

POLITECHNIKA WARSZAWASKA
PODSTAWY KONSTRUKCJI URZĄDZEŃ PRECYZYJNYCH

Projekt 2

Zespół napędu liniowego

Temat ZNL-8

Wykonał: Paweł Kwiatkowski, gr. IP-132
Prowadzący: dr inż. Magdalena Ekwińska

Warszawa 2022/2023

1. Przedmiot założeń.

Przedmiotem poniższych założeń jest mechanizm napędu liniowego przeznaczony do kątownego lub liniowego pozycjonowania obiektów zasilany silnikiem elektrycznym.

2. Symbol i nazwa konstrukcji

Urządzenie skonstruowane zgodnie z niniejszymi założeniami ma mieć symbol ZNL-8 i nazwę Zespół Napędu Liniowego.

3. Zastosowanie

Moduł napędu liniowego to urządzenie służące do przenoszenia obiektu wzdłuż liniowej drogi lub do pozycjonowania go w określonym miejscu wzdłuż tej drogi. Zwykle składa się on z silnika, śruby prowadzącej lub szyny liniowej oraz mechanizmu napędowego, który konwertuje ruch obrotowy silnika na ruch liniowy. Moduły napędu liniowego są stosowane w wielu różnych zastosowaniach, w tym w przemyśle, automatyzacji i robotyce. Są znane ze swojej wysokiej precyzji, powtarzalności i zdolności obsługi danych obciążeń.

4. Uzasadnienie celowości opracowania konstrukcji

Istnieje prawdopodobny popyt na moduły napędu liniowego ze względu na ich szerokie zastosowanie w przemyśle, automatyzacji i robotyce. Te branże ciągle szukają bardziej efektywnych i precyzyjnych sposobów pozycjonowania i przenoszenia obiektów, a moduły napędu liniowego są w stanie spełnić te potrzeby dzięki swojej wysokiej dokładności i powtarzalności.

Jeśli chodzi o możliwość uruchomienia produkcji nowego produktu, ważne jest przeprowadzenie badań rynku w celu określenia potencjalnego popytu na produkt oraz oceny ewentualnej konkurencji, która może już oferować podobne produkty. Konieczne jest również rozważenie kosztów produkcji, w tym kosztów materiałów, pracy i ewentualnych niezbędnych urządzeń, oraz określenie, czy produkt można sprzedać po cenie, która pozwoli firmie być rentowną

5. Orientacyjne zapotrzebowanie i przewidywalna wielkość produkcji

Urządzenie projektowane z myślą o rynku europejskim, dlatego jest zgodnie z jego wymaganiami.

Szacowane roczne zapotrzebowanie krajowe i zagraniczne wynosi do 1000 sztuk, dlatego najlepiej, aby urządzenie zastało wykonane w produkcji seryjnej.

