

MODERNIZATION OF SERIES OF TYPES OF ONE-SPEED ANGULAR GEARBOXES APPLIED IN AGRICULTURAL MACHINES

Summary

The basic data of elaborated wheels mesh catalogs for one-speed angular gearboxes are presented in the paper. An example of catalog cards appearance as well as an example of strength calculations of gear wheels according to the "AGMA-standard" are also shown. Results of checking research of correctness of elaborated wheel mesh designs are discussed in the paper as well. The research has confirmed the correctness of designs, the calculations of transmitted power and the level of generated noise. The elaborated series of types of the wheels mesh for the gearboxes with straight toothed wheels in considerably widened in comparison with the wheels meshes so far used in agricultural machines. Now, according to the research, the series of types of arc toothed wheels meshes enables, within the same wheels dimensions, to transmit on average 35% more power, with generating 30% lower noise level.

MODERNIZACJA TYPOSZEREGU JEDNOSTOPNIOWYCH KĄTOWYCH SKRZYNEK PRZEKŁADNIOWYCH STOSOWANYCH W MASZYNACH ROLNICZYCH

Streszczenie

W artykule zamieszczono podstawowe dane opracowanych katalogów zazębnień dla jednostopniowych, kątowych skrzynek przekładniowych: kół zębatach o zębatach stożkowych prostych i odpowiadający mu katalog kół zębatach o zębatach łukowych, według systemu „Kurveys” (9 przełożeń, w każdym przełożeniu 4 pary kół o zmiennych modułach = 36 par kół w każdym katalogu). Pokazano przykład wyglądu kart katalogowych. Zamieszczono przykład obliczeń wytrzymałościowych kół według norm „AGMA-standard”. Omówiono wyniki badań sprawdzających prawidłowość konstrukcji opracowanych zazębnień, obejmujących wykonanie w metalu czterech przykładowych skrzynek, (dwóch z kołami o zębatach prostych i dwóch z kołami o zębatach łukowych) i poddanie ich stanowiskowym badaniom trwałościowym. Badania potwierdziły prawidłowość ich konstrukcji, obliczeń przenoszonej mocy oraz poziomu wytwarzanego hałasu. Opracowany typoszereg zazębnień do skrzynek z kołami o zębatach prostych jest znacznie rozszerzony w stosunku do dotychczas stosowanego w maszynach rolniczych. Alternatywny do poprzedniego typoszereg zazębnień z kołami o zębatach łukowych, pozwala przy tych samych gabarytach, na przeniesienie średnio o 35% większej mocy, przy jednocześnie o 30% niższym poziomie wytwarzanego hałasu.

Wprowadzenie

Przekładnie zębata są jednym z podstawowych zespołów maszyn. Trwałość i niezawodność tych przekładni wpływa w sposób znaczący na trwałość maszyn, w skład których wchodzi. W przemyśle maszyn rolniczych powszechnie stosuje się jednostopniowe kątowe skrzynki przekładniowe o zębatach prostych.

Wielkość przenoszonej mocy, trwałość i niezawodność tych przekładni oraz poziom wytwarzanego hałasu podczas pracy, zależy w dużym stopniu od rodzaju zastosowanych kół zębatach. Przy zastosowaniu w dotychczasowych skrzynkach zamiast kół o zębatach prostych kół o zębatach łukowych, można przy tych samych gabarytach przekładni, uzyskać znaczne zwiększenie przenoszonej mocy oraz zmniejszony poziom hałasu. Przy zastosowaniu poprawnie przeprowadzonych obliczeń wytrzymałościowych, prawidłowym doborze materiałów i obróbki cieplnej, można również zoptymalizować konstrukcję skrzynek pod względem materiałochłonności ich elementów. Do obliczeń wytrzymałościowych kół zębatach można stosować kilka metod. Przyjęcie najbardziej optymalnej metody obliczeń wytrzymałościowych, pozwala na uniknięcie niepotrzebnego zwiększania gabarytów i masy, oraz zabezpiecza przed możliwością uszkodzeń lub przedwczesnego zużycia przekładni. Z powyższych powodów w PIMR przeprowadzono modernizację i wykonano katalogi dwóch typoszeregów skrzynek [4].

