

VYSOKÁ ŠKOLA TECHNICKÁ A EKONOMICKÁ
V ČESKÝCH BUDĚJOVICÍCH

Ústav technicko - technologický

MATERIÁLY, KONSTRUKCE, VÝPOČTY, TECHNOLOGIE VÝROBY A MONTÁŽE ZUBOVÉHO ČERPADLA

Autor: Jan Habich

Učo: 18005

Vedoucí práce: doc. Ing. Petr Hrubý, CSc.

Oponent práce: Ing. Jiří Ambrož

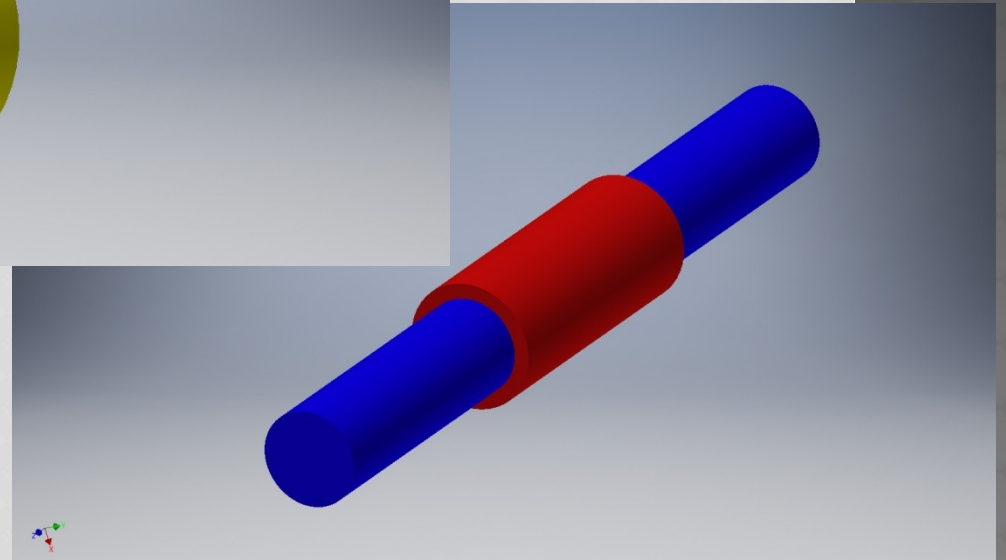
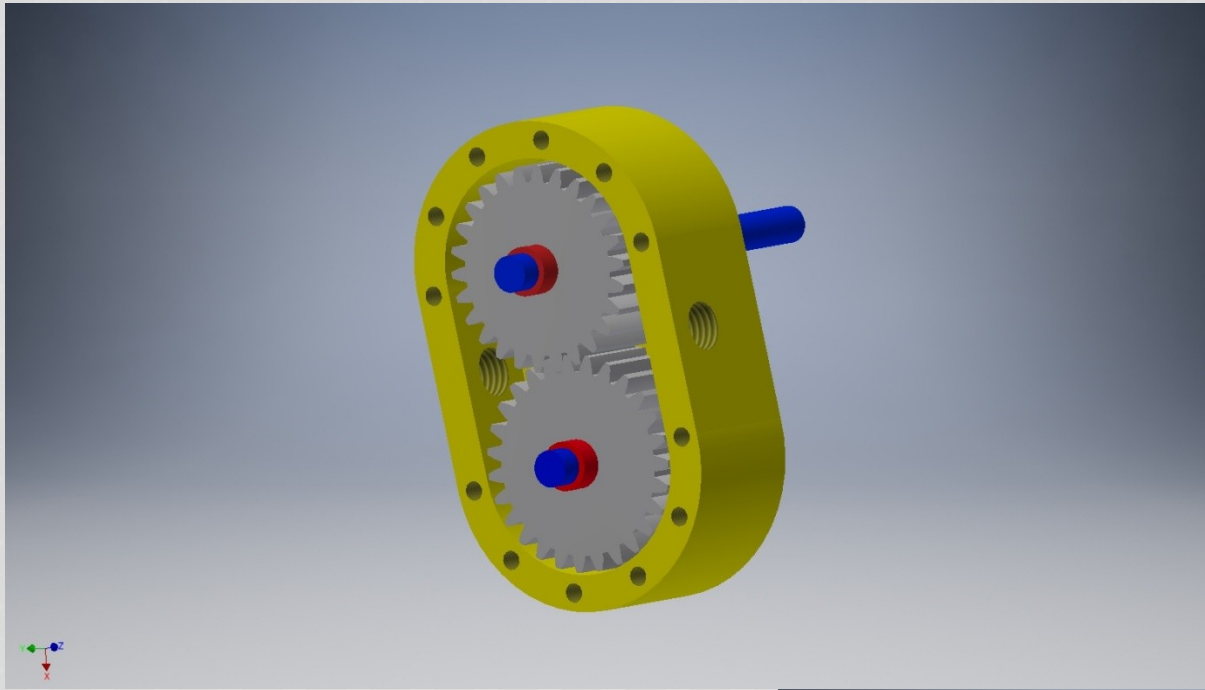
CÍL PRÁCE

- ◉ Formulace vzorců pro spojení náboje s hřídelem
- ◉ Návrh programového vybavení v softwaru Microsoft Excel

OSNOVA

- ◉ Zubové čerpadlo
- ◉ Vliv smykového tření f
- ◉ Přesah
- ◉ Pevnostní hypotéza HMM
- ◉ Příklad
- ◉ Výsledky 1. verze testovacího příkladu
- ◉ Optimalizace
- ◉ Výsledky 2. verze testovacího příkladu
- ◉ Výsledky 3. verze testovacího příkladu
- ◉ Použití MS Excel
- ◉ Vývojový diagram
- ◉ Komunikace ze softwarem

ZUBOVÉ ČERPADLO

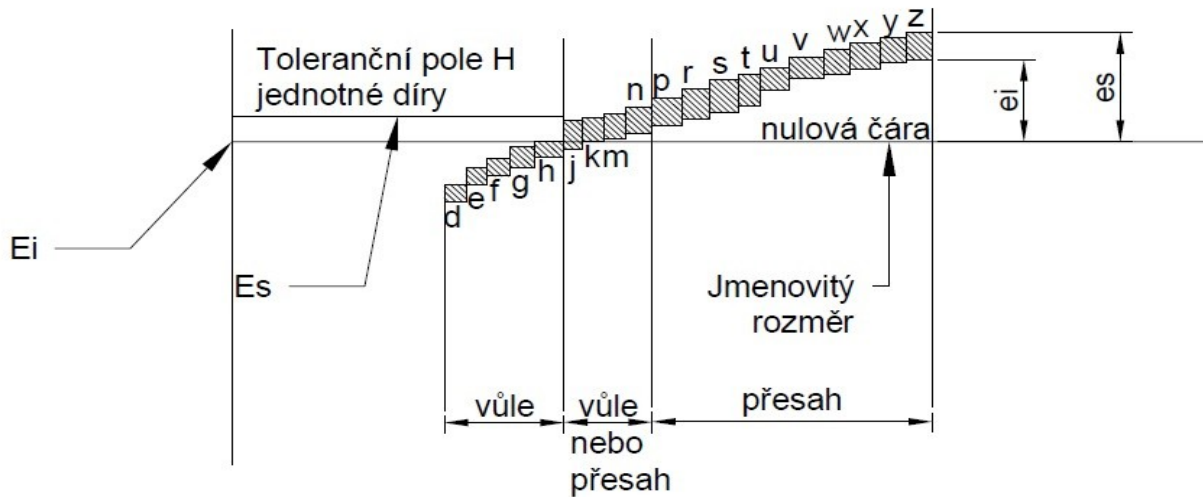


VLIV SMYKOVÉHO TŘENÍ f

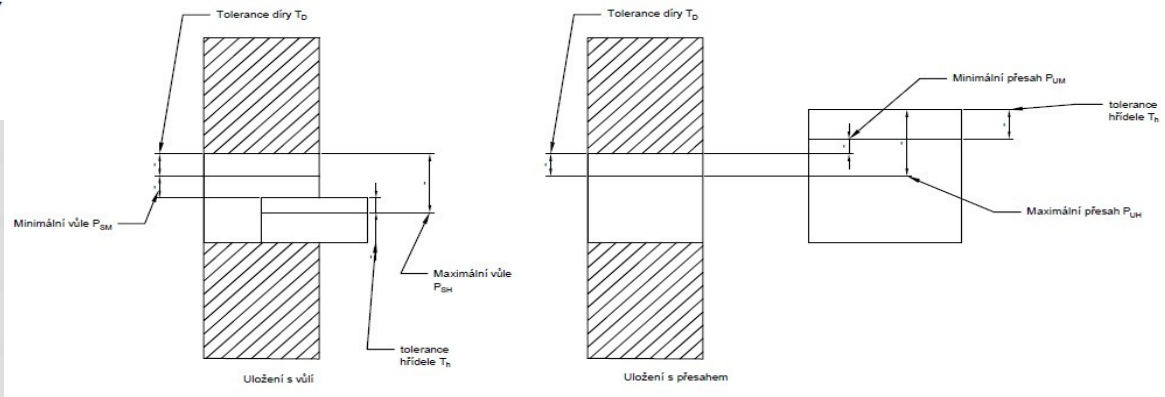
- Velký vliv na spojované součásti
- Doporučuje se využívat zkušeností podniku a experimentálního testování

Specifikace	Hodnota součinitele tření f za klidu
1. obě součásti z oceli, kalené a broušené, čep válcový, lisováno za studena	$f = 0,10$ až $0,15$
2. stejné materiály, čep válcový, plochy hladce obrobené, lisováno za studena	$f = 0,12$ až $0,20$
3. stejné materiály, čep kuželovitý, lisováno za studena	$f = 0,15$ až $0,18$
4. litinová součást na válcovém ocelovém čepu, lisováno za studena	$f = 0,10$ až $0,16$
5. obě součásti z oceli, plochy hladce obrobené, lisováno za tepla	$f = 0,15$ až $0,25$

