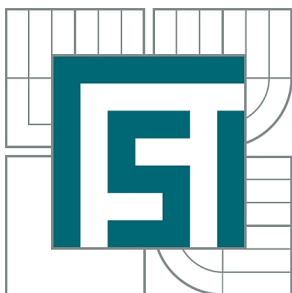


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

HYDRAULICKY POHÁNĚNÉ ČESLE

HYDRAULICALLY DRIVEN SCREENS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

LADISLAV FORMAN

VEDOUcí PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/13

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Ladislav Forman

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:

Hydraulicky poháněné česle

v anglickém jazyce:

Hydraulically driven screens

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh hydraulicky poháněných česlí jako čistícího zařízení před vstupem do malé vodní elektrárny. Základní technické parametry:

šířka 2500 mm

zdvih 3200 mm

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 pokynů vedoucího BP

Seznam odborné literatury:

1. SHIGLEY, J.E. - MISCHKE, Ch.R. - BUDYNAS R.G.: Konstruování strojních součástí, Vydalo VUT v Brně, nakladatelství VUTIUM 2010, ISBN 978-80-214-2629-0
2. ŠKOPÁN, M.: Hydraulické pohony strojů, elektronická skripta VUT v Brně 2009
3. Související ČSN a firemní literatura

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

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/13.

V Brně, dne 31.10.2012



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu



prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan



ABSTRAKT

Hlavním cílem této bakalářské práce je návrh a výpočet vybraných částí hydraulicky poháněných česlí jako čistícího zařízení před vstupem do malé vodní elektrárny.

Celá práce je rozdělena na dvě části. První část se zaměřuje hlavně na výpočet hydraulického mechanismu pro čištění česlí. Druhá část obsahuje výkres celkového sestavení hydraulicky poháněných česlí a podsestavy.

KLÍČOVÁ SLOVA

Hydraulický čistící stroj, česle, lineární hydromotor, rameno, stěrač, malá vodní elektrárna.

ABSTRACT

The main objective of this work is the calculation of selected parts of hydraulically driven screens such as cleaning equipment before entering the small hydro power plants.

The thesis is divided into two parts. The first part focuses mainly on the calculation of hydraulic mechanism for cleaning screens. The second part contains a drawing of the general assembly hydraulically driven screens and sub-assemblies.

KEYWORDS

Hydraulic cleaning machines, screens, linear hydromotor, arm, wiper, small hydro power plant



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

FORMAN, L. *Hydraulicky poháněné česle*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 53 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2013

.....

Ladislav Forman



PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych tímto poděkovat zejména svému vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za cenné rady, připomínky a čas strávený při konzultacích.



OBSAH

Úvod	10
1 Rozdělení hydraulicky poháněných čistících strojů:	11
1.1 Teleskopický čistící stroj	11
1.2 Stacionární hydraulicky dvouramenný čistící stroj	11
1.3 Stacionární hydraulický čistící stroj se zdvojenými rameny	12
1.4 Pojízdny hydraulický dvouramenný stroj	12
2 Koncepce navrženého řešení	13
2.1 Princip funkce čištění	13
2.2 Navržené hydraulické schéma	14
3 Výpočet geometrie v závislosti na natočení úhlů alfa a beta	16
3.1 Kolmá vzdálenost od bodu A k ose hydromotoru I	16
3.2 Kolmá vzdálenost $G1$ od bodu A	16
3.3 Kolmá vzdálenost reakce FBx a FBy od bodu A	17
3.4 Výpočet úhlu odklonu ramene II od svislé osy, procházejícím bodem B	17
3.5 Výpočet kolmé vzdálenosti $G2$ a $G3$ od bodu B	18
3.6 Výpočet kolmé vzdálenosti osy hydromotoru II od bodu B	18
3.7 Výpočet úhlu $\gamma1$	19
3.8 Výpočet kolmé vzdálenosti osy hydromotoru II od bodu A	19
3.9 Výpočtu úhlu γ	20
3.10 Výpočet vzdálenosti rf a rP	20
4 Funkční výpočet zařízení	22
4.1 Výpočet tíhových sil	22
4.1.1 Výpočet tíhové síly $G1$	22
4.1.2 Výpočet tíhové síly $G2$	22
4.1.3 Výpočet tíhové síly $G3$	22
4.2 Výpočet potřebného tlaku ke zvednutí ramene II do horní úvratě	22
4.3 Výpočet přítláčné síly Fp , při stírání česlí na prázdno	23
4.4 Výpočet maximálních sil vyvolanými hydromotory při maximálním dovoleném tlaku 26	
4.5 vnitřní výsledné účinky	30
4.5.1 VVU ramene II	30
4.5.2 VVU ramene I	32
5 Pevnostní výpočet jednotlivých komponentu	35
5.1 Výpočet napětí v ramenech	35
5.1.1 Výpočet napětí v rameni I	35



5.1.2	Výpočet napětí v rameni II	36
5.2	Kontrola čepu B	38
5.3	Kontrola čepu A	40
6	Kontrola hydromotoru vůči ztrátě vzpěrné stability	42
6.1	Kontrola Hydromotoru I	42
6.2	Kontrola Hydromotoru II	43
7	Návrh česlí	44
7.1	Návrh světlé mezery mezi česlicemi	44
7.2	Výpočet tlakových sil	44
7.2.1	Výpočet tlakové síly na česlích	44
7.2.2	Výpočet tlakové síly za česlemi	45
7.2.3	Přítlačná síla	45
7.3	Uvolnění	46
7.4	Výsledné vnitřní účinky na česlích	46
7.5	Určení napětí v sekci	47
	Závěr	48
	Elektronické zdroje	49
	Seznam použitých zkratk a symbolů	50
	Seznam příloh	53



ÚVOD

Cílem této bakalářské práce je navrhnout hydraulické pohánění česlí sloužícího čistícího zařízení před vstupem do malé vodní elektrárny. Základními technickými parametry jsou šířka 2500 mm a zdvih 3200 mm.

Hydraulicky poháněné česle se skládají ze dvou hlavních částí, a to ze samotných česlí a hydraulicky poháněného čistícího stroje. Čistící stroj má za úkol odstraňování nečistot z česlí, v podzimních měsících zejména spadaneho listí či ledových ker v zimě a zajistit bezpečný chod vodní elektrárny. Dále umožňuje dosažení výrazně vyššího energetického využití vodní elektrárny.



1 ROZDĚLENÍ HYDRAULICKY POHÁNĚNÝCH ČISTÍCÍCH STROJŮ:

1.1 TELESKOPICKÝ ČISTÍCÍ STROJ

- je vhodný pro menší výšky zdvihu



obr. 1 Teleskopický čistící stroj [9]

1.2 STACIONÁRNÍ HYDRAULICKY DVOURAMENNÝ ČISTÍCÍ STROJ

- tento čistí stroj se nachází na MVE Bankově nad Jizerou. Shrabky jsou vyhrabávány na pásový dopravník.

Parametry:

Čištěná hloubka: 5 m

Čištěná šířka: 6,3 m

Nosnost hrabla: 600 kg



obr. 2 Čistící stroj MVE Bakov nad Jizerou [8]



1.3 STACIONÁRNÍ HYDRAULICKÝ ČISTÍCÍ STROJ SE ZDVOJENÝMI RAMENY

- pro vyzvedávání objemných plovoucích předmětů je stroj doplněn o hydraulické zvedací zařízení. Stroj se nachází na MVE v Pardubicích na řece Labe.

Parametry:

Čištěná hloubka: 8,5 m

Šířka hrabla: 6,2 m

Nosnost hrabla: 500kg



obr. 3 Čistící stroj vtokových česlí vodních turbín MVE Pardubice – Labe[8]

1.4 POJÍZDNÝ HYDRAULICKÝ DVOURAMENNÝ STROJ

- hydraulické zvedací zařízení pro zvedání velkých břemen není součástí stroje. Shrabky jsou vyzvedávány pomocí čistícího stroje do kontejneru.

Parametry:

Čištěná hloubka: 5,5 m

Šířka hrabla: 3 m

Nosnost hrabla: 500kg



obr. 4 Čistící stroj vtokových česlí vodních turbín MVE Brno Komín – Svatka [8]

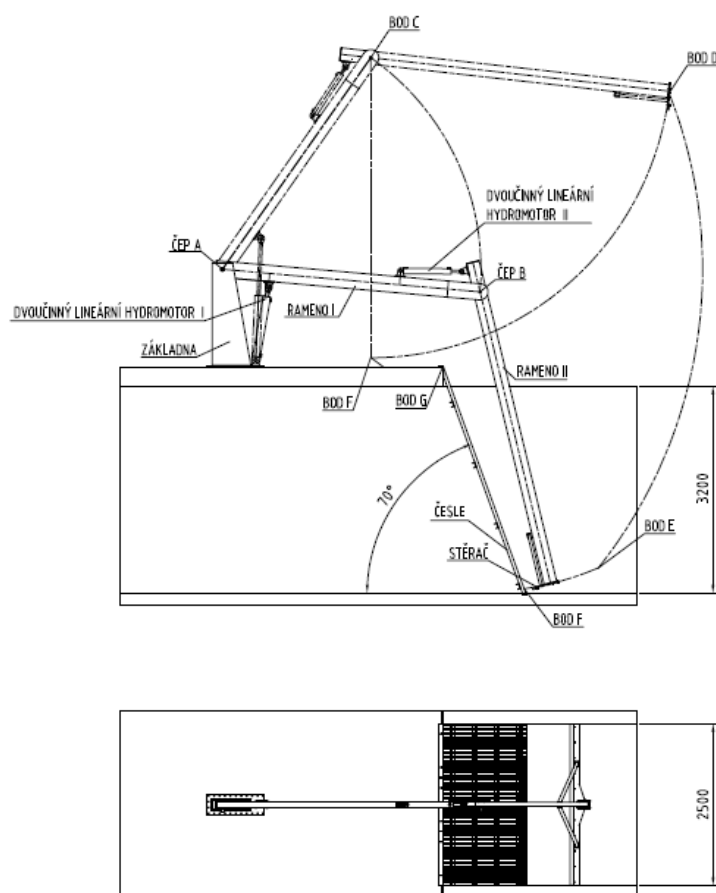


2 KONCEPCE NAVRŽENÉHO ŘEŠENÍ

Hydraulicky poháněné česle se skládají z čistícího stroje a z česlí. Čistící stroj je realizován základnou, která je přišroubována k betonovému základu. K základně je pomocí čepu A připevněno rameno I, které je ovládáno dvojčinným lineárním hydromotorem I. Rameno II je připevněno k rameni I pomocí čepu B a je ovládáno lineárním hydromotorem II. Stěrač je přišroubován k rameni II a pro zvýšení tuhosti je vyztužen pravým a levým ramenem. Česle se skládají ze tří sekcí česlí.

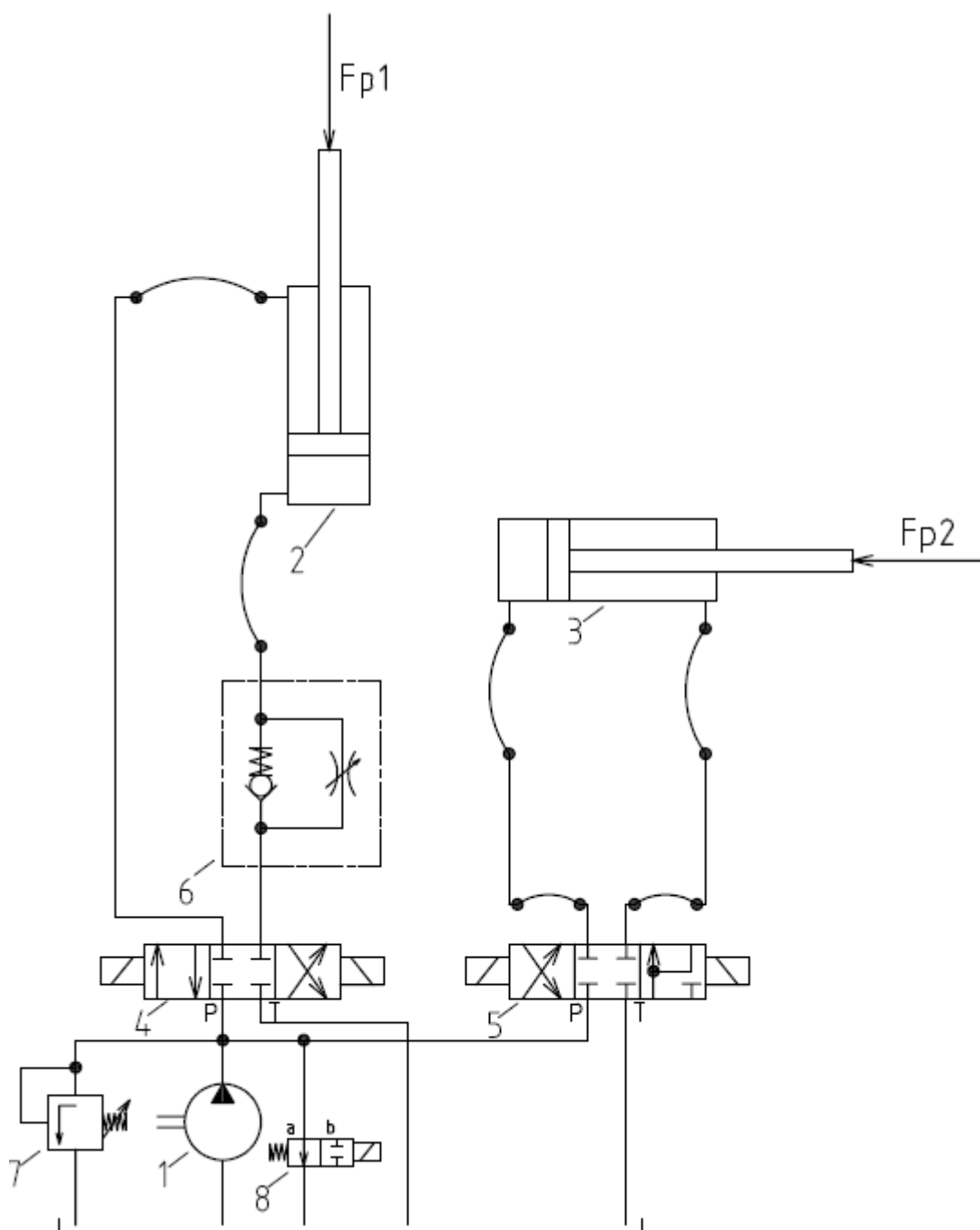
2.1 PRINCIP FUNKCE ČIŠTĚNÍ

Rameno I se nachází v horní úvratí, čep B je totožný s bodem C. Rameno II se zdvihá pomocí hydromotoru II a to tak, že se tlak hydraulického oleje přivádí na plochu mezikruží. Po dosažení ramene II do horní úvratě, se toto rameno vyskytuje v bodě D. Dále dochází ke spuštění ramene I okolo čepu A pomocí hydromotoru I. Po dosažení dolní úvratí ramene I je přitlačen stěrač na česle do bodu F pomocí hydromotoru II a to tak, že se přivede tlak nad i pod píst. Výsledná síla, která je vyvozena tímto zapojením, odpovídá tlaku na plochu pístnice. A zároveň se přivede tlak do hydromotoru I, čímž dojde ke zvýšení tlaku v okruhu. Po překonání tlaku potřebného ke zvednutí ramene I, dojde k postupnému stírání česlí, až do bodu G, kde dojde k vyzvednutí náplavy a posunutím do bodu F dál od kraje česlí. Celý proces se opět opakuje po automatickém nebo ručním sepnutí.



obr. 5 Koncepte navrženého řešení

2.2 NAVRŽENÉ HYDRAULICKÉ SCHÉMA



1 – hydrogenerátor, 2 – hydromotor I (EH 80/50 x 885 – R), 3 – hydromotor II (EH 90/63 x 610 – R), 4 (5) – rozvaděč, 6 – brzdící ventil, 7 – pojistný ventil, 8 – odlehčovací ventil[1]

obr. 6 Návrh hydraulického schématu

Hydromotor I je ovládán rozvaděčem 4 a spouštění je brzděno brzdícím ventilem 7. Hydromotor II je ovládán ventilem 5. Odlehčovací ventil 8[1] je do obvodu zařazen k odlehčení hydrogenerátoru, když jsou rozvaděče 4 a 5 v středové poloze. Při sepnutí elektromagnetu na rozvaděči, dojde též k sepnutí elektromagnetu na odlehčovacím ventilu.



