

POLITECHNIKA WARSZAWSKA
WYDZIAŁ MECHATRONIKI

PODSTAWY KONSTRUKCJI URZĄDZEŃ PRECYZYJNYCH

Projekt 2

Temat ZNL-20

Zespół napędu liniowego

Wykonała: Michał Staniszewski, gr. IP-132

Prowadzący: dr inż. Zbigniew Kuszczewicz

Warszawa 2020/2021

1. Wprowadzenie

Napęd liniowy jest złożony z silnika elektrycznego i mechanizmu pozwalającego na zmianę prędkości obrotowej, względnie na zamianę ruchu obrotowego na ruch linowy (postępowy).

Dane techniczne:

- Maksymalne robocze obciążenie osiowe popychacza $Q_{\max} = 85 \text{ N}$,
- Maksymalne liniowe przemieszczenie popychacza $L_{\max} = 100 \text{ mm}$,
- Maksymalna prędkość przesuwu popychacza $v_{\max} = 5 \text{ mm/s}$,
- Zapewniono sygnalizowanie położenia popychacza na drodze elektrycznej z rozdzielczością nie gorszą niż $\Delta s = 10 \text{ }\mu\text{m}$,
- Trzykrotne przeciążenie popychacza nie powoduje uszkodzenia zespołu napędu,
- Zastosowano zabezpieczenie elektryczne oraz mechaniczne uniemożliwiające przekroczenie położenia krańcowych popychacza,
- Sposób mocowania zespołu: U – uniwersalny,
- Zastosowano silnik (DC) zasilany bezpiecznym napięciem (do 24 V),
- Przewidziano złącze stykowe mocowane do szkieletu,
- Zastosowano sprzęgło przeciążeniowe cierne,
- Spełnia wymagania: 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: $+5^\circ$ do $+40^\circ\text{C}$, przy średnim zapyleniu,
- Wielkość produkcji urządzenia: S – seryjna,

2. Obliczenia konstrukcyjne

1. Dobór średnicy popychacza

a) Przewidywana całkowita długość popychacza L_c

$$L_c = L_d + L_z + L_{\max}$$

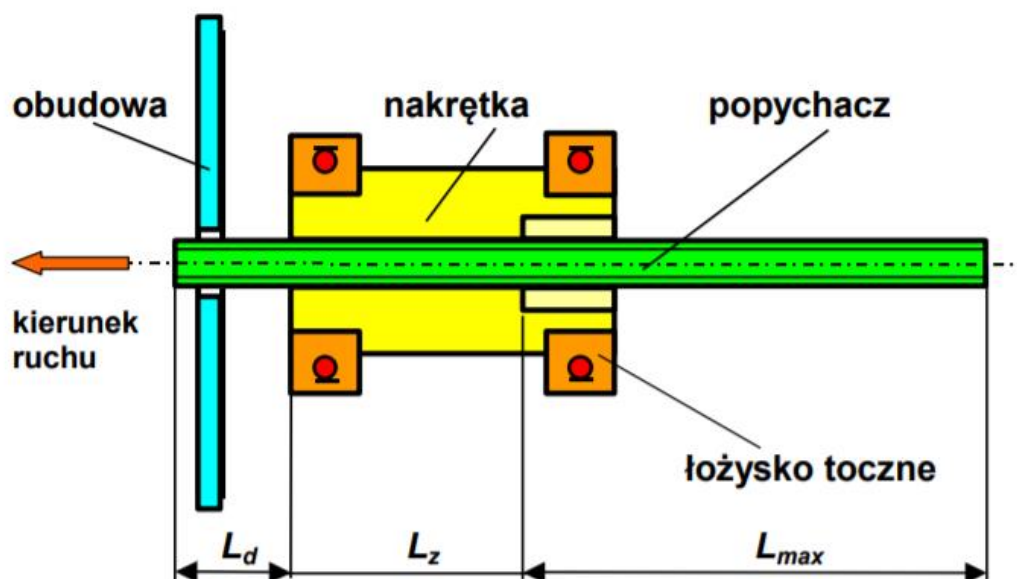
gdzie:

L_{\max} – zakres ruchu w mm

L_z – długość ześrubowania w mm

L_d – długość popychacza, od jego wyjścia z nakrętki do czoła, w skrajnym położeniu, gdy jest najmniej wysunięty, w projekcie przyjmuję $L_d = 20 \text{ mm}$

d – średnica popychacza w mm



Rysunek 1

b) Minimalna średnica śruby ze względu na wyboczenie

$$d_{rmin} \geq \sqrt[4]{\frac{64 \cdot k \cdot Q_{max} \cdot L^2 \cdot \beta^2}{\pi^3 \cdot E}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 3 \cdot 85 \cdot 120^2 \cdot 2^2}{(3,14)^3 \cdot 2,1 \cdot 10^5}} = 3,46 \text{ mm}$$

gdzie:

d_{rmin} – minimalna średnica rdzenia popychacza w mm

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

E – moduł sprężystości materiału śruby, dla stali, $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

Q_{max} – siła robocza obciążająca popychacz w N

k – współczynnik przeciążenia przyjmowany zależnie od przewidywanych warunków pracy, przyjęto

$k=3$

L – długość popychacza pracująca na wyboczenie w mm

$$L = L_{max} + L_d = 100 + 20 = 120 \text{ mm}$$

$$d_r > d_{rmin}$$

Z powyższego warunku wynika, że średnica gwintu popychacza ze względu na wyboczenie wynosi M4 o skoku gwintu $P=0,8 \text{ mm}$. (**M4-0,8**).

c) Obliczenie śruby na rozciąganie (ściskanie)

$$\sigma_{c,r} = \frac{F_{max}}{S} = \frac{4 \cdot k \cdot Q_{max}}{\pi \cdot d_r^2} \leq k_{c,r}$$

$$\sigma_{c,r} = \frac{4 \cdot k \cdot Q_{max}}{\pi \cdot d_r^2} = \frac{4 \cdot 3 \cdot 85}{3,14 \cdot 4^2} = 20,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{c,r} \leq k_{c,r}$$

$$20,1 \text{ MPa} \leq k_{c,r}$$

gdzie:

$\sigma_{c,r}$ – naprężenia ściskające (rozciągające) w MPa

S – powierzchnia przekroju rdzenia śruby w mm^2

k – współczynnik przeciążenia przyjmowany zależnie od przewidywanych warunków pracy, przyjęto

$$k=3$$

Q_{max} – siła robocza obciążająca popychacz w N

d_r – średnica rdzenia śruby w mm

$k_{c,r}$ – dopuszczalne naprężenia ściskające (rozciągające) w MPa, przyjęto $k_{c,r} = 0,5 \cdot R_e$

Gatunek stali	Granica plastyczności R_e [MPa]
10S20 (A11) – stal automatowa, po walcowaniu	345
46S20 (A45) – stal automatowa, po walcowaniu	325
C45 (45) – stal wyższej jakości, bez obr. cieplnej	360
C45E (45) – stal wyższej jakości ulepszana cieplnie	430
50G – stal niskostopowa normalizowana	390
17Cr3 (15H) – stal stopowa, hartowana	490
107CrV3 (NW1) – „srebrzanka”, ulepszona cieplnie	650

Tabela 1 Proponowane materiały na popychacz

Zgodnie z powyższą tabelą oraz nierównością przedstawioną powyżej materiał na popychacz to 10S20 (A11) -stal automatowa, po walcowaniu., dla której $k_{c,r} = 0,5 \cdot R_e = 172,5 \text{ MPa}$.

