

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

POJEZDOVÝ MECHANISMUS JEŘÁBOVÉ KOČKY

TRAVELING MECHANISM OF CRANE TROLLEY

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

MAREK TRLIČKA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSC.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ BAKALÁRSKÉ PRÁCE

student(ka): Marek Trlica

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Pojezdový mechanismus jeřábové kočky

v anglickém jazyce:

Traveling mechanism of crane trolley

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukční návrh pojezdového mechanismu jeřábové kočky mostového jeřábu. Návrh bude obsahovat i rám kočky. Základní technické parametry:

nosnost kočky 12.500 kg

pojezdová rychlost 30 m/min

klasifikace mechanismu M2 dle CSN ISO 4301/1

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující:

- koncepce navrženého řešení,
- funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent,
- pevnostní výpočet a další výpočty dle vedoucího BP

Výkresová dokumentace obsahující:

- celková sestava zařízení
- podsestavy a výrobní výkresy dle pokynu vedoucího BP

Seznam odborné literatury:

1. POLÁK, J.: Dopravní a manipulační zařízení II., 1. vyd., Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2003, 104 s., ISBN: 80-248-0493-X
2. PAVLISKA, J., HRABOVSKÝ, L.: Dopravní a manipulační zařízení IV, 1. vyd., Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2004, 128 s., ISBN: 80-248-0537-5
3. GAJDUŠEK, J.; ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno, 1988

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 8.11.2010

L.S.

prof. Ing. Václav Píšteck, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Abstrakt

Bakalářská práce se zabývá návrhem pojezdového mechanismu jeřábové kočky s maximální nosností 12,5 tun. Práce obsahuje výpočet výkonu hnacího elektromotoru, pojezdových kol, hřídelí, ložisek. Součástí práce je výkres sestavy a výrobní výkres pojezdového kola.

Klíčová slova

Jeřábová kočka, pojezdové kolo, elektromotor, převodovka.

Abstract

Bachelor work conversant project of traveling mechanism of crane trolley with maximum tonnage 12.5 tons. Work contains calculation effort driving electric motor, travelling wheels, shafts, bearings. A part of work is assemblage drawing and production drawing of travelling wheel.

Key worlds

Crane trolley, travelling wheel, electric motor, transmission.

Bibliografická citace

TRLICA, M. *Pojezdový mechanismus jeřábové kočky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, fakulta strojního inženýrství, 2011, 23 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s využitím rad vedoucího bakalářské práce pana doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc a na základě podkladů uvedených v seznamu použité literatury.

V Brně 25.5.2011

.....

Podpis

Poděkování

Rád by jsem na tomto místě poděkoval panu doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CScn za poskytnuté rady a vedení celé práce.

OBSAH

1 Úvod	1
2 Koncepční návrh	2
3 Výpočet výkonu elektromotoru	2
3.1 Odpor pojízděcích kol	2
3.2 Výkon hnacího elektromotoru	2
3.3 Otáčky hnacího kola	2
3.4 Skutečná pojezdová rychlost	3
3.5 Celkový převodový poměr	3
3.6 Kontrola rozběhového momentu	3
3.7 Kontrola brzdy	3
3.8 Volba motoru a převodovky	4
4 Kontrola ložisek	4
4.1 Základní trvanlivost	4
4.2 Základní trvanlivost v hodinách	4
4.3 Modifikovaná trvanlivost	4
5 Výpočet pojezdového kola	5
5.1 Síla působící na jedno kolo	5
5.2 Minimální průměr kola	5
5.3 Součinitel počtu otáček	5
5.4 Součinitel trvanlivosti	5
5.5 Maximální únosnost kola	5
6 Kontrola pera	6
6.1 V zubové spojce	6
6.1.1 Kontrola na stříh	6
6.1.2 Kontrola na otláčení	6
6.2 V převodovce	6
6.2.1 Kontrola na stříh	6
6.2.2 Kontrola na otláčení	6
6.3 V pojezdovém kole	7
6.3.1 Kontrola na stříh	7
6.3.2 Kontrola na otláčení	7
7 Kontrola hřídelí	8
7.1 Spojovací hřídel	8

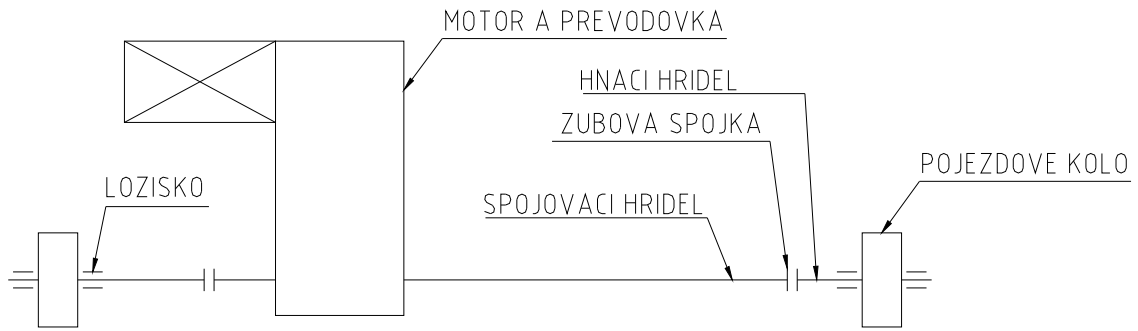
7.2 Hnaný hřídel	9
7.2.1 Průběh VVU	10
7.2.2 Výpočet největšího napětí	11
7.3 Hnací hřídel	13
7.3.1 Průběh VVU	14
7.3.2 Výpočet největšího napětí	15
8 Závěr	19
9 Použitá literatura	20
10 Seznam použitých zkratk a symbolů	21
11 Seznam příloh	23

1 ÚVOD

Cílem této bakalářské práce je navrhnout hlavní parametry pojezdového mechanismu jeřábové kočky o nosnosti 12,5 tun, rozchodu 1750mm a rozvoru 1450mm.

Pojezdový mechanismus je navržen pro rychlost 30m/min pomocí jednoho plochého čelního převodového motoru od firmy SEW. Předpokladem je, že jeřáb bude pracovat uvnitř haly, proto je zanedbán odpor větru a současně rovnoměrné rozložení hmotnosti na všechna kola.

2 Koncepční návrh



Obr.1 Schéma pojezdového mechanismu

Pojezd jeřábové kočky je tvořen centrálním převodovým motorem s dutou výstupní hřídelí. V převodovce je vložen spojovací hřídel, který přenáší kroutící moment přes zubovou spojku na hnací hřídel, která je uložena v soudečkových ložiscích. Kroutícího momentu z hnacího hřídele je přenesen pomocí těsného pera.