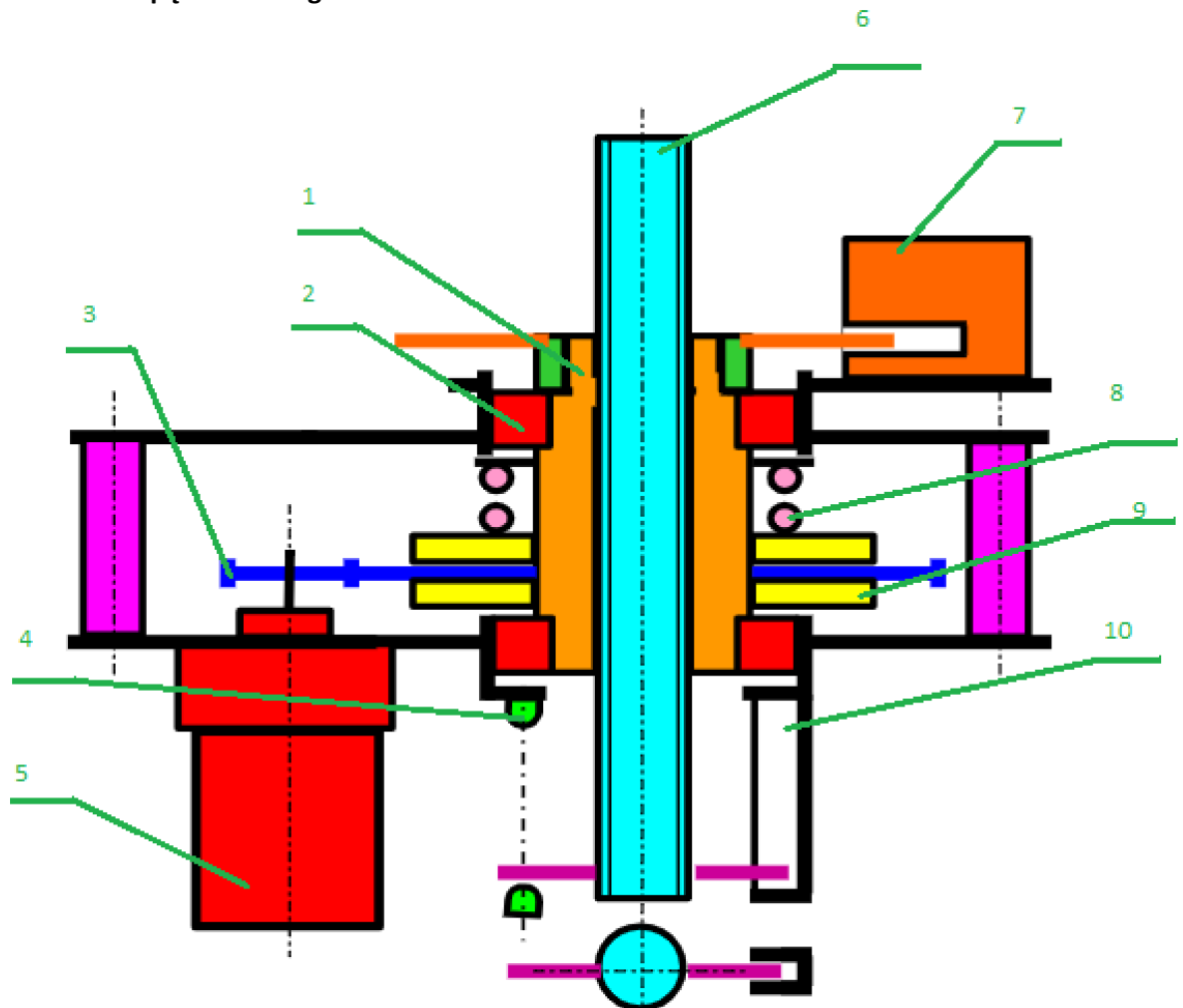
6. Wymagania stawiane konstrukcji

Wymagania techniczne:

- Maksymalne liniowe przemieszczenie popychacza $L_{\max}=100$ mm
- Maksymalne robocze obciążenie osiowe popychacza $Q_{\max}=70$ N
- Maksymalna prędkość posuwu popychacza $v_{\max}=5$ mm/s
- Zapewnić sygnalizowanie położenia popychacza na drodze elektrycznej z rozdzielczością nie gorszą niż $\Delta s=10$ μ m
- Trzykrotne obciążenie przepychacza nie może spowodować uszkodzenia napędu
- Zastosować zabezpieczenie elektryczne oraz mechaniczne umożliwiające przekroczenie położenia końcowych popychacza
- Sposób mocowania zespołu: U – uniwersalny.
- Zastosować silnik prądu stałego (DC) zasilany bezpiecznym napięciem (do 24 V)
- Przewidzieć złącze wielostykowe mocowane do szkieletu,

- Zastosować sprzęgło przeciążeniowe cierne
- Urządzenie powinno spełniać wymagania takie jak: odporność na niewłaściwe użytkowanie, mały koszt, niewielkie wymiary i ciężar a także wygoda i bezpieczeństwo obsługi oraz napraw
- Mechanizm ma pracować w pomieszczeniu zamkniętym w zakresie temperatur: +5°C do +40°C, przy średnim zapyleniu
- Wielkość produkcji urządzenia: seryjna (S)

7. Schemat napędu liniowego

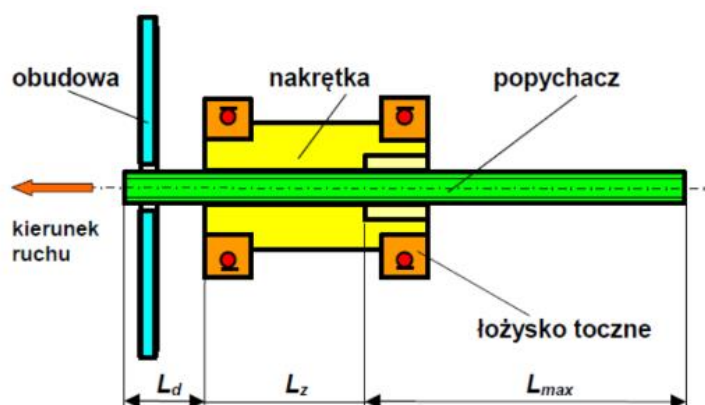


1. Nakrętka
2. Łożysko
3. Przekładnia
4. Zabezpieczenie elektryczne
5. Silnik z reduktorem
6. Popychacz
7. Enkoder
8. Sprężyna
9. Sprzęgło
10. Zabezpieczenie mechaniczne