Cel pracy

Celem pracy jest:

- opracowanie dwóch katalogów zazębnień: kół zębatach o zębatach stożkowych prostych i odpowiadający mu katalog kół zębatach o zębatach łukowych (9 przełożeń, w każdym przełożeniu 4 pary kół o zmiennych modułach = 36 par kół w każdym katalogu),
- opracowanie rodziny materiałoozczędnych korpusów skrzynek z zeliwa ADI (6 wielkości obejmujących wszystkie pary kół zamieszczone w katalogach),
- opracowanie przykładowej dokumentacji konstrukcyjnej wybranych skrzynek (dla każdej wielkości korpusu),

- opracowanie danych konstrukcyjnych obejmujących średnice wałków, rodzaje łożysk itp. potrzebne dane dla wszystkich par kół zamieszczonych w katalogach,
- wykonanie w metalu czterech przykładowych skrzynek, (dwóch z kołami o zębach prostych i dwóch z kołami o zębach łukowych) i poddaniu ich stanowiskowym badaniom trwałościowym dla potwierdzenia prawidłowości ich konstrukcji, obliczeń przenoszonej mocy oraz poziomu wytwarzanego hałasu.

Opracowanie katalogów kół

Typoszereg skrzynek z kołami o zębach prostych opracowano jako zmodernizowaną pod względem obliczeniowym i materiałowym wersję skrzynek obecnie stosowanych w konstrukcjach maszyn rolniczych. Typoszereg skrzynek z kołami o zębach łukowych, skonstruowano tak, aby gabarytowo odpowiadał skrzyngom o zębach prostych, jako innowacyjną wersją tych skrzynek, o zwiększonej mocy i zmniejszonym poziomie hałasu.

Obliczenia geometryczne kół stożkowych o zębach prostych wykonano według powszechnie znanych wzorów [1,2]. Koła zębate o zębach łukowych obliczono w systemie „Kurvex” stworzonym przez niemiecką firmę „Modul”, ze względu na posiadanie w kilku fabrykach w województwie wielkopolskim obrabiarek umożliwiających nacinanie uzębień w tym systemie. Obliczenia geometryczne kół i parametry ustawcze obrabiarek wykonano w oparciu o programy komputerowe opracowane przez firmę „Marbaise” w Poznaniu.

Obliczenia wytrzymałościowe obu rodzajów kół wykonano według metody zamieszczonej w normach Amerykańskiego Stowarzyszenia Producentów Kół Zębatych, znanych jako „AGMA-Standard” [3].

Metoda obliczeń wg danych opracowanych przez Amerykańskie Stowarzyszenie Producentów Kół Zębatych – zawarta w AGMA- Standard [3]

W metodzie tej dokonuje się obliczeń maksymalnej dopuszczalnej mocy jaką może przenieść przekładnia ze względu na możliwość wyłamania zęba u podstawy oraz ze względu na wytrzymałość na docisk powierzchni bocznych zębów. Jako wartość dopuszczalną dla przekładni przyjmuje się niższą wartość mocy otrzymaną z obu obliczeń.

Moc dla przekładni oblicza się w hp , gdzie $1 \text{ hp} = 1,0131 \text{ KM} = 0,746 \text{ kW}$.

Zgodnie z normą AGMA 223.01A, maksymalna moc jaką może przenieść przekładnia bez ryzyka wyłamania zębów wynosi:

$$P_F = \frac{K_1 \times K_2 \times K_3 \times I}{K_4 \times K_{SF}} [\text{hp}] \quad (1)$$

gdzie:

- P_F dopuszczalna moc, którą może przenieść przekładnia w [hp]
- K_1 – współczynnik zależny od średnicy podziałowej i obrotów zębnika,
- K_2 – współczynnik uzależniony od materiału, obróbki cieplnej i założonej trwałości przekładni,
- K_3 – współczynnik uzależniony od szerokości wieńca zębnika,
- K_4 – współczynnik uzależniony od modułu kół,
- I – współczynnik uzależniony od ilości zębów kół i kąta pochylenia linii zębów,
- K_{SF} – współczynnik uzależniony od rodzaju pracy przekładni.

