

Konstrukční zásady návrhu polohových servopohonů

Radomír Mendřický – Elektrické pohony a servomechanismy

2.6.2015

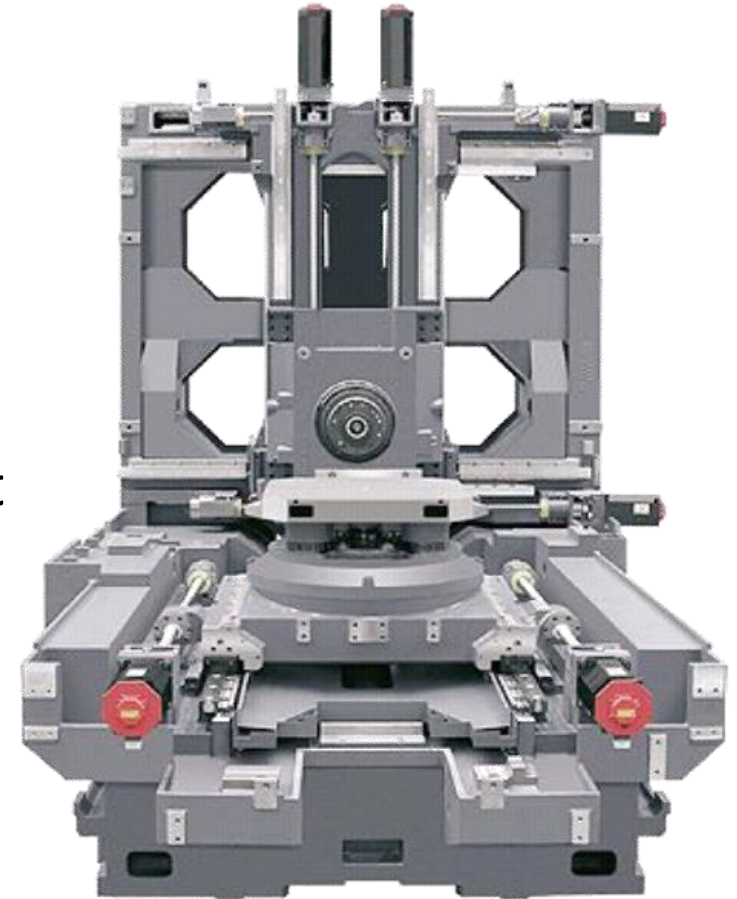


Obsah prezentace

- Kinematika polohových servopohonů
- Zásady pro návrh polohových servopohonů
 - minimální vůle (ztráta pohybu vlivem konečné tuhosti a pasivních odporů)
 - maximální tuhost
 - malé pasivní odpory
 - přiměřený moment setrvačnosti
- Převody a spojky
- Optimální převod

Co je třeba uvažovat při návrhu osy obráběcího stroje

- Kinematickou konfiguraci
- Požadavky na rychlosti a zrychlení
- Zatížení a hmoty
- Nabídku komponent
- Kontrolní výpočty komponent
- Požadavky na přesnost, spolehlivost a životnost
- Cenu, náklady na provoz