Obliczenia konstrukcyjne

1. Dobór średnicy popychacza

a) Przewidywana całkowita długość popychacza L_c



$$L_c = L_d + L_z + L_{max} = 25 + 20 + 100 = 145mm \quad (1)$$

Gdzie:

L_d – długość popychacza, od jego wyjścia z nakrętki do czoła, w skrajnym położeniu, gdy jest najmniej wysunięty w mm

L_{max} – zakres ruchu w mm

L_z – długość ześrubowania w mm,

$$L = L_{max} + L_d = 100 + 25 = 125mm \quad (2)$$

b) Minimalna średnica śruby ze względu na wyboczenie

$$d_r \geq \sqrt[4]{\frac{64kQ_{max}L^2\beta^2}{\pi^2 E}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 3 \cdot 70 \cdot 125^2 \cdot 2^2}{\pi^3 \cdot 2,1 \cdot 10^5}} = 3,37mm \quad (3)$$

gdzie:

F_{kr} - siła krytyczna, której przekroczenie wywoła wyboczenie śruby (popychacza)

E – moduł sprężystości;

β – współczynnik zależny od sposobu mocowania pręta,
 $\beta=2$;

L – długość popychacza pracująca na wyboczenie;

J – moment bezwładności przekroju poprzecznego śruby
 wyrażany wzorem:

$$J = \frac{\pi d_r^4}{64}$$

gdzie:

d_r – średnica śruby w mm

Oznaczenie	P [mm]	D ₂ = d ₂	d _r = d ₃	D ₁ = d ₁
M3	0,5	2,675	2,387	2,459
M3×0,35	0,35	2,773	2,571	2,621
M4	0,7	3,545	3,141	3,242
M4×0,5	0,5	3,675	3,387	3,459
M5	0,8	4,480	4,019	4,134
M5×0,5	0,5	4,675	4,387	4,459
M6	1,0	5,351	4,773	4,917
M6×0,75	0,75	5,513	5,080	5,188
M6×0,5	0,5	5,675	5,387	5,459
M8	1,25	7,188	6,466	6,647
M8×1	1,0	7,350	6,773	6,917
M8×0,75	0,75	7,513	7,080	7,188
M8×0,5	0,5	7,675	7,387	7,459

Tabela 1 Wybrane wartości średnic gwintów metrycznych (wg PN-83/M-02013)

Wybieram gwint M5x0,8

Oznaczenie	P[mm]	D ₂ =d ₂ [mm]	d _r =d ₃ [mm]	D ₁ =d ₁ [mm]
M5	0,8	4,48	4,019	4,134

moment bezwładności przekroju poprzecznego śruby:

$$J = \frac{\pi d_r^4}{64} = \frac{\pi \cdot 4,019^4}{64} = 12,8 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (6)$$

Dla pręta obciążonego siłą osiową istnieje siła, zwana krytyczną, która nie wywoła jeszcze jego wyboczenia.

$$F_{kr} = \left(\frac{\pi}{\beta}\right)^2 \frac{EJ}{L} = \left(\frac{\pi}{2}\right)^2 \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12,8}{125^2} = 424,5 \text{ N} \quad (7)$$

Siła osiowa obciążająca popychacz będzie miała swoją maksymalną wartość F_{max} wtedy, gdy wystąpi przeciążenie. Będzie ona wtedy równa:

$$F_{max} = k Q_{max} = 3 \cdot 70 = 210 \text{ N} \quad (6)$$

gdzie:

k - współczynnik przeciążenia przyjmowany zależnie od przewidywanych warunków pracy

$$F_{max} \leq F_{kr}$$

c) Obliczenie śruby na rozciąganie (ściskanie)

$$\sigma_{c,r} = \frac{F_{max}}{S} = \frac{4kQ_{max}}{\pi d_r^2} \leq k_{c,r} = 0,5 \cdot R_e \quad (7)$$

gdzie:

σ_{c,r} – naprężenia ściskające (rozciągające), MPa

Q_{max} - zadana robocza siła działająca w osi popychacza, N

S - powierzchnia przekroju rdzenia śruby,

d_r - średnica rdzenia śruby dla gwintu M5, mm

k_{c,r} - dopuszczalne naprężenia ściskające (rozciągające), MPa

R_e – granica plastyczności, MPa

k - współczynnik przeciążenia zależny od przewidywanych warunków pracy

$$\sigma_{c,r} = \frac{4kQ_{max}}{\pi d_r^2} = \frac{4 \cdot 3 \cdot 70}{\pi \cdot 4,019^2} = 16,55 MPa \quad (8)$$

Materiał na śrubę:

Wybieram stal 46S20 (A45) – stal automatowa, po walcowaniu

$$R_e = 325 MPa$$

$$k_{c,r} = 0,5 \cdot R_e = 0,5 \cdot 325 = 162,5 MPa$$

$$\sigma_{c,r} \leq k_{c,r}$$
$$16,55 MPa \leq 162,5 MPa$$

Materiał na nakrętkę:

Wybieram mosiądz M062

d) Dobór średnicy śruby popychacza ze względów technologicznych

Całkowita długość popychacza	Zalecana minimalna średnica gwintu
$L_c < 75$	$\geq M3$
$75 < L_c < 100$	$\geq M4$
$100 < L_c < 150$	$\geq M5$
$L_c > 150 \text{ mm}$	$\geq M6$

$L_c = 150 \text{ mm}$, więc:

Ze względów technologicznych wybieram gwint M5x0,8.

e) Ostateczny dobór średnicy śruby popychacza

Ostatecznie wybieram gwint M5x0,8

2. Wstępne obliczenie przełożenia - i_c

a) Obliczenie prędkości obrotowej nakrętki - n_{nut}

$$n_{nut} = \frac{60 \cdot v_{max}}{P} = \frac{60 \cdot 5}{0,8} = 375 rpm \quad (4)$$

gdzie:

v_{max} – maksymalna prędkość liniowa śruby (popychacza), $\frac{mm}{s}$

P – skok gwintu śruby, mm

b) Wstępne obliczenie przełożenia całkowitego przekładni - i_c

$$i'_p = \frac{n_{siln}}{n_{nut}} = \frac{5232}{375} = 13,95 \quad (5)$$

gdzie:

n_{siln} – wstępnie przyjęta (według zaleceń prowadzącego) prędkość robocza silnika ,rpm

c) Sposób realizacji przełożenia - i_p

przełożenie duże $i_p > 8$,więc należy zastosować reduktor handlowy

3. Sprawność przekładni redukcyjnej - η_p

a) reduktor handlowy i stopień sprzęgający

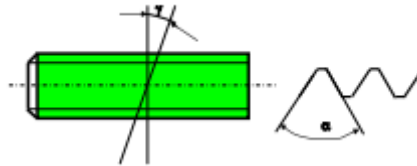
$$\eta_p' = \eta_{rh}' \eta_s = 0,8 \cdot 0,9 = 0,72 \quad (6)$$

gdzie:

η_s - sprawność stopnia sprzęgającego ,

η_{rh}' - sprawność reduktora handlowego

4. Sprawność zespołu śruby - nakrętka - η_{sr-n}



$$\eta_{sr-n} = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \rho')} = \frac{\tan 3,25^\circ}{\tan(3,25^\circ + 19,11^\circ)} = 0,14 \quad (7)$$

ρ' – pozorny kąt tarcia

γ – kąt pochylenia linii śrubowej gwintu, przy czym :

$$\gamma = \tan^{-1} \frac{P}{\pi d_2} = \tan^{-1} \frac{0,8}{\pi \cdot 4,48} = 3,25^\circ \quad (8)$$

$$\rho' = \tan^{-1} \mu' = \tan^{-1} \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \tan^{-1} \frac{0,3}{\cos \frac{60^\circ}{2}} = 19,11^\circ \quad (9)$$

P – skok gwintu w mm,

α – kąt zarysu gwintu, dla gwintu metrycznego, $\alpha = 60^\circ$

d_2 – średnia średnica gwintu mm

μ' – pozorny współczynnik tarcia

μ – współczynnik tarcia materiałów śruby i nakrętki, $\mu=0,3$

5. Sprawność zespołu napędu liniowego - η_{znl}

$$\eta_{znl} = \eta_p \cdot \eta_{sr-n} = 0,720 \cdot 0,14 = 0,1 \quad (10)$$

gdzie:

η_{sr-n} – sprawność zespołu śruba – nakrętka

η_p – sprawność przekładni redukcyjnej

6. Moc na popychaczu – N_{sr}

$$N_{sr} = \frac{Q_{max} v_{max}}{1000} = \frac{70 \cdot 5}{1000} = 0,35W \quad (11)$$

gdzie:

v_{max} – maksymalna prędkość liniowa śruby (popychacza) ,mm/s

Q_{max} – maksymalne robocze obciążenie popychacza (śruby) ,N

7. Moc silnika napędowego: obliczeniowa – N_{obl} i maksymalna P_{2max}

$$N_{obl} = \frac{N_{sr}}{\eta_{znl}} = \frac{0,35}{0,1} = 3,52W \quad (12)$$

a) dolna granica P_{2max}

$$P_{2max} = 1,3 \cdot N_{obl} = 1,3 \cdot 3,52 = 4,57W \quad (13)$$

b) górna granica P_{2max}

$$P_{2max} = 1,5 \cdot N_{obl} = 1,5 \cdot 3,52 = 5,28W \quad (14)$$

8. Moment – M_{nut} niezbędny do zapewnienia ruchu obrotowego nakrętki

$$\begin{aligned} M_{nut} &= 0,5 \cdot Q_{max} d_2 \tan(\gamma + \rho') = \\ &= 0,5 \cdot 70 \cdot 4,4 \cdot \tan(3,25^\circ + 19,11^\circ) = 64,5mNm \end{aligned} \quad (15)$$

