n [°]	Kąt przyporu	20		
r_{co} [mm]	Promień narzędzia	50,0	Tab	
x_{am1}	Współczynnik modyfikacji grubości zęba zębnika	0,039	Tab	
x_{hm1}	Współczynnik przesunięcia zarysu zębnika	0,323	Tab	
x_{he1}	Współczynnik przesunięcia zarysu zębnika	0,360	Tab	
h_{ap1}	Współ. wysok. głowy zarysu tworząc. odnie. zębnika (0,8-1)	1,0		
h_{ap2}	Współ. wysok. głowy zarysu tworząc. odnie. koła (0,8-1)	1,0		
C_p	Współczynnik luzu wierzchołkowego (0,2)	0,20		
j_n	Luz obwodowy normalny	0,062	Tab	
W tym projekcie zostały już wprowadzone dane. Możesz je zmodyfikować				
Przelicz				

Rys.5.9. Dane uzupełniające do obliczeń geometrycznych

WYNIKI Z OBLICZEŃ GEOMETRII UZĘBIENIA I ZAZĘBIENIA Drukuj				
Nazwa parametru	Oznaczenie	Jedn.	Zębnik	Koło
Liczba zębów	z_1, z_2		13	33
Średnica podziałowa zewnętrzna	d_{e1}, d_{e2}	mm	37,238	94,527
Średnice średnie głów zębów	d_{am1}, d_{am2}	mm	37,852	81,619
Średnice średnie stóp zębów	d_{fm1}, d_{fm2}	mm	28,015	77,743
Średnice zewnętrzne głów zębów	d_{ae1}, d_{ae2}	mm	44,594	95,829
Średnice zewnętrz. stóp zębów	d_{fe1}, d_{fe2}	mm	32,867	91,210
Średnica podziałowa średnia	d_{m1}, d_{m2}	mm	31,740	80,571
Wysok. zewnętrzne głów zębów	h_{e1}, h_{e2}	mm	3,953	1,776
Wysok. zewnętrzne stóp zębów	h_{fe1}, h_{fe2}	mm	2,349	4,526
Kąt stożka podziałowego	δ_1, δ_2	[°]	21,501	68,499
Kąty stóp zębów	θ_{f1}, θ_{f2}	[°]	2,647	5,091
Kąty głów zębów	θ_{a1}, θ_{a2}	[°]	5,091	5,091
Kąty stożków głów	δ_{a1}, δ_{a2}	[°]	26,593	26,593
Odł. płasz. średnic zewn. od wierzch.	A_{e1}, A_{e2}	mm	45,815	16,967
Szerokość wieńca zębatego	b	mm		15
Przełożenie nominalne	u_n			2,5
Położenie rzeczywiste	u_{rz}			2,538
Moduł normalny średni	m_{mn}	mm		2,0
Odchyłka względna przełożenia	δ_{eu}			0,038

Rys.5.10. Wyniki z obliczeń geometrii uzębienia i zazębienia

Po zakończeniu obliczeń geometrii uzębienia i zazębienia program dokonuje jeszcze obliczeń geometrii kół zastępczych w przekroju czołowym oraz geometrii kół zastępczych w przekroju normalnym.

Uzyskane w powyższych etapach obliczeniowych wartości geometryczne należy sprawdzić zgodnie z metodami zawartymi w normie ISO 10300:2001 [5].

Są to w pakiecie programów trzy moduły:

- obliczenia trwałości powierzchni (pittingu) – metoda B,
- obliczenia wytrzymałości podstawy zęba na złamanie – metoda B1,
- obliczenia wytrzymałości podstawy zęba na złamanie – metoda B2 (AGMA).

Etap sprawdzania wytrzymałości zębów kół zębatych należy poprzedzić wprowadzeniem danych wejściowych uzupełniających (rys. 5.11). Na tym etapie konstruktor wybiera materiał kół, rodzaj obróbki, oleje chłodzące, dokładność wykonania kół oraz ustala podstawowe parametry narzędzia (freza).

Trwałość powierzchni boku zęba na zmęczenie (*ang. pitting*) sprawdza się według metody B.

W obliczeniach projektujących wstępnych (podrozdział 3.2) obliczono średnicę średnią zębownika d_{m1} z warunku wytrzymałości powierzchni boku zęba. Przyjęte tam współczynniki były oszacowane wstępnie i orientacyjnie. Metoda B podaje formuły, według których oblicza się kolejne współczynniki: Z_{M-B} , Z_H , Z_E , Z_{LS} , Z_β , Z_K , Z_X , Z_L , Z_R , Z_V , Z_W , K_V , $K_{F\beta}$, K_{Fa} na podstawie danych uzyskanych w etapie obliczeń geometrii uzębienia. Następnie wylicza się faktyczne naprężenia stykowe $\sigma_{H1(2)}$ oraz dopuszczalne naprężenia stykowe σ_{HP} (podrozdział 4.3). Porównanie tych dwóch wartości sugeruje, czy założone współczynniki były oszacowane prawidłowo (rys. 5.12). W przypadku, gdy naprężenia stykowe $\sigma_{H1(2)}$ są większe od naprężeń dopuszczalnych σ_{HP} , to należy powrócić do obliczeń projektujących wstępnych.

Praktycznie o konieczności powtórzenia obliczeń wstępnych decydują wartości otrzymanych współczynników bezpieczeństwa $S_{H1(2)}$, gdyż powinny być one większe od przyjętego nominalnego współczynnika bezpieczeństwa S_{Hmin} .

$$S_{H1(2)} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT}}{\sigma_{H1(2)}} \cdot Z_X \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W \geq S_{Hmin} \quad (5.8)$$

material	Material	Stal hartowana powierzchniowo lub azotowana
obrobka	Rodzaj obróbki	Obwiedniowa
V ₄₀ [°]	Lepkość oleju w temperaturze 40 st. Celsjusza	150,000
f _{pt1} [mm]	Odchyłka podziałki przyporu zębника	7,500 Tab
f _{pt2} [mm]	Odchyłka podziałki przyporu koła	8,500 Tab
ρ _{a01} [mm]	Promień ostrza narzędzia zębника - najczęściej (0,2 0,4)*m _{mn}	0,900
ρ _{a02} [mm]	Promień ostrza narzędzia koła - najczęściej (0,2 0,4)*m _{mn}	0,900
S _{pr1} [mm]	Wartość protuberancji zębника	0,000
S _{pr2} [mm]	Wartość protuberancji koła	0,000
R _{z1} [μm]	Wys. chropowatości powierzchni bocznej zębów dla zębника	4,800
R _{z2} [μm]	Wys. chropowatości powierzchni bocznej zębów dla koła	4,800
HB [HB]	Twardość powierzchni bocznej zębów dla koła	720,000 Tab
b _e [mm]	Efektywna długość śladów przylegania zębów	22,000
K _{HB-be}	Współczynnik łożyskowania	1,100 Tab
E [MPa]	Modul sprężystości Younga - innego niż stalowego	206918,000 Tab
ν	Liczby Poissona materiałów innych niż stalowe	0,300 Tab
ρ' [mm]	Promień karbu zastępczego	0,100 Tab
Przelicz	W tym projekcie zostały już wprowadzone dane. Możesz je zmodyfikować	

Rys.5.11. Dane uzupełniające do obliczeń sprawdzających

WYNIKI Z OBLICZEN SPRAWDZAJĄCYCH - METODA B Drukuj

Nazwa parametru	Ozna.	Jedn.	Wartość
Napężenia stykowe na powierzchni boku zęba zębника	σ_H	MPa	687,563
Dop. napężenia stykowe na powierzchni zęba zębника	σ_{HP}	MPa	949,410
Współ. bezpieczeństwa dla naprężeń stykowych zębника	S_H		1,519
Napężenia stykowe na powierzchni boku zęba koła	σ_H	MPa	545,218
Dop. napężenia stykowe na powierzchni zęba koła	σ_{HP}	MPa	949,770
Współ. bezpieczeństwa dla naprężeń stykowych koła	S_H		1,742
Minim. współ. bezpieczeństwa dla naprężeń stykowych	S_{Hmin}		1.100

Warunek bezpieczeństwa $S_H \geq S_{Hmin}$

Nazwa parametru	Ozna.	Zębник	Koło
Współ. nierówn. rozkładu obciążenia na pary zębów	$K_{H\alpha}$	1.000	1.000
Współ. nierówn. rozkładu obciąż. wzdłuż linii styku	$K_{H\beta}$	1.650	1.650
Współczynnik dynamiczny	K_v	1.017	1.019
Współczynnik materiałowy	Z_E	189.800	189.800
Współczynnik strefy styku	Z_H	2.131	2.131
Współczynnik koła stożkowego	Z_k	0.800	0.800
Współczynnik wpływu oleju	Z_L	1.028	1.028
Współczynnik środka strefy styku	Z_{M-B}	0.927	0.927
Współczynnik podziału obciążenia	Z_{Ls}	0.885	0.885
Współczynnik wpływu chropowatości	Z_R	0.965	0.965

Rys.5.12. Wyniki obliczeń sprawdzających kół stożkowych według metody B

Ostatnim etapem obliczeń jest sprawdzenie wytrzymałości podstawy zęba na złamanie. Danymi wejściowymi są, podobnie jak poprzednio wymiary geometryczne uzyskane w obliczeniach geometrii uzębienia. Konstruktor ma do dyspozycji w normie ISO 10300:2001 metodę B1 i metodę B2 (według AGMA – USA). W każdej z tych metod inaczej oblicza się naprężenia zginające przy podstawie zęba $\sigma_{F1(2)}$.

I tak według metody B1 korzysta się ze wzoru (5.9):

$$\sigma_{F1(2)} = \frac{F_{mteq1(2)}}{b_{1(2)} \cdot m_{mn}} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot Y_K \cdot Y_{LS} \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP1(2)} \quad (5.9)$$

a według metody B2 ze wzoru (5.10):

$$\sigma_{F1(2)} = \frac{F_{mteq1(2)}}{b_{1(2)} \cdot m_{mn}} \cdot Y_P \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP1(2)} \quad (5.10)$$

Algorytm oparty na metodzie B2 jest podobny do algorytmu metody B1. W metodzie B1 oblicza się współczynniki Y_{Fa} , Y_{Sa} , Y_{ε} , Y_K , Y_{LS} , K_V , $K_{F\beta}$, $K_{F\alpha}$ (rys. 5.13).

WYNIKI Z OBLICZEŃ SPRAWDZAJĄCYCH - METODA B1 Drukuj

Nazwa parametru	Ozna.	Jedn.	Wartość
Naprężenia zginające przy podstawie zęba zębika	σ_F	MPa	478,914
Dop. naprężenia na złamanie przy podstawie zęba zębika	σ_{FP}	MPa	881,680
Współ. bezpiecz. dla naprężeń przy podstawie zęba zębika	S_F		1,841
Naprężenia zginające przy podstawie zęba koła	σ_F	MPa	491,735
Dop. naprężenia na złamanie przy podstawie zęba koła	σ_{FP}	MPa	881,680
Współ. bezp. dla naprężeń przy podstawie zęba koła	S_F		1,793
Minimalny współ. bezpieczeństwa dla naprężeń gnących	S_{Fmin}		1.250

Warunek bezpieczeństwa $S_F \geq S_{Fmin}$

Nazwa parametru	Oznac.	Zębnik	Koło
Współ. nierównom. rozdziału obciążenia na pary zębów	K_{Fa}	1.258	1.305
Współ. nierównom. rozkładu obciążenia wzdłuż linii styku	$K_{F\beta}$	1.650	1.650
Współczynnik dynamiczny	K_V	1.017	1.019
Współczynnik kształtu zęba	Y_{Fa}	2.454	2.357
Współczynnik korekcji naprężeń	Y_{Sa}	1.657	1.678
Współczynnik koła stożkowego	Y_K	1.399	1.399
Współczynnik podziału obciążenia	Y_{LS}	0.783	0.783
Współczynnik względnej chropowatości powierzchni	Y_{Rrelt}	1.070	1.070
Współczynnik trwałości	Y_{NT}	1.000	1.000
Współczynnik spiętrzenia naprężeń	Y_{ST}	2.000	2.000
Współczynnik wielkości	Y_X	1.030	1.030

Rys.5.13. Wyniki obliczeń sprawdzających kół stożkowych według metody B1

W metodzie B2 (rys. 5.14) oblicza się tylko jeden łączny współczynnik geometryczny wytrzymałości koła stożkowego Y_P , gdyż pozostałe współczynniki K_V , $K_{F\beta}$, K_{Fa} oblicza się według metody B1.

Mając obliczone te współczynniki w dalszej kolejności wyznacza się naprężenia zginające przy podstawie zęba zębника i koła $\sigma_{F1(2)}$ oraz dopuszczalne naprężenia na złamanie przy podstawie zęba $\sigma_{FP1(2)}$. Porównanie tych dwóch wartości obrazuje, czy moduł normalny średni został dobrany prawidłowo w etapie obliczeń wstępnych (rys. 5.13 i 5.14).

Podobnie, jak w przypadku obliczeń sprawdzających na wytrzymałość stykową boku zęba, gdy współczynniki bezpieczeństwa ze względu na wytrzymałość podstawy zęba $S_{F1(2)}$ są mniejsze od przyjętego minimalnego współczynnika bezpieczeństwa S_{Fmin} , należy powtórzyć obliczenia wstępne. Współczynniki bezpieczeństwa ze względu na wytrzymałość podstawy zęba $S_{F1(2)}$ obliczane są ze wzoru:

$$S_{F1(2)} = \frac{\sigma_{F\lim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\sigma relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X}{\sigma_{F1(2)}} \geq S_{Fmin}$$

(5.11)

WYNIKI Z OBLICZEŃ SPRAWDZAJĄCYCH - METODA B2 Drukuj

Nazwa parametru	Oznacz.	Jedn.	Wartość
Naprężenia zginające przy podstawie zęba zębника	σ_{F1}	MPa	444,924
Dop. naprężenia na złamanie przy podstawie zęba zębника	σ_{FP}	MPa	824.000
Współ. bezp. dla naprężeń przy podstawie zęba zębника	S_{F1}		1.852
Naprężenia zginające przy podstawie zęba koła	σ_{F2}	MPa	280.048
Dop. naprężenia na złamanie przy podstawie zęba koła	σ_{FP}	MPa	459.564
Współ. bezp. dla naprężeń przy podstawie zęba koła	S_{F2}		1.793
Minimalny współ. bezpieczeństwa dla naprężeń gnących	S_{Fmin}		1.250

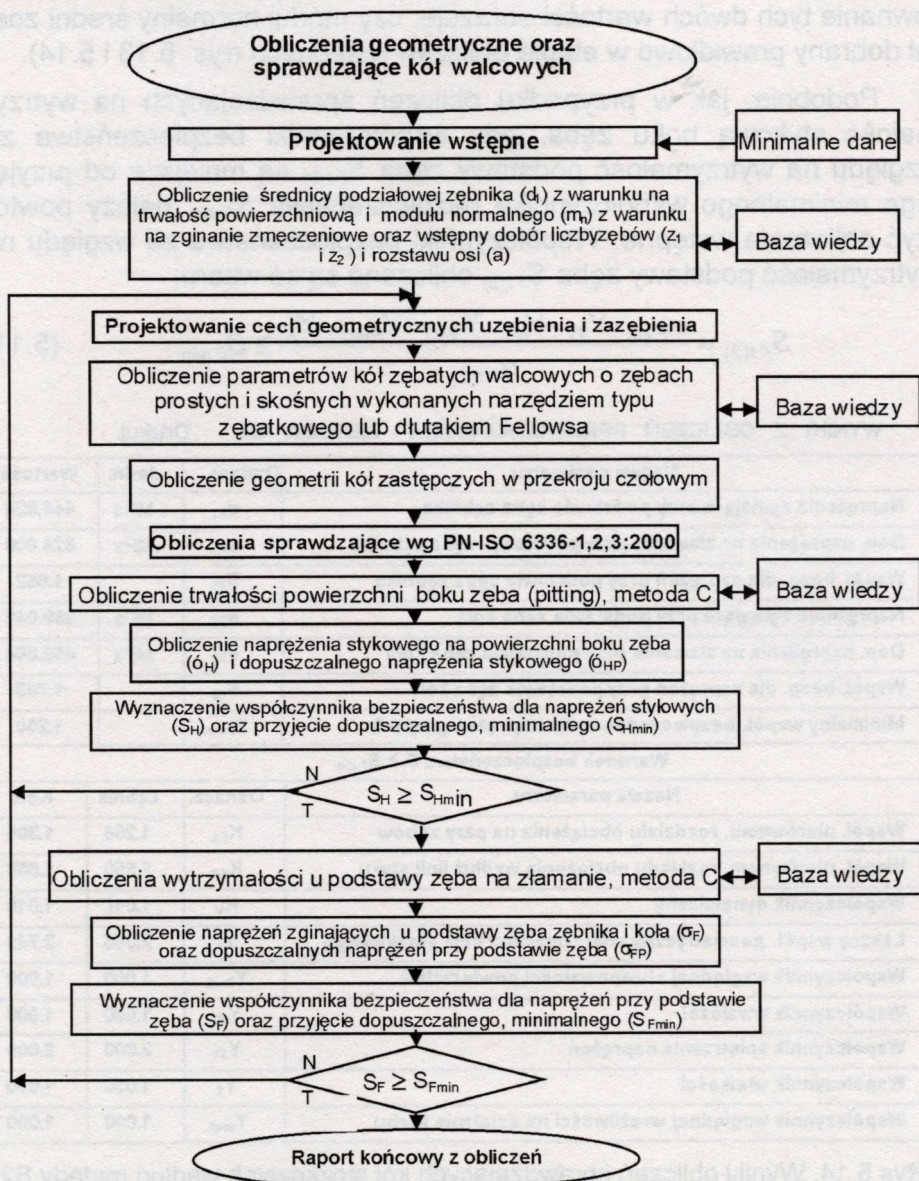
Warunek bezpieczeństwa $S_F \geq S_{Fmin}$

Nazwa parametru	Oznacz.	Zębnik	Koło
Współ. nierównom. rozdziału obciążenia na pary zębów	K_{Fa}	1.258	1.305
Współ. nierównom. rozkładu obciążenia wzdłuż linii styku	$K_{F\beta}$	1.650	1.650
Współczynnik dynamiczny	K_V	1.017	1.019
Łączny współ. geometryczny wytrzymałości koła stożkowego	Y_P	2.365	2.742
Współczynnik względnej chropowatości powierzchni	Y_{RrelT}	1.000	1.000
Współczynnik trwałości	Y_{NT}	1.000	1.000
Współczynnik spiętrzenia naprężeń	Y_{ST}	2.000	2.000
Współczynnik wielkości	Y_X	1.030	1.030
Współczynnik względnej wrażliwości na działanie karbu	$Y_{\sigma relT}$	1.000	1.000

Rys.5.14. Wyniki obliczeń sprawdzających kół stożkowych według metody B2

5.4. Pakiet programów do obliczeń kół walcowych

Algorytm programu obliczania kół zębatach walcowych, tak jak w przypadku kół stożkowych, składa się z trzech modułów obliczeń, tj. projektujących wstępnych, geometrycznych uzębienia i zazębienia oraz sprawdzających wytrzymałość kół według PN-ISO 6336-1,2:2000, PN-ISO 6336-3:2001 (rys. 5.15).

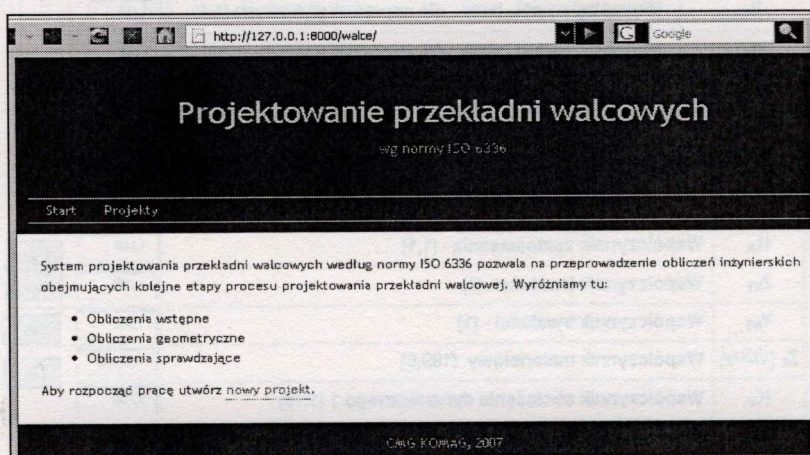


Rys.5.15. Schemat blokowy obliczeń kół walcowych

Po uruchomieniu programu na ekranie monitora pojawia się menu umożliwiające wybór modułu obliczeniowego (rys. 5.16). Okno to zawiera krótką informację o możliwościach pakietu. Obliczenia można prowadzić dla nowych danych wejściowych (nowy projekt) lub modyfikować obliczenia już wykonane (Projekty).

Dla nowego projektu obliczenia są przeprowadzone w całym cyklu, tj. jako wstępne, geometryczne oraz sprawdzające. Dane i wyniki są przekazywane pomiędzy tymi modułami. Natomiast modyfikacja obliczonego już projektu może dotyczyć tylko jednego modułu.

Aby rozpocząć nowy cykl obliczeń należy wybrać moduł – „Obliczenia wstępne” w menu głównym programu (rys. 5.16). Moduł ten składa się z następujących funkcji – „Dane wejściowe”, „Oszacowane współczynniki wytrzymałościowe” oraz „Wyniki obliczeń wstępnych”.