$$20,1 \text{ MPa} \leq 172,5 \text{ MPa}$$

d) Dobór średnicy śruby popychacza ze względów technologicznych

Całkowita długość popychacza - L_c :

$$L_c = L_d + L_z + L_{max} = 100 + 20 + 25 = 145 \text{ mm}$$

gdzie:

L_d – długość popychacza, od jego wyjścia z nakrętki do czoła, w skrajnym położeniu, gdy jest najmniej wysunięty, w projekcie przyjmuję $L_d = 20 \text{ mm}$

L_{max} – zakres ruchu w mm,

d – średnica popychacza w mm

L_z – długość ześrubowania w mm, $L_z > 6 \cdot d = 24 \text{ mm}$, przyjmuję $L_z = 25 \text{ mm}$

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

Tabela 2 Zalecenia przyjmowania średnic popychacza

Zgodnie z powyższą tabelą minimalna średnica gwintu dla całkowitej długości popychacza $L_c = 145 \text{ mm}$ wynosi M5-0,8.

e) Ostateczny dobór średnicy śruby popychacza

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
M10	1,5	9,026	8,160	8,376

Tabela 3 Wybrane wartości średnic gwintów metrycznych (wg PN-83/M-02013)

Uwzględniając poniższe kryteria:

- wytrzymałość na rozciąganie (ściskanie)
- wyboczenie popychacza
- względy technologiczne

Dobrana średnica gwintu to **M5-0,8**.

2. Wstępne obliczenie przełożenia – i_c

a) Obliczenie prędkości obrotowej nakrętki – n_{nut}

$$n_{nut} = \frac{60 \cdot v_{max}}{P} = \frac{60 \cdot 5}{0,8} = 375 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$$

gdzie:

v_{max} – maksymalna prędkość liniowa śruby (popychacza) w mm/s, $v_{max} = 5$ mm/s

P – skok gwintu śruby w mm, $P = 0,8$ mm

b) Wstępne obliczenie przełożenia całkowitego przekładni – i_c

$$i'_p = \frac{n_{siln}}{n_{nut}} = \frac{5500}{375} = 14,67$$

gdzie:

i'_p – przełożenie redukcyjne przekładni

n_{siln} – prędkość robocza silnika w obr/min, według zaleceń prowadzącego $n_{siln} = 5550$ obr/min

c) Sposób realizacji przełożenia – i_p

$i_p > 8$, więc konieczne jest zastosowanie motoreduktora handlowego oraz jednostopniowej przekładni sprzęgającej.

$$i_p = i_{rh} \cdot i_s$$

gdzie:

i_{rh} - przełożenie reduktora handlowego

i_s - przełożenie jednostopniowej przekładni sprzęgającej

3. Sprawność przekładni redukcyjnej

a) reduktor handlowy i stopień sprzęgający

$$\eta_p = \eta_{rh} \cdot \eta_s = 0,8 \cdot 0,9 = 0,72$$

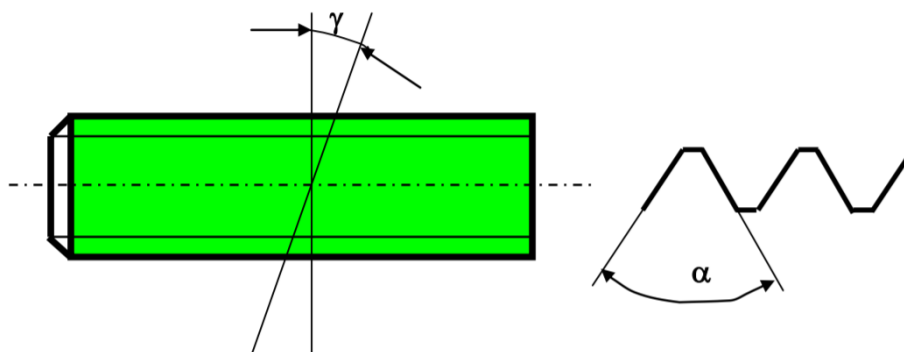
gdzie:

η_p – sprawność stopnia sprzęgającego

η_{rh} - sprawność reduktora handlowego, przyjęto $\eta_{rh} = 0,8$

η_s – sprawność stopnia sprzęgającego, przyjęto $\eta_s = 0,9$

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



Rysunek 2

$$\gamma = \arctg \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{0,8}{3,14 \cdot 4,48} = 0,057 \text{ rad} = 3,25^\circ$$

$$\rho' = \arctg \mu' = \arctg \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \arctg \frac{0,3}{\cos \frac{60^\circ}{2}} = 0,33 \text{ rad} = 19,11^\circ$$

$$\eta_{sr-n} = \frac{tg \gamma}{tg(\gamma + \rho')} = \frac{tg(0,057)}{tg(0,057 + 0,33)} = 0,14$$

Z warunku na samohamowność gwintu:

$$\gamma \leq \rho'$$

$$3,25^\circ \leq 19,11^\circ,$$

więc warunek samohamowności połączenia gwintowego został spełniony.

gdzie:

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

γ – kąt pochylenia linii śrubowej gwintu,

P – skok gwintu w mm,

d_2 – średnia średnica gwintu w mm,

ρ' - pozorny kąt tarcia,

μ' - pozorny współczynnik tarcia,

μ – współczynnik tarcia materiałów śruby i nakrętki, wykorzystujemy śrubę stalową oraz nakrętkę z mosiądzu, dla stal-mosiądz (10S20-MO58A) $\mu = 0,3$,

α – kąt zarysu gwintu, dla gwintu metrycznego

5. Sprawność zespołu napędu liniowego - η_{znl}

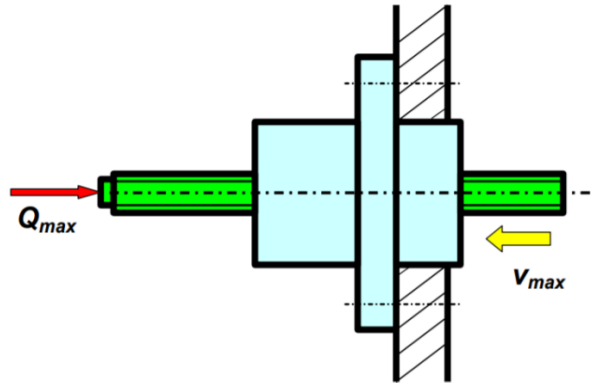
$$\eta_{znl} = \eta_p \cdot \eta_{sr-n} = 0,72 \cdot 0,14 = 0,099$$

gdzie:

η_p – sprawność stopnia sprzęgającego

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

6. Moc na popychaczu – N_{sr}



Rysunek 3

$$N_{sr} = \frac{Q_{max} \cdot v_{max}}{1000} = \frac{85 \cdot 5}{1000} = 0,425 \text{ W}$$

gdzie:

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

v_{max} – maksymalna prędkość ruchu popychacza w mm/s

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

a) Moc obliczeniowa – N_{obl}

$$N_{obl} = \frac{N_{sr}}{\eta_{znl}} = \frac{0,425}{0,099} = 4,27 \text{ W}$$

b) Moc maksymalna - P_{2max}

Górna granica $P_{2max} = 1,5 \cdot N_{obl} = 1,5 \cdot 4,27 = 6,41 \text{ W}$

Dolna granica $P_{2max} = 1,3 \cdot N_{obl} = 1,3 \cdot 4,27 = 5,55 \text{ W}$

c) Wartość P_{2max} dobrana z katalogu

Dla silnika Maxon DCX 26 L Ø 26mm, $M_h = 45,8 \text{ mNm}$, $n_0 = 5320 \text{ obr/min}$

$$P_{2max} = 0,25 \cdot M_h \cdot \omega_0 = 0,25 \cdot 0,0458 \cdot 557,109 = 6,38 \text{ W}$$

$$(\text{dolna granica } P_{2max}) \leq P_{2max} \leq (\text{górna granica } P_{2max})$$

$$5,55 \text{ W} \leq 6,38 \text{ W} \leq 6,41 \text{ W}$$

Wartość P_{2max} mieści się w przedziale.