3 Výpočet pojezdového ústrojí

-výpočet proveden dle [3] a [4]

3.1 Odpor pojížděcích kol

$$W = \frac{(m + m_c) \cdot g}{R} (e + f_x \cdot r_x) \cdot \kappa \quad (3.1)$$

$$W = \frac{(12\,500 + 3\,000) \cdot 9,81\text{N}}{0,175} (0,0007 + 0,015 \cdot 0,05) \cdot 2,5 = 3149,7\text{N}$$

3.2 Výkon hnacího elektromotoru

$$P = \frac{(W + V) \cdot v_p}{60 \cdot 10^3 \cdot \eta_p} = \frac{(3149,7 + 0) \cdot 30}{60 \cdot 10^3 \cdot 0,9} = 1,75\text{ W} \quad (3.2)$$

volím výkon hnacího elektromotoru 2,2 kW

3.3 Otáčky hnacího kola

$$n_k = \frac{v_p}{\pi \cdot R} = \frac{30}{\pi \cdot 0,35} = 27,28\text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (3.3)$$

volím počet otáček hnacího kola $n_k=26\text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$

3.4 Skutečná pojezdová rychlost

$$v_{ps} = n_k \cdot \pi \cdot D = 26 \cdot \pi \cdot 0,35 = 28,6 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} \quad (3.4)$$

3.5 Celkový převodový poměr

$$i_p = \frac{n_m}{n_k} = \frac{1410}{26} = 54,23 \quad (3.5)$$

3.6 Kontrola rozběhového momentu motoru

$$M_{st} = \frac{W \cdot R}{i_p \cdot \eta_c} = \frac{3149,7 \cdot 0,175}{54,23 \cdot 0,9} = 11,3 \text{ Nm} \quad (3.6)$$

$$F_{ip} = (m + m_c) \cdot \frac{v_p}{60 \cdot t_r} = (12500 + 3000) \cdot \frac{28,6}{60 \cdot 2} = 3694,17 \text{ N} \quad (3.7)$$

$$M_{ip} = \frac{F_{ip} \cdot R}{i_p \cdot \eta_c} = \frac{3649,17 \cdot 0,175}{54,23 \cdot 0,9} = 13,24 \text{ Nm} \quad (3.8)$$

$$M_{ir} = \frac{k \cdot \pi \cdot J_l \cdot n_m}{30 \cdot t_r} = \frac{1,3 \cdot \pi \cdot 59 \cdot 10^{-4} \cdot 1410}{30 \cdot 2} = 0,56 \text{ Nm} \quad (3.9)$$

$$M_r = M_{st} + M_{ip} + M_{ir} = 11,3 + 13,24 + 0,56 = 25,1 \text{ Nm} \quad (3.10)$$

$M_k > M_r$ rozběhový moment vyhovuje

$$W' = W \cdot \frac{n_1}{n} = 3147,9 \cdot \frac{2}{4} = 1547,85 \text{ N} \quad (3.11)$$

$$\sum k = \frac{(m + m_c) \cdot g}{2} = \frac{(12500 + 3000) \cdot 9,81}{2} = 76027,5 \text{ N} \quad (3.12)$$

$$t_{rmin} = \frac{(m + m_c) \cdot v_p}{(f \cdot \sum k - W') \cdot 60} = \frac{(12500 + 3000) \cdot 28,6}{(0,14 \cdot 76027,5 - 1547,85) \cdot 60} = 0,8 \text{ s} \quad (3.13)$$

$t_r > t_{rmin}$ doba rozběhu vyhovuje

3.7 Kontrola brzdy

$$M_{stb} = \frac{W \cdot R \cdot \eta_c}{i_p} = \frac{3149,7 \cdot 0,175 \cdot 0,9}{54,23} = 9,15 \text{ Nm} \quad (3.14)$$

$$M_{ipb} = (m + m_c) \cdot \frac{R \cdot v_p \cdot \eta_c}{60 \cdot i_p \cdot t_b} = (12500 + 3000) \cdot \frac{0,175 \cdot 28,6 \cdot 0,9}{60 \cdot 54,23 \cdot 1} = 21,45 \text{ Nm} \quad (3.15)$$

$$M_{irb} = k \cdot \frac{\pi \cdot J_l \cdot n_m}{30 \cdot 1} = 1,3 \cdot \frac{\pi \cdot 59 \cdot 10^{-4} \cdot 1410}{30 \cdot 1} = 0,871 \text{ Nm} \quad (3.16)$$

$$M_b = M_{stb} + M_{ipb} + M_{irb} = 9,15 + 21,45 + 0,871 = 31,471 \text{ Nm} \quad (3.17)$$

$M_{bs} > M_b$ brzdňý moment vyhovuje

$$t_{bmin} = \frac{(m + m_c) \cdot v_p}{(f \cdot \sum k + W') \cdot 60} = \frac{(12\,500 + 3\,000) \cdot 28,6}{(0,14 \cdot 76\,027,5 + 1547,85) \cdot 60} = 0,6 \text{ s} \quad (3.18)$$

$t_{bs} > t_{bmin}$ doba rozběhu vyhovuje

3.8 Volba motoru a převodovky

dle [5] volím převodovku s integrovaným motorem od firmy SEW

typ převodovky: FH77B

výstupní otáčky: $n_a = 26 \text{ min}^{-1}$

výstupní moment: $M_k = 820 \text{ N.m}$

4 Kontrola ložisek

dle [2]

$$F_R = \frac{(m + m_c) \cdot g}{8} = \frac{(12\,500 + 3\,000) \cdot 9,81}{8} = 19\,006,875 \text{ N} \quad (4.1)$$

$$P = X \cdot F_R + Y \cdot F_a = 1 \cdot 19\,006,875 + 0 \cdot 0 = 19\,006,875 \text{ N} \quad (4.2)$$

4.1 Základní trvanlivost

dle [7] $C = 104\,000 \text{ N}$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{104\,000}{19\,006,875} \right)^{\frac{10}{3}} = 272,7 \cdot 10^6 \text{ ot} \quad (4.3)$$

4.2 Základní trvanlivost v hodinách

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{104\,000}{19\,006,875} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 26} = 174\,807,69 \text{ h} \quad (4.4)$$

4.3 Modifikovaná trvanlivost

$$L_{95h} = a_1 \cdot a_{23} \cdot L_{10h} = 0,62 \cdot 1,6 \cdot 174\,807,69 = 173\,409,2 \text{ h} \quad (4.5)$$

dle [6] $L = 800 \text{ h}$

$L < L_{95h}$

$800 \text{ h} < 173\,409,2 \text{ h}$ ložisko vyhovuje

5 Výpočet pojezdového kola

-výpočet proveden dle [1, str. 75.-78.]

