

TYPIZACJA PRZEKŁADNI PLANETARNEJ O IDENTYCZNEJ GEOMETRII SATELITÓW

Jan RYŚ¹

STRESZCZENIE

Praca dotyczy określenia typowymiarów przekładni planetarnych z zazębieniem zewnętrznym o satelitach stanowiącym jedno koło, które współpracuje z kołem centralnym i słonecznym. Dodatkowo wymaga się jednego odlewu jarzma będącego głównym elementem konstrukcji typowymiarów przekładni. Obliczenia prezentują rozwiązania dla dwóch i trzech satelitów i wykazują, że większa ilość satelitów jest nie do zaakceptowania ze względu na korekcję powodującą znaczne osłabienie zębów. Głównym celem pracy jest uproszczenie technologii tego typu przekładni i obniżenie kosztów produkcji. Zakres zastosowań tego typu przekładni to układy napędowe w robotach, przemyśle przetwórczym i transporcie.

1. KONSTRUKCJA PRZEKŁADNI

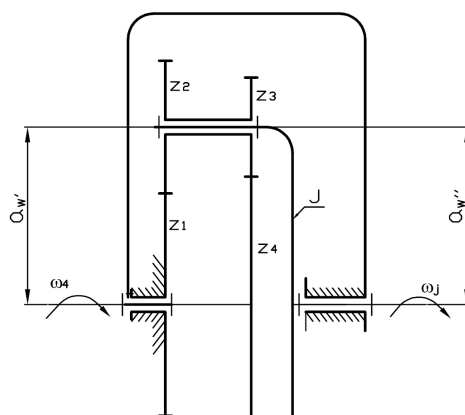
Konstrukcja tego typu przekładni redukcyjnej bazuje na schemacie kinematycznym wg Rys.1 z którego wynika, że satelita z_2 i z_3 jest jednym kołem zębatym o identycznej geometrii, a napęd przekazywany jest z jarzma, stanowiącego równocześnie obudowę przekładni.

Jest konieczne spełnienie warunku o współosiowości satelitów $a_w = a_{w'} = a$, co przy zastosowaniu kół niekorygowanych, jest niemożliwe ze względu na warunek $z_2 = z_3$, $z_1 \neq z_4$. Prawidłowy montaż pod warunkiem, że $z_2 = z_3$ możliwy jest dzięki spełnieniu warunku :

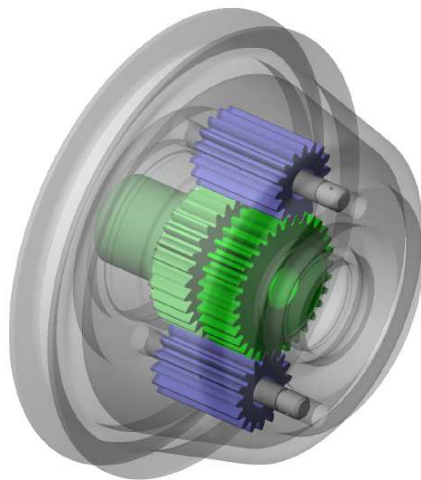
¹ prof. dr hab. inż. Jan Ryś – Instytut Konstrukcji Maszyn, Politechnika Krakowska

$$(z_4 + z_1) / s \in N \quad (1.1)$$

gdzie s – liczba satelitów, a N – liczba naturalna.



