

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci  
nositelka Řádu práce

Fakulta strojní

Katedra strojů průmyslové dopravy

Obor 23 - 20 - 8

stroje a zařízení pro strojírenskou výrobu  
zaměření

stroje a zařízení pro průmyslovou dopravu

KONSTRUKCE UNIVERZÁLNÍHO JEŘÁBOVÉHO RAMENA

KSD - 152

Zdeněk K o t e k

Vedoucí diplomové práce: Ing. Ladislav Bartoníček, VŠST Liberec

Rozsah práce a příloh

Počet stran : 84  
Počet tabulek : 4  
Počet obrázků : 56  
Počet výkresů : 13  
Počet jiných příloh: 4

DT 621.873

Datum odevzdání DP  
10.5.1988

# ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

pro **Zdeněk K o t e k**  
obor **23-20-8 Stroje a zařízení pro strojírenskou výrobu**

Vedoucí katedry Vám ve smyslu nařízení vlády ČSSR č. 90/1980 Sb., o státních závěrečných zkouškách a státních rigorózních zkouškách, určuje tuto diplomovou práci:

Název tématu: **Univerzální jeřábové rameno**

### Zásady pro vypracování:

Pro vysokezdvižné vozíky n.p. Dosta Děčín navrhnete vhodný typ výsuvného a otočného jeřábového ramena pro nosnost 300 - 500 kg. Při řešení zejména proveďte:

1. výběr vhodného uspořádání a ovládání s ohledem na stabilitu vozíku
2. konstrukční návrh a pevnostní výpočet navrhovaného řešení, včetně výrobních výkresů hlavních dílů
3. ekonomické posouzení zvoleného řešení

V 151 / p p 5

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ  
Ústřední knihovna  
LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 8  
PŠČ 461 17

Vozíky vysoké -  
zdvižné -  
stabilita vozíku

Rozsah grafických prací: **dle textu**  
Rozsah průvodní zprávy: **cca 40 stran**

Seznam odborné literatury:

**ČERVINKA, O. a kol.: Stroje a zařízení pro  
průmyslovou dopravu. Skriptum SHD,  
Liberec 1986**

**PROKEŠ, J.: Hydraulické mechanismy v automatizaci,  
SNTL Praha 1973**

**Přespekty výrobců přídatných zařízení.**

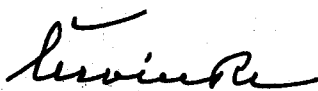
Vedoucí diplomové práce: **Ing. Ladislav Bartoniček**

Konzultant: **Ing. Malý Miroslav, CSc.**

Datum zadání diplomové práce: **1. 12. 1986**

Termín odevzdání diplomové práce: **10. 5. 1988**

L.S.

  
**Doc. Ing. Oldřich Červinka, CSc.**

Vedoucí katedry

  
**Doc. Ing. Ján Alaxin, CSc.**

Děkan

V **Liberci** dne **1. 12.** 19**88**

## Obsah

Kapitola	Název kapitoly	strana
1.	Úvod .....	1
2.	Přehled o současném stavu řešené problematiky .....	3
2.1	Manipulační plošina .....	3
2.2	Opěrná mříž .....	3
2.3	Prodloužená vidlice .....	3
2.4	Hydraulická lopata .....	4
2.5	Otočné vidlice .....	4
2.6	Jeřábové rameno .....	4
2.7	Jeřábové rameno /typ JH 1531/ .....	5
3.	Cíl diplomové práce .....	7
4.	Výběr vhodného uspořádání s ohledem na stabilitu vozíku .....	9
4.1	Volba pohonu .....	9
4.2	Umístění jeřábového ramene .....	9
4.3	Převod přímočarého pohybu na rotační .....	10
4.4	Volba ložisek .....	11
5.	Popis a konstrukční řešení .....	13
5.1	Konstrukční řešení nosníku .....	13
5.2	Výpočet silových poměrů v místech uložení otočné části jeřábového ramene .....	14
5.2.1	Výpočet reakcí v místě uložení jeř. ramene pro zvedací zař. v zákl. poloze .....	15
5.2.2	Výpočet reakcí v místě uložení jeř. ramene při překlopení vpřed o úhel $\gamma = 5^{\circ} 45'$ .....	17

Kapitola	Název kapitoly	strana
5.2.3	Výpočet reakcí v místě uložení jeř.ra- mene při překlopení vzad o úhel $\rho=10^\circ$ .....	18
5.3	Výpočet momentu k otáčení jeř.ramene .....	20
5.3.1	Moment větru .....	21
5.3.2	Inerční moment rotujících hmot .....	21
5.3.3	Třecí moment .....	25
5.4	Návrh a kontrola pera .....	26
5.5	Výpočet ozubeného převodu .....	27
5.5.1	Rozměrový výpočet ozubeného segmentu a hřebenu .....	27
5.5.2	Pevnostní výpočet ozubeného soukolí .....	30
5.6	Výpočet a kontrola přímočarého hydromo- toru, který složí k otáčení jeř.ramene .....	33
5.6.1	Síla hydromotoru k otočení jeř.ramene .....	34
5.6.2	Výpočet tlaku v hydromotoru .....	34
5.6.3	Pevnostní kontrola hydromotoru .....	35
5.6.4	Kontrola kolíků na hydromotoru .....	37
5.7	Pevnostní kontrola otočné části jeř.ra- mene .....	38
5.7.1	Kontrola svaru v místě mezi nosníkem a stojnou .....	38
5.7.2	Skutečné silové poměry na stojně .....	41
5.7.3	Vnitřní silové účinky na stojně v mí- stě ozubeného segmentu .....	44
5.7.4	Kontrola svaru mezi trubkou a čepy .....	47
5.7.5	Popis a kontrola nalisování čepů v trubce ...	48
5.8	Kontrola ložisek .....	50
5.9	Popis a kontrola spodního domečku .....	54

Kapitola	Název kapitoly	strana
5.9.1	Kontrola svaru mezi hlavní částí domečku a vedením tělesa hydromotoru .....	55
5.9.2	Kontrola svaru mezi základní deskou a spodním domečkem .....	56
5.10	Výpočet šroubů v horním domečku .....	59
5.10.1	Nulové vytočení jeřábového ramene .....	61
5.10.2	Vytočení jeřábového ramene o $\varphi=45^\circ$ .....	63
5.11	Kontrola nosného průřezu patek .....	65
5.11.1	Kontrola patek při nulovém vytočení jeř. ramene .....	66
5.11.2	Kontrola patek při vytočení jeř. ramene o $\varphi=45^\circ$ .....	67
5.11.3	Kontrola svaru patky .....	67
5.12	Hydraulický obvod .....	69
6.	Kontrola vozíku .....	71
6.1	Kontrola na podélnou stabilitu pro zdvih $z=3,3$ m .....	71
6.2	Kontrola boční stability pro zdvih $z=3,3$ m .....	73
6.3	Návrh a kontrola vodících kladek příčně zatížených .....	76
6.3.1	Kontrola ložisek .....	77
6.3.2	Kontrola čepu v místě uchycení k rámu .....	78
6.3.3	Kontrola vidlice .....	79
7.	Ekonomické posouzení zvoleného řešení .....	82
8.	Závěr .....	83
9.	Literatura .....	84
	Přílohy	

## Seznam použitého označení

Značka	Popis
a .. m ....	vzdálenost středu horního ložiska od osy nosníku
b .. m ....	rameno při překlopení vpřed
c <sub>p</sub> .. N/m ..	tuhost příruby
c <sub>s</sub> .. N/m ..	tuhost šroubu
d .. m ....	průměr
d <sub>s</sub> .. m ....	střední průměr ložiska
e .. m ....	rozchod kol
f .. - ....	součinitel tření
f <sub>o</sub> .. - ....	součinitel smykového tření za klidu
g .. m/s <sup>2</sup> ..	gravitační zrychlení
h .. m ....	vzdálenost uložení ložisek
h <sub>a</sub> .. m ....	výška hlavy zubu
h <sub>f</sub> .. m , ...	výška paty zubu
k .. - ....	koefficient bezpečnosti
l .. m ....	délka
m .. kg ...	hmotnost
m <sub>b1</sub> .. kg ...	hmotnost břemene 1000 kg
m <sub>b2</sub> .. kg ...	hmotnost břemene 1500 kg
n .. 1/min	otáčky
n <sub>Q</sub> .. - ....	součinitel zatížení od břemene
p .. MPa ..	tlak
p <sub>D</sub> .. MPa ..	dovolený měrný tlak
r .. m ....	poloměr
s .. m ....	hloubka zapuštění kolíků
s <sub>F</sub> .. - ....	součinitel bezpečnosti proti porušení zubu lomem
s <sub>H</sub> .. - ....	součinitel bezpečnosti proti tvorbě pittingů
t .. m ....	tloušťka svaru

Značka	Popis
$t_a$ .. s .....	doba rozběhu
$v$ .. m/s ..	rychlost
$x$ .. m .....	vzdálenost těžiště od daného místa
$y$ .. m .....	vzdálenost těžiště vidlí od desky zved. ústrojí
$z$ .. m .....	maximální zdvih zved. ústrojí
$z_R$ .. m .....	rameno těžiště otočné části jeřábového ramene
$z_T$ .. m .....	rameno těžiště vozíku
$z_1$ .. - .....	počet zubů hřebenu
$z_2$ .. - .....	počet zubů ozubeného segmentu
$B$ .. m .....	šířka ložiska
$C$ .. N .....	základní dynamická únosnost
$C_0$ .. N .....	základní statická únosnost
$D$ .. m .....	průměr
$D_a$ .. m .....	průměr hlavové kružnice
$D_b$ .. m .....	průměr základní kružnice
$D_f$ .. m .....	průměr patní kružnice
$E$ .. MPa ..	modul pružnosti v tahu
$E_F$ .. N .....	síla zatěžující ložiska
$F$ .. N .....	síla přenášená ozubeným převodem
$F_a$ .. N .....	axiální síla
$F_D$ .. N .....	dovolená síla ve šroubu
$F_G$ .. N .....	síla způsobená vlastní tíhou tělesa hydromotoru a hřebenu
$F_M$ .. N .....	síla od hydromotoru
$F_V$ .. N .....	výpočtové zatížení ložiska
$I$ .. kgm <sup>2</sup> ..	moment setrvačnosti
$I_{red}$ kgm <sup>2</sup> ..	celkový redukovaný moment setrvačnosti
$L$ .. m .....	rozvor kol



Značka	Popis
$L_h$ .. m	.... životnost valivých ložisek
$M$ .. Nm	.... moment
$M_b$ .. Nm	.... využitelný klopný moment pro břemeno
$M_o$ .. Nm	.... ohybový moment
$M_t$ .. Nm	.... třecí moment
$M_u$ .. Nm	.... utahovací moment šroubu
$M_v$ .. Nm	.... moment větru
$M_z$ .. Nm	.... záběrový moment
$M_{zr}$ .. Nm	.... inerční moment rotujících hmot
$M_D$ .. Nm	.... dovolený utahovací moment
$M_K$ .. Nm	.... kroutící moment
$Q_{b1}$ .. N	.... síla od břemene 1000 kg
$Q_{b2}$ .. N	.... síla od břemene 1500 kg
$Q_H$ .. N	.... síla od závěsu
$R_{Ax}$ .. N	.... radiální reakce ve směru x v místě A
$R_{Ay}$ .. N	.... radiální reakce ve směru y v místě A
$R_{Az}$ .. N	.... radiální reakce ve směru z v místě A
$R_{Bx}$ .. N	.... radiální reakce ve směru x v místě B
$R_{Bz}$ .. N	.... radiální reakce ve směru z v místě B
$S$ .. m <sup>2</sup>	.... plocha
$T$ .. N	.... posouvající síla
$W_o$ .. m <sup>3</sup>	.... průřezový modul v ohybu
$W_K$ .. m <sup>3</sup>	.... průřezový modul v krutu
$\alpha$ .. °	.... úhel
$\lambda$ .. -	.... převodní součinitel svaru
$\beta$ .. -	.... součinitel tloušťky svaru
$\rho$ .. °	.... úhel překlopení
$\delta$ .. mm	.... přesah vzhledem k průměru
$\Delta$ .. mm	.... přesah vzhledem k poloměru
$\epsilon_c$ .. -	.... trvání záběru ozubení

Značka	Popis
$\mu$ .. - ..	Poissonovo číslo
$\sigma_a$ .. MPa ..	napětí v axiálním směru
$\sigma_r$ .. MPa ..	radiální napětí
$\sigma_0$ .. MPa ..	ohybové napětí
$\sigma_t$ .. MPa ..	normálové obvodové napětí
$\sigma_s$ .. MPa ..	výsledné srovnávací napětí svaru
$\sigma_{ekvHMH}$ .. MPa ..	ekvivalentní napětí dle hypotézy HMH
$\sigma_D$ .. MPa ..	dovolené napětí
$\tau$ .. MPa ..	smykové napětí
$\tau_s$ .. MPa ..	výsledné smykové napětí
$\tau_2$ .. m ..	šířka zubu na roztečné kružnici
$\tau_3$ .. MPa ..	dovolené smykové napětí
$\varphi$ .. - ..	dynamický pojezdový součinitel
$\psi_d$ .. = ..	střední poměrná šířka ozubení
$\omega$ .. rad/s	úhlová rychlost

## 1. Úvod

Již v dnešní době byla zkonstruována výkonná zařízení pro nejrozmanitější úkoly zdvihací techniky. Vývoj zdvihacích zařízení není však dodnes ukončen a podle potřeb nově se vyskytujících úkolů transportní techniky vznikají nové druhy a typy zdvihacích zařízení, racionalizuje se jejich způsob obsluhy, zvyšuje se jejich pracovní spolehlivost a zařazují se podle potřeby spolu s ostatními zařízeními dopravní techniky do komplexních pracovišť.

Protože se dosud nepoužívá vhodných zdvihacích zařízení všude tam, kde toho třeba /což je ovšem zaviněno nikoli jen technickými, nýbrž i technologicko-provozními, organizačními, tzv. "ekonomickými" a jinými důvody/, je dosud u nás při manipulaci s materiálem zaměstnáno 3 krát až 5 krát více osob, než by byl optimální stav, lit.[1]. Je nasnadě, že toto zaostávání prodražuje provoz, čímž přímo zvyšuje cenu dopravovaného materiálu, nemluvě o ztrátách časových a o zbytečně vynaložené namáhavé lidské práci, zcela proti zásadě, že jí má konat stroj, kdežto člověku zůstane jen řídicí a kontrolní práce.

Z těchto důvodů se musíme snažit využít techniky, co nejvíce zdokonalených zdvihacích a dopravních zařízení, v jejichž čele nesporně stojí dnešní akumulátorové a motorové dopravní vozíky.

Požadavky na dnešní zdvihací zařízení můžeme shrnout do těchto bodů:

- a/ Velký dopravní /pracovní/ výkon a malá vlastní hmotnost
- b/ Bezpečný a spolehlivý provoz
- c/ Jednoduchá, pokud možno automatická obsluha

- d/ Přizpůsobit zařízení z hlediska komplexní mechanizace celého transportního procesu
- e/ Normalizace a typizace zařízení, zrychlení a zhuštění jejich výroby

## 2. Přehled o současném stavu řešené problematiky

V Československu se v současné době používají čelní vysokozdvížné vozíky vyráběné v "Destě" n.p. Děčín. Tento vysokozdvížný vozík slouží k nakládání, skládání, stohování a přepravě zboží a materiálu. Je určen k provozu na nádvořích, běžně upravovaných vozovkách a rampách. Pracovní doba vozíku není omezena. Vozík je velmi mobilní a z důvodů těchto vlastností se musíme snažit tyto klady co nejvíce využít. Proto se v ČSSR vyrábějí a využívají tyto přídatná zařízení:

### 2.1 Manipulační plošina /typ MP 201/

Slouží k zdvihání osob, případně i s nákladem. Umožňuje práce ve výšce a v takových prostorách, kde lze k pracovnímu místu zajet s vozíkem.

### 2.2 Opěrná mříž /typ OM 0021, OM 0023, OM 0024, OM 0025, OM 0031, OM 0032/

Slouží jako ochrana řidiče motorového vozíku, neboť zabráňuje pádu přepravovaného materiálu na stanoviště řidiče.

### 2.3 Prodloužená vidlice /typ PV 16, PV 22/

Usnadňuje manipulaci s břemenem objemných rozměrů. Uve-

dená břemena jsou pro manipulaci vzhledem ke svým rozměrům na standartních nosných vidlicích nevhodná a práce s nimi by byla v tomto ohledu nebezpečná. Prodlouženou vidlici je možno použít pouze v páru.

#### 2.4 Hydraulická lopata /typ HL 1223, HL 1831/

Slouží k nabírání a přemísťování sypkých materiálů jako uhlí, koksu, písku a podobně, uložených na rovném terénu s pevným podkladem. Naplnění lopaty je závislé na stavu nabíraného materiálu, tj. na jeho vlhkosti.

#### 2.5 Otočné vidlice /typ OV 1521, OV 2021, OV 2431/

Jsou určeny pro manipulaci s materiály, které jsou vysypatelné z palet. Palety musí být upraveny tak aby při otáčení nemohly z otočných vidlic spadnout.

#### 2.6 Jeřábové rameno /typ JR 15, JR 2521, JR 3231/

Usnadňuje manipulaci s břemeny, která lze nejpohodlněji uchopit hákem do závěsu nebo vázáním. U JR 3231 je výložník spolu se základní deskou svařen z ocelových dílů a lišt. V rameni výložníku jsou čtyři otvory, do nichž lze hák přestavit pomocí čepu, který lze vyjímat a upevňovat bez pomoci nářadí. Háček je na čepu v držáku uložen otočně. Nosná deska s výložníkem se zavěšuje na zdvihací desku vozíku a připevňuje se k ní

dvěma šrouby M16. Toto jeřábové rameno se ovládá shodně jako zdvihací zařízení - překlápění a zaklápění druhou pákou sou-  
pátkového rozvaděče a zdvih první pákou. Otočné uložení háku  
je nutné namazat tukem alespoň jednou za rok, pravidelně je-  
dnou za měsíc nutno kontrolovat dotažení spojů. Bezpodmínečně  
je nutné dodržovat zatěžování podle nosností a vyložení háku,  
jak je označeno štítky na výložníku jeřábového ramene. Při  
překročení vyznačeného zatížení dojde k porušení stability  
vozíku, tj. k jeho překlopení. Nastavení háku provádí řidič vo-  
zíku dle váhy břemene s nimi pracuje.

### 2.7 Jeřábové rameno /typ JH 1531/

Slouží k převážení a zdvihání břemen, která je možno při-  
způsobit k zavěšení na hák pomocí závěsných lan nebo řetězu.  
Hák jeřábového ramene je hydraulicky vysunovatelný a lze jej  
nastavit do pevného závěsu na rameni nebo do závěsu na výsu-  
vné tyči.

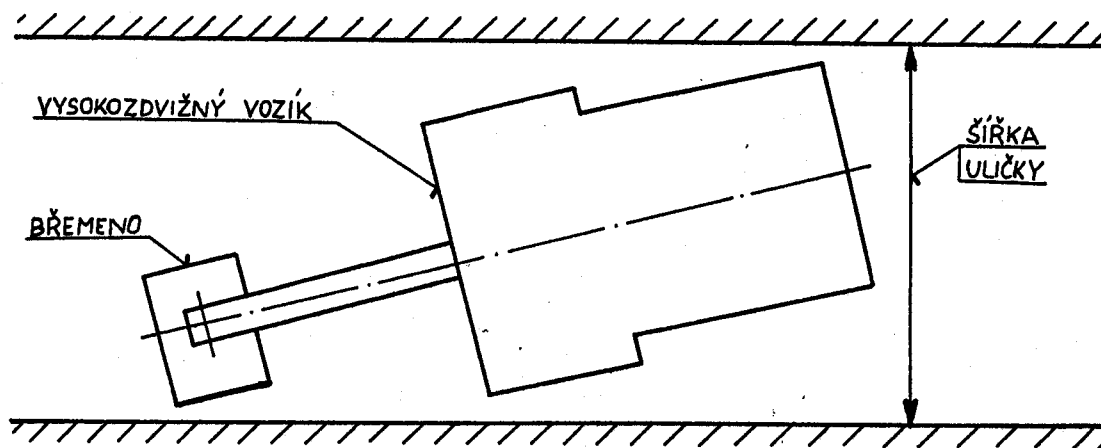
Na základní nosnou desku je navařena trubka, v níž je u  
desky začepován hydraulický pracovní válec. Pístnice válce je  
čepem spojena s výsuvnou tyčí na níž je uložen závěs háku. Vý-  
suvná tyč je vedena ve dvou bronzových pouzdrech. Pouzdra jsou  
mazána kulovými mazacími čepy. Výsuvná tyč je utěsněna stíra-  
cím kroužkem. Trubka je vystužena plechovým krytem, přivařeným  
na trubku a nosnou desku. Přívody k hydraulickému válci jsou  
od rychlospojek umístěných na horní části nosné desky vedené  
trubkami a připojeny průtokovými šrouby. Jeřábové rameno se  
nasazuje na zdvihací desku vozíku patkami nosné desky a při-  
pevňuje se na zdvihací desku dvěma šrouby M 16. Před nasaze-

ním ramene je nutno z bezpečnostních důvodů sejmout vidlice ze zdvihací desky. Po připevnění ramene se provede připojení hydraulického obvodu vozíku tím, že se koncovka rychlospojky na hadici vedení oleje VOP nasune do koncovky rychlospojky na nosné desce. Pak je možno začít s jeřábovým ramenem pracovat. Hák je možno přestavovat do závěsů pomocí vyjímatelného čepu. Přestavování si řidič provádí dle váhy břemene, s kterým pracuje. Jeřábové rameno se ovládá shodně jako zdvihací zařízení, zdvihání se provádí první pákou a naklápění druhou pákou šoupátkového rozvaděče. Hydraulický válec je vedením oleje připojen k šoupátku ovládaného první pákou rozvaděče v druhé řadě u DVHM 3222 TM a třetí pákou rozvaděče u DVHM 3222 L. Připojení hadic musí být provedeno tak, aby se hák při pohybu páky vpřed vysouval a při pohybu páky vzad zasouval, jak je uvedeno na štítku funkcí připevněném na vozíku u pák rozvaděče. Pro obsluhu jeřábového ramene se vyžaduje pro řidiče motorového vozíku kvalifikace: jeřábník - obsluhovatel a pro závozníka kvalifikace: vazač - obsluhovatel, viz. ustanovení čl. 6 a 24 ČSN 27 2143. Údaje o uvedených přídatných zařízeních je čerpáno z lit. [2].