Zdroj:DMG

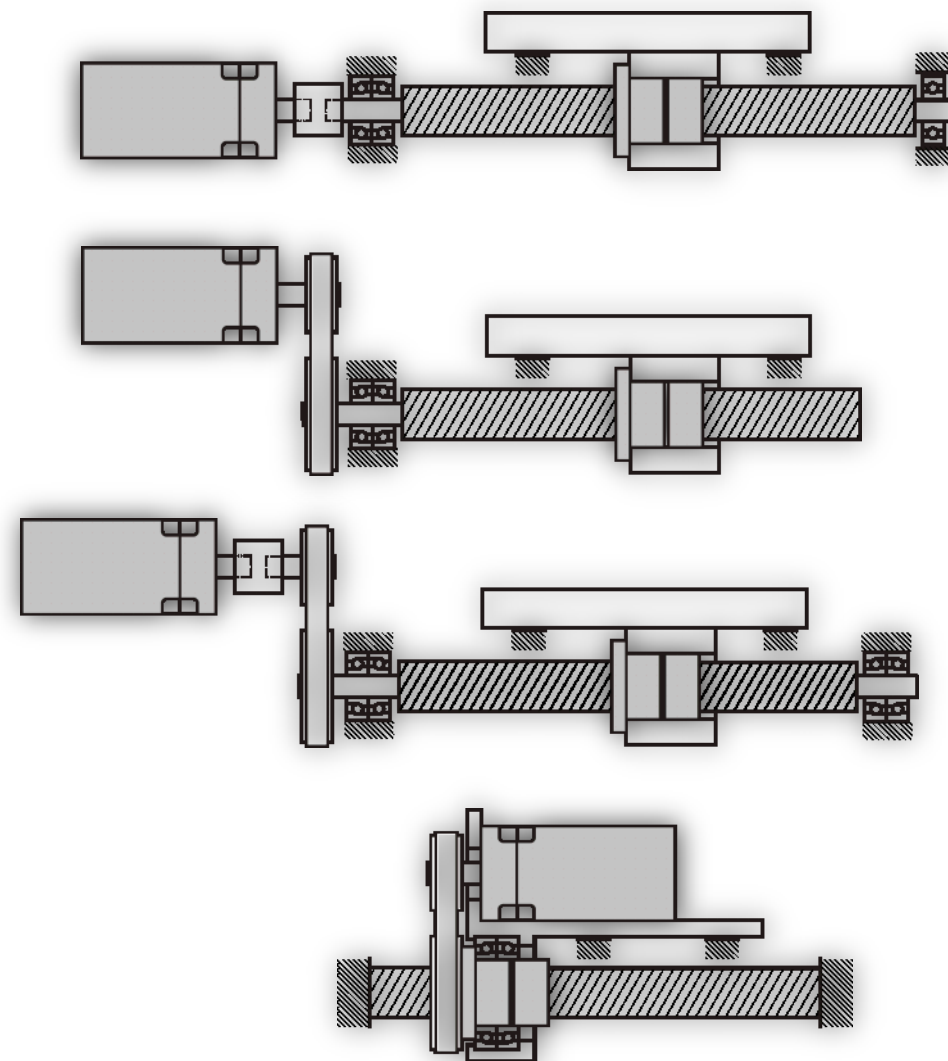
Kinematika polohových servopohonů

Pohony posuvů

- Kinematické uspořádání mechanické části závisí na určení pohonu.
- Z hlediska dosažitelných parametrů je nejlepší **přímé spojení** motoru se šroubem.
- Pro spojení motoru a šroubu se užívají speciální spojky (tuhé v krutu a poddajné v ohybu), které vyrovnávají menší nesouososti mezi motorem a šroubem.
- Velmi často je používán **převod ozubenými řemeny**, jehož hlavní výhodou je tichý chod v porovnání s převodem ozubenými koly a malé nároky na přesnost polohy motoru vůči šroubu. Kvalitní, správně předepnutý ozubený řemen tvoří dostatečně tuhý převod vyhovující většině CNC strojů.