gdzie:

M_h - moment rozruchowy (startowy) wybranego silnika (stall torque) w mNm

ω_0 – prędkość kątowa biegu jałowego wybranego silnika w obr/min

$$\omega_0 = \frac{\pi \cdot n_0}{30} = \frac{3,14 \cdot 5320}{30} = 557,109 \frac{\text{rad}}{\text{min}}$$

n_0 – prędkość obrotowa biegu jałowego silnika w obr/min

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

$$M_{nut} = 0,5 \cdot Q_{max} \cdot d_2 \cdot tg(\gamma + \rho') = 0,5 \cdot 85 \cdot 4,48 \cdot 0,41135 = 78,32 \text{ mNm}$$

gdzie:

d_2 – średnica gwintu w mm

γ – kąt pochylenia linii śrubowej gwintu

ρ' - pozorny kąt tarcia

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

Q_{max} - maksymalne robocze obciążenie popychacza (śruby) w N

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

$$M_{zred} = \frac{M_{nut}}{i_p \cdot \eta_p} = \frac{78,32}{14,67 \cdot 0,72} = 7,42 \text{ mNm}$$

gdzie:

M_{nut} – moment niezbędny do zapewnienia ruchu obrotowego nakrętki 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 punktu pracy silnika prądu stałego

Silnik DCX 26 L Ø 26mm		$M_h = 45,8 \text{ mNm}$		$n_0 = 5320 \text{ obr/min}$	
	n_k	i_p	M_{zred}	n_{k+1}	Δn
1	5550	14,66667	7,4	4458,5	-1091,5
2	4458,5	11,9	9,1	4257,2	-201,3
3	4257,2	11,4	9,6	4207,0	-50,2
4	4207,0	11,2	9,7	4193,7	-13,3

Tabela 4 Wyniki obliczeń punktu pracy silnika

Z tabeli wynika, że $n_s = 4207,1 \text{ obr/min}$, $i_p = 11,2$

gdzie:

$$i_p = \frac{n_k}{n_{nut}}$$

$$M_{zred} = \frac{M_{nut}}{i_p \cdot \eta_p}$$

$$n_{k+1} = n_0 \cdot \frac{M_h - M_{zred}}{M_h}$$

11. Dobór reduktora handlowego

Dobieram reduktor: Maxon **Planetary gearhead GPX 26 LN Ø26 mm**

przełożenie reduktora handlowego wynosi $i_{rh} = 5,3 : 1$

maksymalna prędkość wejściowa przy pracy ciągłej $n_s = 7000$ obr/min

sprawność reduktora handlowego $\eta_{rh} = 0,9$

12. Ostateczny dobór punktu pracy

Silnik: DCX 26 L Ø 26mm		$M_h = 45,8$ mNm		$n_0 = 5320$ obr/min	
	n_k	i_p	M_{zred}	n_{k+1}	Δn
1	4207,0	11,2	8,7	4314,8	124,7
2	4318,8	11,5	8,4	4343,9	29,0
3	4344,8	11,6			