PŘESAH



$E_s; E_i$; úchytky průměru díry
 $e_s; e_i$; úchytky průměru hřídele

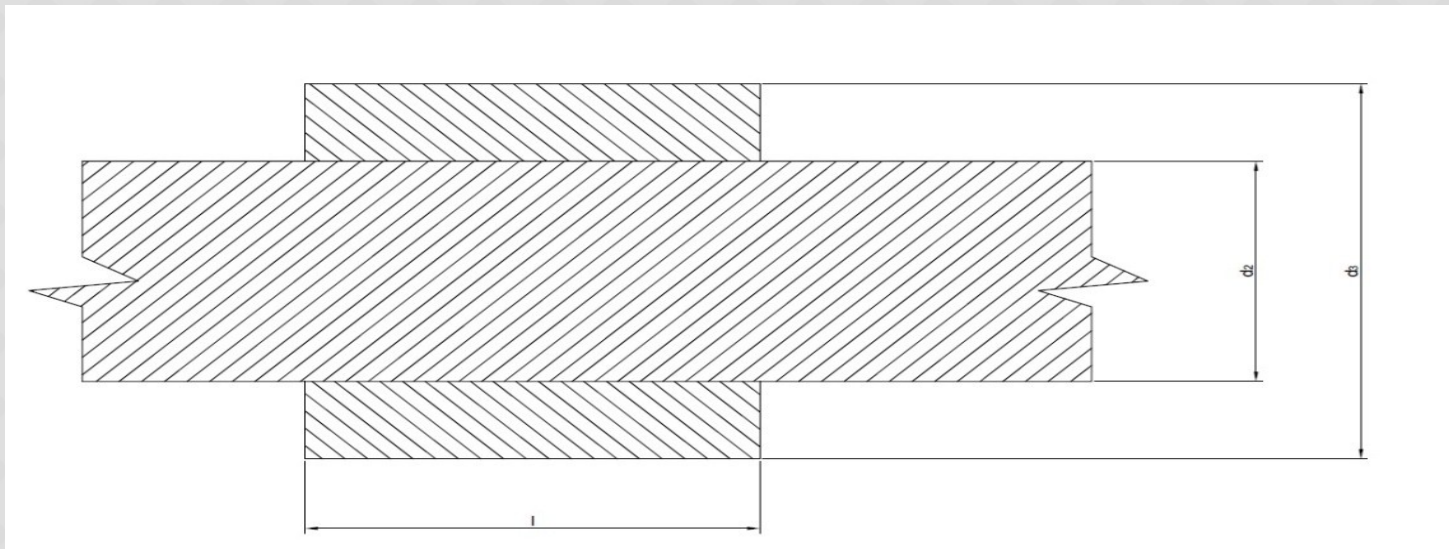


PEVNOSTNÍ HYPOTÉZA HMH

- ⊙ Též zvaná hypotéza podle hustoty deformační energie na změnu tvaru.
- ⊙ O 15% objektivnější výsledky
- ⊙ V souladu s experimenty
- ⊙ Vhodnější pro tvárné materiály

PŘÍKLAD

- Výkon: 33kW
- Otáčky: 3000 min⁻¹
- Materiál: Ocel 11 500



VÝSLEDKY 1. VERZE TESTOVACÍHO PŘÍKLADU

- ⊙ maximální přesah $\Delta d_{2\max} = 85 \mu\text{m}$
- ⊙ redukované napětí $\sigma_{\text{redHMH}} = 495,45 \text{ MPa}$
- ⊙ $k_{\text{skut}} = 0,616 < 1,7 \text{ až } 2 \Rightarrow$ nevyhovuje (*záměr testovacího příkladu*)

OPTIMALIZACE

- ⊙ zvětšení jmenovitého průměru hřídele, průměru náboje nebo délky stykové plochy = většinou konstrukčně nevýhodné
- ⊙ zmenšení potřebného stykového tlaku omezením spolehlivosti výsledku (nižší k_s , větší f) = potenciálně nebezpečné
- ⊙ zpřesnění výroby (menší maximální přesah) = optimální řešení (doporučený 1. krok optimalizace)
- ⊙ volba únosnějšího materiálu náboje = nemívá výrazný efekt a často působí technologické problémy

VÝSLEDKY 2. VERZE TESTOVACÍHO PŘÍKLADU

- ◎ díra 32H6
- ◎ hřídel 32r5
- ◎ maximální přesah $\Delta d_{2\max} = 45 \mu\text{m}$
- ◎ redukované napětí $\sigma_{\text{redHMH}} = 262,27 \text{ MPa}$
- ◎ skutečná bezpečnost $k_{\text{skut}} = 1,16 > 1,2 \Rightarrow$
nevyhovuje

VÝSLEDKY 3. VERZE TESTOVACÍHO PŘÍKLADU

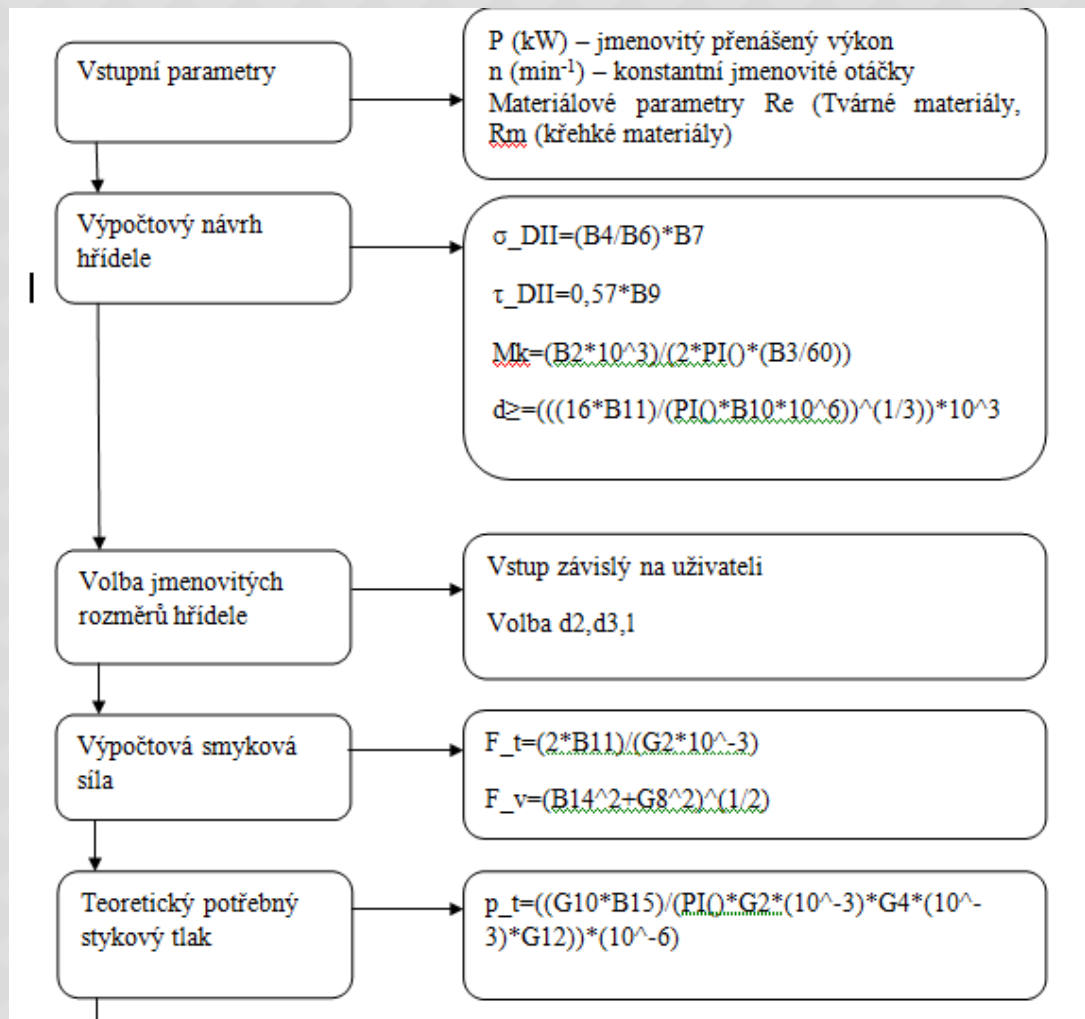
- ◉ Optimalizace geometrie a bezpečnosti návrhu:
- ◉ $l = 50$ mm (úprava průměru většinou bývá konstrukčně a provozně nevýhodná)
- ◉ $k_s = 1,6$
- ◉ $f = 0,12$