Rys. 1. Schemat kinematyczny przekładni $z_2=z_3$



Rys. 2. Widok współpracujących kół zębatych w przekładni o dwóch satelitach

Ponieważ o przełożeniu decyduje różnica liczby zębów $z_4 - z_1$, stąd konieczność aby dla dwóch satelitów różnica $z_4 - z_1 = 2$ i liczba zębów z_4 parzysta, a dla trzech satelitów $z_4 - z_1 = 3$ i liczba zębów z_4 podzielna przez 3. W konsekwencji przełożenie przekładni wówczas będzie redukcyjne o wartości:

$$i = \frac{\omega_4}{\omega_j} = 1 - \frac{z_1}{z_4} = \frac{z_4 - z_1}{z_4} \quad (1.2)$$

Można zauważyć, że zamiana kół z_1 i z_4 zmienia kierunek obrotów na przeciwny w stosunku do kierunku obrotów na wejściu przekładni, a przełożenie nieznacznie się zmienia zgodnie z (1.2). W pracy [1] przedstawiono poglądowo ideę tego typu rozwiązania konstrukcyjnego, a także metodykę obliczeń geometrii kół zębatach. Widok konstrukcji na Rys.2 dotyczy przekładni o dwóch satelitach, przy czym elementem napędowym jest jarzmo stanowiące równocześnie obudowę przekładni.

2. ODLEGŁOŚĆ OSI OBROTU KÓŁ

Przyjmijmy założenie, że koła będą obrabiane obwiedniowo narzędziami o normalnych modułach $\{m\}$ i $y=1$ oraz kącie przyporu narzędzi $\alpha=20^\circ$. Identyfikacja geometrii satelity narzuca warunek równych współczynników korekcji $x_2=x_3$ wówczas grubości zębów na kołach podziałowych wyniosą [2] [4]:

$$\begin{aligned} s_1 &= \pi/2 * (m + x_1 m \tan(\alpha)) \\ s_2 &= s_3 = \pi/2 * (m + x_2 m \tan(\alpha)) \\ s_4 &= \pi/2 * (m + x_4 m \tan(\alpha)) \end{aligned} \quad (1.3)$$

Jeżeli odległość osi obrotu kół wynosi a , to kąty przyporu współpracy par kół wyniosą α_w' i α_w'' wg zależności

$$\begin{aligned} \cos(\alpha_w') &= \frac{a_o'}{a} \cos(\alpha) \quad ; \quad a_o' = \frac{1}{2}(z_1 + z_2)m \\ \cos(\alpha_w'') &= \frac{a_o''}{a} \cos(\alpha) \quad ; \quad a_o'' = \frac{1}{2}(z_3 + z_4)m \end{aligned} \quad (1.4)$$

Ponieważ $(z_1 + z_2) < (z_3 + z_4)$ to $\alpha_w' > \alpha$ i $\alpha_w'' < \alpha$, „ a'' ” – jest szukaną odległością osi obrotu kół. Dążąc do możliwie najmniej zróżnicowanych grubości zębów można przyjąć

$$\alpha_w' = \alpha + 0.5d\alpha \quad \text{ i } \quad \alpha_w'' = \alpha - 0.5d\alpha \quad (1.5)$$

Po podstawieniu (1.5) do równań (1.4) otrzymujemy dwa równania na „ a'' ” i „ $d\alpha$ ”

$$\begin{aligned}
1 - \tan(\alpha) \tan\left(\frac{d\alpha}{2}\right) &= \frac{a'_o}{a} \frac{1}{\cos\left(\frac{d\alpha}{2}\right)} \\
1 + \tan(\alpha) \tan\left(\frac{d\alpha}{2}\right) &= \frac{a'_o}{a} \frac{1}{\cos\left(\frac{d\alpha}{2}\right)}
\end{aligned} \tag{1.6}$$

Dodając stronami równania (1.6) otrzymujemy

$$a = \frac{a'_o + a''_o}{2 \cos \frac{d\alpha}{2}} \approx \frac{a'_o + a''_o}{2} \tag{1.7}$$

Odejmując stronami równania (1.6) i podstawiając (1.7) otrzymujemy różnicę kątów przyporu w przekładni, gdyż $d\alpha = \alpha' - \alpha''$.

$$\sin\left(\frac{d\alpha}{2}\right) = \frac{a'_o - a''_o}{(a'_o + a''_o) \tan(\alpha)} = \frac{z_4 - z_1}{(z_1 + z_4 + 2z_2) \tan(\alpha)} \tag{1.8}$$

Ponieważ $z_2 = z_3$ i $z_2 \geq 17$ to dla dwóch i trzech satelitów da będzie

$$\begin{aligned}
d\alpha &\leq 2 \arcsin \left[\frac{2}{(z_1 + z_4 + 34) \tan(\alpha)} \right] \\
d\alpha &\leq 2 \arcsin \left[\frac{3}{(z_1 + z_4 + 34) \tan(\alpha)} \right]
\end{aligned} \tag{1.9}$$

Zgodnie z (1.9) na Rys.3 prezentuje zależność dopuszczalnej różnicy kątów przyporu w funkcji sumy zębów $z_1 + z_4$.

Przyjmowana do obliczeń odległość osi kół „a” może nieznacznie różnić się od wartości wg (1.7), gdyż ostatecznym kryterium będzie wynik sumarycznych współczynników korekcji wynikający z wzorów Föhlmera $x_1 + x_2 = c_1 > 0$ i $x_3 + x_4 = c_2 < 0$ oraz $x_2 = x_3$.

Zadanie określenia wartości współczynników korekcji staje się określone dopiero, gdy postawimy warunek dodatkowy minimalizujący różnice w grubościach zębów kół z_1 i z_4 zgodnie z (1.3) w postaci

$$|x_4| \cong x_1 \tag{1.10}$$

co przy ograniczeniach poprawnej geometrii kół [3] i $17 \leq z_2 = z_3 \leq 30$

$$\begin{aligned}
& x_1 < 1 \vee x_4 > -0.9 \text{ dla } z_1 > 34 \vee z_4 > 34 \\
& \frac{119}{289} + \frac{10z_2}{289} \geq x_2 \geq 1 - \frac{z_2}{17} \text{ dla } z_3 = z_2 \vee x_3 = x_2
\end{aligned} \tag{1.11}$$

daje podstawę określenia geometrii i procesu (obróbki) wykonania uzębienia kół przekładni. Odległość osi obrotu kół podana wzorem (1.7) ma charakter przybliżony wykorzystany w obliczeniach, niemniej istnieje wartość optymalna, która przy typizacji geometrii należy brać pod uwagę. Kryterium optymalizacji można sformułować w aspekcie najmniejszej sumarycznej korekcji uzębienia, czyli przy warunku $|x_4| \cong x_1$ minimum $x_2 = x_3$. Optymalne rozwiązanie prowadzi do warunku:

$$x_2 = x_3 = \left[\frac{c1 + c2}{2} \right]_{\min} \tag{1.12}$$

gdzie c1 i c2 są sumarycznymi współczynnikami korekcyjnymi wg wzoru Fólmera (wzory na c1 i c2 podano w przykładzie Tb1). Optymalizację dla każdego przypadku przeprowadzono w mathcad, wg przykładu OptTb1 zamieszczonego poniżej.

Optymalizacja OptTb1

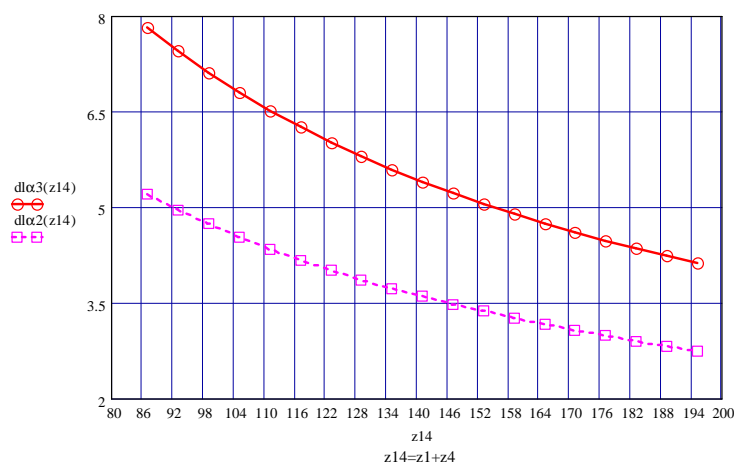
$$\begin{aligned}
a &:= \frac{(a0' + a0'')}{2} & a &= 135 \\
\alpha w'(a) &:= \arccos \left(\frac{a0' \cdot \cos(\alpha)}{a} \right) \\
\alpha w''(a) &:= \arccos \left(\frac{a0'' \cdot \cos(\alpha)}{a} \right) \\
c1(a) &:= \frac{(z1 + z2) \cdot [\tan(\alpha w'(a)) - \alpha w'(a)] - \tan(\alpha) + \alpha}{2 \cdot \tan(\alpha)} \\
c2(a) &:= \frac{(z3 + z4) \cdot [\tan(\alpha w''(a)) - \alpha w''(a)] - \tan(\alpha) + \alpha}{2 \cdot \tan(\alpha)} \\
f(a) &:= \left| \frac{(c1(a) + c2(a))}{2} \right| \\
&\text{Given} \\
&a > 133 \quad a < 137 \\
A &:= \text{Minimize}(f, a) & A &= 134.855948 \\
&& f(A) &= 7.18606 \times 10^{-11}
\end{aligned}$$

A – jest optymalną odległością osi kół, jest to zawsze minimalnie mniejsza odległość niż wg wzoru (1.7). $f(A)$ jest optymalnym współczynnikiem korekcji satelitów. W Tabl. 1 i Tabl.2 odległość osi dla typoszeregów oznaczono „a”, a wartość optymalna oznaczona została przez „ a_{opt} ”. Przy realizacji typoszeregów uzyskanie w każdym przypadku rozwiązania optymalnego jest niemożliwe, natomiast przedstawione rozwiązania są bliskie optimum.

Przyjmując, że podstawą typizacji jest wzór (1.7), to dobór ilości zębów przekładni należy oprzeć na zależności

$$z_1 + 2z_2 + z_4 = \frac{4a}{m} \quad (1.13)$$

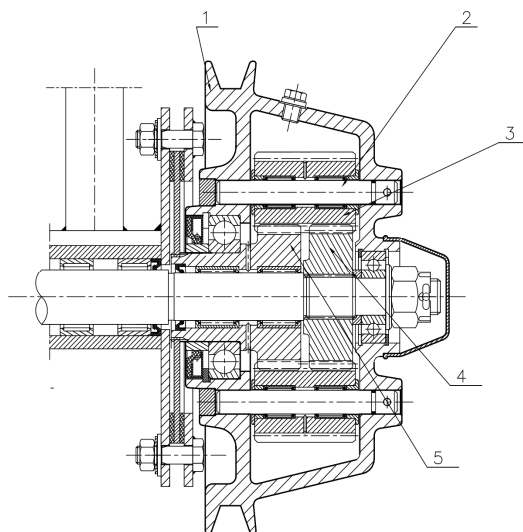
Aby można było zrealizować łożyskowanie satelitów to liczba zębów z_2 winna stanowić około 1/3 liczby zębów z_4 . Dalsza korekta proponowanych rozwiązań jest możliwa w oparciu o przedstawione zależności i zaprezentowane procedury.



Rys. 3. Zależność dopuszczalnej różnicy kątów przyporu dla dwóch dla2 i trzech satelitów dla3

3. TYPIZACJA PRZEKŁADNI PLANETARNEJ

Typizacja dotyczyć będzie pewnej koncepcji konstrukcyjnej przekładni, której głównym elementem jest zamknięta jarzmem przestrzeń mieszcząca koła zębate, jak przykładowo pokazuje Rys.4. Napęd na jarzmo może być realizowany także wspólnie przez sprzęgło podatne, zamiast lub obok sprzęgła przeciążeniowego może być kołnierz mocujący do konstrukcji nośnej, a końcówka wału wyjściowego może być zakończona wielowypustem.



Rys. 3. Projekt przekładni obiegowej o uproszczonej technologii, 1) jarzmo, 2) sworznie satelitów, 3) koła obiegowe z_2, z_3 , 4) koło słoneczne z_4 , 5) koło centralne z_1

Celem typizacji jest określenie geometrii kół dla różnych przełożeń „i” przy identycznych wymiarach pozostałych elementów konstrukcyjnych limitowanych wymiarem jarzma, a praktycznie dla ustalonej odległości osi obrotu kół „a”. Przyjmujemy tz. typoszereg bazowy o przełożeniach od 1/21 do 1/53 stopniowanych ilorazem różnicowym $R10 = \sqrt[10]{10} = 1.259$.

W oparciu o typoszereg bazowy można budować typoszeregi pochodne zmniejszając moduł o połowę lub zwiększając dwukrotnie. Typoszereg bazowy dla dwóch satelitów zbudowano na modułach $\{m\} = \{4.5; 4; 3; 2.5; 2\}$, a dane zawarto w Tab.1.

Tablica 1. Główne parametry typoszeregu bazowego (dwa satelity)

Lp	1	2	3	4	5
Oznaczenie	Tb1	Tb2	Tb3	Tb4	Tb5
i	1/21	1/25	1/33	1/41	1/53
a [mm]	135				
a_{opt} [mm]	134.856	135.887	134.966	134.956	134.971
m [mm]	4.5	4	3	2.5	2
z_1/z_4	40/42	48/50	64/66	80/82	104/106
$z_2=z_3$	19	19	25	27	30
x_1	0.4993	0.4669	0.4994	0.4996	0.4997
x_4	-0.4981	-0.4730	-0.4994	-0.4995	-0.4997
$x_2=x_3$	0.0310	-0.2100	0.0210	0.0175	0.0140
ϵ_{12}	1.503	1.608	1.608	1.646	1.688
ϵ_{34}	1.733	1.833	1.775	1.787	1.800

Dla każdego przypadku wykonano obliczenia w mathcad wg przykładu Tb1 zamieszczonego poniżej:

Tb1, przelozenie i=1/21

1.Obliczenia współczynników korekcji

$$\begin{aligned}
 m &:= 4.5 \quad y := 1 \quad \alpha_1 := 20 \quad \alpha := \alpha_1 \cdot \frac{\pi}{180} \quad z_1 := 40 \quad z_2 := 19 \\
 \cos(\alpha) &= 0.939693 \quad \alpha = 0.349066 \quad z_3 := 19 \quad z_4 := 42 \\
 a_0' &:= m \cdot \frac{(z_1 + z_2)}{2} \quad a_0' = 132.75 \\
 a_0'' &:= m \cdot \frac{(z_3 + z_4)}{2} \quad a_0'' = 137.25 \quad a := \frac{(a_0' + a_0'')}{2} \cdot \left[1 + 0.5 \cdot \left[\frac{z_1 - z_4}{(z_1 + 2 \cdot z_2 + z_4) \cdot \tan(\alpha)} \right]^2 \right] \\
 a &= 135.141537 \\
 a &:= \frac{(a_0' + a_0'')}{2} \quad a = 135 \\
 mw' &:= 2 \cdot \frac{a}{z_1 + z_2} \quad mw' = 4.576271 \quad mw'' := 2 \cdot \frac{a}{z_3 + z_4} \quad mw'' = 4.42623 \\
 \alpha w' &:= \arccos\left(\frac{a_0' \cdot \cos(\alpha)}{a}\right) \quad \alpha w' = 0.392303 \quad \alpha ws' := \alpha w' \cdot \frac{180}{\pi} \quad \alpha ws' = 22.4773 \\
 \alpha w'' &:= \arccos\left(\frac{a_0'' \cdot \cos(\alpha)}{a}\right) \quad \alpha w'' = 0.29994 \quad \alpha ws'' := \alpha w'' \cdot \frac{180}{\pi} \quad \alpha ws'' = 17.185307 \\
 c_1 &:= \frac{(z_1 + z_2) \cdot [(\tan(\alpha w') - \alpha w') - \tan(\alpha) + \alpha]}{2 \cdot \tan(\alpha)} \quad c_1 = 0.530249 \\
 \alpha ws' - \alpha ws'' &= 5.291993 \\
 c_2 &:= \frac{(z_3 + z_4) \cdot [(\tan(\alpha w'') - \alpha w'') - \tan(\alpha) + \alpha]}{2 \cdot \tan(\alpha)} \quad c_2 = -0.467078 \\
 x_{2\max} &:= \frac{19}{289} + 10 \cdot \frac{z_2}{289} \quad x_{2\max} = 0.723183 \\
 x_{2\min} &:= \left(1 - \frac{z_2}{17}\right) \quad x_{2\min} = -0.117647 \\
 x_2 &:= 0.0315 \quad x_3 := x_2 \\
 x_1 &:= c_1 - x_2 \quad x_1 = 0.498749 \\
 x_4 &:= c_2 - x_3 \quad x_4 = -0.498578 \\
 \frac{c_1 + c_2}{2} &= 0.031585 \quad d\alpha := \frac{360}{\pi} \cdot \arcsin\left[\frac{2}{(2 \cdot 17 + z_{14}) \cdot \tan(\alpha)}\right] \\
 z_{14} &:= z_1 + z_4 \quad d\alpha = 5.430269 \\
 m &= 4.5 \quad x_1 = 0.498749 \quad x_2 = 0.0315 \quad x_3 = 0.0315 \quad x_4 = -0.498578 \\
 X_1 &:= x_1 \cdot m \quad X_1 = 2.24437 \quad X_2 := x_2 \cdot m \quad X_2 = 0.14175 \quad X_3 := x_3 \cdot m \quad X_3 = 0.14175 \\
 X_4 &:= x_4 \cdot m \quad X_4 = -2.243603
 \end{aligned}$$

2. Wymiary geometryczne kół zebatych przekładni planetarnej z1/z2

$$\begin{aligned}
 p &:= \pi \cdot m & p &= 14.137167 & p_b &:= p \cdot \cos(\alpha) & p_b &= 13.284591 \\
 p_w &:= \pi \cdot m_w' & p_w &= 14.37678 & c &:= 0.25 \cdot m & c &= 1.125 \\
 s_1 &:= \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_1 \cdot \tan(\alpha) \right) \cdot m & s_1 &= 8.703989 & 2 \cdot x_1 \cdot \tan(\alpha) \cdot m &= 1.635406 \\
 s_2 &:= \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_2 \cdot \tan(\alpha) \right) \cdot m & s_2 &= 7.170131 \\
 d_1 &:= z_1 \cdot m & d_1 &= 180 & d_2 &:= z_2 \cdot m & d_2 &= 85.5 & a_0' &:= \frac{(d_1 + d_2)}{2} \\
 a_0' &= 132.75 & r_{w1}' &:= 0.5 \cdot z_1 \cdot m_w' & r_{w2}' &:= 0.5 \cdot z_2 \cdot m_w' \\
 a_w' &:= \frac{(z_1 + z_2)}{2} \cdot m_w' & a_w' &= 135 & r_{w1}' &= 91.525424 & r_{w2}' &= 43.474576 \\
 df_1 &:= d_1 - 2 \cdot (1 - x_1) \cdot m - 2 \cdot c & df_1 &= 173.24324 \\
 df_2 &:= d_2 - 2 \cdot (1 - x_2) \cdot m - 2 \cdot c & df_2 &= 74.529 \\
 km &:= (x_1 + x_2) \cdot m - (a_w' - a_0') & km &= 0.13612 & h &:= 2 \cdot y \cdot m + c - km & h &= 9.98888 \\
 da_1 &:= df_1 + 2 \cdot h & da_1 &= 193.221 & da_2 &:= df_2 + 2 \cdot h & da_2 &= 94.50676 \\
 db_1 &:= d_1 \cdot \cos(\alpha) & db_1 &= 169.144672 & db_2 &:= d_2 \cdot \cos(\alpha) & db_2 &= 80.343719 \\
 \alpha_w' &:= \arccos \left(a_0' \cdot \frac{\cos(\alpha)}{a_w'} \right) & \alpha_w' &= 0.392303 & \alpha_{ws}' &:= \frac{\alpha_w'}{\pi} \cdot 180 & \alpha_{ws}' &= 22.4773 \\
 \varepsilon &:= \frac{\left(\sqrt{da_1^2 - db_1^2} + \sqrt{da_2^2 - db_2^2} \right) \cdot 0.5 - a_w' \cdot \sin(\alpha_w')}{p_b} & da_1 + da_2 &= 287.72776 & \varepsilon &= 1.503342
 \end{aligned}$$