Tabela 4 Wyniki obliczeń skorygowanego punktu pracy silnika

Korekta sprawności reduktora handlowego i stopnia sprzęgającego:

$$n_p = n_{rh} \cdot n_s = 0,9 \cdot 0,9 = 0,81$$

Korekta sprawności napędu liniowego:

$$n_{znl} = n_p \cdot n_{sr-n} = 0,81 \cdot 0,138 = 0,1119$$

Przy uwzględnieniu $i_{pk} = 11,6$ oraz $\eta_p = 0,81$

$$M_{zred} = \frac{M_{nut}}{i_{pk} \cdot \eta_p} = \frac{78,32}{11,6 \cdot 0,81} = 8,35 \text{ mN}$$

$$n_{sk} = n_0 \cdot \frac{M_h - M_{zred}}{M_h} = 5320 \cdot \frac{45,8 - 8,35}{45,8} = 4343 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$$

gdzie:

n_s – robocza prędkość silnika w obr/min,

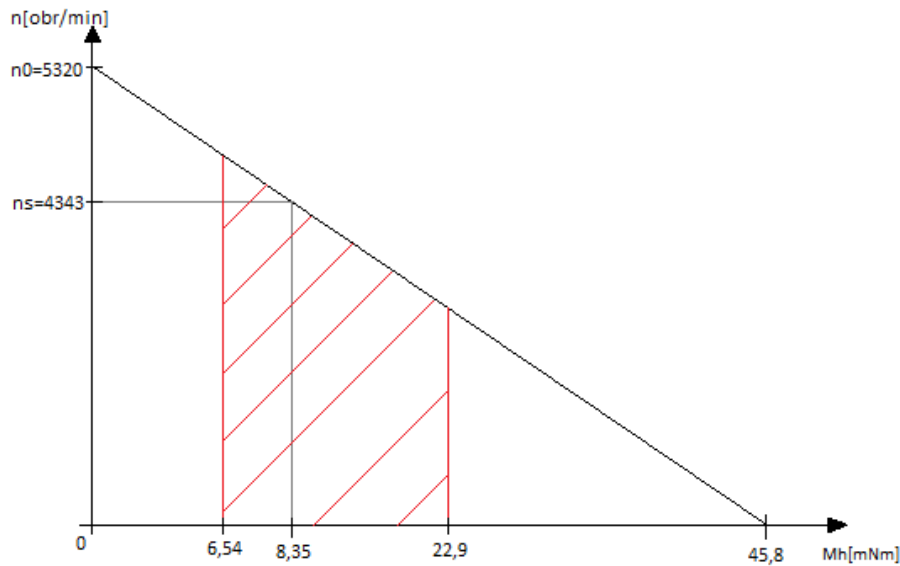
n_0 – prędkość biegu jałowego wybranego silnika w obr/min,

M_h - moment rozruchowy wybranego silnika w mNm,

M_{zred} – moment obciążenia zredukowany do wałka silnika w mNm,

$$M_{zred} \in < \frac{1}{7} M_h; \frac{1}{2} M_h >$$

$$8,35 \text{ mNm} \in < 6,54 \text{ mNm}; 22,9 \text{ mNm} >$$



Rysunek 4 Charakterystyka prędkości w funkcji obciążenia, $n = f(M)$

13. Przełożenie stopnia sprzęgającego - i_s

$$i_s = \frac{i_{pk}}{i_{rh}} = \frac{11,6}{3,9} = 2,97$$

gdzie:

i_{pk} – ostateczna wartość przełożenia przekładni redukcyjnej w ZNL

i_{rh} – przełożenie dobranego reduktora handlowego

14. Moment sprzęgła przeciążeniowego M_{sp}

$$M_{sp} = 1,4 \cdot M_{nut} = 1,4 \cdot 78,32 = 109,65 \text{ mNm}$$

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

$$n_{imp} = \frac{1000 \cdot P}{\Delta s} = \frac{1000 \cdot 0,8}{10} = 80$$

gdzie:

P – skok gwintu w mm, $P = 0,8 \text{ mm}$

Δs – rozdzielczość w μm , $\Delta s = 10 \mu\text{m}$

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

Wykaz literatury

1. Mościcki W.: Materiały pomocnicze do ćwiczeń projektowych z PKUP – część 2. Zespół napędu liniowego. Preskrypt, 2019
2. Katalog firmy Maxon: <https://www.maxongroup.com/maxon/view/content/index>:

