

Organizace a osnova konzultace III-IV

Konzultace :

1. Zodpovězení problémů učební látky z konzultace I
2. Úvod do učební látky **Části strojů umožňujících pohyb**
3. Úvod do učební látky **Mechanické převody a mechanismy**
4. Zadání látky pro samostudium
5. Zadání příkladů pro osvojení nastudovaného učiva

Části strojů umožňujících pohyb

- Funkce :
 - přenáší pohyb otáčivý a přímočarý z hnacího stroje na hnaný
- A. Součásti k přenosu otáčivého pohybu :
 1. **Hřídele**
 2. Hřídelové čepy
 3. Ložiska
 4. Spojky
 5. Brzdy
- B. Součásti k přenosu přímočarého pohybu :
 1. vedení

Hřídele

- Základem součástí umožňujících pohyb jsou hřídele, na kterých si předvedeme jejich návrh a kontrolu
- Kontrola a navrhování ostatních součástí se odvíjí od hřídelů, které jsou jejich nedílnou součástí

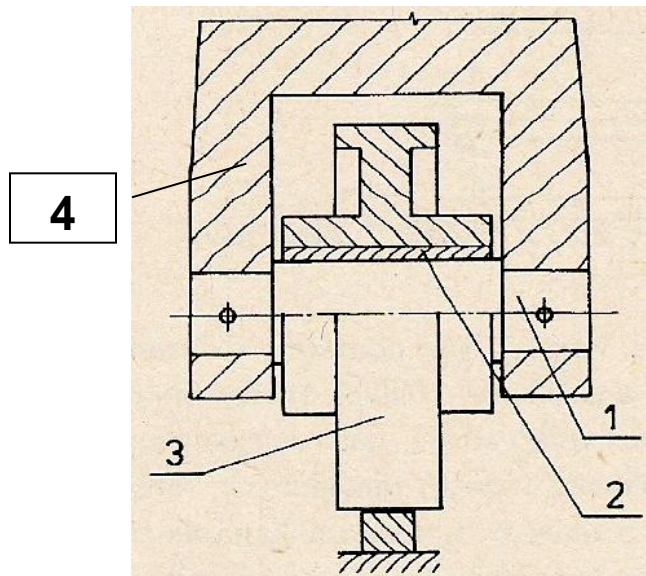
Hřídele

- Jsou strojní součásti válcovitého tvaru, na které jsou nasazena ozubená kola, řetězová kola, řemenice, kladky, spojky, brzdy atd.
- Rozdělení hřídelí podle typu namáhání :
 - 1. Nosné** – jsou namáhány pouze na ohyb, nepřenáší žádný výkon (točivý moment)
 - 2. Pohybové** – jsou namáhány na krut (přenáší výkon) a ohyb

Nosné hřídele- typy

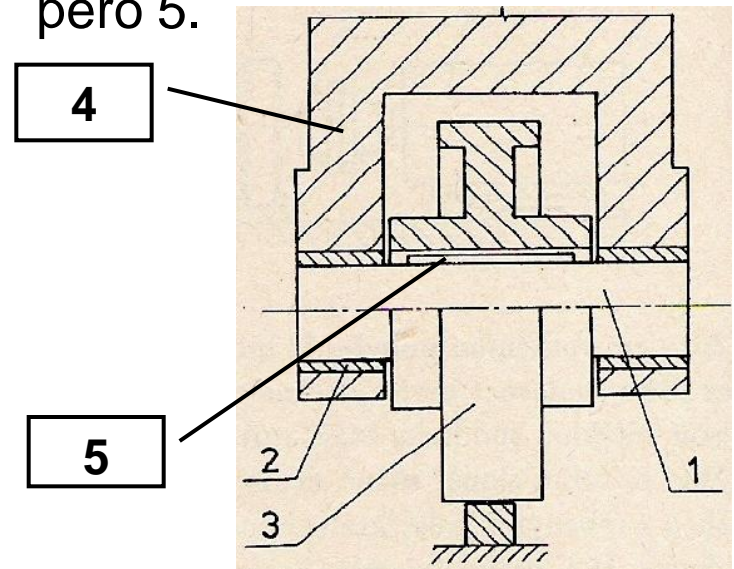
a) Pevné

- Hřídel 1. je pevně uchycen na rám stroje 4. Na hřídeli je otočně přes kluzné ložisko 2. nasazena kladka 3.



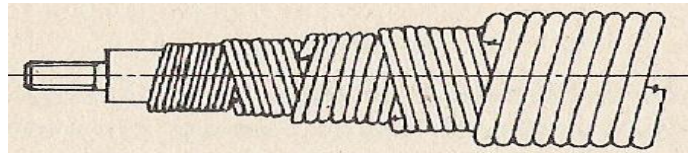
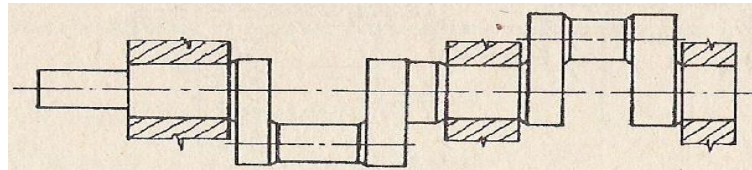
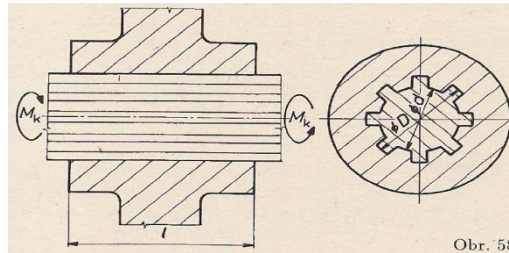
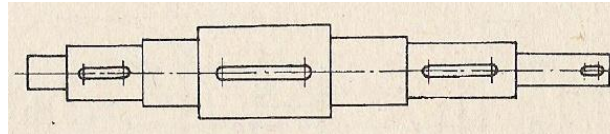
b) Otočné

- Hřídel 1. je otočně přes kluzné ložiska 2. uchycena v rámu 4. Na hřídeli je pevně nasazena kladka 3. přes pero 5.



Pohybové hřídele - typy

- Normální
- Duté
- Drážkové
- Zalomené
- Ohebné



Kontrola a výpočet nosných hřídelů

- Protože jsou nosné hřídele namáhány pouze na ohyb, považujeme je za nosníky.
- Navrhujeme je a kontrolujeme je z hlediska **ohybu** a **otlačení**.
- Obvykle bývá **zadané** zatížení hřídele F (G) a mez pevnosti v ohybu hřídele σ_o nebo dovolené namáhání v ohybu σ_{D_o}
- Počítá se průměr hřídele **d** a kontroluje se na otlačení

Postup výpočtu nosného hřídele – typ 1.

A. Výpočet na ohyb

1. Reakce v podporách A,B

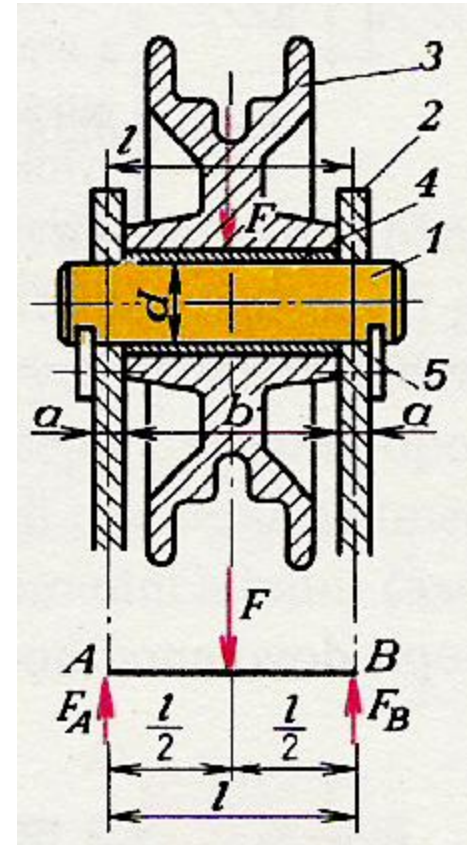
$$F_A = F_B = \frac{1}{2} F$$

2. Max.ohyb.moment –
uprostřed

$$M_{o\max} = F_A \cdot \frac{1}{2} l = \frac{1}{2} F \cdot \frac{1}{2} l$$

3. Max.ohyb. napětí

$$\sigma_{o\max} = \frac{M_{o\max}}{W_o} = \frac{10 \cdot M_{o\max}}{d^3} \leq \sigma_{Do}$$



Postup výpočtu nosného hřídele

– typ 1.