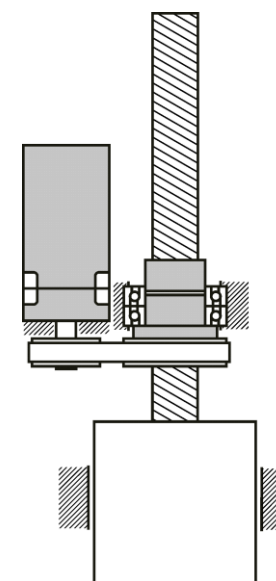
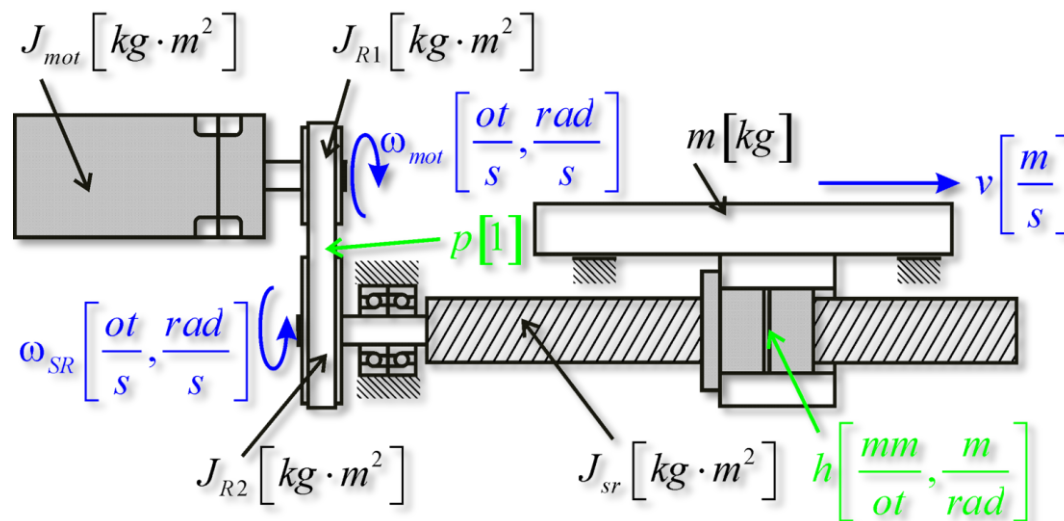
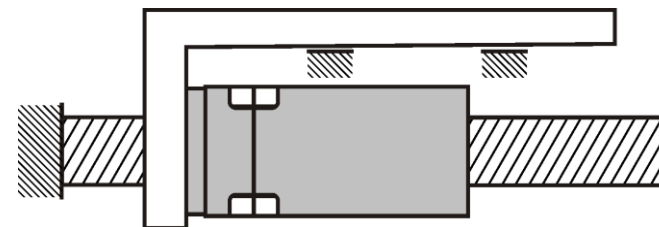
Nejčastěji používané kinematické konfigurace

- Motor – spojka - (převod) - jednostranně nebo oboustranně axiálně uložený kuličkový šroub – matice (rotační)



Další kinematické konfigurace

- Ozubené hřebeny
- Lineární motory
- Hydrostatický šroub
- 2 motory na jeden šroub
- Podepírání šroubů



Zásady pro návrh polohových servopohonů

- Konstruktor návrhem mechanické části stroje rozhodujícím způsobem ovlivňuje výslednou kvalitu servopohonů
- Při návrhu mechanické části pohonů posuvů jde především o dodržení následujících čtyř požadavků:
 - **Minimální vůle**
 - **Maximální tuhost**
 - **Malé pasivní odpory**
 - **Přiměřený moment setrvačnosti**

Zásady pro návrh polohových servopohonů

1) Minimální vůle

- ... v kinematickém řetězci mezi motorem a koncovým členem mechanismu (např. suportem) a minimální vůle v kinematickém řetězci mezi motorem a odměřovacím prvkem.
- Celková hysterese v polohové smyčce pohonu (vůle a ztráta pohybu vlivem pasivních odporů a konečné tuhosti) menší než 20 (max. 40) inkrementů odměřování - zpravidla 0,01 mm, (resp. 0,02 mm).

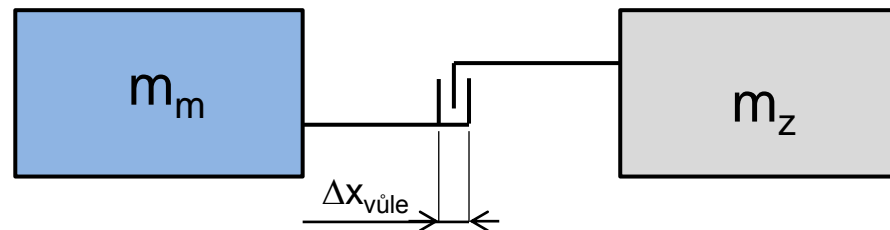
$$\Delta x_{celk} = \Delta x_{vůle} + \Delta x_{ztráta}$$