Obvod je chráněn pojistným ventilem proti přetížení, tento ventil je nastaven na 7MPa. Přetížení obvodu způsobené vnějším zatížením, které by mohlo nastat, když jsou rozvaděče 4 a 5 v centrální poloze, se neuvažuje. Proto obvod není vybaven sekundárním pojistným ventilem.

Návrh hydraulického oleje

Protože hydraulický čistící stroj pracuje v blízkosti vodního toku, je potřeba zamezit vzniku ekologické havárie, ke které by mohlo dojít v případě netěsnosti nebo porušení hydraulického obvodu. Nelze použít minerální olej, který doporučuje výrobce hydromotorů.

Náhradou je biologicky rychle odbouratelný olej **PLANTOHYD 46 S**, na bázi speciálních esterů.

tab. 1 Parametry oleje Plantohyd 46S, [7]

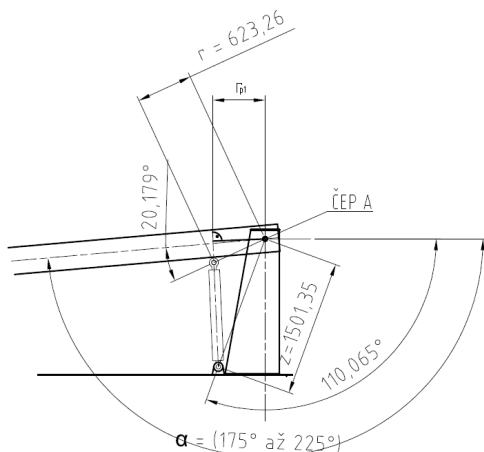
Plantohyd 46 S		46	
	Jednotka		Zkušební metoda
ISO VG		46	
Kinematická viskozita při 40 ° C	mm ² / s	49	DIN EN ISO 3104
při 100 ° C	mm ² / s	9.6	
Viskozitní index		186	DIN ISO 2909
Hustota AT15 ° C	kg/m ³	921	DIN 51 757
Barevný index	ASTM	1.0	DIN ISO 2049
Bod vzplanutí v otevřeném kelímku acc.to Clevelandu	° C	304	DIN ISO 2592
Bod tuhnutí	° C	-42	DIN ISO 3016
Neutralizační číslo	mg KOH / g	1.0	DIN 51 558-1
FZG A / 8, 3/90	Zatížení při porušení etapa	12	DIN ISO 14635-1



3 VÝPOČET GEOMETRIE V ZÁVISLOSTI NA NATOČENÍ ÚHLŮ ALFA A BETA

Úhel alfa α , je úhel natočení ramene I. Úhel beta β , je úhel odklonu ramene II od ramene I.

3.1 KOLMÁ VZDÁLENOST OD BODU A K OSE HYDROMOTORU I



obr. 7 Schéma výpočtu r_{p1}

$$r_{p1} = \frac{r_1 \cdot \sin(\alpha_3)}{\sqrt{z^2 + r_1^2 - 2z \cdot r_1 \cdot \cos(\alpha_3)}} \times z \quad (1)$$

$$\alpha_3 = \alpha - 110,065^\circ - 20,179^\circ \quad (2)$$

Kde:

- r_{p1} mm - kolmá vzdálenost od bodu A k ose hydromotoru I
- r_1 mm - vzdálenost od bodu A k ose horního čepu hydromotoru I
- z mm - vzdálenost od bodu A k ose spodního čepu hydromotoru I
- α_3 ° - úhel svírající r_1 k z
- $\sin(\alpha_3)$ - sinus α_3
- $\cos(\alpha_3)$ - cosinus α_3

3.2 KOLMÁ VZDÁLENOST G1 OD BODU A

$$r_{G1} = l_{G1} \cdot \cos(\alpha_4) = 2000 \text{ mm} \cdot \cos(\alpha_4) \quad (3)$$

$$\alpha_4 = 180 - \alpha \quad (4)$$

Kde:

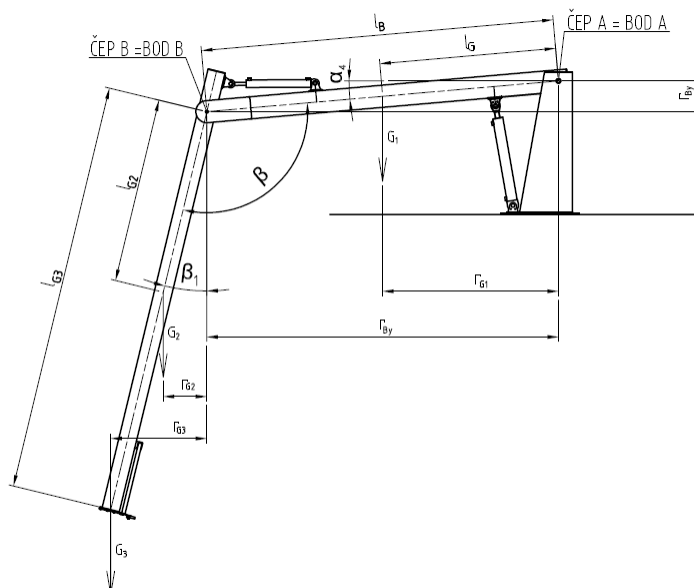
- r_{G1} mm - kolmá vzdálenost G1 od bodu A, závisí na uhlu α



l_{G1} mm - vzdálenost těžiště od bodu A, 2000mm

α_4 ° - úhel odklonu ramene I od osy x

$\cos(\alpha_4)$ - cosinus α_4



obr. 8 Schéma výpočtu l_{G1} , l_{G2} , l_{G3} , r_{Bx} a r_{By}

3.3 KOLMÁ VZDÁLENOST REAKCE F_{Bx} A F_{By} OD BODU A

$$r_{Bx} = l_B \cdot \sin(\alpha_4) = 4000 \text{ mm} \cdot \sin(\alpha_4) \quad (5)$$

$$r_{By} = l_B \cdot \cos(\alpha_4) = 4000 \text{ mm} \cdot \cos(\alpha_4) \quad (6)$$

Kde:

r_{Bx} mm - kolmá vzdálenost reakce F_{Bx} od bodu A

r_{By} mm - kolmá vzdálenost reakce F_{By} od bodu A

l_B mm - pracovní délka ramene I, vzdálenost AB, 4000 mm

3.4 VÝPOČET ÚHLU ODKLONU RAMENE II OD SVISLÉ OSY, PROCHÁZEJÍCÍM BODEM B

$$\beta_1 = \beta - (90^\circ - \alpha_4) \quad (7)$$

Kde:

β_1 ° - úhel odklonu ramene II od svislé osy

β ° - uhel, který svírá rameno I s ramenem II



3.5 VÝPOČET KOLMÉ VZDÁLENOSTI G_2 A G_3 OD BODU B

$$r_{G2} = l_{G2} \cdot \sin(\beta_1) = 2085,95 \text{ mm} \cdot \sin(\beta_1) \quad (8)$$

$$r_{G3} = l_{G3} \cdot \sin(\beta_1) = 4642 \text{ mm} \cdot \sin(\beta_1) \quad (9)$$

Kde:

r_{G2} mm - kolmá vzdálenost G_2 od bodu B

r_{G3} mm - kolmá vzdálenost G_3 od bodu B

l_{G2} mm - vzdálenost působišť G_2 od bodu B, 2085,95 mm

l_{G3} mm - vzdálenost působišť G_3 od bodu B, 4642 mm

3.6 VÝPOČET KOLMÉ VZDÁLENOSTI OSY HYDROMOTORU II OD BODU B

$$r_{p2(B)} = \frac{a \cdot \sin(\beta_3)}{\sqrt{a^2 + b^2 - 2a \cdot b \cdot \cos(\beta_3)}} \cdot b \quad (10)$$

$$r_{p2(B)} = \frac{420,61 \text{ mm} \cdot \sin(\beta_3)}{\sqrt{(420,61 \text{ mm})^2 + (1268,34 \text{ mm})^2 - 2 \cdot 420,61 \text{ mm} \cdot 1268,34 \text{ mm} \cdot \cos(\beta_3)}} \cdot 1268,34 \text{ mm} \quad (11)$$

$$\beta_3 = 180^\circ - \beta_4 - \beta_2 - \beta = 180^\circ - 9,76^\circ - 28,393^\circ - \beta = 141,847^\circ - \beta \quad (12)$$

Kde:

$r_{p2(B)}$ mm - kolmá vzdálenost hydromotoru II od bodu B

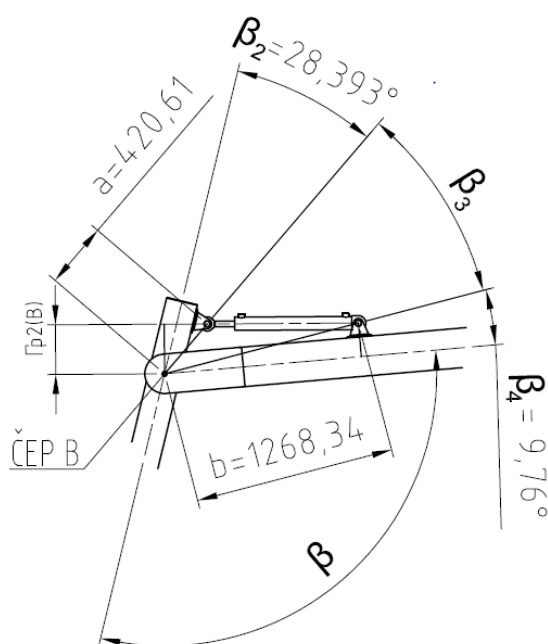
a mm - vzdálenost horního čepu hydromotoru II od bodu B, 420,61 mm

b mm - vzdálenost spodního čepu hydromotoru II od bodu B, 1268,34 mm

β_4 ° - úhel, který svírá osa ramene I se vzdáleností a , $9,76^\circ$

β_2 ° - úhel, který svírá osa ramene II se vzdáleností b , $28,393^\circ$

β_3 ° - úhel, který svírá vzdálenost a se vzdáleností b a je závislý na úhlu β

obr. 9 Schéma výpočtu $r_{p2(B)}$

3.7 VÝPOČET ÚHLU γ_1

$$\gamma_1 = \frac{a \cdot \sin(\beta_3)}{\sqrt{a^2 + b^2 - 2a \cdot b \cdot \cos(\beta_3)}} \quad (13)$$

$$\gamma_1 = \frac{420,61 \text{ mm} \cdot \sin(\beta_3)}{\sqrt{(420,61 \text{ mm})^2 + (1268,34 \text{ mm})^2 - 2 \cdot 420,61 \text{ mm} \cdot 1268,34 \text{ mm} \cdot \cos(\beta_3)}} \quad (14)$$

Kde:

γ_1 ° - úhel, který svírá osa hydromotoru II se vzdáleností b

3.8 VÝPOČET KOLMÉ VZDÁLENOSTI OSY HYDROMOTORU II OD BODU A

$$r_{p2(A)} = \sin(\gamma_2) \cdot \left(L - \frac{c}{\tan(\gamma_2)} \right) \quad (15)$$

$$\gamma_2 = \gamma_1 - 90^\circ + \gamma_3 = \gamma_1 - 9,76^\circ \quad (16)$$

Kde:

$r_{p2(A)}$ mm - kolmá vzdálenost osy hydromotoru II od bodu A

L mm - vzdálenost bodu A od osy konzoly hydromotoru II, 2750 mm

c mm - vzdálenost osy ramene I k ose spodnímu čepu hydromotoru II, 215 mm



γ_2 ° - úhel, který svírá rameno I s hydromotorem II

γ_3 ° - úhel, který svírá vzdálenost b s osou konzoly hydromotoru, $80,24^\circ$

3.9 VÝPOČTU ÚHLU γ

$$\gamma = \arcsin \left(\frac{\sin(\beta_1) \cdot [l_{G3} \cdot \cos(\beta_1) - r_{G3} \cdot \sin(70^\circ)]}{\frac{r_{G3}}{\cos(70^\circ)}} \right) \quad (17)$$

γ ° - úhel, který svírá rameno II s česlemi

$\sin(\beta_1)$ - sinus úhlu β_1

$\sin(70^\circ)$ - sinus 70° , 70° odpovídá úhlu sklonu česlí

$\cos(70^\circ)$ - cosinus 70° , 70° odpovídá úhlu sklonu česlí Výpočet vzdálenosti r_f a r_p

$$r_f = l_{G3} \cdot \sin(\gamma) \quad (18)$$

$$r_p = l_{G3} \cdot \cos(\gamma) \quad (19)$$

Kde:

r_f mm - kolmá vzdálenost síly F od bodu B

r_p mm - kolmá vzdálenost síly F_p od bodu B

$\sin(\gamma)$ - sinus úhlu γ

$\cos(\gamma)$ - cosinus úhlu γ



4 FUNKČNÍ VÝPOČET ZAŘÍZENÍ

4.1 VÝPOČET TÍHOVÝCH SIL

4.1.1 VÝPOČET TÍHOVÉ SÍLY G_1

Rameno I (250 x 100 x 6)

$$G_1 = M_1 \cdot l_1 \cdot g \cdot k_1 = 30,49 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot 4,2 \text{ m} \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \cdot 1,2 \cong 1500 \text{ N} \quad (20)$$

$$M_1 = 30,49 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \quad (21)$$

Kde :

