



POLITECHNIKA POZNAŃSKA

WYDZIAŁ BUDOWY MASZYN I ZARZĄDZANIA

Instytut Technologii Mechanicznej

ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań, tel. +48 61 665 2203, fax +48 61 665 2200

e-mail: office_mt@put.poznan.pl, www.put.poznan.pl



DOBÓR PRZEKŁADNI PASOWEJ ZĘBATEJ DO MECHANIZMÓW PRZESUWU

MATERIAŁY DYDAKTYCZNE DO PRZEDMIOTÓW

Napędy maszyn technologicznych

Napędy urządzeń mechatronicznych

Napędy urządzeń medycznych i rehabilitacyjnych

Do korzystania wyłącznie przez studentów Politechniki Poznańskiej

Opracował: dr inż. Wojciech Ptaszyński

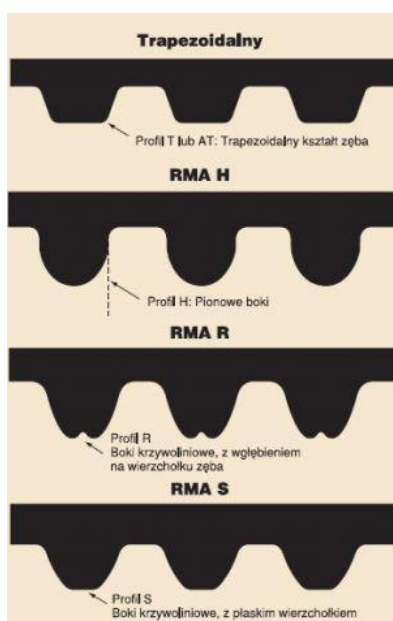
Poznań, 2018-05-02

1. BUDOWA I RODZAJE PASÓW ZĘBATYCH

W napędach pozycjonujących wymagany jest ruch synchroniczny (bez poślizgu) oraz połączenie bezluzowe. Jeśli w projektowanym napędzie przewiduje się przekładnię między silnikiem a śrubą to wymagania te spełnia tylko przekładnia pasowa zębata.

Pasy zębate wytwarzane są w kilku kształtach (profilach) (rys. 1.1):

- Profil T lub AT – trapezowy (trapezoidalny),
- Profil H – okrągły,
- Profil R,
- Profil S,
- Inne – własne opracowania producentów.



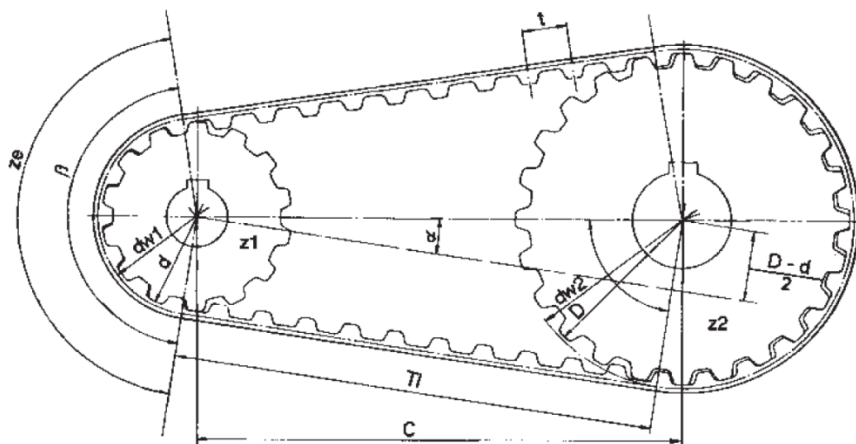
Rys. 1.1. Profile pasów zębatych



Rys. 1.2. Zazębienie przekładni pasowej zębatej

Zawsze należy dobierać koła pasowe zależnie od profilu paska. W napędach pozycjonujących należy brać również pod uwagę dokładność kinematyczną zazębienia. Wydaje się, że to kryterium najlepiej spełniają profile typu R i S.