$$\Delta x_{celk} < 0,01 \text{ (0,02) mm}$$

Zásady pro návrh polohových servopohonů

A) Vůle v mechanismu posuvu

- Řada mechanických zařízení - typicky ozubené převody - musí mít určitou provozní vůli, bez které nemůže fungovat.
- Vůle je možné zmenšit, nebo vymežit, ale znamená to výraznou komplikaci mechaniky. Ideálně konstrukce taková, aby vymežování vůlí nevyžadovala.
- Mechanické vůle přepočítáváme na pohyb koncového členu mechanismu.
- Vůli mezi maticí a posuvovým šroubem vymežujeme vždy (lépe předepnout), protože tato vůle se na pohybu suportu projeví přímo. Nutnost vymezení vůle » použití kuličkových posuvových šroubů.



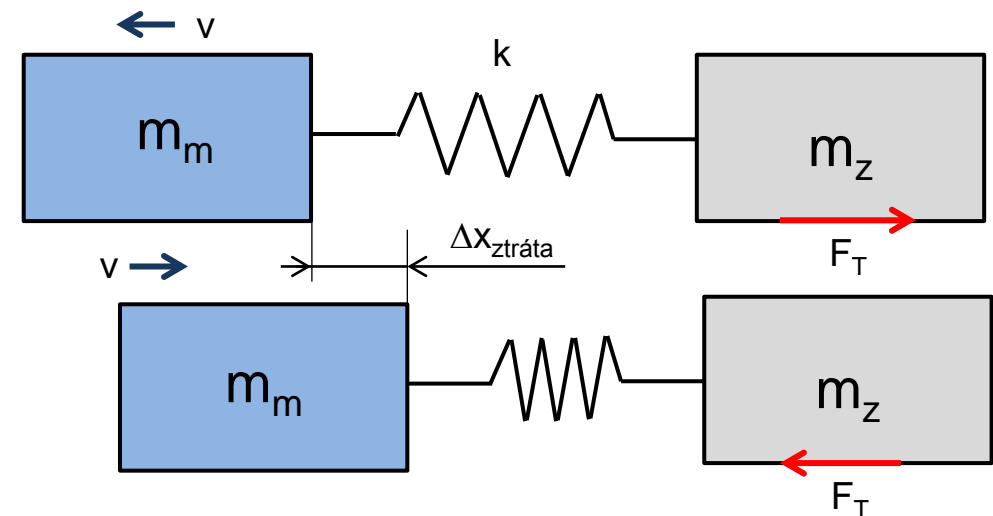
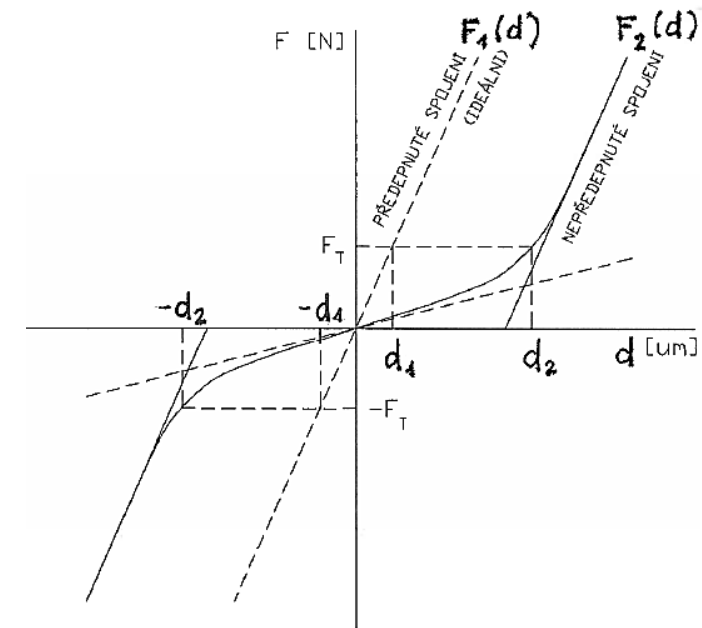
Zásady pro návrh polohových servopohonů

