

Karta doboru przekładni zębatej

Zwykłe (ewolwentowe, ISO 53) · materiał: Aluminium (EN AW-7075 T6) · wygenerowano 2026-07-28 21:57

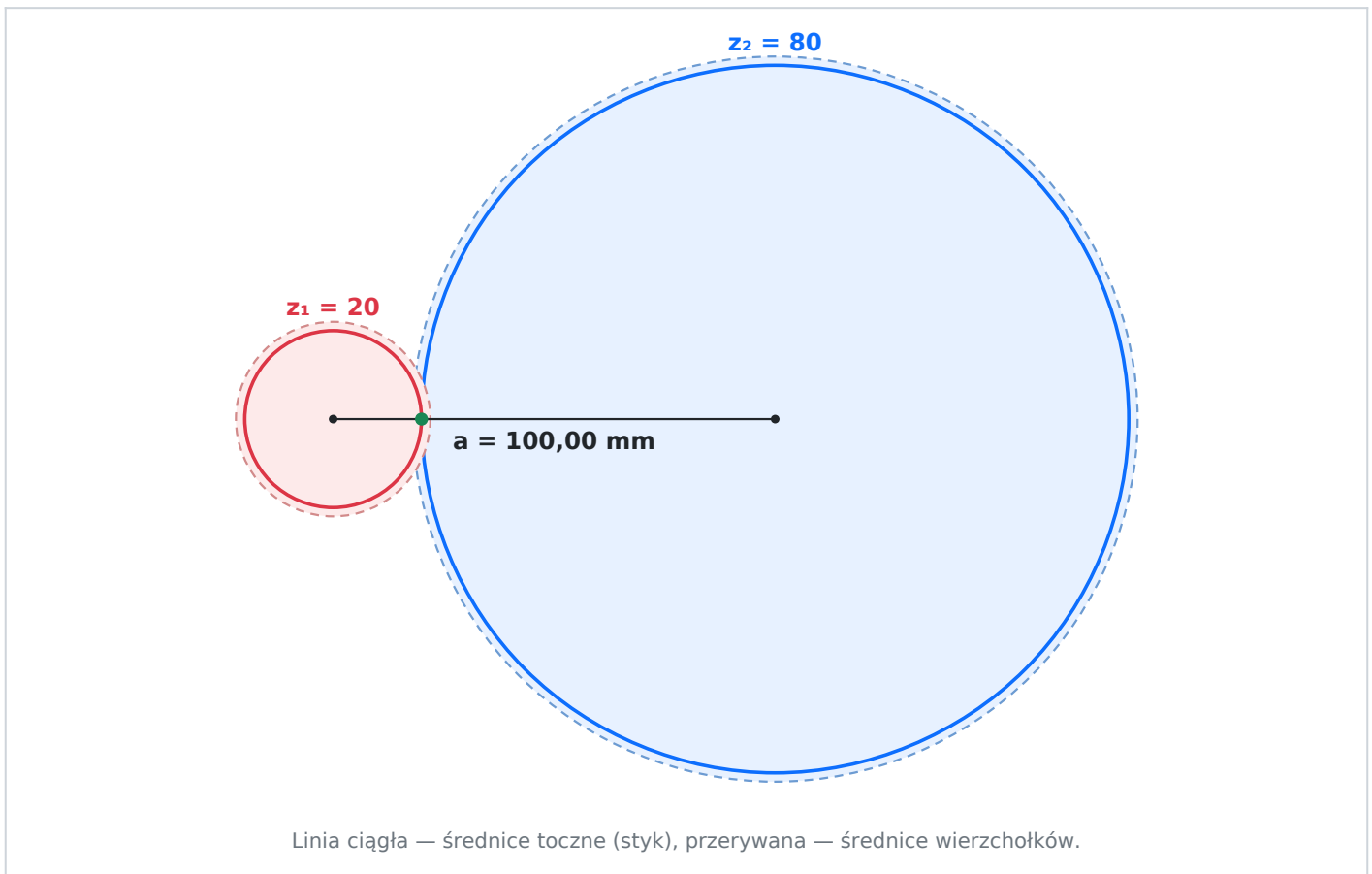
Założenia

Przełożenie zadane i	4,0000	Rozstaw osi a	100,000 mm
Moment wejściowy T ₁	5,0000 N·m	Obroty wejściowe n ₁	20,0 obr/min
Moc na wejściu P ₁	10,47 W	Tolerancja przełożenia	2,00 %