Dopuszczalna moc, którą może przenieść przekładnia bez obawy powstania uszkodzeń powierzchni zębów (pittingu) wynosi:

$$P = \frac{C_1 \times C_2 \times C_3 \times I \times C_4}{K_{SF}} [\text{hp}] \quad (2)$$

gdzie:

- P dopuszczalna moc, którą może przenieść przekładnia w [hp]
- C_1 – współczynnik zależny od średnicy podziałowej i obrotów zębnika,
- C_2 – współczynnik uzależniony od szerokości wieńca zębnika,
- C_3 – współczynnik uzależniony od rodzaju obróbki cieplnej i założonej twardości powierzchni zębów,
- C_4 – współczynnik uzależniony od założonej trwałości przekładni
- I – współczynnik uzależniony od ilości zębów zębnika i kąta pochylenia linii zębów,
- K_{SF} – współczynnik uzależniony od rodzaju pracy przekładni.

Przykładowe parametry skrzyńki potrzebne do obliczeń wytrzymałościowych przedstawiono w tab. 1.

Tab. 1. Parametry obliczanej przekładni jednostopniowej o zębach prostych
Table 1.

Lp.	Określenie parametru	Symbol	Miano	Zębnik	Koło
1.	Liczba zębów	z	szt	18	29
2.	Moduł czołowy	m_t	mm	6	6
3.	Szerokość wieńca	b	mm/cale	26; 1,02"	26; 1,02"
4.	Średnica podziałowa	d_o	mm /cale	108; 4,25"	174; 6,85"
5.	Kąt przyporu	α	°	20	20
6.	Kąt między osiami	δ	°	90	-
7.	Współczynnik korekcji	x	-	+0,28	-0,28
8.	Współczynnik wysokości zęba	y	-	1	1
9.	Nominalna moc	N	kW	22	22
10.	Nominalne obroty	n	obr/min	540	338
11.	Dopuszczalny współczynnik przeciążenia	w_p	-	1,2	-
12.	Założona trwałość przekładni	T	godziny pracy	2 000	2 000
13.	Materiał	stal	-	18HGT, nawęglany i hartowany	18HGT, nawęglany i hartowany
14.	Twardość powierzchni zębów (min)	HRC	°	56	56

Przykładowe obliczenia kół zębatych o parametrach z tab. 1

Ze względu na wytrzymałość zębów na złamanie u podstawy, dopuszczalna moc wynosi:

$$P = \frac{0,027 \times 4200 \times 0,8 \times 0,148}{2,9 \times 1,25} = 37,0 \text{ hp} = 27,6 \text{ kW}$$

Ze względu na wytrzymałość zębów na docisk powierzchni bocznych zębów dopuszczalna moc wynosi :

$$P = \frac{0,066 \times 1,51 \times 4140 \times 1,3 \times 0,058}{1,25} = 25,2 \text{ hp} = 18,8 \text{ kW}$$

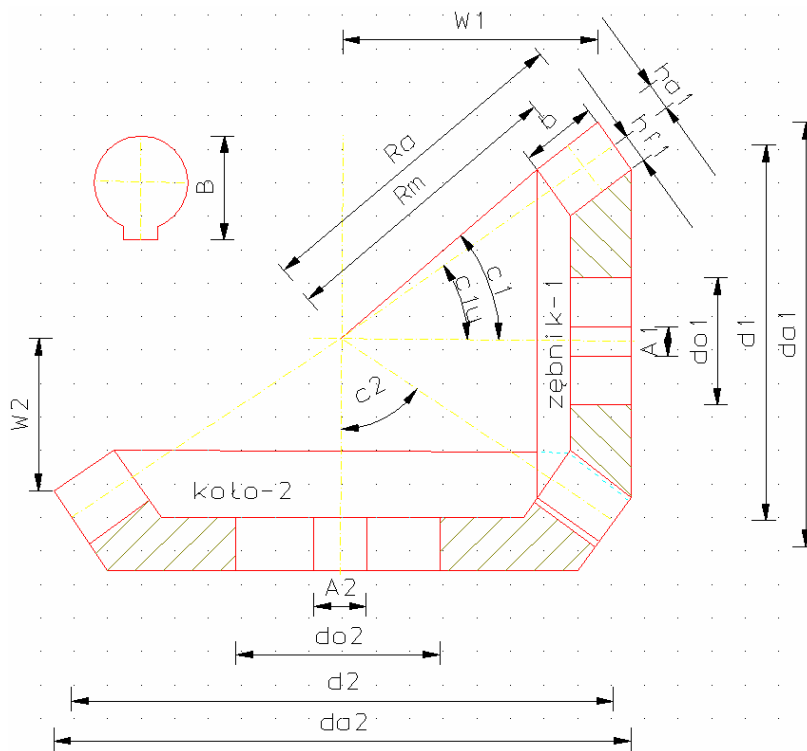
Obliczone przekładnie o zębach prostych i łukowych przedstawiono w formie katalogu zawierającego wszystkie potrzebne dane. Kartę katalogową przekładni z kołami o zębach łukowych uzupełniono o parametry ustawcze obrabiarki typu „Kurveys”, potrzebne do wykonania danej przekładni [4].