B) Ztráta pohybu vlivem konečné tuhosti a pasivních odporů

- Velikost síly F působící na suport je dána velikostí pružných deformací v soustavě šroub - matice, tedy funkcí $F_1(d)$ pro nepředepnuté spojení resp. funkcí $F_2(d)$ pro ideálně předepnuté spojení.
- Suport se pohne až tehdy, když síla F bude větší než třecí síla F_T .

$$F = k \cdot \Delta x$$

$$\Delta x_{ztráta} = \frac{2 \cdot F_T}{k}$$



Zásady pro návrh polohových servopohonů

2) Maximální tuhost

- ... celého mechanismu pohonu včetně prvků odměřování.
- Vlastní frekvence mechanických částí pohonu (např. suport na pružině uložení šroubu) musí vyhovovat následujícím podmínkám:

- *PRO NEPŘÍMÉ POHONY (např. s kuličkovým šroubem)*

$$f_0 \geq 50 \text{ Hz (min. 30 Hz)}$$

- *PRO PŘÍMÉ POHONY (např. s lineárním motorem)*

$$f_0 \geq 1500 \text{ Hz (min. 800 Hz)}$$

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad [\text{Hz}]$$

Zásady pro návrh polohových servopohonů

3) Malé pasivní odpory

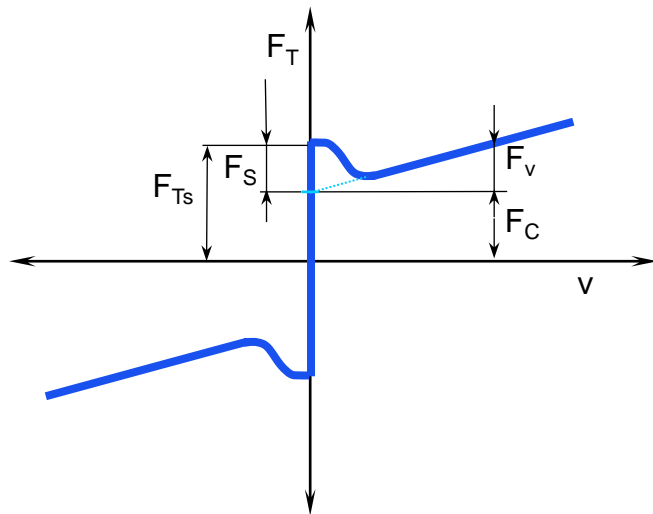
- Pasivní (třecí) odpory vznikají ve všech mechanických částech pohonu a to i tam, kde jsou pohyblivé části uloženy valivě.
- Zvláště u předeprnutých valivých elementů nelze pasivní odpory zanedbat.
- U kluzných uložení ve většině případů nejde o čisté Coulombovské tření, ale o závislost třecí síly (momentu) na rychlosti.

Jak je známo, části, které tvoří kluznou dvojici, za klidu do sebe "zapadnou" svými mikronerovnostmi a následkem toho je tření za klidu větší než za pohybu, kdy se kluzná dvojice dotýká jen vrcholky mikronerovností a začíná se tvořit mazací film. Při dalším zvětšování rychlosti pasivní odpory vlivem hydraulických odporů mírně rostou, což však činnosti servopohonů nijak nevadí.

Zásady pro návrh polohových servopohonů

3) Malé pasivní odpory

- Poměr tření za klidu a za pohybu co nejmenší, ideálně menší nebo rovný jedné (max. 1,2).
- Celkové pasivní odpory redukované na hřídel motoru menší než 20 % (max. 40 %) trvalého točivého momentu motoru.