### 3. Cíl diplomové práce

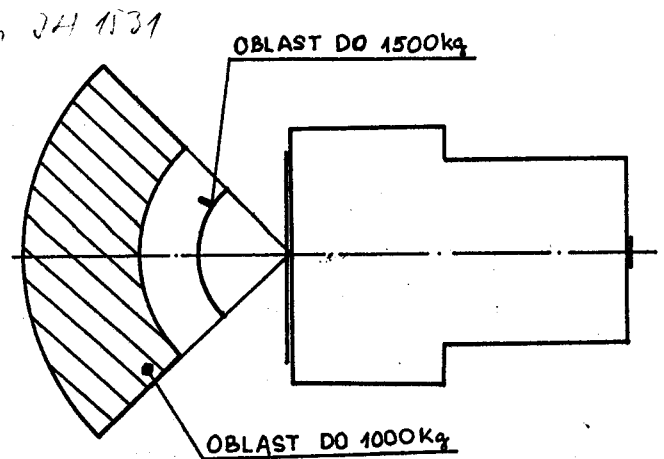
Cílem této diplomové práce je návrh a konstrukční řešení univerzálního jeřábového ramene, tj. výsuvné a otočné jeřábové rameno, pro nosnost 300-500 kg, pro vysoko zdvižný vozík DVHM 3222 LX, který se vyrábí v "Destě" n.p. Děčín. V současné situaci se v Československu vyrábí výsuvné jeřábové rameno JH 1531, popis viz. odstavec /2.7/. Nevýhody tohoto zařízení jsou v tom, že jestliže řidič vysoko zdvižného vozíku má umístit do určitého prostoru nějaké břemeno a nepovede se mu s vozíkem najet, pak musí zařadit rychlostní stupeň vzad, popojet, zařadit rychlostní stupeň vpřed a znovu najíždět. V provozech a dílnách také nastávají situace, kdy uličky /dopravní cesty/ jsou poměrně úzké a vozík nemůže, ačkoli je velmi mobilní, najet a položit břemeno mimo uličku, jak je naznačeno na obr.1. Pak je nutné používat mostové, či jiné jeřáby na pře-



obr.1

kládání. Tím se zvyšují počty lidí zaměstnaných přepravou materiálů, nemluvě o časových a tím i dalších vznikajících ztrá-

tách. Tyto problémy by mělo vyřešit univerzální jeřábové ramię, u kterého je poměrně velký pracovní prostor viz. obr.2. Tato oblast nám v tomto případě ukazuje, jak se zvětšuje možnost manipulace s břemenem. Pracovní oblast pro břemeno do 1000 kg je vyšrafována. Od podélné osy může být vychýlení na každou stranu 45 stupňů, zasunuté břemeno se pohybuje po rameni 1646 mm a vysunuté na rameni 2106 mm. Břemeno do hmotnosti 1500 kg se může zavěsit pouze na rameni 876 mm, což je pevný závěs a tudíž se může pohybovat pouze po kružnici s vychýlením od podélné osy o 45 stupňů.



obr.2

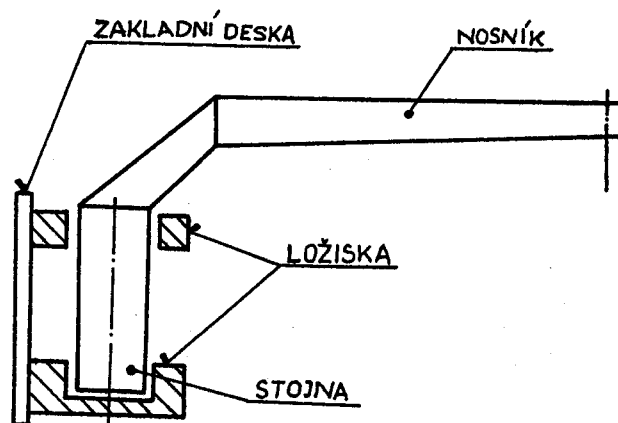
#### 4. Výběr vhodného uspořádání a ovládání s ohledem na stabilitu vozíku

##### 4.1 Volba pohonu

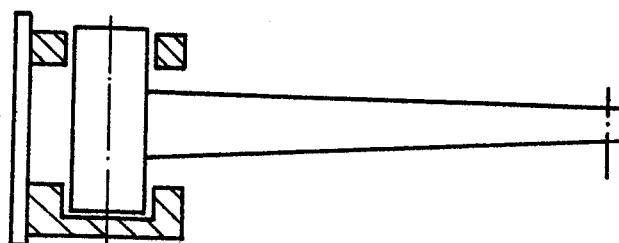
Vycházel jsem z několika variant pohonu. Zvolit buď rotační hydromotor, nebo přímočarý. Rotační se mi zdál dražší a výrobně náročnější než přímočarý a tak jsem se přiklonil k variantě přímočarého hydromotoru.

##### 4.2 Umístění jeřábového ramene

Při umístění jeřábového ramene na stojnu jsem byl postaven před dvě varianty. Buď přivařit nosník jeřábového ramene podle obr.3 nebo podle obr.4. Při koncepci řešení podle obr.3 je těžiště vysunuto při maximálním zdvihu dosti vysoko a tím se zhoršuje stabilita vozíku. Další nevýhodou je to, že řidič vozíku nevidí přes základní desku, zvětšuje se hmotnost přídavného



obr.3

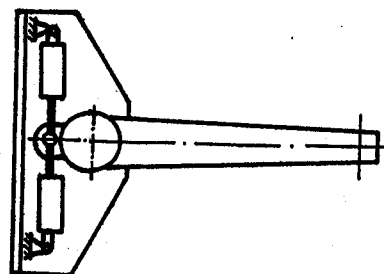


obr.4

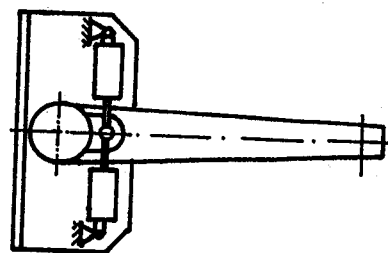
zařízení a tím i silové namáhání je větší. Při variantě dle obr.4, kdy nosník jeřábového ramene je přivařen přímo ke stojně a to v místě mezi ložisky, se zmenšuje hmotnost samotného přídavného zařízení. Oproti předešlé koncepci, se zvětšuje tuhost stojny, zmenšuje se oblast namáhání krutem, vzniklé od pohonu otáčení jeřábového ramene, při stejné výšce zvedacího zařízení již nezakrývá základní deska výhled řidiči vozíku a tím se zvětšuje i bezpečnost manipulace s břemeny. Z těchto důvodů jsem se rozhodl pro variantu podle obr.4.

#### 4.3 Převod přímočarého pohybu na rotační

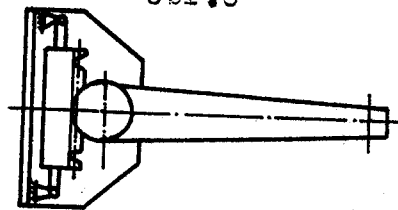
Další možnosti vznikly při konstrukci přenosu hnací síly od přímočarého hydromotoru ke stojně jeřábového ramene. Převod síly je možný přes kloub a rameno viz. obr.5 a 6 nebo od hřebenu, který je upevněn na těleso přímočarého hydromotoru, na ozubené kolo, které je spojeno se stojnou zvedacího ústrojí dle obr.7 a 8. Varianty podle obr.5 a 7 jsou nevýhodné z hlediska velké vzdálenosti středu otáčení jeřábového ramene od základní desky, tedy i posunutí těžiště. Tím se zhoršuje stabilita vysokozdvížného vozíku a proto jsem se těmito variantami dále nezabýval. Řešení podle obr.6 se jeví jako výhodnější, oproti předešlým dvěma variantám, má velký klad v jednoduchém řešení, ale v tomto



obr.5

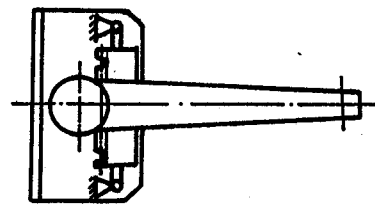


obr.6



obr.7

případě je ve značné míře omezeno maximální vytočení jeřábového ramene, vlivem kloubového uchycení přímočarého hydromotoru. Zbývající konstrukce je schematicky nakreslena na obr. 8, kde stojna je co nejblíže k základní desce zvedacího zařízení. K pří-



obr. 8

močarému hydromotoru je připevněn hřeben, který natáčí stojnou. Toto řešení má největší rozsah otáčení jeřábového ramene a i přes složitější řešení, než je pouze převod síly přes klouby, se mi jeví z uvedených hledisek nejvýhodnější a proto se s touto konstrukcí dále zabývám.

#### 4.4 Volba ložisek

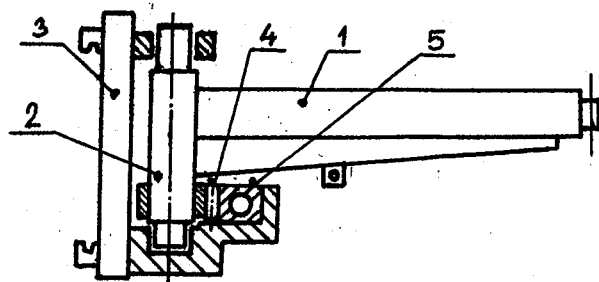
Při rozhodování použití druhu ložisek, zda použít kluzná či valivá jsem vycházel z lit. [3], kde se uvádí cituji: Kluzná ložiska jsou strojní součásti nebo samostatné dílce strojních zařízení, k uložení čepů a hřídelů, jimž umožňují otáčení kolem jejich os. Vyznačují se tím, že mezi jejich stykovými plochami a plochami pohybujících se v nich součástí vzniká kluzné tření. Proti valivým ložiskům jsou kluzná ložiska konstrukčně jednodušší, výrobně méně náročná a levnější. Mají též menší zastavitelný průměr i váhu a uplatňují se zvláště u přesných uložení. Jejich opravy jsou snadné, zejména u ložisek s tenkostěnnými výstelkami pánví. Proti valivým ložiskům mají však kluzná ložiska menší životnost, větší ztráty třením při rozběhu nebo nedokonalém mazání /v oblasti suchého nebo polosuchého tření/, větší požadavky na mazání a u nehybných dlouhých pánví je jejich choulostivost na prohnutí

čepu větší. Jejich konstrukční i montážní přizpůsobivost je naopak větší. Kladnou stránkou mazání je tlumící účinek olejového filmu /větší odolnost proti rázům/, takže provoz s kluznými ložisky je méně hlučný než s ložisky valivými. Valivá ložiska se vyznačují tím, že na jejich funkčních plochách vzniká valivé tření. Používá se jich k uložení čepů a hřídelů, přičemž tvoří obvykle samostatný montážní celek s předem známými vlastnostmi, který dodává výrobce hotový podle katalogu. Proti kluzným ložiskům mají především výhodu menších ztrát třením, které se při změně zatížení nebo rychlosti prakticky nemění. Jsou méně citlivá na teplo a mají menší spotřebu maziva, přičemž nevyžadují tolik obsluhy a dohledu. Jejich konstrukční výhoda je v tom, že jsou úzká, mají jednodušší ložisková tělesa a jsou normalizována. Správně volená valivá ložiska zaručují přesný chod a bezpečný provoz. Jsou však dražší než kluzná ložiska a jejich výroba, montáž i oprava jsou obtížnější a náročnější. Konstrukční nevýhodou je někdy jejich větší průměr" konec citátu. Z hlediska těchto vlastností jsem zvolil uložení stojny ve valivých ložiskách.

## 5. Popis a konstrukční řešení

Univerzální jeřábové rameno se skládá z několika základních komponentů podle obr,9:

- 1....nosník
- 2....stojna
- 3....základní deska
- 4....převod
- 5....pohon natáčení jeřábového ramene



obr.9

### 5.1 Konstrukční řešení nosníku

Z důvodů co nejmenších nákladů při zavádění tohoto zařízení do výroby jsem použil již vyráběný typ jeřábového ramene JH 1531. Toto řešení má výhodu v tom, že se může použít již zaběhnuté výrobní technologie, nástroje i provoz s velmi malými úpravami. Základní desku, na kterou byla přivařena trubka s vystužovacím plechovým krytem přivařeným na trubku, nepoužijeme. Trubka i plechový kryt musí být upravený. Trubka musí být vyfrézovaná tak, aby při styku se stojnou, kterou tvoří trubka o vnějším průměru 152mm, nám zabezpečila požadovanou polohu pro zavaření. Totéž platí i pro plechový kryt, který vystužuje nosník a je přivařený na nosníkovou trubku. Tento plech může být již předem do požadovaného tvaru vystřižen, popřípadě vysekán. Ostatní součásti jsou použity bezezměn. Do již zmíněné trubky, která slouží jako nosník, je u stojny začepován hydraulický pracovní válec. Pístnice válce je čepem spojena

s výsuvnou tyčí, na níž je uložen závěs háku. Výsuvná tyč je vedena ve dvou bronzových pouzdrech. Pouzdra jsou mazána kulovými mazacími čepy. Výsuvná tyč je utěsněna stíracím kroužkem. Již zmíněný nosník a stojna tvoří jeden celek viz. výkres KSD-152-1.00.

## 5.2 Výpočet silových poměrů v místech uložení otočné části jeřábového ramene

Řešení tohoto jeřábového ramene umožňuje přestavovat závěs, na který se zavěšuje břemeno, do dvou poloh. První možnost zavěšení je na výsuvnou tyč, kde hmotnost břemene je omezena do 1000 kg a druhá možnost zavěšení břemene je pomocí vyjímatelného čepu a háku na pevný závěs. Maximální hmotnost břemene na pevném závěsu, na rameni 876 mm, může činit 1500 kg. Pro základní polohu zdvihacího zařízení a vysunutou výsuvnou tyč, kde je zavěšeno břemeno o hmotnosti  $m_b = 1000$  kg a závěs o hmotnosti  $m_H = 22$  kg na rameni  $r = 2,106$  m:

$$Q_{b1} = g \cdot m_{b1} \quad (1)$$

$$Q_{b1} = 9,81 \cdot 1000$$

$$Q_{b1} = 9810 \text{ N}$$

Pro břemeno 1500 kg:

$$Q_{b2} = g \cdot m_{b2} \quad (2)$$

$$Q_{b2} = 9,81 \cdot 1500$$

$$Q_{b2} = 14\,715 \text{ N}$$

Síla působící od závěsu:

$$Q_H = g \cdot m_H \quad (3)$$



$$Q_H = 9,81 \cdot 22$$

$$Q_H = 215,82 \text{ N}$$

Součinitel zatížení a dynamické součinitelé dle /ČSN 27 0103/  
 součinitel zatížení od břemene  $n_Q = 1,2$   
 dynamický zdvihový součinitel  $\psi = 1,5$   
 dynamický pojezdový součinitel  $\varphi = 1,5$

$\varphi, \psi$  zvoleny s přihlédnutím ke zkouškám a zkušenostem z provozu vysokozdvihových vozíků, uvažuje se větší, v případě rovnosti hodnota jednoho z nich.

Těžiště jeřábového ramene je vzdálené od osy otáčení  $x_T = 0,624 \text{ m}$ , jak je uvedeno v příloze 1.

5.2.1 Výpočet reakcí v místě uložení jeřábového ramene pro zvedací zařízení v základní poloze:

a/ Jeřábové rameno je zatíženo od břemene o hmotnosti  $m_{b1} = 1000 \text{ kg}$  na rameni  $r_1 = 2,106 \text{ m}$ . K uvedenému břemenu se musí připočítat ještě tíha závěsu. Jak je naznačeno na obr.10, vzdálenost uložení  $h = 0,538 \text{ m}$ ,

rovnice rovnováhy jsou:

$$R_{Ax} - R_{Bx} = 0 \quad (4)$$

$$R_{Ay} - Q_R - n_Q \cdot \psi (Q_{b1} + Q_H) = 0 \quad (5)$$

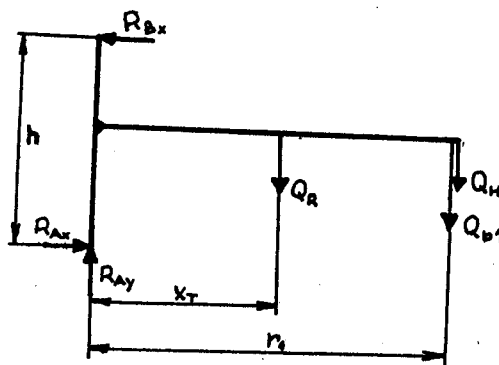
$$R_{Bx} \cdot h - Q_R \cdot x_T - n_Q \cdot \psi (Q_{b1} + Q_H) \cdot r_1 = 0 \quad (6)$$

Z rovnice (6) vyjádříme reakci:

$$R_{Bx} = \frac{Q_R \cdot x_T + n_Q \cdot \psi (Q_{b1} + Q_H) \cdot r_1}{h} \quad (7)$$

$$R_{Bx} = \frac{1485 \cdot 0,624 + 1,2 \cdot 1,5 (9810 + 215,82) \cdot 2,106}{0,538}$$

$$R_{Bx} = 72\,365 \text{ N}$$



obr.10

Z rovnice (5) dostaneme:

$$R_{Ay} = Q_R + n_q \cdot \psi (Q_{b1} + Q_H) \quad (8)$$

$$R_{Ay} = 1485 + 1,2 \cdot 1,5 (9810 + 215,82)$$

$$R_{Ay} = 19\,531 \text{ N}$$

Ze vztahu (4) vyplývá:

$$R_{Ax} = R_{Bx} \quad (9)$$

$$R_{Ax} = 72\,365 \text{ N}$$

b/ Jeřábové rameno je zatíženo od břemene o hmotnosti

$m_b = 1500 \text{ kg}$  na rameni  $r_2 = 0,876 \text{ m}$ . Dle obr. 11 sestavíme rovnice rovnováhy:

$$R_{Ax} = R_{Bx} \quad (10)$$

$$R_{Ay} - Q_R - n_q \cdot \psi (Q_{b2} + Q_H) = 0 \quad (11)$$

$$R_{Bx} \cdot h - Q_R \cdot x_T - n_q \cdot \psi (Q_{b2} + Q_H) \cdot r_2 = 0 \quad (12)$$

Z rovnice (12) dostaneme:

$$R_{Bx} = \frac{Q_R \cdot x_T + n_q \cdot \psi (Q_{b2} + Q_H) \cdot r_2}{h} \quad (13)$$

$$R_{Bx} = \frac{1485 \cdot 0,624 + 1,2 \cdot 1,5 (14\,715 + 215,82) \cdot 0,876}{0,538}$$

$$R_{Bx} = 45\,482 \text{ N}$$

Ze vztahu (11) dostaneme:

$$R_{Ay} = Q_R + n_q \cdot \psi (Q_{b2} + Q_H) \quad (14)$$

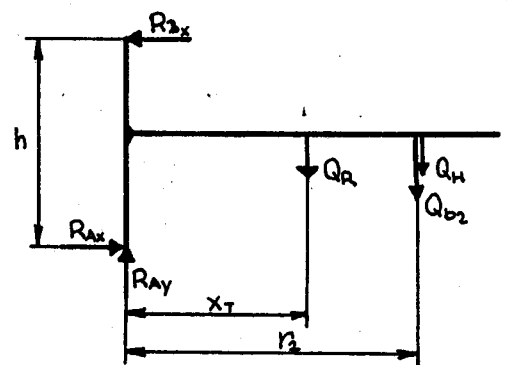
$$R_{Ay} = 1485 + 1,2 \cdot 1,5 (14\,715 + 215,82)$$

$$R_{Ay} = 28\,360 \text{ N}$$

Z rovnice (10) vyplývá:

$$R_{Ax} = R_{Bx} \quad (15)$$

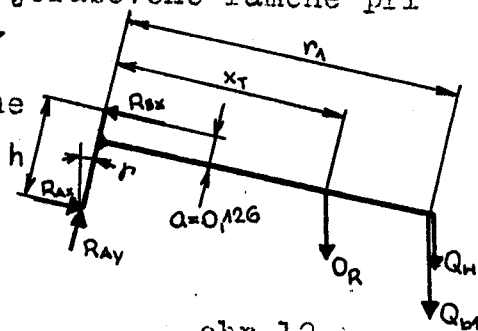
$$R_{Ax} = 45\,482 \text{ N}$$



obr. 11

5.2.2 Výpočet reakcí v místě uložení jeřábového ramene při překlopení vpřed o úhel  $\rho = 5^\circ 15'$

a/ Jeřábové rameno zatíženo od břemene o hmotnosti  $m_{b1} = 1000$  kg na rameni  $r_1 = 2,106$  m. Jak je zřejmé z obr. 12 dostaneme rovnice rovnováhy:



$$R_{Ax} - R_{Bx} + [Q_R + nq \cdot \psi (Q_{b1} + Q_H)] \sin \rho = 0 \quad (16)$$

$$R_{Ay} - [Q_R + nq \cdot \psi (Q_{b1} + Q_H)] \cos \rho = 0 \quad (17)$$

$$R_{Bx} \cdot h - [Q_R + nq \cdot \psi (Q_{b1} + Q_H)] (h - a) \sin \rho - [Q_R \cdot x_T + nq \cdot \psi (Q_{b1} + Q_H) \cdot r_1] \cos \rho = 0 \quad (18)$$

Z rovnice (18) nám vyjde:

$$R_{Bx} = \frac{[Q_R + nq \cdot \psi (Q_{b1} + Q_H)] (h - a) \sin \rho + [Q_R \cdot x_T + nq \cdot \psi (Q_{b1} + Q_H) \cdot r_1] \cos \rho}{h} \quad (19)$$

$$R_{Bx} = \frac{[1485 + 1,2 \cdot 1,5(9810 + 215,82)] (0,538 - 0,126) \sin 5,25^\circ + [1485 \cdot 0,624 + 1,2 \cdot 1,5(9810 + 215,82) \cdot 2,106] \cos 5,25^\circ}{0,538}$$

$$R_{Bx} = 73\,430 \text{ N}$$

Z rovnice (16) dostaneme:

$$R_{Ax} = R_{Bx} - [Q_R + nq \cdot \psi (Q_{b1} + Q_H)] \sin \rho \quad (20)$$

$$R_{Ax} = 73\,430 - [1485 + 1,2 \cdot 1,5(9810 + 215,82)] \sin 5,25^\circ$$

$$R_{Ax} = 71\,643 \text{ N}$$

Z rovnice (17) dostaneme:

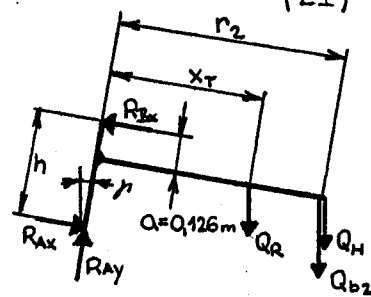
$$R_{Ay} = [Q_R + nq \cdot \psi (Q_{b1} + Q_H)] \cos \rho \quad (21)$$

$$R_{Ay} = [1485 + 1,2 \cdot 1,5(9810 + 215,82)] \cos 5,25^\circ$$

$$R_{Ay} = 19\,450 \text{ N}$$

b/ Jeřábové rameno zatíženo od břemene o hmotnosti  $m_{b2} = 1500$  kg na rameni

$r_2 = 0,876$  m. Jak je zřejmé z obr. 13 dostaneme rovnice rovnováhy:



$$R_{Ax} - R_{Bx} + [Q_R + nq \cdot \psi (Q_{b2} + Q_H)] \sin \rho = 0 \quad (22)$$

$$R_{Ay} - [Q_R + nq \cdot \psi (Q_{b2} + Q_H)] \cos \rho = 0 \quad (23)$$

$$R_{Bx} \cdot h - [Q_R + nq \cdot \psi (Q_{b2} + Q_H)] (h - a) \sin \rho - [Q_R \cdot x_T + nq \cdot \psi (Q_{b2} + Q_H) \cdot r_2] \cos \rho = 0 \quad (24)$$

Jak vyplývá ze vztahu (24) reakce  $R_{Bx}$  se rovná:

$$R_{Bx} = \frac{[Q_R + nq \cdot \psi(Q_{b2} + Q_H)](h-a) \sin p + [Q_R \cdot x_T + nq \cdot \psi(Q_{b2} + Q_H) \cdot r_2] \cos p}{h} \quad (25)$$

$$R_{Bx} = \frac{[1485 + 1,2 \cdot 1,5(14715 + 215,82)](0,538 - 0,126) \sin 5,25^\circ + [1485 \cdot 0,624 + 1,2 \cdot 1,5(14715 + 215,82) \cdot 0,876] \cos 5,25^\circ}{0,538}$$

$$R_{Bx} = 47\,279 \text{ N}$$

Z rovnice (23) vyjádříme:

$$R_{Ay} = [Q_R + nq \cdot \psi(Q_{b2} + Q_H)] \cos p \quad (26)$$

$$R_{Ay} = [1485 + 1,2 \cdot 1,5(14715 + 215,82)] \cos 5,25^\circ$$

$$R_{Ay} = 28\,242 \text{ N}$$

Ze vztahu (22) dostaneme:

$$R_{Ax} = R_{Bx} - [Q_R + nq \cdot \psi(Q_{b2} + Q_H)] \sin p \quad (27)$$

$$R_{Ax} = 47\,279 - [1485 + 1,2 \cdot 1,5(14715 + 215,82)] \sin 5,25^\circ$$

$$R_{Ax} = 44\,684 \text{ N}$$

5.2.3 Výpočet reakcí v místě uložení jeřábového ramene při překlopení zdvihacího zařízení vzad o úhel  $p = 10^\circ$

a/ Jeřábové rameno zatíženo od břemene

o hmotnosti  $m_{\text{br}} = 1000 \text{ kg}$  na rameni

$r_1 = 2,106 \text{ m}$ . Jak je zřejmé z obr.