5.1 Síla působící na jedno kolo

$$F_K = \frac{(m + m_c) \cdot g}{4} = \frac{(12\,500 + 3\,000) \cdot 9,81}{4} = 38\,013,75 \text{ N} \quad (5.1)$$

5.2 Minimální průměr kola

$$F_K = k \cdot b_K \cdot D_{Kmin} \Rightarrow D_{Kmin} = \frac{F_K}{k \cdot b_K} = \frac{38\,013,75}{9 \cdot 53} = 79,7 \text{ mm} \quad (5.2)$$

z konstrukčních důvodů volím průměr pojezdového kola 350 mm

tab.1 součinitel druhu materiálu [1, str. 76]

Druh provozu	Hodnota k pro materiál kola
	Ocelolitina 42 2661.1
Lehký	9
Střední	9
Těžký	8,5

5.3 Součinitel počtu otáček

$$f_n = \sqrt{\frac{33,3}{n_a}} = \sqrt{\frac{33,3}{26}} = 1,13 \quad (5.3)$$

5.4 Součinitel trvanlivosti

$$f_h = \sqrt{\frac{Y}{500}} = \sqrt{\frac{800}{500}} = 1,16 \quad (5.4)$$

5.5 Maximální únosnost kola

$$K_{max} = \frac{k}{f_h} \cdot D \cdot b_K \cdot f_n = \frac{9}{1,16} \cdot 350 \cdot 53 \cdot 1,13 = 162\,632,33 \text{ N} \quad (5.5)$$

$$F_K < K_{max}$$

38 013,75 N < 162 632,33 N pojezdové kolo vyhovuje

6 Kontrola pera

6.1 V zubové spojce

V zubové spojce je použito 2x PERO 14e7x9x70

$$F = \frac{2 \cdot M_k}{d} = \frac{2 \cdot 820\,000}{50} = 32\,800 \text{ N} \quad (6.1)$$

6.1.1 Kontrola na stříh

$$l_v = l - b = 70 - 14 = 56 \text{ mm} \quad (6.2)$$

$$\tau = \frac{F}{2 \cdot l_v \cdot b} = \frac{32\,800}{2 \cdot 56 \cdot 14} = 20,9 \text{ MPa} \quad (6.3)$$

$$\tau < \tau_D$$

20,9 MPa < 100 MPa pero vyhovuje

6.1.2 Kontrola na otlačení

$$p = \frac{F}{2 \cdot t_1 \cdot l_v} = \frac{32\,800}{2 \cdot 3,5 \cdot 56} = 83,7 \text{ MPa} \quad (6.4)$$

$$p < p_D$$

83,7 MPa < 130 MPa pero vyhovuje

6.2 V převodovce

V zubové spojce je použito PERO 14e7x9x100

$$F = \frac{2 \cdot M_k}{d} = \frac{2 \cdot 820\,000}{50} = 32\,800 \text{ N} \quad (6.5)$$

6.2.1 Kontrola na stříh

$$l_v = l - b = 100 - 14 = 86 \text{ mm} \quad (6.6)$$

$$\tau = \frac{F}{l_v \cdot b} = \frac{32\,800}{86 \cdot 14} = 27,2 \text{ MPa} \quad (6.7)$$

$$\tau < \tau_D$$

27,2 MPa < 100 MPa pero vyhovuje

6.2.2 Kontrola na otlačení

$$p = \frac{F}{t_1 \cdot l_v} = \frac{32\,800}{3,5 \cdot 86} = 109 \text{ MPa} \quad (6.8)$$

$$p < p_D$$

109 MPa < 130 MPa pero vyhovuje

6.3 V pojezdovém kole

V zubové spojce je použito PERO 16e7x10x80

$$F = \frac{2 \cdot M_k}{d} = \frac{2 \cdot 820\,000}{55} = 29\,818,2 \text{ N} \quad (6.9)$$

6.3.1 Kontrola na stříh

$$l_v = l - b = 80 - 16 = 64 \text{ mm} \quad (6.10)$$

$$\tau = \frac{F}{l_v \cdot b} = \frac{29\,818,2}{64 \cdot 16} = 29,1 \text{ MPa} \quad (6.11)$$

$$\tau < \tau_D$$

29,1 MPa < 100 MPa pero vyhovuje

6.3.2 Kontrola na otláčení

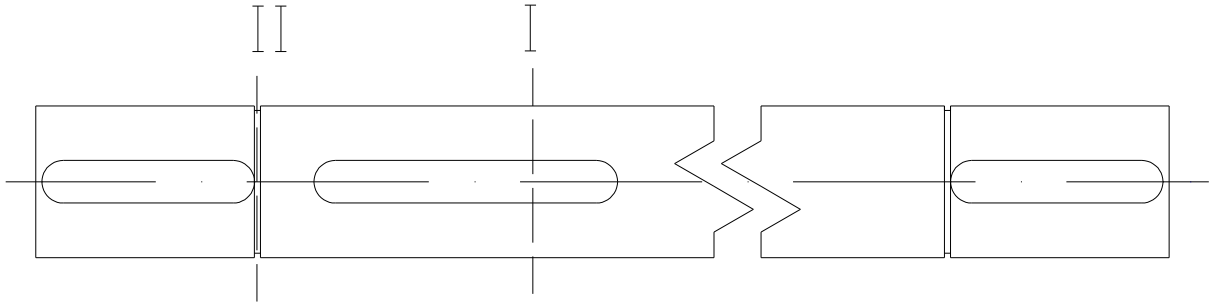
$$p = \frac{F}{t_1 \cdot l_v} = \frac{29\,818,2}{3,8 \cdot 64} = 122,6 \text{ MPa} \quad (6.12)$$

$$p < p_D$$

122,6 MPa < 130 MPa pero vyhovuje

7 Kontrola hřídelí

7.1 Spojovací hřídel



Obr.2 Spojovací hřídel

Průřez I

$$\tau_K = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d^3}{16} \cdot \frac{d \cdot t \cdot (d-t)^2}{2 \cdot d}} = \frac{820\,000}{\frac{\pi \cdot 50^3}{16} \cdot \frac{14 \cdot 5,5 \cdot (50 - 5,5)^2}{2 \cdot 50}} = 35,6 \text{ MPa} \quad (7.1)$$