Rys.5.16. Okno główne programu

Podczas wprowadzania danych program umożliwia korzystanie z tabel czy innych zaleceń zawartych w bazach danych. Zgromadzone jest tutaj doświadczenie zdobyte podczas wcześniejszego projektowania, jak i zalecenia norm, które mogą być aktualizowane przez administratora programu. Po wybraniu funkcji (Dane wejściowe) zostanie uaktywnione kolejne okno (rys. 5.17). W oknie programu należy zdefiniować wstępne dane wejściowe przekładni walcowej. Przy podawaniu niektórych danych można skorzystać z tabeli z odpowiedziami naciśkając przycisk **Tab** po prawej stronie okna z danymi.

Dla takich danych konstruktor przeprowadza wstępne obliczenia projektując wprowadzając jeszcze szacunkowe współczynniki wytrzymałościowe (rys. 5.18), których wartości ustalono na podstawie własnych doświadczeń oraz zaleceń normy PN-ISO 6336-1,2:2000, PN-ISO 6336-3:2001.

OBLICZENIA WSTĘPNE - DANE WEJŚCIOWE

M_2 [Nm]	Nominalny moment na wałku wyjściowym	200,000	
n_1 [obr/min]	Prędkość obrotowa wałka wejściowego (silnika)	600,000	
n_2 [obr/min]	Prędkość obrotowa wałka wyjściowego	150,000	
β [°]	Kąt pochylenia linii zębów	10,000	
z_1	Liczba zębów zębnika	23	Tab
ψ_b	Współczynnik szerokości zębnika (b_1/d_1)-(0,8-1,2)	1,000	
L_h [h]	Trwałość godzinowa przekładni	45000	
η	Przewidywana sprawność projektowanej przekładni	0,980	
$\sigma_{H\lim}$ [MPa]	Dopuszczalne naprężenie stykowe	1100,000	Tab
$\sigma_{F\lim}$ [MPa]	Dopuszczalne naprężenie gnące	400,000	Tab
$S_{H\min}$	Minimalny współ. bezp. dla naprężeń stykowych (1.1)	1,100	
$S_{F\min}$	Minimalny współ. bezp. dla naprężeń gnących (1.25)	1,250	
W tym projekcie zostały już wprowadzone dane. Możesz je zmodyfikować			Zapamiętaj

Rys.5.17. Dane wejściowe do projektowania wstępnego

WSPÓŁCZYNNIKI WYTRZYMAŁOŚCIOWE

K_A	Współczynnik zastosowania - (1,1)	1,100	Tab
Z_{NT}	Współczynnik trwałości - (1)	1,000	Tab
Y_{NT}	Współczynnik trwałości - (1)	1,000	Tab
Z_E [√MPa]	Współczynnik materiałowy (189,8)	189,800	Tab
K_v	Współczynnik obciążenia dynamicznego 1 (1,15)	1,150	
$K_{H\beta}$	Współ. rozkładu obciążenia zębów wzdłuż szer. wieńca - (1,4)	1,400	
$K_{H\alpha}$	Współ. rozk. obciąż. zębów wzdłuż odcinak przyporu - (1,1)	1,100	
Z_H	Współczynnik sfery nacisku - (2,4)	2,400	
Z_ϵ	Współczynnik wskaźnika zazębienia - (0,85)	0,850	
Z_B	Współczynnik miarodajnego naprężenia - (1)	1,000	
$K_{F\alpha}$	Współ. rozk. obciąż. zębów wzdłuż odcinka przyporu - (1,1)	1,100	
$K_{F\beta}$	Współ rozk. obciąż. zębów wzdłuż szerokości wieńca - (1,35)	1,350	
Y_{ST}	Współ. korelacji naprężeń dla wym. standard. kół próbek - (2)	2,000	
Y_{FS}	Współczynnik głowy zęba (4,4)	4,400	
Y_ϵ	Współczynnik względnego wskaźnika zazębienia - (1)	1,000	
Y_β	Współczynnik względnego pochylenia linii zęba - (0,9)	0,900	
Y_x	Współczynnik wielkości - (1)	1,000	Tab

Rys.5.18. Szacunkowe wartości współczynników

WYNIKI ZE WSTĘPNYCH OBLICZEŃ PROJEKTUJĄCYCH Drukuj			
Nazwa parametru	Oznaczenie	Jedn.	Wartość
Moment na wale wejściowym	M_1	Nm	51.020
Moment na wale wyjściowym	M_2	Nm	200.000
Liczba zębów zębника	z_1		23
Liczba zębów koła	z_2		93
Średnica podziałowa zębника - obliczona	d_1	mm	33.357
Moduł normalny - obliczony	m_n	mm	1.298
Zerowa odległość osi	a_{do}	mm	83.394
Szerokość uzębienia zębника - obliczona	b_{1obl}	mm	33.357
Liczba cykli	N_L		$1,62 \cdot 10^3$
Moc przenoszona przez przekładnię	P	kW	3.526
Odchyłka względna przełożenia	δ_{tu}		0.043

Rys.5.19. Wyniki obliczeń projektowania wstępnego

Po uaktywnieniu przycisku (Przelicz) zostaną przeprowadzone obliczenia etapu projektowania wstępnego (rys. 5.19).

Obliczenia te mają na celu wstępne wyznaczenie podstawowych parametrów par kół zębatych walcowych tworzących przekładnię zębatą, tj. moduł normalny m_n z warunku na zginanie zmęczeniowe u podstawy zęba, średnicę podziałową zębника d_1 z warunku na naciski na powierzchniach bocznych zęba oraz pozostałych przedstawionych w wynikach obliczeń (rys. 5.19).

Wyniki te są eksportowane bezpośrednio do modułu obliczeń geometrycznych oraz do menu danych wejściowych geometrycznych, będących ich uzupełnieniem (rys. 5.20). Dane te to, między innymi średnica podziałowa zębника d_1 , moduł normalny m_n , liczba zębów zębника z_1 , liczba zębów koła z_2 , odległość osi a oraz szerokość wieńca zębника b_1 .

Po uzupełnieniu danych wejściowych przeprowadza się obliczenia geometrii uzębienia i zazębienia kół walcowych (rys. 5.21). Wyniki tych obliczeń są przekazywane do następnego modułu sprawdzającego wytrzymałość kół zębatych walcowych wraz ze współczynnikami bezpieczeństwa.

Na etapie obliczeń geometrii uzębienia i zazębienia sprawdza się także warunki geometryczne prawidłowej współpracy zębów zębника i koła. Sprawdzeniu podlegają warunki na średnicę podziałową, odległość osi, braku zakłóceń przyporu dla zębника i koła, braku podcinania zębów zębника, minimalnej liczby zębów zębника, braku zaostrenia wierzchołków zębника i koła (rys. 5.22).

DANE WEJŚCIOWE DO OBLICZANIA GEOMETRII UZĘBIENIA I ZAZĘBIENIA

zuby	Rodzaj uzębienia	Skośne	
rozkx12	Wyznaczenie x1 i x2	JASK	
z ₁	Liczba zębów zębника z obliczeń wstępnych	23,000	Tab
z ₂	Liczba zębów koła z obliczeń wstępnych	93,000	
m _n [mm]	Moduł normalny z obliczeń wstępnych	1,500	Tab
a [mm]	Odległość osi z obliczeń wstępnych odległość zerowa	90,000	Tab
b ₁ [mm]	Szerokość wieńca zębника z obliczeń wstępnych	34,000	
b ₂ [mm]	Szerokość wieńca koła	34,000	
α _n [°]	Kąt przyporu normalny	20,000	
F _{r1} [μm]	Tolerancja bicia promieniowego zębника	16,000	Tab
F _{r2} [μm]	Tolerancja bicia promieniowego koła	26,000	Tab
q ₁ [mm]	Naddatek na obróbkę wykańczającą zębника	0,120	Tab
q ₂ [mm]	Naddatek na obróbkę wykańczającą koła	0,200	Tab
E _{s1} [μm]	Odchyłka grubości zęba zębника	-65,000	Tab
E _{s2} [μm]	Odchyłka grubości zęba koła	-115,000	Tab
x ₁	Współczynnik przesunięcia zarysu zębника	0,000	
x ₂	Współczynnik przesunięcia zarysu koła	0,000	
h [*] _{ap}	Współ. wysokości głowy zarysu tworzącego zębника	1,000	
C _p [*]	Współczynnik luzu wierzchołkowego = 0,25 wg ISO	0,250	
p _{apD} [mm]	Prom. zaokr. kraw. wierz. zęba zarysu odniesienia narzędzia	0,500	

Rys.5.20. Dane uzupełniające do obliczeń geometrycznych

WYNIKI Z OBLICZEŃ GEOMETRII UZĘBIENIA I ZAZĘBIENIA [Drukuj](#)

Nazwa parametru	Oznaczn.	Jedn.	Zębник	Koło
Liczba zębów	z ₁ , z ₂		23	93
Współczynnik przesunięcia zarysu	x ₁ , x ₂		0.563	0.614
Suma współczynników przesunięcia zarysu	Σx		1.177	
Moduł normalny	m _n	mm	1.500	
Moduł czółowy	m _t	mm	1.523	
Zerowa odległość osi	a _d	mm	88.342	
Odległość osi	a	mm	90.000	
Normalny kąt zarysu	α _n	[°]	20.000	
Kąt pochylenia linii zęba	β	[°]	10.000	
Przełożenie rzeczywiste (geometryczne)	u		4.043	
Przełożenie nominalne	u _n		4.000	
Odchyłka względna przełożenia	δ _{su}		0.043	
Klasa dokładności wykonania	wg ISO		6.000	
Średnica wierzchołków zębów	d _{a1} , d _{a2}	mm	39.506	146.279
Średnica podziałowa	d ₁ , d ₂	mm	35.032	141.652
Średnica podstaw	d _{f1} , d _{f2}	mm	32.971	139.744
Średnica zasadnicza	d _{b1} , d _{b2}	mm	32.860	132.868
Szerokość uzębienia	b ₁ , b ₂	mm	34.000	34.000
Liczba zębów na długości pomiarowej	k ₁ , k ₂		4.000	12.000
Długość pomiarowa	W _{k1} , W _{k2}	mm	16.581	53.595
Średnice okręgów toczenia	d _{a1} , d _{a2}	mm	35.690	144.310
Wysokość nominalna głowy zęba	h _{a1} , h _{a2}	mm	2.237	2.314

Rys.5.21. Menu wyników obliczeń geometrii uzębienia i zazębienia

WARUNKI PRAWIDŁOWEJ WSPÓŁPRACY		Drukuj		
Treść warunków	Warunek	L.str.	P.str.	Y/N
Na średnicę podziałową	$d_{1obl} \leq (m_n \cdot z_1) / \cos \beta$	33.357	35.032	Y
Na odległość osi	$a_d \leq a$	88.342	90.000	Y
Brak zakłócenia przyporu dla zębника	$C_{n1} \geq 0,5 \cdot F_{r1}$	0.582	0.008	Y
Brak zakłócenia przyporu dla koła	$C_{n2} \geq 0,5 \cdot F_{r2}$	0.490	0.014	Y
Brak podcinania zębów zębника	$X_{E1} \geq X_{E \min 1}$	0.737	0.737	Y
Minimalne liczby zębów zębника	$Z_1 \geq Z_{\min 1}$	23	17	Y
Brak zaostrenia wierzchołków zębów zębника	$s_{an1} \geq 0,2 \cdot m_n$	0.883	0.300	Y
Brak zaostrenia wierzchołków zębów koła	$s_{an2} \geq 0,2 \cdot m_n$	1.197	0.300	Y

Rys.5.22. Warunki geometryczne zazębienia walcowego

Algorytm obliczeń nośności kół zębatych walcowych według PN-ISO 6336:2000 [15-17] składa się z dwóch modułów:

- obliczenia wytrzymałości powierzchni boku zęba (pitting),
- obliczenia wytrzymałości podstawy zęba na złamanie.

Obliczenia te mają na celu wykazanie, czy przyjęte przez konstruktora parametry geometryczne oraz rodzaj materiału kół zębatych są w stanie zapewnić wystarczającą wytrzymałość zmęczeniową powierzchni boku zęba (pitting) oraz wytrzymałość na złamanie u jego podstawy.

Etap sprawdzania zębów kół zębatych należy poprzedzić wprowadzeniem danych wejściowych uzupełniających (rys. 5.23).

Należy tutaj określić rodzaj materiału kół, rodzaj obróbki, oleje chłodzące, dokładność wykonania kół oraz podstawowe parametry stosowanego narzędzia.

Obliczenie trwałości powierzchni boku zęba według metody C przeprowadza się oddzielnie dla zębника i dla koła. Ilustruje to poniższy ekran (rys. 5.24). W obliczeniach wytrzymałościowych stosuje się współczynniki obliczeniowe, które charakteryzują stan obciążenia, wytrzymałość materiałów użytych do konstrukcji, błędy wykonania i montażu oraz warunki eksploatacji.

Program wylicza naprężenia stykowe dla zębника i koła $\sigma_{H1(2)}$ oraz dopuszczalne naprężenia stykowe σ_{HP} , szereg współczynników pomocniczych oraz współczynniki bezpieczeństwa $S_{H1(2)}$ (rys. 5.24). Wyniki obliczeń trwałości powierzchni boku zęba (pitting) powinny wykazać, że

otrzymane współczynniki bezpieczeństwa $S_{H1(2)}$ są większe od przyjętego minimalnego współczynnika bezpieczeństwa S_{Hmin} .

$$S_{H1(2)} = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_{H1(2)}} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X}{\sigma_{H1(2)}} > S_{HP} \quad (5.12)$$

DANE WEJŚCIOWE DO OBLICZEŃ SPRAWDZAJĄCYCH

Material	Material	Stal utwardzona powierzchniowo
Modyfikacja	Modyfikacja zębów	Bez modyfikacji
p _{r1} [mm]	Wartość protuberancji zębika	0,000
p _{r2} [mm]	Wartość protuberancji koła	0,000
E [MPa]	Moduł sprężystości Younga	206000,000 Tab
v	Liczby Poissona	0,300 Tab
F _β [μm]	Max. odchyłka kierunku linii zęba	9,000 Tab
I [mm]	Rozstaw łożysk	250,000
K1	Współczynnik K1 dla zależności dynamicznych Kv	13,300 Tab
K2	Współczynnik K2 dla zależności dynamicznych Kv	0,090 Tab
W tym projekcie zostały już wprowadzone dane. Możesz je zmodyfikować		Przełącz

Rys.5.23. Dane wejściowe uzupełniające do obliczeń nośności

WYNIKI OBLICZEŃ BOKU ZĘBA - METODA C

Nazwa parametru	Oznac.	Jedn.	Wartość
Naprężenia stykowe na powierzchni boku zębika	σ_{H1}	MPa	841.991
Dopuszczalne napr. stykowe na powierzchni zęba zębika	σ_{HP1}	MPa	1000.000
Współ. bezpieczeństwa dla naprężeń stykowych zębika	S_{H1}		1.306
Dopuszczalne napr. stykowe na powierzchni zęba koła	σ_{H2}	MPa	751.366
Naprężenia stykowe na powierzchni boku zęba koła	σ_{HP2}	MPa	1000.000
Współ. bezpieczeństwa dla naprężeń stykowych koła	S_{H2}		1.464
Minimalny współ. bezpieczeństwa dla napr. stykowych	S_{Hmin}		1.100

Warunek bezpieczeństwa $S_H \geq S_{Hmin}$

Nazwa parametru	Oznaczenie	Zębik	Koło
Współczynnik jednoparowego przyporu	Z_E, Z_D	1.000	1.000
Współ. rozkładu obciążenia wzdłuż odcinka przyporu	$K_{H\alpha}$	1.100	1.100
Współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż linii styku	$K_{H\beta}$	1.296	1.009
Współczynnik sprężystości	Z_ϵ	189.800	189.800
Współczynnik strefy nacisku	Z_H	2.300	2.300
Współczynnik dynamiczny	K_V	1.001	1.001
Współczynnik przyporu	Z_ϵ	0.835	0.835
Współczynnik kąta pochylenia linii zęba	Z_β	0.992	0.992
Współczynnik trwałości	Z_{NT}	1.000	1.000
Współczynnik wpływu filmu smarowego	Z_L	1.000	1.000
Współczynnik wpływu filmu smarowego	Z_R	1.000	1.000
Współczynnik jednoparowego przyporu	Z_V	1.000	1.000
Współczynnik umocnienia materiału	Z_W	1.000	1.000

Rys.5.24. Wyniki obliczeń trwałości powierzchni według metody C

W przypadku, gdy naprężenia stykowe są większe od dopuszczalnych należy powrócić do obliczeń projektujących.

Ostatnim etapem obliczeń jest sprawdzenie wytrzymałości podstawy zęba na złamanie. Danymi wejściowymi są, podobnie jak poprzednio, wymiary geometryczne uzyskane w obliczeniach geometrii uzębienia.

Program wylicza naprężenia na złamanie u podstawy zęba zębника i koła $\sigma_{F1(2)}$, dopuszczalne naprężenia na złamanie σ_{FP} oraz współczynniki bezpieczeństwa $S_{F1(2)}$ (rys. 5.25). Po wyznaczeniu współczynników następuje sprawdzenie czy zaprojektowane koła zębate z wybranego materiału charakteryzują się odpowiednią wytrzymałością na złamanie.

⊕

WYNIKI OBLICZEŃ PODSTAWY ZĘBA - METODA C

Drukuj

Nazwa parametru	Oznacz.	Jedn.	Wartość
Naprężenia zginające przy podstawie zęba zębника	σ_{F1}	MPa	321.036
Dopusz. napr. na złamanie przy podstawie zęba zębника	σ_{FP1}	MPa	550.492
Współ. bezpiecz. dla napr. przy podstawie zęba zębника	S_{F1}		1.714
Naprężenia zginające przy podstawie zęba koła	σ_{F2}	MPa	338.277
Dopuszcz. napr. na złamanie przy podstawie zęba koła	σ_{FP2}	MPa	598.751
Współ. bezpiecz. dla napr. przy podstawie zęba koła	S_{F2}		1.773
Minimalny współ. bezpieczeństwa dla naprężeń gnących	S_{Fmin}		1.250

□

Warunek bezpieczeństwa $S_F \geq S_{Fmin}$

Nazwa parametru	Oznacz.	Zębnik	Koło
Współczynnik rozdziału obciążenia na pary zębów	$K_{F\alpha}$	1.100	1.100
Współczynnik rozkładu obciąż. wzdłuż linii styku	$K_{F\beta}$	1.235	1.235
Współczynnik dynamiczny	K_v	1.001	1.001
Współczynnik kształtu zęba	Y_{Fa}	2.553	1.975
Współczynnik korekcji naprężeń	Y_{Sa}	1.602	1.892
Współczynnik kąta pochylenia linii zęba	Y_{β}	0.917	0.917
Współ. względnej chropowatości powierzchni	Y_{Rrelt}	1.000	1.000
Współczynnik trwałości	Y_{NT}	1.000	1.000
Współczynnik spiętrzenia naprężeń	Y_{ST}	2.000	2.000
Współczynnik wielkości	Y_X	1.000	1.000
Współ. względnej wrażliwości na działanie karbu	$Y_{crrelt1}$	1.016	1.092
Współczynnik wskaźnika zazębienia	Y_z	0.759	0.759

Rys.5.25. Wyniki obliczeń trwałości podstawy zęba według metody C

Obliczenia wytrzymałościowe podstawy zębów na złamanie, podobnie jak na pitting, również powinny wykazać, że otrzymane współczynniki bezpieczeństwa dla naprężeń przy podstawie zęba $S_{F1(2)}$ są większe od przyjętego minimalnego współczynnika bezpieczeństwa S_{Fmin} .

$$S_{F1(2)} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT}}{\sigma_{F1(2)}} \cdot Y_{drelT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_x \geq S_{Fmin} \quad (5.13)$$

W przypadku, gdy naprężenia wyliczone są większe od dopuszczalnych oraz współczynniki bezpieczeństwa mniejsze od założonych, należy powrócić do obliczeń projektujących i przeprowadzić ponowne obliczenia modułu i średnicy podziałowej, ale już dla współczynników wpływu wyznaczonych w trakcie obliczeń sprawdzających. W wyniku drugiej iteracji obliczeń sprawdzających powinny zostać spełnione warunki wytrzymałościowe.

Literatura

- [1] Czader W., Drewniak J., Pieczora E.: Komputerowo wspomagane projektowanie przekładni stożkowych według wymagań normy ISO 10300:2001. XVI Konferencja Metody i Środki Projektowania Wspomagane Komputerowo, Politechnika Warszawska, 2007.
- [2] Czader W., Drewniak J., Pieczora E.: Komputerowo wspomagane projektowanie przekładni zgodnie z dyrektywami bezpieczeństwa oraz wymaganiami normy ISO 10300:2001. Maszyny Górnicze, CMG KOMAG - Gliwice 2007.
- [3] Drewniak J. (red.): Komputerowo wspomagane projektowanie typoszeręgów reduktorów zębatych. Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej Filii w Bielsku-Białej, Bielsko-Biała 2000.
- [4] Drewniak J.: Komputerowo wspomagane projektowanie przekładni zębatych. Wydawnictwo ATH, Bielsko-Biała 2001.
- [5] ISO 10300:2001 -1, 2, 3, Calculation of load capacity of bevel gears, International Standard.
- [6] Jaśkiewicz Z., Wąsiewski A.: Przekładnie walcowe. WKŁ, Warszawa 1992.
- [7] Krukowski A.: Koncepcja systemów programów EMC obliczeń i projektowania optymalnych przekładni zębatych. ATR w Bydgoszczy, Zeszyty Naukowe nr 45 Mechanika 15, s. 229-231, 1997.
- [8] Lamerski J.: Wstęp do Python, szablon DocBook; LyX 1.1.6fix2, 2001.
- [9] Müller L.: Przekładnie zębate. Projektowanie. WNT, Warszawa 1996.
- [10] Matuszek J., Herma S.: System komputerowego wspomaganie projektowania typoszeręgów przekładni zębatych ogólnego przeznaczenia. Materiały konferencyjne - Napędy '99, IV Szkoła Analizy Modalnej, OBR REDOR – Szczyrk 13-15.12.1999.