$$\frac{F_{Ts}}{F_C} \leq 1 \quad (1,2)$$

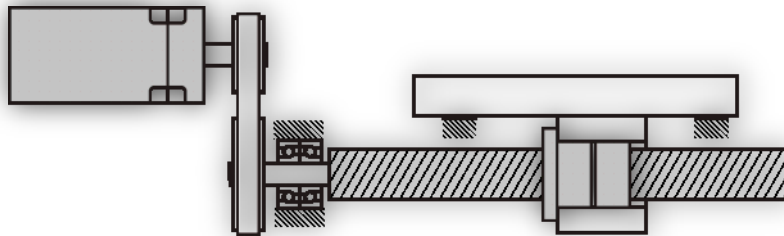
$$M_T \leq 0,2 \quad (0,4) M_{trv}$$

$$M_T = F_T \frac{h_{sr}}{2\pi}$$

Zásady pro návrh polohových servopohonů

Přiměřený moment setrvačnosti

- ... mechanické části pohonu vzhledem k motoru.
- Celkový moment setrvačnosti zátěže (bez momentu setrvačnosti motoru) redukovaný na hřídel motoru menší než 120 % (max. 300 %) momentu setrvačnosti motoru.



$$J_{zred} = J_{sr} \cdot K^2 + m \cdot K^2 \cdot \left(\frac{h_{sr}}{2\pi} \right)^2$$

$$J_{zred} \approx J_M$$

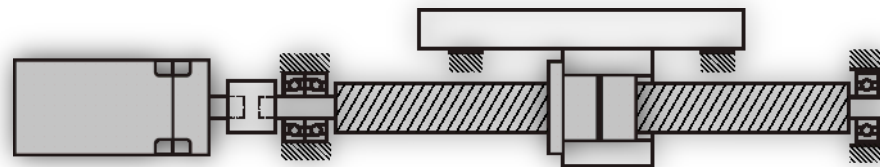
$$J_{zred} \leq (2 - 3) J_M$$

Zásady pro návrh polohových servopohonů

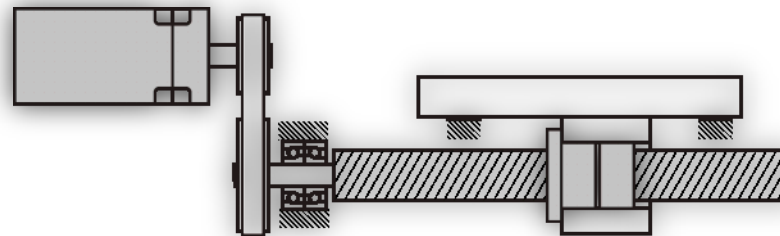
- Pořadí, v jakém jsou požadavky na mechaniku uvedeny, odpovídá míře jejich účinku na výsledné vlastnosti servopohonu.
- První tři požadavky jsou do jisté míry protichůdné, protože zmenšování vůlí a zvětšování tuhosti má zpravidla za následek zvětšení pasivních odporů. Zvětšení tuhosti také často vede ke zvětšení momentů setrvačnosti.
- Dodržení mezí parametrů uvedených u jednotlivých požadavků by mělo stačit i k realizaci velmi přesného pohonu. Překročením doporučených mezních hodnot parametrů zhoršujeme vlastnosti pohonu.
- Překročení některé mezní hodnoty uvedené v závorce může mít za následek vážné nedostatky ve funkci pohonu popřípadě zcela nefungující pohon.

Převody a spojky

- Nejlepší převod je žádný převod – ideální je přímé spojení motoru s kuličkovým šroubem (konstrukční jednoduchost, dobré vlastnosti pro polohové servomechanismy, nižší cena mechanických dílů)

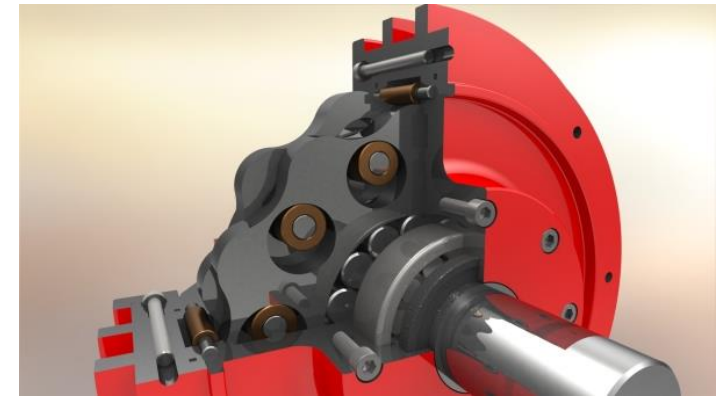


- Někdy je pro lepší konstrukční řešení vhodné převod použít (lepší využití maximální rychlosti pohonu, motor s převodem dopomala je rozměrově menší a levnější)



Převody a spojky

- Je-li nutný převod větší než dovoluje pár ozubených kol (zhruba 1:4), lze použít speciální převodovky určené pro polohové servomechanismy.
- Např.:
 - Planetové (pro převod 1:3 až 1:12)
 - Cykloidní (pro převod 1:10 až 1:70)
 - Harmonické (pro převod 1:50 až 1:300).