Podstawowe wymiary przekładni pasowej zębatej to: (rys. 1.3)



Rys. 1.3. Wymiary przekładni pasowej zębatej

C – odległość między osiami,
 L – długość pasa,
 t – podziałka uzębienia,
 b – szerokość pasa,
 z_1, z_2 – liczba zębów koła małego i dużego,
 d_{w1}, d_{w2} – rzeczywiste średnice kół,
 β – kąt opasania na małym kole,
 z_e – liczba zębów w opasaniu.

Pasy zębate wytwarzane są z podziałką metryczną i calową. Metryczne podziałki to np. 2, 3, 5, 8, 10, 14, 20 mm a calowe oznaczane są symbolem literowym (tabela 1.1).

Tabela 1.1. Podziałki pasów calowych

Oznaczenie	Podziałka [cale]	Podziałka [mm]
MXL	2/25	2,032
XL	1/5	5,080
L	3/8	9,525
H	1/2	12,700
XH	7/8	22,225
XXH	1 1/4	31,750

Wymiary przekładni można obliczyć z równań:

- średnice rzeczywiste kół zębatych:

$$d_w = \frac{z \cdot t}{\pi}$$

- kąt opasania na małym kole:

$$\beta = 2 \cdot \arccos \left(\frac{(z_2 - z_1) \cdot t}{2 \cdot C \cdot \pi} \right)$$

- liczba zębów w zazębieniu:

$$z_e = \frac{z_1}{180} \cdot \arccos \left(\frac{(z_2 - z_1) \cdot t}{2 \cdot C} \right)$$

- długość pasa (przybliżona) dla zakładanej odległości osi:

$$L \approx \frac{t}{2} \cdot (z_2 + z_1) + 2 \cdot C + \frac{1}{4 \cdot C} \cdot \left(\frac{(z_2 - z_1) \cdot t}{\pi} \right)^2$$

- odległość między osiami dla rzeczywistej długości pasa L :

$$C = \frac{1}{2 \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right)} \cdot \left(L - \frac{t}{2} \cdot \left((z_2 + z_1) + \left(1 - \frac{\beta}{180} \right) \cdot (z_2 - z_1) \right) \right)$$

Na wytrzymałość pasa ma wpływ rodzaj materiału, z którego wykonany jest ząb oraz materiał rdzenia. Przykładowe właściwości pasów przedstawiono w tabelce poniżej.

Tabela 3.2. Właściwości pasów [Gates]

Material rdzenia	Poliester	Włókno szklane	Kevlar	Stal
Wydłużenie	Duże	Małe	Bardzo małe	Bardzo małe
Elastyczność	Bardzo duża	Średnia	Średnia	Niska
Nośność [MPa]	1	1.5	2.5	3.5
Odporność na przeciążenia	Bardzo duża	Średnie	Wysoka	Średnia
Wydłużenie termiczne	Znaczące	Nieznaczące	Nieznaczące	Nieznaczące
Cena	Najniższa	Średnia	Wysoka	Najwyższa

Na trwałość przekładni pasowej wpływa obciążenie (przenoszona moc lub siła w pasie) oraz intensywność przeginięcia pasa (prędkość pasa). W przypadku napędów pozycjonujących moc na ogół nie jest duża ponieważ zwykle pracują z stosunkowo małą prędkością pasa natomiast mogą występować duże siły w pasie. Dlatego też dobierając pas do napędu pozycjonującego należy sprawdzić dwa warunki:

- wytrzymałość pasa na zerwanie,
- naciski powierzchniowe na boczne powierzchnie zębów pasa.

2. Obliczanie wytrzymałościowe na zerwanie pasa

Przed wykonaniem obliczeń wytrzymałościowych przekładni pasowej należy dobrać rodzaj profilu pasa, podziałkę pasa, liczby zębów kół pasowych oraz wymiary kół pasowych (średnice kół) i pas (wysokość profilu pasa). Wielu producentów przedstawia w postaci wykresów zalecane wartości podziałek w zależności od mocy przenoszonej przez napęd. Dla zminimalizowania wymiarów przekładni należy dobierać dla koła małego jak najmniejszą liczbę zębów. Minimalna zalecana liczba zębów koła małego jest przedstawiana przez producentów pasów, może ona wynikać również z wymiarów geometrycznych koła, które ma być zamocowane na wałku silnika o danej średnicy.