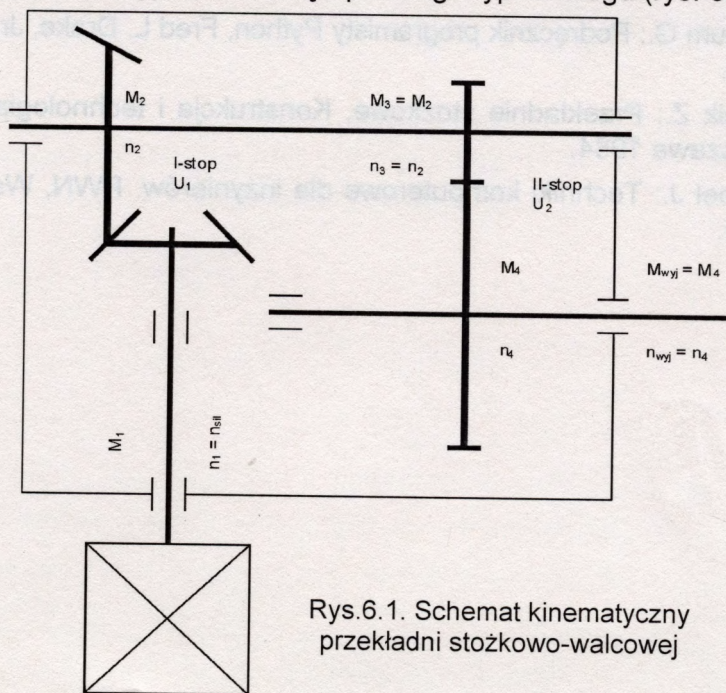
- [11] Ochęduszko K.: Koła zębate. Konstrukcja, tom 1, WNT, Warszawa 1985.
- [12] Osiński J.: Wspomagane komputerowo projektowanie typowych zespołów maszyn. PWN, Warszawa 1994.
- [13] Osiński J.: Wspomagane komputerowo projektowanie układów z przekładniami zębatymi. III Konferencja Naukowa Komputerowe Wspomaganie Prac Inżynierskich, Politechnika Wrocławska, Kudowa Zdrój'96.
- [14] Osiński Z., Wróbel J.: Wybrane metody komputerowo wspomagane konstruowania maszyn. PWN, Warszawa 1995.
- [15] PN-ISO 6336-1:2000, Przekładnie zębate walcowe - Obliczanie nośności kół - Podstawowe zasady i ogólne czynniki wpływające.
- [16] PN-ISO 6336-2:2000, Przekładnie zębate walcowe - Obliczanie nośności kół - Wytrzymałość zęba na zmęczenie stykowe (pitting).
- [17] PN-ISO 6336-3:2001, Przekładnie zębate walcowe - Obliczanie nośności kół - Wytrzymałość zęba na zginanie.
- [18] PN-ISO 54:2001, Przekładnie zębate walcowe ogólnego przeznaczenia oraz dla przemysłu ciężkiego - Moduły.
- [19] Rossum G.: Przewodnik po języku Python. Fred L. Drake, Jr., editor, 2005.
- [20] Rossum G.: Podręcznik programisty Python, Fred L. Drake, Jr., editor, 2005.
- [21] Wójcik Z.: Przekładnie stożkowe. Konstrukcja i technologia. WNT, Warszawa 1984.
- [22] Wróbel J.: Techniki komputerowe dla inżynierów. PWN, Warszawa 1994.

6. Przykłady praktycznego wykorzystania metodyki w projektowaniu przekładni zębatych

W niniejszym rozdziale przedstawia się wykorzystanie opracowanych pakietów programów komputerowych na przykładzie obliczeń geometrycznych i wytrzymałościowych reprezentacyjnej jednostki typoszeręgu. Chcąc pokazać możliwości programu, specjalnie przeprowadzono obliczenia dla dwóch różnych rozkładów przełożeń. Pakiety te, bowiem, oprócz wyznaczania parametrów projektowych przekładni koniecznych do jej skonstruowania, pozwalają na bardzo szybką analizę wpływu, między innymi rozkładu przełożeń poszczególnych stopni przekładni na gabaryty jej korpusu oraz podstawowych parametrów geometrycznych, jak np. średniego modułu normalnego m_{mn} lub ilości zębów zębniaka z_1 na wartości współczynników bezpieczeństwa (S_H , S_F).

Odległość wałów przekładni stopni walcowych (wejściowego i wyjściowego) oraz średnica koła stożkowego są parametrami podstawowymi decydującymi o gabarytach korpusu przekładni oraz określającymi jej położenie w typoszeręgu. Ponieważ odległości osi kół zależą od ich średnic podziałowych, tak więc tym samym wartości przełożeń poszczególnych stopni decydują o gabarycie korpusu analizowanej przekładni.

Jako przykład przyjęto dwustopniową przekładnię stożkowo-walcową będącą wielkością podstawową z pewnego typoszeręgu (rys. 6.1).



Rys.6.1. Schemat kinematyczny przekładni stożkowo-walcowej

Dla projektowanej przekładni ustalono następujące dane wejściowe:

- prędkość obrotowa na wejściu przekładni $n_{\text{wej}} = 1500$ obr./min,
- prędkość obrotowa na wyjściu przekładni $n_{\text{wyj}} = 150$ obr./min,
- wymagany moment wyjściowy $M_{\text{wyj}} = 200 \text{ N} \cdot \text{m}$,
- sprawność przekładni $\eta = 0,98$,
- kąt między osiami wału wejściowego i wyjściowego $\Sigma = 90^\circ$,
- zakładana trwałość $L_h = 45000 \text{ h}$,
- współczynnik zastosowania $K_A = 1,1$.

Projektowanie, a tym samym dobór parametrów geometrycznych kół poszczególnych stopni przekładni, rozpoczęto od ustalenia struktury badanej wielkości podstawowej z typoszeregu za pomocą pakietu obliczeń inżynierskich (opisanego w podrozdziale 5.2), tj.:

- wyznaczono przełożenie całkowite przekładni $u_c = 10$ - (wzór 5.1),
- określono ilości stopni przekładni $n = 2$ - (wzór 5.2),
- wyznaczono przełożenia poszczególnych stopni $u_c = 2,5 \cdot 4,0$, czyli $u_1 = 2,5$; $u_2 = 4,0$ w wariacie I - (wzór 5.3 oraz tabela 3.2),
- obliczono momenty wejściowe i wyjściowe na dobranych stopniach M_{2x-1} , M_{2x} , gdzie $x = 1, 2$ - numer kolejnego stopnia - (wzory 5.4 i 5.5):

$$M_1 = 20 [\text{N} \cdot \text{m}],$$

$$M_2 = 50 [\text{N} \cdot \text{m}],$$

$$M_3 = 50 [\text{N} \cdot \text{m}],$$

$$M_4 = 200 [\text{N} \cdot \text{m}].$$

- obliczono wejściowe i wyjściowe prędkości obrotowe na dobranych stopniach n_{2x-1} , n_{2x} - (wzory 5.6 i 5.7):

$$n_1 = 1500 [\text{obr./min}],$$

$$n_2 = 600 [\text{obr./min}],$$

$$n_3 = 600 [\text{obr./min}],$$

$$n_4 = 150 [\text{obr./min}].$$

Dla porównania wpływu rozkładu przełożeń, a tym samym parametrów geometrycznych kół zębatych na gabaryty korpusu przekładni, zmieniono wartości przełożeń na stopniach walcowym i stożkowym, (jako wariant II), $u_c = 4,0 \cdot 2,5$; czyli $u_1 = 4,0$; $u_2 = 2,5$ i następnie ponownie obliczono:

- momenty wejściowe i wyjściowe na dobranych stopniach M_{2x-1} , M_{2x} - (wzory 5.4 i 5.5):

$$M_1 = 20 [\text{N} \cdot \text{m}],$$

$$M_2 = 80 [\text{N} \cdot \text{m}],$$

$$M_3 = 80 [\text{N} \cdot \text{m}],$$

$$M_4 = 200 [\text{N} \cdot \text{m}].$$

- wejściowe i wyjściowe prędkości obrotowe na dobranych stopniach n_{2x-1} , n_{2x} - (wzory 5.6 i 5.7):

$$n_1 = 1500 \text{ [obr./min]},$$

$$n_2 = 375 \text{ [obr./min]},$$

$$n_3 = 375 \text{ [obr./min]},$$

$$n_4 = 150 \text{ [obr./min]}.$$

Dla tak dobranych danych wejściowych zostały przeprowadzone wstępne obliczenia projektujące, obliczenia geometryczne uzębienia i zazębienia oraz obliczenia sprawdzające wytrzymałość zębów na naciski powierzchni bocznych oraz podstawy zęba na złamanie zgodnie z algorytmami przedstawionymi w podrozdziałach 5.3. i 5.4.

Dane oraz wyniki obliczeń dla pierwszego wariantu przełożeń przedstawiono na rysunkach od 5.7 do 5.14 dla kół stożkowych oraz na rysunkach od 5.17 do 5.25 dla kół walcowych. Taki sam tok obliczeń został przeprowadzony dla rozkładu przełożeń według wariantu drugiego. Otrzymane w ten sposób dwa zestawy wyników obliczeń mających wpływ na wymiary korpusu przekładni porównano poniżej w tabelach 6.1 i 6.2. Porównano również wartości naprężeń stykowych na powierzchni boku zęba i zginających u podstawy oraz współczynników bezpieczeństwa.

Otrzymane wyniki pozwoliły na dokonanie analizy wpływu różnych rozkładów przełożeń na poszczególne stopnie przekładni (według wariantów I i II) na szerokość, długość i wysokość korpusu. W przypadku przekładni stożkowo-walcowej przedstawionej na rysunku 6.1, szerokość korpusu jest funkcją, między innymi, średnicy zewnętrznej głów zębów zębownika stożkowego d_{ae1} oraz szerokości uzębienia koła walcowego b . W obu wariantach różnica ta jest minimalna, więc korpus dla wariantu I jest szerszy jedynie o 2 mm. Całkowicie inny wynik został uzyskany podczas analizy długości badanych korpusów. Długość korpusu jest zależna od sumy połowy średnicy zewnętrznej głów zębów koła stożkowego d_{ae2} , odległości osi a oraz połowy średnicy wierzchołków zębów koła walcowego d_{a2} . Tutaj długość korpusu przekładni dla wariantu pierwszego przełożeń jest większa o 30 mm. Znaczącą różnicę uzyskano także w wysokościach korpusów, bowiem w przypadku wariantu I wysokość ta jest większa o 31 mm. Na wysokość korpusu mają wpływ przede wszystkim średnice wierzchołków zębów koła walcowego d_{a2} oraz zewnętrzna wierzchołków zębów koła stożkowego d_{ae2} .

Porównanie parametrów geometrycznych i wytrzymałościowych kół stożkowych mających wpływ na wymiary korpusu przekładni

Tabela 6.1

Nazwa parametru	Oznacz.	Jedn.	Wariant 1	Wariant 2
Liczba zębów zębownika	z_1		13	10
Liczba zębów koła	z_2		33	41
Przełożenie nominalne	u_n		2,5	4,0
Przełożenie rzeczywiste	u_{rz}		2,538	4,1
Średni moduł normalny	m_{mn}	mm	2,0	2,0
Szerokość wieńca zębatego	b	mm	15,0	15,0
Kąt linii zębów środka wieńca zębatego	β_m	°	35	35
Średnica zewnętrzna głów zębów zębownika	d_{ae1}	mm	44,594	35,741
Średnica zewnętrzne głów zębów koła	d_{ae2}	mm	95,829	115,432
Średnica podziałowa zewnętrzna koła	d_{e2}	mm	94,527	114,676
Odległość płaszczyzn średnic zewnętrznych od wierzchołka zębownika	A_{e1}	mm	45,815	56,390
Odległość płaszczyzn średnic zewnętrznych od wierzchołka koła	A_{e2}	mm	16,967	12,436
Naprężenia stykowe na powierzchni boku zęba zębownika	σ_{H1}	MPa	687,563	745,381
Naprężenia stykowe na powierzchni boku zęba koła	σ_{H2}	MPa	549,218	508,440
Współczynnik bezpieczeństwa dla naprężeń stykowych zębownika	S_{H1}		1,519	1,237
Współczynnik bezpieczeństwa dla naprężeń stykowych koła	S_{H2}		1,742	1,561
Naprężenia zginające przy podstawie zęba zębownika	σ_{F1}	MPa	478,914	485,608
Naprężenia zginające przy podstawie zęba koła	σ_{F2}	MPa	491,735	502,880
Współczynnik bezpieczeństwa dla naprężeń przy podstawie zęba zębownika (B1)	S_{F1}		1,841	1,816
Współczynnik bezpieczeństwa dla naprężeń przy podstawie zęba koła (B1)	S_{F2}		1,793	1,753

Porównanie parametrów geometrycznych i wytrzymałościowych kół walcowych mających wpływ na wymiary korpusu przekładni

Tabela 6.2

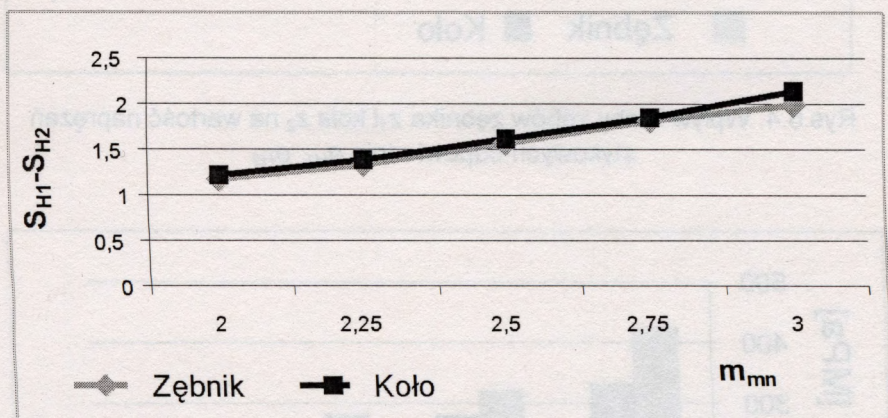
Nazwa parametru	Oznacz.	Jedn.	Wariant 1	Wariant 2
Liczba zębów zębika	z_1		23	23
Liczba zębów koła	z_2		93	58
Przełożenie nominalne	u		4,0	2,5
Przełożenie rzeczywiste	u_{rz}		4,043	2,522
Moduł normalny	m_n	mm	1,5	1,75
Szerokość uzębienia	b	mm	34	41
Kąt pochylenia linii zęba	β	°	10	10
Średnica wierzchołków zębów zębika	d_{a1}	mm	39,506	44,185
Średnica wierzchołków zębów koła	d_{a2}	mm	146,279	104,715
Odległość osi	a	mm	90,0	71
Naprężenia stykowe na powierzchni boku zęba zębika	σ_{H1}	MPa	841,991	899,353
Naprężenia stykowe na powierzchni boku zęba koła	σ_{H2}	MPa	751,366	807,431
Współczynnik bezpieczeństwa dla naprężeń stykowych zębika	S_{H1}		1,306	1,328
Współczynnik bezpieczeństwa dla naprężeń stykowych koła	S_{H2}		1,464	1,401
Naprężenia zginające przy podstawie zęba zębika	σ_{F1}	MPa	321,036	281,479
Naprężenia zginające przy podstawie zęba koła	σ_{F2}	MPa	338,277	288,525
Współczynnik bezpieczeństwa dla naprężeń przy podstawie zęba zębika	S_{F1}		1,714	1,751
Współczynnik bezpieczeństwa dla naprężeń przy podstawie zęba koła	S_{F2}		1,773	1,542

Dzięki takiej analizie, przy ewentualnej większej ilości rozkładów przełożeń, można dobrać taki rozkład przełożeń poszczególnych stopni, który zapewni możliwie minimalne gabaryty korpusu przekładni.

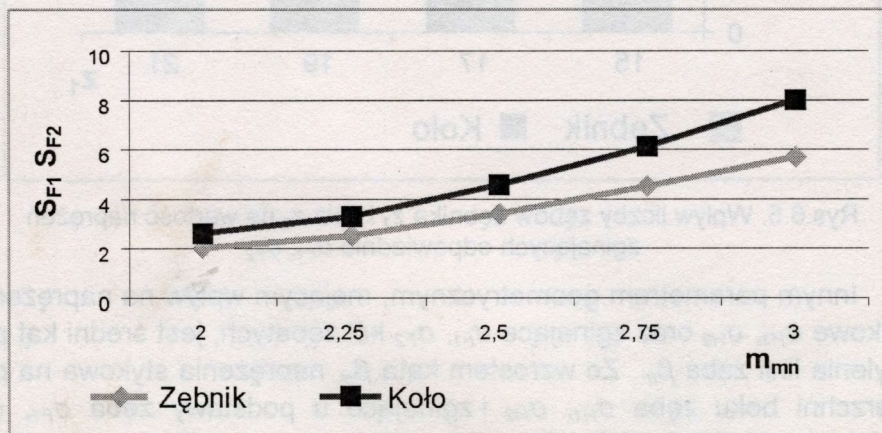
Opracowane na podstawie algorytmów, dokładnie opisanych w rozdziałach 3, 4 i 5, pakiety programów obliczeń inżynierskich (rozdział 5) pozwalają konstruktorowi dokonywać wnikliwych analiz geometrycznych i wytrzymałościowych kół zębatych walcowych i stożkowych [1, 2, 14].

Poniżej przedstawiono wpływ parametrów geometrycznych, tj. modułu normalnego średniego m_{mn} , ilości zębów zębownika z_1 i kąta linii zęba β_m oraz ważniejszych współczynników wpływu na wartości obliczonych naprężeń stykowych σ_H i zginających σ_F oraz współczynników bezpieczeństwa S_H , S_F (rys. 6.2–6.7).

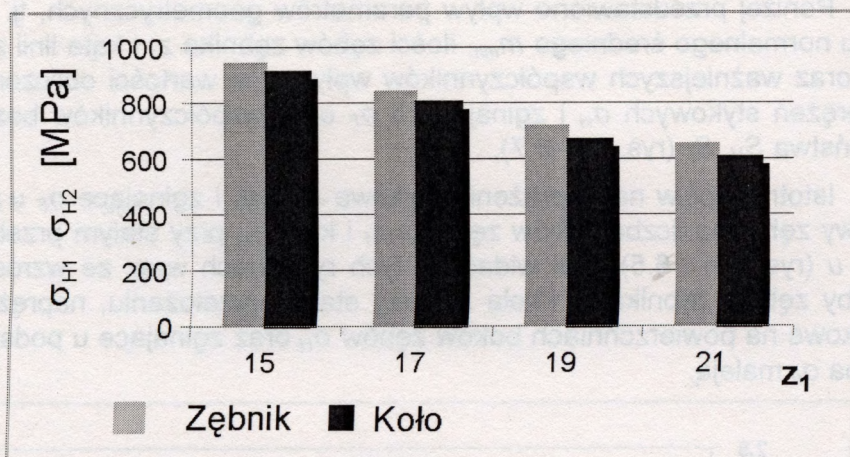
Istotny wpływ na naprężenia stykowe σ_H , jak i zginające σ_F u podstawy zęba ma liczba zębów zębownika z_1 i koła z_2 , przy stałym przełożeniu u (rys. 6.4 i 6.5). Jak widać na tych rysunkach wraz ze wzrostem liczby zębów zębownika z_1 i koła z_2 , przy stałym przełożeniu, naprężenia stykowe na powierzchniach boków zębów σ_H oraz zginające u podstawy zęba σ_F maleją.



