

9. Szymański Z.: Zastosowanie metod sztucznej inteligencji do sterowania, monitorowania i diagnostyki górniczych maszyn transportowych. Materiały Konferencyjne Międzynarodowej konferencji KOMTECH'2000, Szczyrk, listopad 2000.

Dr inż. Zygmunt Szymański

Katedra Elektryfikacji i Automatyzacji Górnictwa, Politechnika Śląska
ul. Akademicka 2, 44-100 Gliwice

**ŁOŻYSKOWANIE KÓŁ OBIEGOWYCH W PRZEKŁADNIACH
PLANETARNYCH. PRZYKŁADOWE OBLICZENIA Z
WYKORZYSTANIEM PROGRAMU ABEG® QUICKFINDER
PROFESSIONAL**

Krystian TERNKA

Streszczenie: Łożyskowanie kół obiegowych w przekładniach planetarnych jest tematem wielu prac naukowo-badawczych prowadzonych przez zajmujące się tym ośrodki. Ma to miejsce dlatego, że przekładnie podlegają ciągłemu technicznemu doskonaleniu ze względu na stawiane coraz to nowe techniczne wymogi. Żeby temu zadaniu sprostać prowadzone są także badania nad łożyskami i ich komponentami celem wydłużenia trwałości eksploatacyjnej całego węzła łożyskowego. Niniejsza praca jest próbą nakreślenia problemu łożyskowania kół obiegowych, jak i prezentacją pomocnego programu obliczeniowego dla konstruowania przekładni planetarnych.

1. WPROWADZENIE

We współczesnej technice konstruowania maszyn spotykamy się z dwoma istotnymi trendami – z jednej strony stawiane są coraz to większe wymogi konstruowanym maszynom dotyczące podwyższania ich technicznej trwałości eksploatacyjnej i z tym związanej lepszej jakości. Z drugiej strony poprzez wzrastającą w każdym sektorze konkurencyjność na rynku istnieje nacisk ekonomiczny aby produkt finalny był cenowo atrakcyjny. Te dwa bieguny – technika i ekonomia – dawniej występujące często oddzielnie nie da się dziś od siebie rozłączyć, chcąc funkcjonować na rynku. To zadanie za cel postawiła sobie niemiecka firma łożyskowa Findling Wälzlager GmbH, która jest autorem oryginalnej metody ABEG uwzględniającej przy doborze elementów maszyn o kryteria ekonomiczno-techniczne. Będący częścią metody ABEG innowacyjny, internetowy program obliczeniowy ABEG® Quickfinder *professional* dzięki swoim wielu modułom wspomaga istotnie proces komputerowego konstruowania. W skład ABEG wchodzi następujące moduły:

1. Obliczenia wałów wg DIN 743
2. Obliczenia kół zębatach w/g DIN 3990
3. Obliczenia łożysk wg DIN ISO 281
4. Projektowanie połączeń wał - piasta

- Połączenia wciskowe w/g DIN 7190
- Połączenie wpustowe sprężyste w/g DIN 6892
- Połączenia wielowpustowe wg Niemann [4]
- Połączenia karbowe wg Niemann [4]
- Połączenie wpustowe wg Niemann [4]

5. Obliczenia sprężyn:

- Sprężyny ściskane wg DIN EN 13906-1
- Sprężyny rozciągane wg DIN EN 13906-2

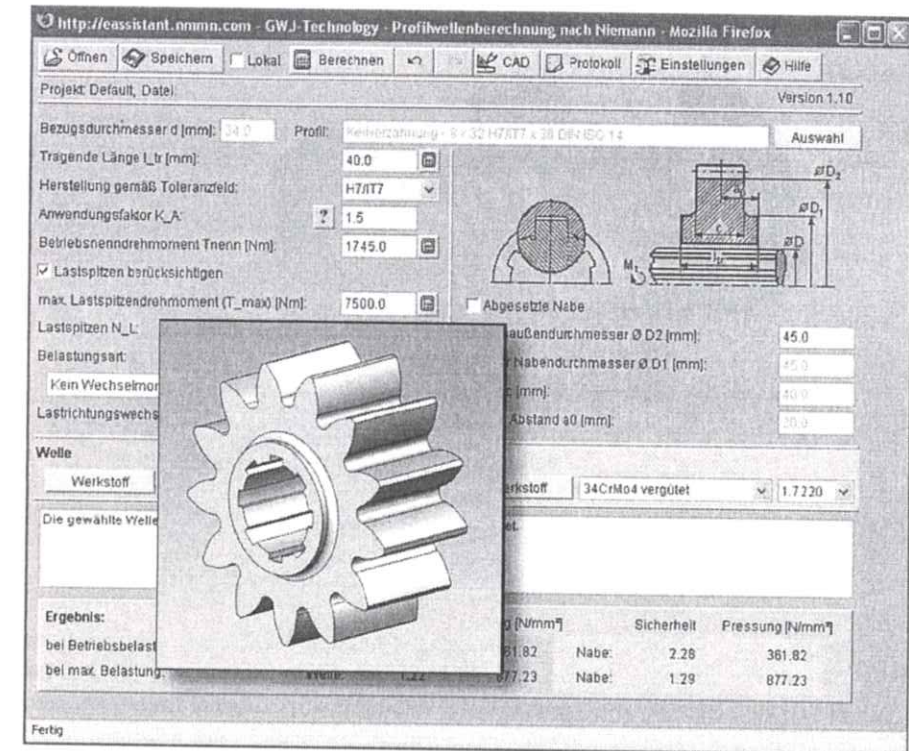
6. Firma oferuje moduły dostępne gratis a to:

- Dobór pasowań w/g DIN ISO 286
- Przeliczanie twardości stali wg DIN 50150
- Zaokrąglenia średnicy wału wg Niemann [4]

7. Moduł obliczeniowy przekładni planetarnych będzie dostępny pod koniec 2007 roku.

Zaletą programu ABEG jest:

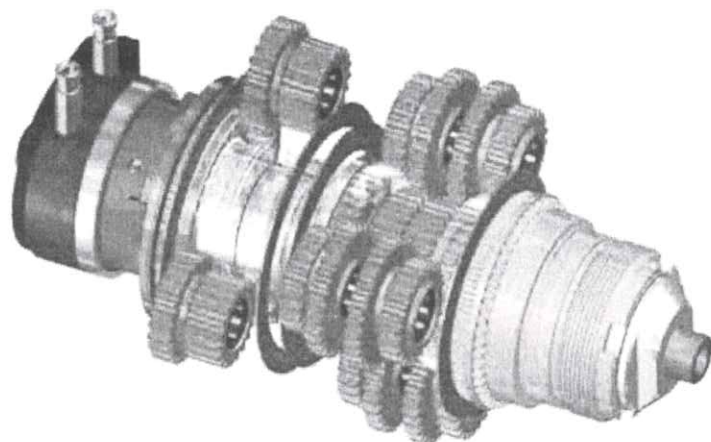
- bardzo wnikliwe obliczenia z uwzględnieniem wszystkich parametrów podawanych w obowiązujących normach,
- bardzo szczegółowe protokolowanie obliczeń z możliwością nanoszenia zmian, co automatycznie uwzględniane jest w obliczeniach,
- informowanie konstruktora o błędnych danych wprowadzanych do obliczeń,
- kompatybilność z programami graficznymi SolidWorks, Solid Edge i Autodesk Inventor, dzięki plugin SolidKiss_nG. Pozwala to na przenoszeniu danych obliczeń z ABEG® Quickfinder *professional* do wspomnianych programów celem generowania animacji 3D,
- program jest w pełni aplikacją internetową nie wymagającą żadnej instalacji na lokalnym serwerze, co ma te zalety, że korzysta się zawsze z najaktualniejszej wersji programu i płaci się tylko za samo obliczenie, co przynosi zyski firmom dopasowując się do ich potrzeb.



Rys.1. Przykładowe okno modułu obliczenia połączenia wal-piasta i jego animacja 3D w Solid Works

2. ŁOŻYSKOWANIE PRZEKŁADNI PLANETARNYCH – PROBLEM ZAGADNIENIA

Wysokie wymogi techniczne stawiane są właśnie opisywanym elementom maszyn, ponieważ ich zastosowanie jest coraz większe od małych przekładni w rowerach – np. przekładnia Rohloff (rys.2), poprzez przemysł ciężki – w górnictwie do napędu przenośników zgrzebłowych typu SKAT, PRP-150 i innych maszyn i urządzeń górniczych, dalej do napędów młynów walcowych, mechanizmów obrotu pieców obrotowych, kół czerpakowych, przenośników płytowych, separatorów powietrza, mieszadeł, mechanizmów jazdy, a skończywszy na przekładniach automatycznych w samochodach czy coraz bardziej przybierających na znaczeniu elektrowniach wiatrowych.



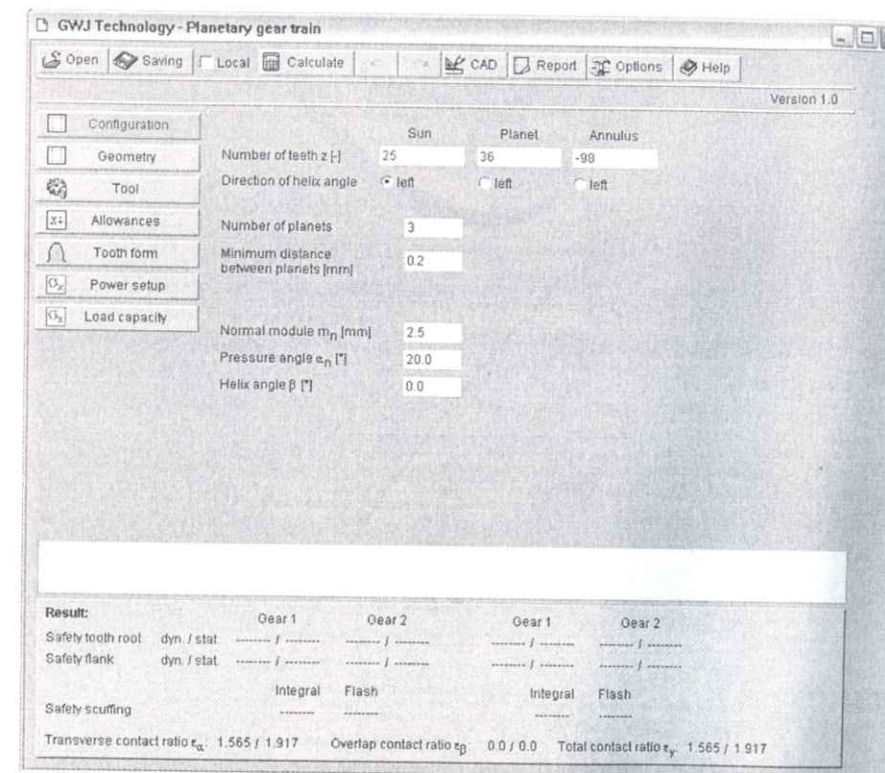
Rys.2. Kompaktowa przekładnia rowerowa firmy Rohloff; źródło: www.rohloff.de