Wynik doboru

MODUŁ 2 mm	ZĘBY Z ₁ / Z ₂ 20 / 80	PRZEŁOŻENIE RZECZ. 4,0000	BŁĄD PRZEŁOŻENIA 0,000 %	SZEROKOŚĆ WIEŃCA 19 mm
Suma korekcji Σx	0,0000	Toczny kąt przyporu α _w	20,0000°	
Rozstaw zerowy m(z ₁ +z ₂)/2	100,000 mm	Rozstaw uzyskany	100,000 mm	
Liczba przyporu ε _α	1,691	Prędkość obwodowa v	0,042 m/s	
Naciski stykowe σ _H	178,3 MPa	Dopuszczalne σ _{HP}	180,0 MPa	

Szkic zazębienia (w skali)



Geometria kół [mm]

Wymiar toczenia przed frezowaniem zębów: średnica wierzchołków d_a. Krążek (półfabrykat) toczy się na d_a — 44,000 mm dla zębniak i 164,000 mm dla koło. Frez wciną zęby w gotowy krążek aż do średnicy stóp d_f; materiału już się nie dokłada, tylko ubywa. Szerokość toczzonego krążka = szerokość wieńca 19 mm.

Wielkość	Zębniak	Koło
Liczba zębów z	20	80
Korekcja zarysu x	0,0000	0,0000
Średnica podziałowa d	40,000	160,000
Średnica toczna d _w	40,000	160,000
Średnica wierzchołków d _a — WYMIAR TOCZENIA	44,000	164,000
Średnica stóp d _f	35,000	155,000
Średnica zasadnicza d _b	37,588	150,351
Wysokość głowy h _a	2,000	2,000
Wysokość stopy h _f	2,500	2,500
Grubość zęba s	3,142	3,142
Masa szacunkowa [g]	64,47	1 031,45

Wałki

Wał	T [N·m]	n [obr/min]	F _t [N]	F _r [N]	L [mm]	M _z [N·mm]	ø obl.	ø przyjęta
Wał wejściowy (zębniak)	5,0000	20,0	250,00	90,99	95,0	7 347,6	11,081	12
Wał wyjściowy (koło)	19,4000	5,0	250,00	90,99	95,0	15 862,7	14,322	16

Rozpatrzone warianty

Moduł	z ₁ / z ₂	i rzecz.	błąd i	Σx	α _w	b [mm]	σ _H [MPa]	ø wałków
2 *	20 / 80	4,0000	0,000%	0,000	20,00°	19	178	12 / 16
1.25 *	32 / 128	4,0000	0,000%	0,000	20,00°	19	178	12 / 16
1 *	40 / 160	4,0000	0,000%	0,000	20,00°	19	178	12 / 16
1.5 *	27 / 107	3,9630	0,926%	-0,327	19,20°	20	176	12 / 16
1.5 *	27 / 106	3,9259	1,852%	0,168	20,39°	18	179	12 / 16
1.5 *	26 / 107	4,1154	2,885%	0,168	20,39°	19	180	12 / 16
1.5 *	26 / 108	4,1538	3,846%	-0,327	19,20°	21	178	12 / 16
2.5 *	16 / 64	4,0000	0,000%	0,000	20,00°	19	178	12 / 16
3 *	14 / 53	3,7857	5,357%	-0,163	19,20°	19	175	12 / 16
3 *	14 / 52	3,7143	7,143%	0,346	21,52°	18	167	12 / 14

* moduł z szeregu preferowanego

Podstawy obliczeń: $a = m(z_1 + z_2)/2$; korekcja zarysu domykająca rozstaw osi z involwenty $\text{inv}(\alpha_w) = \text{inv}(\alpha) + 2\Sigma x \cdot \text{tg}\alpha/(z_1 + z_2)$; szerokość wieńca z warunku Lewisa $\sigma_F = F_t/(b \cdot m \cdot Y)$; naciski stykowe $\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot \sqrt{F_t/(b \cdot d_1) \cdot (u+1)/u}$; wałki z momentu zastępczego $M_z = \sqrt{(M_g^2 + (0,75 \cdot T)^2)}$, $k_{go} = 55 \text{ MPa}$. Dobór wstępny — nie zastępuje obliczeń wg ISO 6336 ani dokumentacji warsztatowej. Lekkie, ale miękkie — nadaje się do napędów lekko obciążonych i prototypów, nie do pracy ciągłej pod pełnym momentem.