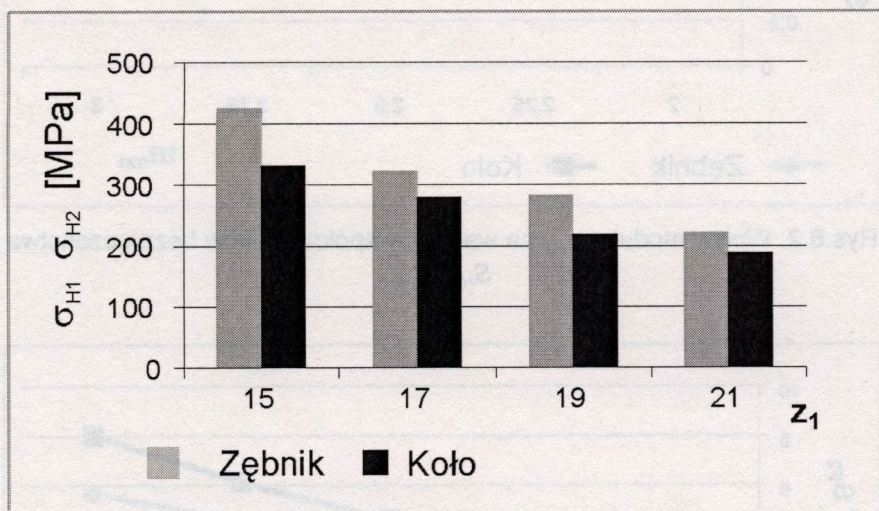
Rys.6.2. Wpływ modułu m_{mn} na wartość współczynników bezpieczeństwa S_{H1} i S_{H2}



Rys.6.3. Wpływ modułu m_{mn} na wartość współczynników bezpieczeństwa S_{F1} i S_{F2}

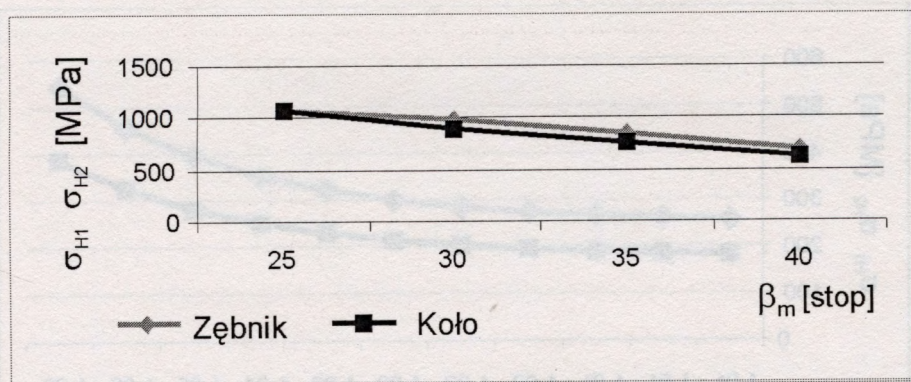
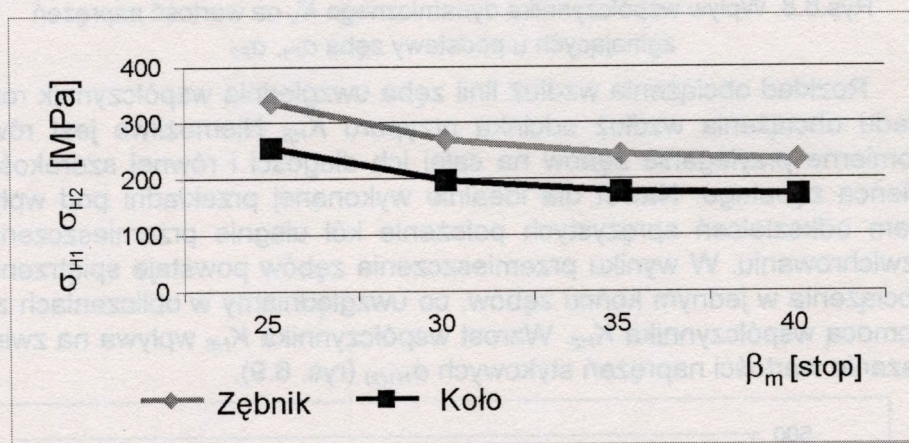


Rys.6.4. Wpływ liczby zębów zębownika z_1 koła z_2 na wartość naprężeń stykowych odpowiednio σ_{H1} , σ_{H2}



Rys.6.5. Wpływ liczby zębów zębownika z_1 i koła z_2 na wartość naprężeń zginających odpowiednio σ_{F1} , σ_{F2}

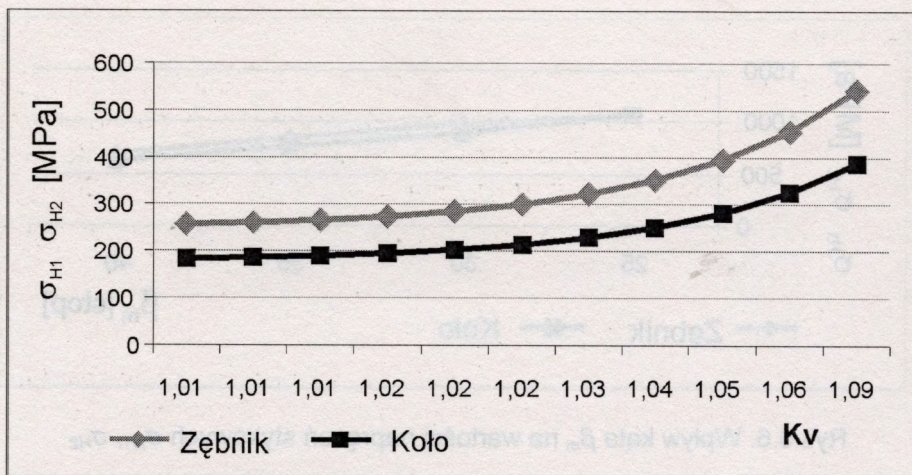
Innym parametrem geometrycznym, mającym wpływ na naprężenia stykowe σ_{H1} , σ_{H2} oraz zginające σ_{F1} , σ_{F2} kół zębatych, jest średni kąt pochylenia linii zęba β_m . Ze wzrostem kąta β_m naprężenia stykowe na powierzchni boku zęba σ_{H1} , σ_{H2} i zginające u podstawy zęba σ_{F1} , σ_{F2} maleją (rysunki 6.6 i 6.7). Wzrastają dzięki temu współczynniki bezpieczeństwa $S_{H1(2)}$ oraz $S_{F1(2)}$.

Rys.6.6. Wpływ kąta β_m na wartości naprężeń stykowych σ_{H1} , σ_{H2} Rys.6.7. Wpływ kąta β_m na wartość naprężeń zginających σ_{F1} , σ_{F2}

W obliczeniach wytrzymałościowych, zarówno na naciski powierzchniowe σ_H , jak i złamanie zęba σ_F stosuje się współczynniki obliczeniowe, które charakteryzują stan obciążenia, wytrzymałość materiałów użytych do konstrukcji, błędy wykonania i montażu oraz warunki eksploatacji [5, 7-9, 14, 15].

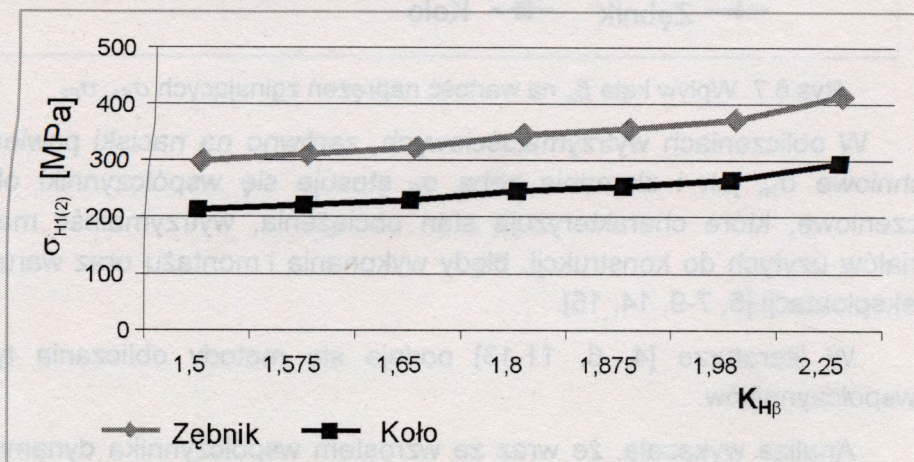
W literaturze [4, 6, 11-13] podaje się metody obliczania tych współczynników.

Analiza wykazała, że wraz ze wzrostem współczynnika dynamicznego K_V rosną naprężenia zginające u podstawy zęba σ_{F1} , σ_{F2} , tak samo wygląda problem z naprężeniami styku σ_{H1} , σ_{H2} (rys. 6.8).



Rys.6.8. Wpływ współczynnika dynamicznego K_v na wartość naprężeń zginających u podstawy zęba σ_{F1} , σ_{F2}

Rozkład obciążenia wzdłuż linii zęba uwzględnia współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż odcinka przyporu $K_{H\beta}$. Niemożliwe jest równomierne przyleganie zębów na całej ich długości i równej szerokości wieńca zębatego. Nawet dla idealnie wykonanej przekładni pod wpływem odkształceń sprężystych położenie kół ulegnie przemieszczeniu i zwichrowaniu. W wyniku przemieszczenia zębów powstaje spiętrzenie obciążenia w jednym końcu zębów, co uwzględniamy w obliczeniach za pomocą współczynnika $K_{H\beta}$. Wzrost współczynnika $K_{H\beta}$ wpływa na zwiększanie wartości naprężeń stykowych $\sigma_{H1(2)}$ (rys. 6.9).



Rys.6.9. Wpływ współczynnika $K_{H\beta}$ na wartości obliczanych naprężeń $\sigma_{H1(2)}$

Literatura

- [1] Czader W., Drewniak J., Pieczora E.: Komputerowo wspomagane projektowanie przekładni stożkowych według wymagań normy ISO 10300:2001. XVI Konferencja Metody i Środki Projektowania Wspomaganego Komputerowo, Politechnika Warszawska, 2007.
- [2] Czader W., Drewniak J., Pieczora E.: Komputerowo wspomagane projektowanie przekładni zgodnie z dyrektywami bezpieczeństwa oraz wymaganiami normy ISO 10300:2001. Maszyny Górnicze, CMG KOMAG - Gliwice 2007.
- [3] Drewniak J. (red.): Komputerowo wspomagane projektowanie typoszeregów reduktorów zębatach. Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, Filii w Bielsku-Białej, Bielsko-Biała 2000.
- [4] Drewniak J.: Komputerowo wspomagane projektowanie przekładni zębatach. Wydawnictwo ATH, Bielsko-Biała 2001
- [5] Dziama A., Michniewicz M., Niedźwiecki A.: Przekładnie zębate. PWN, Warszawa 1995.
- [6] ISO 10300:2001 -1, 2, 3, Calculation of load capacity of bevel gears, International Standard.
- [7] Jaśkiewicz Z., Wąsiewski A.: Przekładnie walcowe. WKŁ, Warszawa 1992.
- [8] Müller L.: Przekładnie zębate projektowanie. WNT, Warszawa 1996.
- [9] Ochęduszek K.: Koła zębate. Konstrukcja, tom 1. WNT, Warszawa 1985.
- [10] Pahl G., Beitz W.: Nauka konstruowania. WNT, Warszawa 1984.
- [11] PN-ISO 6336-1:2000, Przekładnie zębate walcowe - Obliczanie nośności kół - Podstawowe zasady i ogólne czynniki wpływające.
- [12] PN-ISO 6336-2:2000, Przekładnie zębate walcowe - Obliczanie nośności kół - Wytrzymałość zęba na zmęczenie stykowe (pitting).
- [13] PN-ISO 6336-3:2001, Przekładnie zębate walcowe - Obliczanie nośności kół - Wytrzymałość zęba na zginanie.
- [14] Rusin T.: Porównanie metod obliczeń wytrzymałościowych kół stożkowych. Praca dyplomowa, ATH, Bielsko-Biała 2006.
- [15] Wójcik Z.: Przekładnie stożkowe. Konstrukcja i technologia. WNT, Warszawa 1984.

7. Obiektowo zorientowane kształtowanie postaci konstrukcyjnych typoszeregów przekładni zębatych

7.1. Wprowadzenie

Kolejnym etapem projektowania maszyn i ich elementów, a w tym również typoszeregów przekładni zębatych jest konstruowanie, jako szczegółowe projektowanie [3, 5, 6].

Rozwój techniki komputerowej, jak i numerycznych metod rozwiązywania zagadnień z dziedziny projektowania umożliwił rozszerzanie zakresu komputerowego wspomagania prac inżynierskich [12-16]. Wspomaganie prac inżynierskich dotyczyło przeprowadzania obliczeń i prezentacji ich wyników, jak zostało to dokładnie przedstawione w rozdziale 6 oraz tworzenia dokumentacji konstrukcyjnej w postaci grafiki komputerowej opisaną w tym rozdziale.

Od drugiej połowy lat osiemdziesiątych ubiegłego stulecia dało się zaobserwować szybki rozwój komputerowych modeli procesu projektowania produktów, podjęto wówczas próby opisanie i sformalizowania cech tych modeli [32-34, 36]. W niektórych istniejących systemach komputerowego wspomaganie projektowania CAD (Computer Aided Design) nastąpiło odejście od klasycznej postaci edytora graficznego w kierunku oprogramowania specjalistycznego, które pozwalało tworzyć model z cechami [7, 11, 17-19].

Modelowanie takie spotykano w różnych postaciach dziedziny projektowania inżynierskiego. Bazowało na dostępnych funkcjach, możliwościach parametryzacji obiektów, integracji oprogramowania z modelami geometrii, oprogramowaniami optymalizacyjnymi i bazach danych, szczególnie dotyczących wiedzy. Początkowo oprogramowanie to było robione „pod klucz” jako specjalistyczne, a tym samym bardzo drogie i trudno adaptowalne [25, 37-39].

Systemy te wspomagały jedynie proces projektowania, nie realizowały zagadnienia organizacji i koordynacji przebiegu procesów zachodzących w trakcie opracowywania projektu [31].

Problem ten został rozwiązany dzięki opracowaniu metodyki dokładniej opisaną w tym rozdziale wraz z narzędziami komputerowego wspomaganie projektowania [5, 15]. Metodyka ta zwana obiektowo zorientowanym projektowaniem organizuje przebieg procesu projektowania, będący zbiorem procesów częściowych (obiektów), co przyczynia się do znacznego jego usprawnienia i skrócenia przebiegu [20-22]. Integruje środowisko informatyczne, zwłaszcza dotyczące programowania obiektowego, wykonujące wszelkie techniczne i organizacyjne zadania

procesu projektowania, automatycznego pozyskiwania wiedzy oraz obsługi pracy zespołowej w sieci komputerowej [26, 27].

Podstawowym podejściem projektowania obiektowego są pojęcia dziedziczenia i klasy, najczęściej wykorzystywane do tworzenia obiektów jako zdekomponowanych struktur opisu wytworu [4]. Pozwala to na generowanie elastycznych i zwartych struktur, zawierających wiele informacji o modelowanych abstrakcjach projektowych. Obiekty powstają w trakcie tworzenia modelowych sytuacji.

Projektowanie to wykorzystuje cechy programowania obiektowego stosowanego w informatyce, w tym takie jak dziedziczenie, polimorfizm, abstrahowanie, hermetyzację i wiązania dynamiczne [9]. Może ono być również wykorzystane przy projektowaniu typoszeregów przekładni zębatach.

Powyższe cechy, zarówno projektowania obiektowego, jak i typoszeregów, umożliwiają znaczne przyspieszenie procesu projektowo-konstrukcyjnego uporządkowanych zbiorów jednostek typoszeregu [27, 28]. Problematyka ta, szczególnie dotycząca projektowania typoszeregów przekładni zębatach, na przykładzie jednej z wielkości trzystopniowej przekładni zębatej stożkowo-walcowo-walcowej, jest dokładnie opisana w dwóch podrozdziałach 7.3 - jako analiza obiektowa oraz 7.4 jako synteza obiektowa [15-22].

7.2. Podstawy teorii programowania obiektowego

Programowanie obiektowe stosowane w informatyce polega na operowaniu obiektami, którymi są dane wraz z metodami, czyli funkcjami określającymi czynności wykonywane na obiekcie [38, 39]. Obiekt jest tu niezależną zmienną, która przechowuje dane, wykonuje instrukcje i współpracuje z innymi obiektami poprzez wymianę komunikatów w celu realizacji wszystkich funkcji modelowanego systemu. Są to części programów komputerowych, np. opisanych w rozdziale 5, które przechowują dane i wykonują określone zadanie. W typowym przypadku tworzy się grupy obiektów zwane klasami. Odzwierciedlają one wspólne cechy obiektów. Obiekt (zmienna obiektowa) jest elementem pewnej złożonej abstrakcyjnej struktury zwanej klasą. Dane przechowywane przez obiekt to atrybuty, natomiast funkcje z nim powiązane to metody. Niektóre z atrybutów i metod są prywatne (lokalne) i są dostępne tylko z wnętrza obiektu. Inne są publiczne (globalne), a tym samym dostępne zarówno z wnętrza, jak i z zewnątrz obiektu. Obiekt z konkretnymi wartościami nazywa się konkretem. Konkretny zawiera swoje dla siebie wartości zmiennych. Klasa jest szablonem definiującym metody i zmienne, które

mają wejść w skład danego typu obiektu, tak więc opisy metod i danych zamieszczone są tylko jeden raz w definicji klasy [37].

Podstawowe założenia programowania obiektowego to [15]:

- abstrahowanie, które jest procesem definiowania obiektów świata rzeczywistego za pomocą struktur uproszczonych,
- hermetyzacja, czyli łączenie danych wraz z powiązanymi z nimi procedurami na poziomie obiektu – obiekt nie może więc zmieniać stanu wewnętrznego innych obiektów w nieoczekiwany sposób,
- polimorfizm, czyli możliwość wyboru konkretnej metody podczas jej wykonywania z wielu metod mających tę samą nazwę,
- wiązanie dynamiczne, czyli możliwość nadania tej samej nazwy dwóm obiektom różnych klas,
- dziedziczenie, czyli zależność pomiędzy klasami, które mogą korzystać z metod i zmiennych zdefiniowanych w klasach je poprzedzających, przez co umożliwiające jest zdefiniowanie określonego problemu raz, a następnie wielokrotnie jego wykorzystanie już w innej formie.

Zgodnie z własnością dziedziczenia każda klasa może mieć dowolną liczbę podklas (klasy stojące niżej w hierarchii) oraz przynajmniej jedną nadklasę, klasę stojącą w hierarchii o jeden stopień wyżej [9]. Podklasa może dziedziczyć atrybuty z jednej lub kilku nadklas.

Programowanie obiektowe umożliwia użycie tych samych technik do tworzenia wszystkich obiektów wchodzących w skład aplikacji niezależnie od miejsca w hierarchii. Hierarchiczna struktura powoduje łatwiejszą analizę i modyfikację obiektów. Pozwala na śledzenie wzajemnych relacji między obiektami, podgląd ich właściwości czy metod oraz dowolne kopiowanie.

Obiektem w projektowaniu maszyn jest postać konstrukcyjna sparymetryzowana, dziedzicząca wszystkie potrzebne atrybuty z klas czy podklas [3].

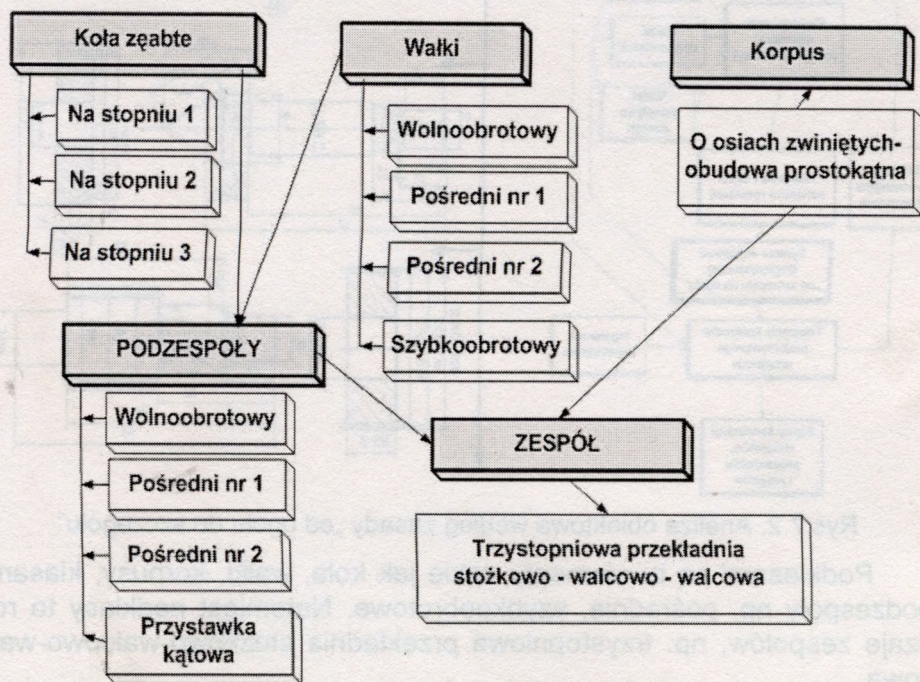
Przykładowo klasa `PARA_KÓŁ` może posiadać takie atrybuty, jak `odległość_osi`, `kąt_alfa`, `kąt_beta`, `moduł`, `przełożenie` itp. Jeżeli zostanie zdefiniowana podklasa tej klasy, nazwana `ZĘBNIK`, to automatycznie dziedziczy ona wszystkie własności z klasy `PARA_KÓŁ`, oprócz tych, które zostaną zablokowane. Ponadto w podklasie można zdefiniować nowe atrybuty, które będą charakteryzować `ZĘBNIK` jak np. `współczynnik_x1`, `szerokość_b1` itp.

Asocjacja jest związkiem pomiędzy klasami obiektów. Może łączyć dwie lub więcej klas. Umożliwia przechodzenie (nawigację) pomiędzy powiązanymi nią obiektami w dowolnym kierunku. Natomiast agregacja jest szczególnym przypadkiem asocjacji, modelującym stosunek całości do jej części. Obiekty są powiązane związkiem agregacji, jeżeli jeden z nich jest częścią drugiego oraz cykl i czas istnienia tych obiektów są jednakowe.

Atrybuty asocjacji charakteryzują powiązania pomiędzy obiektami. Przykładowo asocjacja PODZESPÓŁ pomiędzy obiektami WAŁEK_WOLNOOBROTOWY i klasy KOŁO może mieć atrybut asocjacji PODZESPÓŁ_WOLNOOBROTOWY [7].

Na rysunku 7.1 przedstawionych jest kilka najważniejszych elementów obiektowości badanej przekładni zębatej, takich jak:

- nadklasa, gdzie zespół stanowi trzystopniowa przekładnia zębata stożkowo-walcowo-walcowa,
 - klasy będące podzespołami,
 - podklasy to koła zębate, wałki i korpusy
- oraz formy dziedziczenia.