Ze względu na wielofunkcyjność przenoszenia napędu przekładnie planetarne należą do tych elementów maszyn, których technologie się cały czas rozwijają. Techniczne wymogi związane z kompaktowością zabudowy, czy przenoszeniem dużych momentów obrotowych są wezwaniem stawianym dla elementów przekładni – obudowy, kół zębatych, ich łożyskowania. Można tutaj stwierdzić, że właściwe łożyskowanie satelitów prowadzi do przedłużenia trwałości eksploatacyjnej. Na dzień dzisiejszy jest to duży problem, często limitujący trwałość eksploatacyjną tych przekładni w napędach kombajnów i przenośników górniczych. Najnowsze badania prowadzone Niemczech np. przez zespół profesora Predki z Uniwersytetu w Bochum w kooperacji z firmami prowadzi do wniosków, że właściwe łożyska z właściwymi komponentami uwzględniającymi warunki eksploatacyjne przekładni mogą wydłużyć ich trwałość. Do istotnych komponentów zalicza się właściwy typ łożyska - zazwyczaj stosowane tam są łożyska igiełkowe, a czasem walcowe lub baryłkowe. Przykładowo kompaktowa zabudowa łożysk igiełkowych, a także inne parametry obciążania i maksymalnych obrotów predysponuje je do używania w przekładniach kompaktowych. Inne komponenty to właściwie dobrane obrzeża pierścieni łożysk, dalej rodzaj środka smarującego z uwzględnieniem temperatury pracy. Nie bez znaczenia są typ, rodzaj koszyków i ułożenie w nich elementów tocznych. Na koszyki bowiem działają siły i obroty, które zmieniają ich strukturę prowadząc do zmęczenia materiału i w rezultacie do pęknięć. To niebezpieczeństwo występuje zwłaszcza w dużych przekładniach, gdzie nie samo łożysko a jego element – koszyk prowadzi do awarii całej przekładni.

Reasumując należy stwierdzić, że dobrze zaprojektowana przekładnia planetarna wymaga uwzględniania wielu czynników jej eksploatacji – tylko wtedy bowiem mogą zostać dobrane tak jej detaliczne elementy zapewniające maksymalną trwałość.

3. PRZYKŁADOWE OBLICZENIE PRZEKŁADNI PLANETARNEJ PROGRAMEM ABEG® QUICKFINDER PROFESSIONAL

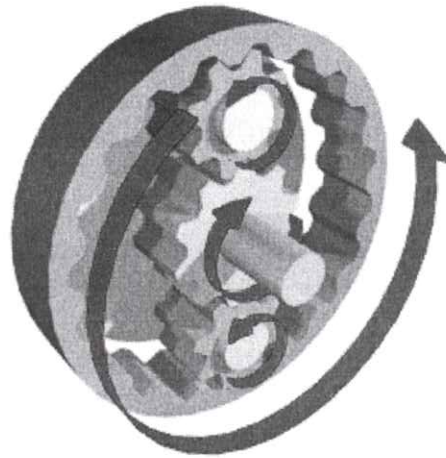
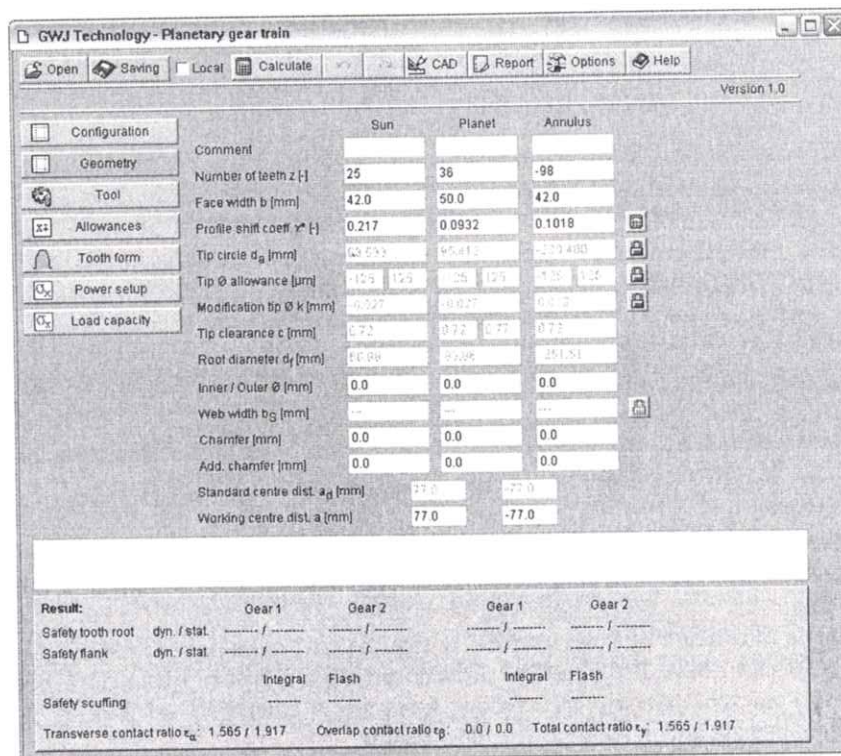
Pomocą w konstruowaniu przekładni planetarnych jest profesjonalny program obliczeniowy ABEG® Quickfinder professional, które uwzględnia bardzo wiele parametrów, które należy brać pod uwagę przy konstruowaniu. Zaprezentujemy przykładowe obliczenie przekładni pokazując możliwości programu.