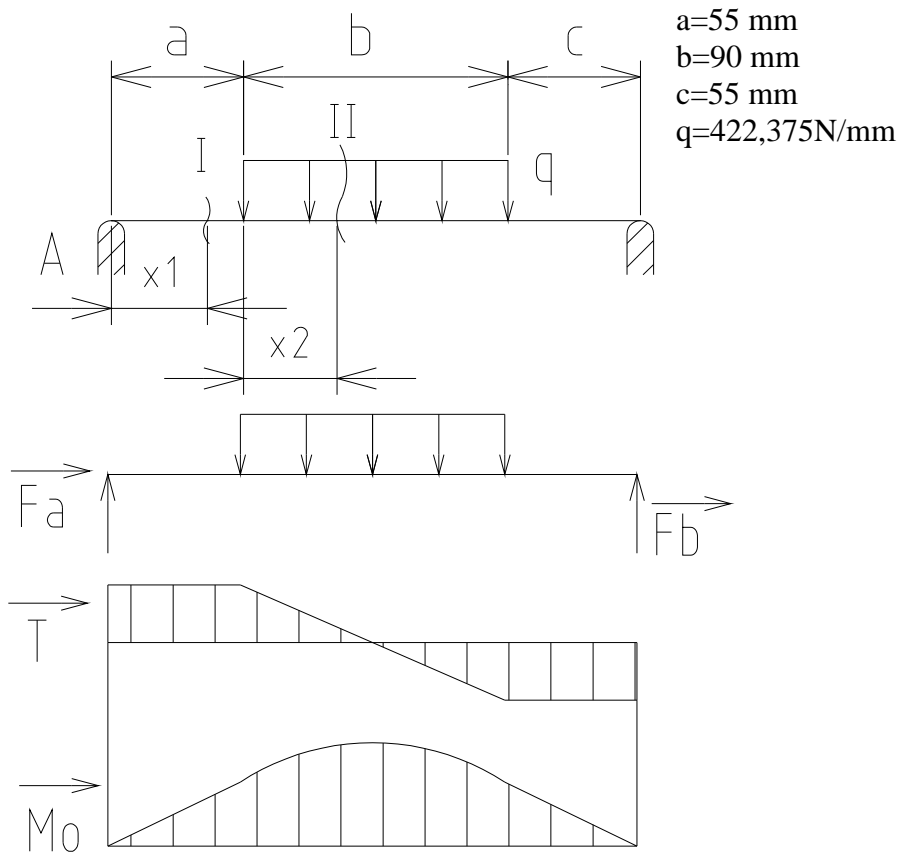
$$\tau_K < \tau_{DK}$$

Průřez II

$$\tau_K = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{820\,000}{\frac{\pi \cdot 47^3}{16}} = 40,2 \text{ MPa} \quad (7.2)$$

$$\tau_K < \tau_{DK} \text{ hřídel vyhovuje}$$

7.2 Hnaný hřídel



Obr.3 Zatížení hného hřídele

$$\sum F_x = 0: N = 0 \quad (7.3)$$

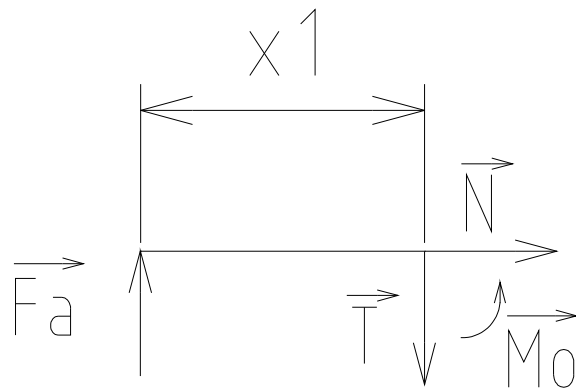
$$\sum F_y = 0: F_a - q \cdot b + F_b = 0 \quad (7.4)$$

$$F_a = q \cdot b - F_b = 422,375 \cdot 90 - 19\,006,875 = 19\,006,875 \text{ N}$$

$$\sum M_{oA} = 0: q \cdot b \cdot \left(a + \frac{b}{2}\right) - F_b \cdot (a + b + c) = 0 \quad (7.5)$$

$$F_b = \frac{q \cdot b \cdot \left(a + \frac{b}{2}\right)}{a + b + c} = \frac{422,375 \cdot 90 \cdot \left(55 + \frac{90}{2}\right)}{55 + 90 + 55} = 19\,006,875 \text{ N}$$

7.2.1 Průběh VVU



Obr.4 Průběh VVU v místě I

$$x_1 \in (0; a)$$

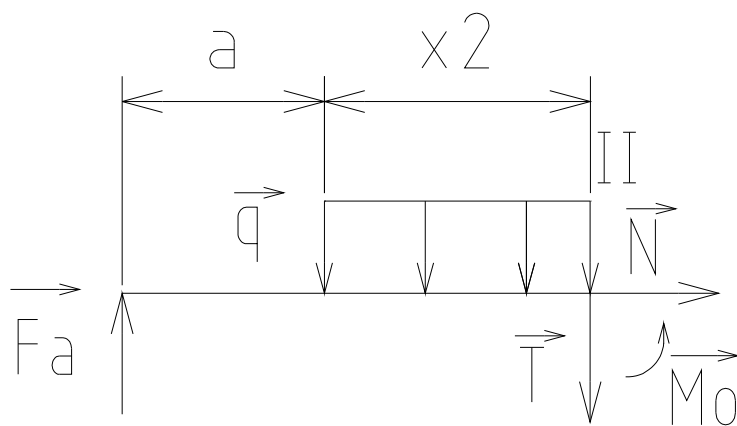
$$\sum F_x = 0 \Rightarrow N = 0 \quad (7.6)$$

$$\sum F_y = 0: F_a - T = 0 \quad (7.7)$$

$$F_a = T$$

$$\sum M_{oA} = 0: T \cdot x_1 - M_o = 0 \quad (7.8)$$

$$M_o = T \cdot x_1$$



Obr.5 Průběh VVU v místě II

$$x_2 \in (0; b)$$

$$\sum F_x = 0: N = 0 \quad (7.9)$$

$$\sum F_y = 0: F_a - q \cdot x_2 - T = 0 \quad (7.10)$$

$$T = F_a - q \cdot x_2$$

$$\sum M_{oA} = 0: q \cdot x_2 \cdot \left(a + \frac{x_2}{2} \right) + T \cdot (a + x_2) - M_o = 0 \quad (7.11)$$