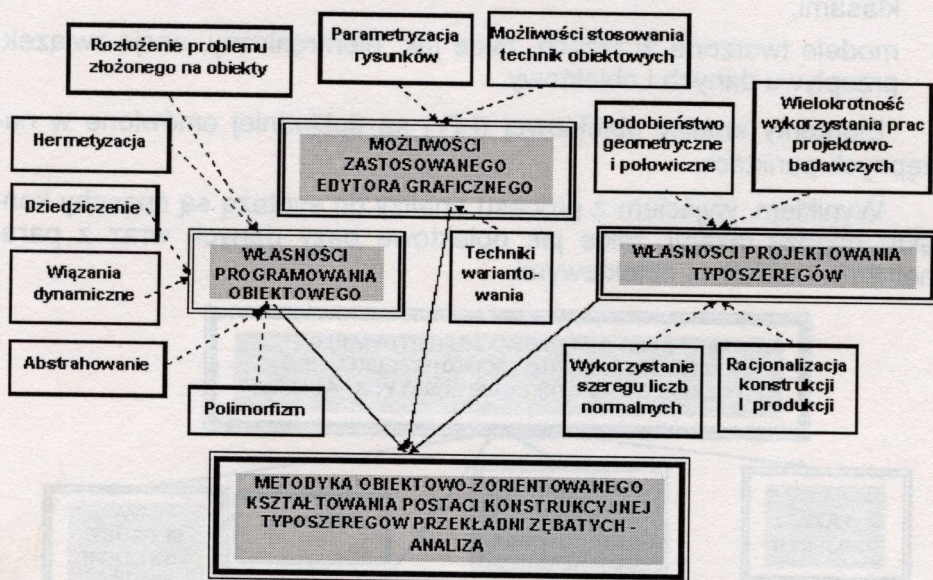


Rys.7.1. Diagram stanów trzystopniowej przekładni zębatej stożkowo-walcowo-walcowej

Analiza obiektowa bazuje na przeprowadzonych obliczeniach inżynierskich, wyniki których są zgromadzone w bazach danych. Natomiast programowanie obiektowe to operowanie modelami obiektowymi, hierarchicznymi, encja-związek i przepływu danych oraz tworzenie i wybór wariantów konstrukcji (rys. 7.2).

Badane zagadnienie potraktowano jako podejście procesowe zalecane przez międzynarodowe normy zarządzania jakością serii PN-EN ISO 9001:2001 [29, 35].

Proces, czyli w tym przypadku analiza obiektowa, jest zbiorem wzajemnie powiązanych oraz oddziaływujących na siebie czynności, które przekształcają wejście w wyjście (rys. 7.3).



Rys.7.3. Elementy stanowiące wejście analizy obiektowej

Bazą analizy obiektowej są:

- własności programowania obiektowego polegające na rozdzieleniu złożonego problemu na obiekty, które można rozwiązywać niezależnie od siebie, wykorzystując pięć podstawowych jego własności, takich jak abstrahowanie, dziedziczenie, hermetyzacja, polimorfizm oraz wiązania dynamiczne,
- możliwości zastosowanego edytora graficznego - umożliwiającego między innymi parametryzację rysunków, wykorzystanie technik wariantowania, jak i możliwość stosowania technik obiektowych,
- własności projektowania typoszeregów charakteryzujących się racjonalizacją konstrukcji i produkcji poprzez możliwość jednokrotnego wykonania prac projektowo-badawczych, obejmujących dowolnie du-

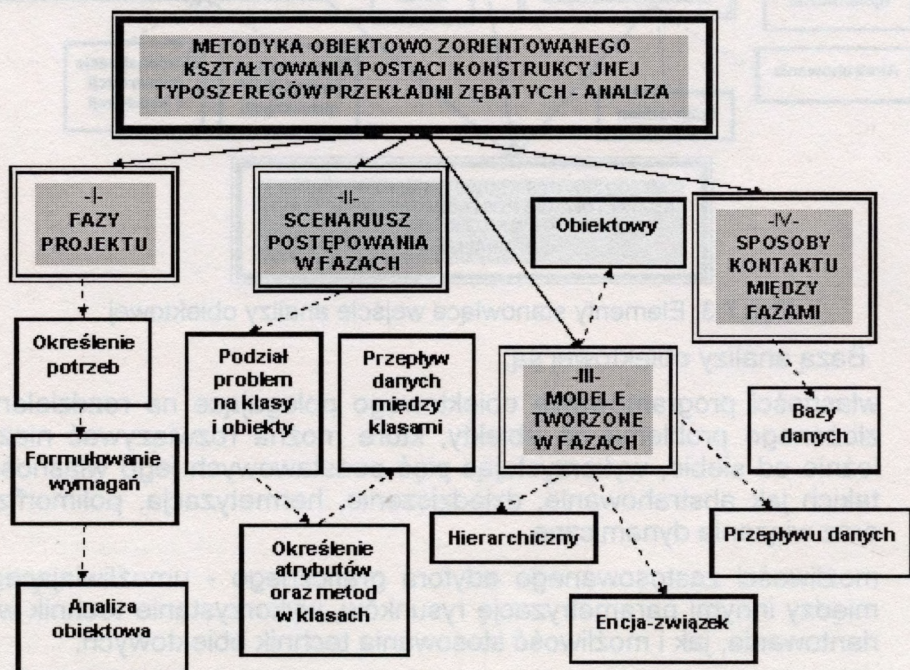
żo wielkości kolejnych jednostek typoszeregu oraz stosowania praw podobieństwa geometrycznego i połowicznego wraz z uwzględnieniem szeregu liczb naturalnych.

Procesem, który przekształca wyżej wymienione własności i możliwości, zarówno programowania zorientowanego obiektowo, projektowania typoszeregów i zastosowanego edytora graficznego jest analiza obiektowa, która ustala następujące elementy (rysunek 7.4):

- fazy analizy, to jest określenie potrzeb, formułowania wymagań oraz analizy obiektowej,
- scenariusz postępowania w fazach, polegający na podziale problemu na klasy i obiekty, określeniu atrybutów oraz metod w poszczególnych klasach i stworzeniu diagramów przepływu danych między klasami,
- modele tworzone w fazach, takie jak: hierarchiczny, encja-związek, przepływu danych i obiektowy.

Elementy analizy obiektowej (I-IV) są dokładniej omówione w następnych punktach.

Wynikiem, wyjściem z procesu analizy do syntezy są sposoby kontaktu między fazami, takie jak obiektowe bazy danych wraz z parametrami i modelami obiektowymi.



Rys.7.4. Elementy procesu analizy obiektowej

7.3.2. Fazy analizy i scenariusz ich przebiegu

Działania dotyczące fazy analizy powodują zebranie istotnych informacji dla rozwiązywanego problemu, które powinny być obiektywne oraz jak najmniej zakłócone subiektywnymi skażeniami. Dotyczą takich czynności, jak: określenie potrzeb, formułowanie wymagań oraz analizę. Określenie potrzeb związane jest szczególnie z badaniem rynku przez służby marketingowe w celu dokładnej identyfikacji potrzeb, które mają być zaspokojone. Wykorzystuje się tutaj różne narzędzia, które pozwolą poprawnie ukierunkować problem projektowy, a następnie określić cele i zadania konstrukcyjne. Stosowane są tu metody hierarchiczne, które pozwalają wytypować cele czy zadania główne i pochodne.

Formułowanie wymagań to ustalenie listy wymagań, ograniczeń, a także kryteriów oceny, co ostatecznie prowadzi do jednoznacznego sformułowania problemu projektowego.

Po zidentyfikowaniu istniejących lub przewidywanych potrzeb rynku następuje opracowanie zbioru wymagań ukierunkowanego na działanie projektowe.

Analiza obiektowa ma za zadanie opisanie obiektu, który ma być poddany dalszym etapom procesu twórczego. Wykorzystuje określone potrzeby i sformułowane wymagania w połączeniu z różnymi związkami strukturalnymi [6].

Tworzenie postaci konstrukcyjnych elementów rozwiązywanego problemu w metodyce wiąże się z następującymi etapami:

- podział problemu na klasy i obiekty,
- określenie atrybutów oraz metod w klasach,
- przepływ danych między klasami.

Klasy oraz przyporządkowane im obiekty są związane z pojęciem danej dziedziny zastosowania. Aby znaleźć odpowiednie klasy i obiekty, czyli dokonać ich identyfikacji, musi zaistnieć możliwość wyraźnego określenia i zdefiniowania tych pojęć. Również przy znajdowaniu obiektów przydatne jest definiowanie danych lub określenie procesów.

Do podziału rozwiązywanego problemu, np. projektu typoszeregu przekładni zębatych, wykorzystuje się w tej metodyce narzędzia analizy danych, którymi są modele przedstawione w formie diagramów. W badanych projektach korzystne było utworzenie diagramów modeli hierarchicznych. Diagramy te są pierwszym etapem w procesie wyszukiwania i podziału problemu na klasy i obiekty. Innym narzędziem wyszukiwania obiektów jest diagram modelu przepływu danych. W każdym obiekcie musi być ustalony sposób przyjmowania, przetwarzania oraz wytwarzania danych. W zestawie diagramów przepływu danych proces jest rozłożony na elementy pierwotne.

Znajdowanie w procesie projektowania właściwych klas i obiektów jest trudne, ale konieczne zwłaszcza, gdy mają być wielokrotnie wykorzystywane. Ich nazwy (identyfikatory) należy tak formułować, aby opisywały klasę czy obiekt, a nie tylko funkcję wykonywaną przez tę klasę lub jej charakterystyki. Klasa i obiekt muszą mieć wyraźnie określoną odpowiedzialność i muszą być dokładnie zbadane.

W projektowaniu obiektowo zorientowanym struktury umożliwiają rozwiązywanie problemów złożoności dziedziny zastosowania. Określają związki jakie zachodzą między klasami i obiektami wchodzącymi w ich skład łącznie ze związkami dziedziczenia.

W przedstawionej metodyce mamy dwa typy struktur:

- „całość-część” określającą związki składni, kompozycji,
- „uogólnienie-uszczegółowienie” również zwana jako „generalizacja-specjalizacja” określające związki dziedziczenia.

Zachodzą tu również związki generalizacja-specjalizacja, wówczas kiedy obiekt ogólny ma atrybuty wspólne z obiektami specjalizacji. Takie współdziałanie atrybutów nazywa się dziedziczeniem. Umożliwia ono jednorazowe zdefiniowanie atrybutów lub metod, a następnie ponowne ich wykorzystanie w innych obiektach.

Związki „całość-część” występują w metodyce wówczas, kiedy obiekt jest złożony z kilku klas i obiektów. Mają tu cechy liczności oraz uczestnictwa. Liczność ta odnosi się do ilości klas lub obiektów, z których może się składać nadklasa.

Uczestnictwo w projektowaniu mówi o tym, czy klasy i obiekty (np. zespół i podzespoły) lub czy podzespoły (np. wałki i koła) biorą udział w związku „całość-część”.

Ze złożonością dużych modeli badanego problemu można sobie poradzić przez określenie kilku poziomów np. zespoły, podzespoły czy elementy. Poziomy te są rozpatrywane jako np. podzespoły wolnoobrotowe, szybkoobrotowe, pośrednie, koła zębate walcowe i stożkowe, itp. Należy je tak formułować, aby nie stały się dekompozycją hierarchiczną to jest diagramami przepływu danych w symbolice obiektowej. Posługując się w projektowaniu zorientowanym obiektowo poziomami należy pamiętać, aby każda klasa czy obiekt był włączony do konkretnego zadania.

W przypadku zadań nazwy klas czy obiektów muszą być znaczące w ramach dziedziny zastosowania oraz nie mogą reprezentować sposobu realizacji.

Podsumowując proces podziału problemu na klasy i obiekty można uznać, że powyższe techniki są dosyć przydatne. Jednak nadal często o tym podziale i przebiegu wyszukiwania klas czy obiektów decyduje dobra intuicja, zdrowy rozsądek, wnikliwość projektanta oraz szczegółowa analiza informacji.

W projektowaniu obiektowo zorientowanym atrybuty klas to dane, które są zawarte w określonej klasie. Mają właściwe nazwy oraz określają wymagania, dotyczące przechowywanych danych dotyczących klasy czy obiektu [14-16].

Metody działają na danych obiektach. Są określeniem pewnego sposobu postępowania jako proste procedury. Działają w środowisku klasy wykorzystując jej wnętrze informacyjne oraz atrybuty wejściowe. Metoda jest zastosowana do dowolnego obiektu, będącego bezpośrednim lub pośrednim wystąpieniem klasy.

W podanej metodyce istnieje wiele metod o tej samej nazwie (tzw. polimorfizm) oraz możliwość wyboru konkretnej metody w czasie jej wykonywania (tzw. wiązanie dynamiczne). Metody te, w przypadku obiektowo zorientowanego kształtowania postaci konstrukcyjnych, typoszeregów przekładni zębatych służą do wyznaczania cech konstrukcyjnych.

Jedną z tych metod stosowaną w przypadku typoszeregów jest metoda podobieństwa konstrukcyjnego [23, 24]. Prawa podobieństwa odnoszą się do typoszeregów wówczas, gdy stosunek przynajmniej jednej wielkości fizycznej w projekcie podstawowym i pochodnych jest stały. Takie przypadki umożliwiają optymalizację na przedstawicielach badanego typoszeregu. Mając optymalnie dobrany jeden zespół zębaty, dzięki podobieństwu geometrycznemu w typoszeregu przekładni wielostopniowej umożliwiające jest znajdowanie przybliżeń początkowych dla pozostałych zespołów.

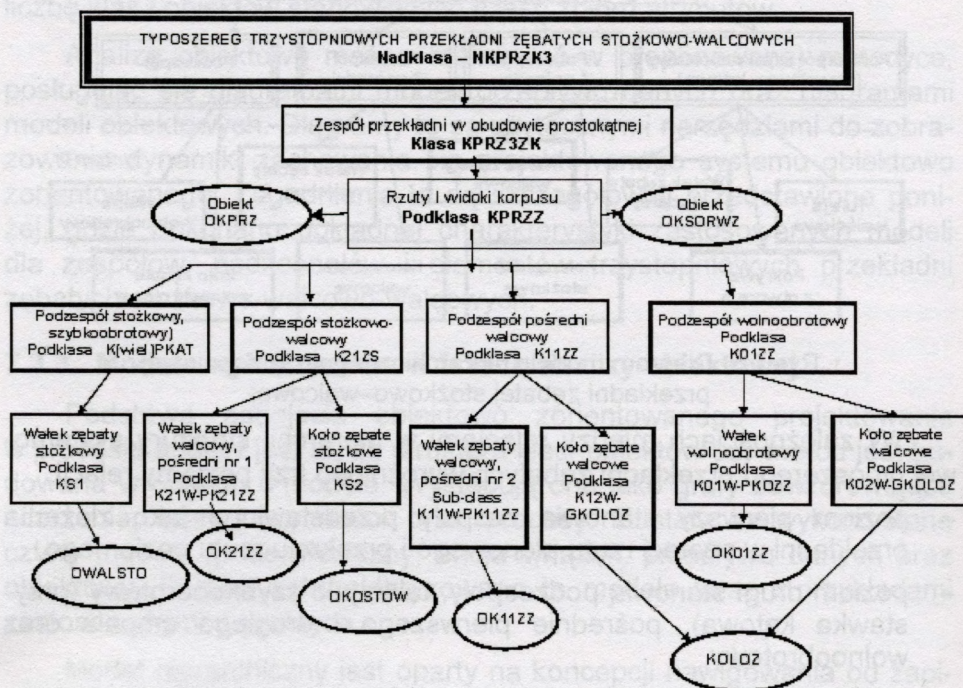
W algorytmach stosowanych do obliczania parametrów dotyczących kształtowania postaci konstrukcyjnej elementów typoszeregu przekładni zębatych wykorzystano zasadę podobieństwa geometrycznego elementów tych przekładni.

W metodach obliczeń parametrycznych jest wykorzystane podobieństwo kół zębatych jako podstawowego elementu przekładni. W algorytmach tych parametry kół zębatych decydują o gabarytach korpusu, to jest jego szerokości, wysokości i długości. I tak szerokość korpusu jest funkcją szerokości kół zębatych, natomiast jego wysokość i długość zależy od średnic wierzchołkowych zespołów zębatych. Zależności te są również uwarunkowane dodatkowo luzami między kołami, wałkami i ściankami korpusu.

pionowego, poziomego. Są to elementy lokalne dla danego typu przekładni.

Jak wykazała praktyka model hierarchiczny posiada zasadnicze wady, w szczególności utrudnia reprezentowanie związków semantycznych „wiele-do-wielu” oraz zmusza do często sztucznego i zbędnego nawigowania poprzez zapisy pośrednie. Jednak jest on często wykorzystywany ze względu na jednoznacznie określające poziomy hierarchii, w których można zaszerzować badane elementy maszyny (np. zespoły, podzespoły i elementy typoszeregów przekładni zębatych).

Drugim modelem wykorzystanym w analizie obiektowej jest model encja-związek (rys. 7.6), który pozwala poglądowo odwzorować obiekty oraz powiązania pomiędzy nimi w postaci grafu. Diagram stanowiący graficzne odwzorowanie tego modelu przedstawia encje, związki, atrybuty oraz hierarchię dziedziczenia.



Rys. 7.6. Diagram modelu encja-związek

Model ten wprowadza, między innymi, takie pojęcia jak:

- encja - nazwana grupa obiektów o podobnych własnościach, którą można i warto wyróżnić w modelowanej rzeczywistości, np. zespoły, podzespoły, wałki, koła, itp.,

- związek - grupa powiązań pomiędzy encjami np. wałki, koła i elementy normowe (łożyska, pierścienie, itd.) dająca podzespoły oraz łącznie z korpusami, pokrywami, łożyskami, itd. dające zespoły,
- atrybut - cecha charakteryzująca encję lub związek np. zespół jako typoszereg przekładni stożkowo-walcowych (dwu-, trzy- i czterostopniowych), podzespoły wolnoobrotowe, pośrednie, szybkoobrotowe, przystawka kąтова, wałki i koła zębate (walcowe i stożkowe), itd.,
- generalizacja / specjalizacja - zawieranie się grup obiektów np. wałek oraz koło są bardziej generalną (wyspecjalizowaną) encją niż podzespół, gdyż wałek zębaty lub koło zębate dla konkretnego podzespołu mogą być walcowe czy stożkowe,
- liczność - dla danej encji to określenie minimalnej i maksymalnej liczby obiektów innej encji, która może być powiązana z jednym obiektem poprzedniej encji w ramach określonego związku, przykładowo zespół trzystopniowej przekładni zębatej stożkowo-walcowo-walcowej składa się z jednego podzespołu wolnoobrotowego, dwóch podzespołów pośrednich i jednego podzespołu szybkoobrotowego,
- identyfikacja (nazwa) klas, podklas i obiektów np. klasa zespół o osiach zwiniętych w obudowie o obrysie prostokątnym o nazwie KPRZ3ZK, podklasa wałka zębatego walcowego o nazwie K02W, obiekt postaci geometrycznej wałka o nazwie OK01Z, itp.

Jako następny w analizie obiektowej zastosowano model przepływu danych. Pokazuje on zestawy modułów systemu (klasy, podklasy) ze wskazaniem, jakie informacje przepływają między nimi, np. atrybuty zewnętrzne dziedziczone z klas i podklas oraz baz danych.

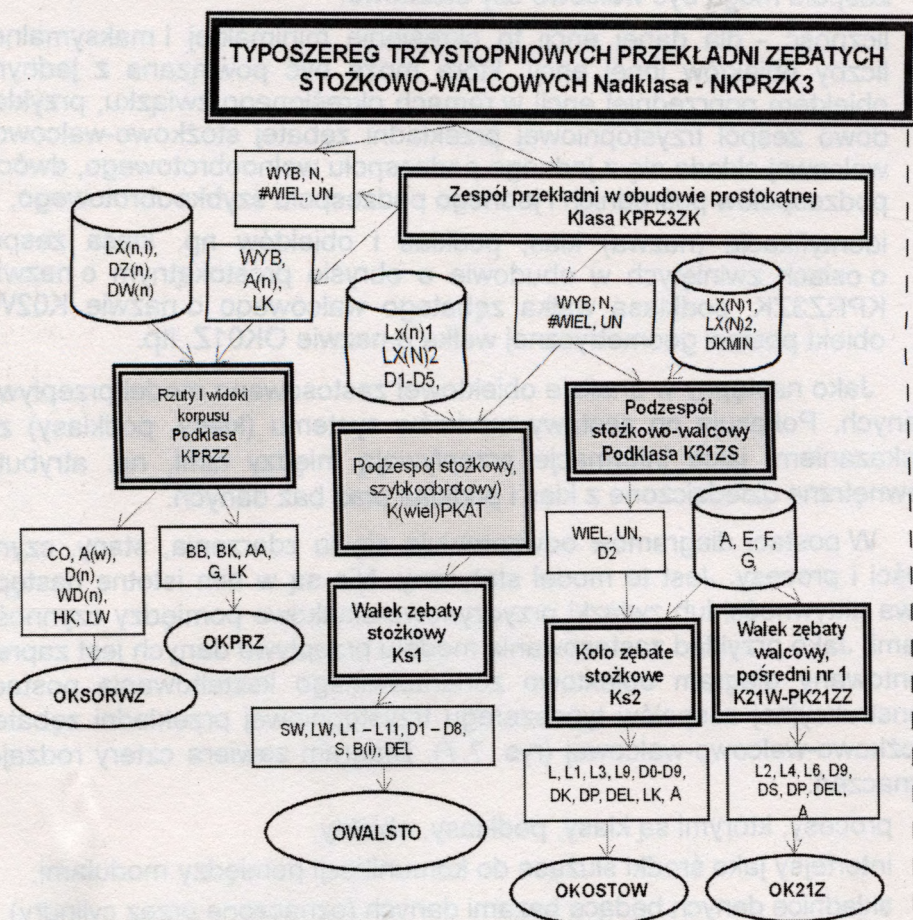
W postaci diagramów odwzorowuje się tu zdarzenia, stany, czynności i procesy. Jest to model statyczny. Nie są w nim istotne następstwa aktywności lub związki przyczynowo-skutkowe pomiędzy czynnościami. Jako przykład zastosowania modelu przepływu danych jest zaprezentowany diagram obiektowo zorientowanego kształtowania postaci konstrukcyjnej zespołów typoszeregu trzystopniowej przekładni zębatej stożkowo-walcowo-walcowej (rys. 7.7). Diagram zawiera cztery rodzaje oznaczeń:

- procesy, którymi są klasy, podklasy, obiekty,
- interfejsy jako środki służące do komunikacji pomiędzy modułami,
- składnice danych będące bazami danych (oznaczone przez cylindry),
- strzałki pokazujące przepływ danych lub informacji.