Rys. 3. Konfiguracja danych

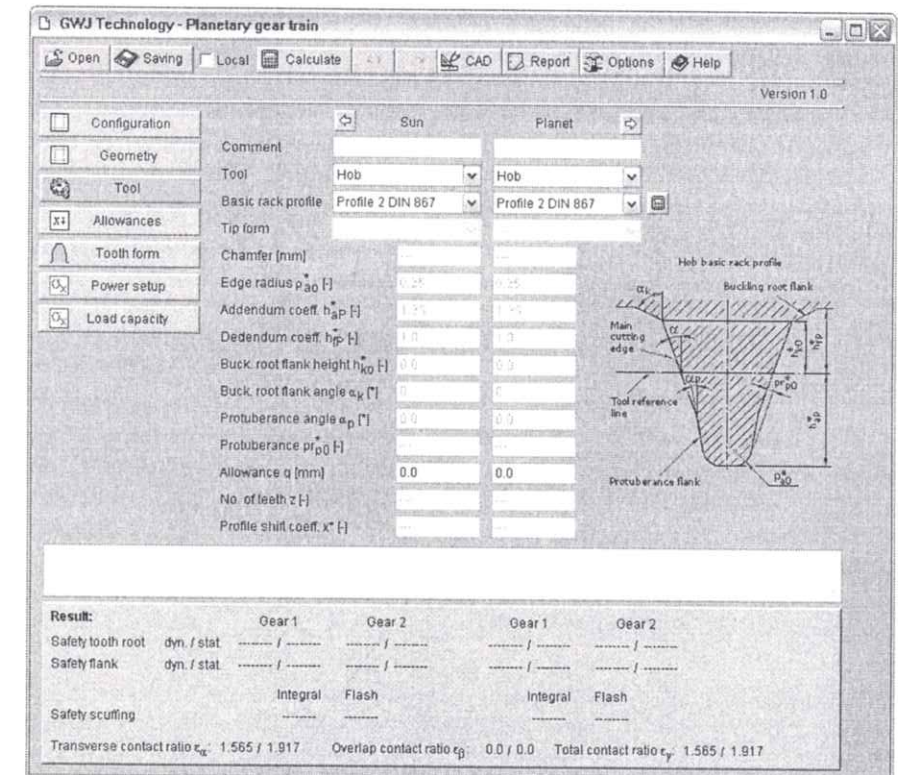
Wstępnymi danymi jakie tutaj podajemy są ilość zębów w na kole głównym, kołach obiegowych – satelitach i na kole koronowym, dalej ilość satelitów i minimalna odległość między nimi.

Istnieje możliwość podania wartości w mm dla tzw. normalnego modułu, jak i kąty działania sił alfa i beta. Pod pojęciem normalnego modułu należy rozumieć w oparciu o geometrie koła zębatego wielkość zębów, które się w zależności od podanej wartości proporcjonalnie zmieniają i dopasowują ilość zębów.

Rys.4. Animacja 3D; źródło www.de.wikipedia.org/wiki/Planetengetriebe

Rys.5. Konfigurowanie profilu zęba

Bazujący na normach DIN 3960, DIN 3961, DIN 3964, DIN 3967, DIN 3977 i DIN 868 moduł wymaga definiowania dalszych parametry: szerokość zęba, dalej współczynnik profilu zęba. Pozostałe elementy dotyczące profilu zęba – wymiary każdej jego drobnej części są przez program dopasowywane do podanych parametrów. Można je oczywiście zmieniać.



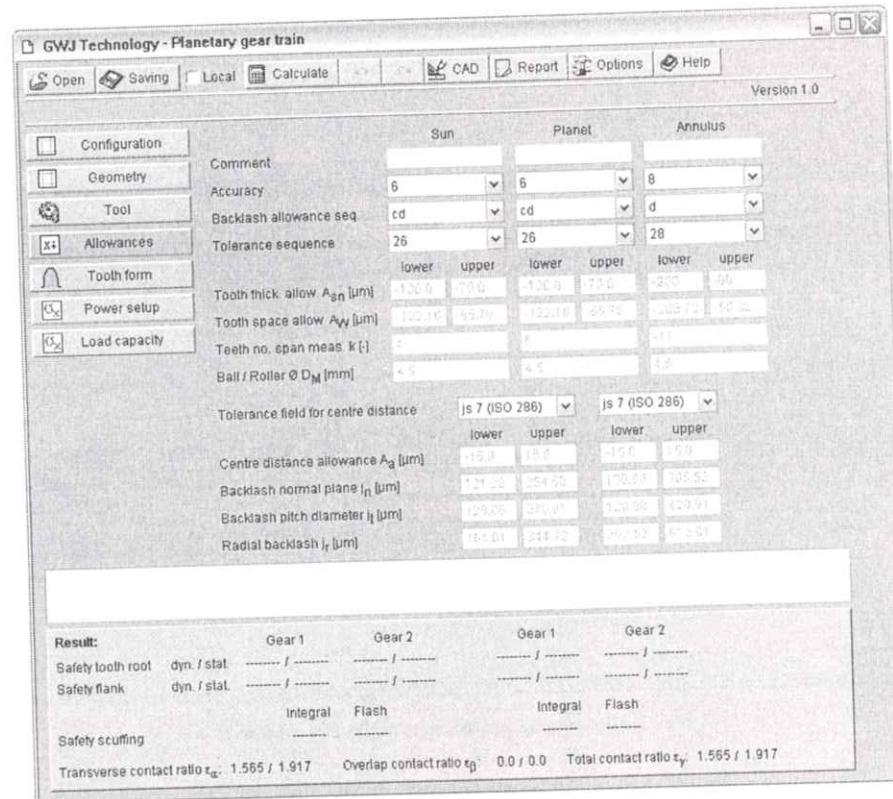
Rys.6. Definiowanie profilu zęba podane w normach

Dalsza plansza (rys.6) danych dotyczy sposobu zazębienia dla koła głównego, satelity lub/i koła słonecznego o uzębieniu wewnętrznym. Można tutaj wybrać pomiędzy napędem ślimakowym, a kołem zębatym. W zależności od wyboru do dyspozycji mamy następujące profile obliczeń definiowane normami:

- ISO 53 Profil A: nadaje się na koła zębate przenoszące duży moment obrotowy
- ISO 53 Profil B: dla standardowych warunków
- ISO 53 Profil C: dla standardowych warunków, także dla napędów ślimakowych
- ISO 53 Profil D: nadaje się do napędów precyzyjnych, przenoszących duży moment obrotowy. Należy tutaj jednak precyzyjnie definiować geometrie zęba ze względu na niebezpieczeństwo powstawania napięć prowadzących do tarć lub zmęczenia materiału.

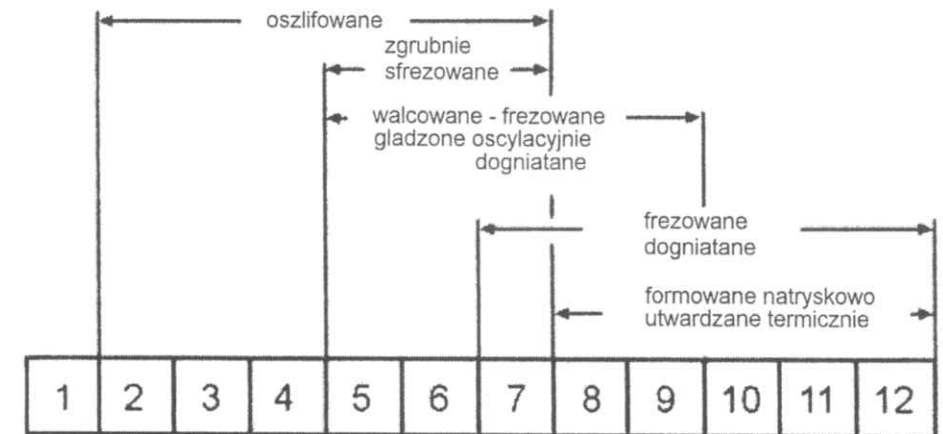
- DIN 3972 Profil I
- DIN 3972 Profil II
- Profil 1 DIN 867
- Profil 2 DIN 867
- Profil 3 DIN 867
- Profil 4 DIN 867

Wszystkie te detaliczne parametry związane z geometrią zęba są automatycznie wyświetlane – niektóre z nich można zmieniać.

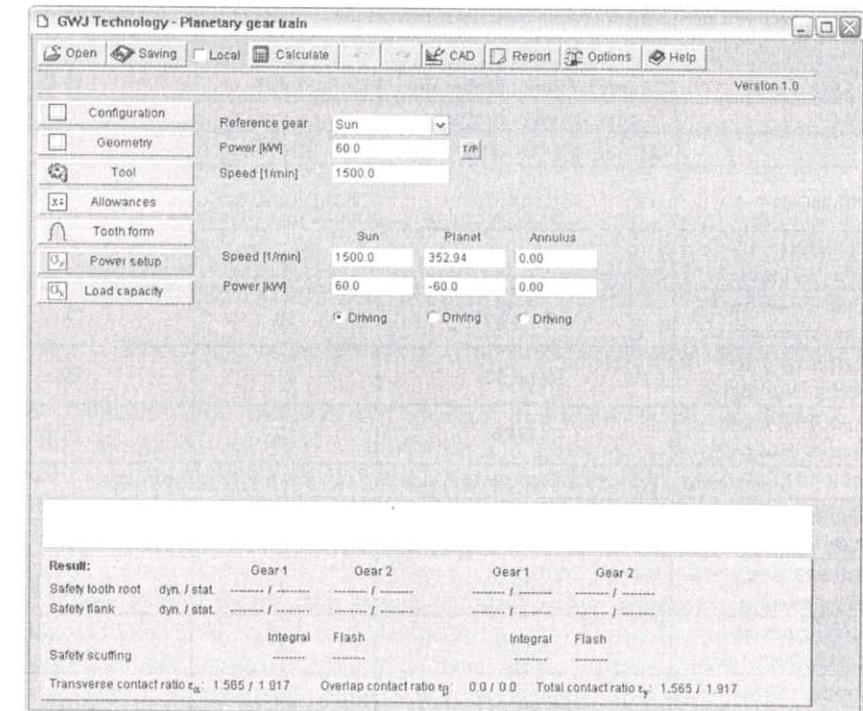


Rys.7. Definiowanie jakości

Dalsze istotne parametry obliczeniowe podawane w tym polu to tzw. jakość, grupa rozmiaru i tolerancji. Te ostatnie są zdefiniowane normami i odpowiadają klasyfikacji obowiązującej w prasowaniach. Pod jakością zwraca się tutaj uwagę na ekonomiczne wartości koła zębatego. Normy DIN określają 12 klas jakości, przy czym 1 oznacza precyzyjną dokładność wykonania co zarazem jest najdroższym faktorem. Pod 12 rozumie się najgorszą ale dopuszczalną jakość. Jakości 1-4 są wymagane przy konstruowaniu pojedynczych kół zębatych, 5-12 dla przekładni.