14 dostáváme následující rovnice

ce rovnováhy:

$$R_{Ax} - R_{Bx} - [Q_R + nq \cdot \psi(Q_{b1} + Q_H)] \sin p = 0 \quad (28)$$

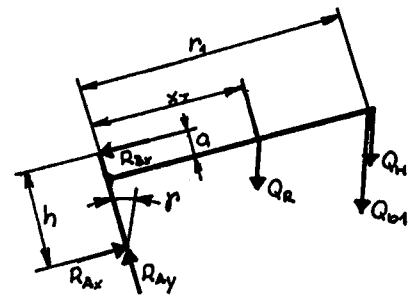
$$R_{Ay} - [Q_R + nq \cdot \psi(Q_{b1} + Q_H)] \cos p = 0 \quad (29)$$

$$R_{Bx} \cdot h + [Q_R + nq \cdot \psi(Q_{b1} + Q_H)](h-a) \sin p - [Q_R \cdot x_T + nq \cdot \psi(Q_{b1} + Q_H) \cdot r_1] \cos p = 0 \quad (30)$$

Z rovnice (30) dostaneme:

$$R_{Bx} = \frac{[Q_R + nq \cdot \psi(Q_{b1} + Q_H)](h-a) \sin p + [Q_R \cdot x_T + nq \cdot \psi(Q_{b1} + Q_H) \cdot r_1] \cos p}{h} \quad (31)$$

$$R_{Bx} = \frac{[1485 + 1,2 \cdot 1,5(9810 + 215,82)](0,538 - 0,126) \sin 10^\circ + [1485 \cdot 0,624 + 1,2 \cdot 1,5(9810 + 215,82) \cdot 2,106] \cos 10^\circ}{0,538}$$



obr. 14

$$R_{Bx} = 68\,669 \text{ N}$$

Ze vztahu (29) nám vyjde:

$$R_{Ay} = [Q_R + n_Q \cdot \psi(Q_{b1} + Q_H)] \cos \gamma \quad (32)$$

$$R_{Ay} = [1485 + 1,2 \cdot 1,5(9810 + 215,82)] \cos 10^\circ$$

$$R_{Ay} = 19\,235 \text{ N}$$

Ze vztahu (28) dostaneme:

$$R_{Ax} = R_{Bx} + [Q_R + n_Q \cdot \psi(Q_{b1} + Q_H)] \sin \gamma \quad (33)$$

$$R_{Ax} = 68\,669 + [1485 + 1,2 \cdot 1,5(9810 + 215,82)] \sin 10^\circ$$

$$R_{Ax} = 72\,061 \text{ N}$$

b/ Jeřábové rameno zatížené od břemene

o hmotnosti  $m_{b2} = 1500 \text{ kg}$  na rameni

$r_2 = 0,876 \text{ m}$ . Jak je zřejmé z obr.

15 dostaneme následující rovnice:

$$R_{Ax} - R_{Bx} - [Q_R + n_Q \cdot \psi(Q_{b2} + Q_H)] \sin \gamma = 0 \quad (34)$$

$$R_{Ay} - [Q_R + n_Q \cdot \psi(Q_{b2} + Q_H)] \cos \gamma = 0 \quad (35)$$

$$R_{Bx} \cdot h - [Q_R + n_Q \cdot \psi(Q_{b2} + Q_H)](h-a) \sin \gamma - [Q_R \cdot x_T + n_Q \cdot \psi(Q_{b2} + Q_H) \cdot r_2] \cos \gamma \quad (36)$$

Ze vztahu (36) dostaneme:

$$R_{Bx} = \frac{[Q_R + n_Q \cdot \psi(Q_{b2} + Q_H)](h-a) \sin \gamma + [Q_R \cdot x_T + n_Q \cdot \psi(Q_{b2} + Q_H) \cdot r_2] \cos \gamma}{h} \quad (37)$$

$$R_{Bx} = \frac{[1485 + 1,2 \cdot 1,5(14\,715 + 215,82)](0,538 - 0,126) \sin 10^\circ + [1485 \cdot 0,624 + 1,2 \cdot 1,5(14\,715 + 215,82) \cdot 0,876] \cos 10^\circ}{0,538}$$

$$R_{Bx} = 48\,563 \text{ N}$$

Z rovnice (35) dostaneme:

$$R_{Ay} = [Q_R + n_Q \cdot \psi(Q_{b2} + Q_H)] \cos \gamma \quad (38)$$

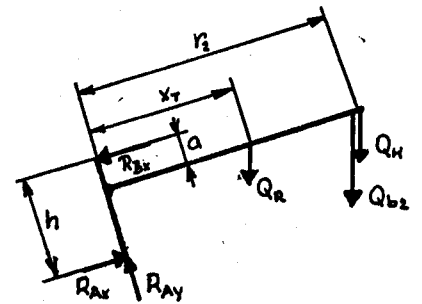
$$R_{Ay} = [1485 + 1,2 \cdot 1,5(14\,715 + 215,82)] \cos 10^\circ$$

$$R_{Ay} = 27\,930 \text{ N}$$

Z rovnice (34) dostaneme:

$$R_{Ax} = R_{Bx} + [Q_R + n_Q \cdot \psi(Q_{b2} + Q_H)] \sin \gamma \quad (39)$$

$$R_{Ax} = 48\,563 + [1485 + 1,2 \cdot 1,5(14\,715 + 215,82)] \sin 10^\circ$$



obr.15

$R_{Ax} = 53\ 645\ N$

Výsledky silových účinků v uložení jsou shrnuty v následující tabulce I:

POLOHY ZVED. ZAŘ.	BŘEMENO [kg]	$R_{Ax}$ [N]	$R_{Ay}$ [N]	$R_{Bx}$ [N]
ZÁKLADNÍ	1000	72 365	19 531	72 365
ZÁKLADNÍ	1500	45 482	28 360	45 482
PŘEKLOPENÉ VPŘED	1000	71 643	19 450	73 430
	1500	44 684	28 242	47 279
PŘEKLOPENÉ VZAD	1000	72 061	19 235	68 669
	1500	53 645	27 930	48 563

tabulka I

Z uvedené tabulky I je zřejmé, které reakce jsou maximální, a proto budeme v dalších výpočtech uvažovat síly dle tab. II.

$R_{Ax} = 72\ 365\ [N]$	$R_{Ay} = 28\ 360\ [N]$	$R_{Bx} = 73\ 430\ [N]$
-------------------------	-------------------------	-------------------------

tabulka II

### 5.3 Výpočet momentu k otáčení jeřábového ramene

Zátěžový moment, nutný k otáčení jeřábového ramene, musí dle lit. [1] - díl 1. překonávat jednak moment pasivních odporů, moment větru i inerční momenty rotujících hmot. Z uvedeného vyplývá rovnice:

$$M_z = M_t + M_v + M_{zr}$$

(40)

### 5.3.1 Moment větru

Vlivem toho, že se předpokládá pohyb vysokozdvížného vozíku s jeřábovým ramenem v uzavřených prostorách /halách, provozech, skladištích apod./, kde je zanedbatelné proudění vzduchu, zanedbáváme i moment větru tj.  $M_v = 0$ .

### 5.3.2 Inerční moment rotujících hmot

Inerční momenty rotujících hmot při předpokladu, že zrychlení po dobu rozběhu je stálé, lze vyjádřit vzorcem uvedeným v lit. [1] - díl 1:

$$M_{zr} = I_{red} \cdot \frac{\omega}{t_a}, \quad (41)$$

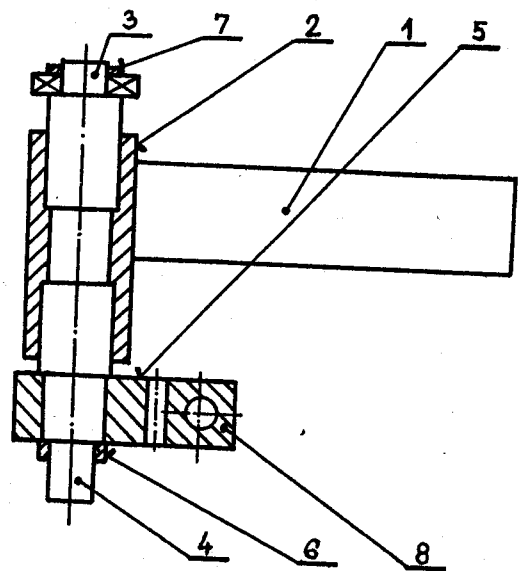
kde  $t_a = 1$  sec ... doba rozběhu

$\omega = 0,95$  rad/s ... úhlová rychlost

a  $I_{red}$  ..... je celkový redukční moment setrvačnosti jeřábového ramene

Jak je naznačeno na obr.16 jeřábové rameno se skládá z několika hlavních komponentů, se kterými je počítáno při zjištění redukovaného momentu setrvačnosti. Jednotlivé pozice mají tento význam:

- 1.... nosník
- 2.... trubka stojny
- 3.... horní čep
- 4.... dolní čep
- 5.... ozubený segment
- 6.... rozpěrná trubka



obr.16

7....pojistná matice

8....přímočarý hydromotor

Momenty setrvačnosti hlavních částí vypočteme dle následujících vztahů, které jsou uvedeny v lit.[1]-díl 1:

Pro nosník jeřábového ramene dle obr.17

$$I_1 = \frac{m_1}{3} \cdot \frac{r_1^3 - r_0^3}{r_1 - r_0}, \quad (42)$$

kde  $m_1 = 111,8$  kg

$r_0 = 0,076$  m

$r_1 = 2,106$  m.

Po dosazení do vztahu (42) dostaneme:

$$I_1 = \frac{111,8}{3} \cdot \frac{2,106^3 - 0,076^3}{2,106 - 0,076}$$

$$I_1 = 171,466 \text{ kg m}^2$$

Pro trubku stojny podle obr.18

$$I_2 = \frac{m_2}{2} (r_2^2 + r_3^2), \quad (43)$$

kde  $m_2 = 17,39$  kg

$r_2 = 0,056$  m

$r_3 = 0,076$  m.

Po dosazení do rovnice (43) dostaneme:

$$I_2 = \frac{17,39}{2} (0,056^2 + 0,076^2)$$

$$I_2 = 0,077 \text{ kg m}^2$$

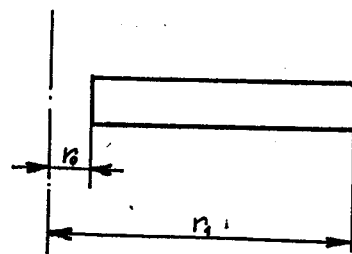
Pro dutý horní čep dle obr.19

$$I_3 = \frac{m_3}{2} (r_4^2 + r_5^2), \quad (44)$$

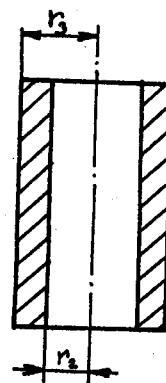
kde  $m_3 = 13,8$  kg

$r_4 = 0,02$  m

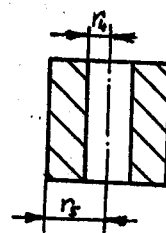
$r_5 = 0,06$  m.



obr.17



obr.18



obr.19



Po dosazení do vztahu (44) dostaneme:

$$I_3 = \frac{13,8}{2} (0,02^2 + 0,06^2)$$

$$I_3 = 0,028 \text{ kgm}^2$$

Pro dutý dolní čep dle obr.20

$$I_4 = \frac{m_4}{2} (r_6^2 + r_7^2),$$

(45)

kde  $m_4 = 21 \text{ kg}$

$$r_6 = 0,02 \text{ m}$$

$$r_7 = 0,06 \text{ m.}$$

Po dosazení do vztahu (45) dostaneme:

$$I_4 = \frac{21}{2} (0,02^2 + 0,06^2)$$

$$I_4 = 0,042 \text{ kgm}^2$$

Pro ozubený segment podle obr.21

$$I_5 = \frac{m_5}{2} (r_8^2 + r_9^2),$$

(46)

kde  $m_5 = 9,056 \text{ kg}$

$$r_8 = 0,06 \text{ m}$$

$$r_9 = 0,088 \text{ m.}$$

Po dosazení do vzorce (46) dostaneme:

$$I_5 = \frac{9,056}{2} (0,06^2 + 0,088^2)$$

$$I_5 = 0,051 \text{ kgm}^2$$

Pro rozpěrnou trubku dle obr.22

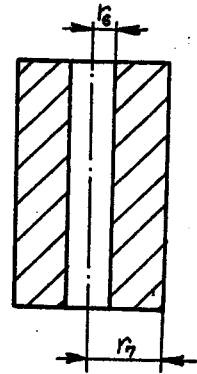
$$I_6 = \frac{m_6}{2} (r_{10}^2 + r_{11}^2),$$

(47)

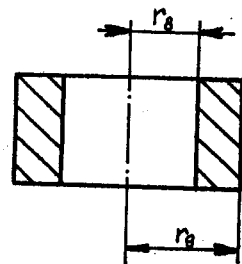
kde  $m_6 = 0,766 \text{ kg}$

$$r_{10} = 0,052 \text{ m}$$

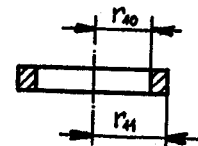
$$r_{11} = 0,0625 \text{ m.}$$



obr.20



obr.21



obr.22

Po dosazení (47) dostaneme:

$$I_6 = \frac{0,766}{2} (0,052^2 + 0,0625^2)$$

$$I_6 = 0,003 \text{ kg m}^2$$

Pro pojistnou matici dle obr.23

$$I_7 = \frac{m_7}{2} (r_{12}^2 + r_{13}^2),$$

$$\text{kde } m_7 = 0,738 \text{ kg}$$

$$r_{12} = 0,05 \text{ m}$$

$$r_{13} = 0,065 \text{ m.}$$

Po dosazení do vzorce (48) dostaneme:

$$I_7 = \frac{0,738}{2} (0,05^2 + 0,065^2)$$

$$I_7 = 0,002 \text{ kg m}^2$$

Momenty setrvačnosti ostatních součástí zanedbáváme, protože jsou menší o jeden, či více řádů než uvedené. Pro přímočarý hydromotor je celková hmotnost dle obr.24

$$m_8 = m_9 + m_{10},$$

(49)

kde  $m_9 = 3,626 \text{ kg}$  ... hmotnost ozubeného hřebenu pozice 1

$m_{10} = 12,586 \text{ kg}$  ... hmotnost válce hydromotoru pozice 2.

Po dosazení do vztahu (49) dostaneme:

$$m_8 = 3,626 + 12,586$$

$$m_8 = 16,212 \text{ kg}$$

Pro břemeno dle obr.25

$$I_9 = m_{b1} \cdot r_1^2,$$

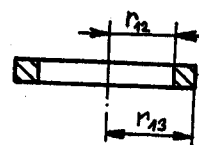
$$\text{kde } m_{b1} = 1000 \text{ kg}$$

$$r_1 = 2,106 \text{ m.}$$

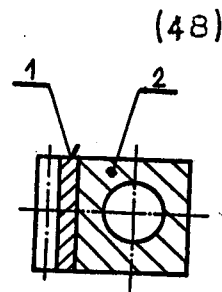
Po dosazení do vzorce (50) dostaneme:

$$I_9 = 1000 \cdot 2,106^2$$

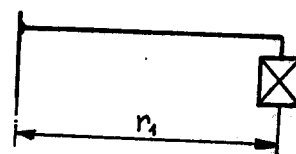
$$I_9 = 4435,236 \text{ kg m}^2$$



obr.23



obr.24



obr.25

(50)

celkový redukovaný moment setrvačnosti vypočteme:

$$I_{red} = I_1 + I_2 + I_3 + I_4 + I_5 + I_6 + I_7 + I_8 + m_8 \cdot r_8^2 \quad (51)$$

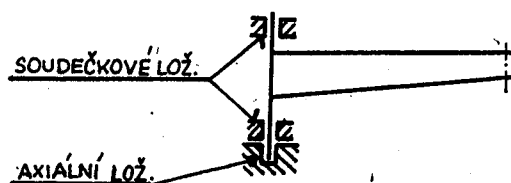
$$I_{red} = 171,466 + 0,077 + 0,028 + 0,042 + 0,051 + 0,003 + 0,002 + 4455,238 + 16,212 \cdot 0,088^2$$

$$I_{red} = 4607,031 \text{ kg m}^2$$

U jeřábů, jak je uvedeno v lit. [1] - díl 2., jsou v průměru používány maximální obvodové rychlosti na největším ramenu vložení  $v_{max} = 2 \text{ m/s}$ . Z této rychlosti vycházím a volím úhlovou rychlost otáčení jeřábového ramene  $\omega = 0,95 \text{ rad/s}$ . Po dosazení do vztahu (41) dostaneme:

$$M_{Zr} = 4607,031 \cdot \frac{0,95}{1}$$

$$M_{Zr} = 4376,68 \text{ Nm}$$



obr. 26

### 5.3.3 Třecí moment

Třecí moment v důsledku uložení jeřábového ramene, viz. obr. 26, ve dvou dvouřadých soudečkových ložiskách a jednom jednořadém axiálním ložisku se vypočte

$$M_t = \mu_a \cdot R_{Ay} \cdot r_{sa} + \mu_r \cdot (R_{Ax} + R_{Bx}) \cdot r_{sr}, \quad (52)$$

kde hodnoty součinitele tření u radiálních ložisek jsou pro tuhé mazivo a za normálních provozních podmínek, jak je dáno v lit. [3] v těchto mezích  $\mu_r = 0,0018 - 0,0040$  pro dvouřadé soudečkové ložisko a  $\mu_a = 0,0013 - 0,0030$  pro axiální kuličkové ložisko. Součinitel tření jsem zvolil pro nejnepříznivější podmínky:

$$\mu_r = 0,004$$

$$\mu_a = 0,003.$$

Maximální síly působící na ložiska jsou přebrány z tab. II. Po dosazení do vztahu (52) se třecí moment rovná:

$$M_t = 0,003 \cdot 28360 \cdot 0,046 + 0,004 \cdot (72365 + 73430) \cdot 0,07$$

$$M_t = 44,736 \text{ Nm}$$

Záběrový moment motoru se bude podle vztahu (40) rovnat:

$$M_z = 44,736 + 0 + 4376,68$$

$$M_z = 4\,421,4 \text{ Nm}$$

S tímto momentem se dále zabýváme při kontrolních výpočtech jako s kroutícím momentem:

$$M_k = M_z$$

(53)

$$M_k = 4\,421,4 \text{ Nm}$$

#### 5.4 Návrh a kontrola pera

Z přenosu kroutícího momentu  $M_k$  mezi stojnou, jeřábové-  
ho ramene a ozubeným segmentem slouží těsné pero se zaoblenými  
konci. Podle /ČSN 022562/ je navrženo pero 28h9x16x80, kte-  
ré je z materiálu 11 600. Dle lit. [4] je pro ocelové neposuvné  
náboje dovolený tlak na otláčení

$$p_0 = 120 \text{ MPa} \quad . \text{ Při kontrolním vý-}$$

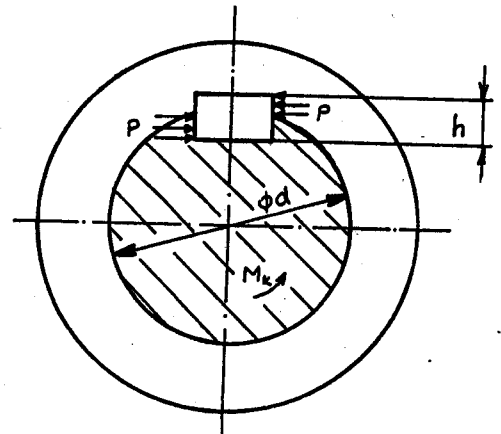
počtu pera se vychází z předpokla-  
du, že kroutící moment se přenáší  
pouze boky per a drážek rovnoměr-  
ně celou délkou pera, a že dotykový  
tlak je po celé délce boku stejný,  
jak je naznačeno na obr. 27. Dle lit.

[4] se kontroluje pero na střední  
dotykový tlak následovně

$$P = \frac{4 M_k}{h \cdot d \cdot 1,2}$$

$$P = \frac{4 \cdot 4\,421,4}{0,016 \cdot 0,104 \cdot 0,08 \cdot 2}$$

$$p = 66 \text{ MPa}$$



obr. 27

(54)

$$p < p_0$$

$$68 < 120 \text{ MPa}$$

(55)

Spočítaný dotykový tlak je menší než dovolený a z toho vyplývá, že uvedené pera vyhovují. Kromě otlačení jsou obě pera namáhaná také smykem. Smykové napětí, jak je uvedeno v lit. [4], se obvykle nekontroluje, protože jeho hodnota je relativně malá a bezpečnost dostatečně vysoká.