4. Průměr hřídele

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{o \max}}{\sigma_{Do}}}$$

B. Výpočet na otláčení

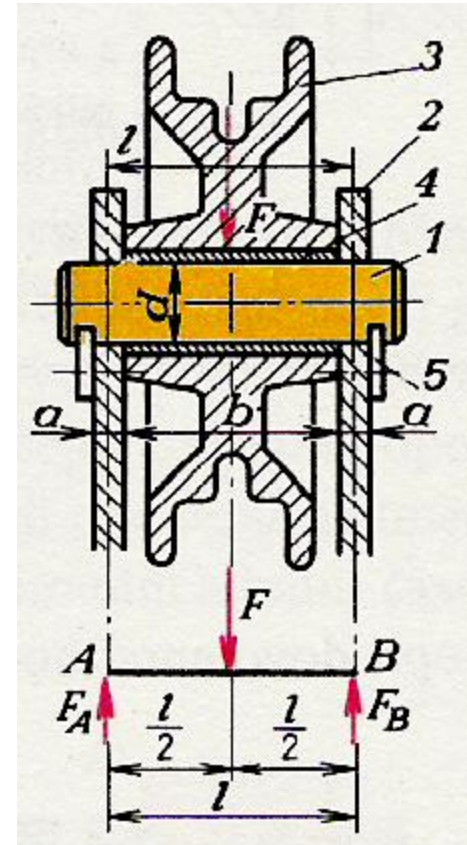
1. Tlak pod kotoučem

$$p_1 = \frac{F}{b \cdot d} \leq p_{D1}$$

2. Tlak v ložiskách

$$p_2 = \frac{F_A}{a \cdot d} = \frac{F}{2a \cdot d} \leq p_{D2}$$

a, b se buď volí nebo vypočítá
z p_{D1}

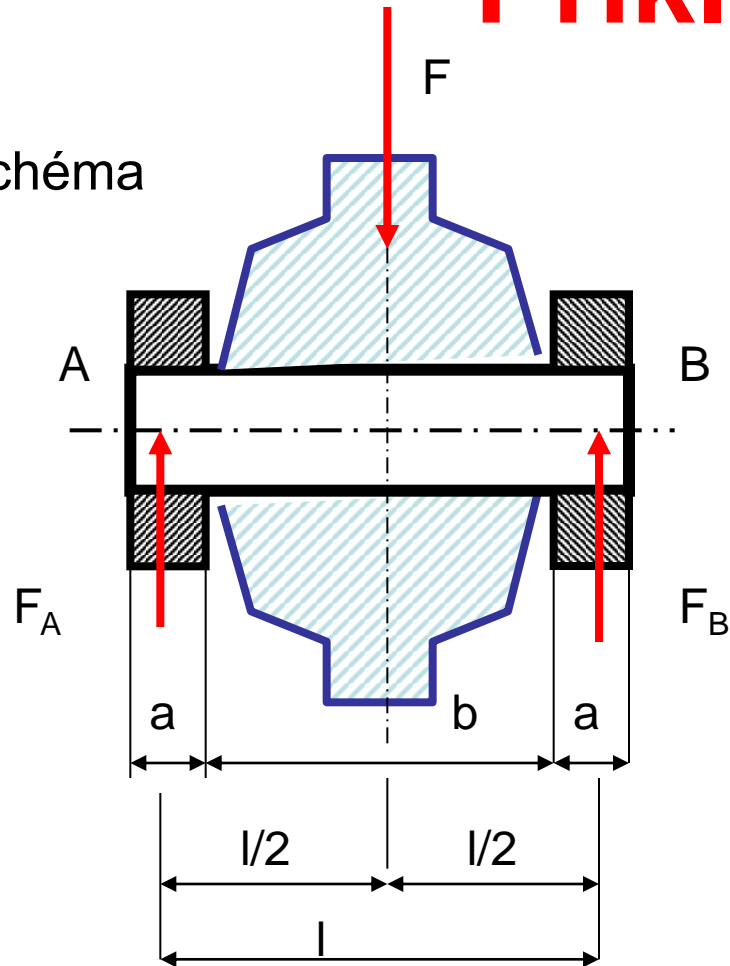


Příklad 1.

- Zadání
 - Vypočtete průměr hřídele d řetězové kladky, která je zatížena silou F a zkontrolujte tlak v nosném plechu
- Dáno :
 - Výsledná síla od řetězu $F = 42 \text{ kN}$
 - $a = 8 \text{ mm}$
 - $b = 140 \text{ mm}$
 - Materiál hřídele 11 700, který má dovolené namáhání v ohybu $\sigma_{D0} = 120 \text{ MPa}$
 - Materiál nosného plechu 11 373, který má dovolené otláčení $p_D = 70 \text{ MPa}$

Příklad 1.

- Schéma



Příklad 1.

1. Reakce v podporách $F_A = F_B = \frac{1}{2} F = \frac{1}{2} 42 = 21kN$

2. Max.ohyb.moment –uprostřed

$$M_{o\max} = F_A \cdot \frac{1}{2} l = F_A \frac{1}{2} \cdot (b + a) = 21000 \cdot \frac{1}{2} (140 + 8) = 1554000 Nmm = 1554 Nm$$

3. Průměr hřídele

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{o\max}}{\sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 1554000}{120}} = 50,59 mm$$

Volíme normalizovaný průměr hřídele $d=50mm$

Příklad 1.

- Kontrola otláčení plechu

$$p_2 = \frac{F_A}{a.d} = \frac{F}{2a.d} = \frac{42000}{2 \cdot 8.50} = 52,5MPa \leq p_{D2} = 70MPa$$

- **Navržený průměr hřídel $d=50\text{mm}$ vyhovuje zatížení i zvolenému materiálu**

Postup výpočtu nosného hřídele

– typ 2.

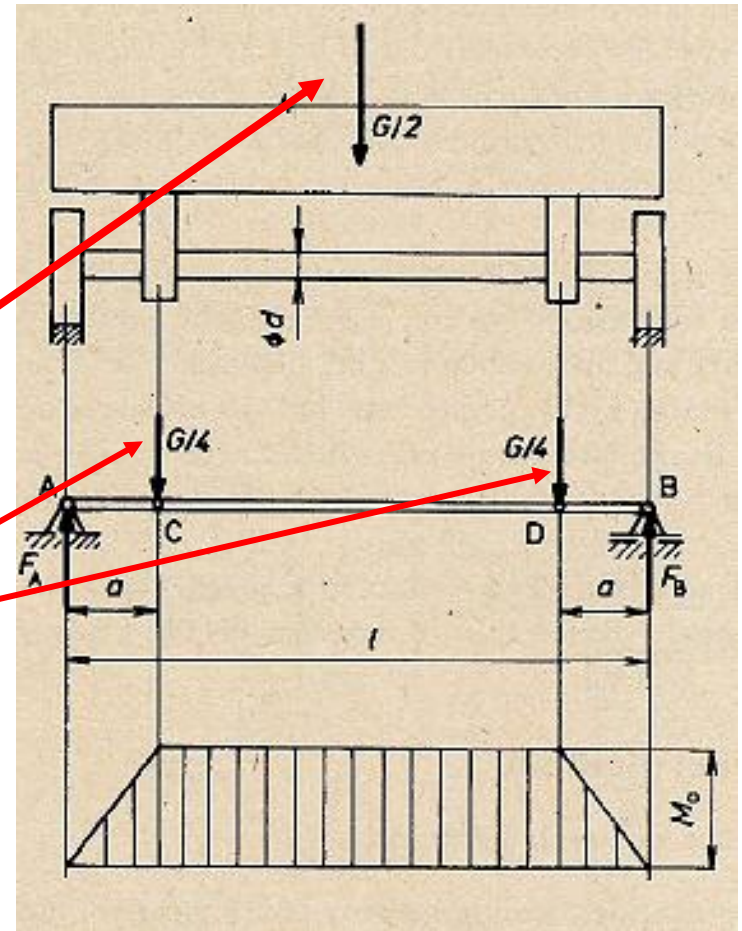
1. Zadání :

- Je dán železniční vagon, který má dvě nápravy (na schématu je pouze jedna)

2. Reakce v podporách

- Tíha vagonu G je na každé nápravě rozložena polovičním zatížením ($G/2$)
- Náprava je uchycena ve dvou bodech (C,D), takže v každém bodě působí čtvrtina tíhy vagonu ($G/4$)
- Reakce F_A a F_B

$$F_A = F_B = \frac{G}{4}$$



Postup výpočtu nosného hřídele

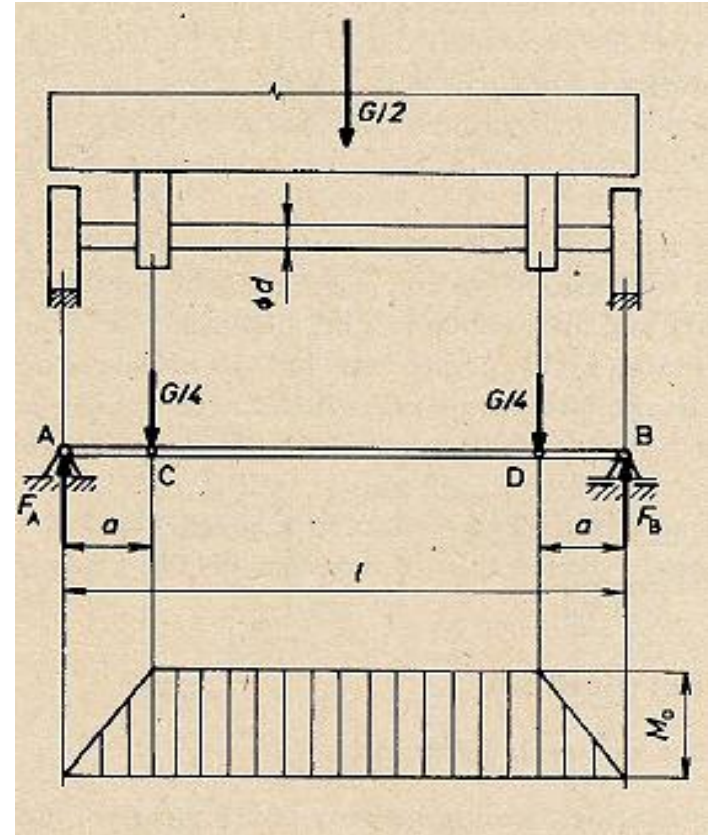
– typ 2.