gdzie:

d_2 – średnia średnica gwintu popychacza w mm,

γ – kąt pochylenia linii śrubowej gwintu popychacza,

ρ' – pozorny kąt tarcia pary materiałów śruby i nakrętki,

Q_{max} – siła osiowa obciążająca popychacz, w N,

M_{nut} – moment wyrażony w mNm

9. Moment – obciążenia zredukowany do wałka silnika – M_{zred}

$$M_{zred} = \frac{M_{nut}}{i_p' \eta_p} = \frac{64,5}{13,95 \cdot 0,72} = 6,42mNm \quad (16)$$

gdzie:

M_{nut} – moment niezbędny do zapewnienia ruchu obrotowego nakrętki, wyrażony w mNm

i_p' – przełożenie przekładni redukcyjnej znajdującej się między wałkiem silnika a nakrętką,

η_p – sprawność przekładni redukcyjnej znajdującej się między wałkiem silnika a nakrętką,

10. Dobór silnika

Zastosowany model silnika to **Maxon A-max 22 110120**

moc: 5W

prędkość biegu jałowego: $n_0 = 8760 \text{ rpm}$

moment hamujący: $M_h = 20,5 \text{ mNm}$

karta katalogowa znajduje się na końcu

Maksymalną moc P_{2max} silnika:

$$P_{2max} = 0,25 M_h \omega_0 = 0,25 \cdot 20,5 \cdot 917,35 = 4,7 \text{ W} \quad (17)$$

gdzie:

M_h – moment rozruchowy (startowy) wybranego silnika (stall torque),

ω_0 – prędkość kątowa biegu jałowego wybranego silnika,

$$\omega_0 = \frac{\pi n_0}{30} = \frac{\pi \cdot 8760}{30} = 917,35 \text{ rpm}$$

n_0 - prędkość obrotowa biegu jałowego silnika (no load speed) , rpm

11. Dobór punktu pracy silnika prądu stałego

Silnik: A-max 22 nr 110123		$M_h=20,5 \text{ mNm}$		$n_0=8760 \text{ rpm}$	
	$n_k [\text{rpm}]$	i_p	$M_{zred} [\text{mNm}]$	$N_{k+1} [\text{rpm}]$	Δn
1	5232	13,95	6,42	6016	784
2	6016	16,04	5,58	6374	358
3	6374	16,1	5,27	6508	134
4	6508	17,35	5,16	6554	46 ≤ 50
5	$n_s = 6554$	$i_p = 17,48$	$M_{zred} = 5,13$		

(18)

$$n_s = n_0 \frac{M_h - M_{zred}}{M_h} = 8760 \cdot \frac{20,5 - 5,16}{20,5} = 6554 \text{ rpm}$$

gdzie:

n_0 – prędkość biegu jałowego wybranego silnika ,

n_s - prędkość robocza silnika,

M_h – moment rozruchowy (startowy) wybranego silnika,

M_{zred} – moment obciążenia zredukowany do wałka silnika

$$i_p = \frac{n_k}{n_{nut}} = \frac{6554}{375} = 17,48 \quad (19)$$

gdzie:

i_p – przełożenie przekładni redukcyjnej znajdującej się między wałkiem silnika a nakrętką

n_{nut} – prędkości obrotowa nakrętki

n_k – prędkość obrotowa silnika

$$M_{zred} = \frac{M_{nut}}{i_p \eta_p} = \frac{64,5}{17,48 \cdot 0,72} = 5,13 \text{ mNm} \quad (20)$$

gdzie:

M_{nut} – moment niezbędny do zapewnienia ruchu obrotowego nakrętki, wyrażony w mNm

η_p – sprawność przekładni redukcyjnej znajdującej się między wałkiem silnika a nakrętką,

12. Dobór reduktora handlowego

Wybieram reduktor handlowy zalecany przez producenta do danego silnika.

Planetary Gearhead GP 22 B ,number 118651

-przełożenie 5,4:1

-sprawność $\eta_{rh} = 0,9$

-maksymalna prędkość wejściowa przy pracy ciągłej 8000 rpm

karta katalogowa znajduje się na końcu

Sprawność przekładni redukcyjnej dla wybranego reduktora:

$$\eta_p = \eta_{rh}\eta_s = 0,9 \cdot 0,9 = 0,81$$

gdzie:

η_s - sprawność stopnia sprzęgającego ,

η_{rh} - sprawność reduktora handlowego

Sprawność motoreduktora handlowego $\eta_{rh} = 0,9$ różni się od wstępnie przyjętej $\eta'_{rh} = 0,8$.