$$M_o = q \cdot x_2 \cdot \left(a + \frac{x_2}{2} \right) + T \cdot (a + x_2)$$

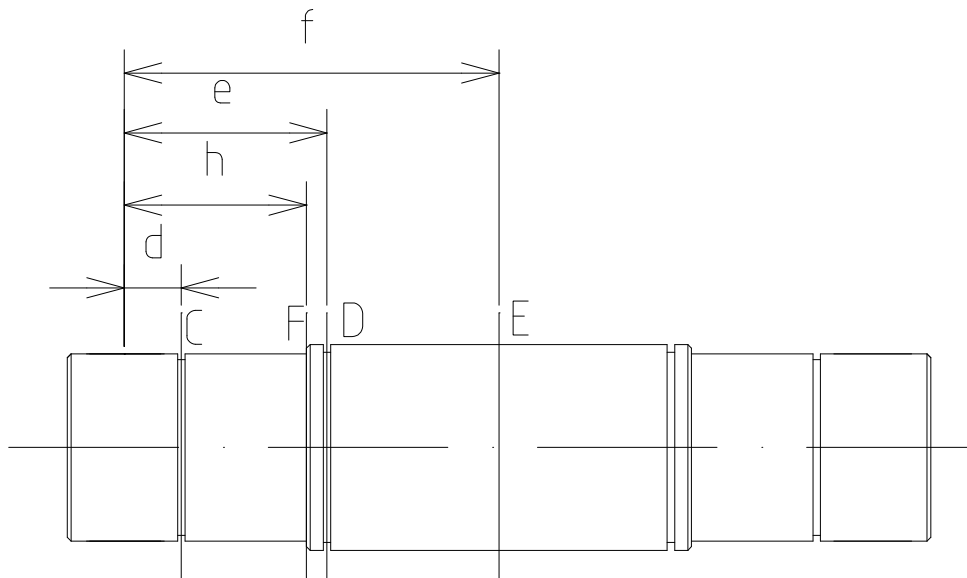
největší ohybový moment je pro $x_2 = b/2$

$$T = F_a - q \cdot \frac{b}{2} = 19006,875 - 422,375 \cdot \frac{90}{2} = 0 \text{ N} \quad (7.12)$$

$$M_{\text{omax}} = q \cdot \frac{b}{2} \cdot \left(a + \frac{\frac{b}{2}}{2} \right) + T \cdot \left(a + \frac{b}{2} \right)$$

$$M_{\text{omax}} = 422,375 \cdot \frac{90}{2} \cdot \left(55 + \frac{\frac{90}{2}}{2} \right) + 0 \cdot \left(55 + \frac{90}{2} \right) = 1473032,813 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (7.13)$$

7.2.2 Výpočet největšího napětí



Obr.6 Hnaná hřídel

Napětí v místě C

$$M_{oc} = F_a \cdot d = 19\,006,875 \cdot 15 = 285\,103 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (7.14)$$

$$W_{oc} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 47^3}{32} = 10\,192,8 \text{ mm}^3 \quad (7.15)$$

$$\sigma_{oc} = \frac{M_{oc}}{W_{oc}} \cdot \alpha = \frac{285\,103}{10\,192,8} \cdot 2 = 55,9 \text{ MPa} \quad (7.16)$$

Napětí v místě D

$$M_{oD} = F_a \cdot e = 19\,006,875 \cdot 55 = 1\,045\,378,125 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (7.17)$$

$$W_{oD} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 52^3}{32} = 13\,804,2 \text{ mm}^3 \quad (7.18)$$

$$\sigma_{oD} = \frac{M_{oD}}{W_{oD}} \cdot \alpha = \frac{1\,045\,378,125}{13\,804,2} \cdot 2 = 151,5 \text{ MPa} \quad (7.19)$$

Napětí v místě E

$$M_{oE} = M_{omax} = 1\,473\,032,813 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (7.20)$$

$$W_{oE} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 55^3}{32} = 16\,333,83 \text{ mm}^3 \quad (7.21)$$

$$\sigma_{oE} = \frac{M_{oE}}{W_{oE}} = \frac{1\,473\,032,813}{16\,333,83} = 90,2 \text{ MPa} \quad (7.22)$$

Napětí v místě F

$$M_{oF} = F_a \cdot h = 19\,006,875 \cdot 48,7 = 925\,634,8 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (7.23)$$

$$W_{oF} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 50^3}{32} = 12\,271,8 \text{ mm}^3 \quad (7.24)$$

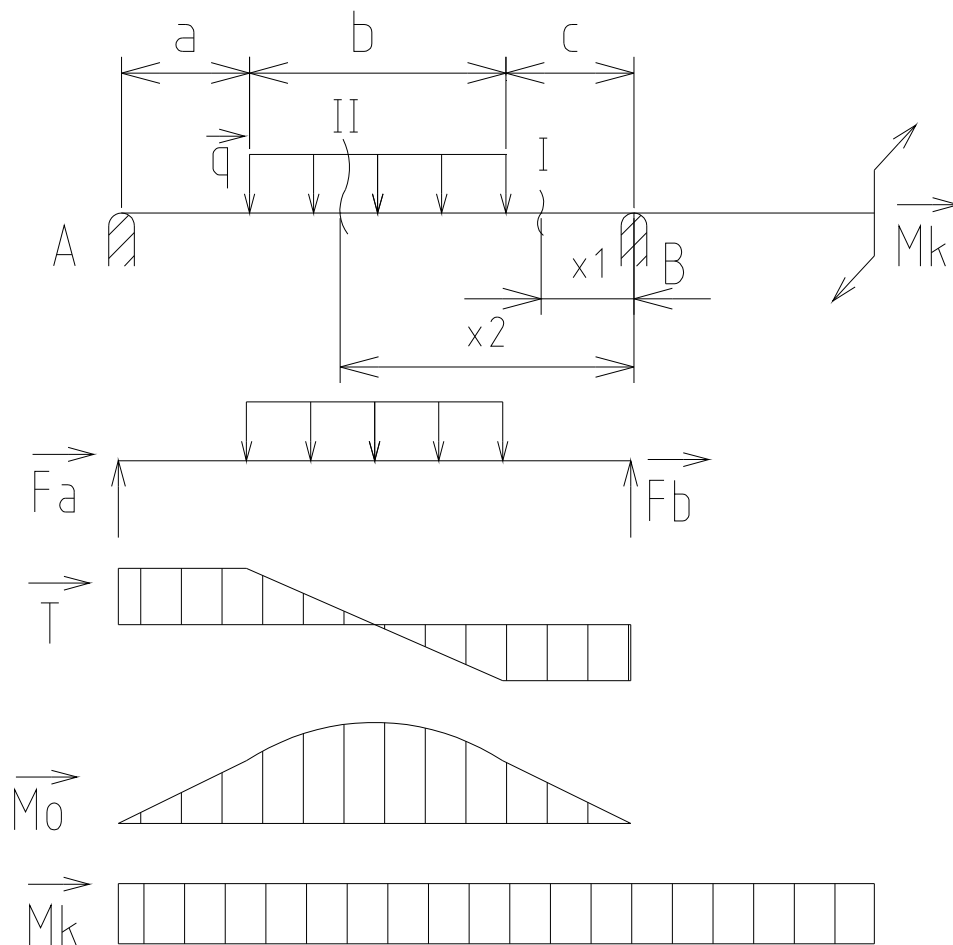
$$\sigma_{oF} = \frac{M_{oF}}{W_{oF}} \cdot \alpha = \frac{925\,634,8}{12\,271,8} \cdot 2 = 150,8 \text{ MPa} \quad (7.25)$$