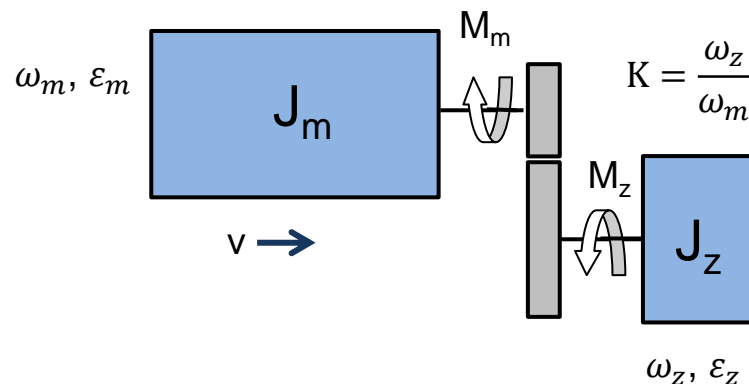
Cykloidní převodovka



Harmonická převodovka

Optimální převod

- Při návrhu servomechanismu často zjistíme nedostatečné zrychlení při rozběhu a zastavení z toho důvodu, že s daným momentem setrvačnosti motor větší zrychlení nevyvine.
- Je proto vhodné provést optimalizaci převodu tak, aby s danými momenty setrvačnosti pohon dosáhl co největší zrychlení.



Mechanismus tvoří motor (J_m), který pohání zátěž (J_z) přes převod: $K = \frac{\omega_z}{\omega_m}$

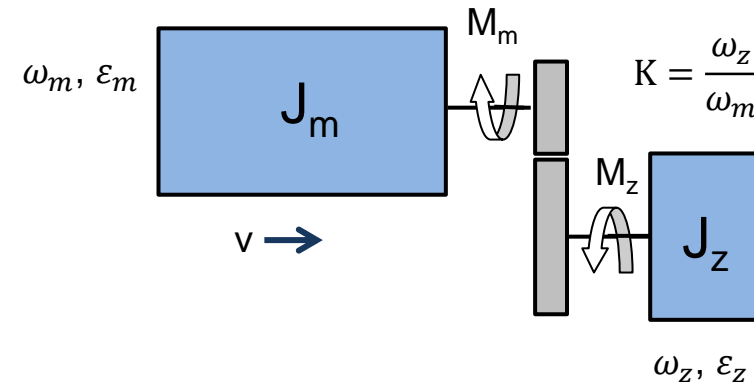
Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru:

$$J_{m-celk} = J_m + J_z \cdot K^2$$

Optimální převod

$$\varepsilon_m = \frac{M_m}{J_{m-celk}} = \frac{M_m}{J_m + J_z \cdot K^2}$$

$$\varepsilon_z = \varepsilon_m \cdot K = M_m \cdot \frac{K}{J_m + J_z \cdot K^2}$$



Při jakém převodu K dosáhneme max. zrychlení na zátěži?