### 5.5 Výpočet ozubeného převodu

Ozubený převod nám v tomto konstrukčním řešení převádí přímočarý pohyb od hydromotoru na rotační pohyb jeřábového ramene. Podle normy /ČSN 01 4608/ volím pro čelní ozubený převod s přínými zuby modul  $m = 8 \text{ mm}$ . Dle normy /ČSN 02 4607/ stanovuji:

$\alpha = 20^\circ$  ... úhel profilu

$h_a^* = 1$  ... součinitel výšky hlavy zuba

$h_f^* = 1,25$  ... součinitel výšky paty zuba

$c^* = 0,25$  ... součinitel hlavové vůle

#### 5.5.1 Rozměrový výpočet ozubeného segmentu a hřebenu

Podle lit. [16] je proveden výpočet:

Volím:  $z_2 = 22$  ... počet zubů segmentu

$b = 80 \text{ mm}$  ... šířka ozubení

a/ ozubený segment

Průměr roztečné kružnice:

$$D_2 = m \cdot z_2$$

$$D_2 = 8 \cdot 22$$

$$D_2 = 176 \text{ mm}$$

(56)

Průměr základní kružnice:

$$D_{b2} = D_2 \cdot \cos \alpha \quad (57)$$

$$D_{b2} = 176 \cdot \cos 20^\circ$$

$$D_{b2} = 165,3859 \text{ mm}$$

Hlavová výška zubu:

$$h_a = h_a^* \cdot m \quad (58)$$

$$h_a = 1,8$$

$$h_a = 8 \text{ mm}$$

Patní výška zubu:

$$h_f = h_f^* \cdot m \quad (59)$$

$$h_f = 1,25 \cdot 8$$

$$h_f = 10 \text{ mm}$$

Výška zubu:

$$h = h_a + h_f \quad (60)$$

$$h = 8 + 10$$

$$h = 18 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice:

$$D_{a1} = D_2 + 2 \cdot h_a \quad (61)$$

$$D_{a1} = 176 + 2 \cdot 8$$

$$D_{a1} = 192 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice:

$$D_{f1} = D_2 - 2 \cdot h_f \quad (62)$$

$$D_{f1} = 176 - 2 \cdot 10$$

$$D_{f1} = 156 \text{ mm}$$

b/ hřeben

Počet zubů:  $z_1 = \infty$

Průměr roztečné kružnice:  $D_1 = \infty$

Rozteč:

$$t = \pi \cdot m \quad (63)$$

$$t = \pi \cdot 8$$

$$t = 25,1327 \text{ mm}$$

Rozteč na základní kružnici:

$$t_b = t \cdot \cos \alpha$$

(64)

$$t_b = 25,1327 \cdot \cos 20^\circ$$

$$t_b = 23,617 \text{ mm}$$

Šířka zubu na roztečné kružnici:

$$z_2 = \frac{t}{2}$$

(65)

$$z_2 = \frac{25,1327}{2}$$

$$z_2 = 12,5664 \text{ mm}$$

Trvání záběru:

$$E_x = \frac{\overline{EF}}{t_b}$$

(66)

kde  $\overline{EF}$  se vypočte podle obr.28:

$$\overline{EF} = \overline{EM}_2 - \overline{VM}_2 + \overline{VF} \quad (67)$$

$$\overline{EM}_2 = \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} \quad (68)$$

$$\overline{EM}_2 = \sqrt{96^2 - 82,693^2}$$

$$\overline{EM}_2 = 48,7633 \text{ mm} \quad (69)$$

$$\overline{VM}_2 = r_2 \cdot \sin \alpha$$

$$\overline{VM}_2 = 88 \cdot \sin 20^\circ$$

$$\overline{VM}_2 = 30,0978 \text{ mm}$$

$$\overline{VF} = \frac{m}{\sin \alpha} \quad (70)$$

$$\overline{VF} = \frac{8}{\sin 20^\circ}$$

$$\overline{VF} = 23,3904 \text{ mm}$$

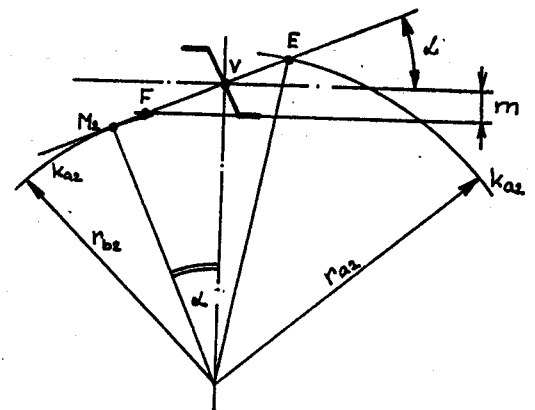
Po dosazení do vztahu (67) dostaneme:

$$\overline{EF} = 48,7633 - 30,0978 + 23,3904$$

$$\overline{EF} = 42,0559 \text{ mm}$$

Po dosazení do rovnice (66) dostaneme trvání záběru:

$$E_x = \frac{42,0559}{23,617}$$



obr.28

$$\varepsilon_s = 1,781$$

Střední poměrná šířka:

$$\gamma_a = \frac{b}{d}$$

$$\gamma_a = \frac{80}{88}$$

$$\gamma_a = 0,909$$

(71)

### 5.5.2 Pevnostní výpočet ozubeného soukolí

Únosnost ozubení čelních ozubených kol je zpravidla limitována mezním ohybovým napětím v oblasti paty zubu nebo mezním měrným tlakem mezi boky zubů, který je určován podle Hertzovy teorie ve valivém bodě ozubení, jak je uvedeno v lit. [5]. Pak kontrolní výpočet provedeme podle zmíněné literatury. Síla přenášená ozubeným převodem:

$$F = \frac{M_k}{r_2}$$

$$F = \frac{4421,4}{0,088}$$

(72)

$$F = 50243 \text{ N}$$

Pro ozubený segment je volena ocel 12 010 cementovaná, povrchově kalená. Pevnost v tahu v jádře zubu je  $R_m = 440 \text{ MPa}$ , tvrdost v jádře 124 HB, minimální tvrdost boků zubů 58-61 HRC, časová pevnost v ohybu  $\zeta_{\text{lim}} = 180 \text{ MPa}$  a časová pevnost v dotyku  $\zeta_{\text{Hlim}} = 1300 \text{ MPa}$ . Výchozí stav oceli je normalizačně žíhaný. Hřeben je z oceli 12 020, cementovaný, povrchově kalený. Pevnost v tahu v jádře zubu je  $R_m = 490 \text{ MPa}$ , tvrdost v jádře 138 HB, minimální tvrdost boků zubů 58-61 HRC, časová pevnost v ohybu  $\zeta_{\text{lim}} = 190 \text{ MPa}$  a časová pevnost v dotyku  $\zeta_{\text{Hlim}} = 1320 \text{ MPa}$ .

a/ Výpočet namáhání paty zubu

Výpočtem namáhání paty zubu se budeme zabývat pouze u



ozubeného segmentu, protože u hřebenu se zvětšuje bezpečnost větším průřezem profilu zubu. Cílem je sestavení součinitele bezpečnosti proti porušení zubu únavovým lomenem:

$$S_F = \frac{\tilde{\sigma}_{Flim} \cdot Y_S \cdot Y_R \cdot Y_X}{\sigma_F} \quad (73)$$

$$\tilde{\sigma}_F = \frac{F_t}{b_w \cdot m} \cdot Y_F \cdot Y_E \cdot Y_B \cdot K_f \quad (74)$$

$$K_f = K_I \cdot K_v \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \quad (75)$$

Význam a hodnoty jednotlivých označení:

$Y_S = 1,085$  ... součinitel vrubu v oblasti přechodové křivky podle ČSN 01 4686

$Y_R = 0,96$  ... součinitel drsnosti v oblasti přechodové křivky podle ČSN 01 4686

$Y_F = 2,72$  ... součinitel tvaru zubu podle ČSN 01 4686 - díl 3.

$K_I = 1,25$  ... provozní součinitel podle ČSN 01 4648

$K_v = 1,0$  ... součinitel vnitřních dynamických sil podle ČSN 01 4686 - díl 16.

$K_{F\beta} = 1,075$  ... součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů podél stykových čar dle lit.[5]

$K_{F\alpha} = 1$  ... součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů dle lit.[5]

$Y_B = 1$  ... součinitel sklonu zubu dle ČSN 01 4686 - díl 11.

$Y_E = 0,561$  ... součinitel vlivu záběru profilu podle ČSN 01 4648 - díl 13.

Po dosazení do vzorce (75) dostaneme:

$$K_f = 1,25 \cdot 1,0 \cdot 1,075 \cdot 1$$

$$K_f = 1,344$$

Po dosazení do vztahu (74) nám vyjde:

$$\tilde{\sigma}_F = \frac{50 \cdot 243}{80 \cdot 8} \cdot 2,72 \cdot 0,561 \cdot 1 \cdot 1,344$$

$$\tilde{\sigma}_F = 181 \text{ MPa}$$

Jestliže dosadíme do vzorce (73), pak součinitel bezpečnosti proti porušení zubu únavovým lomem se rovná:

$$S_F = \frac{180 \cdot 1,085 \cdot 0,996 \cdot 0,983}{161}$$

$$S_F = 1,145$$

Ozubený segment na namáhání paty zubu vyhovuje.

b/ Výpočet namáhání boku zubu v dotyku ozubeného kola

Součinitel bezpečnosti proti tvorbě pittingů /dolíčkovitého opotřebení/:

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_X}{\sigma_H} \quad (76)$$

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_t}{b_w \cdot d} \cdot \frac{\mu + 1}{\mu}} \cdot Z_M \cdot Z_H \cdot Z_E \sqrt{K_H} \quad (77)$$

$$K_H = K_T \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \quad (78)$$

Význam a hodnoty jednotlivých označení:

$Z_L = 1,05$  ... součinitel maziva podle ČSN 01 4686 - díl 17.

$Z_R = 0,97$  ... součinitel drsnosti boků zubů dle ČSN 01 4686 -  
- díl 17.

$Z_V = 0,95$  ... součinitel obvodové rychlosti podle ČSN 01 4686  
- díl 17.

$Z_X = 1$  ... součinitel velikosti podle lit.[5]

$Z_M = 268,5$  ... součinitel materiálu podle lit.[5]

$Z_H = 1,77$  ... součinitel tvaru zubu podle ČSN 01 4686 - díl 6.

$Z_E = 0,86$  ... součinitel součtové délky stykových čar boků zubů podle ČSN 01 4686

$K_{H\beta} = 1,075$  ... součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů podél stykových čar podle lit.[5]

$K_{H\alpha} = 1,0$  ... součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů lit.  
[5]

$K_T = 1,25$  ... provozní součinitel podle ČSN 01 4648

$K_V = 1,0$  ... součinitel vnitřních dynamických sil podle ČSN

Ol 4648 - díl 16.

... převodové číslo

Po dosazení do vztahu (78) dostaneme:

$$K_H = 1,25 \cdot 1,0 \cdot 1,075 \cdot 1,0$$

$$K_H = 1,344$$

Po dosazení do vztahu (77) dostaneme:

$$\sigma_{H1} = \sqrt{\frac{50 \cdot 243}{80 \cdot 176} \cdot \frac{\infty + 1}{\infty} \cdot 268,5 \cdot 1,77 \cdot 0,88 \cdot \sqrt{1,344}}$$

$$\sigma_{H1} = 895 \text{ MPa}$$

Jestliže dosadíme do vztahu (76) dostaneme součinitel bezpečnosti proti tvorbě pittingů /dolíčkového opotřebení/:

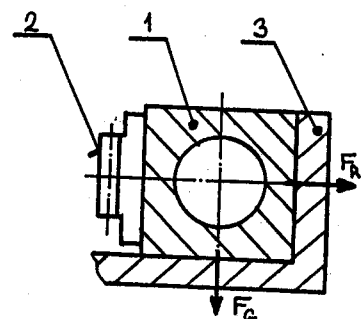
$$S_H = \frac{1300 \cdot 1,05 \cdot 0,95 \cdot 0,97 \cdot 1}{895}$$

$$S_H = 1,405$$

Ozubený segment na namáhání boku zubu v dotyku vyhovuje. Z uvedených výsledků se uvažuje, že i hřeben vyhovuje, jelikož je z kvalitnějšího materiálu.

### 5.6 Výpočet a kontrola přímočarého hydromotoru, který slouží k pohonu otáčení jeřábového ramene.

Jak je nakresleno na obr.29, na těleso hydromotoru pozice 1 je připevněn hřeben pozice 2 pomocí třech šroubů a pěti kolíků. Těleso hydromotoru se posouvá ve vedení, které tvoří část spodního domečku viz. pozice 3. Domeček je svařenec z oceli. Těleso hydromotoru je z oceli 10 370. Jak je uvedeno v lit. [7] součinitel smykového tření



obr.29

za klidu pro ocel - ocel je  $f_0 = 0,20$ . Uvažuji suché tření, ikdyž je tato oblast mazána.

5.6.1 Síla hydromotoru potřebná k otáčení jeřábového ramene

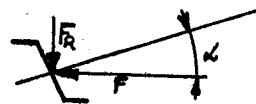
$$F_M = F + f_0 \cdot F_R + f_0 \cdot F_G \quad (79)$$

Radiální síla způsobená převodem přes hřeben dle obr.30:

$$F_R = F \cdot \tan \alpha \quad (80)$$

$$F_R = 50243 \cdot \tan 20^\circ$$

$$F_R = 18287 \text{ N}$$



obr.30

Síla způsobená vlastní tíhou tělesa hydromotoru a hřebenu:

$$F_G = m_g \cdot g \quad (81)$$

$$F_G = 16,242 \cdot 9,81$$

$$F_G = 159 \text{ N}$$

Po dosazení do vztahu (79) dostaneme potřebnou celkovou sílu hydromotoru:

$$F_M = 50243 + 0,20 \cdot 18287 + 0,20 \cdot 159$$

$$F_M = 53932 \text{ N}$$

### 5.6.2 Výpočet tlaku v hydromotoru

Tento hydromotor se skládá z tělesa, které přenáší pomocí hřebenu sílu  $F_M$  na jeřábové rameno. Z toho vyplývá, že těleso se pohybuje a písty s pístními tyčemi jsou připevněny k rámu. Tento princip je použit u vozíku MV 12B. Všechny vyráběné díly mimo tělesa hydromotoru a pístních tyčí se dají použít. Pístní tyče i těleso hydromotoru jsou v tomto provedení delší. Těleso hydromotoru má vnitřní průměr válce stejný, tj. 80 mm, jako vyráběný typ a tudíž se bude moci vyrábět na stejném zařízení se stejnými nástroji. Pístní tyče se liší pouze délkou a jejich vnější průměr zůstává 25 mm. Přímocharý hydro-

motor smí mít maximální posuv  $v_{\max}=0,084\text{m/s}$ , z důvodů omezení maximální obvodové rychlosti jeřábového ramene. Podle obr.31 vypočteme činnou plochu pístu:

$$S = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - d_2^2) \quad (82)$$

$$S = \frac{\pi}{4} (0,08^2 - 0,025^2)$$

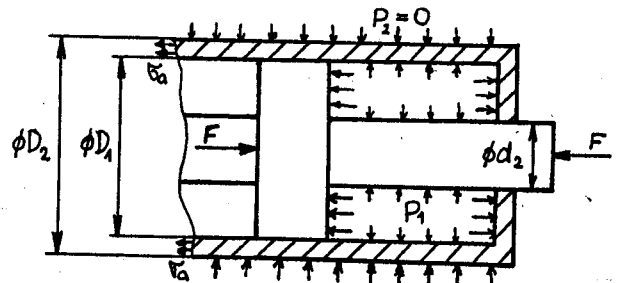
$$S = 4,536 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Ve výpočtu uvažujeme vnější průměr  $D_1=0,08\text{m}$  pro nej-  
slabší stěnu, která je silná  
10 mm. Pak pracovní tlak po-  
třebný k vytvoření síly  
na vytočení jeřábového rame-  
ne je:

$$P_1 = \frac{F_M}{S} \cdot 10^{-6}$$

$$P_1 = \frac{53\,932}{4,536 \cdot 10^{-3}} \cdot 10^{-6}$$

$$P_1 = 11,89 \text{ MPa}$$



obr.31

(83)

### 5.6.3 Pevnostní kontrola hydromotoru

Určení napjatosti a deformace tělesa hydromotoru.  
Předpokládejme, že radiální tlak se po celé délce nádoby nemě-  
ní. V řezech kolmých k ose nádoby působí axiální napětí  $\zeta_a$ , kte-  
ré v dostatečné vzdálenosti ode dna nádoby bude rozloženo  
rovnoměrně /princip Saint-Venantův/. Jelikož je na vysoko zdvi-  
žném vozíku rozvod kapaliny o tlaku  $p=16\text{MPa}$ , je nutné zkontro-  
lovat nádobu i na tento tlak, aby při poruše redukčních venti-  
lů, nedošlo k poškození zařízení.

Axiální napětí  $\sigma_a$ , jak je zřejmé z obr.31 se bude rovnat:

$$\sigma_a = \frac{p_i \cdot \pi (r_2^2 - r_1^2) - F_M}{\pi (r_2^2 - r_1^2)} \quad (84)$$

$$\sigma_a = \frac{16 \cdot \pi (40^2 - 12,5^2) - 53\,932}{\pi (50^2 - 40^2)}$$

$$\sigma_a = 6,59 \text{ MPa}$$

Na okrajích tělesa hydromotoru působí radiální tlaky a to na vnitřním poloměru  $p_1$  a  $p_2$  na vnějším poloměru  $r_2$ , jak je naznačeno na obr.31. Pak podle lit.[6] se normálové obvodové napětí  $\sigma_t$  vypočte podle vztahu pro vnitřní poloměr:

$$\sigma_t(r_1) = p_1 \frac{r_1^2 + r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (85)$$

$$\sigma_t(r_1) = 16 \frac{40^2 + 50^2}{50^2 - 40^2}$$

$$\sigma_t(r_1) = 72,89 \text{ MPa}$$

Obvodové radiální napětí se spojitě mění v závislosti na poloměru válcového řezu. V nádobě tedy vzniká trojosá napjatost s hlavními napětími  $\sigma_a$ ,  $\sigma_t$  a  $\sigma_r$ . Velikost radiálního napětí na vnitřním poloměru

$$\sigma_r(r_1) = -p_1 \quad (86)$$

$$\sigma_r(r_1) = -16 \text{ MPa}$$

a velikost radiálního napětí na vnějším poloměru

$$\sigma_r(r_2) = 0. \quad (87)$$

Kritická napjatost vzniká na vnitřním okraji nádoby. Ekvivalentní napětí pro tuto napjatost stanovíme podle hypotézy HMM:

$$\sigma_{ekv_{HMM}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_t - \sigma_a)^2 + (\sigma_a - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_t)^2} \quad (88)$$

$$\sigma_{ekv_{HMM}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(72,89 - 6,59)^2 + (6,59 + 16)^2 + (-16 - 72,89)^2}$$

$$\sigma_{ekv_{HMM}} = 80 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ekv_{HMM}} < \sigma_D$$

$$80 < 100 \text{ MPa} \quad (89)$$

Pro špičkový tlak při poruše redukčních ventilů, tlaková nádoba vyhovuje.

#### 5.6.4 Kontrola kolíků mezi tělesem hydromotoru a hřebenem

Tento spoj musí přenášet sílu  $F = 50\,243\text{ N}$ , jak je naznačeno na obr.32, kde průměr kolíku  $d = 10\text{ mm}$  a  $s = 10\text{ mm}$ , což je délka kolíku v materiálu. Kolíky jsou válcové z materiálu 11 600, zajišťují nám požadovanou polohu hřebenu vůči tělesu hydromotoru a přenášejí již zmíněnou sílu  $F$ . Dle lit.[4] dovolené napětí ve stříhu je  $\tau_s = 60\text{--}70\text{ MPa}$

a dovolený měrný tlak  $p_s \approx 70\text{ MPa}$ . Spoj obsahuje 5 kolíků, a proto smykové napětí na jeden kolík je:

$$\tau = \frac{4 \cdot F}{5 \cdot \pi \cdot d^2}$$

(90)

$$\tau = \frac{4 \cdot 50243}{5 \cdot \pi \cdot 16^2}$$

$$\tau = 49\text{ MPa}$$

$$\tau < \tau_s$$

$$49 < 60\text{ MPa}$$

(91)

Kolíky na stříh vyhovují.

Kontrola měrného tlaku:

$$p = \frac{F}{5 \cdot s \cdot d}$$

(92)

$$p = \frac{50243}{5 \cdot 10 \cdot 16}$$

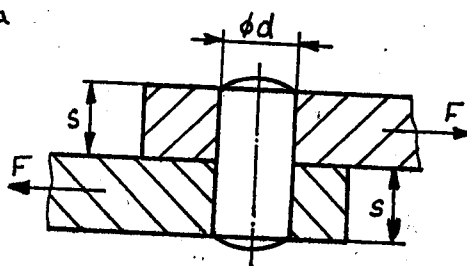
$$p = 63\text{ MPa}$$

$$p < p_s$$

$$63 < 70\text{ MPa}$$

(93)

Kolíky v tomto spoji vyhovují. Bezpečnost se zvyšuje třemi šrouby M8.



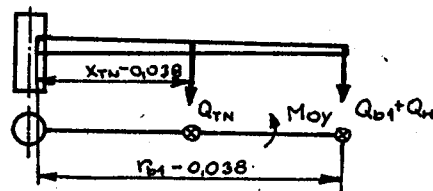
obr. 32

## 5.7 Pevnostní kontrola otočné části jeřábového ramene

Jak již bylo uvedeno, otočná část jeřábového ramene se skládá z nosníku a stojny. Jelikož nosník je použit z jeřábového ramene typu JH 1531, kde je již pevnostní kontrola provedena, nebudu zde tento výpočet uvádět.

### 5.7.1 Kontrola svaru v místě mezi nosníkem a stojnou

Nosník je přivařen ke stojně obr. 33 6V, svařeno oproti dřívějšímu 5Δ. Tento svar je namáhán ohybovým momentem k ose x:



obr. 33

$$M_{ox} = r_b \cdot \psi (Q_{b1} + Q_H) (r_{b1} - 0,038) + m_{TN} \cdot g \cdot (x_{TN} - 0,038) \quad (94)$$

$$M_{ox} = 1,2 \cdot 1,5 (9810 + 215,82) \cdot (2,106 - 0,038) + 96,145 \cdot 9,81 \cdot (1,067 - 0,038)$$

$$M_{ox} = 38\,290,6 \text{ Nm}$$

Svar je také namáhán ohybovým momentem k ose y vlivem momentu setrvačnosti

$$M_{oy} = (J_1 + J_B) \frac{\omega}{t_a}$$

(95)

kde  $J_1 = 171,466 \text{ kgm}^2$  ... moment setrvačnosti nosníku viz. bod 5.3.2

a  $J_B = 4\,435,238 \text{ kgm}^2$  ... moment setrvačnosti břemene viz. bod 5.3.2.

$\omega = 0,95 \text{ rad/s}$  ... úhlová rychlost

$t_a = 1 \text{ sec}$  ... doba rozběhu

Po dosazení do vztahu (95) dostaneme:

$$M_{oy} = (171,466 + 4\,435,238) \cdot \frac{0,95}{1}$$

$$M_{oy} = 4\,376,4 \text{ Nm}$$

Svar je namáhán smykovou silou:

$$F = r_b \cdot \psi \cdot (Q_{b1} + Q_H) + m_{TN} \cdot g \quad (96)$$

$$F = 1,2 \cdot 1,5 \cdot (9810 + 215,82) + 96,145 \cdot 9,81$$



F = 18 990N

Průřezový modul v ohybu k ose x rozložíme pro zjednodušení pouze na průřez trubky o vnějším průměru  $d = 0,133\text{m}$  a podpěry o délce  $l = 0,16\text{m}$  viz. obr. 34.

Průřezový modul v ohybu podle lit. [4] se vypočte:

$$W_{ox1} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d^4 - (d-2t)^4}{d}$$

$$W_{ox1} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{0,133^4 - (0,133 - 2 \cdot 0,006)^4}{0,133}$$

$$W_{ox1} = 7,274 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Průřezový modul v ohybu pro podpěrný plech se podle lit. [4] vypočte:

$$W_{ox2} = \frac{t \cdot l^3 + 12t \cdot l \cdot e^2}{12e}$$

$$W_{ox2} = \frac{0,006 \cdot 0,16^3 + 12 \cdot 0,006 \cdot 0,16 \cdot 0,1^2}{12 \cdot 0,1}$$

$$W_{ox2} = 1,165 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

Průřezový modul v ohybu k ose y je rovněž rozložen na dva průřezy, kde  $b = 0,128\text{m}$ . Průřezový modul v ohybu pro průřez trubky k ose y:

$$W_{oy1} = W_{ox1}$$

$$W_{oy1} = 7,274 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Průřezový modul v ohybu pro podpěrný plech k ose y:

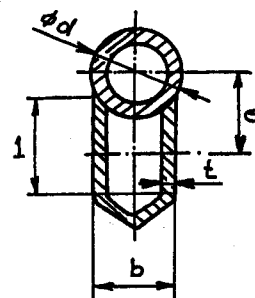
$$W_{oy2} = \frac{1}{6} \cdot l \cdot b^2 - \frac{1}{6} \cdot l \cdot (b-2t)^2$$

$$W_{oy2} = \frac{1}{6} \cdot 0,16 \cdot 0,128^2 - \frac{1}{6} \cdot 0,16 \cdot (0,128 - 2 \cdot 0,006)^2$$

$$W_{oy2} = 7,808 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Plocha svaru v místě trubky:

$$S_1 = \frac{\pi}{4} [d^2 - (d-2t)^2]$$



obr. 34

(97)

(98)

(99)

(100)

(101)

$$S_1 = \frac{\pi}{4} [0,133^2 - (0,133 - 2 \cdot 0,006)^2]$$

$$S_1 = 2,394 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Plocha svaru v místě podpěrného plechu:

$$S_2 = t \cdot l \quad (102)$$

$$S_2 = 0,006 \cdot 0,16$$

$$S_2 = 9,6 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Ohybové napětí k ose x:

$$\sigma_{\perp x} = \frac{M_{ox}}{W_{ox1} + W_{ox2} \cdot 2} \cdot 10^{-6} \quad (103)$$

$$\sigma_{\perp x} = \frac{38\,290,6}{7,274 \cdot 10^{-5} + 1,165 \cdot 10^{-4} \cdot 2} \cdot 10^{-6}$$

$$\sigma_{\perp x} = 125 \text{ MPa}$$

Ohybové napětí k ose y:

$$\sigma_{\perp y} = \frac{M_{oy}}{W_{oy1} + 2 \cdot W_{oy2}} \cdot 10^{-6} \quad (104)$$

$$\sigma_{\perp y} = \frac{4\,376,4}{7,274 \cdot 10^{-5} + 2 \cdot 7,808 \cdot 10^{-5}} \cdot 10^{-6}$$

$$\sigma_{\perp y} = 19 \text{ MPa}$$

Napětí vyvolané smykem:

$$\tau = \frac{F}{S_1 + 2 \cdot S_2} \cdot 10^{-6} \quad (105)$$

$$\tau = \frac{18\,990}{2,394 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot 9,6 \cdot 10^{-4}} \cdot 10^{-6}$$

$$\tau = 4 \text{ MPa}$$

Výsledné ohybové napětí:

$$\sigma_{\perp} = \sqrt{\sigma_{\perp x}^2 + \sigma_{\perp y}^2} \quad (106)$$

$$\sigma_{\perp} = \sqrt{125^2 + 19^2}$$

$$\sigma_{\perp} = 126 \text{ MPa}$$

Výsledné srovnávací napětí je dáno vztahem dle lit.[4]:

$$\sigma_s = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{\perp}}{\lambda_1}\right)^2 + 3 \left(\frac{\tau}{\lambda_2}\right)^2} \quad (107)$$

kde  $\lambda_1 = 0,85$  ... převodní součinitel pro tah

a  $\lambda r = 0,7$  ... převodní součinitel pro smyk.

