



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 MECHANIZMU ŚRUBOWEGO

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. PODZIAŁ MECHANIZMÓW ŚRUBOWYCH

uzupełnić

2. MECHANIZM ŚRUBOWY ZE ŚRUBĄ ŚLIZGOWĄ

2.1. Wymagany moment obrotowy niezbędny do pokonania siły osiowej

Moment obrotowy M przyłożony do śruby ślizgowej, lub nakrętki, umożliwiające pokonanie siły wzdłużnej F w mechanizmie śrubowym możemy obliczyć z równania:

$$M = 0.5 \cdot F \cdot d_s \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho')$$

gdzie: d_s – średnica średnia współpracy śruby i nakrętki [m],

γ – kąt wzniosu linii śrubowej,

ρ' – pozorny kąt tarcia.

Średnicę średnią współpracy śruby i nakrętki możemy obliczyć z równania:

$$d_s = \frac{d + D_1}{2}$$

gdzie: d – średnica rdzenia śruby,

D_1 – średnica zewnętrzna gwintu.

Kąt wzniosu linii śrubowej można obliczyć z równania:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P}{\pi \cdot d_s}$$

gdzie: P – podziałka gwintu [mm],

d_s – średnica średnia współpracy śruby i nakrętki [mm],

Pozorny kąt tarcia można obliczyć z równania:

$$\operatorname{tg} \rho' = \frac{\mu}{\cos \alpha}$$

gdzie: μ – współczynnik tarcia ślizgowego między śrubą a nakrętką,

α – kąt zarysu gwintu.

2.2. Obliczenia wytrzymałościowe śruby

W przypadku mechanizmów śrubowych przesuwowych rdzeń śruby obciążony jest siłą osiową wywołującą naprężenia ściskające oraz momentem skręcającym wywołującym naprężenia skręcające. W przypadku mechanizmów napędowych ze względu na znacząco długość śruby, w stosunku do średnicy, o jej wytrzymałości decyduje przede wszystkim wytrzymałość na wyboczenie. Ze względu na charakter zamocowania śruby możemy przypuszczać, iż smukłość śruby będzie większa od smukłości granicznej, zatem możemy założyć występowanie wyboczenia sprężystego (wzór Eulera). Zatem wyznaczamy średnicę rdzenia śruby na podstawie zależności:

$$d_3 = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot x_w \cdot F \cdot l_s^2}{\pi^3 \cdot E}}$$

gdzie: x_w – współczynnik bezpieczeństwa,
 F – siła osiowa działająca na śrubę [N],
 l_s – długość wyboczeniowa śruby [m],
 E – moduł Younga [Pa].

Długość wyboczeniową śruby można obliczyć z równania:

$$l_s = l \cdot \mu$$

gdzie: l – długość śruby,
 μ – współczynnik zależny od rodzaju mocowania śruby. Ponieważ w mechanizmach posuwowych jeden koniec śruby jest łożyskowany a drugi jest w nakrętce przymocowanej do prowadnicy można przyjąć $\mu = 1/2$

Po dobraniu rzeczywistej średnicy śruby można obliczyć smukłość:

$$S = \frac{l_s}{0.25 \cdot d_3}$$

Natomiast smukłość krytyczną możemy wyznaczyć ze wzoru:

$$S_{kr} = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{R_H}}$$

gdzie: E – Moduł Younga [MPa],
 R_H – granica stosowalności prawa Hooke'a dla materiału śruby [MPa]

Jeżeli obliczona smukłość jest większa od smukłości granicznej ($S > S_{gr}$) to oznacza, że zasadne było zastosowanie do obliczeń średnicy śruby wzoru Eulera.

Wysokość nakrętki wyznacza się na podstawie warunku na naciski powierzchniowe na zwojach gwintu. Wysokość nakrętki można wyznaczyć zatem ze wzoru:

$$H_n \geq \frac{4 \cdot F \cdot P}{\pi \cdot (d^2 - D_1^2) \cdot p_{dop}}$$

gdzie: F – siła wzdłużna działająca na nakrętkę [N],

P – skok gwintu [m],

d – średnica zewnętrzna śruby [m]

D_1 – średnica wewnętrzna nakrętki [m]

p_{dop} – dopuszczalne naciski powierzchniowe materiału nakrętki [Pa]

Należy również sprawdzić minimalną wysokość nakrętki, która określa się wzorem:

$$H_n = (1.2 \div 1.5) \cdot d$$

3. MECHANIZM ŚRUBOWY ZE ŚRUBĄ TOCZNĄ

3.1. Wymagany moment obrotowy niezbędny do pokonania siły osiowej

W przypadku mechanizmów śrubowych współczynnik tarcia jest niewielki, nawet 10 razy mniejszy niż w przypadku mechanizmów ślizgowych, i tym samym pozorny kąt tarcia ρ' jest niewielki w stosunku do kąta wzniosu linii śrubowej γ , dlatego też można go pominąć. Wówczas moment obrotowy przyłożony do śruby tocznej umożliwiający pokonanie siły wzdłużnej przesuwu F w mechanizmie śrubowym tocznym możemy obliczyć z równania:

$$M = \frac{F \cdot Sp}{2 \cdot \pi \cdot \eta} + M_T$$

gdzie: F – składowa siły zgodna z kierunkiem ruchu przesuwu [N],

Sp – skok śruby tocznej [m],

η – sprawność łańcucha kinematycznego,

M_T – moment oporów tarcia (przekładni śrubowej tocznej, łożyskach oraz przekładni mechanicznej) zredukowany na wał silnika, który nie jest uwzględniony we współczynniku sprawności η .

3.2. Wymagana prędkość obrotowa śruby

Prędkość obrotową śruby w celu uzyskania wymaganej prędkości liniowej mechanizmu śrubowego możemy obliczyć z równania:

$$n = \frac{v}{S_p}$$

gdzie: v – maksymalna prędkość przesuwu [m/min],
 S_p – skok śruby tocznej [m].