Poniżej przedstawiono przykładową kartę katalogową dla przekładni o zębach łukowych (rys.1) i o zębach prostych (rys. 2).

PRZEŁOŻENIE 1 : 1

$$Z_1 = 19; Z_2 = 19$$

m_t	3,273
m_n	2,3
α	20°
β	35°
R_m	37,72
R_a	43,97
b	12,5
j_t	0,14
x	0
x_m	0



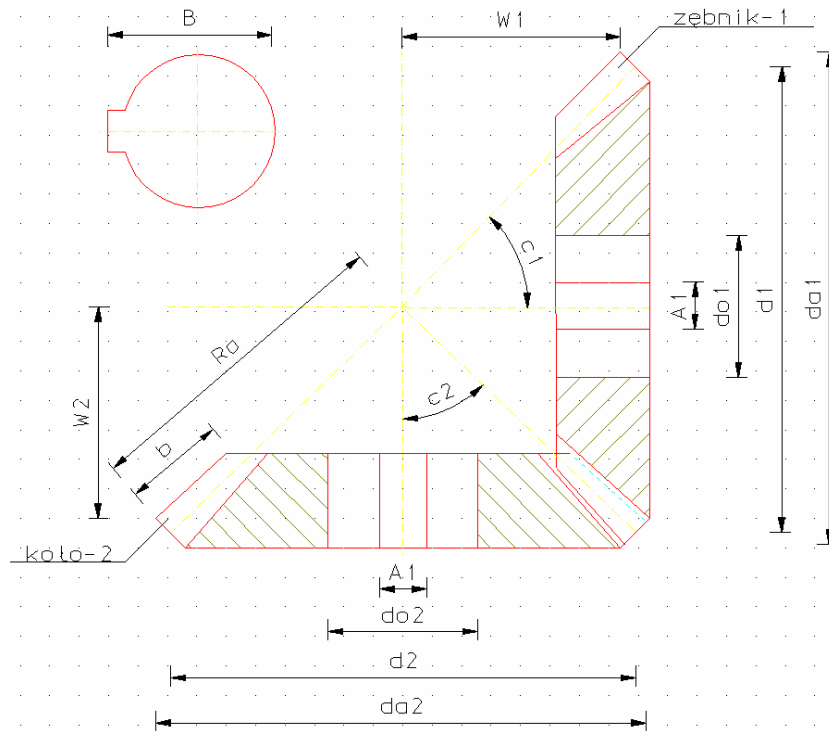
Określenie	Symbol	zębni	koło
Kierunek pochylenia linii zęba	-	lewy	prawy
Średnica podziałowa	d	62,187	62,187
Średnica wierzchołkowa	d _a	65,277	65,277
Wysokość stopy zęba	h _f	2,645	2,645
Wysokość głowy zęba	h _a	2,185	2,185
Wysokość stożka wierzchołkowego	W	29,548	29,548
Kąt stożka podziałowego	c	45°	45°
Kąt pomocniczy	c _{1u}	0	0
Średnica otworu	d _o	35 mm	35 mm
Wymiar rowka wpustowego	A	10 mm	10 mm
Wymiar rowka wpustowego	B	38,3 mm	38,3 mm
Moc nominalna	N(kW)	5,0	
Parametry ustawcze frezarki ZFTKK – 250 × 5			
Średnica głowicy	2RD	75 mm	
Szerokość wierzchołka noża	M	1,2 mm	
Mimośród	e	35,404 mm	
Kąt przestawienia środka głowic	Q _m	0° 46'	
Kąt przechylenia kołyski	Q _{w1}	299° 11'	
Kąt przechylenia kołyski	Q _{w2}	60° 49'	
Kąt przestawienia mimośrod	Q _{m1}	319° 20'	
Kąt przestawienia mimośrod	Q _{m2}	219° 54'	

Rys. 1. Karta katalogowa dla kół o zębach lukowych (oprac. graficzne: Dorota Kapcińska)
Fig. 1.

PRZEŁOŻENIE 1 : 1,105

$Z_1 = 19$; $Z_2 = 21$

α	20°
β	0
c_1	45°
c_2	45°
x	0
x_m	0



Określenie	Symbol	Wartości liczbowe							
		3		4		5		6	
moduł czołowy	m_t								
zębnik / koło	-	1	2	1	2	1	2	1	2
Średnica podziałowa	d	57	63	76	84	95	105	114	126
Średnica wierzchołkowa	d_a	61,85	66,67	82,64	85	103,3	111,12	125,96	133,3
Wysokość stożka wierzchołkowego	W	29,31	26,48	39,07	35,31	48,84	44,13	58,51	52,96
Długość tworzącej stożka	R_a	42,59		56,64		70,8		84,96	
Szerokość wieńca	b	14		19		23,5		28	
Średnica otworu	d_o	30	30	35	35	40	45	40	45
Wymiar rowka wpustowego	A	8	8	10	10	12	14	12	14
Wymiar rowka wpustowego	B	33,3	33,3	38,3	38,3	43,3	48,8	43,3	48,8
Moc nominalna	$N(kW)$	3,5		7,5		13		22	

Rys. 2. Karta katalogowa dla kół o zębach prostych (oprac. graficzne: Dorota Kapcińska)
Fig. 2.

Symbole użyte w kartach katalogowych:

- m_t – moduł czołowy [mm],
- m_n – moduł normalny w przekroju średnim,
- α – kąt przyporu,
- β – kąt pochylenia linii zęba, przyjęty dla wszystkich kół o zębach łukowych 35°,
- j_t – luz obwodowy [mm],
- x – współczynnik korekcji (dla kół łukowych dodatni dla zębniaka i ujemny dla koła),
- x_m – przesunięcie zarysu zęba [mm].

W katalogu nie ujęto współczynnika wysokości zęba Y , który przyjęto $Y=1$ dla kół o zębach prostych i $Y = 0,95$ dla kół o zębach łukowych. Wymiary rowka wpustowego A i B dobrano do średnic otworów zgodnie z zaleceniami PN/M- 85005. Szerokość piast kół nie jest uwzględniona w katalogu, należy ją dobrać indywidualnie.

W tab. 2, zamieszczono podstawowe parametry przekładni o zębach prostych znajdujących się w katalogu, natomiast w tab. 3, odpowiadające im gabarytowo przekładnie o zębach łukowych. Z porównania przenoszonych przez przekładnie mocy, widać że przekładnie o zębach łukowych przenoszą o 30-50% większe moce niż odpowiadające im gabarytowo przekładnie o zębach prostych.

Tab. 2. Parametry kół zębatach stożkowych o zębatach prostych ujętych w opracowanym katalogu
Table 2.

Lp.	Przełożenie Ilość zębataw $Z_1 : Z_2$	Moduł czołowy m_c [mm]	Średnica wierzchołkowa d_a [mm]		Szerokość wieńca kół b [mm]	Średnica otworów w kołatach [mm]		Moc nominalna N [kW]
			Zębnik Z_1	Koło Z_2		Zębnik Z_1	Koło Z_2	
1.	1 : 1	3	61,23	61,23	13	30	30	3,5
2.	$z_1= 19$	4	81,64	81,64	17	35	35	6,5
3.	$z_2= 19$	4,7	94,0	94,0	21	35	35	10
4.		5,8	114,0	114,0	25,5	40	40	15,5
5.	1 : 1,105	3	61,85	66,67	14	30	30	3,5
6.	$z_1= 19$	4	82,64	85,0	19	35	35	7,5
7.	$z_2=21$	5	103,3	111,12	23,5	40	45	13
8.		6	125,96	133,3	28	40	45	22
9.	1 : 1,25	3	65,43	78,15	16	30	35	5
10.	$z_1= 20$	4	85,0	104,7	21	35	40	10
11.	$z_2=25$	5	109,06	130,25	27	40	45	18
12.		6	130,07	156,3	32	45	50	30
13.	1 : 1,4	3	66,0	85,0	17	30	35	5
14.	$z_1= 20$	4	85,0	115,6	23	35	40	14
15.	$z_2=28$	5	110,0	144,5	28,5	40	45	21
16.		6	132,0	173,4	34,5	45	50	30
17.	1 : 1,6	3	66,5	98,28	19	30	35	6
18.	$z_1= 20$	4	88,72	131,04	25	35	40	12
19.	$z_2= 32$	5	110,9	163,8	31,5	40	45	24
20.		6	133,09	196,5	38	45	50	36
21.	1 : 1,79	3	63,91	103,99	19,5	30	35	6
22.	$z_1= 19$	4	85,22	138,25	26	35	40	12
23.	$z_2= 34$	5	106,52	173,32	32,5	40	45	22
24.		6	127,83	207,98	39	40	45	36
25.	1 : 2	4	77,66	138,36	25	35	40	11
26.	$z_1= 17$	5	97,07	172,91	32	35	40	17
27.	$z_2= 34$	6	116,49	207,49	38	40	45	30
28.	1 : 2,27	4	70,03	138,03	25	35	35	8
29.	$z_1= 15$	5	87,53	172,54	31	35	40	14,5
30.	$z_2= 34$	6	105,04	207,05	37	35	40	22
31.	1 : 2,5	4	66,32	141,84	25	30	35	6
32.	$z_1= 14$	5	82,9	175,0	31,5	35	40	14
33.	$z_2= 34$	6	99,49	213,8	38	35	40	23

Tab. 3. Parametry kół zębatach stożkowych o zębach łukowych ujętych w opracowanym katalogu
Table 3.

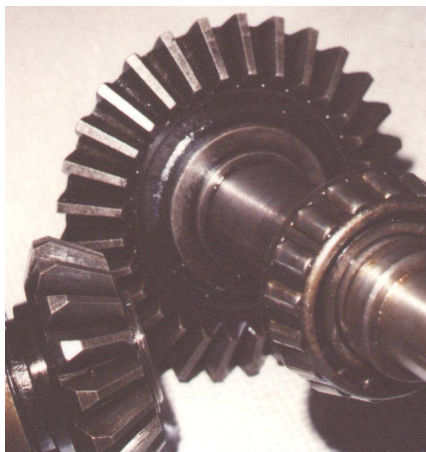
Lp.	Przełożenie Ilość zębów $Z_1 : Z_2$	Moduł czołowy m_c [mm]	Średnica wierzchołkowa d_a [mm]		Szerokość wieńca kół b [mm]	Średnica otworów w kołach [mm]		Moc nominalna N [kW]
			Zębnik Z_1	Koło Z_2		Zębnik Z_1	Koło Z_2	
1.	1 : 1	3,273	65,28	65,28	12,5	35	35	5
2.	$z_1= 19$	4,295	85,635	85,635	17	40	40	10
3.	$z_2= 19$	5,139	102,48	102,48	20	40	40	15
4.		5,983	119,32	119,32	23	45	45	25
5.	1 : 1,105	3,267	65,47	71,39	13	30	30	5
6.	$z_1= 19$	3,983	79,82	87,03	16	40	40	10
7.	$z_2=21$	5,119	102,58	111,85	20,5	40	40	20
8.		6,144	122,54	133,51	24,5	45	45	30
9.	1 : 1,25	3,414	69,63	83,74	15,5	35	35	7,5
10.	$z_1= 20$	4,118	87,7	118,04	18,5	40	45	13
11.	$z_2=25$	5,129	108,96	146,68	23,5	40	45	25
12.		6,124	130,23	175,317	28,0	45	50	45
13.	1 : 1,4	3,273	66,0	85,0	16	35	40	8
14.	$z_1= 20$	4,121	85,0	115,6	20	40	45	17
15.	$z_2=28$	5,121	110,0	144,5	25	40	45	27
16.		6,121	132,0	173,4	30	45	50	45
17.	1 : 1,6	3,272	70,05	106,43	17,5	35	40	9,5
18.	$z_1= 20$	4,123	88,29	134,14	22	40	45	17
19.	$z_2= 32$	5,272	112,88	171,51	28,5	45	50	35
20.		6,124	131,12	199,22	33	45	50	48
21.	1 : 1,79	3,270	67,096	112,66	18	35	40	9
22.	$z_1= 19$	4,131	84,75	145,32	23	40	45	17
23.	$z_2= 34$	5,127	105,18	176,63	28,5	40	45	30
24.		6,122	125,61	210,93	34	45	50	48
25.	1 : 2	4,119	76,71	141,63	22	35	40	13
26.	$z_1= 17$	5,118	95,34	175,98	27,5	40	45	24
27.	$z_2= 34$	6,117	113,92	210,34	33	40	45	37
28.	1 : 2,27	4,119	68,92	141,34	21,5	30	35	11
29.	$z_1= 15$	5,121	85,69	175,74	27	35	40	20
30.	$z_2= 34$	6,124	102,45	210,33	32,5	40	45	33
31.	1 : 2,5	4,124	65,19	145,44	22	30	35	10
32.	$z_1= 14$	5,124	80,99	180,73	27,5	35	40	18
33.	$z_2= 34$	6,125	96,81	216,01	33	40	45	28