3. Max. ohybový moment
- Z obrázku je zřejmé, že max. ohybový moment působí mezi body C a D

$$M_{o\max} = F_A \cdot a = F_B \cdot a = \frac{G}{4} \cdot a$$

4. Max. ohyb. Napětí

$$\sigma_{o\max} = \frac{M_{o\max}}{W_o} = \frac{10 \cdot M_{o\max}}{d^3} \leq \sigma_{Do}$$

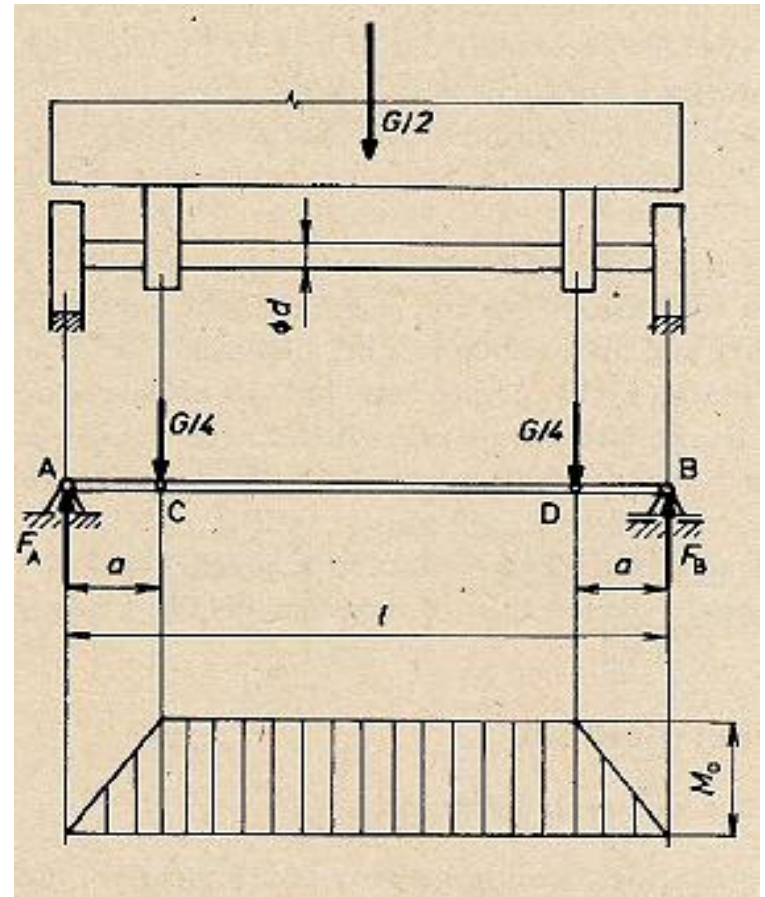


Postup výpočtu nosného hřídele

– typ 2

5. Průměr hřídele

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{o \max}}{\sigma_{D0}}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot G \cdot a}{\pi \cdot \sigma_{D0}}}$$

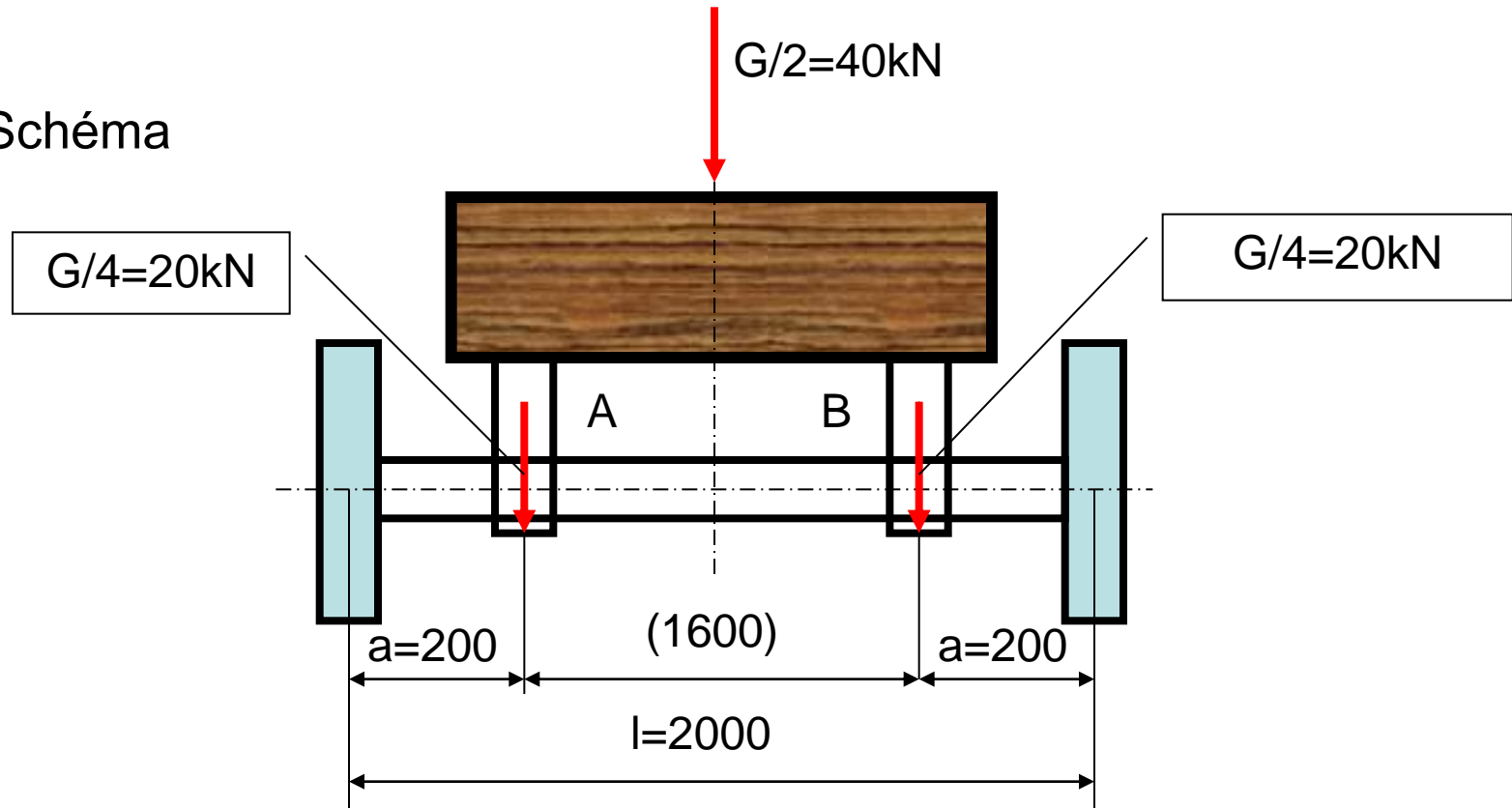


Příklad 2.

- Zadání
 - Náprava vagonu je zatížena tíhou $G=80\text{kN}$. Nehybná náprava je vyrobena z oceli o průměru $d=80\text{mm}$. Zkontrolujte zda navržená náprava vyhovuje požadavkům.
- Dáno
 - $G=80\text{ kN}$
 - Průměr nápravy $d = 80\text{ mm}$
 - Ocel nápravy má dovolenou mez v ohybu $\sigma_{D_0}=80\text{ MPa}$
 - $a=200\text{mm}$
 - $l=2000\text{ mm}$

Příklad 2.

- Schéma



Příklad 2.

- Výpočet

1. Reakce v podpěrách A a B $F_A = F_B = \frac{G}{4} = \frac{80}{4} = 20kN$

2. Max. ohybový moment $M_{o\max}$

$$M_{o\max} = F_A \cdot a = F_B \cdot a = \frac{G}{4} \cdot a = \frac{80000}{4} \cdot 200 = 4000000 Nmm = 4kNm$$