Po dosazení do vztahu (107) dostaneme:

$$\zeta_s = \sqrt{\left(\frac{126}{0,85}\right)^2 + 3\left(\frac{4}{0,7}\right)^2}$$

$$\zeta_s = 149 \text{ MPa}$$

Výpočtové namáhání dle ČSN 73 1401 str.10 pro materiál 11 523 je  $\zeta_s = 240,3 \text{ MPa}$ . Vzhledem k poměrně malému počtu pracovních cyklů za rok a poměrně příznivému míjivému namáhání je rábového ramene stanovíme hodnotu  $\gamma = 1$ , jak je uvedeno v lit. [8]. Namáhání uvažujeme jako statické. Pak musí platit podmínka pro tupé svary:

$$\zeta_s < 1,1 \cdot \zeta_p$$

$$149 < 1,1 \cdot 240,3$$

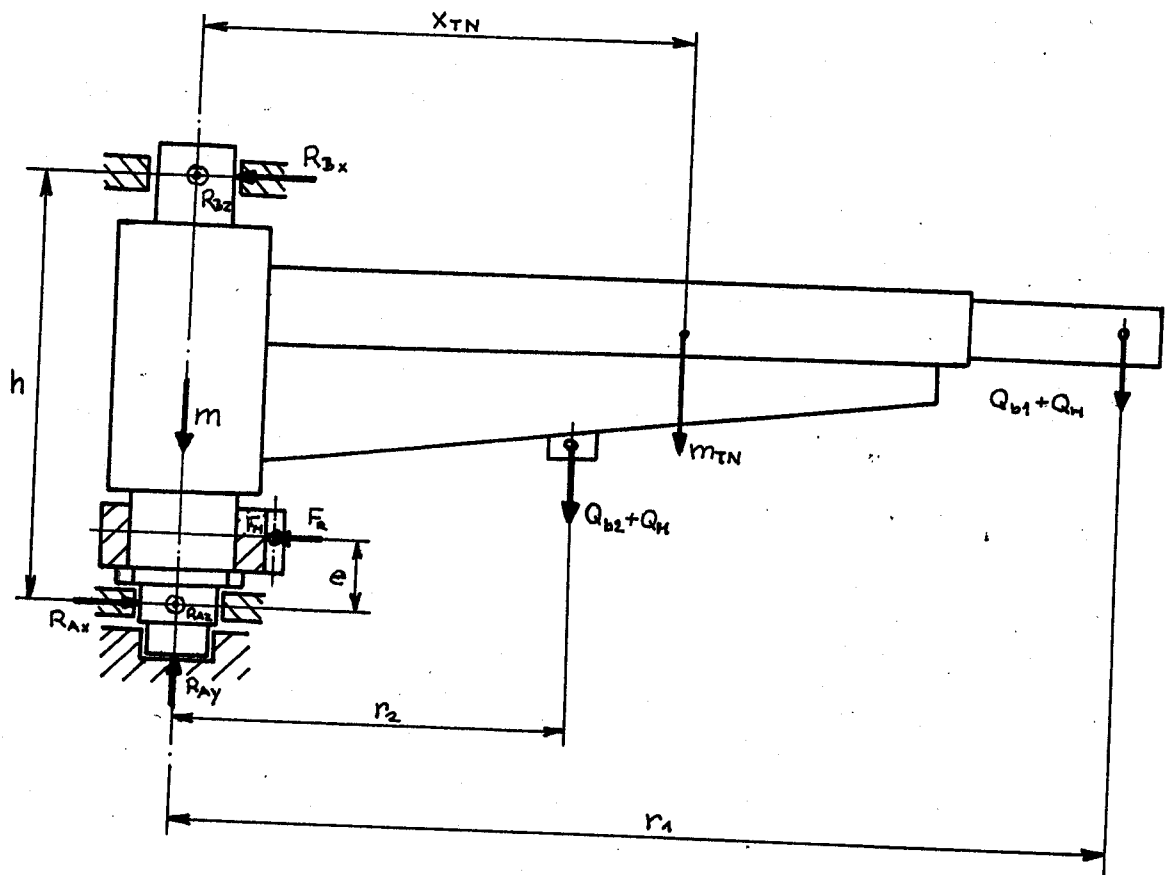
$$149 < 264,4 \text{ MPa}$$

(108)

Svar mezi nosníkem a stojnou vyhovuje. Bezpečnost se zvyšuje ještě třemi koutovými svary.

### 5.7.2 Skutečné silové poměry na stojně

Z důvodů malé hmotnosti se stojna skládá, jak je nakresleno na obr.35 z trubky, do které jsou z obou stran s dostatečným přesahem nalisovány čepy. Na horním čepu je nasazeno dvouřadé soudečkové ložisko k zachycování radiálních sil. Druhý čep je tzv. dolní, na němž je nasazen ozubený segment, rozpěrný kroužek a dvouřadé soudečkové ložisko, které je zajištěno pojistným kroužkem. Toto ložisko má za úkol zachycovat pouze radiální síly. Na dolním čepu je pak ještě jednořadé kuličkové axiální ložisko s kulovou dosedací plochou. Toto ložisko přenáší pouze axiální síly.



obr. 35

Uvedené označení na obr. 35 znamená:

- $F_M = 53\,932\text{ N}$  ... síla od hydromotoru  
 $F_R = 18\,287\text{ N}$  ... radiální síla od hřebenu  
 $Q_H = 215,82\text{ N}$  ... síla od závěsu  
 $Q_{b1} = 9810\text{ N}$  ... síla od břemene 1000 kg  
 $Q_{b2} = 14\,715\text{ N}$  ... síla od břemene 1500 kg  
 $r_1 = 2,106\text{ m}$  ... rameno pro břemeno 1000 kg  
 $r_2 = 0,876\text{ m}$  ... rameno pro břemeno 1500 kg  
 $h = 0,538\text{ m}$   
 $e = 0,093\text{ m}$

Součinitel zatížení a dynamické součinitelé dle ČSN 27 0103 viz. lit. [8]:

$n_q = 1,2$  ... součinitel zatížení od břemene

$\psi = 1,5$  ... dynamický zdvihový součinitel

$\varphi = 1,5$  ... dynamický pojezdový součinitel

$\psi, \varphi$  zvoleny s přihlédnutím ke zkouškám a zkušenostem z provozu vysokozdvihových vozíků; uvažuje se větší, v případě rovnosti hodnota jednoho z nich.

Jeřábové rameno je namáháno od sil způsobených zavěšením břemene v místě jednoho ze dvou otvorů na rameni. Maximální nosnosti pro každou polohu jsou vyznačeny na štítku nad každým otvorem. Trubka a plechy jsou z materiálu 11 523.

Zjištění maximálního ohybového momentu k ose otáčení od břemena:

$$M_1 = n_q \cdot \psi (Q_{b1} + Q_H) \cdot r_1 \quad (109)$$

$$M_1 = 1,2 \cdot 1,5 (9810 + 215,82) \cdot 2,106$$

$$M_1 = 38\,005,9 \text{ Nm}$$

$$M_2 = n_q \cdot \psi (Q_{b2} + Q_H) \cdot r_2 \quad (110)$$

$$M_2 = 1,2 \cdot 1,5 (14\,715 + 215,82) \cdot 0,876$$

$$M_2 = 23\,542,9 \text{ Nm}$$

Maximální moment je od břemene  $m_b = 1000 \text{ kg}$ .

Silové poměry na stojně:

$$R_{Ax} - F_R - R_{3x} = 0 \quad (111)$$

$$R_{Az} - F_M + R_{3z} = 0 \quad (112)$$

$$R_{3x} \cdot h + F_R \cdot e - m_{TN} \cdot g \cdot x_{TN} - n_q \cdot \psi (Q_{b1} + Q_H) \cdot r_1 = 0 \quad (113)$$

$$F_M \cdot e - R_{3z} \cdot h = 0 \quad (114)$$

Z rovnice (114) určíme:

$$R_{3z} = F_M \cdot \frac{e}{h} \quad (115)$$

$$R_{3z} = 53\,932 \cdot \frac{0,093}{0,538}$$

$$R_{Bz} = 9\,323\text{ N}$$

Z rovnice (112) určíme:

$$R_{Az} = F_M - R_{Bz}$$

$$R_{Az} = 53\,932 - 9\,323$$

$$R_{Az} = 44\,609\text{ N}$$

(116)

Z rovnice (113) určíme:

$$R_{Bx} = \frac{m_{TN} \cdot g \cdot x_{TN} + n_q \cdot \psi(Q_{b1} + Q_{b2}) \cdot r_1 - F_R \cdot e}{h}$$

(117)

$$R_{Bx} = \frac{96,145 \cdot 9,81 \cdot 1,067 + 12 \cdot 1,5(9810 + 215,82) \cdot 2,106 - 18\,287 \cdot 0,093}{0,538}$$

$$R_{Bx} = 69\,352\text{ N}$$

Z rovnice (111) určíme:

$$R_{Ax} = F_R + R_{Bx}$$

$$R_{Ax} = 18\,287 + 69\,352$$

$$R_{Ax} = 87\,639\text{ N}$$

(118)

Ohybový moment od břemene a nosníku je  $M_o = 38\,290,6\text{ Nm}$ .

### 5.7.3 Vnitřní silové účinky na stojně v místě ozubeného segmentu

Metoda myšleného řezu, jak je uvedeno v lit. [9], je prostředkem pro zjištění vnitřních silových účinků. Podstatou metody myšleného řezu je rozdělení vyšetřovaného tělesa na dvě zcela samostatné části. V řezech vzniklých myšleným řezem je nutné zavést vnitřní silové účinky a to tak, aby byla obnovena rovnováha. Pak pro nosník dle obr. 36 bude v intervalu

$0 < x < h - e$  posouvající síla ve směru  $x$

$$T(x) = -R_{Bx}$$

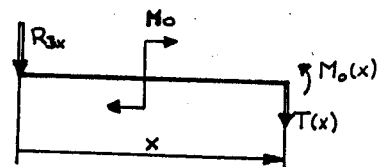
(119)

$$T(x) = -69\,352\text{ N}$$

a ohybový moment

$$M_o(x) = -R_{Bx} \cdot x + M_o$$

(120)



obr. 36

$$M_0(x) = -69\,352 \cdot 0,45 + 38\,290,6$$

$$M_0(x) = 7\,082,2 \text{ Nm}$$

Vnitřní silové účinky ve směru osy z v intervalu  $0 < z < h - e$  je posouvající síla dle obr.37

$$T(z) = R_{Bz} \quad (121)$$

$$T(z) = 9\,323 \text{ N}$$

a ohybový moment dle obr.37

$$M_0(z) = R_{Bz} \cdot z \quad (122)$$

obr.37

$$M_0(z) = 9\,323 \cdot 0,45$$

$$M_0(z) = 4\,195,4 \text{ Nm}$$

Celková posouvající síla:

$$T = \sqrt{T^2(x) + T^2(z)} \quad (123)$$

$$T = \sqrt{69\,352^2 + 9\,323^2}$$

$$T = 69\,976 \text{ N}$$

Celkový ohybový moment:

$$M_0 = \sqrt{M_0^2(x) + M_0^2(z)} \quad (124)$$

$$M_0 = \sqrt{7\,082,2^2 + 4\,195,4^2}$$

$$M_0 = 8\,231,6 \text{ Nm}$$

V tomto průřezu působí ještě krotící moment  $M_k = 4\,421,4 \text{ Nm}$ .

Pro zjednodušení výpočtu uvažujeme průřez

viz. obr.38, kde:  $D = 0,084 \text{ m}$

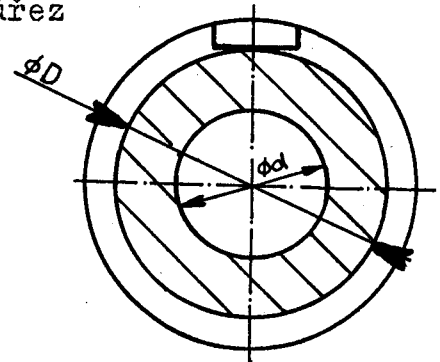
$$d = 0,04 \text{ m}$$

Plocha tohoto průřezu se vypočte:

$$S = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \quad (125)$$

$$S = \frac{\pi}{4} (0,084^2 - 0,04^2)$$

$$S = 4,285 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$



obr.38

Průřezový modul v ohybu:

$$W_0 = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} \quad (126)$$

$$W_0 = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{0,084^4 - 0,04^4}{0,084}$$

$$W_0 = 5,52 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Průřezový modul v krutu:

$$W_k = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} \quad (127)$$

$$W_k = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{0,084^4 - 0,04^4}{0,084}$$

$$W_k = 11,04 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Jak je uvedeno v lit.[8] vzhledem k poměrně malému počtu pracovních cyklů za rok a poměrně příznivému míjivému namáhání jeřábového ramene je stanovena hodnota  $\tau = 1$  dle ČSN 27 0103 kap.5. Namáhání uvažujeme jako statické. Pak ohybové napětí vy-  
počteme:

$$\sigma_0 = \frac{M_0}{W_0} \cdot 10^{-6} \quad (128)$$

$$\sigma_0 = \frac{8231,6}{5,52 \cdot 10^{-5}} \cdot 10^{-6}$$

$$\sigma_0 = 149 \text{ MPa}$$

Smykové napětí od posouvající síly:

$$\tau = \frac{F}{S} \cdot 10^{-6} \quad (129)$$

$$\tau = \frac{69\,976}{4,285 \cdot 10^{-3}} \cdot 10^{-6}$$

$$\tau = 16 \text{ MPa}$$

Smykové napětí od kroutícího momentu:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \cdot 10^{-6} \quad (130)$$

$$\tau_k = \frac{4421,4}{11,04 \cdot 10^{-5}} \cdot 10^{-6}$$

$$\tau_k = 40 \text{ MPa}$$



Podle lit.[10] se redukované napětí určí dle hypotézy HMH:

$$\sigma_r = \sqrt{\sigma_0^2 + 3(\tau^2 + \tau_k^2)} \quad (131)$$

$$\sigma_r = \sqrt{149^2 + 3(16^2 + 40^2)}$$

$$\sigma_r = 167 \text{ MPa}$$

Jak již bylo uvedeno musí platit:

$$\sigma_r < \sigma_p$$

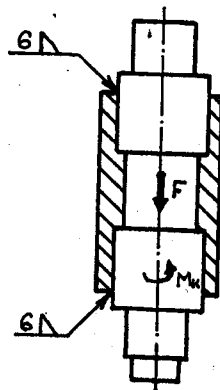
$$167 < 240 \text{ MPa}$$

(132)

Průřez stojny vyhovuje. Ve skutečnosti je bezpečnost o něco vyšší, protože pro zjednodušení výpočtu byl uvažován menší průřez.

#### 5.7.4 Kontrola svaru mezi trubkou a čepy

Jak je naznačeno na obr.39, trubka a čepy jsou zavařeny koutovým svarem 6. Jsou z materiálu 11 523, pro který je  $\sigma_p = 240 \text{ MPa}$ . Svar musí přenést kroučící moment  $M_k = 4421,4 \text{ Nm}$  a sílu  $R_{Ay} = 28360 \text{ N}$ . Pak podle lit.[5] platí vztahy:



Napětí vyvolané smykem:

$$\tau_N = \frac{R_{Ay}}{\pi(d+0,5t)0,7t} \cdot 10^{-6}$$

$$\tau_N = \frac{28360}{\pi(0,12+0,5 \cdot 0,006) \cdot 0,7 \cdot 0,006} \cdot 10^{-6}$$

$$\tau_N = 17 \text{ MPa}$$

Napětí vyvolané krutem:

$$\tau_k = \frac{M_k}{1,1 \cdot t(d+0,5 \cdot t)^2} \cdot 10^{-6}$$

$$\tau_k = \frac{4421,4}{1,1 \cdot 0,006(0,12+0,5 \cdot 0,006)^2} \cdot 10^{-6}$$

$$\tau_k = 44 \text{ MPa}$$

obr.39

(133)

(134)

Výsledné napětí:

$$\tau_s = \sqrt{\tau_N^2 + \tau_k^2} \quad (135)$$

$$\tau_s = \sqrt{17^2 + 44^2}$$

$$\tau_s = 47 \text{ MPa}$$

Podmínka pro koutové svary:

$$\tau_s < 1,1 \cdot \sigma_p$$

$$47 < 1,1 \cdot 240$$

$$47 < 264 \text{ MPa}$$

(136)

Svary mezi trubkou a čepy vyhovují.

### 5.7.5 Popis a kontrola nalisování čepů v trubce

Do zmíněné trubky o vnějším poloměru  $r_3 = 0,076 \text{ m}$  jsou zalisovány v délce  $l = 0,1 \text{ m}$  přesahem dva duté čepy s vnitřním poloměrem  $r_1 = 0,02 \text{ m}$  a vnějším poloměrem  $r_2 = 0,06 \text{ m}$  viz. obr. 39. Trubka i čep jsou ze stejného materiálu, tj. z oceli 11 523. Pro tuto ocel je modul pružnosti v tahu  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$  a Poissonovo číslo  $\mu = 0,3$  dle lit. [7]. Zvoleno uložení H7/r6, kde úchytky dle ČSN 01 4202 jsou: H6 ... +22

$$\text{H6} \dots 0$$

$$\text{r6} \dots +76$$

$$\text{r6} \dots +54$$

Z těchto údajů vypočteme skutečný minimální přesah vzhledem k průměru:

$$d_{\min} = D M U_T - H M U_k$$

$$d_{\min} = 54 - 22$$

$$d_{\min} = 32 \mu\text{m}$$

(137)

Minimální přesah na poloměru  $r_2$ :

$$\Delta_{\min} = \frac{d_{\min}}{2}$$

$$\Delta_{\min} = \frac{32}{2}$$

(138)

$$\Delta_{\min} = 16 \mu\text{m}$$

Skutečný maximální dosažitelný přesah vzhledem k průměru vy-  
počítáme:

$$\delta_{\max} = HM\acute{U}_z - DM\acute{U}_T \quad (139)$$

$$\delta_{\max} = 76 - 0$$

$$\delta_{\max} = 76 \mu\text{m}$$

Pak maximální přesah vzhledem k poloměru  $r_2$ :

$$\Delta_{\max} = \frac{\delta_{\max}}{2} \quad (140)$$

$$\Delta_{\max} = \frac{76}{2}$$

$$\Delta_{\max} = 38 \mu\text{m}$$

Maximální možný tlak vlivem přesahu dostaneme dle lit.[6]:

$$p_{\max} = \frac{\Delta_{\max} \cdot E}{r_2} \left[ \frac{1}{\frac{r_2^2 + r_3^2}{r_3^2 - r_2^2} + \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}} \right] \quad (141)$$

$$p_{\max} = \frac{0,038 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{60} \left[ \frac{1}{\frac{60^2 + 76^2}{76^2 - 60^2} + \frac{60^2 + 20^2}{60^2 - 20^2}} \right]$$

$$p_{\max} = 23,9 \text{ MPa}$$

Okrajové podmínky:

$$\sigma_{r_z}(r_1) = 0 \quad (142)$$

$$\sigma_{r_z}(r_2) = -P \quad (143)$$

$$\sigma_{r_r}(r_2) = -P \quad (144)$$

$$\sigma_{r_r}(r_3) = 0 \quad (145)$$

Tečné napětí čepu na poloměru  $r_1$  dostaneme dle lit.[6]:

$$\sigma_{t_z}(r_1) = -P \frac{2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (146)$$

$$\sigma_{t_z}(r_1) = -23,9 \frac{2 \cdot 60^2}{60^2 - 20^2}$$

$$\sigma_{t_z}(r_1) = -53,78 \text{ MPa}$$

Tečné napětí trubky na poloměru  $r_2$  dostaneme dle lit.[6]:

$$\sigma_{t_r}(r_2) = P \frac{r_2^2 + r_3^2}{r_3^2 - r_2^2} \quad (147)$$

$$\sigma_{tT}(r_2) = 23,9 \frac{60^2 + 76^2}{76^2 - 60^2}$$

$$\sigma_{tT}(r_2) = 102,98 \text{ MPa}$$

Ekvivalentní napětí podle hypotézy HMM uvedené v lit.[6] pro čep na vnitřním poloměru:

$$\sigma_{ekv_{HMM}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(\sigma_t - \sigma_a)^2 + (\sigma_a - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_z)^2} \quad (148)$$

$$\sigma_{ekv_{HMM}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(-53,78 - 0)^2 + (0 - 0)^2 + (0 + 53,78)^2}$$

$$\sigma_{ekv_{HMM}} = 53,78 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ekv_{HMM}} \leq \sigma_D$$

$$(149)$$

$$53,78 < 240,3 \text{ MPa}$$

Jelikož je ekvivalentní napětí menší než dovolené, čep vyhovuje.

Ekvivalentní napětí dle hypotézy HMM po dosazení do vztahu (148) pro trubku na vnitřním poloměru se vypočte:

$$\sigma_{ekv_{HMM}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(102,98 - 0)^2 + (0 + 23,9)^2 + (-23,9 - 102,98)^2}$$

$$\sigma_{ekv_{HMM}} = 116,78 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ekv_{HMM}} \leq \sigma_D$$

$$(150)$$

$$116,78 < 240,3 \text{ MPa}$$

Jelikož je ekvivalentní napětí určené podle hypotézy HMM menší než dovolené, trubka vyhovuje.

### 5.8 Kontrola ložisek

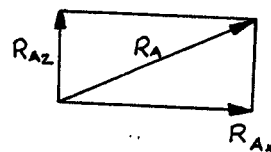
Jak je již uvedeno v odstavci 4.4, zvolil jsem uložení jeřábového ramene ve valivých ložiskách. Životnost valivých ložisek dle lit.[1] - díl 1. je  $L_n = 8000 \text{ h}$ . Na jeřábovém ramenu jsou dvě radiální ložiska, které nepřevášejí žádné axiální síly. Horní ložisko je zajištěno maticí KM 20 a podložkou MB 20.