W metodyce modele te oparte są na diagramach przedstawiających związki pomiędzy wartościami:

- wprowadzanymi (wejście do procesu) - są to bazy danych (cylindry), takich wartości atrybutów, jak np. rozstawy osi, szerokości kół, kor-

- pusów, numerów łożysk, itp. oraz związki wyprowadzone z klas wyższego poziomu hierarchicznego, dziedziczone przez klasy niższego poziomu hierarchicznego np. długość wewnętrzna i zewnętrzna korpusu, grubość ścianki korpusu, odległości osi, itp.
- przetwarzanymi (sam proces, czy podprocesy) charakteryzujące klasy, podklasy (prostokąty) oraz obiekty (owale) np. klasa zespołu przekładni – KPRZ3ZK, podklasa rzutu poziomego korpusu – KPRZZ, obiekt rzutu poziomego korpusu – OKPRZ, itp.
 - wyprowadzanymi z klas jako formy dziedziczenia (wyjścia z procesów) z atrybutami zewnętrznymi.



Rys.7.7. Diagram modelu przepływu danych

Trzy wcześniej scharakteryzowane modele umożliwiły dokonanie analizy problemu, jaki został postawiony. Problem ten dotyczył metodologicznego ujęcia obiektowo zorientowanego kształtowania postaci konstruk-

cyjnej typoszeregów przekładni zębatach. Dzięki tym modelom wydzielono encje, ustalono związki między nimi zachodzące oraz w jakiej hierarchii są modelowane. Pokazano także procesy projektowania w postaci klas, podklas i obiektów ze wskazaniem, jakie informacje przepływają pomiędzy nimi.

Model obiektowy to taki model, którego podstawą są pojęcia klasy, obiektu, abstrakcji, dziedziczenia, hermetyzacji, polimorfizmu, wiązań dynamicznych oraz innych cech obiektowości. W modelu tym chodzi o diagramy przedstawiające obiekty, ich klasy oraz powiązania pomiędzy nimi. Diagramy są tu częstym obrazem graficznych interpretacji modelowania. Model wprowadza również pojęcia identyfikatorów obiektów oraz powiązań agregacyjnych pomiędzy obiektami. Klasy są tu powiązane związkami agregacji umożliwiającymi przechodzenie (nawigację) pomiędzy związanymi z nimi obiektami, modelowaniem całości do jej części. Metodami stosowanymi w modelowaniu obiektowym są funkcje, operacje przypisane do klasy obiektów i dziedziczone przez jej podklasy oraz obiekty. Działają w sposób hermetyczny, w środowiskach klas i podklas pod odpowiednimi nazwami, wykorzystując informacje zewnętrzne oraz algorytmy postępowania oparte na wcześniej opracowanych wzorach. W modelu obiektowym, z koncepcyjnego punktu widzenia, miejscem przechowywania metody jest odpowiednia klasa. Oznacza to, że taka metoda może być zastosowana do dowolnego obiektu będącego bezpośrednim lub pośrednim jej wystąpieniem. Przy modelu obiektów zwykle chodzi o diagram agregacji klas, odwzorowujący stosunek całości i części pomiędzy obiektami. Diagram obrazuje klasy, podklasy obiektów, nazwy atrybutów, metod oraz związki zachodzących między obiektami, jak również formy dziedziczenia i liczności tych związków.

7.3.4. Sposoby kontaktu między fazami projektu

Efektem końcowym procesu obliczeń inżynierskich na etapie analizy są pliki gromadzone w bazach danych, które są wejściem do syntezy obiektowej.

W analizie obiektowej za parametr podstawowy przyjęto odległość osi wałów charakteryzującą daną wielkość przekładni zębatej i określającą jej położenie w typoszeregu. Odległość osi na pierwszym stopniu przy danym przełożeniu określają średnice pary kół stopnia szybkoobrotowego, a na ostatnim stopnia wolnoobrotowego. Podobieństwo kół zębatach w badanych typoszeregach jest podstawową cechą przekładni. Ich wymiary decydują o wymiarach korpusów oraz wałów na poszczególnych stopniach.

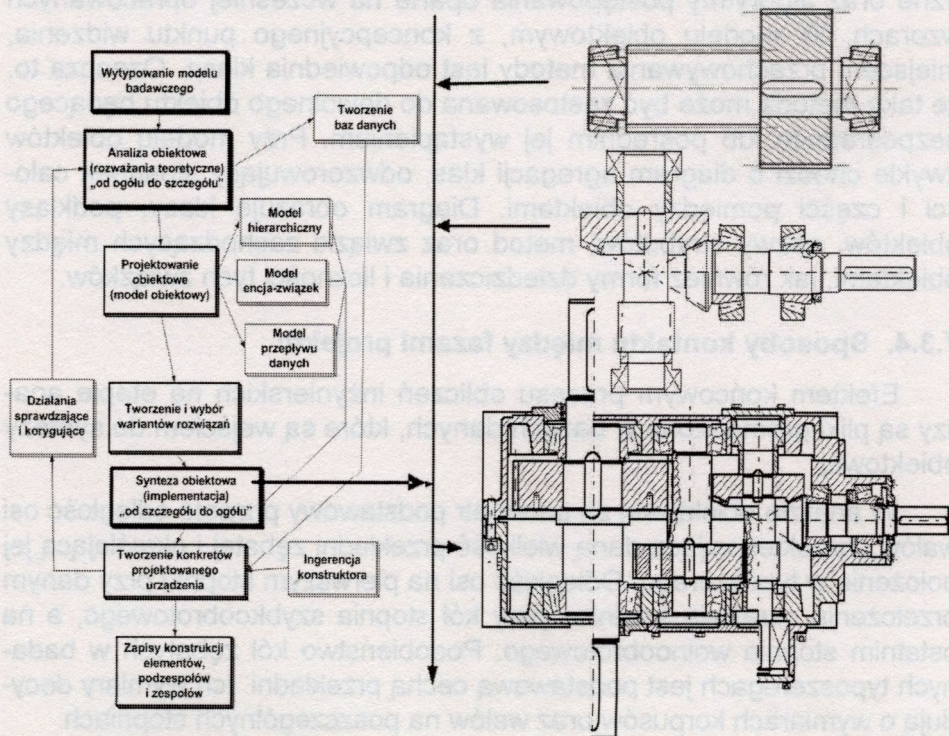
Analiza obiektowa bazuje na obliczeniach projektujących i sprawdzających, zarówno geometryczne, jak i wytrzymałościowe opisanych w roz-

działach 3, 4 i 5, które zostały opracowane w oparciu o zdobyte doświadczenia, zalecenia wewnętrzne firmy, normy krajowe i międzynarodowe oraz na podstawie analiz matematycznych i geometrycznych. Służą one do wyznaczania wartości parametrów potrzebnych do kształtowania postaci konstrukcyjnych elementów przekładni zębatych. Elementami tymi są dla przekładni zębatych: korpusy, tuleje wejściowe, koła zębate walcowe i stożkowe, wałki wolnoobrotowe, wałki zębate walcowe, stożkowe oraz elementy przystawki kątovej dla przekładni stożkowo-walcowych.

7.4. Synteza obiektowa według zasady „od szczegółu do ogółu”

7.4.1. Podstawowe założenia

Kolejność kształtowania postaci konstrukcyjnej przekładni zębatych (synteza obiektowa) od elementów np. kół zębatych i wałków oraz korpusów poprzez podzespoły aż do zespołów (złożeń) jest zgodna z najczęściej stosowaną w praktyce zasadą konstruowania według zasady „od szczegółu do ogółu” [15, 18-22], (rys. 7.8). W ten sposób powstają konkrety w formie automatycznej propozycji metodyki [5].



Rys.7.8. Synteza obiektowa według zasady „od szczegółu do ogółu”

Na tym etapie następują ingerencje konstruktora, gdzie poprzez sprzężenia zwrotne powstają działania sprawdzające i korygujące, które doskonałą tak powstałą postać konstrukcyjną.

Powstałe konkrety są dokumentami, które należy jeszcze dalej obrabiać, doprowadzając do rysunków docelowych, czyli zapisów konstrukcji [2, 3]. Te z kolei po poddaniu procesowi technologicznemu są dokumentacją techniczną na podstawie, której wytwarza się wytwory zgłoszone w postaci potrzeb przez klienta [31].

Badane zagadnienie potraktowano, podobnie jak w przypadku analizy obiektowej, jako podejście procesowe zalecane przez międzynarodową normę zarządzania jakością PN-EN ISO-9001:2001 [29, 35].

Proces, czyli w tym przypadku synteza obiektowa, jest zbiorem wzajemnie powiązanych oraz oddziaływujących na siebie czynności, które przekształcają wejście w wyjście.

Wejście to wynik wyjścia z procesu analizy, to jest sposoby kontaktu między fazami, takie jak obiektowe bazy danych wraz z parametrami i modelami obiektowymi, dokładnie opisanymi w części pierwszej dotyczącej analizy obiektowej.

Procesem, który przekształca wyżej wymienione wyniki wyjścia procesu analizy jest synteza obiektowa, która ustala następujące elementy (rys. 7.9):



Rys.7.9. Elementy procesu syntezy obiektowej

- fazy projektu to jest projektowanie obiektowe, konstruowanie, testowanie, wdrażanie i serwisowanie,
- modele tworzone w fazach, jako obiektowe,
- sposoby kontaktu między fazami w postaci baz danych i menu użytkownika,
- dokumentacja powstała w fazach, jako wynik instancji projektowanej dokumentacji oraz na ich podstawie powstałych zapisów konstrukcji elementów i zespołów.

7.4.2. Fazy projektu etapu syntezy obiektowej

Jak wspomniano we wstępie, proces projektowy metodyki obiektowo zorientowanej składa się z analizy obiektowej i syntezy obiektowej, jako implementacji wraz z oceną.

W tym punkcie monografii są omówione fazy syntezy, takie jak: projektowanie, konstruowanie, testowanie, wdrażanie oraz serwisowanie.

Projektowanie obiektowe [10] jako proces wyjścia z analizy, a wejścia do syntezy jest etapem koncepcyjnym, jest procesem określania składowych do tworzenia konstrukcji. Poszukiwane są tutaj sposoby realizacji badanego zadania poprzez ustalenie struktury funkcjonalnej. Projekt nie ujmuje szczegółowych cech konstrukcji, lecz jedynie zarys geometrycznej postaci konstrukcyjnej. Następnie tworzone są warianty rozwiązania całego problemu. Można zastosować tablice morfologiczne, za pomocą których generuje się zbiory alternatywnych rozwiązań projektowanego problemu [5, 6, 24].

Rozwiązania konstrukcyjne ujmują, zarówno wymagania zdefiniowane, co do działania środków technicznych, jak i koncepcji realizacji tych działań poprzez określenie postaci konstrukcyjnej. Mając postać konstrukcyjną oraz strukturę hierarchiczną badanego problemu można wydzielić składniki (elementy) rozwiązań. Elementy konstruowane otrzymują ostateczną postać konstrukcyjną potrzebną do wykonania dokumentacji projektu.

Należy tutaj zaznaczyć, że przejście od procesu projektowania do konstruowania jest przejściem często nieostрым. Dlatego proces ten nazwany jest często projektowaniem konstrukcyjnym [1]. Głównym wynikiem projektowania są zbiory uszczegółowionych wariantów, natomiast wynikiem konstruowania są zbiory konstrukcji.

Synteza obiektowa dotyczy projektowania i konstruowania obiektowego. Obejmuje badanie poprzez składanie przestrzeni rozwiązań problemów oraz samo konstruowanie, powodujące tworzenie konkretnych rozwiązań.

Natomiast ocena, której zadaniem jest sprawdzenie czy rozwiązanie spełnia wymagania ustalone przy określaniu potrzeb i formułowaniu wymagań, realizowana jest w trzech ostatnich etapach tj. testowaniu, wdrażaniu i serwisowaniu.

Testowanie polega na sprawdzeniu charakterystyk technicznych. Dokonywane jest praktycznie w pracowni konstrukcyjnej, na stacji prób oraz jako walidacja u klienta. Realizowane jest najczęściej poprzez przeglądy, weryfikację oraz walidację projektu i wytworu. Przegląd projektu jest wszechstronnym, usystematyzowanym oraz udokumentowanym badaniem projektu w celu oceny jego zdolności do spełnienia wymagań jakościowych, jak i wynikłych z potrzeb. Stosuje się go również do zidentyfikowania istniejących problemów i przedstawienia propozycji ich rozwiązania. Można przeprowadzić go na dowolnym etapie procesu projektowego. Jest wymagany jednak opcjonalnie po zakończeniu każdego projektowania. Weryfikacja natomiast jest potwierdzeniem przez zbadanie i przedstawienie obiektywnych dowodów, że zostały spełnione wyspecyfikowane wymagania.

Natomiast walidacja to potwierdzenie, że zostały spełnione wymagania dotyczące konkretnie zamierzonego zastosowania. W projektowaniu i pracach rozwojowych walidacja odnosi się do procesu przebadania projektu i wytworu w celu stwierdzenia jego zgodności z wcześniej ustalonymi potrzebami użytkownika. Użyteczność proponowanych rozwiązań ocenia się często również za pomocą metody ważonych kryteriów i porównuje się przewidywane charakterystyki produktu z wcześniej określonymi celami i kryteriami.

Wdrożenie jest nadzorem konstruktora nad wykonaniem prototypu. W przypadku przekładni zębatych są to modele korpusów, elementów zębatych, wałków oraz pozostałych części. Następnie sprawdza się możliwości ich poprawnego montażu [6].

Jak wykazały doświadczenia, przy wdrożeniach projektów, niezadowolenie z ich realizacji wynikało najczęściej ze źle sprecyzowanych wymagań, nierozpoznanych błędów projektowych, braku jednoznacznego ustalenia wymagań funkcjonalnych oraz nie stosowaniu działań korygujących czy zapobiegawczych.

Serwisowanie projektu to ciągłe jego doskonalenie. Wymóg ten jest niezbędny, aby zaprojektowany wytwór był na najwyższym poziomie jakościowym, jak i bezpieczeństwa zgodnego z dyrektywami Unii Europejskiej. Najczęściej stosuje się tu narzędzia jakościowe, takie jak analiza przyczyn i skutków wad [35].

Problemy, którymi zajmuje się konstruktor podczas procesu projektowania typoszeregu przekładni zębatych mogą być rutynowe lub nie-

rutynowe. Problemy rutynowe rozwiązywane są za pomocą stosowanych algorytmów i procedur [7]. Nierutynowe cechujące się nowościami. Dzielą się na innowacyjne i twórcze. Natomiast problemy przeprojektowania obejmują zagadnienia już istniejące, ale poprzez ich modyfikację spełniają dodatkowe wymagania. Dotyczą one zadań adaptacyjnych lub wariantowych.

Przy badaniu zbiorów uporządkowanych, to jest typoszeregów przekładni zębatych, najlepiej jest stosować techniki wariantowania i parametryzacji [8].

Struktura wariantowa rodzin konstrukcji wynika z różnorodności rozwiązań konstrukcji, odmian czy modyfikacji tego samego projektu. Warianty konstrukcyjne są zbiorem rozwiązań konstrukcyjnych stanowiących odmiany ich rozwiązania podstawowego. Liczność wariantów zależna jest od zakresu zmienności jakościowych cech charakterystycznych oraz zdolności twórczych konstruktorów.

W projektowaniu parametrycznym struktura projektowanego obiektu jest znana [4]. Podczas projektowania należy określić wartości zmiennych projektowania. Zasadą takiego projektowania jest fakt, że istniejący sprawdzony projekt, którym w przypadku typoszeregu jest wielkość podstawowa, jest podstawą do tworzenia podobnych, najczęściej pod względem geometrycznym, o różnych osiągnięciach, projektów pochodnych.

Takie podejście określają:

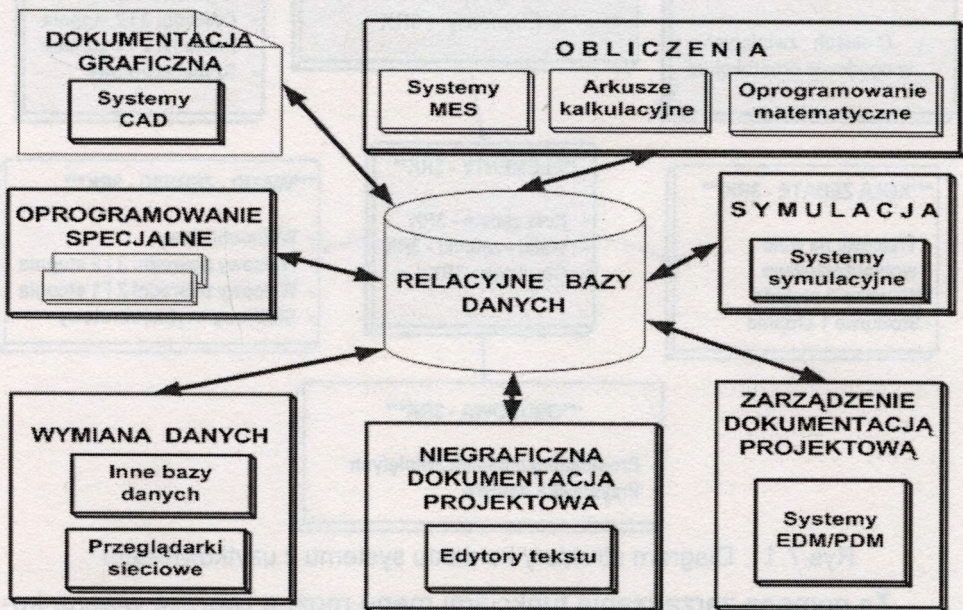
- zasady tworzenia zunifikowanych wartości cech charakterystycznych,
- przedstawienie rozwiązań konstrukcyjnych, przy wcześniejszym algorytmicznym wyznaczeniu wartości ich wymiarów,
- optymalizacja różnorodności cech konstrukcyjnych z zastosowaniem automatycznej klasyfikacji przy ostatecznym generowaniu dokumentacji konstrukcyjnej.

7.4.3. Sposoby kontaktu między fazami

W modelu projektowania obiektowo zorientowanego zastosowano cztery składowe:

- dziedzina problemu określa obiekty realizujące podstawowe funkcje badanego zagadnienia np. w przekładniach zębatych są to koła zębate, wałki, korpusy czy podzespoły,
- zarządzanie zadaniami wyróżniające elementy systemu, które umożliwią realizację zadania, np. metody będące algorytmami postępowania,
- zarządzanie danymi,
- kontaktu z człowiekiem.

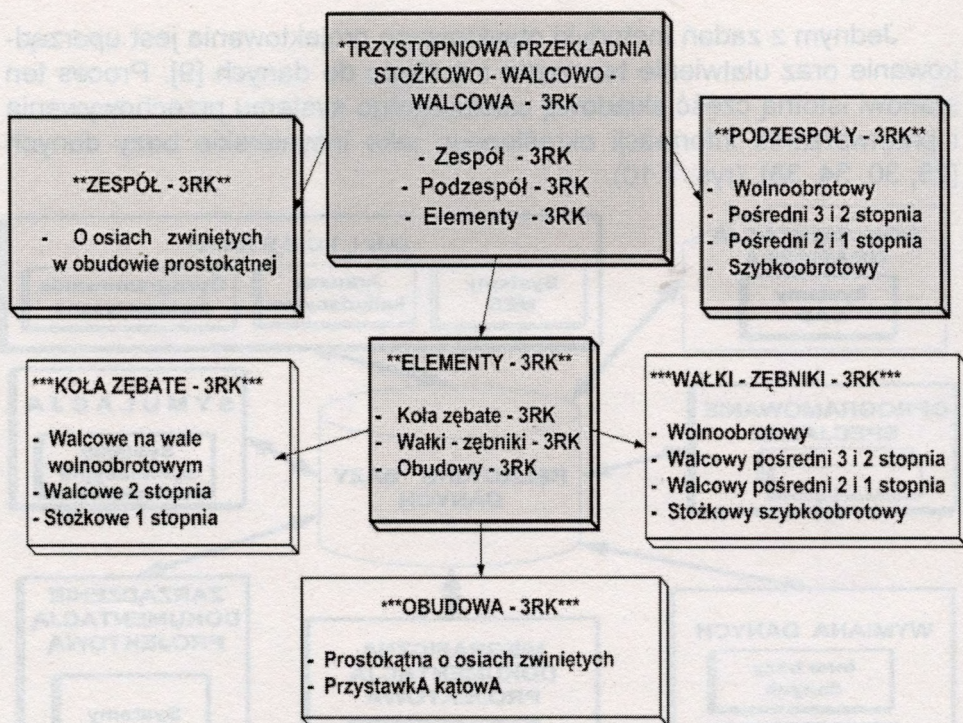
Jednym z zadań metodyki obiektowego projektowania jest uporządkowanie oraz ułatwienie tworzenia i dostępu do danych [9]. Proces ten stanowi istotną część składową całościowego systemu przechowywania i przetwarzania informacji określonego jako inżynierskie bazy danych [28, 30, 34, 38], (rys. 7.10).