W wyniku analizy wielkości geometrycznych opracowanych przekładni oraz przy zastosowaniu komputerowego modelowania i analizy naprężeń (MES) [5] opracowano typoszereg korpusów składający się z 6 wielkości. W wyniku analizy wielkości naprężeń w ściankach i elementach korpusów można było przy ich konstrukcji dokonać pocienienia ścianek w stosunku do rozwiązań dotychczasowych, co zmniejszyło ich masę. Do wykonania korpusów zamiast dotychczasowego żeliwa szarego można by użyć żeliwa sferoidalnego, najlepiej wysoko wytrzymałościowego żeliwa ADI. W tym przypadku możliwe było by dalsze zmniejszenie masy korpusów.

Przy konstrukcji skrzynek przyjęto stałą odległość kół od lewej ścianki korpusu (45 mm) oraz trzy odległości, uzależnione od gabarytów przekładni, od ścianki prawej (50, 65, 80 mm). Przy tych założeniach, przyjmując wartości mocy podane w tab. 2 i 3 oraz obroty stałe dla wszystkich skrzynek (obroty WOM= 540 obr./min.) wykonano obliczenia średnic wałków, które są jednoznaczne z wielkością średnic otworów w kołach. Średnice te zamieszczono w kartach katalogowych. Na podstawie opracowanych katalogów wykonano po jednej, przykładowej dokumentacji konstrukcyjnej skrzynek z kołami o zębatach łukowych dla każdej wielkości korpusu.

Badania sprawdzające

Celem wrywkowego sprawdzenia prawidłowości konstrukcji skrzynek i wielkości przenoszonych mocy, wykonano w metalu po dwie pary skrzynek z kołami o zębatach prostych i łukowych, o przełożeniu 1:6 i module 4mm, (lp. 18 wg tab. 2 i 3), zgodnie z dokumentacją konstrukcyjną. Koła do skrzynek, zarówno o zębatach prostych jak i łukowych wykonano w fabryce „Marbaise” w Poznaniu. Na rys. 3 i 4 pokazano wykonane koła.



Rys. 3. Koła z zębami stożkowymi prostymi
Fig. 3. Wheels with teeth



Rys. 4. Koła o zębach łukowych
Fig. 4. Wheels with teeth

Badania skrzynek [6, 7] przeprowadzono na specjalnym stanowisku z mocą krążącą. Na stanowisku badaniom podlegały zawsze para skrzynek, z których jedna miała obroty lewe druga prawe, połączonych ze sobą sprzęgłem. Napęd stanowiska poprzez przekładnię pasową, przenoszony jest na mechanizm obciążający (obciążenie zmienne uzyskiwane za pomocą dźwigni wraz z zawieszonym ciężarem), następnie przez wał teleskopowo przegubowy na badane skrzyńki i wyprowadzony ze skrzynek następnym wałem przegubowo teleskopowym, połączonym z mechanizmem ślimakowym, służącym do kasowania luzów. Zastosowanie mocy krążącej powodowało, że silnik pokonywał tylko opory mechaniczne stanowiska i skrzynek, a nie był obciążony momentem obciążającym skrzyńki. Badaniom poddano kolejno parę skrzynek o zębach prostych i następnie parę skrzynek o zębach łukowych. Stosowano obroty 540 obr./min [6] i dodatkowo 1000 obr./min.[7]. Stosowano obciążenia:

- 50h pracy na stanowisku- obciążenie równe mocy nominalnej,
- 150 h pracy – obciążenie 150% mocy nominalnej (1,5 x),
- 100 h pracy – obciążenie 200% mocy nominalnej (2 x).