Należy wykonać skorygowane obliczenia punktu pracy silnika.

Silnik: A-max 22 nr 110123		$M_h=20,5mNm$		$n_0=8760 \text{ rpm}$	
	$n_k[rpm]$	i_p	$M_{zred}[mNm]$	$N_{k+1}[rpm]$	Δn
1	6554	17,48	4,56	6813	259
2	6813	18,17	4,38	6887	74
	6887	18,37	4,34	6907	20
	$n_{sk}=6907$	$i_{pk}=18,42$	$M_{zred-k}=4,32$		

$$n_{sk} = n_0 \frac{M_h - M_{zred}}{M_h} = 8760 \cdot \frac{20,5 - 4,34}{20,5} = 6907 \text{ rpm}$$

$$i_{pk} = \frac{n_{sk}}{n_{nut}} = \frac{6907}{375} = 18,42$$

$$M_{zred-k} = \frac{M_{nut}}{i_p \eta_p} = \frac{64,5}{18,42 \cdot 0,81} = 4,32 \text{ mNm}$$

gdzie:

n_0 – prędkość biegu jałowego wybranego silnika ,

n_s - prędkość robocza silnika,

M_h – moment rozruchowy (startowy) wybranego silnika,

M_{zred} – moment obciążenia zredukowany do wałka silnika

i_p –przełożenie przekładni redukcyjnej znajdującej się między wałkiem silnika a nakrętką

n_{nut} –prędkości obrotowa nakrętki

n_k -prędkość obrotowa silnika

M_{nut} – moment niezbędny do zapewnienia ruchu obrotowego nakrętki, wyrażony w mNm

η_p – sprawność przekładni redukcyjnej znajdującej się między wałkiem silnika a nakrętką,

13. Przełożenie stopnia sprzęgającego

$$i_s = \frac{i_{pk}}{i_{rh}} = \frac{18,42}{5,4} = 3,41 \quad (21)$$

gdzie:

i_{pk} – ostateczna wartość przełożenia przekładni redukcyjnej

i_{rh} – przełożenie dobranego reduktora handlowego

$$M_{zred} \in \left(\frac{1}{7} Mh ; \frac{1}{2} Mh \right) = (2,93 ; 10,25) \text{mNm} \quad (22)$$

moment zredukowany mieści się w określonej wartości

14. Moment sprzęgła przeciążeniowego M_{sp}

$$M_{sp} = 1,5 M_{nut} = 1,45 \cdot 64,5 = 93,52 \text{mNm} \quad (23)$$

15. Minimalna liczba impulsów n_{imp} tarczy na jeden obrót

$$n_{imp} = \frac{1000 \cdot p}{\Delta s} = \frac{1000 \cdot 0,8}{10} = 80 \quad (24)$$

gdzie:

p – skok gwintu wyrażony w mm,

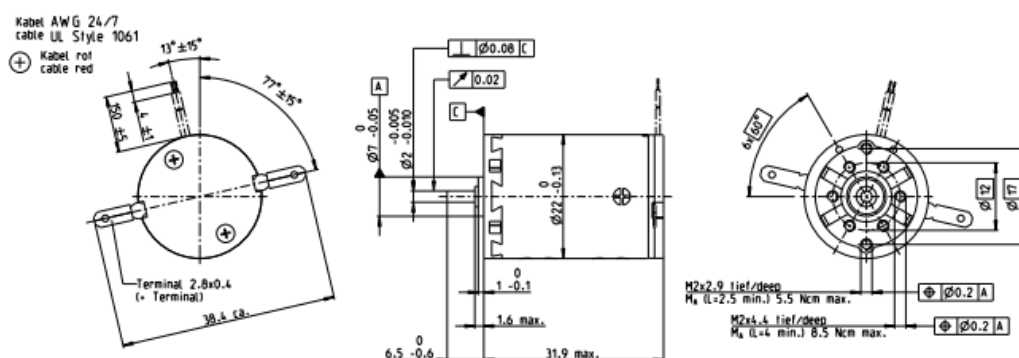
Δs – rozdzielczość wyrażona w μm

liczba cykli CPR tarczy na jeden obrót:

$$n_{CPR} = 0,25 \cdot n_{imp} = 0,25 \cdot 80 = 20 \quad (25)$$

8. Źródła i pomoce niezbędne do opracowania konstrukcji

A-max 22 Ø22 mm, precious metal brushes CLL, 5 watt



M 1:1

- Stock program
- Standard program
- Special program (on request)