největší napětí je v místě D

$$\sigma_{oD} < \sigma_{oDov}$$

151,5 MPa < 200 MPa hřídel vyhovuje

7.3 Hnací hřídel



Obr.7 Zatížení hnací hřídele

$$a=55 \text{ mm}$$

$$q=422,375 \text{ N/mm}$$

$$b=90 \text{ mm}$$

$$M_k=820 \text{ Nm}$$

$$c=55 \text{ mm}$$

$$\sum F_x = 0: N = 0 \tag{7.26}$$

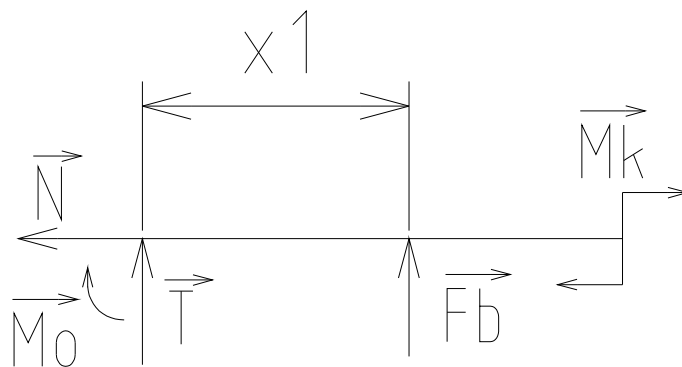
$$\sum F_y = 0: F_a - q \cdot b + F_b = 0 \tag{7.27}$$

$$F_a = q \cdot b - F_b = 422,375 \cdot 90 - 19\,006,875 = 19\,006,875 \text{ N}$$

$$\sum M_{oA} = 0: q \cdot b \cdot \left(a + \frac{b}{2}\right) - F_b \cdot (a + b + c) = 0 \tag{7.28}$$

$$F_b = \frac{q \cdot b \cdot \left(a + \frac{b}{2}\right)}{a + b + c} = \frac{422,375 \cdot 90 \cdot \left(55 + \frac{90}{2}\right)}{55 + 90 + 55} = 19\,006,875 \text{ N}$$

7.3.1 Průběh VVU



Obr.8 Průběh VVU v místě I

$$x_1 \in (0; c)$$

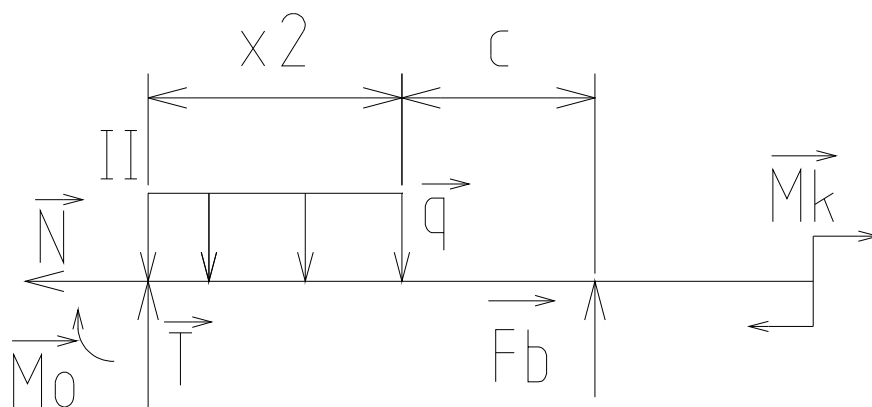
$$\sum F_x = 0: N = 0 \quad (7.29)$$

$$\sum F_y = 0: F_b + T = 0 \quad (7.30)$$

$$T = -F_b$$

$$\sum M_{oB} = 0: T \cdot x_1 + M_o = 0 \quad (7.31)$$

$$M_o = -T \cdot x_1$$



Obr.9 Průběh VVU v místě II

$$x_2 \in (0; b)$$

$$\sum F_x = 0: N = 0 \quad (7.32)$$

$$\sum F_y = 0: F_b - q \cdot x_2 + T = 0 \quad (7.33)$$

$$T = q \cdot x_2 - F_b$$

$$\sum M_{oA} = 0: q \cdot x_2 \cdot \left(c + \frac{x_2}{2} \right) - T \cdot (c + x_2) - M_o = 0 \quad (7.34)$$

$$M_o = q \cdot x_2 \cdot \left(c + \frac{x_2}{2} \right) - T \cdot (a + x_2)$$

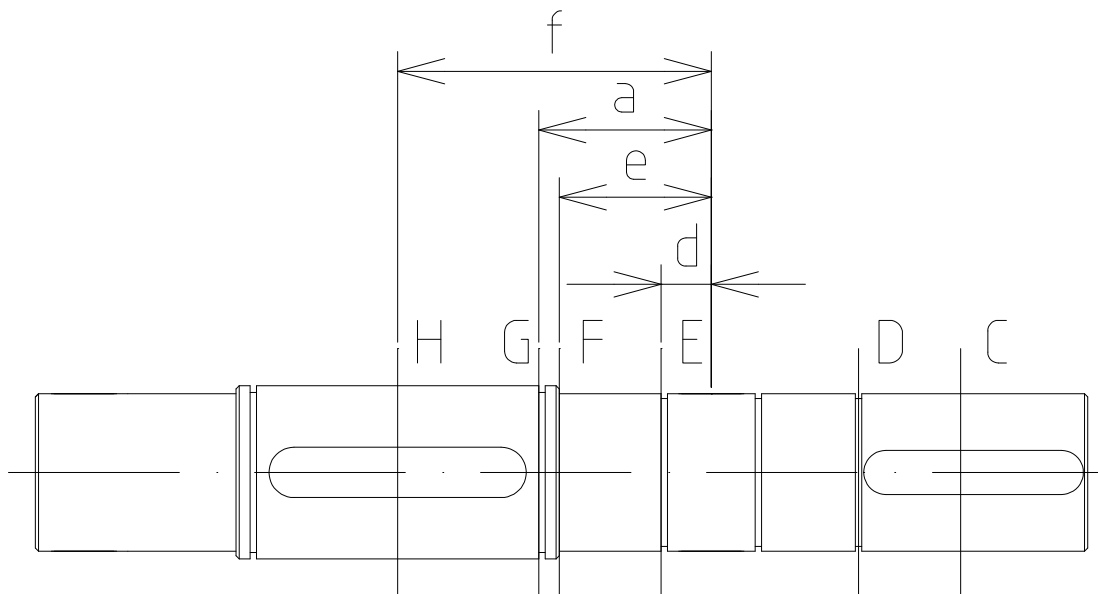
největší ohybový moment je pro $x_2 = b/2$