G_1	N	- tíhová síla ramene I
l_1	m	- délka ramene I
k_1		- součinitel předpokládaného nárůstu hmotnosti, zvolím 20%, proto 1,2
M_1	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$	- hmotnost jednoho metru polotovaru jácklu, $30,49 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$, [5]
g	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	- tíhové zrychlení

4.1.2 VÝPOČET TÍHOVÉ SÍLY G_2

Rameno II (200 x 80 x 6)

$$G_2 = M_2 \cdot l_2 \cdot g \cdot k_2 = 24,03 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot 5,1 \text{ m} \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \cdot 1,2 \cong 1445 \text{ N} \quad (22)$$

$$M_2 = 24,03 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \quad (23)$$

Kde:

G_2	N	- tíhová síla ramene II
l_2	m	- délka ramene II, 5,1m
k_2		- součinitel předpokládaného nárůstu hmotnosti, volím 20%, proto 1,2
M_2	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$	- hmotnost jednoho metru polotovaru jácklu, $24,03 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$, [6]
g	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	- tíhové zrychlení

4.1.3 VÝPOČET TÍHOVÉ SÍLY G_3

Tíhová síla G_3 odhadnuta na 400N

4.2 VÝPOČET POTŘEBNÉHO TLAKU KE ZVEDNUTÍ RAMENE II DO HORNÍ ÚVRATĚ

Horní úvrat' ramen II odpovídá úhlu $\alpha = 230^\circ$ a úhlu $\beta = 121^\circ$

$$\sum M_i B = 0 \quad (24)$$

$$G_2 \cdot r_{G2} + G_3 \cdot r_{G3} - p_Z \cdot S_{\odot} \cdot r_{p2(B)} = 0 \quad (25)$$

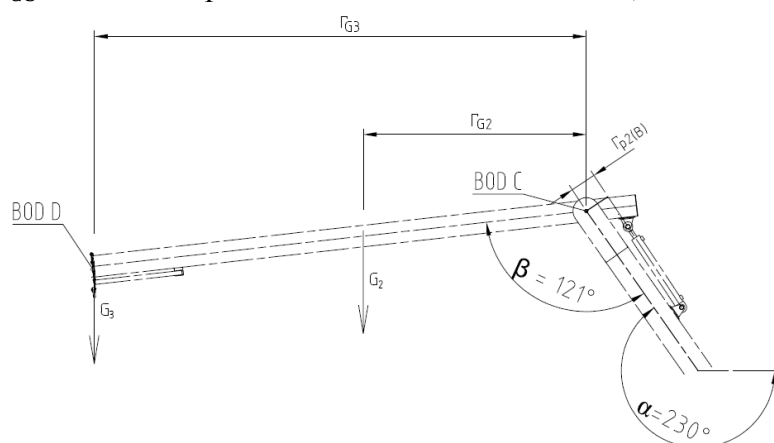


$$p_z = \frac{G_2 \cdot r_{G2} + G_3 \cdot r_{G3}}{S_{\odot} \cdot r_{p2h(B)}} = \frac{1445N \cdot 2060,3mm + 400N \cdot 4584,3N}{3244,48 mm^2 \cdot 213,802 mm} = 6,93MPa \quad (26)$$

$$S_{\odot} = \frac{\pi \cdot (D_{II}^2 - d_{II}^2)}{4} = \frac{\pi \cdot [(90 mm)^2 - (63 mm)^2]}{4} = 3244,48 mm^2 \quad (27)$$

Kde:

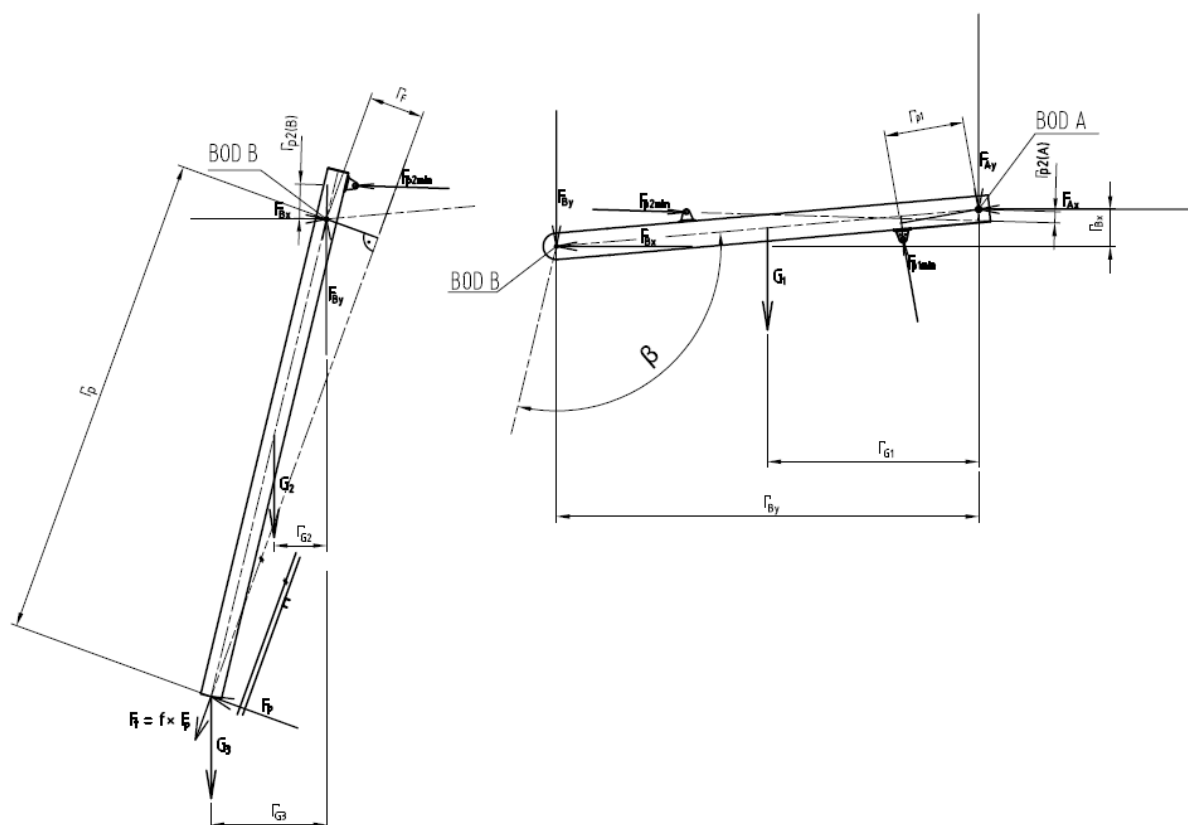
p_z	MPa	- tlak v hydromotoru II při zvedání v horní úvratí
$S_{\odot}$	mm ²	- plocha mezikruží hydromotoru II
D_{II}	mm	- jmenovitý průměr válce hydromotoru II zvolen EH 90/63 x 610 – R, (90mm), [4]
d_{II}	mm	- průměr pístní tyče hydromotoru II zvolen EH 90/63 x 610 – R, (63mm), [4]
$r_{p2(B)}$	mm	- pro horní úvrat' ramene II = 213,802 mm
r_{G2}	mm	- pro horní úvrat' ramene II = 2060,3 mm
r_{G3}	mm	- pro horní úvrat' ramene II = 4584,3 mm



obr. 11 Schéma výpočtu minimálního tlaku v obvodu

4.3 VÝPOČET PŘÍTLAČNÉ SÍLY F_p , PŘI STÍRÁNÍ ČESLÍ NA PRÁZDNO

Na sílu F_p působí pouze G_1, G_2 a G_3 a přítláčná síla vyvozená od hydromotoru II, která odpovídá tlaku, který vznikne v hydromotoru I.



obr. 12 Schéma uvolnění při výpočtu minimální přitlačné síly

Momentová rovnováha k bodu A

$$\sum M_i A = 0 \quad (28)$$

$$-F_{p1min} \cdot r_{p1} + G_1 \cdot r_{G1} + F_{p2min} \cdot r_{p2(A)} - F_{By} \cdot r_{By} - F_{Bx} \cdot r_{Bx} = 0 \quad (29)$$

$$F_{p1min} = p \cdot S_I \quad (30)$$

$$F_{p2min} = p \cdot S_{II} \quad (31)$$

$$S_I = \frac{\pi \cdot D_I^2}{4} = \frac{\pi \cdot (80mm)^2}{4} = 5026,54 \text{ mm}^2 \quad (32)$$

$$S_{II} = \frac{\pi \cdot d_{II}^2}{4} = \frac{\pi \cdot (63mm)^2}{4} = 3117,24 \text{ mm}^2 \quad (33)$$

$$p \cdot (-S_I \cdot r_{p1} + S_{II} \cdot r_{p2(A)}) + G_1 \cdot r_{G1} - F_{By} \cdot r_{By} - F_{Bx} \cdot r_{Bx} = 0 \quad (34)$$

Kde:

F_{p1min} N - síla v hydromotoru I

F_{p2min} N - síla v hydromotoru II



- p MPa - tlak v obvodu, který stírá na prázdno
- S_1 mm² - plocha jmenovitého průměru válce hydromotoru I
- S_2 mm² - plocha pístní tyče hydromotoru II, protože je tlak přiveden pod i nad píst
- D_I mm - jmenovitý průměr válce hydromotoru I volen EH 80/50 x 885 – R ,(80mm), [4]

Momentová rovnováha k bodu B

$$\sum M_{iB} = 0 \quad (35)$$

$$F_{p2min} \cdot r_{p2(B)} + G_2 \cdot r_{G2} + G_3 \cdot r_{G3} - F_{Pt} \cdot r_f - F_p \cdot r_p = 0 \quad (36)$$

$$p \cdot S_{II} \cdot r_{p2(B)} + G_2 \cdot r_{G2} + G_3 \cdot r_{G3} - F_p \cdot (f \cdot r_f + r_p) = 0 \quad (37)$$

$$p = \frac{F_p \cdot (f \cdot r_f + r_p) - G_2 \cdot r_{G2} - G_3 \cdot r_{G3}}{S_{II} \cdot r_{p2(B)}} \quad (38)$$

Kde:

F_{Pt} N - třecí síla, vyvozená součinitelem tření a přitlačnou silou F_p

f - součinitel tření, $f = 0,2$,[2] (str. 34)

Silová rovnováha k ose x

$$\sum F_{ix} = 0 \quad (39)$$

$$-F_{Ptx} - F_{Px} + F_{Bx} - F_{p2xmin} = 0 \quad (40)$$

$$F_{Bx} = p \cdot S_{II} \cdot \cos(\gamma_3) + F_p \cdot f \cdot \sin(20^\circ) + F_p \cdot \cos(20^\circ) \quad (41)$$

$$F_{Bx} = p \cdot S_{II} \cdot \cos(\gamma_3) + F_p \cdot (f \cdot \sin(20^\circ) + \cos(20^\circ)) \quad (42)$$

Silová rovnováha k ose y

$$\sum F_{iy} = 0 \quad (43)$$

$$-F_{Pty} + F_{Py} - F_{By} + F_{p2ymin} - G_3 - G_2 = 0 \quad (44)$$

$$F_p \cdot (\sin(20^\circ) - f \cdot \cos(20^\circ)) - F_{By} + p \cdot S_{II} \cdot \sin(\gamma_3) - G_3 - G_2 = 0 \quad (45)$$

$$F_{By} = -G_3 - G_2 + F_p \cdot (\sin(20^\circ) + f \cdot \cos(20^\circ)) + p \cdot S_{II} \cdot \sin(\gamma_3) \quad (46)$$

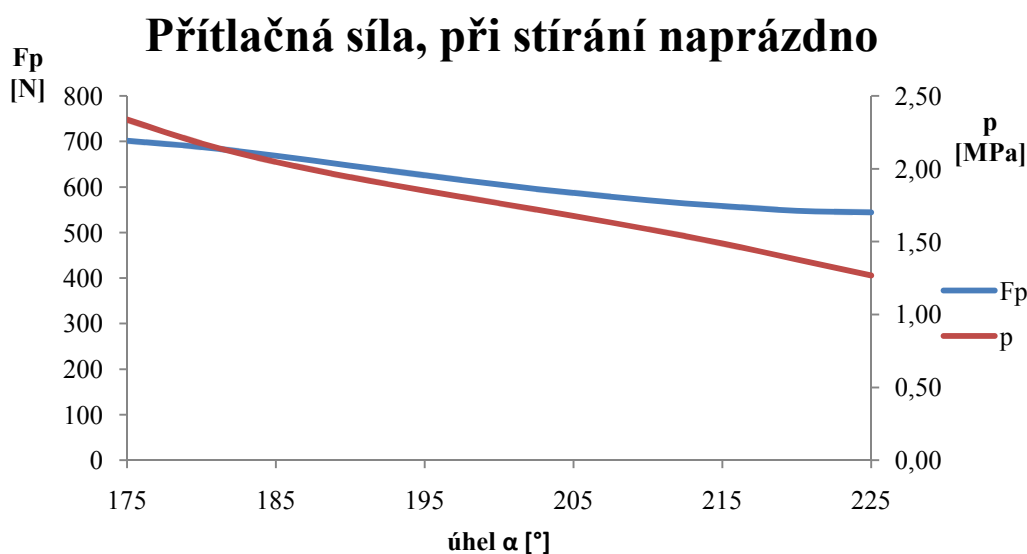


Vzorec pro sílu F_p byl odvozen z rovnic (34), (38), (42) a (46).

$$F_p = \frac{\left(\frac{-G_2 \cdot r_{G2} - G_3 \cdot r_{G3}}{S_{II} \cdot r_{p2(B)}} \right) \cdot (-S_I \cdot r_{p1} + S_{II} \cdot (r_{p2(A)} + r_{Bx} \cdot \cos(\gamma_3))) + G_1 \cdot r_{G1} - \left(-G_3 - G_2 + \left(\frac{-G_2 \cdot r_{G2} - G_3 \cdot r_{G3}}{S_{II} \cdot r_{p2(B)}} \right) \cdot S_{II} \cdot \sin(\gamma_3) \right) \cdot r_{By}}{\left[\left(\frac{(f \cdot r_f + r_p)}{S_2 \cdot r_{p2(B)}} \right) \cdot (S_{II} \cdot (\sin(\gamma_3) r_{By} - r_{p2(A)} - r_{Bx} \cdot \cos(\gamma_3)) + S_I \cdot r_{p1}) + (\sin(20^\circ) + f \cdot \cos(20^\circ) \cdot r_{By}) + (f \cdot \sin(20^\circ) + \cos(20^\circ)) \cdot r_{Bx} \right]}$$