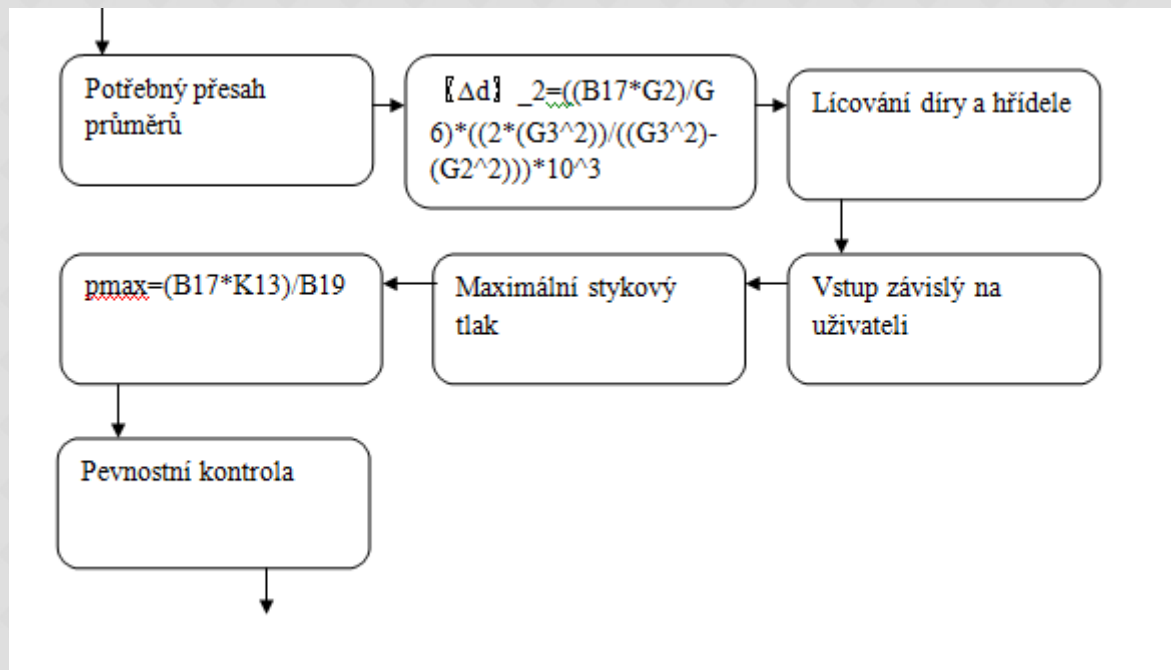
- ◉ díra 32H6
- ◉ hřídel 32p5
- ◉ maximální přesah $\Delta d_{2\max} = 37$ μm
- ◉ redukované napětí $\sigma_{\text{redHMH}} = 215,76$ MPa
- ◉ skutečná bezpečnost $k_{\text{skut}} = 1,40 < 1,2 \Rightarrow$
vyhovuje