$$T = q \cdot \frac{b}{2} - F_b = 422,375 \cdot \frac{90}{2} - 19006,875 = 0 \text{ N} \quad (7.35)$$

$$M_{\text{omax}} = q \cdot \frac{b}{2} \cdot \left(c + \frac{\frac{b}{2}}{2} \right) - T \cdot \left(c + \frac{b}{2} \right) \quad (7.36)$$

$$M_{\text{omax}} = 422,375 \cdot \frac{90}{2} \cdot \left(55 + \frac{\frac{90}{2}}{2} \right) - 0 \cdot (55 + 45) = 1473032,813 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

7.3.2 Výpočet největšího napětí



Obr.10 Hnací hřídel

Řez v místě C

Napětí v ohybu

$$M_{oC} = 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$W_{oC} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 50^3}{32} = 12\,271,8 \text{ mm}^3 \quad (7.37)$$

$$\sigma_{oC} = \frac{M_{oC}}{W_{oC}} = \frac{0}{12\,271,8} = 0 \text{ MPa} \quad (7.38)$$

Napětí v krutu

$$M_K = 820\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$W_{KC} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 50^3}{16} = 24\,543,7 \text{ mm}^3 \quad (7.39)$$

$$\tau_{KC} = \beta \cdot \frac{M_K}{W_{KC}} = 1,5 \cdot \frac{820\,000}{24\,543,7} = 50,1 \text{ MPa} \quad (7.40)$$

Řez v místě D

Napětí v ohybu

$$M_{oD} = 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$W_{oD} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 47^3}{32} = 10\,192,8 \text{ mm}^3 \quad (7.41)$$

$$\sigma_{oD} = \alpha \cdot \frac{M_{oD}}{W_{oD}} = 2 \cdot \frac{0}{10\,192,8} = 0 \text{ MPa} \quad (7.42)$$

Napětí v krutu

$$M_K = 820\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$W_{KD} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 47^3}{16} = 20\,385,6 \text{ mm}^3 \quad (7.43)$$

$$\tau_{KD} = \frac{M_K}{W_{KD}} = \frac{820\,000}{20\,385,6} = 40,2 \text{ MPa} \quad (7.44)$$

Řez v místě E

Napětí v ohybu

$$M_{oE} = F_b \cdot d = 19\,006,875 \cdot 16 = 304\,110 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (7.45)$$

$$W_{oE} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 47^3}{32} = 10\,192,8 \text{ mm}^3 \quad (7.46)$$

$$\sigma_{oE} = \alpha \cdot \frac{M_{oE}}{W_{oE}} = 2 \cdot \frac{304\,110}{10\,192,8} = 59,7 \text{ MPa} \quad (7.47)$$

Napětí v krutu

$$M_K = 820\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$W_{KE} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 47^3}{16} = 20\,385,6 \text{ mm}^3 \quad (7.48)$$

$$\tau_{KE} = \frac{M_K}{W_{KE}} = \frac{820\,000}{20\,385,6} = 40,2 \text{ MPa} \quad (7.49)$$

Redukované napětí

$$\sigma_{redE} = \sqrt{\sigma_{oE}^2 + 3 \cdot \tau_{KE}^2} = \sqrt{59,7^2 + 3 \cdot 40,2^2} = 91,7 \text{ MPa} \quad (7.50)$$

Řez v místě F

Napětí v ohybu

$$M_{oF} = F_b \cdot e = 19\,006,875 \cdot 48,5 = 921\,833,4 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (7.51)$$

$$W_{oF} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 50^3}{32} = 12\,271,8 \text{ mm}^3 \quad (7.52)$$

$$\sigma_{oF} = \alpha \cdot \frac{M_{oF}}{W_{oF}} = 2 \cdot \frac{921\,833,4}{12\,271,8} = 150,2 \text{ MPa} \quad (7.53)$$

Napětí v krutu

$$M_K = 820\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$W_{KF} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 50^3}{16} = 24\,543,7 \text{ mm}^3 \quad (7.54)$$

$$\tau_{KF} = \frac{M_K}{W_{KE}} = \frac{820\,000}{24\,543,7} = 33,4 \text{ MPa} \quad (7.55)$$

Redukované napětí

$$\sigma_{redF} = \sqrt{\sigma_{oF}^2 + 3 \cdot \tau_{KF}^2} = \sqrt{150,2^2 + 3 \cdot 33,4^2} = 161 \text{ MPa} \quad (7.56)$$

Řez v místě G

Napětí v ohybu

$$M_{oG} = F_b \cdot a = 19\,006,875 \cdot 55 = 1\,045\,378,1 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (7.57)$$

$$W_{oG} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 52^3}{32} = 13\,804,2 \text{ mm}^3 \quad (7.58)$$

$$\sigma_{oG} = \alpha \cdot \frac{M_{oG}}{W_{oG}} = 2 \cdot \frac{1\,045\,378,1}{13\,804,2} = 151,5 \text{ MPa} \quad (7.59)$$

Napětí v krutu

$$M_K = 820\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$W_{KG} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 52^3}{16} = 27\,608,3 \text{ mm}^3 \quad (7.60)$$

$$\tau_{KG} = \frac{M_K}{W_{KG}} = \frac{820\,000}{27\,608,3} = 29,7 \text{ MPa} \quad (7.61)$$

Redukované napětí

$$\sigma_{\text{redE}} = \sqrt{\sigma_{\text{oE}}^2 + 3 \cdot \tau_{\text{KE}}^2} = \sqrt{151,5^2 + 3 \cdot 29,7^2} = 160 \text{ MPa} \quad (7.62)$$

Řez v místě H

Napětí v ohybu

$$M_{\text{oH}} = M_{\text{omax}} = 1\,473\,032,813 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (7.63)$$

$$W_{\text{oH}} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 55^3}{32} = 16\,333,83 \text{ mm}^3 \quad (7.64)$$

$$\sigma_{\text{oH}} = \alpha \cdot \frac{M_{\text{oH}}}{W_{\text{oH}}} = 1,5 \cdot \frac{1\,473\,032,813}{16\,333,83} = 135 \text{ MPa} \quad (7.65)$$

Napětí v krutu

$$M_K = 820\,000 \text{ Nmm}$$

$$W_{KH} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t \cdot (d-t)^2}{2 \cdot d} = \frac{\pi \cdot 55^3}{16} - \frac{16 \cdot 6,2 \cdot (55-6,2)^2}{2 \cdot 55} = 30\,517,3 \text{ mm}^3 \quad (7.66)$$

$$\tau_{KH} = \frac{M_K}{W_{KG}} = \frac{820\,000}{30\,517,3} = 26,9 \text{ MPa} \quad (7.67)$$

Redukované napětí

$$\sigma_{\text{redH}} = \sqrt{\sigma_{\text{oH}}^2 + 3 \cdot \tau_{KH}^2} = \sqrt{135^2 + 3 \cdot 26,9^2} = 142,8 \text{ MPa} \quad (7.68)$$

největší napětí je v místě F

$$\sigma_{\text{red}} < \sigma_D$$

161 MPa < 180 MPa hřídel vyhovuje

8 Závěr

Cílem této práce bakalářské práce bylo určení hlavních parametrů pojezdového mechanismu jeřábové kočky. Pojezdový mechanismus jeřábové kočky se skládá z plochého čelního převodového motoru v patkovém provedení s dutou výstupní hřídelí od firmy SEW, součástí elektromotoru je integrovaná brzda. V převodovce je vložen spojovací hřídel, který přenáší kroutící moment přes zubovou spojku na hnací hřídel, která je uložena v soudečkových ložiscích. Přenos kroutícího momentu z hnacího hřídele na pojízďecí kolo je pomocí těsného pera.

Součástí práce je i výkresová dokumentace, ve které jsem vytvořil výkres sestavení pojezdového mechanismu a výrobní výkres pojezdového kola.

Ve výpočtové části práce je proveden návrh a kontrola pojízďecích kol, ložisek, per , elektromotoru s převodovkou a u všech hřídelí je proveden výpočet největšího napětí v nebezpečných průřezech.

9 Použitá literatura

- [1] MYNÁŘ, B., KAŠPÁREK, J.: *Dopravní a manipulační zařízení*, Brno, Skriptum pro bakalářské studium .
- [2] LEINVEBER, J., ŘASA, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. Praha : Scientia, 1999. 985 s.
- [3] REMTA, F., KUPKA, L.: *Jeřáby, I.-III. Díl*. Praha : SNTL, 1961.
- [4] PAVLISKA, J., HRABOVSKÝ, L.: *Dopravní a manipulační zařízení IV*, 1. vyd., Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2004, 128 s., ISBN: 80-248-0537-5.
- [5] SEW-EURODRIVE [online]. 2010 [cit. 2011-05-13]. Pohony. Dostupné z WWW: <<http://www.sew-eurodrive.cz/>>.
- [6] ČSN ISO 4301/1. *Jeřáby a zdvihací zařízení*, Praha, 1992, 8 s.
- [7] SKF [online]. [cit. 2011-05-19]. Soudečková ložiska. Dostupné z WWW: <http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=cs&newlink=1_6_9>.
- [8] FERONA [online]. 2004 [cit. 2011-05-19]. Kolejnice jeřábová. Dostupné z WWW: <<http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=33579>>.
- [9] STROJÍRNA KUKLENY spol s.r.o [online]. 2010 [cit. 2011-05-19]. Zubové spojky. Dostupné z WWW:<<http://www.strojirna.cz/index.php/cs/strojirenska-vyroba/spojky/zubove-spojky>>.

10 Seznam použitých zkratk a symbolů

symbol	název	jednotka
b	šířka pera	mm
b _k	účinná šířka kolejničky	mm
D	průměr pojezdového kola	m
e	souč. valivého tření	m
f _č	souč. čepového tření	-
f _h	součinitel trvanlivosti	-
F _{ip}	setrvačná síla posuvných hmot	N
F _K	síla působící na pojezd. Kolo	N
f _n	součinitel počtu otáček	-
F _R	síla působící na ložisko	N
g	gravitační zrychlení	m.s ⁻²
i _p	celkový převodový moment	-
Σk	zatížení hnaných kol	N
l	celková délka pera	mm
l _v	nosná délka pera	mm
m	hmotnost břemene	kg
M _b	brzdový moment	Nm
M _{bs}	brzdový moment motoru	Nm
m _c	hmotnost jeřábové kočky	kg
M _{ip}	setr. moment posuvných hmot	N.m
M _{irb}	setr. moment rotujících hmot	N.m
M _{ir}	setr. moment rotujících hmot	N.m
M _{ipb}	setr. moment posuvných hmot brzdy	N.m
M _k	výstupní moment převodovky	N.m
M _o	ohybový moment	N.mm
M _r	rozběhový moment motoru	N.m
M _{st}	moment pasivních odporů	N.m
M _{stb}	moment pasivních odporů brzdy	N.m
n _a	výstupní otáčky převodovky	ot.min ⁻¹
n _k	otáčky kola	ot.min ⁻¹
n _m	otáčky motoru	ot.min ⁻¹
P	výkon hnacího elektromotoru	W
p	skutečný tlak	MPa
p _D	dovolený tlak	MPa
R	poloměr pojezdového kola	m
r _č	přídavný odpor	-
t _b	doba brždění	s

Symbol	název	jednotka
t_{bmin}	minimální doba brždění	s
t_{bs}	skutečná doba brždění	s
t_r	doba rozběhu	s
t_{rmin}	minimální doba rozběhu	s
t_l	hloubka drážky v náboji	mm
V	odpor větru	N
v_p	pojezdová rychlost	$m \cdot min^{-1}$
W	odpor pojížděcích kol	N
W_k	průřezový modul v krutu	mm^3
W_o	průřezový modul v ohybu	mm^3
Y	trvanlivost pojezdového kola	hod
V	odpor větru	N
τ	skutečné napětí	MPa
τ_D	dovolené napětí	MPa
α	tvarový součinitel	-
σ_o	napětí v ohybu	MPa
σ_{oDov}	dovolené napětí v ohybu	MPa
σ_{red}	redukované napětí	MPa
τ_{DK}	dovolené napětí v krutu	MPa
τ_K	skutečné napětí v krutu	MPa

11 Seznam příloh

Název výkresu	Označení výkresu
JEŘÁBOVÁ KOČKA	1-P23-11/00
POJEZDOVÉ KOLO HNACÍ	3-P23-11/03