3. Wymiary geometryczne kół zebatych przekładni planetarnej z3/z4

$$\begin{aligned}
 p &:= \pi \cdot m & p &= 14.137167 & p_b &:= p \cdot \cos(\alpha) & p_b &= 13.284591 \\
 p_w &:= \pi \cdot m_w'' & p_w &= 13.90541 \\
 s_4 &:= \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_4 \cdot \tan(\alpha) \right) \cdot m & s_3 &:= \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_3 \cdot \tan(\alpha) \right) \cdot m \\
 d_4 &:= z_4 \cdot m & d_4 &= 189 & d_3 &:= z_3 \cdot m & d_3 &= 85.5 & s_3 &= 7.170131 & s_4 &= 5.437012 \\
 a_0'' &:= \frac{(d_4 + d_3)}{2} & a_w'' &:= \frac{(z_4 + z_3)}{2} \cdot m_w'' \\
 df_4 &:= d_4 - 2 \cdot (1 - x_4) \cdot m - 2 \cdot c & df_4 &= 173.267294 & a_0'' &= 137.25 & a_w'' &= 135 \\
 df_3 &:= d_3 - 2 \cdot (1 - x_3) \cdot m - 2 \cdot c & df_3 &= 74.529 \\
 km &:= (x_4 + x_3) \cdot m - (a_w'' - a_0'') & km &= 0.148147 & r_{w3}'' &:= 0.5 \cdot z_3 \cdot m_w'' & r_{w4}'' &:= 0.5 \cdot z_4 \cdot m_w'' \\
 h &:= 2 \cdot y \cdot m + c - km & h &= 9.976853 & r_{w3}'' &= 42.04918 & r_{w4}'' &= 92.95082 \\
 da_4 &:= df_4 + 2 \cdot h & da_4 &= 193.221 & da_3 &:= df_3 + 2 \cdot h & da_3 &= 94.482706 \\
 db_4 &:= d_4 \cdot \cos(\alpha) & db_4 &= 177.601905 & db_3 &:= d_3 \cdot \cos(\alpha) & db_3 &= 80.343719 \\
 \alpha_w'' &:= \arccos \left(a_0'' \cdot \frac{\cos(\alpha)}{a_w''} \right) & \alpha_w'' &= 0.29994 & da_4 + da_3 &= 287.703706 \\
 \alpha_{ws}'' &:= \frac{\alpha_w''}{\pi} \cdot 180 & \alpha_{ws}'' &= 17.185307 \\
 \varepsilon &:= \frac{\left(\sqrt{da_4^2 - db_4^2} + \sqrt{da_3^2 - db_3^2} \right) \cdot 0.5 - a_w'' \cdot \sin(\alpha_w'')}{p_b} & \varepsilon &= 1.733117
 \end{aligned}$$

Rozwiązanie dla trzech satelitów i zakresu przełożeń 1/17 do 1/50 prezentuje Tab.2.