Stan powierzchni zębów po obróbkach wg Niemanna [4]



Rys.8. Definiowanie warunków eksploatacji

W tym oknie mamy do czynienia z napędem przekładni. Poszczególnym kołom możemy przypisać odpowiednio wartości obciążenia wynikającego z mocy P [kW] i prędkości obrotowej n [obr/min]. Przy tym można podawać, które koło jest napędowe a które napędzane.

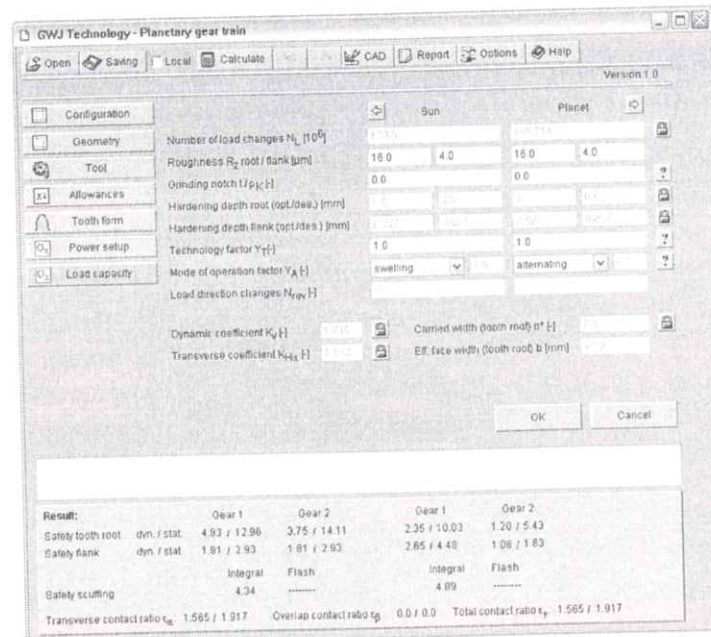
Dalszą pomocą doboru odpowiedniej jakości surowca jest poniższa tabela przeliczników:

Tablica 1

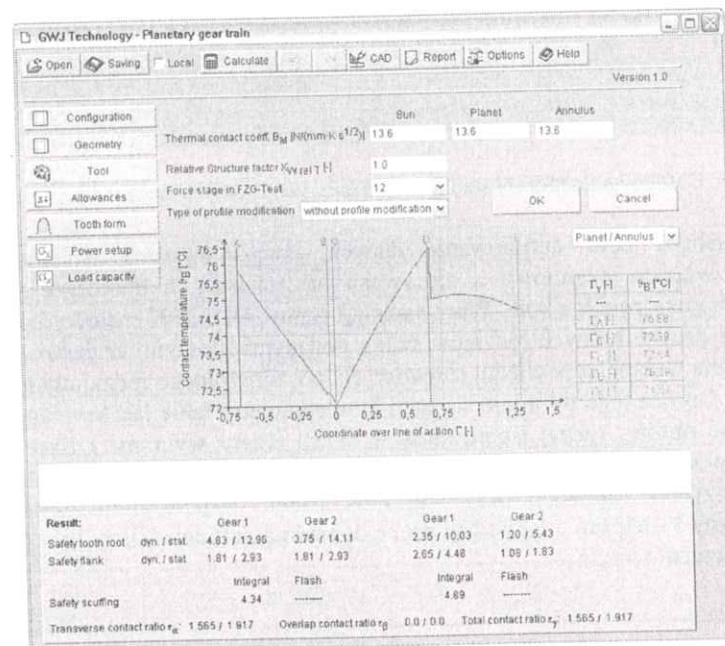
Uzębienie ze stali			
v do m/s	Rodzaj obróbki zarysu zęba	Klasy jakości	Tolerancja wg DIN 3967
0,8	nieobrobiony powierzchniowo	12	2x30
0,8	zgrubnie obrobiony	11 lub 10	29 lub 28
2	zgrubnie frezowany	9	27
4	zgrubnie frezowany	8	26
8	dokładnie szlifowany	7	25
12	odlew szlifowany lub powierzchniowo gładzony	6	24
20	dokładnie szlifowany	5	23
40	precyzyjnie obrobiony	4 lub 3	22
60	precyzyjnie obrobiony	3	22 lub 21
Zażebienie z tworzyw sztucznych odlewanych			
zastosowanie	d, mm	Klasy jakości	Tolerancja wg DIN 3967
Przekładnie na najwyższe techn. wymogi	do 10	9	27
Przekładnie na najwyższe techn. wymogi	10 do 50	10	28
Przekładnie na standard. techn. wymogi	10 do 50	11	29
Przekładnie na najniższe techn. wymogi	do 280	12	2 x 30
Uzębienie z tworzyw sztucznych produkowanych kształtowników			
Przekładnie na najwyższe techn. wymogi	do 10	8	25 do 27
Przekładnie na najwyższe techn. wymogi	10 do 50	9	26 do 28
Przekładnie na standard. techn. wymogi	do 50	10	27,28
Przekładnie na standard. techn. wymogi	50 do 125	11	27,28
Przekładnie na najniższe techn. wymogi	do 280	12	28