(47)

Pro minimální tlak bylo dosazeno do rovnice (38).



tab. 3 Přítlačná síla při zvedání na prázdno

α [°]	175	180	185	190	195	200	205	210	215	220	225
F_p [N]	701,5	687,4	668,2	647,0	625,5	605,2	586,8	570,9	557,9	547,95	544,15
p [MPa]	2,34	2,17	2,05	1,94	1,85	1,76	1,68	1,59	1,49	1,38	1,27

4.4 VÝPOČET MAXIMÁLNÍCH SIL VYVOLANÝMI HYDROMOTORY PŘI MAXIMÁLNÍM DOVOLENÉM TLAKU

$$F_{p1} = p \cdot S_I = p_{max} \cdot \frac{\pi \cdot D_I^2}{4} = 7 \text{ MPa} \cdot \frac{\pi \cdot (80 \text{ mm})^2}{4} = 35182,84 \text{ N} \quad (48)$$

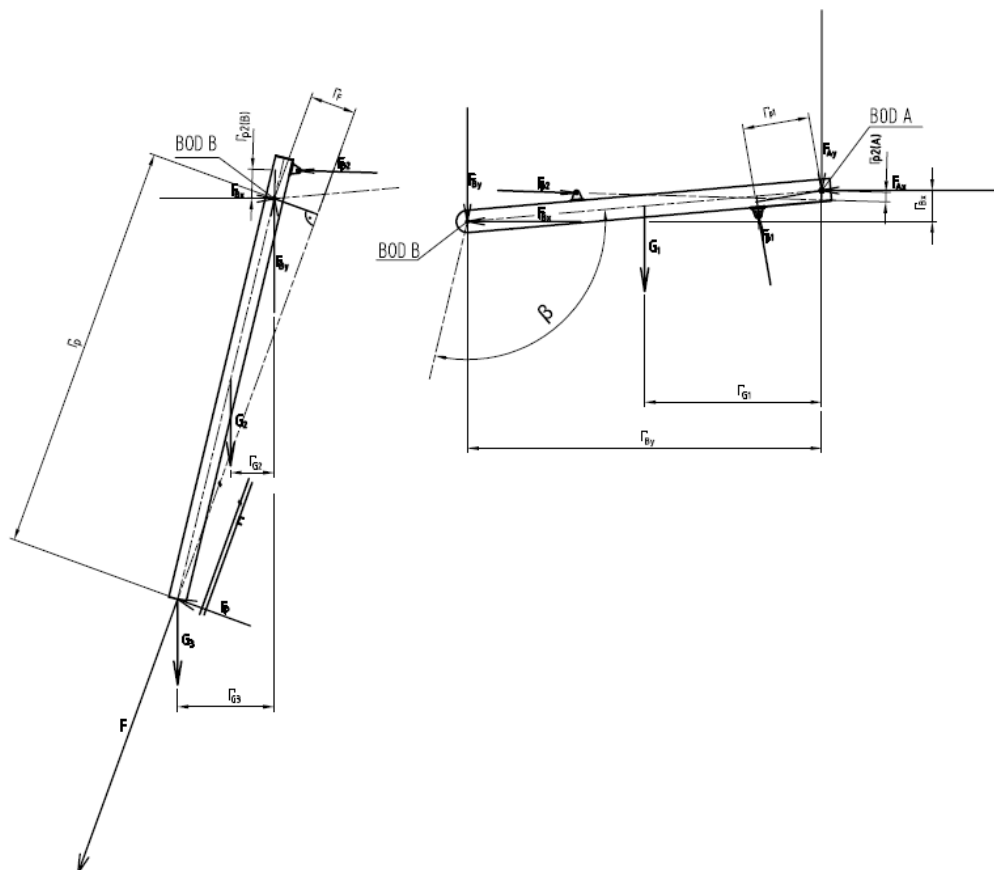
$$F_{p2} = p \cdot S_{II} = p_{max} \cdot \frac{\pi \cdot d_{II}^2}{4} = 7 \text{ MPa} \cdot \frac{\pi \cdot (63 \text{ mm})^2}{4} = 21820,72 \text{ N} \quad (49)$$

Kde:

F_{p1} N - Síla hydromotoru I při voleném tlaku $p_{max} = 7 \text{ MPa}$
 F_{p2} N - Síla hydromotoru II při voleném tlaku $p_{max} = 7 \text{ MPa}$
 D_I mm - jmenovitý průměr válce hydromotoru I zvolen EH-80/50 x 885- R, (80mm),
 [4]

d_{II} mm - průměr pístní tyče hydromotoru II zvolen EH-90/63 x 610 – R, (63mm), [4]
 p_{max} MPa - maximální tlak hydraulického oleje, zvoleno 7MPa

Výpočet maximální síly F a k tomu odpovídající síly F_p při maximálním tlaku p_{max}



obr. 13 Schéma výpočtu síla F a F_p

Uvolnění ramene I

Momentová rovnováha k bodu A

$$\sum M_i A = 0 \quad (50)$$

$$F_{p1} \cdot r_{p1} - G_1 \cdot r_{G1} - F_{p2} \cdot r_{p2(A)} - F_{By} \cdot r_{By} + F_{Bx} \cdot r_{Bx} = 0 \quad (51)$$

$$35182,84 \text{ N} \cdot r_{p1} - 1500 \text{ N} \cdot r_{G1} - 21820,72 \text{ N} \cdot r_{p2(A)} - F_{By} \cdot r_{By} + F_{Bx} \cdot r_{Bx} = 0 \quad (52)$$

Silová rovnováha k ose x

$$\sum F_{ix} = 0 \quad (53)$$

$$F_{Ax} - F_{p1x} - F_{p2x} + F_{Bx} = 0 \quad (54)$$

$$F_{Ax} = F_{p1x} + F_{p2x} - F_{Bx} \quad (55)$$

**Silová rovnováha k ose y**

$$\sum F_{iy} = 0 \quad (56)$$

$$F_{Ay} - F_{p1y} + G_1 + F_{p2y} + F_{By} = 0 \quad (57)$$

$$F_{Ay} = F_{p1y} - G_1 - F_{p2y} - F_{By} \quad (58)$$

Uvolnění ramene II**Momentová rovnováha k bodu B**

$$\sum M_{iB} = 0 \quad (59)$$

$$F_{p2} \cdot r_{p2(B)} + G_2 \cdot r_{G2} + G_3 \cdot r_{G3} - F \cdot r_f - F_P \cdot r_p = 0 \quad (60)$$

$$21820,72 \text{ N} \cdot r_{p2(B)} + 1445 \text{ N} \cdot r_{G2} + 400 \text{ N} \cdot r_{G3} - F \cdot r_f - F_P \cdot r_p = 0 \quad (61)$$

$$F_P = \frac{F_{p2} \cdot r_{p2(B)} + G_2 \cdot r_{G2} + G_3 \cdot r_{G3} - F \cdot r_f}{r_p} \quad (62)$$

Silová rovnováha k ose x

$$\sum F_{ix} = 0 \quad (63)$$

$$-F_x - F_{Px} + F_{Bx} - F_{p2x} = 0 \quad (64)$$

$$F_x = F \cdot \sin(20^\circ) \quad (65)$$

$$F_{Px} = F_P \cdot \cos(20^\circ) \quad (66)$$

$$-F \cdot \sin(20^\circ) - F_P \cdot \cos(20^\circ) + F_{Bx} - F_{p2x} = 0 \quad (67)$$

Silová rovnováha k ose y

$$\sum F_{iy} = 0 \quad (68)$$

$$-F_y + F_{Py} + F_{By} + F_{p2y} - G_3 - G_2 = 0 \quad (69)$$

$$F_y = F \cdot \cos(20^\circ) \quad (70)$$

$$F_{Py} = F_P \cdot \sin(20^\circ) \quad (71)$$

$$-F \cdot \cos(20^\circ) + F_P \cdot \sin(20^\circ) + F_{By} + F_{p2y} - G_3 - G_2 = 0 \quad (72)$$

Po dosazení do momentové rovnice k bodu A rovnice z rovnic (67) a (72)

$$F_{p1} \cdot r_{p1} - G_1 \cdot r_{G1} - F_{p2} \cdot r_{p2(A)} - [F_y - F_P \cdot \sin(20^\circ) - F_{p2y} + G_3 + G_2] \cdot r_{By} + [F \cdot \sin(20^\circ) + F_P \cdot \cos(20^\circ) + F_{p2x}] \cdot r_{Bx} = 0 \quad (73)$$



Do rovnice (73) dosazeno za F_p z rovnice (62)

$$F_{p1} \cdot r_{p1} - G_1 \cdot r_{G1} - F_{p2} \cdot r_{p2(A)} - \left[F_y - \left(\frac{F_{p2} \cdot r_{p2(B)} + G_2 \cdot r_{G2} + G_3 \cdot r_{G3} - F \cdot r_f}{r_p} \right) \cdot \sin(20^\circ) - F_{p2y} + G_3 + G_2 \right] \cdot r_{By} + \left[F \cdot \sin(20^\circ) + \left(\frac{F_{p2} \cdot r_{p2(B)} + G_2 \cdot r_{G2} + G_3 \cdot r_{G3} - F \cdot r_f}{r_p} \right) \cdot \cos(20^\circ) + F_{p2x} \right] \cdot r_{Bx} = 0 \quad (74)$$

Z rovnice (74) vyjádřeno F

$F =$

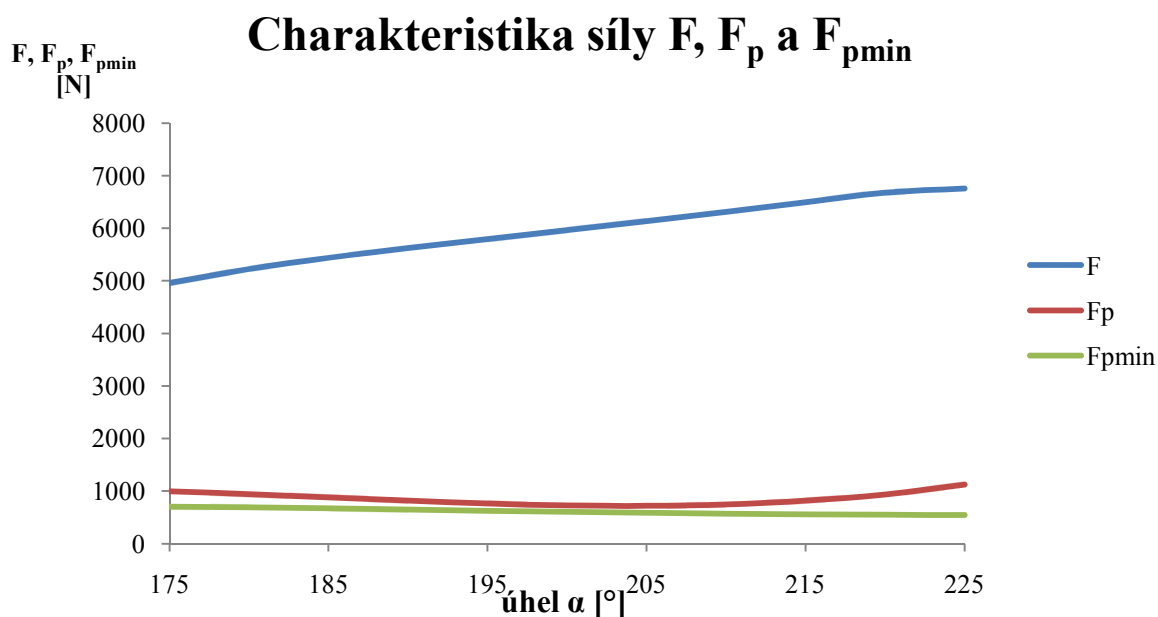
$$\frac{F_{p1} \cdot r_{p1} - G_1 \cdot r_{G1} - F_{p2} \cdot r_{p2(A)} - (G_3 + G_2 - F_{p2y}) \cdot r_{By} + F_{p2x} \cdot r_{Bx} + [(F_{p2} \cdot r_{p2(B)} + G_2 \cdot r_{G2} + G_3 \cdot r_{G3}) \cdot r_p^{-1}] \cdot [r_{By} \cdot \sin(20^\circ) + r_{Bx} \cdot \cos(20^\circ)]}{r_{By} \cdot \cos(20^\circ) - r_{Bx} \cdot \sin(20^\circ) + \frac{r_f}{r_p} (r_{Bx} \cdot \cos(20^\circ) + r_{By} \cdot \sin(20^\circ))} \quad (75)$$

F dosazeno do rovnice (62)

$$F_p = \frac{F_{p2} \cdot r_{p2(B)} + G_2 \cdot r_{G2} + G_3 \cdot r_{G3} - F \cdot r_f}{r_p} \quad (76)$$

tab. 4 Vypočítané hodnoty při maximálním tlaku hydraulické kapaliny

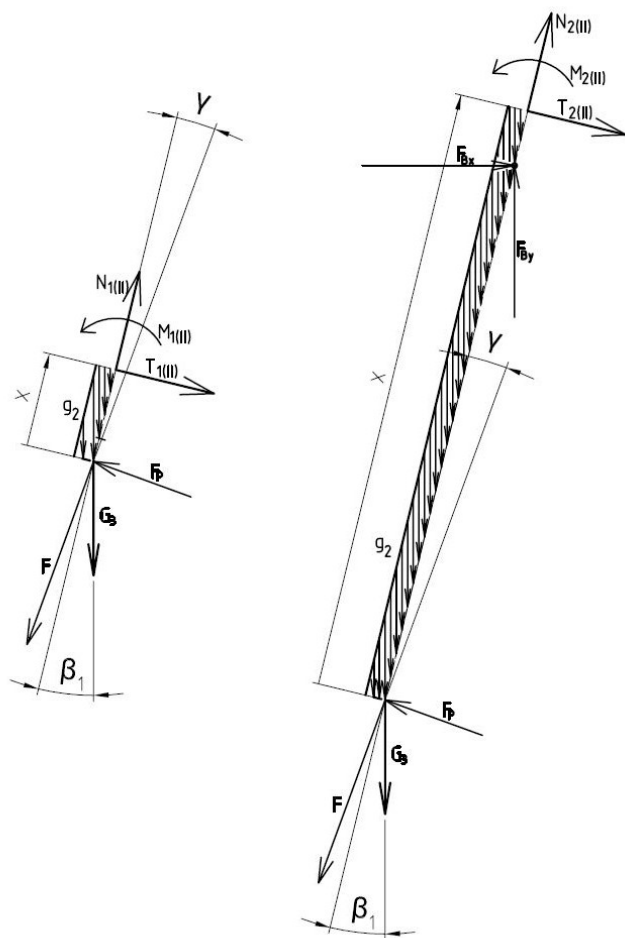
α [°]	175	180	185	190	195	200	205	210	215	220	225
β [°]	106,36	99,687	93,356	87,392	81,809	76,614	71,809	67,392	63,356	59,688	56,375
F [N]	4959	5224	5437	5622	5794	5963	6134	6312	6494	6677	6756
F_p [N]	994	945	882	818	764	729	721	748	818	936	1123
F_{By} [N]	6222	3976	1886	-41	-1810	-3431	-4915	-6271	-7510	-8640	-9767
F_{Bx} [N]	24450	24356	23982	23396	22650	21780	20814	19772	18668	17513	16297
F_{Ay} [N]	-1557	954	3266	5389	7338	9130	10777	12291	13677	14939	16076
F_{Ax} [N]	-4126	-4723	-5115	-5340	-5430	-5412	-5312	-5149	-4941	-4702	-4424