POUŽITÍ MS EXCEL

- ⦿ Jednoduchost
- ⦿ Výkonný výpočetní software
- ⦿ Dostupnost

VÝVOJOVÝ DIAGRAM





KOMUNIKACE ZE SOFTWAREM

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M
1	Vstupní parametry					Volba imenovitých rozměrů spoje				Licování díry			
2	P	33 kW	výkon			d2	32 mm			dolní mezní úchytky díry			
3	n	3000 min-1	otáčky			d3	50 mm			EI	0 μm		
4	Re(Tvárné)	245 MPa	Mez kluzu			l	50 mm			horní mezní úchytky díry			
5	Rm(Křehké)	MPa	Mez pevnosti			Youngův modul				ES	39 μm		
6	k	4 (-)	Statická bezpečnost			E	210000 MPa			Licování hřídele			
7	CI	0,85 (-)	součinitel snížení dovoleného napětí při mjiživém zatížení			axiální zatížení spoje				eimin	47,98933 μm		
8	výpočtový návrh hřídele					Fa	0 N			dolní mezní úchytky hřídele			
9	σ _{DII}	52,0625 MPa				bezpečnost proti prokluzu				ei	60 μm		
10	τ _{DII}	29,675625 MPa				k _s	1,6 (-)			horní mezní úchytky hřídele			
11	Mk	105,0422624 Nm				součinitel sevření				es	37 μm		
12	d _z	26,22072934 mm				f	0,12 (-)			maximální možný přesah při montáži			
13	výpočtová smyková síla									Δd2max	37 μm		
14	F _t	6565,141403 N								σ _{max} (Tvárné - Re)	305 MPa		
15	F _v	6565,141403 N								σ _{max} (Křehké - Rm)	0 MPa		
16	teoretický potřebný stykový tlak												
17	p _t	17,41457844 MPa											
18	potřebný přesah průměrů												
19	[Δd] ₂	8,98932943 μm											
20	maximální stykový tlak												
21	p _{max}	71,67825 MPa											
22	HMH Tvárné materiály					HMH Křehké materiály							
23	σ _{1=σ_{t2}}	171,13425 MPa				σ _{1=σ_{t2}}	171,13425 MPa						
24	σ ₂	-71,67825 MPa				σ ₂	-71,67825 MPa						
25	σ _{red=σ_{red}} HMH	216,0817128 MPa				σ _{red=σ_{red}} HMH	216,0817128 MPa						
26	Kontrola												
27	k _{skut}	1,411503066 (-)				k _{skut}	0 (-)						
28	k _{skut} > k _{min}	výsledek je statická bezpečnost > k _{min}				k _{skut} > k _{min}	výsledek je statická bezpečnost > k _{min}						
29													
30													
31													
32													
33													
34													
35													
36													
37													
38													
39													
40													
41													
42													
43													
44													
45													
46													
47													
48													

Děkuji za pozornost