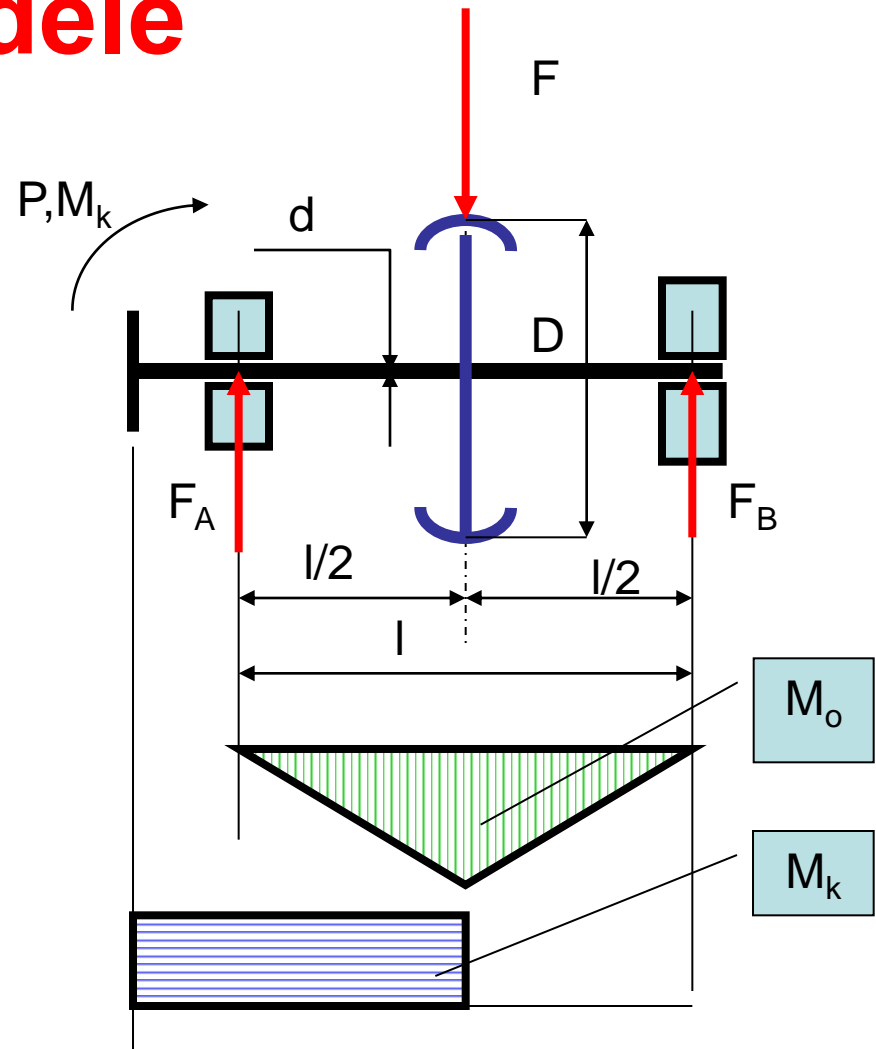
3. Výpočet skutečného max. ohybového namáhání $\sigma_{o\max}$

$$\sigma_{o\max} = \frac{M_{o\max}}{W_o} = \frac{10 \cdot M_{o\max}}{d^3} = \frac{10 \cdot 4000000}{80^3} = 78,12 MPa \leq \sigma_{Do} = 80 MPa$$

- **Skutečné namáhání je menší než dovolené. Navržená náprava vyhovuje**

Postup výpočtu pohybového hřídele

- Pohybové hřídele jsou namáhány současně na krut M_k a na ohyb M_o od přenášeného výkonu P
- Proto je nutné počítat s tzv. redukovaným napětím σ_{red} a redukovaným ohybovým momentem M_{ored}



Postup výpočtu pohybového hřídele

1. Výpočet kroutícího moment M_k , síly F a reakcí F_A a F_B
 - Vycházíme ze zadaného výkonu P , který hřídel přenáší. Vypočítáme M_k z něho sílu F

$$M_k = \frac{30000 \cdot P}{\pi \cdot n}$$

$$F = \frac{2 \cdot M_k}{D}$$

$$F_A = F_B = \frac{F}{2}$$

Postup výpočtu pohybového hřídele

2. Výpočet $M_{o\max}$

$$M_{o\max} = F_A \cdot \frac{l}{2} = F_B \cdot \frac{l}{2} = \frac{F}{2} \cdot \frac{l}{2} = \frac{F \cdot l}{4}$$

3. Výpočet M_{red}

$$M_{red} = \sqrt{M_o^2 + 0,75 \cdot M_k^2}$$

4. Výpočet ohybového napětí $\sigma_{o\max}$, napětí na krut τ_k a redukovaného napětí σ_{red}

$$\sigma_{o\max} = \frac{M_{o\max}}{W_o} \quad \tau_k = \frac{M_k}{W_k} \quad \sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{o\max}^2 + 3 \cdot \tau_k^2}$$

Postup výpočtu pohybového hřídele

5. Výpočet průměru hřídele d

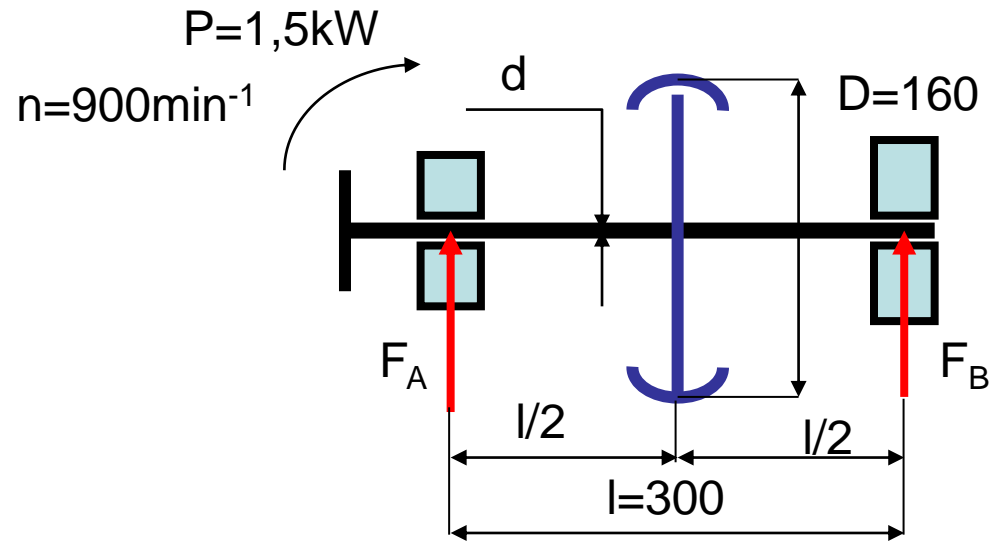
$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{red}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}}$$

Příklad 3.

- Zadání
 - Vypočítejte průměr hřídele d , který přenáší výkon $P=1,5\text{kW}$ při otáčkách $n=15\text{ s}^{-1}$, za předpokladu, že je namáhán ohybem krutem. Na hřídeli je řemenice o průměru $D=160\text{ mm}$. Materiál hřídele 11 600, kterému odpovídá dovolené namáhání v ohybu $\sigma_{D_0}=65\text{ MPa}$.
- Dáno
 - $P=1,5\text{ kW}$
 - $n=15\text{s}^{-1}=900\text{min}^{-1}$
 - $D=160\text{mm}$
 - Mat. hřídel 11 600 = $\sigma_{D_0}=65\text{ MPa}$
 - $l=300\text{ mm}$

Příklad 3.

- Schéma



Příklad 3.

1. Výpočet kroutícího moment M_k

$$M_k = \frac{30000 \cdot P}{\pi \cdot n} = \frac{30000 \cdot 1500}{\pi \cdot 900} = 15915,49 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

2. Výpočet síly F a reakcí F_A a F_B

$$F = \frac{2 \cdot M_k}{D} = \frac{2 \cdot 15915,49}{160} = 198,94 \text{ N} \quad F_A = F_B = \frac{F}{2} = \frac{198,94}{2} = 99,5 \text{ N}$$

3. Výpočet M_{omax}

$$M_{\text{omax}} = F_A \cdot \frac{l}{2} = F_B \cdot \frac{l}{2} = \frac{F}{2} \cdot \frac{l}{2} = \frac{F \cdot l}{4} = \frac{198,94 \cdot 300}{4} = 14880 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Příklad 3.

4. Výpočet ohybového redukovaného momentu M_{ored}

$$M_{red} = \sqrt{M_o^2 + 0,75.M_k^2} = \sqrt{14880^2 + 0,75.15915,49^2} = 20315,82N.mm$$

5. Výpočet průměru d

$$d = \sqrt[3]{\frac{32.M_{red}}{\pi.\sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{32.20315,82}{\pi.65}} = 14,7mm$$

Volíme průměr hřídele $d = 15$ mm

Mechanické převody a mechanismy

- **Slouží :**
 - k přenosu pohybu z hnacího členu na člen hnaný,
 - ke změně rychlosti pohybu
 - k transformaci (změně) jednoho druhu pohybu na jiný druh pohybu

Rozdělení mechanismů

A. Mechanismy s tuhými členy :

1. Mechanické převody :

- Třecí převody :
 - » S konstantním převodem
 - » S plynule měnitelným převodem - variatory
- Řemenové převody
- Řetězové převody
- Převody ozubenými koly