4.5 VNITŘNÍ VÝSLEDNÉ ÚČINKY

4.5.1 VVU RAMENE II

Pro navržení vhodných profilů ramen, je potřeba stanovit vnitřní výsledné účinky. Vnitřní výsledné účinky a to zejména normálová síla, posouvající síla a ohybový moment, jsou uvažovány na základě spočítané síly F a F_p v předchozí kapitole. Ohybový moment M_{Ozz} , bere v potaz, že by mohla nastat situace, zaseknutí stěrače v krajní části česlí, a proto je potřeba s tímto momentem počítat. Pro zjednodušení situace je zanedbána pro M_{Ozz} přítláčná síla F_p . Do těchto rovnic není dosazeno, protože síly jsou závislé na úhlu α a úhlu β .



obr. 14 VVU ramene II

Úsek 1 $x \in (0; 4,64)$

$$N_{1(II)} = F \cdot \cos(\gamma) + G_3 \cdot \cos(\beta_1) - F_p \cdot \sin(F_p) + g_2 \cdot x \cdot \cos(\beta_1) \quad (77)$$

$$T_{1(II)} = F \cdot \sin(\gamma) - G_3 \cdot \sin(\beta_1) + F_p \cdot \cos(F_p) - g_2 \cdot x \cdot \sin(\beta_1) \quad (78)$$

$$M_{1(II)} = (F \cdot \sin(\gamma) - G_3 \cdot \sin(\beta_1) + F_p \cdot \cos(F_p)) \cdot x - \frac{1}{2} g_2 \cdot x^2 \cdot \sin(\beta_1) \quad (79)$$

$$g_2 = M_2 \cdot g \cdot k_2 = 24,03 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \cdot 1,2 \cong 283 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (80)$$

$$M_{Ozz(II)} = F \cdot \cos(\gamma) \cdot \frac{s}{2} \quad (81)$$



Kde:

$N_{1(II)}$	N	- normálová síla pro úsek 1 ramene II
$T_{1(II)}$	N	- posouvající síla pro úsek 1 ramen II
$M_{1(II)}$	Nm	- ohybový moment pro úsek 1 ramene II
s	m	- šířka česle, zadaná hodnota 2,5m
g_2	N	- liniové silové zatížení ramene II
k_2		- součinitel předpokládaného nárůstu hmotnosti, zvolím 20%, proto 1,2
M_2	$kg \cdot m^{-1}$	- hmotnost jednoho metru polotovaru jácklu, $24,03 kg \cdot m^{-1}$, [6]
g	$m \cdot s^{-2}$	- tíhové zrychlení
$M_{Ozz(II)}$	Nm	- ohybový moment způsobený vyosením zatěžující síly

Úsek 2 $x \in (4,64; 5)$

$$N_{2(II)} = N_{1(II)} - F_{By} \cdot \cos(\beta_1) - F_{Bx} \cdot \sin(\beta_1) \quad (82)$$

$$T_{2(II)} = T_{1(II)} + F_{By} \cdot \sin(\beta_1) - F_{Bx} \cdot \cos(\beta_1) \quad (83)$$

$$M_{2(II)} = M_{1(II)} + F_{By} \cdot \sin(\beta_1) \cdot (x - l) - F_{Bx} \cdot \cos(\beta_1) \cdot (x - l) \quad (84)$$

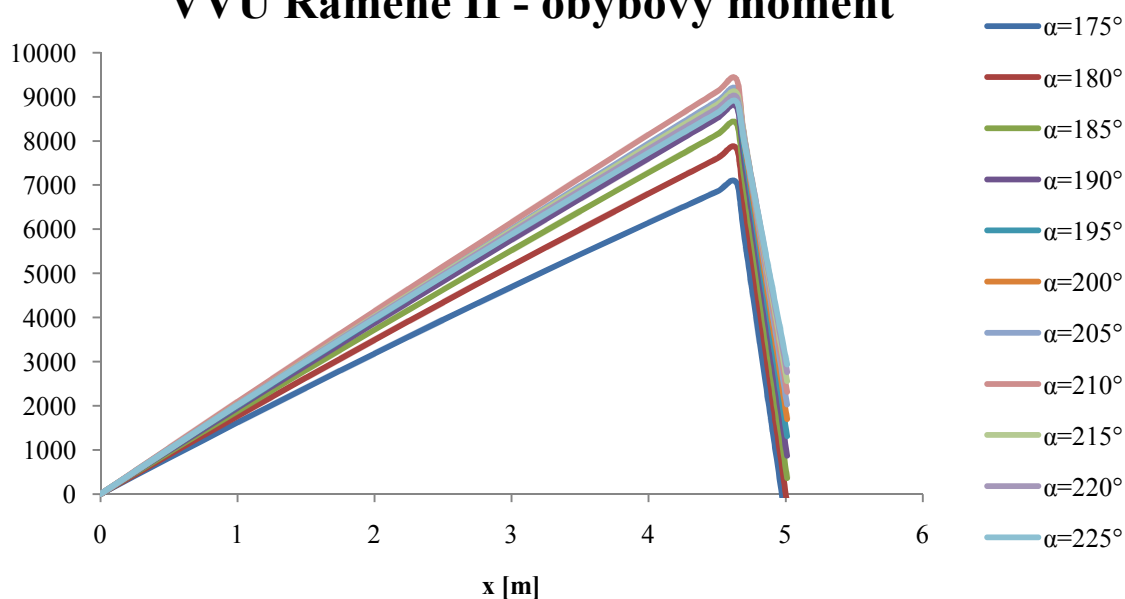
$$M_{Ozz(II)} = F \cdot \cos(\gamma) \cdot \frac{s}{2} \quad (85)$$

Kde:

$N_{2(II)}$	N	- normálová síla pro úsek 2 ramene II
$T_{2(II)}$	N	- posouvající síla pro úsek 2 ramen II
$M_{2(II)}$	Nm	- ohybový moment pro úsek 2 ramene II

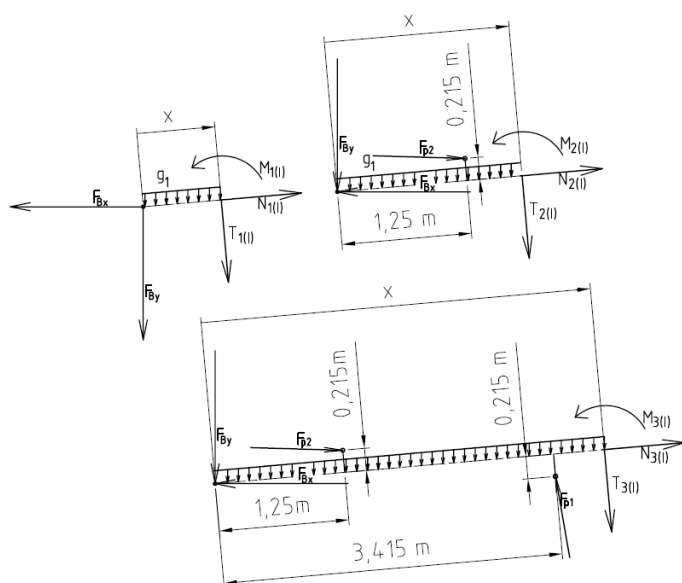
M
[Nm]

VVU Ramene II - obybový moment





4.5.2 VVU RAMENE I



obr. 15 VVU ramene I

Úsek 1 $x \in (0; 1,25)$

$$N_{1(I)} = F_{By} \cdot \sin(\alpha_4) + F_{By} \cdot \cos(\alpha_4) + g_1 \cdot x \cdot \sin(\alpha_4) \quad (86)$$

$$T_{1(I)} = -F_{By} \cdot \cos(\alpha_4) + F_{By} \cdot \sin(\alpha_4) - g_1 \cdot x \cdot \sin(\alpha_4) \quad (87)$$

$$M_{1(I)} = -F_{By} \cdot \cos(\alpha_4) \cdot x + F_{By} \cdot \sin(\alpha_4) \cdot x - \frac{1}{2} \cdot g_1 \cdot x^2 \cdot \sin(\alpha_4) \quad (88)$$

$$g_1 = M_1 \cdot g \cdot k_1 = 30,42 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \cdot 1,2 \cong 358 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (89)$$

$$M_{ozz(I)} = F \cdot \sin(|90 - \beta|) \cdot \cos(\gamma) \cdot \frac{s}{2} \quad (90)$$

$$M_{k(I)} = F \cdot \cos(|90 - \beta|) \cdot \cos(\gamma) \cdot \frac{s}{2} \quad (91)$$

Kde:

$N_{1(I)}$	N	- normálová síla pro úsek 1 ramene I
$T_{1(I)}$	N	- posouvající síla pro úsek 1 ramene I
$M_{1(I)}$	Nm	- ohybový moment pro úsek 1 ramene I
s	m	- šířka česle, zadaná hodnota 2,5m
g_1	N	- liniové silové zatížení ramene II
k_1		- součinitel předpokládaného nárůstu hmotnosti, zvolím 20%, proto 1,2
$M_{ozz(I)}$	Nm	- ohybový moment způsobený vyosením zatěžující síly F
$M_{k(I)}$	Nm	- krouticí moment, způsobený rozkladem $M_{ozz(II)}$ na $M_{ozz(I)}$ a $M_{k(I)}$
M_1	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$	- hmotnost jednoho metru polotovaru jácklu, $30,42 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$, [5]

**Úsek 2 $x \in (1, 25; 3, 415)$**

$$N_{2(I)} = N_{1(I)} - F_{p2} \cdot \cos(\gamma_2) \quad (92)$$

$$T_{2(I)} = T_{1(I)} - F_{p2} \cdot \sin(\gamma_2) \quad (93)$$

$$M_{2(I)} = M_{1(I)} + F_{p2} \cdot \cos(\gamma_2) \cdot 0,215 - F_{p2} \cdot \sin(\gamma_2) \cdot (x - 1,250) \quad (94)$$

$$M_{ozz(I)} = F \cdot \sin(|90 - \beta|) \cdot \cos(\gamma) \cdot \frac{s}{2} \quad (95)$$

$$M_{k(I)} = F \cdot \cos(|90 - \beta|) \cdot \cos(\gamma) \cdot \frac{s}{2} \quad (96)$$

Kde:

- $N_{2(I)}$ N - normálová síla pro úsek 2 ramene I
 $T_{2(I)}$ N - posouvající síla pro úsek 2 ramen I
 $M_{2(I)}$ Nm - ohybový moment pro úsek 2 ramene I

Úsek 3 $x \in (3, 415; 4)$

$$N_{3(I)} = N_{2(I)} - F_{p1y} \cdot \sin(\alpha_4) + F_{p1x} \cdot \cos(\alpha_4) \quad (97)$$

$$T_{3(I)} = T_{2(I)} - F_{p1y} \cdot \cos(\alpha_4) + F_{p1x} \cdot \sin(\alpha_4) \quad (98)$$

$$M_{3(I)} = M_{2(I)} + (-F_{p1y} \cdot \sin(\alpha_4) + F_{p1x} \cdot \cos(\alpha_4)) \cdot 0,215 + (F_{p1y} \cdot \cos(\alpha_4) + F_{p1x} \cdot \sin(\alpha_4)) \cdot (x - 3,415) \quad (99)$$

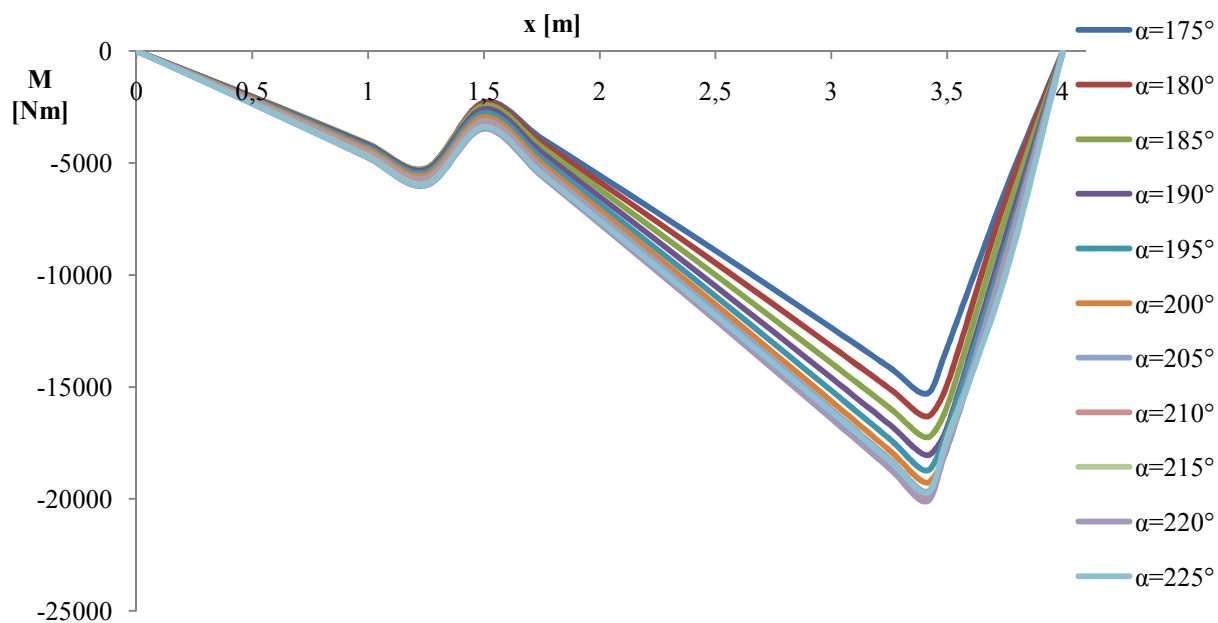
$$M_{ozz(I)} = F \cdot \sin(|90 - \beta|) \cdot \cos(\gamma) \cdot \frac{s}{2} \quad (100)$$

$$M_{k(I)} = F \cdot \cos(|90 - \beta|) \cdot \cos(\gamma) \cdot \frac{s}{2} \quad (101)$$

- $N_{3(I)}$ N - normálová síla pro úsek 3 ramene I
 $T_{3(I)}$ N - posouvající síla pro úsek 3 ramen I
 $M_{3(I)}$ Nm - ohybový moment pro úsek 3 ramene I



VVU Ramene I - obybový moment

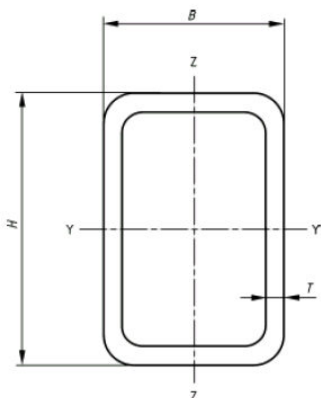


5 PEVNOSTNÍ VÝPOČET JEDNOTLIVÝCH KOMPONENTU

5.1 VÝPOČET NAPĚTÍ V RAMENECH

5.1.1 VÝPOČET NAPĚTÍ V RAMENI I

Na základě VVU lze určit napětí v rameni I, tahové napětí způsobené normálovou silou a smykové napětí způsobené posouvající silou, jsou pro svoji velikost zanedbána. Profil ramene je uvažován uzavřený svařovaný profil s obdélníkovým průřezem, o rozměrech $H = 250 \text{ mm}$, $B = 100 \text{ mm}$, $T = 6 \text{ mm}$



obr. 16 Uzavřený svařovaný profil,[5]

Maximální redukované napětí v rameni I při stírání, bylo zjištěno ve vzdálenosti $x = 3,451 \text{ m}$ a úhlu $\alpha = 220^\circ$, čemuž odpovídá úhel $\beta = 59,688^\circ$. Za uvažování maximálního tlaku oleje v oběhu. Proto další kroky jsou uvažovány pro tuto konfiguraci natočení.