Rys.7.10. Struktura środowiska komputerowego wspomaganie procesu projektowania [39]

Strukturę komputerowego wspomaganie projektowania CAD (Computer Aided Design), zintegrowanego z komputerowym wspomaganie obliczeń inżynierskich CAE (Computer Aided Engineering), zarządzaniem dokumentacją PDM (Product Data Management), bazami danych i innym oprogramowaniem wspomagającym metodykę pokazano na (rys. 7.10). Modelem wykorzystanym w badanej metodyce jest najczęściej stosowany model relacyjnych baz danych.

Składowa kontaktu z człowiekiem służy do ustalenia sposobu tworzenia interfejsów wykorzystywanych do realizacji projektu na drodze system - użytkownik. Odpowiednie menu użytkownika w proponowanej metodyce przedstawiono poniżej (rysunek 7.11) na przykładzie trzystopniowej przekładni zębatej stożkowo-walcowo-walcowej. Struktura ta przedstawia menu główne wraz z hierarchią zagłębiania się w menu niższych poziomów podczas procesu projektowania, obejmującego tworzenie postaci konstrukcyjnej zespołów, podzespołów i elementów typoszeregów trzystopniowych przekładni zębatych stożkowo-walcowo-walcowych.



Rys.7.11. Diagram struktury kontaktu systemu z użytkownikiem

Za pomocą zarządzania funkcjami menu można tworzyć własną komunikację z użytkownikiem. Prowadzenie użytkownika w tym systemie jest realizowane głównie przez menu graficzne.

Otwieranie następnego okna (w tabelarycznym menu) dokonuje się po wybraniu z okna bieżącego odpowiedniego wiersza. Hierarchia struktury tabelarycznej powstaje dzięki odwołaniom do następnych okien i wyborowi odpowiedniej ścieżki.

7.4.4. Dokumentacja powstała w fazach

Na poszczególnych etapach projektowania obiektowego powstają dokumenty lub zapisy, zarówno w postaci elektronicznej, jak i na papierze, które są odpowiednio nadzorowane i przechowywane.

W metodyce wykorzystano następujące rodzaje dokumentów:

- modelowanie obiektowe będące zbiorem klas i obiektów, magazynowane jest jako program na dyskach logicznych oraz w formie wydruku wykazu klas i obiektów,
- dane wejściowe do procesu projektowania obiektowego powstałe w wyniku obliczeń inżynierskich, zgromadzone jest w bazach danych,

- diagramy modeli hierarchicznych, encja-związek, przepływu danych i obiektowe są tworzone w sposób graficzny na ekranach, następnie drukowane na papierze jako zapisy do analizy,
- wyniki konkretów ukształtowane w formie rysunków do dalszej obróbki są gromadzone elektronicznie na plikach,
- zapisy konstrukcji będące rysunkami docelowymi wykonawczymi czy zestawieniowymi są archiwizowane elektronicznie przez system PDM - Product Data Management lub wydrukowane na kalkach technicznych do składowania w szafach archiwacyjnych.

Przy czym dwa ostatnie rodzaje dokumentów są wynikiem syntezy i są dokładniej przedstawiane w tym punkcie, natomiast pozostałe są wynikiem analizy, a jednocześnie wejściem do procesu syntezy.

System PDM gromadzi dane o produkcie, archiwizuje dokumentację i zarządza projektem. Jest łącznikiem dwóch środowisk przechowywania informacji: bazo-danowych i dokumentacyjnych. Oprócz usprawnienia dostępu do informacji system ten zapewnia skuteczną ochronę danych przed niekontrolowanym ich wpływem. Każdy dokument oraz informacja posiadają własny status dostępu, co automatycznie chroni je przed niepożądanym odczytem.

Podsumowując zagadnienie powstawania oraz nadzorowania dokumentacji generowanych w fazach projektowania, jak i wszystkich etapach związanych z wytwarzaniem produktu można stwierdzić, że bardzo ważnym elementem tego procesu jest archiwizacja zwłaszcza elektroniczna. Dla administratorów to perspektywa najszybciej rozwijającej się obecnie technologii informatycznej, a także możliwości nieskrępowanej adaptacji oprogramowania do zmieniających się warunków funkcjonowania przedsiębiorstwa. Natomiast dla managementu i jednostek nadzorujących, elektroniczny nadzór nad dokumentacją oznacza bezpośredni dostęp do informacji funkcjonującej w firmie, niezależnie od miejsca jej przechowywania, a co za tym idzie możliwości generowania wszelkiego rodzaju dokumentacji technicznej, zestawień przekrojowych, wykresów, raportów, itp.

7.4.5. Tworzenie konkretów

Proces kształtowania postaci konstrukcyjnej rozpoczyna się od przekształcania obiektów, stworzonych w procesie analizy obiektowej, w konkrety elementów poprzez nadanie tym obiektom rzeczywistych wartości. Danymi wejściowymi są tu parametry geometryczne przekładni, takie jak np. odległości osi, średnice elementów zębatych (rys. 7.12), wymiary wałków, kąty pochylenia linii zęba, podstawowe wymiary korpusów oraz numery elementów znormalizowanych, np. łożysk tocznych.

KN.TAB

Parametry geometryczne par kół zębatach walcowych

WYB	N	Z1	Z2	ALFABETA	MN	UN	N1	X1	X2	PB	ZW1	ZW2	WW1	WW2
2	0	22	87	20	10	2.00	4	150	0,481	0,122	5,166	4	11	22,081 64,762
3	0	22	87	20	10	2.00	4	60	0,481	0,122	5,166	4	11	22,081 64,762
4	0	22	87	20	10	2.00	4	30	0,481	0,122	5,166	4	11	22,081 64,762
2	1	22	55	20	10	2.25	2.5	600	0,483	0,494	6,642	7	7	24,716 45,746
3	1	22	55	20	10	2.25	2.5	240	0,483	0,494	6,642	7	7	24,716 45,746
4	1	22	55	20	10	2.25	2.5	120	0,483	0,494	6,642	7	7	24,716 45,746
2	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3	2	26	65	20	10	1.5	2.5	600	0,600	0,625	4,428	4	9	16,685 39,708
4	2	26	65	20	10	1.5	2.5	300	0,600	0,625	4,428	4	9	16,685 39,708
2	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4	3	29	58	20	10	1.25	2	750	0,349	0,324	3,690	5	9	17,508 32,832

Rys.7.12. Baza danych parametrów geometrycznych par kół zębatach

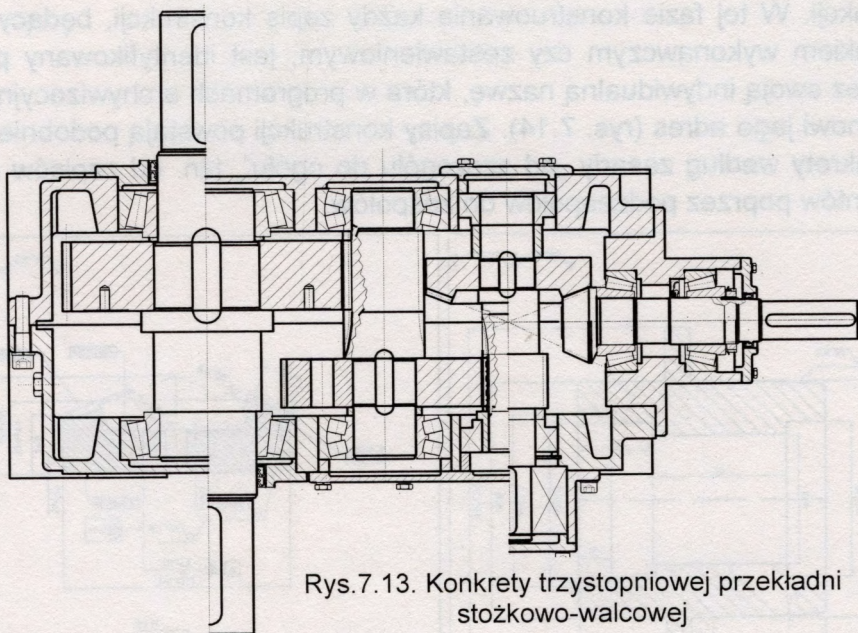
Przykładem są np. koła zębata walcowe, stożkowe, wałki wolno-obrotowe, pośrednie czy szybkoobrotowe stożkowe, jako elementy globalne.

W inny sposób powstają konkrety obudów korpusów, tulei wejściowych przystawki katowej, jako lokalne. Są one przypisane odpowiednim atrybutom, to jest liczbie stopni przekładni, np. trzystopniowa, usytuowaniu - o osiach zwiniętych oraz kształtowi obudowy, jako widok rzutu pionowego obudowy, prostokątny.

Obiektami bazowymi są tu rodzaje typoszeregów przekładni np. dwu-, trzy-, czterostopniowe zębata stożkowo-walcowo-walcowe. Z obiektów tych powstają obiekty pochodne obudów dla różnych stopni i usytuowań osi przekładni. Są to obiekty mniej uniwersalne, występujące w postaci rzutów i przekrojów korpusów i tulei wejściowych. Uszczuplają zakres abstrakcji projektanta przy kształtowaniu obudowy, ale jednocześnie wpływają na cechy określonego podobieństwa i zapewniają unifikacji tworzonych przekładni.

W podobny sposób tworzy się konkrety podzespołów i zespołów, oczywiście na podstawie odpowiadających im obiektów.

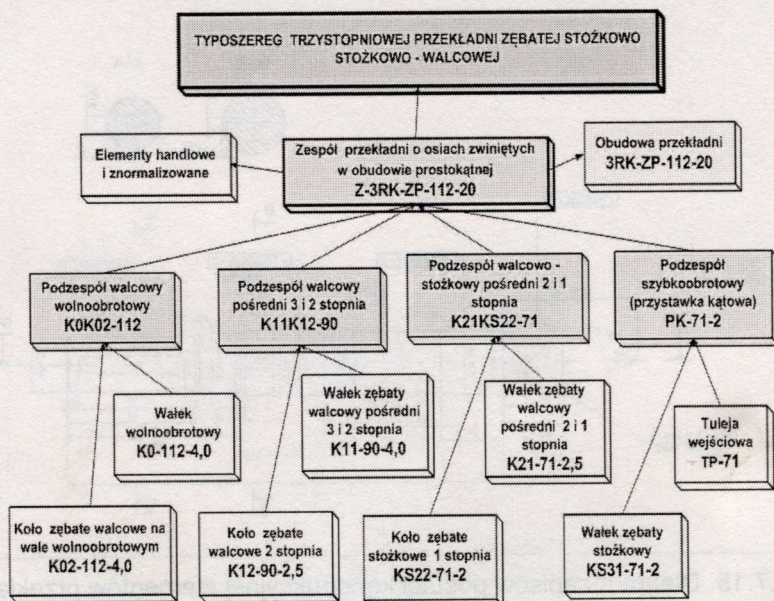
Wynikiem złożenia wyżej scharakteryzowanych elementów są zespoły modeli przekładni, np. zębatach stożkowo-walcowo-walcowych (rys. 7.13). Modele te, jak wcześniej wspomniano, związane są z liczbą stopni przełożeń, usytuowaniem osi oraz kształtem obudowy. Każdy zespół przekładni składa się z obudowy oraz podzespołów. Podzespoły zaś z wałków i kół zębatach oraz części handlowych i znormalizowanych, łożyska, pierścienie, wpusty, itp.



Rys.7.13. Konkret trzystopniowej przekładni stożkowo-walcowej

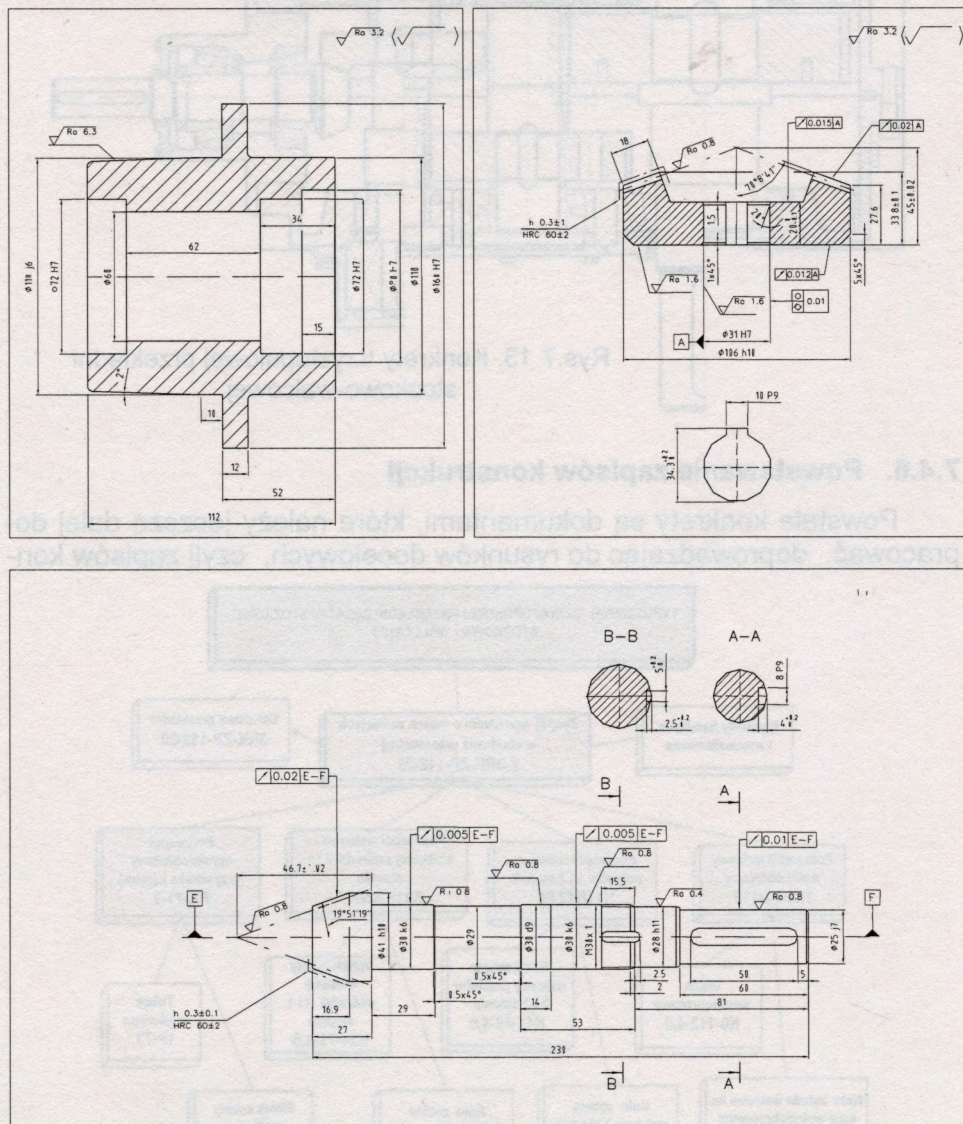
7.4.6. Powstawanie zapisów konstrukcji

Powstałe konkrety są dokumentami, które należy jeszcze dalej dopracować, doprowadzając do rysunków docelowych, czyli zapisów kon-



Rys.7.14. Diagram identyfikacji zapisów trzystopniowej przekładni zębatej stożkowo-walcowo-walcowej

strukcji. W tej fazie konstruowania każdy zapis konstrukcji, będący rysunkiem wykonawczym czy zestawieniowym, jest identyfikowany poprzez swoją indywidualną nazwę, która w programach archywizacyjnych stanowi jego adres (rys. 7.14). Zapisy konstrukcji powstają podobnie jak konkrety według zasady „od szczegółu do ogółu”, tzn. od zapisów elementów poprzez podzespołów do zespołów.



Rys.7.15. Diagram zapisów postaci konstrukcyjnej elementów przekładni zębatej

Zapisy konstrukcji elementów badanych przekładni zębatych (gotowe rysunki) są konkretnymi uzupełnionymi o dodatkowe widoki, przekroje, wymiary geometryczne umieszczone na rysunkach lub w tabelach, parametry technologiczne przedstawione w uwagach rysunkowych, wielkości pomiarowe, uwagi dotyczące obróbki mechanicznej i cieplnej, a także o klasy chropowatości, odchyłki tolerancji, jak i inne uwagi czy zalecenia. W taki sposób są tworzone, między innymi, rysunki wykonawcze elementów przekładni, tj. kół zębatych, wałków i korpusów (rys. 7.15).

W podobny sposób powstają pozostałe zestawienia przekładni projektowanych według proponowanej metodyki, to jest rysunki wykonawcze i zestawieniowe całej trzystopniowej przekładni stożkowo-walcowo-walcowej.

7.5. Porównanie metodyki obiektowej z konwencjonalną

W podrozdziale tym została porównana pracochłonność projektowania badanego typoszeregu przekładni zębatych według zaproponowanej metodyki, zarówno analizy, jak i syntezy, obiektowo zorientowanego projektowania typoszeregów przekładni zębatych z pracochłonnością projektowania podobnego typoszeregu metodą stosowaną do czasu wdrożenia tej metodyki, zwaną dalej metodą konwencjonalną [15].

Projektowanie konwencjonalne było wspomagane komputerowo, w którym obliczenia inżynierskie oraz zapis konstrukcji przeprowadzano oddzielnie dla każdej przekładni zębatej tworzącej projektowany typoszereg. W metodzie tej system CAD, służący do zapisu konstrukcji, wykorzystywano tylko jako edytor graficzny [23, 24].

W metodyce zaproponowanej kształtowanie postaci konstrukcyjnej typoszeregu przekładni zębatych polega na zapisie konstrukcji jedynie przedstawiciela tego typoszeregu, czyli tzw. przekładni podstawowej [20]. Zapis konstrukcji pozostałych przekładni, które są pochodnymi podstawowej, przeprowadza się już automatycznie. Jak wspomniano powyżej w ostatnim etapie konstruowania konieczne jest tylko niewielkie uzupełnienie dokumentacji konstrukcyjnej, które musi być przeprowadzane oddzielnie dla każdej przekładni typoszeregu.

Dzięki porównaniu czasów projektowania według tych metod możliwe będzie określenie głównych efektów uzyskanych z zastosowania metodyki obiektowo zorientowanego projektowania typoszeregów przekładni zębatych.

Porównanie czasów projektowania z rozbiciem na poszczególne etapy dla pojedynczej, trzystopniowej przekładni zębatej stożkowo-wal-

cowo-walcowej (podstawowej) i całego typoszeregu złożonego z n przekładni (podstawowa + $(n-1)$ pochodnych) przedstawiono w tabeli 7.1.

Porównanie przybliżonych czasów projektowania typoszeregu złożonego z n trzystopniowych przekładni zębatych stożkowo-walcowo-walcowych

Tabela 7.1

Etapy projektowania	Czas projektowania w godzinach			
	według metody konwencjonalnej		według proponowanej metodyki	
	przekładni	typoszeregu	przekładni	typoszeregu
Projektowanie koncektualne	8	$8 + 2(n - 1)$	8	$8 + 2(n - 1)$
Wykonywanie obliczeń	16	16 n	16	16 n
Zapis konstrukcji	48	48 n	62	$62 + 7(n - 1)$
Sprawdzanie dokumentacji	16	16 n	8	$8 + 4(n - 1)$
Plotowanie dokumentacji	3	3 n	3	3 n

Etap zapisu konstrukcji typoszeregu przekładni zębatych, według proponowanej metodyki obejmuje:

- analizę obiektową, czyli tworzenie klas, podklas i obiektów, określenie atrybutów oraz metod w poszczególnych klasach, stworzenie diagramów przepływu danych, między klasami i podklasami, tworzenie modeli w fazach, budowa baz danych,
- syntezę obiektową, czyli tworzenie wykorzystujące menu użytkownika, konkretnów oraz zapisów elementów, podzespołów i zespołu tylko dla przekładni podstawowej,
- generowanie dokumentacji konstrukcyjnej dla wszystkich przekładni typoszeregu,
- uzupełnienie dokumentacji konstrukcyjnej.

Analiza obiektowa prawie w całości przeprowadzana jest na przykładzie przekładni podstawowej. Czas potrzebny na jej przeprowadzenie dla typoszeregu badanych przekładni zębatych wynosi około 16 godzin oraz dodatkowo $(n - 1)$ godzin na uogólnienie analizy dla wszystkich przekładni pochodnych.

Synteza obiektowa prowadzona w całości na przykładzie przekładni podstawowej zajmuje, dzięki wykorzystaniu zalet obiektowości, mniejszą liczbę godzin w porównaniu z konwencjonalnym zapisem konstrukcji, tj. około 40 godzin.

Generowanie dokumentacji konstrukcyjnej dla wszystkich przekładni typoszeregu jest w całości wspomagane komputerowo dzięki wykorzystaniu własności systemu graficznego CAD oraz opracowanej metodyki. Tak więc, czas potrzebny na generowanie dokumentacji zależy tylko od jakości menu użytkownika pozwalającego na mniej lub bardziej sprawne wprowadzenie odpowiednich poleceń i w przeciętnych warunkach może wynosić, niezależnie od liczby przekładni tworzących typoszereg, maksymalnie 0,5 godziny (łącznie z czasem pomocniczym).

Ostatni podetap kształtowania postaci konstrukcyjnej wszystkich przekładni typoszeregu polegający na uzupełnianiu dokumentacji konstrukcyjnej wymaga około 6 n godzin.

Także czas potrzebny na sprawdzenie i zatwierdzenie dokumentacji utworzonej według proponowanej metodyki jest dużo krótszy i wynosi około $8 + 4(n - 1)$ godzin.

Porównując czasy potrzebne na wykonanie dokumentacji konstrukcyjnej według obydwu metod można stwierdzić, że efektywność proponowanej metodyki zwiększa się wraz ze wzrostem liczby przekładni tworzących typoszereg. I tak w przypadku $n = 5$ pracochłonność zmniejsza się o ponad 60%, a przy $n = 8$ zmniejsza się o około 70%.