Obliczenia wytrzymałościowe na zerwanie pasa należy wykonać do obciążeń maksymalnych możliwych w danej przekładni, najczęściej moment maksymalny silnika. Maksymalną siłę przenoszona przez pas możemy obliczyć z równania:

$$F = \frac{2 \cdot M_{max}}{d_{w1}} \quad [N]$$

gdzie: M_{max} – maksymalny moment obrotowy przenoszony przez przekładnię (moment maksymalny silnika) [Nm],

d_{w1} – średnica rzeczywista koła pasowego małego [m]

Obliczona maksymalna siła przenoszona przez pas powinna być mniejsza od dopuszczalnej siły w pasie określonej przez producenta. Przykładowe wartości sił maksymalnych przenoszonych przez pas przedstawiono w tabeli 3.3.

Tabela 3.3. Maksymalne siły przenoszone przez pas [N] [Conti SYNCHROFLEX]

Profil i podziałka	Szerokość pasa [mm]								
	4	6	10	16	25	32	50	75	100
AT 3		190	180	646	1102	1406			
AT 5		350	700	1260	2030	2660	4200	6370	8610
AT 10				2000	3500	4750	7750	12000	16000
T 2.5	39	65	117	195	312	403			
T 5		180	330	570	930	1200	1920	2940	3930
T 10				1200	2000	2700	4300	6600	8800

3. Sprawdzenie nacisków powierzchniowych na boczne powierzchnie zębów pasa

Obliczenia nacisków powierzchniowych należy wykonać również do obciążeń maksymalnych możliwych do występowania w danej przekładni. Naciski powierzchniowe na boczne powierzchnie zębów możemy obliczyć z równania:

$$p = \frac{F}{b \cdot h_t \cdot z_e \cdot C} \text{ [MPa]}$$

gdzie: F – siła w pasie,
 b – szerokość pasa,
 h_t – wysokość zębów pasa,
 z_e – liczba zazębionych zębów małego koła (w opasaniu),
 C – współczynniki warunków pracy dobierany z tabel producenta ($C \leq 1$).

Warunek będzie spełniony jeśli:

$$p < p_{dop}$$

gdzie: p_{dop} – dopuszczalne naciski powierzchniowe zębów pasa.

Niektórzy producenci podają własne sposoby sprawdzenia pasa na naciski powierzchniowe [Conti, Gates]. Polegają one na obliczeniach szerokości pasa na podstawie siły w pasie, momentu obrotowego czy mocy przenoszonej przez pas odniesione do liczby zębów w zazębieniu oraz siły, momentu czy mocy właściwej. Formuły umożliwiające obliczenia szerokość pasa z tych warunków przedstawiono poniżej.

$$b = \frac{1000 \cdot P}{z_1 \cdot z_e \cdot P_{spec}} \text{ [cm]} \quad b = \frac{100 \cdot M}{z_1 \cdot z_e \cdot M_{spec}} \text{ [cm]} \quad b = \frac{F_U}{z_e \cdot F_{Uspec}} \text{ [cm]}$$

gdzie: P – moc przenoszona przez przekładnię [kW],
 M – moment obrotowy przenoszony przez przekładnię [Nm],
 F_U – siła w pasie [N],
 z_1 – liczba zębów małego koła,
 z_e – liczba zębów w opasaniu,
 F_{Uspec} – siła właściwa pasa [N/cm],
 P_{spec} – moc właściwa pasa [W/cm],

M_{spec} – moment właściwy pasa [Nm/cm],

Przykładowe wartości siły, mocy i momentu właściwego dla pasa typu T10 w zależności od prędkości obrotowej małego koła przedstawiono w tabeli 3.4.