Kontrola na ohyb

$$\sigma_{oyy} = \frac{M_{2(I)}}{W_{eelyy}} = \frac{20101 \text{ Nm}}{239,39 \text{ cm}^3} = 83,97 \text{ MPa} \quad (102)$$

$$\sigma_{ozz} = \frac{M_{ozz(I)}}{W_{elzz}} = \frac{7090 \text{ Nm}}{141,93 \text{ cm}^3} = 50 \text{ MPa} \quad (103)$$

Kde:

σ_{oyy}	MPa	- ohybové napětí k ose yy
σ_{ozz}	MPa	- ohybové napětí k ose zz
W_{eelyy}	cm^3	- pružný modul průřezu k ose yy, $239,39 \text{ cm}^3$, [5]
W_{elzz}	cm^3	- pružný modul průřezu k ose zz, $141,93 \text{ cm}^3$, [5]

Kontrola na krut

$$\tau_k = \frac{M_{k(I)}}{W_{k(I)}} = \frac{4144 \text{ Nm}}{253,15 \text{ cm}^3} = 16,4 \text{ MPa} \quad (104)$$

Kde:

$M_{k(I)}$	Nm	- krouticí moment
$W_{k(I)}$	cm^3	- polární modul průřezu, $253,15 \text{ cm}^3$, [5]



Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{oyy}^2 + \sigma_{ozz}^2 + 3\tau_k^2} \quad (105)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{(83,97 \text{ MPa})^2 + (50 \text{ MPa})^2 + 3 \cdot (16,4 \text{ MPa})^2} = 101,8 \text{ MPa} \quad (106)$$

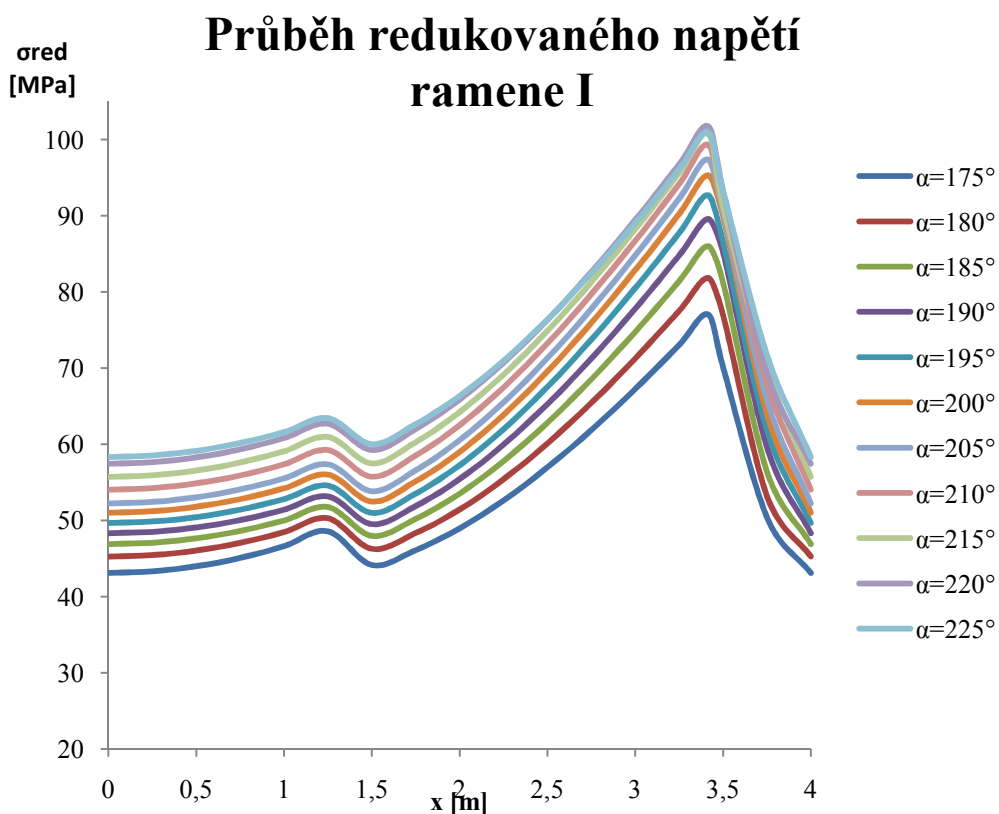
$$\sigma_{red} \leq \sigma_{Dov}$$

$$101,8 \text{ MPa} \leq 140 \text{ MPa}$$

Kde:

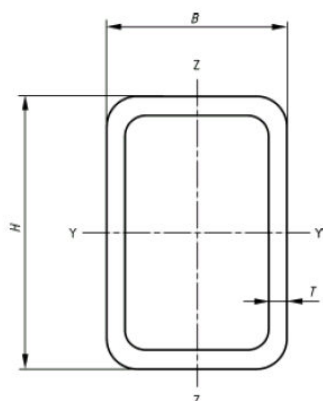
σ_{red} MPa - redukované napětí

σ_{Dov} MPa - dovolené napětí pro ocel 11503, 140MPa [2]



5.1.2 VÝPOČET NAPĚTÍ V RAMENI II

Na základě VVU lze určit napětí v rameni II, tahové napětí způsobené normálovou silou a smykové napětí způsobené posouvající silou, jsou pro svoji velikost zanedbána. Profil ramene je uvažován uzavřený svařovaný profil s obdélníkovým průřezem, o rozměrech $H = 200 \text{ mm}$, $B = 80 \text{ mm}$, $T = 6 \text{ mm}$.



obr. 17 Uzavřený svařovaný profil [6]

Maximální redukované napětí v rameni II při stírání, bylo zjištěno ve vzdálenosti $x = 4,641\text{m}$ a úhlu $\alpha = 225^\circ$, čemuž odpovídá úhel $\beta = 56,375^\circ$. Za uvažování maximálního tlaku oleje v oběhu. Proto další kroky jsou uvažovány pro tuto konfiguraci natočení.

Kontrola na ohyb

$$\sigma_{oyy} = \frac{M_{2(II)}}{W_{eelyy}} = \frac{8889,2 \text{ Nm}}{147,74 \text{ cm}^3} = 60,2 \text{ MPa} \quad (107)$$

$$\sigma_{ozz} = \frac{M_{ozz(II)}}{W_{eelzz}} = \frac{8351 \text{ Nm}}{86,99 \text{ cm}^3} = 96 \text{ MPa} \quad (108)$$

Kde:

σ_{oyy} MPa - ohybové napětí k ose yy

σ_{ozz} MPa - ohybové napětí k ose zz

W_{eelyy} cm^3 - pružný modul průřezu k ose yy, $147,74 \text{ cm}^3$, [6]

W_{eelzz} cm^3 - pružný modul průřezu k ose zz, $86,99 \text{ cm}^3$, [6]

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{oyy}^2 + \sigma_{ozz}^2} \quad (109)$$

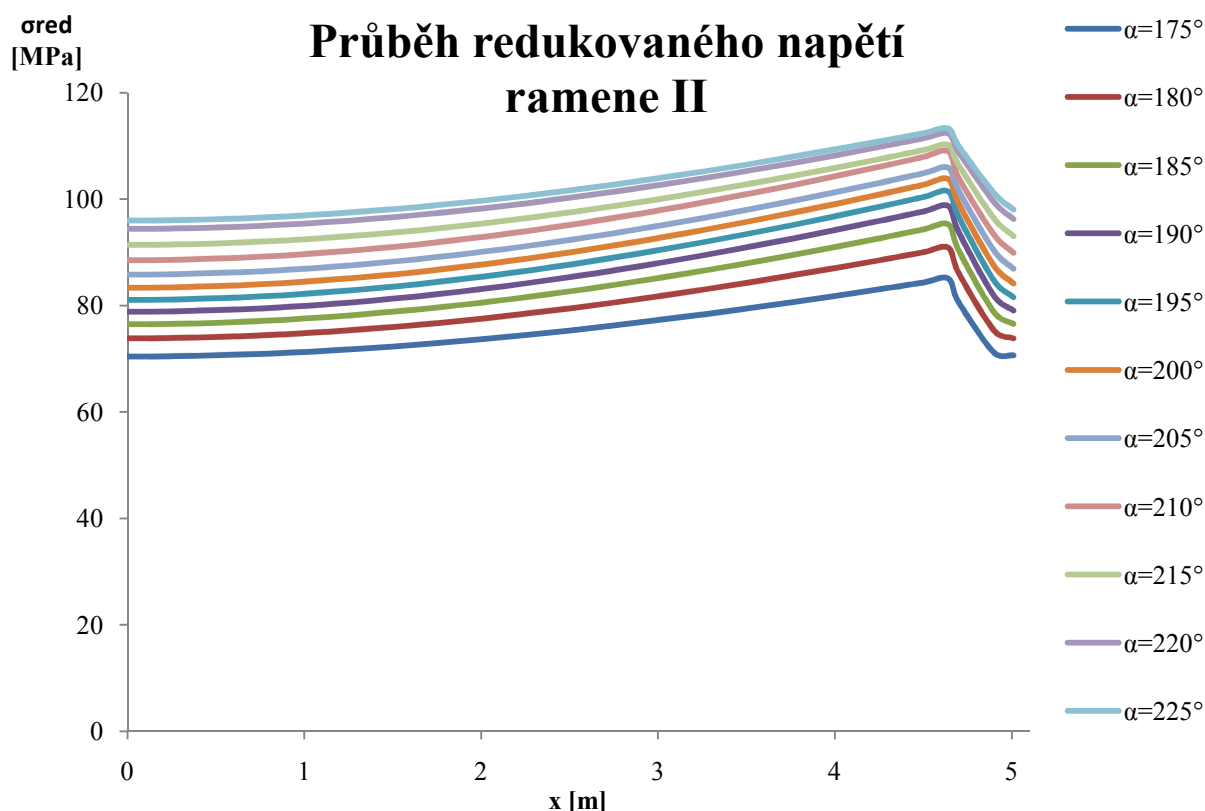
$$\sigma_{red} = \sqrt{(60,2 \text{ MPa})^2 + (96 \text{ MPa})^2} = 113,3 \text{ MPa} \quad (110)$$

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{Dov}$$

$$101,8 \text{ MPa} \leq 140 \text{ MPa}$$

Kde:

σ_{Dov} MPa - dovolené napětí pro ocel 11503, 140 MPa [2]



5.2 KONTROLA ČEPU B

Na čep B působí reakce F_b a síla, která je reakcí od ohybového momentu $M_{Ozz(II)}$

$$F_{Ozz(II)} = \frac{M_{Ozz(II)}}{l_{B\check{c}}} = \frac{F \cdot \cos(\gamma) \cdot s}{2 \cdot l_{B\check{c}}} \quad (111)$$

Kde:

$F_{Ozz(II)}$ - síla, kterou působí ohybový moment $M_{Ozz(II)}$ na uložení čepu B
 $l_{B\check{c}}$ m - rozteč příložek na rameni I

$$F_{B\check{c}x} = \frac{F_{Bx}}{2} \pm F_{Ozz(II)} \cdot \cos(\beta_1) = \frac{F_{Bx}}{2} + \frac{F \cdot \cos(\gamma) \cdot s}{2 \cdot l_{B\check{c}}} \cdot \cos(\beta_1) \quad (112)$$

$$F_{B\check{c}y} = \frac{F_{By}}{2} \pm F_{Ozz(II)} \cdot \sin(\beta_1) = \frac{F_{By}}{2} + \frac{F \cdot \cos(\gamma) \cdot s}{2 \cdot l_{B\check{c}}} \cdot \sin(\beta_1) \quad (113)$$

$$F_{B\check{c}} = \sqrt{F_{B\check{c}x}^2 + F_{B\check{c}y}^2} \quad (114)$$

Kde:

$F_{B\check{c}x}$ N - celková síla v čepu B k ose x
 $F_{B\check{c}y}$ N - celková síla v čepu B k ose y
 $F_{B\check{c}}$ N - celková síla v čepu B

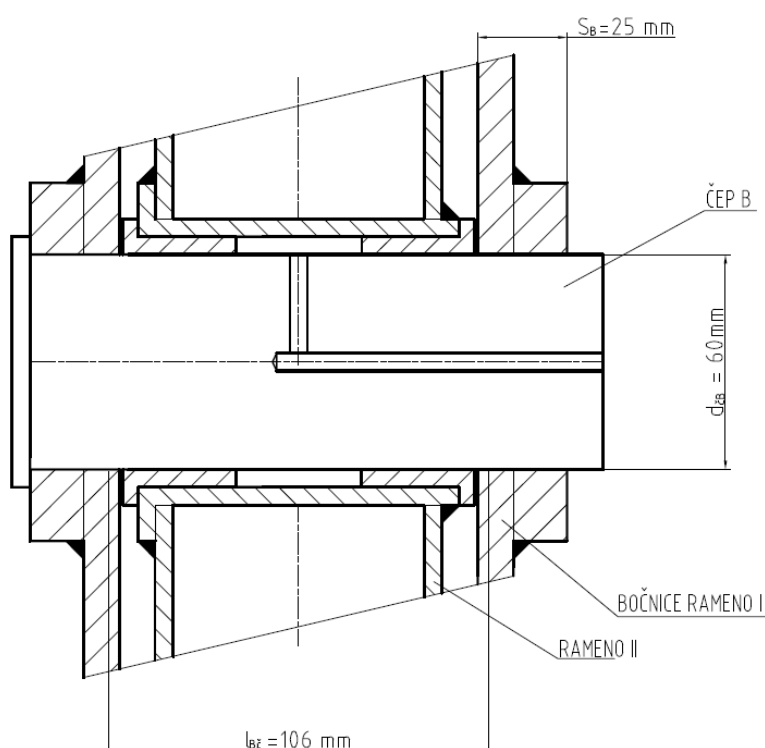
Před silou $F_{Ozz(II)}$ je znaménko $\pm$, protože na jedné straně působí kladně a na druhé záporně. Pro další průběh je počítáno s +.