$$\frac{\partial \varepsilon_z}{\partial K} = M_m \cdot \frac{1(J_m + J_z \cdot K^2) - K(0 + 2J_z K)}{(J_m + J_z \cdot K^2)^2} = M_m \cdot \frac{J_m - J_z \cdot K^2}{(J_m + J_z \cdot K^2)^2} = 0$$

$$J_m - J_z \cdot K^2 = 0$$

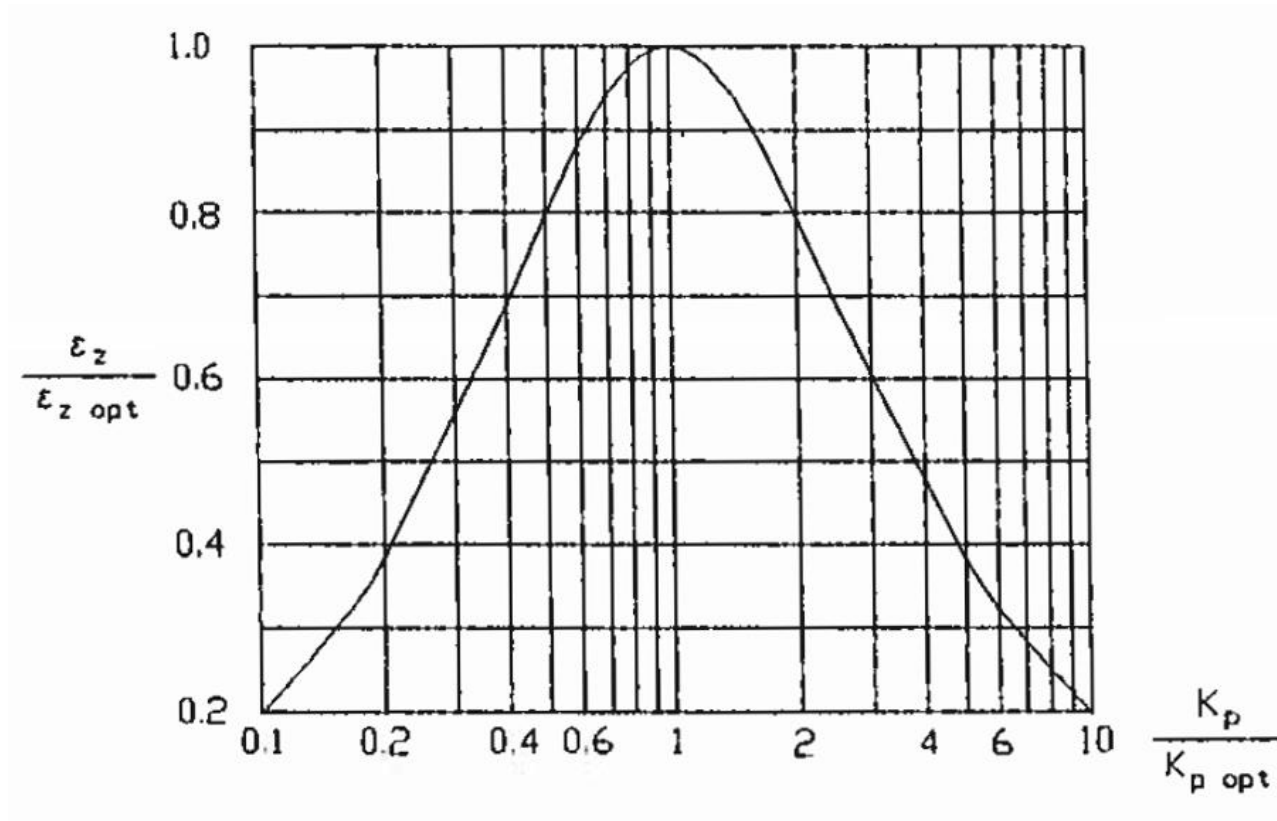
$$J_m = J_z \cdot K^2$$

Pozn.: Odpovídá přiměřenému momentu setrvačnosti!

$$K_{opt} = \sqrt{\frac{J_m}{J_z}}$$

Optimální převod

- Při převodu K_{opt} platí, že moment setrvačnosti motoru je roven momentu setrvačnosti zátěže redukovanému na hřídel motoru $J_m = J_{zred}$.



*Závislost
dosažitelného
zrychlení na odchylce
od optimálního
převodu.*

Literatura

- [1] Skalla, J.: Návrh a dimenzování polohových servomechanismů obráběcích strojů. Habilitační práce, TU Liberec 1995.
- [2] Souček, P.: Servomechanismy ve výrobních strojích, ČVUT Praha, 2004