Rys.9. Definiowanie rodzaju stali ostatnim dalszych istotnych warunków eksploatacji

W ostatnim polu definiowania danych eksploatacyjnych użytkownik podaje parametry związane częściowo z opisywaną już jakością, a dotyczące stali z jakiej wykonane są poszczególne koła. Wprowadzając normę DIN 3990 metoda B, udostępniona zostaje baza danych różnych rodzajów stali z podanymi istotnymi cechami, na podstawie których można wybrać odpowiedni surowiec dla poszczególnego rodzaju kół w przekładni planetarnej. Oprócz tego definiuje się tutaj inne parametry takie jak: wymagana trwałość, dopuszczalne obroty, rodzaj smarowania, i rodzaj smaru wybrany z bazy danych 360 rodzajów środków smarnych, a także temperaturę pracy i wiele istotnych czynników takich jak: współczynnik aplikacji K_A w/g DIN 3990, współczynnik szerokości K_{HB} , technologiczny Y_f . Można tutaj podjąć próbę dokładnej definicji ściany zęba, jego głowy i stopy, jak momentu tarcia.



Rys.10. Geometria zęba uwzględniająca m.in. wiele współczynników

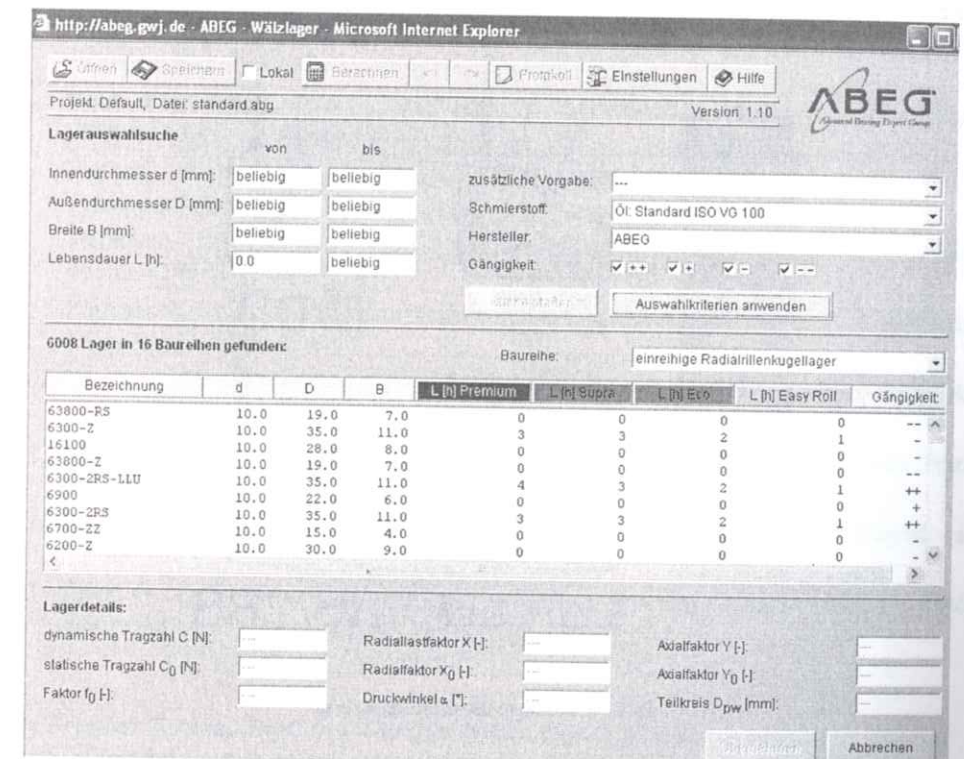


Rys.11. Wykres zależności temperatury od wskaźnika ząbienia

Podane u samego dołu wartości dotyczą sił statycznych i dynamicznych oddziałujących na geometrie zęba - jego profil boczny i podstawę w poszczególnych kołach.

Na podstawie założeń wynikają następujące dane wyjściowe dla kół obiegowych (satelitów) w przekładni: obroty $U = 796,57$ 1/min, siła $F_r = 8307,62$ N.

Jeśli te dane przeniesiemy do modułu łożyskowego i uwzględnimy dane eksploatacyjne takie jak temperatura pracy i wymagana trwałość to otrzymamy jako wynik obliczeń łożyska nadające się do zastosowania stawiane konstruowanej przekładni i stawiane pełni spełniające stawiane wymogi: są to głównie łożyska kulkowe jedno i dwurzędowe, skośne, łożyska baryłkowe i cylindryczne - w sumie 16 różnych rodzajów łożysk w 6000 różnych typów. Dobór jednego z nich zależy tutaj od dopuszczalnej wielkości łożyska dopasowanej do średnicy wału i wielkości zabudowy. Jak już wspomniano program uwzględniając parametry ekonomiczne sugeruje z jakiej klasy wydajnościowej ma być dane łożysko.

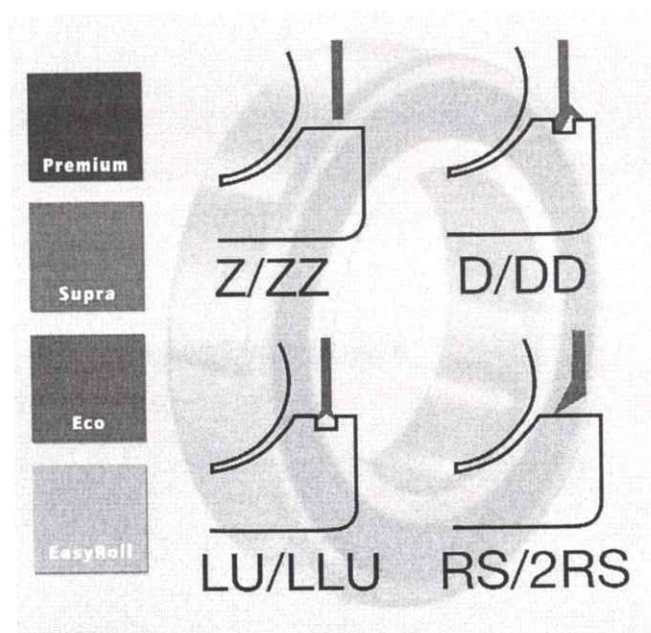


Rys.12. Dobór łożysk do konstruowanej przekładni

4. WNIOSKI

Łożyskowanie kół obiegowych w przekładniach planetarnych jest coraz częstszym zadaniem wielu konstruktorów. Jest ono wezwaniem o tyle trudniejszym, gdyż od przekładni oczekuje się coraz wyższej trwałości i niezawodności. Należy bardzo wnikliwie ocenić środowisko pracy i warunki eksploatacji dokonując symulacji lub przeprowadzając badania poszczególnych elementów przekładni po przepracowaniu określonego czasu. Jak już wcześniej podano wystarczy popracować w konstrukcji nad doбором właściwych koszyków dla łożysk żeby wydłużyć istotnie trwałość eksploatacyjną. Często głównym czynnikiem jest smar, właściwy typ łożyska optymalnie dobrany do działających sił i obrotów oraz właściwie dobrane obrzeża pierścieni.

Na uwagę zasługują także uszczelnienia łożysk (rys.13) bezstykowe – LLB i stykowe DD i LLU, gdzie występuje rowek osadczy na pierścieniu wewnętrznym. Jego zaletą jest lepsza ochrona elementów tocznych przed zanieczyszczeniem jak również mniejsza siła tarcia przy dużych prędkościach obrotowych.



Rys.13. Rodzaje uszczelnień łożysk

Również zwłaszcza w przekładniach precyzyjnych przeznaczonych na najwyższe techniczne wymogi godnym rozważenia jest stosowanie łożysk hybrydowych z elementami tocznymi ceramicznymi lub łożysk pełnoceramicznych. Ich zaletami jest wysoka stabilność ruchu, a przy tym wysoka trwałość, odporność na wysokie temperatury, ograniczenie zużycia się poprzez tarcie i możliwość stosowania bez stosowania środków smarnych.

Reasumując można stwierdzić, że w precyzyjnym konstruowaniu przekładni planetarnych – funkcjonujących w niej złożonego układu kół zębatach i przy trafnym doborze do nich łożysk pomocnym narzędziem jest przedstawiony profesjonalny program obliczeniowy ABEG® Quickfinder *professional*.

LITERATURA

1. Materiały firmy Findling Wälzlager GmbH dotyczące ABEG.
2. Opracowania Firmy GWJ w zakresie oprogramowania Quickfinder, modułu do przekładni planetarnych i ich łożyskowania.
3. Skoc A., Spalek J.: Podstawy konstrukcji maszyn, tom 1, Warszawa 2006.
4. Niemann, G.: Maschinenelemente, Bd. 2, Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe-Grundlagen, Stirnradgetriebe. Springer Verlag, Berlin-Heidelberg 1989.
5. Düser E.: Tragfähigkeit von Blech- und Massivkäfigen in Zylinderrollenlagern für Planetenräder. Praca doktorska Uniw. Bochum 1982.
6. Hoch P.G: Tragfähigkeit von Käfigen in Rollenlagern für Planetenräder. Praca doktorska Uniw. Bochum 1984.
7. Potthoff H.: Anwendungsgrenzen vollrolliger Planetenrad-Wälzlager. Praca doktorska Uniw. Bochum 1986.
8. Siepmann Th: Reibmomente in Zylinderrollenlagern für Planetenräder. Praca doktorska Uniw. Bochum 1987.
9. Raphael: Kritische Betriebszustände von Planetenrad-Nadellagern. Praca doktorska Uniw. Bochum 1989.
10. Hansberg G.: Freßtragfähigkeit vollrolliger Planetenrad-Wälzlager. Praca doktorska Uniw. Bochum 1991.
11. Liang B.: Berechnungsgleichungen für Reibmomente in Planetenradwälzlagern. Praca doktorska Uniw. Bochum 1992.
12. Kiene K.: Zulässige Verlustleistungen von Planetenzahnrad-Wälzlagern an Temperaturgrenzen. Praca doktorska Uniw. Bochum 1995.
13. Elfert G.: Langsamlaufverschleiß von vollrolligen Radialzylinderrollenlagern. Praca doktorska Uniw. Bochum 2005.

Dr Krystian Ternka, Dipl.-Ing. Gunther Weser, Dipl.-Ing. Klaus Findling
 ABEG Holding Germany • Schoemperlenstr. 12 • 76185 Karlsruhe • Germany
 E-Mail: eu-partner@abeg-group.com • Internet: www.abeg-group.com
 Tel.: 0049-721-55999-175 • Fax: 0049-721-55999-178

Dr. Paweł Lonkwić Kontakt z Polski –0048-605913210