Tabela 3.4. Przykładowe wartości siły, mocy i momentu właściwego dla pasa typu T10 [Conti]

Nominalna prędkość obrotowa [obr/min]	Siła właściwa F_{Uspec} [N/cm]	Moment właściwy M_{spec} [Nm/cm]	Moc właściwa P_{spec} [W/cm]	Nominalna prędkość obrotowa [obr/min]	Siła właściwa F_{Uspec} [N/cm]	Moment właściwy M_{spec} [Nm/cm]	Moc właściwa P_{spec} [W/cm]
0	50,5	8,04	0	2000	25,4	4,04	8,46
20	49,0	7,80	0,163	2200	24,6	3,92	9,03
40	47,7	7,60	0,318	2400	23,9	3,81	9,58
60	46,6	7,42	0,466	2600	23,3	3,71	10,10
80	45,7	7,27	0,609	2800	22,7	3,62	10,60
100	44,8	7,13	0,746	3000	22,2	3,53	11,08
200	41,4	6,60	1,381	3200	21,7	3,45	11,55
300	39,1	6,22	1,953	3400	21,2	3,36	11,99
400	37,2	5,92	2,48	3600	20,7	3,30	12,42
500	35,7	5,68	2,98	3800	20,3	3,23	12,84
600	34,4	5,48	3,44	4000	19,86	3,16	13,24
700	33,3	5,31	3,89	4500	18,91	3,01	14,18
800	32,4	5,15	4,32	5000	18,06	2,87	15,05
900	31,5	5,01	4,73	5500	17,28	2,75	15,84
1000	30,7	4,89	5,12	6000	16,58	2,64	16,58
1100	30,0	4,77	5,50	6500	15,93	2,54	17,26
1200	29,3	4,67	5,87	7000	15,33	2,44	17,88
1300	28,7	4,57	6,22	7500	14,76	2,35	18,46
1400	28,2	4,48	6,57	8000	14,24	2,27	18,99
1500	27,6	4,40	6,91	8500	13,74	2,18	19,47
1600	27,1	4,32	7,23	9000	13,28	2,11	19,92
1700	26,7	4,24	7,55	9500	12,84	2,04	20,30
1800	26,2	4,17	7,86	10000	12,42	1,97	20,70
1900	25,8	4,10	8,16				

Szerokość pasa powinna być obliczona na podstawie mocy oraz siły w pasie lub momentu obrotowego przenoszonego przez pas. Dobieramy obliczoną większą wartość szerokości pasa.

4. Przykład obliczeń

Dane wejściowe:

- moc przenoszona przez przekładnię (moc silnika): $P = 1.5 \text{ kW}$,
- moment maksymalny silnika: $M_{max} = 24 \text{ Nm}$
- prędkość obrotowa nominalna: $n = 3000 \text{ obr/min}$
- przełożenie przekładni pasowej: $i = 1/2$

Do dalszych obliczeń przyjęto:

- podziałkę pasa – dla mocy 1.5 kW zalecany pas T10, $t = 10 \text{ mm}$,
- dla zakładanego przełożenia przekładni pasowej należy dobrać liczby zębów kół pasowych. Ze względu na masę, moment bezwładności kół oraz objętość przekładni należy dobrać możliwie małe liczby zębów ale zwracając uwagę na minimalne liczby

zębów dla danej podziałki i wymagane średnice minimalne kół (możliwość osadzenia na wale). W przykładzie przyjęto:

$$z_1 = 25$$

$$z_2 = 50$$

- rozstaw osi kół przekładni – należy zwrócić uwagę na minimalną odległość kół oraz warunki konstrukcyjne. W przykładzie przyjęto:

$$C = 200 \text{ mm}$$

Obliczenia:

- średnice rzeczywiste kół:

$$d_{w1} = \frac{z_1 \cdot t}{\pi} = \frac{25 \cdot 10}{\pi} = 79.5 \text{ [mm]}$$

$$d_{w2} = \frac{z_2 \cdot t}{\pi} = \frac{50 \cdot 10}{\pi} = 159.1 \text{ [mm]}$$

- kąt opasania małego koła:

$$\beta = 2 \cdot \arccos \left(\frac{(z_2 - z_1) \cdot t}{2 \cdot C \cdot \pi} \right) = 2 \cdot \arccos \left(\frac{(50 - 25) \cdot 10}{2 \cdot 200 \cdot \pi} \right) = 157^\circ$$

- liczba zębów w zazębieniu:

$$z_e = \frac{z_1}{180} \cdot \arccos \left(\frac{(z_2 - z_1) \cdot t}{2 \cdot C \cdot \pi} \right) = \frac{25}{180} \cdot \arccos \left(\frac{(50 - 25) \cdot 10}{2 \cdot 200 \cdot \pi} \right) = 10.9$$