Tablica 2. Główne parametry typoszeregu bazowego (3 satelity)

Lp	1	2	3	4	5
Oznaczenie	TB1	TB2	TB3	TB4	TB5
i	1/17	1/20	1/25	1/31	1/50
a [mm]	135				
a _{opt} [mm]	134.740	135.428	135.317	135.482	135.340
m [mm]	4.0	3.5	2.75	2.25	1.5
z ₁ /z ₄	48/51	57/60	72/75	90/93	147/150
z ₂ =z ₃	18	19	25	29	32
x ₁	0.7464	0.7201	0.7296	0.7248	0.7336
x ₄	-0.7464	-0.7201	-0.7296	-0.7248	-0.7336
x ₂ =x ₃	0.0634	-0.1179	-0.1126	-0.2094	-0.2233
ε ₁₂	1.462	1.555	1.610	1.685	1.755
ε ₃₄	1.761	1.840	1.851	1.887	1.889

Dla każdego przypadku podanego w Tabl.2 wykonano obliczenia w mathcad wg przykładu zamieszczonego powyżej.

Dla dwóch satelitów średnio współczynniki korekcji kół z₁ i z₄ wynoszą co do bezwzględnej wartości około 0.5 , co daje zróżnicowanie grubości zębów na kołach podziałowych około 35% w stosunku do wartości nominalnej. Natomiast dla trzech satelitów średnio współczynniki korekcji kół z₁ i z₄ wynoszą co do bezwzględnej wartości około 0.74 , co daje zróżnicowanie grubości zębów na kołach podziałowych około 50% w stosunku do wartości nominalnej. Projektowanie więc tego typu przekładni na trzech satelitach praktycznie wyczerpuje możliwości tego typu konstrukcji

4. WNIOSKI

W pracy zaprezentowano pewną procedurę tworzenia geometrii typoszeregu przekładni planetarnej z zazębieniem zewnętrznym i identycznej geometrii satelitów, co znacznie upraszcza technologie wykonania i montażu. Wymaganie jednego odlewu jarzma będącej głównym elementem konstrukcji typowymiarów przekładni narzuca stałą odległość osi obrotu kół. Podano sposób wyznaczenia optymalnej odległości kół oraz sposób rozdziału współczynników korekcji, a także metodę wyliczenia parametrów geometrii zazębienia pozwalającą na właściwą obróbkę i sprawdzenie zazębienia. Obliczenie sprawności i nośności przekładni można wykonać wg procedury podanej w [5].

LITERATURA

- [1] Kasperek T., Ryś J., Projekt przekładni planetarnej o identycznej geometrii satelitów, Materiały XXI Konferencji Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych, Zakopane 2008
- [2] Ryś J., Kasperek T., Geometria przekładni planetarnej z zazębieniem zewnętrznym o uproszczonej technologii, Czasopismo Techniczne, z.1 1-M/2006
- [3] Ryś J., Sendyka B., Ustalenie obszaru rozwiązywalności II poprawki kół o zarysach ewolwentowych, Czasopismo Techniczne, z.6, 1978.
- [4] Ryś J., Skrzyszowski Z., Podstawy konstrukcji maszyn, t.2, Wyd. PK, Kraków 2003.
- [5] Kasperek T., Obciążenie, sprawność i nośność przekładni planetarnej o uproszczonej technologii, Czasopismo Techniczne, z.4 4-M/2007

TYPIFICATION OF PLANETARY GEAR WITH THE SAME GEOMETRY OF A SATELLITE WHEEL

SUMMARY

The solution of planetary gear with simplifying technology using the same geometry of sun gear and central gear is already known. New conception i.e. design a planetary gear with the same geometry of satellite wheels, which cooperate with sun gear and central gear with different number of teeth looks promising. The structural solution of elements of gear will be analyzed thank to take advantage of computational technique. Geometrical dimensions will be described for the sake of teeth correction scope. Typical dimension of structural solutions these kinds of transmissions are shown in article.