Maximální $F_{B\check{c}}$ platí pro úhel $\alpha = 225^\circ$

$$F_{B\check{c}x} = \frac{16297,3 \text{ N}}{2} + \frac{6756 \text{ N} \cdot \cos(8,625^\circ) \cdot 2,5 \text{ m}}{2 \cdot 0,106 \text{ m}} \cdot \cos(11,375^\circ) = 85370 \text{ N} \quad (115)$$

$$F_{B\check{c}y} = \frac{9766,7}{2} + \frac{6756 \text{ N} \cdot \cos(8,625^\circ) \cdot 2,5 \text{ m}}{2 \cdot 0,106 \text{ m}} \cdot \sin(11,375^\circ) = 20419 \text{ N} \quad (116)$$

$$F_{B\check{c}} = \sqrt{(85370 \text{ N})^2 + (20419 \text{ N})^2} = 87778 \text{ N} \quad (117)$$



obr. 28 Uložení čepu B

Výpočet čepu na otláčení

$$\sigma_{otB} = \frac{F_{B\check{c}}}{d_{\check{c}B} \cdot s_B} = \frac{87778 \text{ N}}{60 \text{ mm} \cdot 25 \text{ mm}} = 58,51 \text{ MPa} \quad (118)$$

$$\sigma_{otB} \leq \sigma_{DOV} \quad (119)$$

$$58,51 \text{ MPa} \leq 90 \text{ MPa}$$

Kde:

$d_{\check{c}B}$	mm	- průměr čepu B, 60 mm
s_B	mm	- šířka bočnice ramene I v místě čepu B, 25 mm
σ_{DOV}	MPa	- dovolené napětí v tlaku, v rozmezí 90-125 MPa [2]
σ_{otB}	MPa	- tlakové napětí

**Výpočet čepu na střih**

$$\tau_{\check{c}B} = \frac{4 \cdot F_{B\check{c}}}{\pi \cdot d_{\check{c}B}^2} = \frac{4 \cdot 87778 \text{ N}}{\pi \cdot (60 \text{ mm})^2} = 31 \text{ MPa} \quad (120)$$

$$\tau_{\check{c}B} \leq \tau_{DOV} \quad (121)$$

τ_{DOV} MPa - dovolené napětí ve smyku pro materiál čepu 11 600 v rozmezí 105-145 MPa, [2] (str.54)

5.3 KONTROLA ČEPU A

Na čep A působí reakce F_a a síly, které jsou vyvozeny momenty $M_{Ozz(I)}$ a $M_{k(I)}$, což lze nahradit silou, která je vyvozena momentem $M_{Ozz(II)}$

$$F_{Ozz(I)} = \frac{M_{Ozz(II)}}{l_{A\check{c}}} \quad (122)$$

$$F_{A\check{c}x} = \frac{F_{Ax}}{2} \pm F_{Ozz(I)} \cdot \cos(\beta_1) = \frac{F_{Ax}}{2} + \frac{F \cdot \cos(\gamma) \cdot s}{2 \cdot l_{A\check{c}}} \cdot \cos(\beta_1) \quad (123)$$

$$F_{A\check{c}y} = \frac{F_{Ay}}{2} \pm F_{Ozz(I)} \cdot \sin(\beta_1) = \frac{F_{Ay}}{2} + \frac{F \cdot \cos(\gamma) \cdot s}{2 \cdot l_{A\check{c}}} \cdot \sin(\beta_1) \quad (124)$$

$$F_{A\check{c}} = \sqrt{F_{A\check{c}x}^2 + F_{A\check{c}y}^2} \quad (125)$$

Kde:

$F_{Ozz(I)}$ N	- síla, kterou působí ohybový moment $M_{Ozz(II)}$ na uložení čepu A
$l_{A\check{c}}$ m	- rozteč bočnic základny čistícího stroje, 0,145 m
$F_{A\check{c}x}$ N	- celková síla v čepu A k ose x
$F_{A\check{c}y}$ N	- celková síla v čepu A k ose y
$F_{A\check{c}}$ N	- celková síla v čepu A

Před silou $F_{Ozz(I)}$ je znaménko $\pm$, protože na jedné straně působí kladně a na druhé záporně. Pro další průběh je počítáno s +.

Maximální $F_{A\check{c}}$ platí pro úhel $\alpha = 225^\circ$

$$F_{A\check{c}x} = \frac{4424,44 \text{ N}}{2} + \frac{6756 \text{ N} \cdot \cos(8,625^\circ) \cdot 2,5 \text{ m}}{2 \cdot 0,145 \text{ m}} \cdot \cos(11,375^\circ) = 58663,9 \text{ N} \quad (126)$$

$$F_{A\check{c}y} = \frac{25860,1}{2} + \frac{6756 \text{ N} \cdot \cos(8,625^\circ) \cdot 2,5 \text{ m}}{2 \cdot 0,145 \text{ m}} \cdot \sin(11,375^\circ) = 24287 \text{ N} \quad (127)$$

$$F_{B\check{c}} = \sqrt{(58663,9 \text{ N})^2 + (24287 \text{ N})^2} = 63492,6 \text{ N} \quad (128)$$

**Výpočet čepu na otláčení**

$$\sigma_{otA} = \frac{F_{A\check{c}}}{d_{\check{c}B} \cdot s_B} = \frac{63492,6 \text{ N}}{60 \text{ mm} \cdot 25 \text{ mm}} = 42,32 \text{ MPa} \quad (129)$$

$$\sigma_{otB} \leq \sigma_{DOV} \quad (130)$$
$$42,32 \text{ MPa} \leq 90 \text{ MPa}$$

Kde:

$d_{\check{c}A}$ mm - průměr čepu A, 60 mm

s_A mm - šířka bočnic základny čistícího stroje, 25 mm

σ_{DOV} MPa - dovolené napětí v tlaku, pro ocel 11 343 v rozmezí 90-125 MPa [2] (str. 54)

σ_{otA} MPa - tlakové napětí

Výpočet čepu na střih

$$\tau_{\check{c}A} = \frac{4 \cdot F_{A\check{c}}}{\pi \cdot d_{\check{c}A}^2} = \frac{4 \cdot 63492,6 \text{ N}}{\pi \cdot (60 \text{ mm})^2} = 22,46 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\check{c}A} \leq \tau_{DOV}$$

$$22,46 \text{ MPa} \leq 105 \text{ MPa}$$

Kde:

τ_{DOV} MPa - dovolené napětí ve smyku pro materiál čepu 11 600 v rozmezí 105-145 MPa [2] (str. 54)



6 KONTROLA HYDROMOTORU VŮČI ZTRÁTĚ VZPĚRNÉ STABILITY

6.1 KONTROLA HYDROMOTORU I

Hydromotor I – EH 80/50 x 885 – R, [4]

Z uvedeného označení hydromotoru vyplývá, že jmenovitý průměr válce odpovídá 80 mm, průměr pístní tyče 50 mm a zdvih 885 mm,

$$l_{max} = 2 \cdot z + L = 2 \cdot 885 + 264 = 2034 \quad (131)$$

$$l_{red} = l_{max} = 2034mm \quad (132)$$

$$\lambda = l_{red} \cdot \frac{4}{d} = 2034 \cdot \frac{4}{50} = 162,72 \quad (133)$$

Kde:

l_{red} mm - redukována délka prutu, zvoleno uložení HM mezi dva klouby,

L mm - parametr motoru, odečten z tabulky (264 mm), [4]

Mezní štíhlostní poměr

$$\lambda_m = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_n}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,15 \cdot 10^5}{100}} = 145,7 \quad (134)$$

Kde:

E MPa - modul pružnosti v tahu (pro ocel $2,15 \cdot 10^5$ MPa), [2]str. 35

σ_n MPa - mez úměrnosti (100MPa), [2]

$$\lambda > \lambda_m \quad (135)$$

$162,72 > 145,7 \Rightarrow$ oblast pružného vzpěru

$$F_{kr} = \frac{\pi^3 \cdot E \cdot d^4}{64 \cdot l_{red}^2} = \frac{\pi^3 \cdot 2,15 \cdot 10^{11} Pa \cdot (0,05m)^4}{64 \cdot 2,034m} = 312620N \quad (136)$$

$$F_{max} = \frac{F_{kr}}{3,5} = \frac{312620N}{3,5} = 89320N \quad (137)$$

$$F_{max} > F_{p1} \quad (138)$$

$$89320N > 35183N$$



6.2 KONTROLA HYDROMOTORU II

Hydromotor II – EH 90/63 x 610 – R

$z_{max.dop.} = 1190 \text{ mm}$ odečteno z tabulky,[4]

Z uvedeného označení hydromotoru vyplývá, že jmenovitý průměr válce odpovídá 90 mm, průměr pístní tyče 63 mm a zdvih 610 mm, protože hydromotor leží v oblasti maximálního doporučeného zdvihu $1190 \text{ mm} > 610 \text{ mm}$. Hydromotor není potřeba kontrolovat proti ztrátě vzpěrné stability.



7 NÁVRH ČESLÍ

7.1 NÁVRH SVĚTLÉ MEZERY MEZI ČESLICEMI

V normě ČSN 75 2601 je uvedena doporučená světlá mezera mezi česlicemi. Při uvažování Kaplanovy turbíny na MVE, pro oběžné kolo do průmětu 850 mm, odpovídá doporučená světlá mezera mezi česlicemi 30 mm. ([3] str. 16)

Průtokem jemných česlí vznikají ztráty energie a doporučená světlost je navržena především z hlediska jejich minimalizace. Z hlediska využití vodní energie by minimální světlost mezer mezi česlicemi pro turbínu výše uvedeného typu neměly být menší než 80% hodnoty. [3] str. 16

- u jiných typů turbín (Francisova, Bankiho apod.) obecně platí, že světlá mezera jemných česlic by měla být maximálně rovna 80% nejmenšího příčného rozměru turbínového kanálu;
- z důvodu úspornosti je obvykle profil česlic v poměru šířka k výšce 1:10;
- jemné česlice musí být staticky posouzeny;
- strojně stírané česla se posuzují na jednostranný přetlak, způsobený rozdílem výšky hladiny 1 m a příslušný přitlak, vytvářený čistícím strojem; [3] str. 16

MVE všech kategorií se doporučuje zřízení automatického čištění česlí. [3] str. 16

Volená světlá mezera mezi česlicemi je 28 mm. Při čemž 28 mm odpovídá 93,3% doporučené světlé mezeře mezi česlicemi. Navržené česlice mají tloušťku 10 mm a výšku 100 mm. Česle se skládají ze čtyř sekcí česlí o šířce 618 mm

$$n = \frac{S_{\text{sekce}} - S_{\text{česlic}}}{V_s + S_{\text{česlic}}} + 1 = \frac{618 \text{ mm} - 10 \text{ mm}}{28 \text{ mm} + 10 \text{ mm}} + 1 = 17 \quad (139)$$

Kde:

n - počet česlic v sekci

S_{sekce} mm - šířka sekce česle (zvolena 618mm, $\Delta = 2500\text{mm} - 4 \cdot 618 \text{ mm} = 28\text{mm}$,

Δ mm - celková montážní vůle mezi sekcemi

$S_{\text{česlic}}$ mm - šířka česlice (zvolena 10 mm)

V_s mm - světlá mezera mezi česlicemi (zvolena 28mm a odpovídá normě ČSN 75 2601), [3]

7.2 VÝPOČET TLAKOVÝCH SIL

7.2.1 VÝPOČET TLAKOVÉ SÍLY NA ČESLÍCH

$$F_{\text{č1}} = \frac{h \cdot \rho \cdot g \cdot S_1}{2} = \frac{h \cdot \rho \cdot g \cdot h_1 \cdot S_{\text{sekce}}}{2} \quad (140)$$

$$F_{\check{c}1} = \frac{3,2 \text{ m} \cdot 1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \cdot 3,4 \text{ m} \cdot 0,618 \text{ m}}{2} = 32980 \text{ N} \quad (141)$$

Kde:

$F_{\check{c}1}$ N - tlaková síla česle

h m - zadaná výška vodního sloupce (3,2 m)

g ms^{-2} - tíhové zrychlení

7.2.2 VÝPOČET TLAKOVÉ SÍLY ZA ČESLEMI

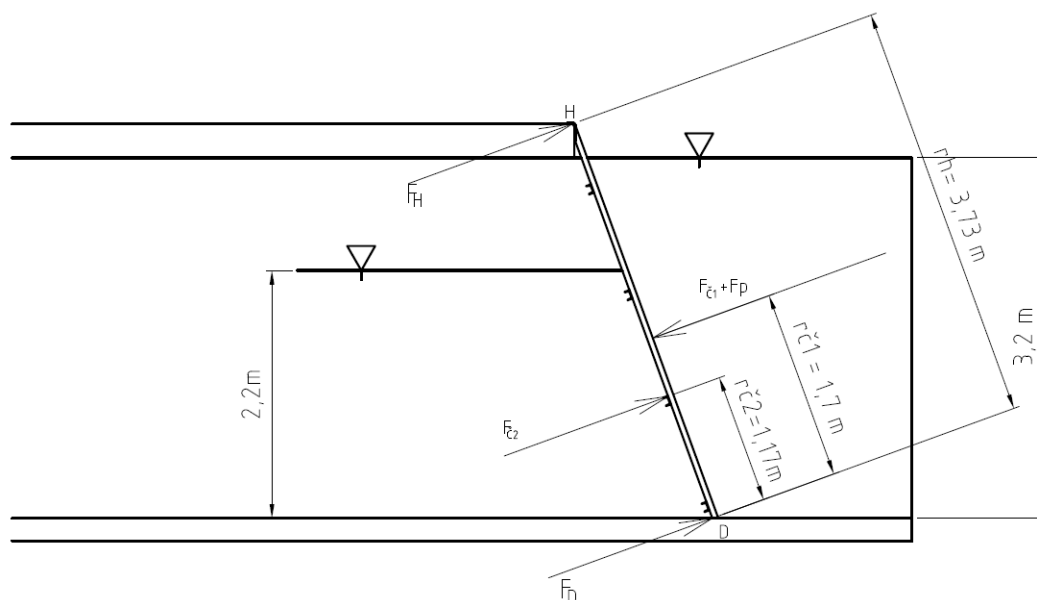
$$F_{\check{c}2} = \frac{(h-1) \cdot \rho \cdot g \cdot S_2}{2} = \frac{(h-1) \cdot \rho \cdot g \cdot h_2 \cdot S_{\text{sekce}}}{2} \quad (142)$$

$$F_{\check{c}2} = \frac{2,2 \text{ m} \cdot 1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \cdot 2,34 \text{ m} \cdot 0,618 \text{ m}}{2} = 15605 \text{ N} \quad (143)$$