Dolní ložisko je zajištěno pojišťovacím kroužkem. Největší síla přenášená radiálním ložiskem /dolním/ dle obr.40:

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Az}^2} \quad (151)$$

$$R_A = \sqrt{87639^2 + 44609^2}$$

$$R_A = 98339 \text{ N}$$



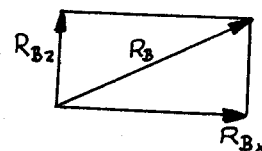
obr.40

Největším silovým zatížením horního ložiska dle obr.41:

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{Bz}^2} \quad (152)$$

$$R_B = \sqrt{69352^2 + 9323^2}$$

$$R_B = 69976 \text{ N}$$



obr.41

Při výpočtu obou ložisek je uvažováno větší silové působení, tj.  $R = 98339 \text{ N}$ . V provozu přenáší ložisko síly ovlivněno dynamickými vlivy, které jsou dány například nepřesnostmi při výrobě, vlivem vibrací a rázů při jízdě po nezcela rovné podložce. Proto při výpočtu uvažují výpočtové zatížení dle lit.[1] - díl 1:

$$F_v = \varphi \cdot R \quad (153)$$

kde  $\varphi = 1,4$  ... součinitel provozu dle lit.[1] - díl 1.

Výpočtové zatížení po dosazení do vztahu (153) vypočteme:

$$F_v = 1,4 \cdot 98339$$

$$F_v = 137675 \text{ N}$$

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska se dle lit.[1] - díl 1. vypočte:

$$F_e = V \cdot X \cdot F_v + Y \cdot F_v \quad (154)$$

kde součinitelé  $X=1$  a  $V=1$ . Radiální ložisko nepřenáší axiální sílu a z tohoto důvodu je  $F_v = 0$ . Po dosazení do vztahu (154) je ekvivalentní dynamické zatížení:

$$F_e = 1.1 \cdot 137675 + 0$$

$$F_e = 137675 \text{ N}$$

Trvanlivost ložiska se vypočte dle ČSN 02 4607:

$$L_h = \frac{16667}{n} \cdot \left(\frac{C}{F_e}\right)^m \quad (155)$$

kde  $m=3,33$  pro dvouřadé soudečkové ložisko. Počet otáček  $n$  se vypočte z úhlové rychlosti :

$$n = \frac{60 \cdot \omega}{2 \pi} \quad (156)$$

$$n = \frac{60 \cdot 0,95}{2 \pi}$$

$$n = 9,07 \text{ ot./min}$$

Ze vztahu (155) vyjádříme základní dynamickou únosnost:

$$C = \sqrt[m]{\frac{n \cdot L_h}{16667}} \cdot F_e \quad (157)$$

$$C = \sqrt[3,33]{\frac{9,07 \cdot 8000}{16667}} \cdot 137675$$

$$C = 214141 \text{ N}$$

V závislosti na velikosti vypočtené základní dynamické únosnosti jsem zvolil dle ČSN 02 4705 dvouřadé soudečkové ložisko typu 222 20 s následujícími parametry:

$d = 100 \text{ mm}$	... vnitřní průměr vnitřního kroužku
$D = 180 \text{ mm}$	... vnější průměr vnějšího kroužku
$B = 46 \text{ mm}$	... šířka ložiska
$r = 3,5 \text{ mm}$	... poloměr zaoblení hran kroužku
$C = 232000 \text{ N}$	... základní dynamická únosnost
$C_0 = 224000 \text{ N}$	... základní statická únosnost
$d_s = 140 \text{ mm}$	... střední průměr ložiska

Ložiska, která se při provozu otáčejí, a která byla dimenzována podle předchozího odstavce, musí být překontrolována na statickou únosnost. Dle lit. [1] musí být splněn vztah:

$$C_0 \geq s \cdot F_e \quad (158)$$

Valivá ložiska, která se buď vůbec nebo jen velmi pomalu a občas otáčejí, musí být počítána dle lit. [1] na statickou únosnost při součiniteli  $s=1,5$ . Pak po dosazení do vztahu (158) dostaneme:

$$C_0 > 1,5 \cdot 137\,675$$

$$224\,000 > 206\,513 \text{ N}$$

Dvouřadé soudečkové ložisko vyhovuje.

V případě této konstrukce axiální ložisko přenáší veškeré axiální síly v jednom směru. Dle tabulky I největší přenášená síla je  $R_{Ay} = 28\,360 \text{ N}$ . V provozu přenáší ložisko síly ovlivněny dynamickými vlivy. Proto při výpočtu uvažujeme dle lit. [1] - díl 1. výpočtové zatížení:

$${}^aF_v = \varphi \cdot R_{Ay} \tag{159}$$

kde  $\varphi = 1,4$  je součinitel provozu. Pak výpočtové zatížení po dosazení do vztahu (159) bude:

$${}^aF_v = 1,4 \cdot 28\,360$$

$${}^aF_v = 39\,704 \text{ N}$$

Jelikož axiální kuličková ložiska nemohou být obecně zatížena radiálními silami bude ekvivalentní zatížení:

$$F_e = {}^aF_v \tag{160}$$

$$F_e = 39\,704 \text{ N}$$

Základní dynamická únosnost se vypočte podle vztahu (157):

$$C = \sqrt[3]{\frac{9,07 \cdot 8000}{16\,667}} \cdot 39\,704$$

$$C = 64\,831 \text{ N}$$

Na základě vypočtené základní dynamické únosnosti jsem zvolil dle lit. [11] axiální jednořadé kuličkové ložisko s označením 532 15 s kulovou dosedací plochou, které je uloženo z jedné strany na hřídeli s velkým průměrem 100 mm a na druhé straně dosedá na podložku s označením U 215, která má taktéž kulovou

stykovou plochu. Uvedené axiální ložisko má tyto parametry:

$d = 75 \text{ mm}$	... vnitřní průměr vrchního kroužku
$D = 110 \text{ mm}$	... vnější průměr kroužku
$H = 28,4 \text{ mm}$	... výška ložiska
$C = 67\,600 \text{ N}$	... základní dynamická únosnost
$C_0 = 134\,000 \text{ N}$	... základní statická únosnost
$d_s = 92,5 \text{ mm}$	... střední průměr ložiska

Kontrolu statické únosnosti provedeme podle vztahu (158):

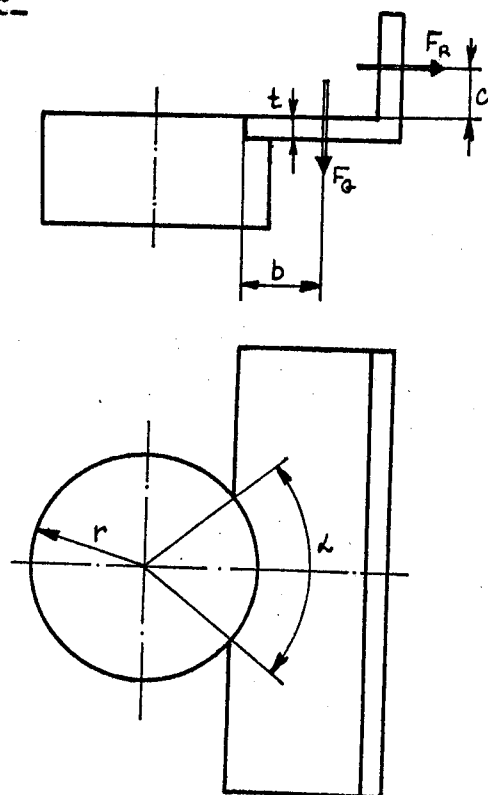
$$C_0 \geq 1,5 \cdot 39\,704$$

$$134\,000 > 59\,556 \text{ N}$$

Axiální ložisko vyhovuje.

### 5.9 Popis a kontrola spodního domečku

Spodní domeček slouží k uložení dvouřadého soudečkového ložiska a jednořadého kuličkového axiálního ložiska. Dále má funkci vedení pro těleso hydromotoru. Domeček obr. 42 je svařen z plechů a z tyče kruhového průřezu, která je vysoustružena a z jedné strany ohrézována a tím je vytvořena plocha k dosednutí na základní desku. Na tuto základní část jsou navařeny tupým svarem  $\delta$  plechy, které zachycují sílu  $F_G = 159 \text{ N}$  od hmotnosti tělesa hydromotoru a hřebenu a sílu  $F_R = 18\,287 \text{ N}$  od ozubeného seg-



obr. 42



mentu. Parametry z obr.42:

$$b = 0,1 \text{ m}$$

$$c = 0,061 \text{ m}$$

$$t = 0,008 \text{ m}$$

$$r = 0,114 \text{ m}$$

$$\alpha = 116^\circ$$

### 5.9.1 Kontrola svaru mezi hlavní částí domečku a vedením tělesa hydromotoru

Dva tupé svary  $8V$  mezi hlavní částí domečku a plechy jsou provedeny na poloměru  $r$  pod úhlem  $\alpha$ . Pak délka svaru se dle obr.42 vypočítá:

$$l = \frac{\pi \cdot r}{180^\circ} \cdot \alpha \quad (161)$$

$$l = \frac{\pi \cdot 0,114}{180^\circ} \cdot 116^\circ$$

$$l = 0,231 \text{ m}$$

Jelikož tyto svary jsou do oblouku, jsou pro zjednodušení výpočtu uvažovány jako rovné a to ve vzdálenosti  $b=0,1$  m od síly  $F_c$ , tím se zvýší rameno pro ohybový moment. Svar je pak namáhán smykem:

$$\tau = \frac{F_c}{2 \cdot t \cdot l} \cdot 10^{-6} \quad (162)$$

$$\tau = \frac{159}{2 \cdot 0,008 \cdot 0,231} \cdot 10^{-6}$$

$$\tau = 0,04 \text{ MPa}$$

Toto napětí zanedbáváme a dále s ním již nepočítáme.

Svar je namáhán tahem dle lit.[5]:

$$\sigma_1 = \frac{F_R}{2 \cdot t \cdot l} \cdot 10^{-6} \quad (163)$$

$$\sigma_1 = \frac{18 \ 287}{2 \cdot 0,008 \cdot 0,231} \cdot 10^{-6}$$

$$\sigma_1 = 5 \text{ MPa}$$

Svar je namáhán ohybem:

$$\sigma_0 = \frac{(F_a \cdot b + F_R \cdot c) \cdot 10^{-6}}{\frac{1}{6} \cdot 1 \cdot (2t)^2} \quad (164)$$

$$\sigma_0 = \frac{159 \cdot 0,1 + 18 \cdot 287 \cdot 0,061}{\frac{1}{6} \cdot 0,231 \cdot (2 \cdot 0,008)^2} \cdot 10^{-6}$$

$$\sigma_0 = 115 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí dle ČSN 73 1401 str.10 pro materiál 11 523 je  $\sigma_2 = 240,3 \text{ MPa}$ . Převodní součinitel působení svaru  $\alpha_1 = 0,85$ .

Výsledné napětí dle lit.[5]:

$$\sigma_s = \sqrt{\frac{\sigma_1^2 + \sigma_0^2}{\alpha_1^2}} \quad (165)$$

$$\sigma_s = \sqrt{\frac{5^2 + 115^2}{0,85^2}}$$

$$\sigma_s = 135 \text{ MPa}$$

Podmínka pro tupé svary dle lit.[8]:

$$\sigma_s < 1,1 \cdot \sigma_2$$

$$135 < 1,1 \cdot 240,3$$

$$135 < 264,4 \text{ MPa}$$

(166)

Svar u spodního domečku vyhovuje. V místě, kde je uvedený tupý svar, je ještě ze spodní strany koutový svar  $\delta \Delta$ . Tím se zvyšuje bezpečnost.

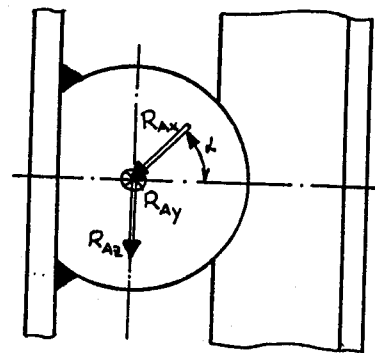
### 5.9.2 Kontrola svaru mezi základní deskou a spodním domečkem

Síly zatěžující zmíněný svar jsou znázorněny na obr.43. Výpočet provedeme pro dvě polohy jeřábového ramene a to pro úhel vytočení  $45^\circ$  a  $0^\circ$ .

a/ Kontrola svaru pro vytočení jeřábového ramene o úhel  $\alpha = 45^\circ$

Při tomto vytočení se musí část síly  $R_{Ax} = 87639 \text{ N}$  přičíst k síle  $R_{Az} = 44609 \text{ N}$ .

Pak smykové napětí od těchto sil v kolmém



obr.43

směru bude:

$$\tau_{\perp 1} = \frac{R_{Ax} + R_{Ax} \cdot \sin \alpha}{2 \cdot t \cdot l} \cdot 10^{-6} \quad (167)$$

kde  $l = 0,13$  m ... délka svaru

$t = 0,01$  m ... tloušťka svaru

Po dosazení do vztahu (167) dostaneme:

$$\tau_{\perp 1} = \frac{44\,609 + 87\,639 \cdot \sin 45^\circ}{2 \cdot 0,01 \cdot 0,13} \cdot 10^{-6}$$

$$\tau_{\perp 1} = 41 \text{ MPa}$$

V tomto případě jsou svary namáhány tlakem od kosinusové složky síly  $R_{Ax}$ . Pak napětí v kolmém směru bude:

$$\tau_{\perp 2} = \frac{R_{Ax} \cdot \cos \alpha}{2 \cdot t \cdot l} \cdot 10^{-6} \quad (168)$$

$$\tau_{\perp 2} = \frac{87\,639 \cdot \cos 20^\circ}{2 \cdot 0,01 \cdot 0,13} \cdot 10^{-6}$$

$$\tau_{\perp 2} = 24 \text{ MPa}$$

Při výpočtu rovnoběžného smykového napětí  $\tau_{\parallel}$ , musíme k síle  $R_{Ay} = 28\,360$  N přičíst síly od základních hmotností, které nebyly uvažovány:

$m_1 = 2,10,3$  kg ... 2 kusy dvouřadého soudečkového ložiska

$m_2 = 0,24$  kg ... podložka pro axiální ložisko

$m_3 = 0,72$  kg ... jednořadé kuličkové ložisko

$m_4 = 37,876$  kg ... spodní domeček

$m_5 = 16,212$  kg ... těleso hydromotoru a hřeben

Pak celková axiální síla /svislá/ bude:

$$F_a = R_{Ay} + g (m_1 + m_2 + m_3 + m_4 + m_5) \quad (169)$$

$$F_a = 28\,360 + 9,81 (2,10,3 + 0,24 + 0,72 + 37,876 + 16,212)$$

$$F_a = 29\,102 \text{ N}$$

Rovnoběžné smykové napětí:

$$\tau_{\parallel} = \frac{F_a}{2 \cdot t \cdot l} \cdot 10^{-6} \quad (170)$$

$$\tau_{\parallel} = \frac{29\,102}{2 \cdot 0,01 \cdot 0,13} \cdot 10^{-6}$$

$$\tau_{\parallel} = 11 \text{ MPa}$$

Výsledné napětí v průřezu svaru dle lit.[5]:

$$\tau_s = \sqrt{\left(\frac{\tau_I}{\lambda_{\tau_I}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{II}}{\lambda_{\tau_{II}}}\right)^2} \quad (171)$$

kde  $\lambda_{\tau_I} = 0,75$  ... převodní součinitel pro čelní druh namáhání

$\lambda_{\tau_{II}} = 0,65$  ... převodní součinitel pro boční druh namáhání

Výsledné napětí v kolmém směru:

$$\tau_I = \sqrt{\tau_{I1}^2 + \tau_{I2}^2} \quad (172)$$

$$\tau_I = \sqrt{41^2 + 24^2}$$

$$\tau_I = 48 \text{ MPa}$$

Po dosazení do vztahu (171) dostaneme:

$$\tau_s = \sqrt{\left(\frac{48}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{11}{0,65}\right)^2}$$

$$\tau_s = 66 \text{ MPa}$$

Podmínka pro koutové svary je dle lit.[5] pro součinitele tloušťky koutového svaru  $\beta = 1$ :

$$\tau_s \leq \beta \cdot \sigma_p \quad (173)$$

$$66 < 1 \cdot 240,3$$

$$66 < 240,3 \text{ MPa}$$

V tomto případě svar vyhovuje.

b/ Kontrola svaru pro nulové vytočení jeřábového ramene

V tomto případě kolmé smykové napětí od síly  $R_{A2} = 44609 \text{ N}$ :

$$\tau_{I1} = \frac{R_{A2}}{2 \cdot t \cdot 1} \cdot 10^{-6} \quad (174)$$

$$\tau_{I1} = \frac{44609}{2 \cdot 0,01 \cdot 0,13} \cdot 10^{-6}$$

$$\tau_{I1} = 17 \text{ MPa}$$

Svary jsou namáhány tlakovou silou  $R_{Ax} = 87639 \text{ N}$  a vzniká napětí:

$$\tau_{I2} = \frac{87639}{2 \cdot 0,01 \cdot 0,13} \cdot 10^{-6} \quad (175)$$

$$\tau_{I2} = 34 \text{ MPa}$$

Výsledné napětí v kolmém směru po dosazení do vztahu (172):

$$\tau_L = \sqrt{17^2 + 34^2}$$

$$\tau_L = 38 \text{ MPa}$$

I v tomto případě je zde rovnoběžné smykové napětí  $\tau_H = 11 \text{ MPa}$

Pak výsledné napětí v průřezu svaru po dosazení do vztahu

(171):

$$\tau_s = \sqrt{\left(\frac{38}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{11}{0,65}\right)^2}$$

$$\tau_s = 53 \text{ MPa}$$

Podmínka pro koutové svary dle vztahu (173):

$$\tau_s \leq \beta \cdot \sigma_p$$

(176)

$$53 < 1 \cdot 240,3$$

$$53 < 240,3 \text{ MPa}$$

V této poloze svary vyhovují.

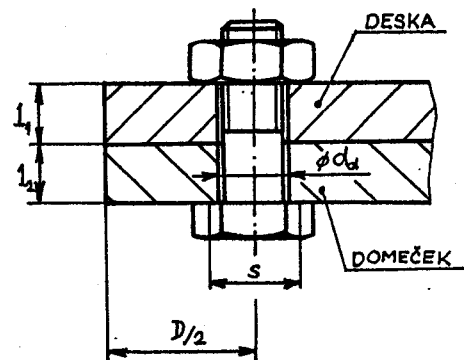
Při výpočtu nebyly uvažovány ještě svary, kterými je přivařen domeček v horní a dolní části. Tyto svary nám ještě zvyšují bezpečnost spoje.

### 5.10 Výpočet šroubů v horním domečku

Horní domeček je odlitek ze šedé litiny, v kterém je uloženo dvouřadé soudečkové

ložisko. Tento domeček je přišroubován 2 předepjatými šrouby  $M30 \times 2$  z materiálu 10.K, které jsou černěny. Jak je zřejmé z obr.44 jednotlivé parametry jsou:  $l_1 = 0,025 \text{ m}$ ,  $l_2 = 0,024 \text{ m}$ ,  $d_a = 0,033 \text{ m}$

$$s = 0,046 \text{ m}, D = 0,076 \text{ m}.$$



obr.44

Výpočet plochy průřezu náhradního dutého válce, kterým se nahrazují příruby spojené šroubem s maticí, při určování tuhosti přírub se vypočte dle lit.[12] následovně:

$$S_p = S + \frac{\pi}{16} \left( D - s + \frac{3}{4} l \right) \left( s + \frac{l}{20} \right) \quad (177)$$

kde plocha S se vypočte:

$$S = \frac{\pi}{4} (s^2 - d_a^2) \quad (178)$$

$$S = \frac{\pi}{4} (0,046^2 - 0,033^2)$$

$$S = 8,07 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Po dosazení do vztahu (177) dostaneme:

$$S_p = 8,07 \cdot 10^{-3} + \frac{\pi}{16} \left( 0,076 - 0,046 + \frac{3}{4} 0,046 \right) \left( 0,046 + \frac{0,049}{20} \right)$$

$$S_p = 1,44 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Tuhost příruby dle lit.[13] se vypočítá:

$$c_p = \frac{E_p \cdot S_p}{l_p} \quad (179)$$

Jednou částí příruby je základní deska z materiálu 11 523 a dle lit.[7] je pro tento materiál modul pružnosti v tahu  $E_1 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ . Po dosazení do vztahu (179) dostaneme tuhost základní desky:

$$c_{p1} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,44 \cdot 10^{-3}}{0,025} \cdot 10^6$$

$$c_{p1} = 1,2 \cdot 10^{10} \text{ N/m}$$

Druhá příruba je tvořena domečkem ze šedé litiny, pro kterou se modul pružnosti v tahu rovná  $E_2 = 1,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ . Po dosazení do vztahu (179) dostaneme tuhost domečku:

$$c_{p2} = \frac{1,1 \cdot 10^5 \cdot 1,44 \cdot 10^{-3}}{0,024} \cdot 10^6$$

$$c_{p2} = 6,6 \cdot 10^9 \text{ N/m}$$

Celková tuhost přírub:

$$c_p = \frac{c_{p1} \cdot c_{p2}}{c_{p1} + c_{p2}} \quad (180)$$

$$c_p = \frac{1,2 \cdot 10^{10} \cdot 6,6 \cdot 10^9}{1,2 \cdot 10^{10} + 6,6 \cdot 10^9}$$

$$c_p = 4,26 \cdot 10^9 \text{ N/m}$$

Tuhost šroubu se určí dle lit.[13]:

$$c_s = \frac{S_s \cdot E_s}{L_s} \quad (181)$$

$$c_s = \frac{5,61 \cdot 10^{-4} \cdot 2,1 \cdot 10^{11}}{0,049} \cdot 10^6$$

$$c_s = 2,4 \cdot 10^9 \text{ N/m}$$

Při výpočtu jsou uvažovány dva mezní stavy, kde působí síly  $R_{3x} = 69\,352 \text{ N}$  a  $R_{3z} = 9\,323 \text{ N}$ .

### 5.10.1 Nulové vytočení jeřábového ramene

Šrouby jsou zatíženy osovou silou  $R_{3x}$  a musí také přenášet sílu  $R_{3z}$  kolmou k ose šroubů, viz. obr.45. Síla kolmá k ose se přenáší stykovými plochami spojovaných prvků, kde součinitel tření dle lit.[7] je  $f=0,2$ . Výpočet je proveden dle lit.[12] a obr.46.

Provozní síla na jeden šroub:

$$F = \frac{R_{3x}}{2} \quad (182)$$

$$F = \frac{69\,352}{2}$$

$$F = 34\,676 \text{ N}$$

Minimální zbytková síla předpětí spoje při zatížení zbytkovou silou  $F$ :

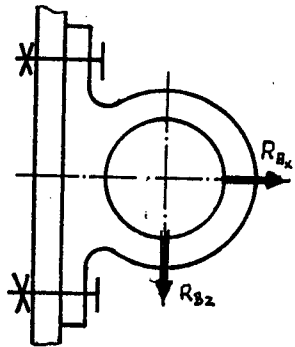
$$F_p = 0,2 \cdot F + \frac{R_{3z}}{2 \cdot f} \quad (183)$$

$$F_p = 0,2 \cdot 34\,676 + \frac{9\,323}{2 \cdot 0,2}$$

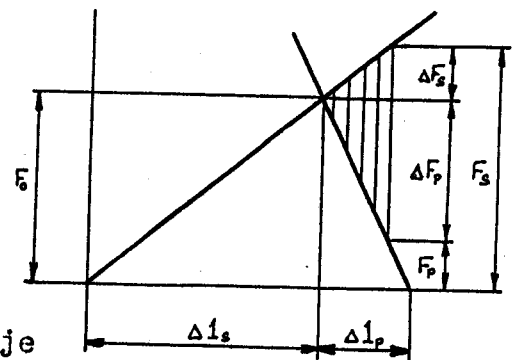
$$F_p = 30\,243 \text{ N}$$

Změna síly v přírubě:

$$\Delta F_p = F \cdot \frac{c_p}{c_p + c_s} \quad (184)$$



obr.45



obr.46

$$\Delta F_p = 34\ 676 \cdot \frac{4,26 \cdot 10^9}{4,26 \cdot 10^9 + 2,4 \cdot 10^9}$$

$$\Delta F_p = 22\ 180\text{ N}$$

Změna síly ve šroubu:

$$\Delta F_s = F \cdot \frac{c_s}{c_s + c_p} \quad (185)$$

$$\Delta F_s = 34\ 676 \cdot \frac{2,4 \cdot 10^9}{2,4 \cdot 10^9 + 4,26 \cdot 10^9}$$

$$\Delta F_s = 12\ 496\text{ N}$$

Maximální síla ve šroubu:

$$F_s = F + F_p \quad (186)$$

$$F_s = 34\ 676 + 30\ 243$$

$$F_s = 64\ 919$$

Kontrola maximální síly ve šroubu:

$$F_s < F_{\text{dov}} \quad (187)$$

$$64\ 919 < 221\ 000\text{ N}$$

Vyhovuje.