Podczas badań wykonywano cykliczne pomiary temperatury oleju w skrzyńkach. Prawidłowa temperatura oleju winna się mieścić w przedziale 40-60°C. Warunkowo można dopuścić temperaturę 80-90°C. W przypadku przekroczenia tych temperatur uznaje się skrzyńki za uszkodzone i przerywa badania.

W prowadzonych badaniach nie stwierdzono przekroczenia tych temperatur, jednak olej w skrzyńkach z kołami o zębach prostych posiadał w końcowej fazie badań (obciążenie 200% mocy nominalnej) temperatury bliskie 90°C, chwilami osiągające 95°C. Temperatura oleju w skrzyńkach z kołami o zębach łukowych była o 15-20°C niższa. Po badaniach skrzyńki rozmontowano i poddano oględzinom. Stwierdzono powstanie pittingu (wykruszeń drobin metalu) z powierzchni zębów kół o zębach prostych. Na rys. 5 pokazano widok powstałych uszkodzeń. Koła zębate o zębach łukowych nie posiadały widocznych uszkodzeń.



Rys. 5. Widok wykruszeń (pittingu) po badaniach na kole o zębach prostych
Fig. 5.

Wykonano również pomiary hałasu podczas pracy skrzynek na stanowisku. Stwierdzono, że skrzynki z kołami o zębach łukowych powodują podczas pracy o 30% niższy poziom hałasu niż skrzynki z kołami o zębach prostych.

Wnioski

1. Opracowany typoszereg zazębień do skrzynek z kołami o zębach prostych jest znacznie rozszerzony w stosunku do dotychczas stosowanego w maszynach rolniczych.
2. Alternatywny do poprzedniego, typoszereg zazębień do skrzynek z kołami o zębach łukowych, pozwala przy tych samych gabarytach, na przeniesienie średnio o 35% większej mocy, przy jednocześnie o 30% niższym poziomie wytwarzanego hałasu.
3. Przeprowadzone badania stanowiskowe skrzynek z kołami o zębach prostych i skrzynek o zębach łukowych, wykonanych zgodnie z katalogiem, nie wykazały błędów konstrukcyjnych.
4. Wielkość obliczonej mocy nominalnej skrzynek z kołami o zębach prostych i łukowych można uznać za prawidłową.
5. Skrzynki z kołami o zębach prostych mogą pracować okresowo przy przeciążeniu do 50% mocy nominalnej. Przeciążenie większe (do 100% mocy nominalnej) może powodować uszkodzenie kół.
6. Skrzynki z kołami o zębach łukowych, mimo większej przenoszonej mocy niż skrzynki z kołami o zębach prostych, mogą pracować przy okresowych przeciążeniach wynoszących do 100% mocy nominalnej.
7. Możliwa jest praca obu rodzajów skrzynek przy obrotach wejściowych 540 i 1000 obr/min.
8. Zastosowanie w konstrukcji maszyn rolniczych skrzynek z kołami o zębach łukowych jest uzasadnione technicznie i ekonomicznie.

Literatura

- [1]. Ochęduszko K.: Koła zębate. t 1-3, WNT Warszawa 1969 r.
- [2]. Müller L.: Przekładnie zębate-obliczenia wytrzymałościowe. WNT Warszawa 1972 r.
- [3]. AGMA-Standard; Design practice rating for the strenght or surface durability of spiral bevel gears. Nr 216.01A. AGMA, 1990 r.
- [4]. Łabęcki M.: Zaprojektowanie nowego typoszeregu jednostopniowych przekładni stożkowych o zębach prostych i łukowych. PIMR – TT-5/93. Nr bibl. 7241
- [5]. Szczepaniak J., Łabęcki M., Pawłowski T.: Zastosowanie metody elementów skończonych do analizy wytrzymałościowej korpusów skrzynek przekładniowych. Prace PIMR, nr 2, 1994 r.
- [6]. Łabęcki M.: Wykonanie i badania trwałości nowych jednostopniowych kątowych skrzynek przekładniowych z kołami o zębach łukowych. PIMR – TT-3/94. Nr bibl. 7306
- [7]. Łabęcki M.: Badania trwałości wybranych skrzynek z kołami o zębach prostych i łukowych, przy obrotach wejściowych 1000 obr/min. PIMR – TT-1/95.