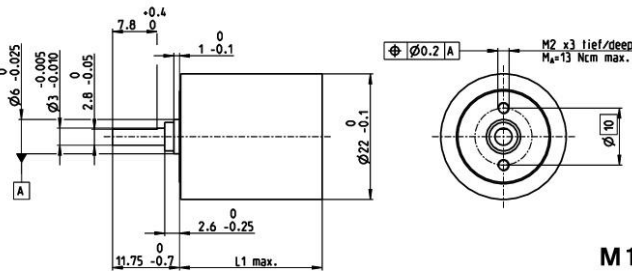
Part Numbers

		Part Numbers												
		with terminals	110117	110119	110120	110121	110122	110123	110124	110125	110126	110127	110128	110129
		with cables	139838	218799	238798	202413	258367	137255	134267	134666	267423	137476	310003	342390
Motor Data														
Values at nominal voltage														
1	Nominal voltage	V	6	9	9	12	12	15	18	24	30	36	48	48
2	No load speed	rpm	9630	9970	8760	10400	9400	10300	9970	10700	10800	9800	9280	8370
3	No load current	mA	29.5	20.8	16.8	16.8	14.2	13.1	10.4	8.81	7.18	5.06	3.47	2.93
4	Nominal speed	rpm	7390	7300	6100	7770	6700	7530	7220	7970	8070	7000	6420	5520
5	Nominal torque (max. continuous torque)	mNm	4.81	6.22	6.3	6.24	6.38	6.1	6.05	6.02	5.98	5.94	5.83	5.9
6	Nominal current (max. continuous current)	A	0.84	0.745	0.661	0.586	0.523	0.451	0.362	0.291	0.234	0.175	0.122	0.111
7	Stall torque	mNm	20.1	22.9	20.5	24.3	21.4	22.9	22	23.5	23.5	20.8	19	17.4
8	Stall current	A	3.42	2.68	2.11	2.23	1.77	1.65	1.28	1.11	0.894	0.599	0.387	0.32
9	Max. efficiency	%	83	84	83	84	83	83	83	83	83	83	82	82
Characteristics														
10	Terminal resistance	Ω	1.76	3.36	4.27	5.39	6.78	9.07	14	21.6	33.5	60.1	124	150
11	Terminal inductance	mH	0.106	0.222	0.288	0.362	0.445	0.584	0.89	1.37	2.1	3.68	7.29	8.95
12	Torque constant	mNm/A	5.9	8.55	9.73	10.9	12.1	13.9	17.1	21.2	26.2	34.8	48.9	54.3
13	Speed constant	rpm/V	1620	1120	981	875	790	689	558	450	364	274	195	176
14	Speed/torque gradient	rpm/mNm	482	438	430	432	443	451	458	459	465	474	494	486
15	Mechanical time constant	ms	20.5	19.8	19.7	19.7	19.8	20.2	20.1	20.2	20.3	20.3	20.5	20.4
16	Rotor inertia	gcm ²	4.07	4.32	4.37	4.36	4.26	4.27	4.2	4.2	4.16	4.09	3.97	4.01

Specifications	Operating Range	Comments
Thermal data 17 Thermal resistance housing-ambient 20 K/W 18 Thermal resistance winding-housing 6.0 K/W 19 Thermal time constant winding 10.2 s 20 Thermal time constant motor 31.3 s 21 Ambient temperature °C -30...+65°C 22 Max. winding temperature +85°C Mechanical data (sleeve bearings) 23 Max. speed 16 000 rpm 24 Axial play 0.05 - 0.15 mm 25 Radial play 0.012 mm 26 Max. axial load (dynamic) 1 N 27 Max. force for press fits (static) 80 N 28 Max. radial load, 5 mm from flange 2.8 N Mechanical data (ball bearings) 23 Max. speed 16 000 rpm 24 Axial play 0.05 - 0.15 mm 25 Radial play 0.025 mm 26 Max. axial load (dynamic) 3.3 N 27 Max. force for press fits (static) 45 N 28 Max. radial load, 5 mm from flange 12.3 N Other specifications 29 Number of pole pairs 1 30 Number of commutator segments 9 31 Weight of motor 54 g CLL = Capacitor Long Life Values listed in the table are nominal. Explanation of the figures on page 82. Option Ball bearings in place of sleeve bearings Without CLL	n [rpm] 	Continuous operation In observation of above listed thermal resistance (lines 17 and 18) the maximum permissible winding temperature will be reached during continuous operation at 25°C ambient. = Thermal limit. Short term operation The motor may be briefly overloaded (recurring). Assigned power rating
maxon Modular System Planetary Gearhead Ø22 mm 0.1 - 0.6 Nm Page 382 Planetary Gearhead Ø22 mm 0.5 - 2.0 Nm Page 383/385 Spur Gearhead Ø24 mm 0.1 Nm Page 389 Screw Drive Ø22 mm Page 424/425		
Recommended Electronics: Notes Page 38 ESCON Module 24/2 500 ESCON 36/2 DC 500 ESCON Module 50/5 501 ESCON 50/5 503		