Síla předpětí:

$$F_0 = F_s - \Delta F_s \quad (188)$$

$$F_0 = 64\ 919 - 12\ 496$$

$$F_0 = 52\ 423\text{ N}$$

Napětí v tahu:

$$\sigma_t = \frac{F_0}{S_v} \cdot 10^{-6} \quad (189)$$

$$S_v = 5,61 \cdot 10^{-4}\text{ m}^2 \dots \text{ výpočtový průřez šroubu dle lit. [7]}$$

Po dosazení do vztahu (189) dostaneme:

$$\sigma_t = \frac{52\ 423}{5,61 \cdot 10^{-4}} \cdot 10^{-6}$$

$$\sigma_t = 93\text{ MPa}$$

Utahovací moment se vypočte:

$$M_u = 0,12 \cdot F_0 \cdot d \quad (190)$$

$$M_u = 0,12 \cdot 52\ 423 \cdot 0,03$$

$$M_u = 189\text{ Nm}$$



Kontrola utahovaného momentu:

$$M_u < M_D \quad (191)$$

$$189 < 2200 \text{ Nm}$$

Vyhovuje.

Výpočet napětí v krutu:

$$\tau_k = \frac{M_u}{0,2 \cdot d^3} \quad (192)$$

$$\tau_k = \frac{189}{0,2 \cdot 0,025^3 706^3}$$

$$\tau_k = 56 \text{ MPa}$$

Výpočet redukovaného napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_k^2 + 3\tau_k^2} \quad (193)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{93^2 + 3 \cdot 56^2}$$

$$\sigma_{red} = 134 \text{ MPa}$$

Kontrola bezpečnosti proti trvalým deformacím:

$$k_k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{red}} \quad (194)$$

$$k_k = \frac{900}{134}$$

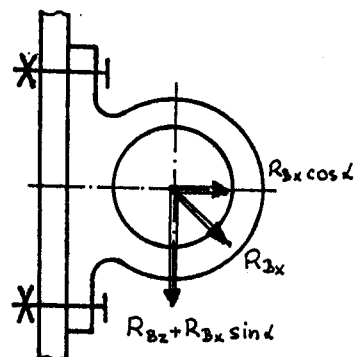
$$k_k = 6,72$$

Šrouby, kdy je jeřábové rameno v základní poloze, vyhovují.

### 5.10.2 Vytočení jeřábového ramene o 45°

Šrouby jsou zatíženy osovou silou  $R_{2x} \cdot \cos 45^\circ$  a musí také přenášet sílu  $R_{2z} + R_{2x} \cdot \sin 45^\circ$  kolmou k ose šroubů viz. obr.47. Síla kolmá k ose se přenáší stykovými plochami spojovaných prvků, kde součinitel tření je stejný, jako v bodu 5.10.1.

Provozní síla na jeden šroub:



obr.47

$$F = \frac{R_{3x} \cdot \cos 45^\circ}{2} \quad (195)$$

$$F = \frac{69\,352 \cdot \cos 45^\circ}{2}$$

$$F = 24\,520 \text{ N}$$

Maximální /zbytková/ síla předpětí spoje při zatížení zbytkovou silou F:

$$F_p = 0,2 F + \frac{R_{3z} + R_{3x} \sin 45^\circ}{2 \cdot f} \quad (196)$$

$$F_p = 0,2 \cdot 24\,520 + \frac{9\,323 + 69\,352 \cdot \sin 45^\circ}{2 \cdot 0,2}$$

$$F_p = 150\,810 \text{ N}$$

Změna síly v přírubě po dosazení do vztahu (184):

$$\Delta F_p = 24\,520 \cdot \frac{4,26 \cdot 10^9}{4,26 \cdot 10^9 + 2,4 \cdot 10^9}$$

$$\Delta F_p = 15\,684 \text{ N}$$

Změna síly ve šroubu po dosazení do vztahu (185):

$$\Delta F_s = 24\,520 \cdot \frac{2,4 \cdot 10^9}{2,4 \cdot 10^9 + 4,26 \cdot 10^9}$$

$$\Delta F_s = 8\,836 \text{ N}$$

Maximální síla ve šroubu po dosazení do vztahu (186):

$$F_s = 24\,520 + 150\,810$$

$$F_s = 175\,330 \text{ N}$$

Kontrola maximální síly:

$$F_s < F_{\text{pov}}$$

$$175\,330 < 354\,000 \text{ N}$$

(197)

Vyhovuje.

Síla předpětí po dosazení do vztahu (188):

$$F_0 = 175\,330 - 8\,836$$

$$F_0 = 166\,494 \text{ N}$$

Napětí v tahu po dosazení do vztahu (189):

$$\sigma_t = \frac{166\,494}{5,61 \cdot 10^{-4}} \cdot 10^{-6}$$

$$\sigma_t = 297 \text{ MPa}$$

Utahovací moment po dosazení do vztahu(190):

$$M_u = 0,12 \cdot 166494 \cdot 0,03$$

$$M_u = 599 \text{ Nm}$$

Kontrola utahovacího momentu:

$$M_u < M_p$$

$$599 < 2200 \text{ Nm}$$

(198)

Vyhovuje.

Výpočet napětí v krutu po dosazení do vztahu(192):

$$\tau_k = \frac{599}{0,2 \cdot 0,025706^3} \cdot 10^{-6}$$

$$\tau_k = 176 \text{ MPa}$$

Po dosazení do vztahu(193) bude redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{297^2 + 3 \cdot 176^2}$$

$$\sigma_{red} = 426 \text{ MPa}$$

Kontrola bezpečnosti proti trvalým deformacím po dosazení do vztahu(194):

$$k_u = \frac{900}{426}$$

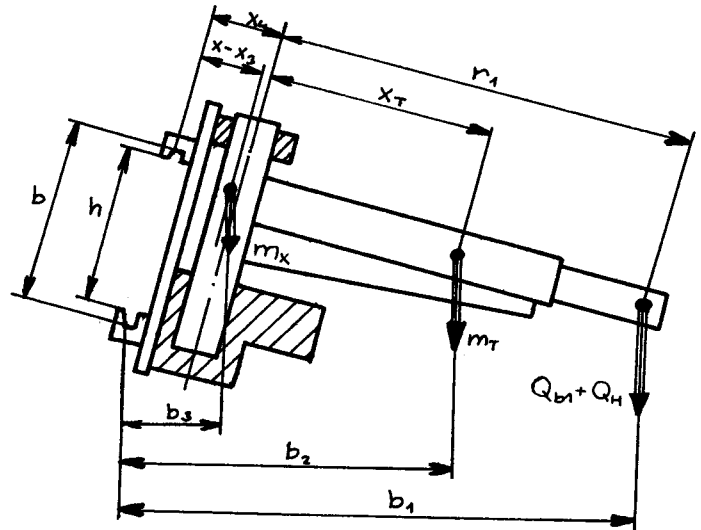
$$k_u = 2,11$$

Sroubové spojení vyhovuje v obou případech.

### 5.11 Kontrola nosného průřezu patek

Patky jsou namáhány od sil způsobených zavěšením břemene a od vlastních hmotností jeřábového ramene. Při výpočtu uvažujeme překlopení zdvihacího zařízení vpřed o úhel  $\rho = 5,25^\circ$ , za účelem zvětšení ramen od působících sil, jak je naznačeno na obr.48, kde jednotlivé parametry mají tyto hodnoty:

$$\begin{aligned}
 x &= 0,55 \text{ m} \\
 x_3 &= 0,411 \text{ m} \\
 x_4 &= 0,148 \text{ m} \\
 x_T &= 0,624 \text{ m} \\
 r_1 &= 2,106 \text{ m} \\
 b &= 0,508 \text{ m} \\
 h &= 0,476 \text{ m} \\
 m_T &= 159,566 \text{ kg} \\
 m_x &= 221,851 \text{ kg} \\
 \gamma &= 5,25^\circ
 \end{aligned}$$



obr.48

Výpočet ramen při překlopení vpřed:

$$b_1 = (r_1 + x_4) \cdot \cos \gamma \quad (199)$$

$$b_1 = (2,106 + 0,148) \cdot \cos 5,25^\circ$$

$$b_1 = 2,245 \text{ m}$$

$$b_2 = (x_T + x_4) \cdot \cos \gamma \quad (200)$$

$$b_2 = (0,624 + 0,148) \cdot \cos 5,25^\circ$$

$$b_2 = 0,772 \text{ m}$$

$$b_3 = (x - x_3) \cdot \cos \gamma \quad (201)$$

$$b_3 = (0,55 - 0,411) \cdot \cos 5,25^\circ$$

$$b_3 = 0,138 \text{ m}$$

5.11.1 Kontrola patek při nulovém vytočení jeřábového ramene

Patky jsou namáhány pouze ohybovým momentem:

$$M = n_a \cdot \psi (Q_{b1} + Q_{b4}) \cdot b_1 + m_T \cdot g \cdot b_2 + m_x \cdot g \cdot b_3 \quad (202)$$

$$M = 1,2 \cdot 1,5 (9810 + 21582) \cdot 2,245 + 159,566 \cdot 9,81 \cdot 0,772 + 221,851 \cdot 9,81 \cdot 0,138$$

$$M = 42023,1 \text{ Nm}$$

Ohybový moment v kritickém místě patek:

$$M_0 = M \cdot \frac{b-h}{2 \cdot h} \quad (203)$$

$$M_0 = 42023,1 \cdot \frac{0,508 - 0,476}{2 \cdot 0,476}$$

$$M_0 = 1442,5 \text{ Nm}$$

Průřezový modul v ohybu pro dvě patky:

$$W_0 = \frac{2 \cdot b \cdot h^2}{6} \quad (204)$$

$$W_0 = \frac{2 \cdot 0,43 \cdot 0,019^2}{6}$$

$$W_0 = 1,564 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Výpočet ohybového napětí:

$$\sigma_0 = \frac{M_0}{W_0} \cdot 10^{-6} \quad (205)$$

$$\sigma_0 = \frac{1442,5}{1,564 \cdot 10^{-5}} \cdot 10^{-6}$$

$$\sigma_0 = 90 \text{ MPa}$$

Pro materiál 11 523 je výpočtové namáhání dle ČSN 73 1401 str.9 R=274 MPa.

Musí platit vztah:

$$\sigma_0 < R$$

$$90 < 274 \text{ MPa}$$

(206)

Vyhovuje.

### 5.11.2 Kontrola patek při vytočení jeřábového ramene o

V tomto případě se zmenšuje ohybový moment a dochází pouze k přerozdělení smykové síly na patkách. Smykové napětí vlivem této síly je však zanedbatelné a proto ho nekontrolujeme.

### 5.11.3 Kontrola svaru patky

Patky jsou zavařeny koutovým svarem kolem celého

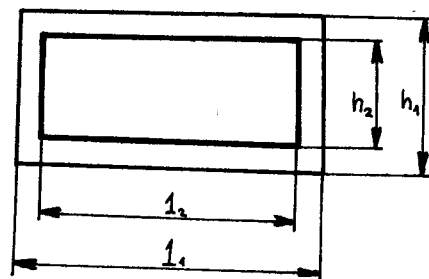
obrysu.

Moment ke středu profilu:

$$M_{SP} = \frac{M}{h} \cdot \frac{h_2}{2} \quad (207)$$

$$M_{SP} = \frac{42023,1 \cdot 0,06}{0,476 \cdot 2}$$

$$M_{SP} = 2648,5 \text{ Nm}$$



Průřezový modul v ohybu pro jednu patku:

obr.49

$$W_{SP} = \frac{l_1 \cdot h_1^3 - l_2 \cdot h_2^3}{6 \cdot h_1} \quad (208)$$

Jednotlivé parametry mají dle obr.49 velikost:  $h_1 = 0,067 \text{ m}$

$$h_2 = 0,06 \text{ m}$$

$$l_1 = 0,142 \text{ m}$$

$$l_2 = 0,135 \text{ m}$$

Průřezový modul v ohybu po dosazení do vztahu (208) vypočítáme:

$$W_{SP} = \frac{0,142 \cdot 0,067^3 - 0,135 \cdot 0,06^3}{6 \cdot 0,067}$$

$$W_{SP} = 3,37 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Napětí od ohybového momentu:

$$\tau_1 = \frac{M_{SP}}{2 \cdot W_{SP}} \cdot 10^{-6} \quad (209)$$

$$\tau_1 = \frac{2648,5}{2 \cdot 3,37 \cdot 10^{-5}} \cdot 10^{-6}$$

$$\tau_1 = 39 \text{ MPa}$$

Výpočet smykové síly dle lit.[14]:

$$F = (Q_{bz} \cdot n_q + m \cdot g) \cdot \psi \quad (210)$$

$$F = (14715 \cdot 1,2 + 381,417 \cdot 9,81) \cdot 1,5$$

$$F = 32100 \text{ N}$$

Plocha svaru:

$$S = l_1 \cdot h_1 - l_2 \cdot h_2 \quad (211)$$

$$S = 0,142 \cdot 0,067 - 0,135 \cdot 0,06$$

$$S = 1,414 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Napětí od smykové síly:

$$\tau_y = \frac{F}{2.8} \cdot 10^{-6}$$

$$\tau_y = \frac{32.100}{2.144 \cdot 10^3} \cdot 10^{-6} \quad (212)$$

$$\tau_H = 11 \text{ MPa}$$

Převodní součinitel dle lit. [5] se vypočte:

$$k_1 = 1,3 - 0,03 \cdot t_s$$

$$k_1 = 1,3 - 0,03 \cdot 5 \quad (213)$$

$$k_1 = 1,15$$

Výsledné napětí v průřezu svaru:

$$\tau_s = \sqrt{\left(\frac{\tau_L}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{\tau_T}{0,65}\right)^2} \quad (214)$$

$$\tau_s = \sqrt{\left(\frac{39}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{11}{0,65}\right)^2}$$

$$\tau_s = 55 \text{ MPa}$$

Podmínka pro koutové svary:

$$\tau_s < k_1 \cdot R$$

$$\tau_s = 1,15 \cdot 274 \quad (215)$$

$$55 < 315 \text{ MPa}$$

Svary patek vyhovují.

## 5.12 Hydraulický rozvod

Na univerzálním jeřábovém rameni jsou dva hydraulické okruhy, ukončeny hydraulickými spojkami, které jsou umístěny na stranách základní desky. Na jedné straně je pro výsuv a na druhé straně pro vytáčení jeřábového ramene.

Po připevnění jeřábového ramene na desku vozíku se provede připojení hydraulického okruhu vozíku tím, že se koncovka rychlospojky na hadici vedení oleje VOP nasune do koncovky rychlospojky na základní desce. Pak je možno s jeřábovým ramenem pracovat.

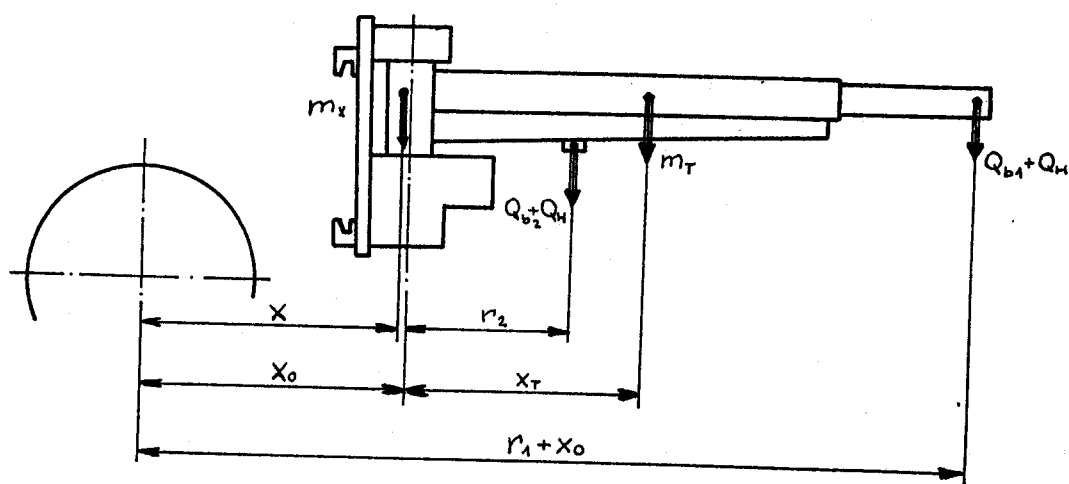
Na zvedacím rámu jsou kladky, na kterých jsou navinuty hadice. Vlivem pružiny v kladkách dochází při zvedání jeřábového ramene nejdříve k navíjení a teprve po dosažení určitého zdvihu se opět začnou hadice odvíjet. Tím se zabezpečí vhodné napnutí uvedených hadic.



## 6. Kontrola vozíku

Univerzální jeřábové rameno je určeno pro vysokozdvížený vozík DVHM 3222 LX. Tento vozík musíme zkontrolovat na podélnou a příčnou stabilitu.

### 6.1 Kontrola na podélnou stabilitu pro zdvih $z=3,3$ m



obr.50

Jednotlivé parametry:

- $r_1 = 2,106$  m ... poloměr otáčení pro břemeno 1000 kg
- $r_2 = 0,876$  m ... poloměr otáčení pro břemeno 1500 kg
- $x_T = 0,624$  ... vzdálenost těžiště stojny a nosníku vůči ose otáčení jeřábového ramene
- $x_0 = 0,559$  m ... vzdálenost osy otáčení od hnací nápravy
- $x = 0,55$  m ... vzdálenost těžiště neotočné části jeřábového ramene od hnací nápravy
- $c = 0,425$  ... vzdálenost desky zvedacího ústrojí od hnací nápravy

- $y = 0,325\text{ m}$  ... vzdálenost těžiště vidlí od desky zvedacího ústrojí
- $r = 0,5\text{ m}$  ... maximální vyložení břemene 3200 kg od desky zvedacího ústrojí
- $m_T = 159,566\text{ kg}$  ... hmotnost stojny a nosníku
- $m_x = 221,851\text{ kg}$  ... hmotnost neotočné části jeřábového ramene
- $m_v = 2,842\text{ kg}$  ... hmotnost vidlí
- $m_k = 3200\text{ kg}$  ... maximální hmotnost břemene pro vozík DVHM 3222 LX při vyložení 500 mm
- $Q_{b1} = 9810\text{ N}$  ... síla od břemene 1000 kg
- $Q_{b2} = 14\,715\text{ N}$  ... síla od břemene 1500 kg
- $Q_H = 215,82\text{ N}$  ... síla od závěsu /hák s nosičem a čepem/

Klopný moment od jeřábového ramene k hnací nápravě:

$$M_R = [m_T \cdot (x_T + x_0) + m_x \cdot x] \cdot g \quad (216)$$

$$M_R = [159,566 \cdot (0,624 + 0,559) + 221,851 \cdot 0,55] \cdot 9,81$$

$$M_R = 3\,048,8\text{ Nm}$$

Klopný moment od vidlic k hnací nápravě viz. obr.51 lit.

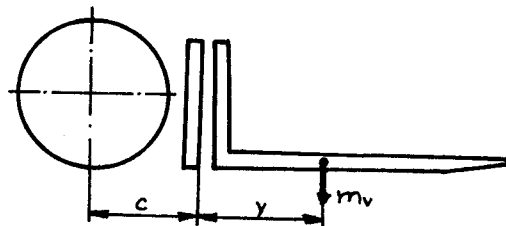
[8]:

$$M_v = m_v \cdot (c + y) \cdot g$$

$$M_v = 84,2 \cdot (0,425 + 0,342) \cdot 9,81$$

$$M_v = 1267,1\text{ Nm}$$

(217)



Dovolený klopný moment dle zatěžovacího diagramu: obr.51

$$M_k = m_k \cdot (r + c) \cdot g$$

$$M_k = 3200 \cdot (0,5 + 0,425) \cdot 9,81$$

$$M_k = 29\,037,6\text{ Nm}$$

(218)

Využitelný klopný moment pro břemeno:

$$M_b = M_k + M_v - M_R$$

$$M_b = 29\,037 + 1267,1 - 3048,8$$

$$M_b = 27\,255,3\text{ Nm}$$

(219)

Klopný moment od břemene  $m=1000\text{ kg}$ :

$$M_{b1} = (Q_{b1} + Q_H) \cdot (r_1 + x_0)$$

(220)

$$M_{b1} = (3810 + 245,82) \cdot (2,106 + 0,559)$$

$$M_{b1} = 26\,718\text{ Nm}$$

Pro břemeno  $m=1000$  kg na rameni  $r=2,106$  m podélná stabilita vyhovuje, jelikož platí:

$$M_{b1} < M_b$$

(221)

$$26\,718 < 27\,255,7\text{ Nm}$$

Klopný moment od břemene  $m=1500$  kg:

$$M_{b2} = (Q_{b2} + Q_H) \cdot (r_2 + x_0)$$

(222)

$$M_{b2} = (14\,715 + 245,82) \cdot (0,876 + 0,559)$$

$$M_{b2} = 21\,425\text{ Nm}$$

Pro břemeno  $m=1500$  kg na rameni  $r=0,876$  m podélná stabilita vyhovuje, jelikož platí:

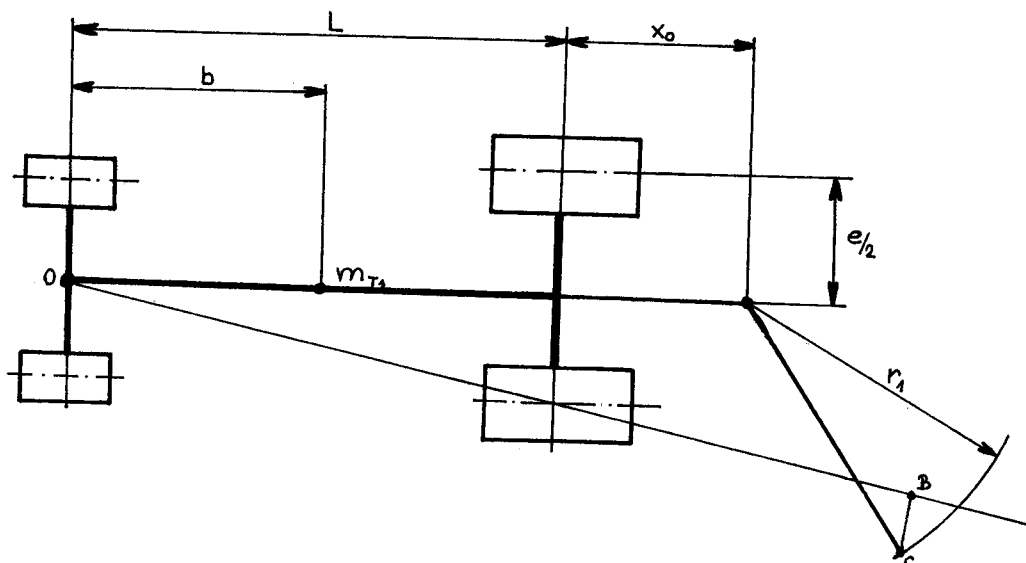
$$M_{b2} < M_b$$

(223)

$$21\,425 < 27\,255,7\text{ Nm}$$

Podélná stabilita vozíku DVHM 3222 LX není porušena.