7.2.3 PŘÍTLAČNÁ SÍLA

Přítláčnou silou F_p je určena z rovnice (76), je brána v potaz maximální hodnota, pro zjednodušení situace

$$F_{p\max} \cong 1150 \text{ N}$$



obr. 39 Zobrazení sil na česlích



7.3 UVOLNĚNÍ

$$\sum M_i D = 0 \quad (144)$$

$$F_H = \frac{(F_{\check{c}1} + F_{Pmax}) \cdot r_{\check{c}1} - F_{\check{c}2} \cdot r_{\check{c}2}}{r_H} \quad (145)$$

$$F_H = \frac{(32980N + 1150N) \cdot 1,7\,m - 15605N \cdot 1,17\,m}{3,73m} = 10660\,N \quad (146)$$

Kde:

F_H N - reakce v bodě H

$r_{\check{c}1}$ m - rameno síly $F_{\check{c}1}$

$r_{\check{c}2}$ m - rameno síly $F_{\check{c}2}$

r_H m - rameno síly F_H

$$\sum F_i = 0 \quad (147)$$

$$F_D = F_{\check{c}1} + F_{Pmax} - F_{\check{c}2} - F_H = 32980N + 1150N - 15605N - 10660N = 7865N \quad (148)$$

Kde:

F_D N - reakce v bodě D

7.4 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY NA ČESLÍCH

Pro první úsek I $x \in (0; 2,03)$

$$M_I = F_H \cdot x = 10660N \cdot 2,03m = 21639,8Nm \quad (149)$$

Pro první úsek II $x \in (2,03; 2,56)$

$$M_{II} = F_H \cdot x - (F_{\check{c}1} + F_{Pmax}) \cdot (x - a) \quad (150)$$

$$M_{II} = 10660N \cdot 2,56m - (32980N + 1150N) \cdot (2,56m - 2,03m) = 9200,7\,Nm \quad (151)$$

Kde:

a m - vzdálenost síly $F_{\check{c}1}$ a F_{Pmax} od bodu H, (2,03m)

Pro první úsek II $x \in (2,56; 3,73)$



$$M_{III} = F_H \cdot x - (F_{\check{c}1} + F_{Pmax}) \cdot (x - a) + F_{\check{c}2} \cdot (x - b) \quad (152)$$

$$M_{III} = 10660N \cdot 3,73m - (32980N + 1150N) \cdot (3,73m - 2,03m) + 15605 \cdot (3,73m - 2,56m)$$

$$M_{III} = 0Nm$$

Kde:

b m - vzdálenost síly $F_{\check{c}2}$ od bodu H, (2,56m)

7.5 URČENÍ NAPĚTÍ V SEKCI

$$\sigma_o = \frac{M_I}{n \cdot \frac{S_{\check{c}eslic} \cdot v_{\check{c}eslic}^2}{6}} = \frac{21639,8Nm}{17 \cdot \frac{0,01m \cdot (0,1m)^2}{6}} = 76,375MPa \quad (153)$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{Dov} \quad (154)$$

$$76,375MPa \leq 100MPa$$



ZÁVĚR

V bakalářské práci byl proveden konstrukční návrh hydraulicky poháněných česlí dle zadání. Konstrukce je dimenzována na zatížení, které může vzniknout vyvozením maximálních sil hydromotoru, při nastaveném maximálním tlaku oleje. Maximální zatížení je uvažováno v krajní poloze stíraných česlí a vypočtených úhlech natočených jednotlivých ramen. Pro zjednodušení výpočtu byly zanedbány odpory tekoucí kapaliny, případná srážka s cizím předmětem. Pro uvažování malého zrychlení a nízkou rychlost pohybu, byly zanedbány i setrvačné síly. Mechanismus byl počítán pouze staticky. Z důvodu zamezit vzniku ekologické havárie, byl navržen biologicky rychle odbouratelný olej PLANTOHYD 46 S na bázi speciálních esteru. Na povrchovou úpravu česlí bylo navrženo žárové zinkování. Světlá mezera česlic byla zvolena dle normy ČSN 75 2601, a tomu odpovídá i posouzení česlí na jednostranný přetlak.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ŠKOPÁN, M.: Hydraulické pohony strojů, elektronická skripta VUT v Brně 2009
- [2] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2006, xiv, 914 s. ISBN 80-7361-033-7.
- [3] ČSN 75 2601. *Malé vodní elektrárny - Základní požadavky*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010, 28 s.

ELEKTRONICKÉ ZDROJE

- [4] HYDRAULICS S.R.O. *Přímočaré hydromotory* [PDF soubor]. 2011 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: http://www.hydraulics.cz/EH_vyrobene_rozmary.pdf
- [5] *Profil uzavřený svařovaný černý s obdélníkovým průřezem, EN 10219, rozměr 250x100x6* [online]. 2013 [cit. 2013-05-22]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=27519>
- [6] *Profil uzavřený svařovaný černý s obdélníkovým průřezem, EN 10219, rozměr 200x80x6* [online]. 2013 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=34598>
- [7] *Fuchs Plantohyd S 46 High Quality Biodegradable Hydraulic & Lubricating Oil* [online]. 2010 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://www.opieoils.co.uk/p-73882-fuchs-plantohyd-s-46-high-quality-biodegradable-hydraulic-lubricating-oil.aspx>
- [8] Čisticí stroje česlí [online]. 2010 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://www.p-s.cz/reference-c12z3l0.html>
- [9] *Výroba česlí, čistících strojů česlí a stavidel* [online]. 2011 [cit. 2013-05-23]. Dostupné z: <http://www.hydomont.cz/vyroba-cesli>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	vzdálenost horního čepu hydromotoru II od bodu B	mm
b	vzdálenost spodního čepu hydromotoru II od bodu B	mm
c	vzdálenost osy ramene I k ose spodního čepu hydromotoru II	mm
$d_{Ač}$	průměr čepu A	mm
$d_{Bč}$	průměr čepu B	mm
D_I	jmenovitý průměr válce hydromotoru I	mm
D_{II}	jmenovitý průměr válce hydromotoru II	mm
d_{II}	průměr pístní tyče hydromotoru II	mm
E	modul pružnosti v tahu	MPa
f	součinitel tření	-
F_A	reakce v bodě (čepu) A	N
F_{Ax}	složka síly F_A v ose x	N
F_{Ay}	složka síly F_A v ose y	N
F_B	reakce v bodě (čepu) B	N
$F_{Bč}$	celková síly v čepu B	N
$F_{Bčx}$	složka síly $F_{Bč}$ v ose x	N
$F_{Bčy}$	složka síly $F_{Bč}$ v ose y	N
F_{Bx}	složka síly F_B v ose x	N
F_{By}	složka síly F_B v ose y	N
$F_{č1}$	tlaková síla na česlích	N
$F_{č2}$	tlaková síla za česlemi	N
F_D	reakce v bodě D	N
F_H	reakce v bodě H	N
$F_{ozz(II)}$	síla od ohybového momentu $M_{ozz(II)}$ na uložení čepu B	N
F_{p1}	síly hydromotoru I	N
F_{p1min}	minimální síly v hydromotoru I	N
F_{p2}	síly hydromotoru II	-
F_{p2min}	minimální síly v hydromotoru II	N
F_{Pt}	třecí síla	N
g	tíhové zrychlení	ms^{-2}
G_1	tíhová síla ramene I	N
G_2	tíhová síly ramene II	N
g_1	liniové silové zatížení ramene I	Nm^{-1}
g_2	liniové silové zatížení ramene II	Nm^{-1}
G_3	tíhová síly stěrače	N
h	zadaná výška	mm
k_1	součinitel předpokládaného nárůstu hmotnosti ramene I	-
k_2	součinitel předpokládaného nárůstu hmotnosti ramene II	-
L	vzdálenost bodu A od osy konzoly hydromotru II	mm
l_1	délka ramene I	m



l_2	délka ramene II	m
$l_{A\check{c}}$	rozteč uložení čepu A	m
l_B	rozteč čepu A a B	mm
$l_{B\check{c}}$	rozteč uložení čepu B	m
l_{G1}	Vzdálenost předpokládaného těžiště ramene I k bodu A	mm
l_{G2}	předpokládaná vzdálenost těžiště ramene II od bodu B	mm
l_{G3}	předpokládaná vzdálenost těžiště stěrače od bodu B	mm
l_{red}	redukovaná délka prutu	mm
$M_{I(I)}$	ohybový moment ramene I pro úsek 1	Nm
$M_{I(II)}$	ohybový moment ramene II pro úsek 1	Nm
$M_{2(I)}$	ohybový moment ramene I pro úsek 2	Nm
$M_{2(II)}$	ohybový moment ramene II pro úsek 2	Nm
$M_{3(I)}$	ohybový moment ramene I pro úsek 3	Nm
$M_{k(I)}$	krouticí moment ramene I	Nm
$M_{ozz(I)}$	ohybový moment ramene I způsobený vyosením zatěžující síly F	Nm
$M_{ozz(II)}$	ohybový moment ramene II způsobený vyosením zatěžující síly F	Nm
n	počet česlí v sekci	
$N_{1(I)}$	normálová síla ramene I pro úsek 1	N
$N_{1(II)}$	normálová síly ramene II pro úsek 1	N
$N_{2(I)}$	normálová síly ramene I pro úsek 2	N
$N_{2(II)}$	normálová síly ramene II pro úsek 2	N
$N_{3(I)}$	normálová síla ramene I pro úsek 3	N
p	tlak v obvodu při stírání na prázdno	MPa
p_{max}	maximální tlak hydraulického oleje	MPa
p_z	tlak v hydromotoru II při zvedání ramene II do horní úvrati	MPa
r_1	vzdálenost od bodu A k ose horního čepu hydromotoru I	mm
r_{Bx}	kolmá vzdálenost reakce F_{Bx} od bodu A	mm
r_{By}	kolmá vzdálenost reakce F_{By} od bodu A	mm
$r_{\check{c}1}$	rameno síly $F_{\check{c}1}$	m
$r_{\check{c}2}$	rameno síly $F_{\check{c}2}$	m
r_F	kolmá vzdálenost síly F od bodu B	mm
r_{G1}	kolmá vzdálenost G_1 od A	mm
r_{G2}	kolmá vzdálenost síly G_2 od bodu B	mm
r_{G3}	kolmá vzdálenost síly G_3 od bodu B	mm
r_H	rameno síly F_H	m
r_p	kolmá vzdálenost síly F_p od bodu B	mm
r_{p1}	kolmá vzdálenost od bodu A k ose hydromotoru	mm
$r_{p2(A)}$	kolmá vzdálenost hydromotoru I od bodu A	mm
$r_{p2(B)}$	kolmá vzdálenost hydromotoru II od bodu B	mm
S_1	plocha jmenovitého průměru válce hydromotoru I	mm ²
S_2	plocha pístní tyče hydromotoru II	mm ²
S_A	šířka bočnice základny	mm



S_B	šířka bočnice ramene I	mm
$S_{\text{česlice}}$	šířka česlice	mm
S_{sekce}	šířka sekce česlí	mm
$T_{1(I)}$	posouvající síla ramene I pro úsek 1	N
$T_{1(II)}$	posouvající síla ramene II pro úsek 1	N
$T_{2(I)}$	posouvající síla ramene I pro úsek 2	N
$T_{2(II)}$	posouvající síla ramene II pro úsek 2	N
$T_{3(I)}$	posouvající síla ramene I pro úsek 3	N
V_s	světlá mezera mezi česlicemi	mm
W_{eelyy}	pružný modul průřezu k ose yy	cm ³
W_{eelzz}	pružný modul průřezu k ose zz	cm ³
$W_{k(I)}$	polární modul průřezu	cm ³
z	vzdálenost od bodu A k ose spodního čepu hydromotoru I	mm
α_3	úhel, který svírá r_1 s z	°
α_4	úhel odklonu ramene I od osy x	°
β	úhel, který svírá rameno I s ramenem II	°
β_1	úhel, který svírá rameno II od svislé osy	°
β_2	úhel, který svírá osa ramene II se vzdáleností b	°
β_3	úhel, který svítá vzdálenost a vzdálenost b	°
β_4	úhel, který svírá osa ramene I se vzdáleností a	°
γ	úhel svírající rameno II s česlemi	°
γ_1	úhel svírající osa hydromotoru II se vzdáleností b	°
γ_2	úhel svírající rameno I s hydromotorem II	°
γ_3	úhel svírající vzdálenost b s osou konzoly hydromotoru	°
σ_{Dov}	dovolené napětí	MPa
σ_n	napětí na mezi úměrnosti	MPa
σ_{otA}	tlakové napětí v čepu A	MPa
σ_{otB}	tlakové napětí v čepu B	MPa
σ_{oyy}	ohybové napětí k ose yy	MPa
σ_{ozz}	ohybové napětí k ose zz	MPa
σ_{red}	redukované napětí	MPa
$\tau_{\text{čB}}$	smykové napětí v čepu B	MPa
τ_{Dov}	dovolené smykové napětí	MPa



SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace

Výkres sestavy:	HYDRAULICKY POHÁNĚNÉ ČESLE	0-BP-00/00
Kusovník (1/2):	HYDRAULICKY POHÁNĚNÉ ČESLE	4-BP-00/00
Kusovník (1/2):	HYDRAULICKY POHÁNĚNÉ ČESLE	4-BP-00/00
Výkres podsestavy:	RAMENO I	2-BP-02/00
Kusovník:	RAMENO I	4-BP-02/00