2. Mechanismy pro transformaci (změnu) pohybu (tzv. kinematické) :

- Šroubové
- Klikové
- Kulisové
- Kloubové
- Vačkové

Rozdělení mechanismů

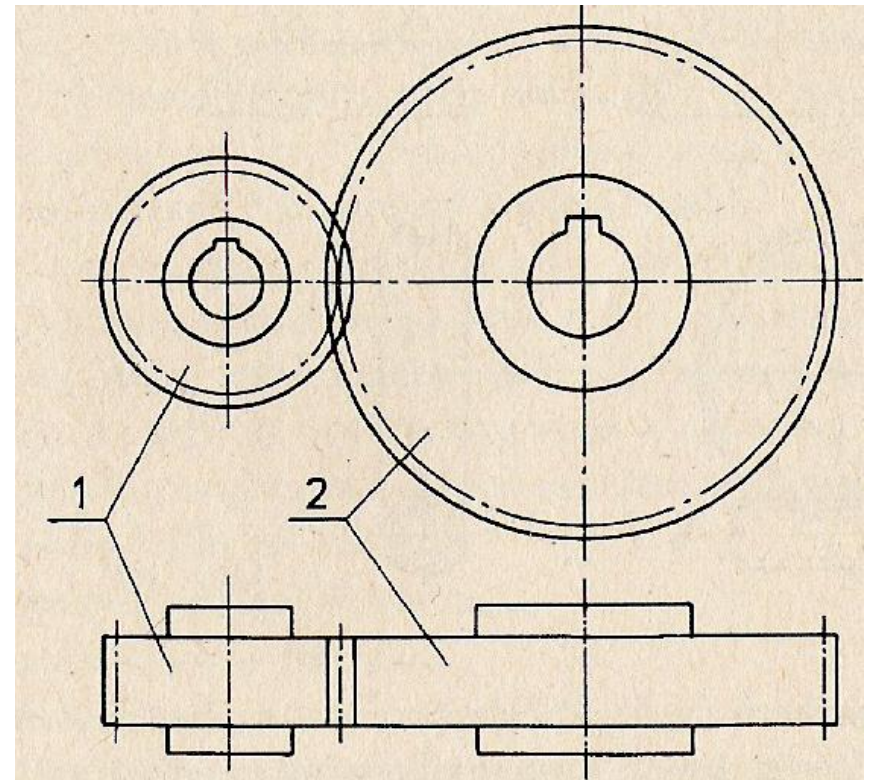
A. Mechanismy tekutinové

1. Mechanismy hydraulické
2. Mechanismy pneumatické

- **Pro návrh a kontrolu mechanismů zvolíme nejčastěji používané mechanické převody s ozubenými koly.**

Převody ozubenými koly

- Přenáší točivý moment z kola hnaného na kolo hnací
- Nejjednodušší převod ozubenými koly je tvořen dvěma koly, které nazýváme **soukolím**
- Menší kolo se nazývá – **pastorek (1)**
- Větší kolo se nazývá – **kolo (2)**



Převody ozubenými koly

- Pro označení převodů se používá tzv. **převodové číslo = i** , které charakterizuje každý mechanický převod

- **Převodové číslo**

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

- Je-li ozubený převod tvořen složením několika koly, potom je převodové číslo dáno vztahem

$$i = \frac{n_1}{n_n} = \frac{D_2}{D_1} \cdot \frac{D_4}{D_3} \dots \frac{D_n}{D_{n-1}} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \dots \frac{z_n}{z_{n-1}}$$

- Kde : index 1 – hnací; index 2 – hnané
 - n_1 -otáčky hnacího kola
 - D_1 -roztečná kružnice hnacího kola
 - z_1 -počet zubů hnacího kola
 - n_2 -otáčky hnaného kola
 - D_2 - roztečná kr. hnaného kola
 - z_2 -počet zubů hnaného kola

Převody ozubenými koly

1. Je-li převodový poměr $i > 1$, jde o převod do pomala. Tzn.že otáčky kola hnacího jsou větší než otáčky kola hnaného ($n_1 > n_2$)
2. Je-li převodový poměr $i < 1$, jde o převod do rychla. Tzn.že otáčky kola hnacího jsou menší než otáčky kola hnaného ($n_1 < n_2$)

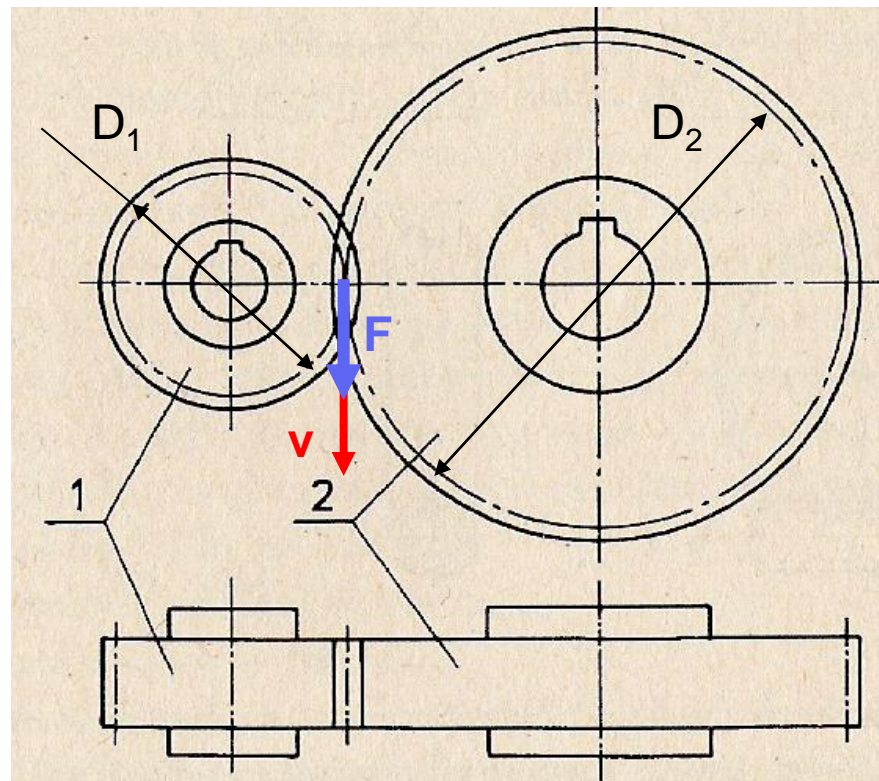
Převody ozubenými koly

- Nemá-li dojít při otáčení k poničení zubů, musí být obvodová rychlost v i obvodová síla F na hnacím i hnaném kotouči stejně velká
- Matematický vztah pro obvodovou rychlost

$$v_1 = v_2 = v = v_1 \cdot \pi \cdot D_1 \cdot n_1 = \pi \cdot D_2 \cdot n_2$$

- Matematický vztah pro obvodovou sílu F , která zatěžuje hřídel na ohyb

$$F = \frac{2 \cdot M_{k1}}{D_1} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{D_2} = \frac{P}{v}$$



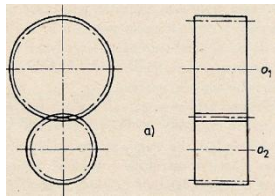
P-přenášený výkon

Rozdělení převodů ozubenými koly

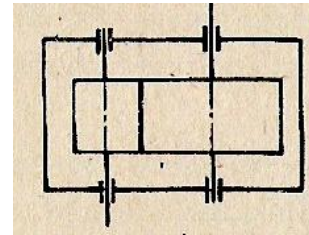
1. Podle vzájemné polohy os spolu zabírajících kol:

a) Osy rovnoběžné

- Soukolí čelní

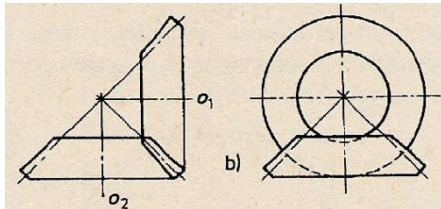


– tvoří převodovku čelní

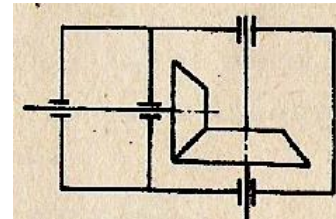


b) Osy různoběžné

- Soukolí kuželová



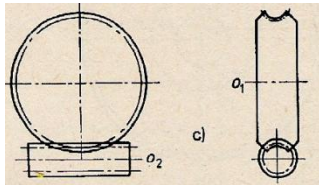
– tvoří převodovku kuželovou



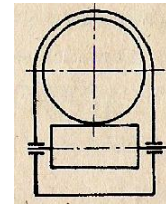
Rozdělení převodů ozubenými koly

c) Osy mimoběžné

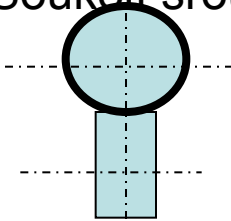
- Soukolí šnekové



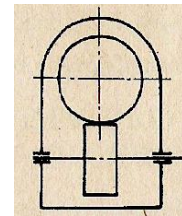
– převodovka šneková



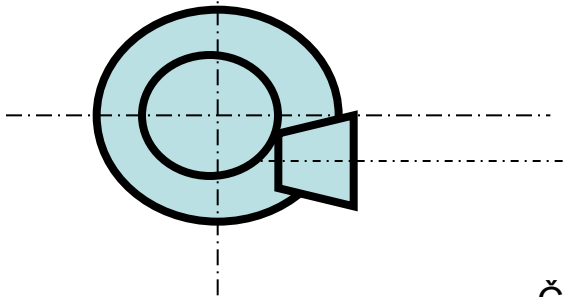
- Soukolí šroubové



– převodovka šroubová



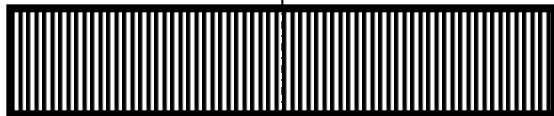
- Soukolí hypoidní



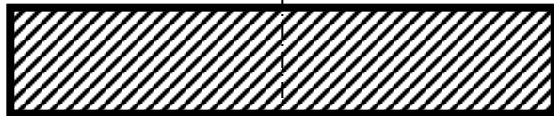
Rozdělení převodů ozubenými koly

2. Podle směru a tvaru zubů

a) Přímé



b) Šikmé



c) Zakřivené

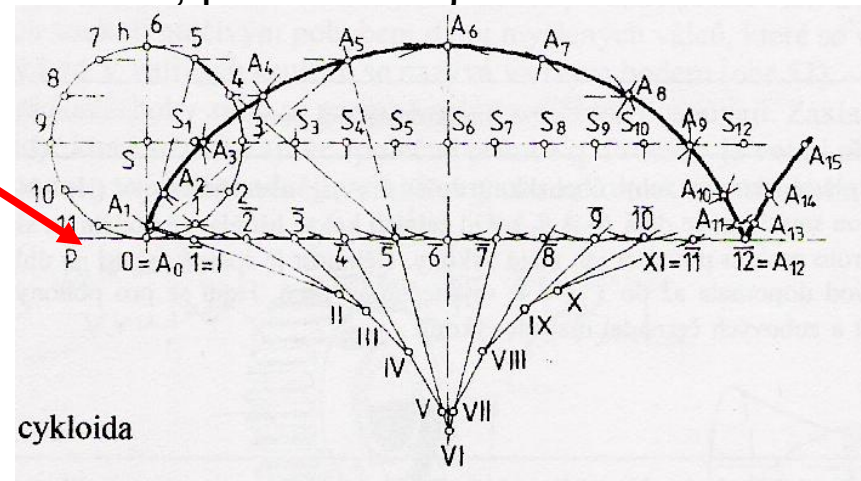
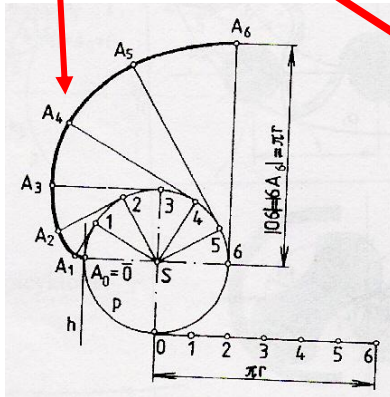


Rozdělení převodů ozubenými koly

3. Podle tvaru boků zubů

- Při vzájemném záběru ozubených kol dochází v dotkových plochách ke ztrátám třením. Aby tyto ztráty byly co nejmenší, musí mít boky zubů nejvhodnější tvar. Nejvhodnější tvary s nízkým třením jsou :

- a) **Tvar evolventy** – je to křivka, kterou opisuje bod na přímce, která se odvaluje po kružnici- použití u většiny kol
- b) **Tvar cykloidy** – je to křivka, kterou opisuje bod na kružnici, která se odvaluje po přímce- méně používané, převážně v jemné mechanice



Základní pojmy ozubeného kola

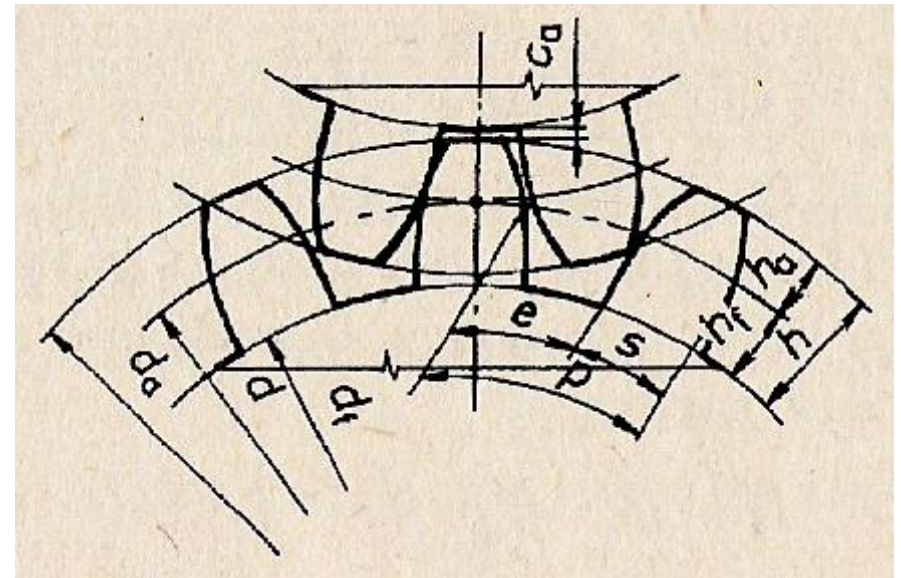
- Ozubená kola jsou složité součásti, které se vyrábějí na speciálních strojích
- Základní veličinou ozubených kol je MODUL – m
- Modul – je část průměru roztečné kružnice, připadající na jeden zub
Obvod roztečné kružnice vypočítáme

$$\pi \cdot d = z \cdot t \Rightarrow d = \frac{t}{\pi} \cdot z = m \cdot z \quad \text{kde} \quad m = \frac{t}{\pi}$$

- Spolu zabírající ozubená kola musí mít vždy stejný modul
- Všechny ostatní geometrické veličiny ozubeného kola jsou odvozeny jako násobek modulu

Základní pojmy ozubeného kola

- Na každém kole rozeznáváme tři hlavní rozměry :
 1. Průměr hlavové kružnice d_a
 2. Průměr roztečné kružnice d
 3. Průměr patní kružnice d_f
- Výška zubů h - vzdálenost mezi d_a a d_f
- Rozteč zubů t (p)-vzdálenost dvou sousedních zubů na roztečné kružnici
- Zubní mezera e
- Tloušťka zubu s



Základní pojmy ozubeného kola

- Nejmenší počet zubů $z_{\min}=14$
- Při menším počtu zubů dochází při výrobě zubové mezery k tzv. podřezávání paty zubu a tím k jeho zeslabení
- Podřezávání zubů odstraňujeme tzv. korigováním zubu, při kterém upravujeme vzdálenost výrobního nástroje od obráběného kola
- Korigování kol používáme i v jiných případech jako je nutnost přenášet velké výkony rozměrově malými koly, nebo při nutnosti upravovat osové vzdálenosti středů hřídelů soukolí

Hlavní geometrické rozměry ozubeného kola

název		Hnací kolo (1)	Hnané kolo (2)
Výška hlavy zubu	h_a	$=m$	$=m$
Hlavová vůle	c_a	$=0,25.m$	$=0,25.m$
Výška paty zubu	h_f	$=m+ c_a$	$=m+c_a$
Výška zubu	h	$= h_a +h_f$	$= h_a +h_f$
Průměr roztečné kruž.	d	$d_1=z_1.m$	$d_2=z_2.m$
Prům.hlavové kružnice	d_a	$d_{a1}=d_1+2.h_a$	$d_{a2}=d_2+2.h_a$
Prům.patni kružnice	d_f	$d_{f1}=d_1-2.h_f$	$d_{f2}=d_2-2h_f$
Rozteč	t	$=\pi.m$	$=\pi.m$
Šířka zub	s	$=t /2$	$=t /2$
Šířka zub. mezery	e	$=s$	$=s$
Šířka ozubeného kola	b	$= (10 až 30).m$	$= (10 až 30).m$

Výpočet ozubených kol

- Výpočet ozubených kol je pracný a poměrně složitý. V dnešní době se používají počítače.
- Uvedeme si příklad výpočtu geometrických rozměrů jednoduchého čelního soukolí
- Kroutící moment na roztečné kružnici

$$M_k = \frac{30000 \cdot P}{\pi \cdot n}$$

- Přibližný výpočet modulu

$$m = \sqrt{\frac{M_{k1}}{(z + 2) \cdot b \cdot \sigma_{Do}}}$$

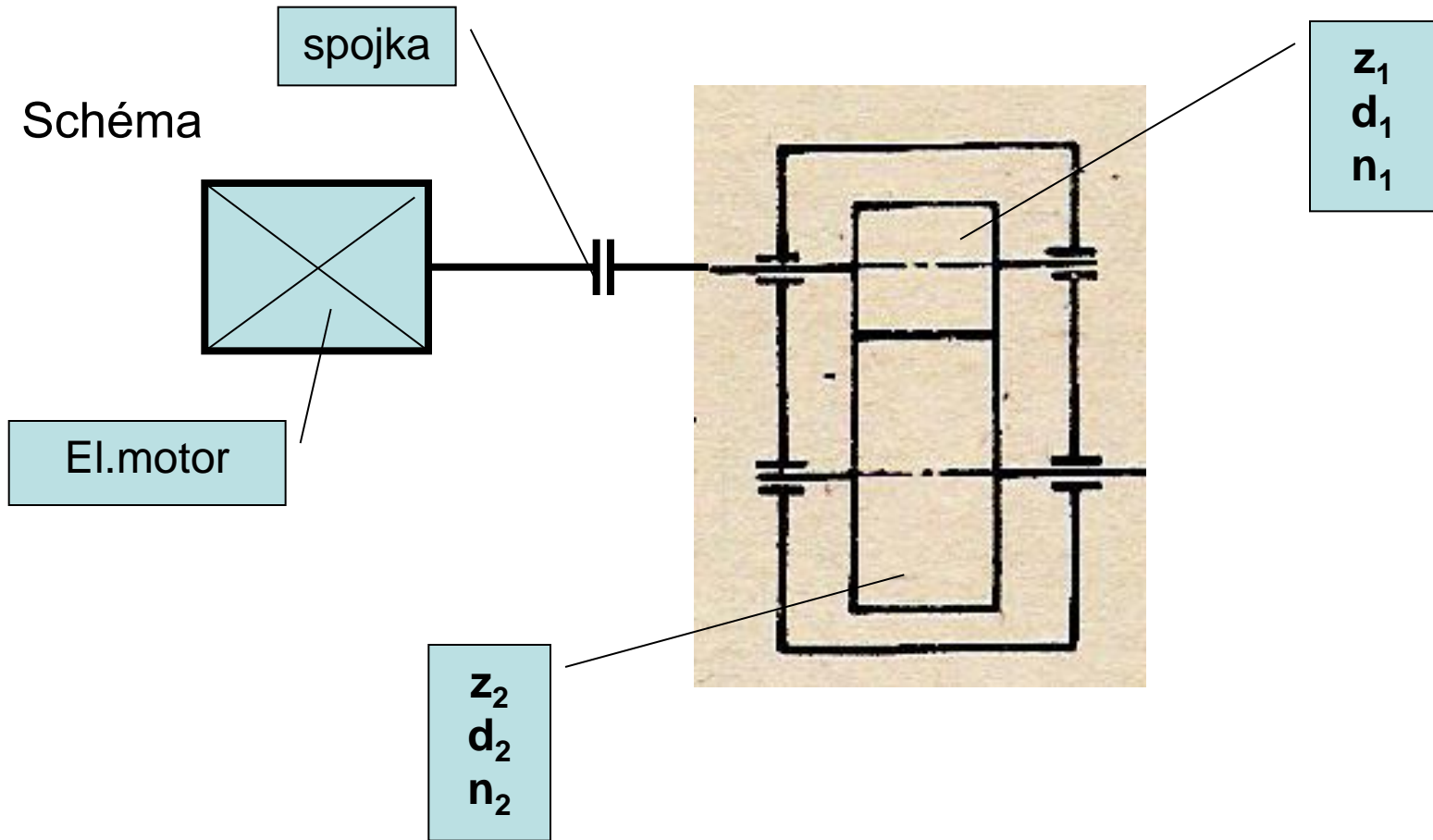
- Vypočtený modul se zaokrouhlí na normalizovaný modul daný normami
- Pomocí normalizovaného modulu vypočítáme rozměry kola

Příklad 4.

- Zadání
 - Navrhněte rozměry ozubení čelní jednoduché převodovky. Převodovka má hnací kolo s počtem zubů $z_1 = 16$, převod je do pomala $i = 3$, materiál ozubených kol 14 420. Převodovka je přes spojku zapojena na elektromotor o výkonu $P = 14 \text{ kW}$ s otáčkami $n_1 = 720 \text{ min}^{-1}$.
- Dáno
 - $i = 3$
 - $z_1 = 16$
 - $P = 14 \text{ kW}$
 - $n_1 = 720 \text{ min}^{-1}$
 - 14 420 odpovídá $\sigma_{D0} = 100 \text{ MPa}$
 - Šířku ozub. Kola volíme $b = 25 \text{ mm}$

Příklad 4

- Schéma



Příklad 4

- Výpočet
1. Kroutící moment na hnacím hřídeli

$$M_{k1} = \frac{30000 \cdot P}{\pi \cdot n_1} = \frac{30000 \cdot 14000}{\pi \cdot 720} = 185680,76 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

2. Modul

$$m = \sqrt{\frac{M_{k1}}{(z_1 + 2) \cdot b \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt{\frac{185680,76}{(16 + 2) \cdot 25 \cdot 100}} = 2,03 \text{ mm}$$

3. Volíme normalizovaný modul $m=2$

Příklad 4

-geometrické rozměry hnacího a hnaného kola

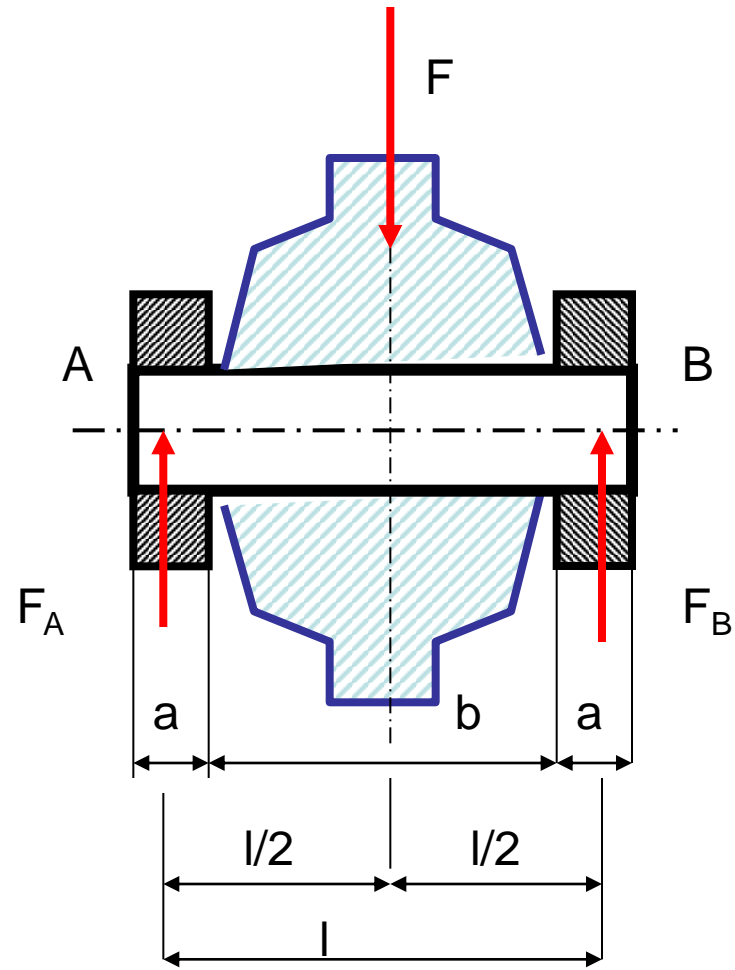
z	$z_1=16$	$z_2=i.z_1=3.16=48$	
h_a	$=m=2$	$=m=2$	mm
c_a	$=0,25.m=0,25.2=0,5$	$=0,25.m=0,25.2=0,5$	mm
h_f	$=m+c_a=2+0,5=2,5$	$=m+c_a=2+0,5=2,5$	mm
h	$=h_a+h_f=2+2,5=4,5$	$=h_a+h_f=2+2,5=4,5$	mm
d	$d_1=z_1.m=16.2=32$	$d_2=z_2.m=48.2=96$	mm
d_a	$d_{a1}=d_1+2.h_a=32+2.2=36$	$d_{a2}=d_2+2.h_a=96+2.2=100$	mm
d_f	$d_{f1}=d_1-2.h_f=32-2.2,5=27$	$d_{f2}=d_2-2.h_f=96-2.2,5=95$	mm
t	$=\pi.m=3,14.2=6,283$	$=\pi.m=3,14.2=6,283$	mm
s	$=t/2=3,14$	$=t/2=3,14$	mm
e	$=s=3,14$	$=s=3,14$	mm

Zadání látky pro samostudium

- Učebnice :
 - Části strojů pro učební a studijní obory SOU a SOŠ
 - Nastudovat látku :
 - str. 105 až 160-Části strojů umožňující pohyb
 - str.187 až 220 –Mechanismy
 - Příprava vyučujícího - PowerPoint
 - Nastudovat příklady :
 - Str.111 až 114-hřídele
 - Str.203 až 206-ozubená kola
 - Příprava vyučujícího - PowerPoint
 - Vypracování příkladů dle zadání vyučujícího

Příklady k samostudium

- **Příklad 1**
- Vypočtete průměr hřídele d řetězové kladky, která je zatížena silou $F = 50 \text{ kN}$ a zkontrolujte tlak v nosném plechu. Materiál hřídele je 11 700, který má dovolené namáhání v ohybu $\sigma_{D0} = 120 \text{ MPa}$. Materiál nosného plechu je 11 373, který má dovolené otláčení $p_D = 70 \text{ MPa}$ ($a = 10 \text{ mm}$, $b = 200 \text{ mm}$)

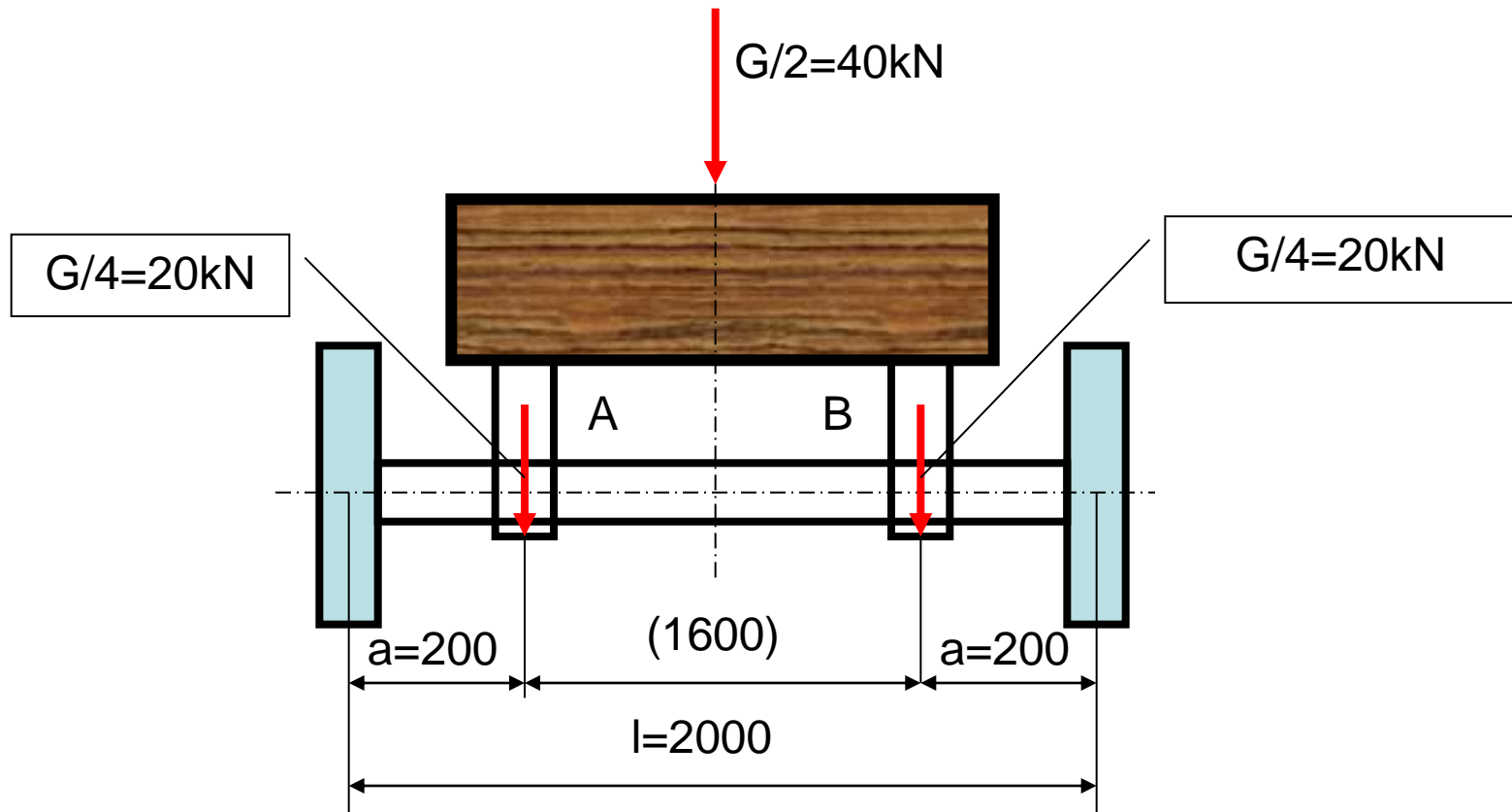


Příklady k samostudium

- **Příklad 2**
- Náprava vagonu je zatížena tíhou $G = 100 \text{ kN}$. Nehybná náprava je vyrobena z oceli o průměru $d=100\text{mm}$ a dovoleného namáhání na ohyb $\sigma_{Do}=80 \text{ MPa}$. Zkontrolujte zda navržená náprava vyhovuje požadavkům, je-li $a = 250 \text{ mm}$ a $l = 2000 \text{ mm}$

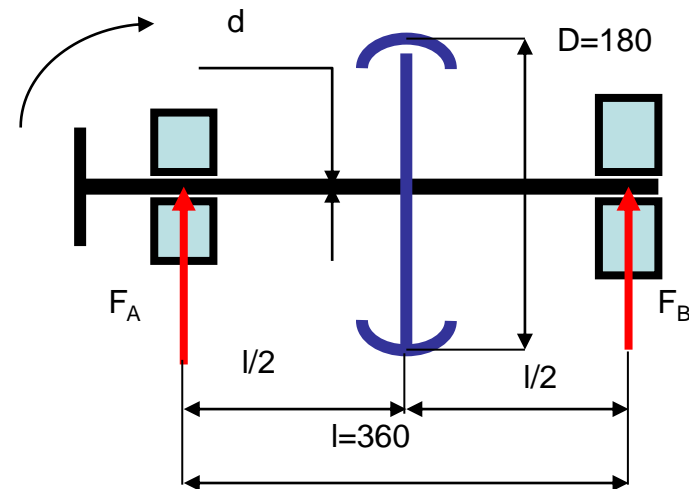
Příklady k samostudium

Příklad 2



Příklady k samostudium

- Příklad 3
- Vypočítejte průměr hřídele d , který přenáší výkon $P=2,0$ kW při otáčkách $n=20$ s⁻¹, za předpokladu, že je namáhán ohybem a krutem. Na hřídeli je řemenice o průměru $D=180$ mm. Materiál hřídele 11 600, kterému odpovídá dovolené namáhání v ohybu $\sigma_{D0}=65$ MPa. ($l=360$ mm)

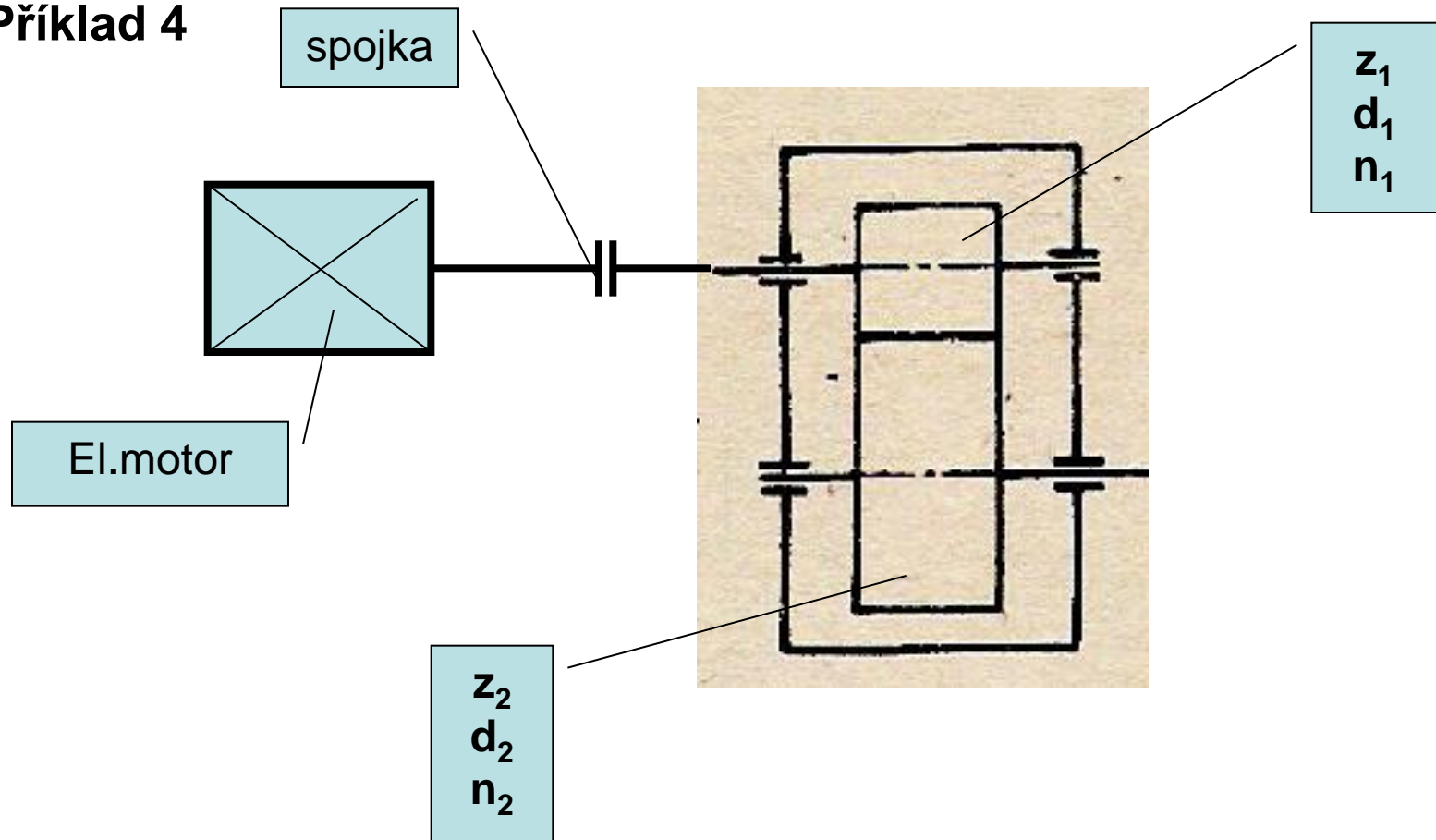


Příklady k samostudium

- **Příklad 4**
- Vypočítej počet zubů hnaného kola z_2 čelní převodovky, která je napojena na elektromotor o otáčkách $n_1 = 12 \text{ s}^{-1}$. Hnací pastorek má počet zubů $z_1 = 18$. Požadované výstupní otáčky hnaného hřídel jsou $n_2 = 4$. Jaký je převodový poměr převodovky i .

Příklady k samostudium

- **Příklad 4**



Příklady k samostudium

- Příklad 5
- Jednoduchá čelní převodovka má hnací kolo s počtem zubů $z_1 = 18$, převod je do pomala $i = 2,5$, materiál ozubených kol 14 420 ($\sigma_{D0} = 100$ MPa). Převodovka je přes spojku zapojena na elektromotor o výkonu $P = 15$ kW s otáčkami $n_1 = 720$ min⁻¹. Vypočítej počet zubů hnaného kola, roztečné, hlavové a patní kružnice hnacího i hnaného kola. (šířka ozubených kol $b = 30$ mm)