Planetary Gearhead GP 22 B Ø22 mm, 0.1–0.3 Nm

gear



M 1:1

Technical Data

Planetary Gearhead	straight teeth
Housing	steel
Output shaft	stainless steel, hardened
Bearing at output	sleeve bearing
Radial play, 6 mm from flange	max. 0.06 mm
axial play	0.02–0.10 mm
Max. axial load (dynamic)	8 N
Max. force for press fits	100 N
Direction of rotation, drive to output	=
Max. continuous input speed	8000 rpm
Recommended temperature range	–30...+100°C
Extended range as option	–40...+100°C
Number of stages	1 2 3 4 5
Max. radial load, 6 mm from flange	8 N 12 N 16 N 20 N 20 N

- Stock program
- Standard program
- Special program (on request)

Part Numbers

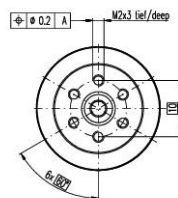
	110355	110356	110357	118653	110358	134772	110359	134775
Gearhead Data								
1 Reduction	4.4:1	19:1	84:1	157:1	370:1	690:1	1621:1	3027:1
2 Absolute reduction	87/13	3249/169	188193/2197	19083/125	1058600/28561	1121932/1625	801892957/371293	63950067/21125
3 Max. motor shaft diameter	mm 2	2	2	1.5	2	2	2	2
Part Numbers	118655	134767	134768		134770	118654	134773	134776
1 Reduction	5.4:1	24:1	104:1		455:1	850:1	1996:1	3728:1
2 Absolute reduction	27/5	1539/65	87723/845		5000211/10985	531445/625	285012927/142805	30292137/6125
3 Max. motor shaft diameter	mm 1.5	2	2		2	1.5	2	2
Part Numbers	118652	134769			134771		134774	118655
1 Reduction	29:1	128:1			561:1		2458:1	4592:1
2 Absolute reduction	729/25	41653/325			2368521/4225		135005697/54925	14348907/5125
3 Max. motor shaft diameter	mm 1.5	2			2		2	1.5
4 Number of stages	1	2	3	3	4	4	5	5
5 Max. continuous torque	Nm 0.10	0.15	0.20	0.20	0.25	0.25	0.30	0.30
6 Max. intermittent torque at gear output	Nm 0.150	0.225	0.300	0.300	0.375	0.375	0.450	0.450
7 Max. efficiency	% 90	81	73	73	65	65	59	59
8 Weight	g 39	48	57	57	65	65	73	73
9 Average backlash no load	° 1.4	1.6	2.0	2.0	2.4	2.4	3.0	3.0
10 Mass inertia	gcm ² 0.07	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05
11 Gearhead length L1	mm 15.9	19.5	23.1	23.1	26.7	26.7	30.3	30.3



maxon Modular System

+ Motor	Page	+ Sensor/Brake	Page	Overall length [mm] = Motor length + gearhead length + (sensor/brake) + assembly parts				
A-max 22	167-170			47.9	51.5	55.1	55.1	58.7
A-max 22	168/170	MR	475/476	52.9	56.5	60.1	60.1	63.7
A-max 22	168/170	Enc 22	483	62.3	65.9	69.5	69.5	73.1

Option Ball Bearing



Part Numbers

4.4:1	144137	455:1	144147
5.4:1	144138	561:1	144148
19:1	144139	690:1	144149
24:1	144140	850:1	144150
29:1	144141	1621:1	144151
84:1	144142	1996:1	144152
104:1	144143	2458:1	144153
128:1	144144	3027:1	144154
157:1	144145	3728:1	144155
370:1	144146	4592:1	144156

Technical Data

Planetary Gearhead	straight teeth
Housing	steel
Output shaft	stainless steel, hardened
Bearing at output	preloaded ball bearings
Radial play, 6 mm from flange	max. 0.08 mm
axial play at axial load	< 4 N 0 mm
	> 4 N max. 0.05 mm
Max. axial load (dynamic)	8 N
Max. force for press fits	25 N
Direction of rotation, drive to output	=
Max. continuous input speed	8000 rpm
Recommended temperature range	–40...+100°C
Number of stages	1 2 3 4 5
Max. radial load, 6 mm from flange	10 N 15 N 20 N 20 N 20 N

Gearhead values according to sleeve bearing version

literatura:

- dr inż. Wiesław Mościcki: 11-ZNL-algorytm-2022_23-preskrypt
- dr inż. Wiesław Mościcki: 10-ZNL-temat_2022-23_s3
- <https://www.maxongroup.com>