Dzięki wdrożeniu metodyki uzyskano, oprócz skrócenia czasu projektowania, a przez to zmniejszenia kosztów tworzenia dokumentacji technicznej, również niewymierne efekty użytkowe, takie jak:

- jednokrotne wykonanie syntez obiektowych dla całego typoszeregu, gdy w przypadku metody konwencjonalnej zapis konstrukcji każdej wielkości musi być przeprowadzany indywidualnie,
- wykorzystanie istniejących konkretów (elementów czy podzespołów) w konstrukcji typoszeregów przekładni o innej liczbie stopni lub typoszeregów przekładni innych rodzajów,
- ułatwienie kontroli etapów procesu projektowania przez wprowadzenie jednego diagramu dla wszystkich wielkości typoszeregu,
- łatwość dokonywania poprawek często bez potrzeby wymiany całej dokumentacji,
- projektowanie obiektowe wpływa na cechy określonego podobieństwa oraz zapewnia unifikację, co ma szczególne znaczenie przy tworzeniu napędów zębatych,
- przygotowanie obiektów do projektowania modularno segmentowego opartego na doborach wykorzystujących systemy doradcze oraz sztuczną inteligencję.

Literatura

- [1] Алексеев В., Панфилов Е. А.: Системный подход в стандартизации. Стандарты и качество № 8 1969.
- [2] Argila C., Yourdon E.: Analiza obiektowa i projektowanie – przykłady zastosowań. WNT, Warszawa 2000.
- [3] Branowski B.: Wprowadzenie do projektowania. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1998.
- [4] Beitz W., Pahl G.: Baureihenentwicklung. Konstruktion V. 26, s.71-79, 113-118 1974.
- [5] Beitz W., Pahl G.: Nauka konstruowania. WNT, Warszawa 1984.
- [6] Beitz W., Pahl G.: Engineering Design. A Systematic Approach, Springer – Verlag, London 1996.
- [7] Benedykt Z.: Co daje obiektowe podejście do analizy i projektowania systemów informatycznych. Informatyka 11/1993.
- [8] Beynon-Davies P.: Systemy baz danych. WNT, Warszawa 1998
- [9] Волков Б. Н., Кремянский В. Я.: Унификация деталей машин. Издательство стандартов, Москва 1989.
- [10] Bis J., Grabiec R., Niedzielski R.: Koncepcja zastosowań inżynierskich baz danych w eksploatacji obiektów technicznych. Przegląd Mechaniczny 17-18/1998 s. 33-36.
- [11] Borkowski A.: Nowe narzędzia informatyki w projektowaniu. Przegląd Mechaniczny nr 1/1997, s. 5-13.
- [12] Czader W.: Computer aided modeling and design of geared drives. XIII-th Polish conference on theory of machines and mechanisms. Mielno'92.
- [13] Czader W., Czernek M., Kukuczka J., Zawiślak S.: Variants of basic structural components and calculations of toothed elements of geared motors and reducers in LOGOCAD system. International Gearing Conference 1994, University of Newcastle upon tyne, s. 227-239.
- [14] Czader W., Czernek M., Zembaty L.: Obiektowe projektowanie reduktorów o cechach typoszeregu z wykorzystaniem systemu CAD. XIII Krajowa konferencja – Polioptymalizacja i komputerowe wspomaganie projektowania, Kołobrzeg'95.
- [15] Czader W.: Metodyka obiektowo zorientowanego kształtowania postaci konstrukcyjnej typoszeregów przekładni zębatych. Rozprawa doktorska. ATH, Bielsko-Biała 2004.

- [16] Czader W., Drewniak J.: Methodology of design of gear's' size ranges. EDIProD'2004. Rydzyna 2004.
- [17] Czader W., Drewniak J.: Projektowanie obiektowe w budowie maszyn. IX Szkoła Komputerowego Wspomagania Projektowania, Wytwarzania i Eksploatacji, Jurata 2005.
- [18] Czader W., Drewniak J.: Obiektowo zorientowane projektowanie maszyn na przykładzie przekładni zębatych. Szkoła zarządzania, projektowania i realizacji projektów, Zielona Góra 2005.
- [19] Czader W., Drewniak J.: Projektowanie typoszeregów jednorodnych oraz modularno-segmentowych. I Konferencja – Materiały i środki konkurencyjnych wyrobów przemysłu maszynowego. Łagów 2005.
- [20] Czader W., Drewniak J.: Obiektowo zorientowane projektowanie modularnych typoszeregów segmentowych. XXII Sympozjon PKM. Jurata 2005.
- [21] Czader W., Drewniak J.: Obiektowo zorientowane tworzenie typoszeregów przekładni zębatych. XVIII Konferencja naukowo-techniczna „Przekładnie zębate”. Węgierska Górka 2005.
- [22] Czader W., Drewniak J.: Projektowanie obiektowe w budowie maszyn. Przegląd Mechaniczny nr 4/06, str. 23-26.
- [23] Drewniak J., Praszekiewicz M., Rysiński J.: Computer aided drafting of the components of gear reducers in parametric – alternative design, 6th Int. Conference on Engineering Computer Graphics and Descriptive Geometry, Tokyo, Japan, 1994, s. 691-693.
- [24] Drewniak J.: Wspomagane komputerowo projektowanie typoszeregów przekładni zębatych. Wyd. Filii Politechniki Łódzkiej, Bielsko-Biała 2000.
- [25] Finger S. and Dixon J. R.: A review of research in mechanical engineering designs. Part 1: descriptive, prescriptive and computer based models of design process, Research in Engineering Design, nr 1 1989.
- [26] Gendarz P.: Parametryzacja w procesie tworzenia uporządkowanych rodzin konstrukcji. V Międzynarodowa Konferencja Naukowa - Komputerowe Wspomaganie Prac Inżynierskich, Polanica Zdrój 2000, s. 321-331, t.1.
- [27] Gendarz P.: Metodologia tworzenia uporządkowanych zbiorów konstrukcji maszyn. Politechnika Śląska, Zeszyty Naukowe nr 1548, Gliwice 2002.

- [28] Lausen G., Vossen G.: Obiektowe bazy danych, modele danych i języki. WNT, Warszawa 2000.
- [29] Marowski W., Wróbel J.: Procesowe podejście do komputerowego wspomagania projektowania maszyn. Przegląd Mechaniczny nr 17-18/98.
- [30] Marowski W.: Inżynierskie bazy danych w projektowaniu maszyn. WNT, Warszawa 2000.
- [31] Matuszek J., Herma S.: System komputerowego wspomagania projektowania typoszeregów przekładni zębatych ogólnego przeznaczenia. Konferencja – Napędy '99, IV Szkoła Analizy Modalnej, OBR REDOR – Szczyrk 13-15.12.1999.
- [32] Osiński J.: Wspomagane komputerowo projektowanie typowych zespołów i elementów maszyn. PWN, Warszawa 1994.
- [33] Osiński Z., Wróbel J.: Wybrane metody komputerowo wspomaganego konstruowania maszyn. PWN, Warszawa 1988.
- [34] Osiński Z., Wróbel J.: Teoria konstrukcji. PWN, Warszawa 1995.
- [35] PN EN-ISO 9001:2001, System zarządzania jakością. Wymagania.
- [36] Rohatyński R.: A new approach to modelling of the design processes, International Conference on Engineering Design ICED 2003, Stockholm, August 19-21 2003.
- [37] Rumbaugh J.: Object- oriented Modeling and Design, Prentice-Hall Int., Englewood Cliffs, N.J. 1991.
- [38] Wróbel J.: Techniki komputerowe dla inżynierów. WNT, Warszawa 1994.
- [39] Yourdon E.: Analiza obiektowa i projektowanie przykłady zastosowań. WNT, Warszawa 1999.

8. Zakończenie

Obecnie projektowane maszyny, w tym również typoszeregi przekładni zębatych, muszą być dostosowane do wymogów dyrektyw unijnych, a zwłaszcza nowego podejścia, związanego z bezpieczeństwem ludzi, zwierząt i środowiska. Muszą również odpowiadać standardom międzynarodowym, to jest być przyjazne dla środowiska, cechować się bezpieczeństwem, niezawodnością, cichobieżnością oraz być energooszczędne. Międzynarodowe organizacje normalizacyjne (ISO, EN, itp.) opracowały szereg norm, które w obszarze bezpieczeństwa wyrobu są zalecane. Jednym z tych uregulowań są międzynarodowe normy dotyczące nośności oraz bezpieczeństwa przekładni stożkowych oraz walcowych, odpowiednio ISO 10300-1,2,3:2001, PN-ISO 6336-1,2:2000 oraz PN-ISO 6336-3:2001.

Opracowana metoda pozwala zracjonalizować proces projektowania przekładni zębatych stożkowych i walcowych tak, aby te cechy konstrukcyjne uzyskać. Udało się to osiągnąć poprzez wykorzystanie podstawowych zalet projektowania typoszeregów maszyn wraz z komputerowym wspomaganie procesu projektowania i konstruowania w całym cyklu jego tworzenia.

Projektowanie, a tym samym wytwarzanie typoszeregów maszyn i urządzeń, w tym szczególnie przekładni zębatych, przynosi wytwórcy i użytkownikowi wiele korzyści. Można tutaj wymienić, między innymi tańsze i szybsze wykonanie określonych wielkości z typoszeregu oraz uzyskanie wyższej jakości ich wykonania. Uzyskuje się to dzięki konieczności tylko jednokrotnego wykonania prac projektowo-konstrukcyjnych dowolnej ilości pojedynczych przekładni wchodzących w skład typoszeregu, bowiem spełniają one warunek geometrycznego podobieństwa całkowitego lub połowicznego. Z tego powodu użytkownik uzyskuje w krótszym okresie czasu tańszy wytwór wraz z możliwością łatwiejszego uzyskania części zamiennych.

Tworzenie dokumentacji konstrukcyjnej typoszeregów przekładni zębatych (rozdział 7) jest poprzedzone etapem obliczeń projektujących, wspomaganym komputerem (rozdziały 3, 4, 5).

Proces obliczeń projektujących składa się tu z trzech etapów:

- projektowania wstępnego,
- obliczeń geometrycznych uzębienia i zazębienia,
- obliczeń sprawdzających uwzględniających współczynniki bezpieczeństwa.

Konstruktor, rozpoczynając projektowanie jednostki specjalnej czy podstawowej typoszeregu, dysponuje ograniczoną liczbą danych, tj. najczęściej nominalnym momentem i prędkością obrotową na wyjściu, współczynnikiem przeciążenia oraz wymaganiami gabarytowymi. Dla

takich danych może on przeprowadzić jedynie wstępne obliczenia projektujące, pozwalające ustalić średnicę podziałową zębniaka z warunku na wytrzymałość powierzchniową oraz moduł z warunku na zginanie zmęczeniowe. Parametry wyznaczone w projektowaniu wstępnym są określone na podstawie uproszczonego modelu przekładni, bez wnikania w szczegóły konstrukcyjne. Tak dobrane parametry pozwalają na dalsze obliczenia geometryczne w drugim etapie projektowania. Otrzymane wymiary geometryczne zębów kół są podstawą do przeprowadzenia obliczeń sprawdzających w trzecim etapie. Obliczenia sprawdzające mają na celu wykazanie, czy przyjęte przez konstruktora parametry wstępne oraz materiał kół są w stanie zapewnić wystarczającą wytrzymałość powierzchni boku zęba (pitting) oraz jego wytrzymałość na złamanie.

Algorytmy zawierają bazy wiedzy w postaci wyników badań zgromadzonych w tabelach, zaleceniach, ograniczeniach, itp. w celu ułatwienia konstruktorowi podejmowania decyzji w trakcie przeprowadzania obliczeń projektujących.

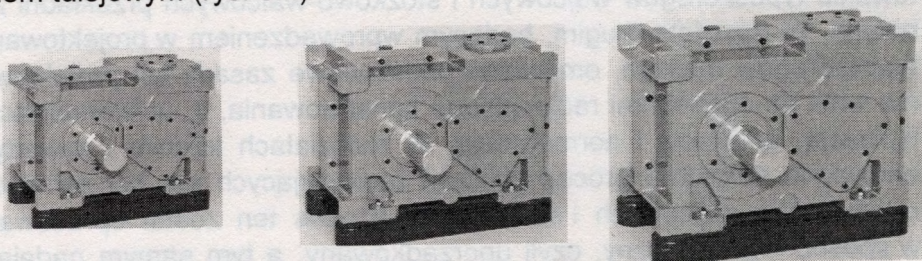
Jeżeli okaże się, że zaprojektowana para kół nie spełnia warunków wytrzymałościowych, wtedy konstruktor musi powtórzyć proces obliczeń projektujących. Oczywiście w etapie obliczeń wstępnych wykorzystuje już dokładniejsze współczynniki wytrzymałościowe, tzw. II przybliżenia, bo uzyskane w etapie poprzednich obliczeń sprawdzających. Może też zmienić materiał kół zębatych. Inne możliwości wykorzystania opracowanych programów komputerowych przedstawiono w rozdziale 6.

Metodę opracowania dokumentacji konstrukcyjnej, czyli kształtowania postaci konstrukcyjnej przekładni tworzących typoszereg omówiono w rozdziale 7. Konstruowanie to wykorzystuje cechy programowania obiektowego stosowanego w informatyce, tj. dziedziczenie, polimorfizm, abstrahowanie, hermetyzację i wiązania dynamiczne. Powyższe cechy projektowania obiektowego, a także cechy projektowania typoszeregów, umożliwiają znaczne przyspieszenie procesu projektowo-konstrukcyjnego uporządkowanych zbiorów jednostek typoszeregu.

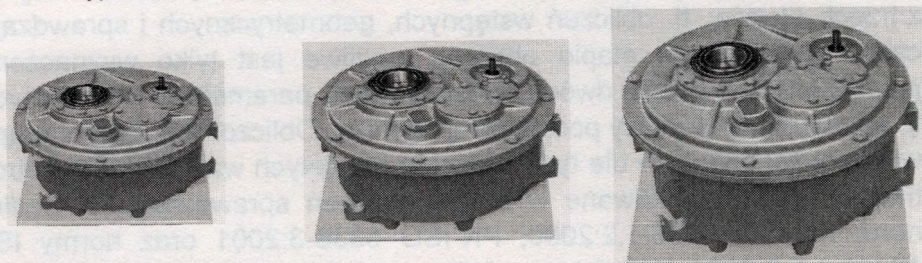
Porównując czasy potrzebne na wykonanie dokumentacji konstrukcyjnej według metody tradycyjnej i metody obiektowo zorientowanego projektowania można stwierdzić, że efektywność przedstawionej metodyki zwiększa się wraz ze wzrostem ilości przekładni tworzących typoszereg. I tak w przypadku ośmiu przekładni pracochłonność zmniejsza się o około 70%.

Dzięki wdrożeniu metodyki uzyskano, oprócz skrócenia czasu projektowania, a przez to zmniejszenia kosztów tworzenia dokumentacji technicznej, również niewymierne efekty użytkowe. Wymienić tutaj można, między innymi, możliwość wykorzystania tej metodyki do projektowania bardziej złożonych typoszeregów przekładni zębatych, tzw. typoszeregów modularno segmentowych.

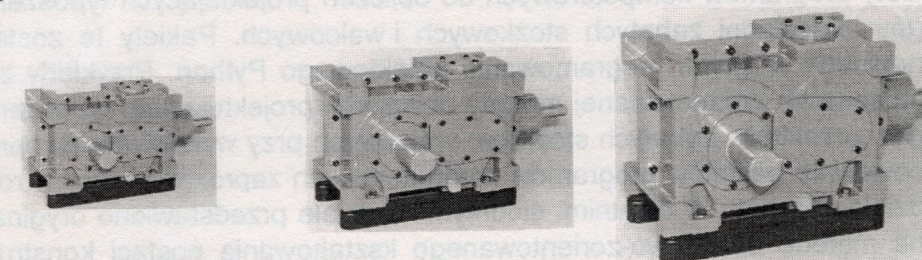
Jako przykład wykorzystania metody projektowania omówionej w monografii przedstawiono przekładnie wchodzące w skład różnych typoszeregów wykonane na podstawie tej metodologii. Są to typoszeregi przekładni walcowych w obudowie prostokątnej (rys. 8.1) i okrągłej (rys. 8.2) oraz stożkowo-walcowych (rys. 8.3) i stożkowo-walcowych z wyjściem tulejowym (rys. 8.4).



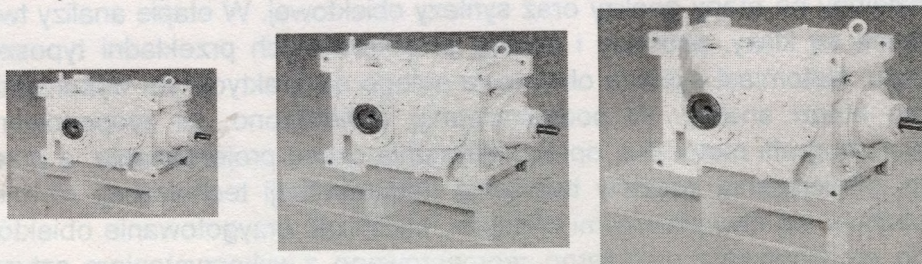
Rys.8.1. Typoszereg trzystopniowych przekładni walcowych w obudowie prostokątnej



Rys.8.2. Typoszereg trzystopniowych przekładni walcowych w obudowie okrągłej



Rys.8.3. Typoszereg trzystopniowych przekładni stożkowo-walcowych



Rys.8.4. Typoszereg trzystopniowych przekładni stożkowo-walcowych o wyjściu tulejowym

Projektowanie typoszeregów walcowych i stożkowo-walcowych przekładni zębatach

Streszczenie

W pracy opisano metodykę komputerowo wspomaganego projektowania typoszeregów walcowych i stożkowo-walcowych przekładni zębatach. W rozdziale drugim, będącym wprowadzeniem w projektowanie typoszeregów maszyn, omówiono podstawowe zasady ich projektowania wraz ze sposobami racjonalnego konstruowania, tj. uniwersalizacją, typizacją, unifikacją i normalizacją. W rozdziałach trzecim i czwartym omówiono dokładnie proces obliczeń projektujących par kół zębatach, odpowiednio walcowych i stożkowych. Proces ten został opracowany w sposób algorytmiczny, czyli uporządkowany, a tym samym nadający się do komputerowego wspomaganie projektowania. Składa się on z trzech etapów, tj. obliczeń wstępnych, geometrycznych i sprawdzających. W pierwszym etapie obliczeń możliwe jest tylko wyznaczenie przybliżonych wartości dwóch podstawowych parametrów kół zębatach, tj. modułu oraz średnicy podziałowej zębniaka. Obliczone w drugim etapie wymiary kół zębatach dla tych wstępnie przyjętych wartości parametrów muszą być zweryfikowane w etapie obliczeń sprawdzających według norm PN-ISO 6336-1,2:2000, PN-ISO 6336-3:2001 oraz normy ISO 10300-1,2,3:2001. W kolejnym piątym rozdziale przedstawiono dwa pakiety programów komputerowych do obliczeń projektujących typoszeregów przekładni zębatach stożkowych i walcowych. Pakiety te zostały napisane w języku programowania obiektowego Python. Przykłady zastosowania prezentowanej metody obliczania projektującego typoszeregów przekładni zębatach stożkowo-walcowych przy wykorzystaniu opracowanych pakietów programów komputerowych zaprezentowano w rozdziale szóstym. W ostatnim, siódmym rozdziale przedstawiono oryginalną metodę obiektowo-zorientowanego kształtowania postaci konstrukcyjnej przekładni zębatach tworzących typoszereg. Proces ten został podzielony na etapy analizy oraz syntezy obiektowej. W etapie analizy tworzone są klasy, podklasy i obiekty projektowanych przekładni typoszeregu. Natomiast synteza obiektowa polega na praktycznym wykorzystaniu etapu analizy. W podsumowaniu stwierdzono, że proponowana w monografii metodyka, oprócz skrócenia czasu projektowania, a przez to zmniejszenia kosztów tworzenia dokumentacji technicznej, również cechuje się niewymiernymi efektami, takimi jak przygotowanie obiektów do projektowania modularno-segmentowego z wykorzystaniem sztucznej inteligencji.

Design of cylindrical and bevel-cylindrical gear series of types

Abstract

The CAD method of cylindrical and bevel-cylindrical gear series of types is described in this monograph. In the second chapter the basis of the theory of gear series of types are presented. Thus the fundamental principles with the ways of rationally design, i.e. universality, classification according to type and standardization are discussed. The whole process of design calculation of bevel and cylindrical gear pairs are described in the third and fourth chapters. This process was worked out in the algorithmic method, i.e. well ordered and being suitable for CAD. It is composed of the three stages, i.e. preliminary, geometrical and verification calculations. At the first stage we have limited amount of data and therefore it is possible calculation only value of two fundamentals parameters of gears, i.e. modulus and pitch diameter of pinion. Gear dimensions calculated at the second stage for these preliminary accepted parameters must be verified at the next stage of calculation. The fatigue strength of cylindrical gears is verified according to PN-ISO 6336 Standard (method C) and bevel gears according to ISO 10300 Standard (methods B, B1 and B2) at the third stage. In the fifth chapter two special software packages for design calculation of bevel and cylindrical gear size ranges. These packages were written in object oriented computer language PYTHON on the algorithms basis presented in the third and fourth chapters. Examples of applications of the proposed method with application of two software packages are described in the sixth chapter. In the last chapter novel method object oriented shaping of the constructional form of gear size ranges is discussed. This shaping process is divided into two stages of object analysis and synthesis. At the analysis stage classes, subclasses and objects of designed gear size ranges are created, whereas the synthesis stage consists in practical application of analysis stage. In recapitulation stated that proposed CAD method permits to considerable shorten design time, i.e. cost of preparing design documentation and give facilities for design of modular products.

ISBN 978-83-60708-17-0