Przyjmuję się wartość całkowitą: $z_e = 10$

- długość pasa (przybliżona) dla zakładanej odległości osi:

$$L \approx \frac{t}{2} \cdot (z_2 + z_1) + 2 \cdot C + \frac{1}{4 \cdot C} \cdot \left(\frac{(z_2 - z_1) \cdot t}{\pi} \right)^2$$

$$= \frac{10}{2} \cdot (50 + 25) + 2 \cdot 200 + \frac{1}{4 \cdot 200} \cdot \left(\frac{(50 - 25) \cdot 10}{\pi} \right)^2 = 782 \text{ mm}$$

Najbliższa dostępna długość pasa z katalogu to: $L = 800 \text{ mm}$, 80 zębów

- odległość między osiami dla rzeczywistej długości pasa L :

$$C = \frac{1}{2 \cdot \sin \left(\frac{\beta}{2} \right)} \cdot \left(L - \frac{t}{2} \cdot \left((z_2 + z_1) + \left(1 - \frac{\beta}{180} \right) \cdot (z_2 - z_1) \right) \right) =$$

$$\frac{1}{2 \cdot \sin \left(\frac{157}{2} \right)} \cdot \left(800 - \frac{10}{2} \cdot \left((50 + 25) + \left(1 - \frac{157}{180} \right) \cdot (50 - 25) \right) \right) = 208.7 \text{ mm}$$

- szerokość pasa:

Z tabeli 3.4 dla pasa T10 i prędkości nominalnej $n_N = 3000$ obr/min dobrano:

$$F_{Uspec} = 22.20 \text{ N/cm}$$

$$M_{spec} = 3.53 \text{ Nm/cm}$$

$$P_{spec} = 11.08 \text{ W/cm}$$

- ze względu na moc silnika:

$$b = \frac{1000 \cdot P}{z_1 \cdot z_e \cdot P_{spec}} = \frac{1000 \cdot 1.5}{25 \cdot 10 \cdot 11.08} = 0.54 \text{ cm} = 5.4 \text{ mm}$$

- ze względu na moment maksymalny:

$$b = \frac{100 \cdot M}{z_1 \cdot z_e \cdot M_{spec}} = \frac{100 \cdot 24}{25 \cdot 10 \cdot 3.53} = 2.7 \text{ cm} = 27 \text{ mm}$$

- ze względu na siłę w pasie:

$$F_u = \frac{2 \cdot M_{max}}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 24}{0.0795} = 603.7 \text{ [N]}$$

$$b = \frac{F_u}{z_e \cdot F_{Uspec}} = \frac{603.7}{10 \cdot 22.20} = 2.7 \text{ cm} = 27 \text{ mm}$$

Ja można zauważyć największa szerokość pasa wynika z warunku na maksymalny moment przenoszony przez przekładnię.

Dla pasa T 10 najbliższą dostępną szerokością pasa jest $b = 32 \text{ mm}$

- wytrzymałość pasa na zerwanie

Dla wybranego pasa o szerokości 32 mm maksymalna siła zrywająca wynosi [tabela 3.3]:

$$F_{cul} = 2700 \text{ N}$$

Stąd warunek na zerwania pasa jest spełniony

$$F_u = 602.7 \text{ N} < F_{cul} = 2700 \text{ N}$$

Uwaga: Jeśli nie można dobrać szerokości pasa (brak dostępnych szerokości) można:

- zwiększyć liczbę zębów koła małego i dużego zachowując przełożenie,
- zwiększyć odległość osi (zwiększy się kąt opasania i tym samym liczba zębów w zazębieniu),
- dodać napinacz czy rolkę prowadzącą zwiększającą kąt opasania,
- dobrać pas o większej podziałce – większa wysokość zęba,
- zmienić rodzaj profilu pasa – profil AT jest bardziej wytrzymały niż profil T.

LITERATURA

Katalogi:

1. CONTI SYNCHROFLEX Polyurethane Timing Belts
2. BRECOflex
3. Gates Mectrol