## 6.2 Kontrola boční stability pro zdvih $z=3,3$ m

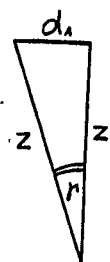


obr.52

Jednotlivé parametry:

- $x_0 = 0,559 \text{ m}$  ... vzdálenost osy otáčení od hnací nápravy
- $e = 1,06 \text{ m}$  ... rozchod kol
- $L = 1,74 \text{ m}$  ... rozvor kol
- $r_1 = 2,106 \text{ m}$  ... maximální rameno pro břemeno 1000 kg
- $z = 3,3 \text{ m}$  ... maximální zdvih
- $\rho = 10^\circ$  ... zaklopení zvedacího ústrojí
- $b = 0,829 \text{ m}$  ... vzdálenost těžiště vozíku od řídicí nápravy
- $m_{T_1} = 4660 \text{ kg}$  ... vlastní hmotnost vozíku

Při překlopení zvedacího ústrojí vzad se zhorší boční stabilita obr.52, vlivem zvětšení vzdálenosti  $\overline{BC}$ , kde v místě C visí břemeno.



$$\alpha = \arctg \frac{e}{2L} \quad (224)$$

$$\alpha = \arctg \frac{1,06}{2 \cdot 1,74}$$

$$\alpha = 16,94^\circ$$

obr.53

Pro zaklopení zvedacího ústrojí dle obr.53 vypočteme:

$$d_1 = z \cdot \sin \rho$$

$$d_1 = 3,3 \cdot \sin 10^\circ$$

$$d_1 = 0,573 \text{ m}$$

$$(225)$$

Vzdálenost bodu O od osy otáčení jeřábového ramene při zaklopeném zvedacím ústrojí:

$$L_1 = L + x_0 - d_1$$

$$L_1 = 1,74 + 0,559 - 0,573$$

$$L_1 = 1,726 \text{ m}$$

$$(226)$$

Rameno těžiště pro otočnou část jeřábového ramene:

$$Z_R = x_T \cdot \sin(\rho - \alpha) - L_1 \cdot \sin \alpha$$

$$(227)$$

Rameno pro břemeno  $m=1000 \text{ kg}$ :

$$Z_{b1} = r_1 \cdot \sin(\rho - \alpha) - L_1 \cdot \sin \alpha$$

$$(228)$$

Rameno pro břemeno  $m=1500$  kg:

$$z_{b2} = r_2 \cdot \sin(\varphi - \alpha) - L_1 \cdot \sin \alpha$$

(229)

Rameno pro těžiště vozíku:

$$z_T = b \cdot \sin \alpha$$

$$z_T = 0,829 \cdot \sin 16,94^\circ$$

(230)

$$z_T = 0,242 \text{ m}$$

Klopný moment od jeřábového ramene a břemena:

$$M = (Q_{b2} + Q_H) \cdot z_{b2} + m_T \cdot g \cdot z_T$$

(231)

Klopný moment od hmotnosti vozíku a neotočné části jeřábového ramene:

$$M_\varphi = [m_{T1} \cdot z_T + m_x (L+x) \cdot \sin \alpha] \cdot g$$

(232)

$$M_\varphi = [4660 \cdot 0,242 + 221,851(1,74 + 0,55) \cdot \sin 16,94^\circ] \cdot 9,81$$

$$M_\varphi = 12512,1 \text{ Nm}$$

Výpočet stability vozíku pro maximální vytočení jeřábového ramene, pro různá břemena je shrnut v tabulce III.

$m$ [kg]	$\varphi$ [°]	$z_R$ [m]	$z_{b2}$ [m]	$M$ [Nm]	$\varphi, M$ [Nm]	$M_\varphi$ [Nm]
500	90	0,094	1,512	7889,8	11834,7	12512,1
1000	55	-0,118	0,795	7785,8	11678	12512,1
1500	90	0,094	0,335	5149,0	7723,5	12512,1

tabulka III

Aby nebyla porušena boční stabilita musí platit:

$$\varphi, M \leq M_\varphi$$

$$1,5 \cdot M \leq M_\varphi$$

(233)

Tento vztah je při vytočení jeřábového ramene o 45 stupňů splněn pro všechna břemena do hmotnosti 1500 kg. Pro břemeno 500 kg na rameni 2,106 m by byla zaručená stabilita při vytočení 90 stupňů.

### 6.3 Návrh a kontrola vodících kladek příčně zatížených

Při vytočení jeřábového ramene vzniká klopný moment, který zatěžuje příčné vodící kladky:

$$M = [(q_{b_i} + q_w) r_i + m_{TN} \cdot g \cdot x_{TN}] \sin \varphi \quad (234)$$

Síla působící na kladky dle obr.54:

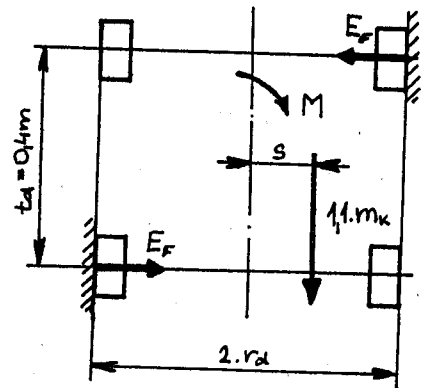
$$E_F = \frac{M}{t_d} \quad (235)$$

Maximální síla při vyosení břemene 3200 kg o  $s=0,15$  m dle obr.54:

$$E_{max} = \frac{1,1 \cdot m_k \cdot g \cdot s}{t_d} \quad (236)$$

$$E_{max} = \frac{1,1 \cdot 3200 \cdot 9,81 \cdot 0,15}{0,4}$$

$$E_{max} = 12\,949,2 \text{ N}$$



obr.54

Kladky příčně namáhané vyhovují pro hmotnosti dle tabulky IV danému vytočení. V případě postačujícího vytočení pro dané

$m$ [kg]	$\varphi$ [°]	$M$ [Nm]	$E$ [N]	$E_{max}$ [N]
300	35	4 392	10 982	12 949
500	25	4 983	12 459	12 949
1000	10	3 841	9 603	12 949
1500	20	4 817	12 044	12 949

tabulka IV

hmotnosti musí být jeřábové rameno zřetelně označeno značkami tak, aby řidič mohl dodržovat pro dané hmotnosti břemena maximální vytočení jeřábového ramene. Toto řešení však snižuje účinnost univerzálního jeřábového ramene, a proto je řešení vyměněním vodících kladek příčně zatížených. Pak pro břemeno

1000 kg na rameni 2,106 m při maximálním vytočení 45 stupňů bude klopný moment po dosazení do vztahu (234):

$$M = [(9810 + 215,82) \cdot 2,106 + 96,145 \cdot 9,81 \cdot 1,087] \cdot \sin 45^\circ$$

$$M = 15\ 641,7 \text{ Nm}$$

Síla zatěžující ložiska dle obr.54:

$$E_f = \frac{M}{l_d}$$

$$E_f = \frac{15\ 641,7}{0,4}$$

$$E_f = 39\ 104 \text{ N}$$

(237)

### 6.3.1 Kontrola ložisek

Jednu kladku nahradíme dvěma jehlovými ložisky dle lit. [11] RNA 506225.

Parametry ložisek:

$$d_r = 0,05 \text{ m}$$

$$D = 0,062 \text{ m}$$

$$B = 0,025 \text{ m}$$

$$C = 33\ 845 \text{ N}$$

$$C_0 = 39\ 731 \text{ N}$$

$$r_s = 0,0265 \text{ m}$$

Působící síla na jedno ložisko:

$$E_1 = \frac{E_f}{2}$$

$$E_1 = \frac{39\ 104}{2}$$

$$E_1 = 19\ 552 \text{ N}$$

(238)

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska:

$$F_e = V \cdot X \cdot E_f + Y \cdot F_a$$

(239)

Ložisko nepřenáší žádnou axiální sílu  $F_a = 0$ . Vnitřní kroužek je zatížen bodově a dle lit. [7] je  $V = 1,2$ . Součinitel  $X = 1$ .

Po dosazení do vztahu (239) dostaneme:

$$F_e = 1,2 \cdot 1 \cdot 19\ 552$$

$$F_e = 23\ 462 \text{ N}$$

Pro průměrnou rychlost zdvihu  $v=0,15$  m/s se otáčky ložiska vypočítají:

$$n = \frac{60 \cdot v}{2 \cdot \pi \cdot r_3} \quad (240)$$

$$n = \frac{60 \cdot 0,15}{2 \cdot \pi \cdot 0,0285}$$

$$n = 54 \text{ ot. /min}$$

Pro dobu životnosti ložiska  $L_n=1000h$  je dynamická únosnost:

$$C_{Lož.} = \sqrt[3,33]{\frac{n \cdot L_n}{16667}} \cdot F_e \quad (241)$$

$$C_{Lož.} = \sqrt[3,33]{\frac{54 \cdot 1000}{16667}} \cdot 23462$$

$$C_{Lož.} = 33395 \text{ N}$$

Musí platit:

$$C_{Lož.} < C$$

$$33395 < 33845 \text{ N} \quad (242)$$

Ložisko z hlediska dynamické únosnosti vyhovuje.

Kontrola statické únosnosti:

$$C_0 > 1,5 \cdot F_e$$

$$C_0 > 1,5 \cdot 23462$$

$$39731 > 35193 \text{ N}$$

(243)

Ložisko vyhovuje.

### 6.3.2 Kontrola čepu v místě uchycení k rámu

Průřezový modul v ohybu:

$$W_0 = \frac{\pi d^3}{32} \quad (244)$$

$$W_0 = \frac{\pi \cdot 0,02^3}{32}$$

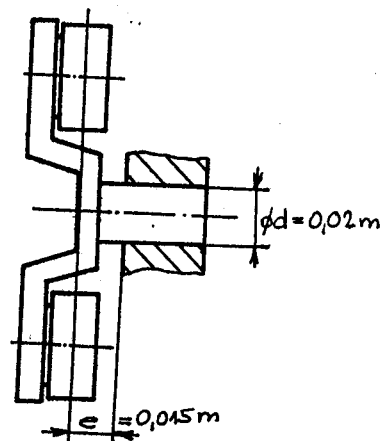
$$W_0 = 7,854 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3$$

Ohybový moment dle obr.55:

$$M_0 = E_i \cdot e \quad (245)$$

$$M_0 = 39104 \cdot 0,015$$

$$M_0 = 587 \text{ Nm}$$



obr.55



Ohybové napětí:

$$\begin{aligned}\sigma_o &= \frac{M_o}{W_o} \cdot 10^{-6} \\ \sigma_o &= \frac{587}{7,854 \cdot 10^{-7}} \cdot 10^{-6} \\ \sigma_o &= 747 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{246}$$

Plocha čepu:

$$\begin{aligned}S &= \frac{\pi d^2}{4} \\ S &= \frac{\pi \cdot 0,02^2}{4} \\ S &= 3,14 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\end{aligned}\tag{247}$$

Smykové napětí:

$$\begin{aligned}\tau &= \frac{E}{S} \cdot 10^{-6} \\ \tau &= \frac{39104}{3,14 \cdot 10^{-4}} \cdot 10^{-6} \\ \tau &= 125 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{248}$$

Redukované napětí:

$$\begin{aligned}\sigma_{red} &= \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau^2} \\ \sigma_{red} &= \sqrt{747^2 + 3 \cdot 125^2} \\ \sigma_{red} &= 778 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{249}$$

Koeficient bezpečnosti při použití materiálu 15 230:

$$\begin{aligned}k &= \frac{R_e}{\sigma_{red}} \\ k &= \frac{850}{778} \\ k &= 1,09\end{aligned}\tag{250}$$

Čep vyhovuje.

### 6.3.3 Kontrola vidlice

Vidlice slouží jako nosič dvou jehlových ložisek. Je vyrobena z plocháče. Kritické místo namáhání je v průřezu A-A viz. obr.56.

Průřezový modul v ohybu v místě A-A:

$$W_0 = \frac{1}{8} \cdot b \cdot h^2 \quad (251)$$

$$W_0 = \frac{1}{8} \cdot 0,01 \cdot 0,08^2$$

$$W_0 = 1,07 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Ohybový moment dle obr.56:

$$M_0 = E_1 \cdot e_1 \quad (252)$$

$$M_0 = 19\,552 \cdot 0,06$$

$$M_0 = 1173 \text{ Nm}$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_0 = \frac{M_0}{W_0} \cdot 10^{-6} \quad (253)$$

$$\sigma_0 = \frac{1173}{1,07 \cdot 10^{-5}} \cdot 10^{-6}$$

$$\sigma_0 = 110 \text{ MPa}$$

Plocha v místě A-A:

$$S = b \cdot h$$

$$S = 0,01 \cdot 0,08$$

$$S = 8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Smykové napětí:

$$\tau = \frac{E_1}{S} \cdot 10^{-6}$$

$$\tau = \frac{19\,552}{8 \cdot 10^{-4}} \cdot 10^{-6} \quad (255)$$

$$\tau = 24 \text{ MPa}$$

Redukované napětí:

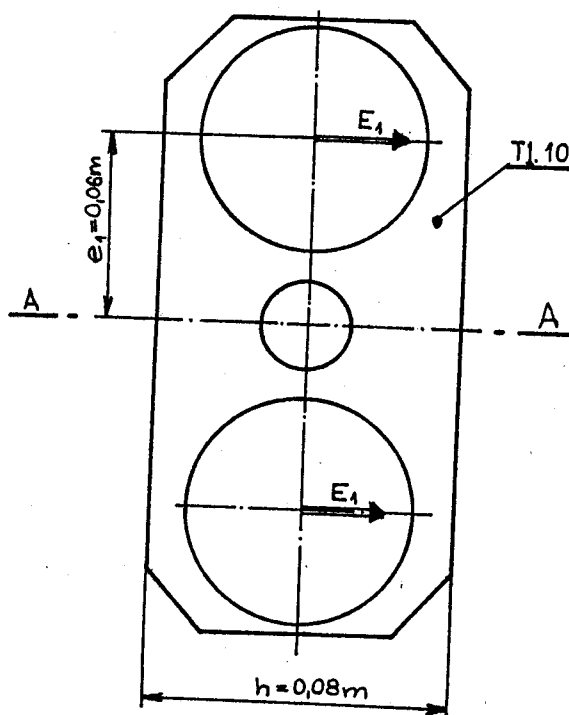
$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_0^2 + 3\tau^2} \quad (256)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{110^2 + 3 \cdot 24^2}$$

$$\sigma_{red} = 116 \text{ MPa}$$

Koeficient bezpečnosti při použití materiálu 15 230:

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} \quad (257)$$



obr.56

(254)

$$k = \frac{850}{567}$$

$$k = 1,5$$

Vidlice vyhovuje.

## 7. Ekonomické posouzení zvoleného řešení

Univerzální jeřábové rameno rozšiřuje, jako přídavné zařízení, použitelnost vysokozdvížného vozíku DVHM 3222 LX. Při použití tohoto ramene dochází k úspoře paliv při najíždění, zvedání a pokládání břemene do určených míst. Břemena se mohou nakládat na nákladní automobil bez pojíždění, což vyráběné jeřábové rameno neumožňuje. V provozech je možné bez obtíží položit břemeno mimo uličku, blíže viz. kapitola 3. To vede ke snížení počtu pracovníků, zabývajících se manipulací s materiálem. V tomto případě také dochází ke snížení manipulačních časů. Univerzální jeřábové rameno umožňuje i pohyb ve velmi úzkých uličkách ve skladech a provozech. To umožní zmenšení ploch skladů, kde 1 m<sup>2</sup> stojí cca 400 Kčs, popřípadě vyšší využití těchto ploch. Univerzální jeřábové rameno má i mnoho jiných výhod. Může se využít při montážích, ale najde i uplatnění jinde. Konstrukční řešení je provedeno se snahou o co největší využití již vyráběných součástí pro vozíky a přídavné zařízení. Snahou bylo použít co nejvíce normalizovaných a typizovaných součástí. To vše by mělo vést k co nejmenším nákladům nutných na zavádění univerzálního jeřábového ramene do výroby.

## 8. Závěr

Univerzální jeřábové rameno je určeno pro vysokozdvizný vozík DVHM 3222 IX. Pro maximální využití tohoto přídatného zařízení je nutné vyměnit vodící kladky, které zachycují příčné síly. Tyto kladky nám značně snižují možnost vytáčení jeřábového ramene, ikdyž boční stabilita vyhovuje. Další postupy konstrukce se mohou zaměřit na vytočení jeřábového ramene o 85 stupňů na každou stranu pro břemeno 500 kg, při vyměněných kladkách dle odstavce 6.3.8 tím je však spojena otázka bezpečnosti. Pro zvýšenou bezpečnost, by se pak místo barevných značek mělo používat zařízení, které by podle hmotnosti dovolilo maximální vytočení jeřábového ramene.

Pro co největší využití univerzálního jeřábového ramene je konstrukce řešena tak, aby se mohla tímto zařízením přepravovat i břemena do hmotnosti 1500 kg.

## 9. Literatura

- [1] ..... KOLEKTIV: Jeřáby. 2. vyd. Praha 1974
- [2] ..... Prospekty přídatných zařízení. n.p. Destá Děčín
- [3] ..... ČERNOCH S.: Strojně technická příručka. 1. vyd. Praha 1959
- [4] ..... BOHÁČEK F.: Části a mechanismy strojů I, 2. vyd. Brno 1984
- [5] ..... PRÁŠIL L.: Části strojů a mechanismů /cvičení/, 1. vyd. Liberec 1984
- [6] ..... STRÍŽ B.: Pružnost a pevnost II. 1. vyd. Liberec 1980
- [7] ..... VÁVRA P.: Strojnické tabulky. 2. vyd. Praha 1984
- [8] ..... KOLEKTIV: Výpočet jeřábového ramene JR 3261. /Výpočtová zpráva/ Děčín, n.p. Destá 1978
- [9] ..... KVAPILOVÁ J.: Pružnost a pevnost. /přednášky/ Liberec
- [10] ..... BOHÁČEK F.: Části a mechanismy strojů II. 1. vyd. Brno 1983
- [11] ..... Katalog SKF
- [12] ..... Konstruktion, 28, 1976, str. 72-73
- [13] ..... KRÍŽ R.: Stavba a provoz strojů I, 1. vyd. Praha 1977
- [14] ..... KOLEKTIV: Výpočet otočné vidlice OV 15. /Výpočtová zpráva/ Děčín, n.p. Destá 1981
- [15] ..... BARTONÍČEK L.: Stroje průmyslové dopravy /cvičení/

Příloha 1 - Výpočet celkové hmotnosti a polohy těžiště stoj-  
ny a nosníku jako celku

Při výpočtu polohy těžiště je počítáno pouze s díly se značnou hmotností. Poloha těžiště každého dílu se uvažuje v jeho geometrickém středu. Hmotnosti jednotlivých součástí jsou vypsány z kusovníků.

Hmotnosti hlavních částí:

$m_1 = 52,1$  kg .... nosník jeřábového ramene

$m_2 = 27,47$  kg ... válec

$m_3 = 14,97 + 0,106$  kg ... hydraulický válec s olejem

$m_4 = 17,39$  kg ... trubka /stojna/

$m_5 = 13,8$  kg ... čep horní

$m_6 = 21$  kg .... čep dolní

$m_7 = 9,056$  kg .. ozubený segment

$m_8 = 0,766$  kg .. trubka

$m_9 = 0,026$  kg .. kroužek

$m_{10} = 0,085$  kg .. podložka MB 20

$m_{11} = 0,738$  kg .. matice KM 20

Hmotnosti ostatních částí:

$m_{12} = 0,56$  kg ... pero

$m_{13} = 0,34$  kg ... čep

$m_{14} = 0,03$  kg .. pouzdro

$m_{15} = 2.0,0095$  kg .. 2. podložka

$m_{16} = 2.0,0051$  kg .. 2. závlačka

$m_{17} = 0,21$  kg ... hrdlo

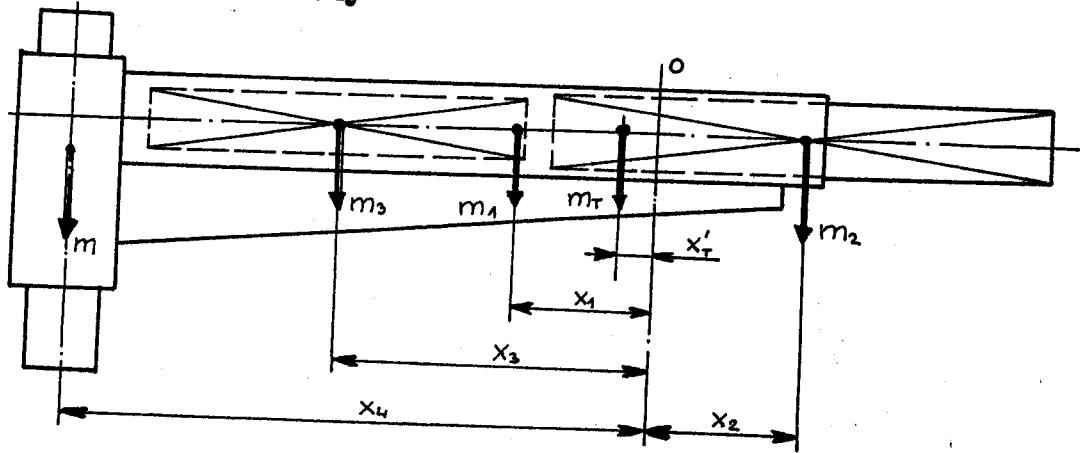
$m_{18} = 0,08$  kg ... hrdlo

$m_{19} = 2.0,038$  kg .. 2. šroub

$m_{20} = 0,177$  kg ... čep

$m_{21} = 0,5$  kg .... víko

- $m_{22}=0,0048$  kg .. těsnění  
 $m_{23}=2 \cdot 0,006$  kg .. 2. mazací hlavice  
 $m_{24}=0,032$  kg ... pružina  
 $m_{25}=0,008$  kg ... štítky



obr. pl

Jak je naznačeno na obr. pl, vzdálenosti jednotlivých těžišť od osy o jsou:

- $x_1=0,212$  m ... těžiště konstrukce nosníku  
 $x_2=0,601$  m ... těžiště válce  
 $x_3=0,401$  m ... těžiště hydraulického válce  
 $x_4=1,073$  m ... vzdálenost osy o od osy otáčení jeřábového ramene

Hmotnost stojny včetně namontovaných součástí:

$$m = m_4 + m_5 + m_6 + m_7 + m_8 + m_9 + m_{10} + m_{11} \quad (1p)$$

$$m = 17,39 + 13,8 + 21 + 9,056 + 0,766 + 0,026 + 0,085 + 0,738$$

$$m = 62,861 \text{ kg}$$

Hmotnost nosníku a stojny jako celku:

$$m_T = \sum_{i=1}^3 m_i + m + \sum_{j=12}^{25} m_j \quad (2p)$$

$$\sum_{i=1}^3 m_i = m_1 + m_2 + m_3 \quad (3p)$$

$$\sum_{i=1}^3 m_i = 52,1 + 27,47 + 14,97 + 0,108$$

$$\sum_{i=1}^3 m_i = 94,646 \text{ kg}$$



$$\sum_{j=12}^{25} m_j = m_{12} + m_{13} + m_{14} + m_{15} + m_{16} + m_{17} + m_{18} + m_{19} + m_{20} + m_{21} + m_{22} + m_{23} + m_{24} + m_{25} \quad (4p)$$

$$\sum_{j=12}^{25} m_j = 0,56 + 0,34 + 0,03 + 2 \cdot 0,0095 + 2 \cdot 0,0051 + 0,21 + 0,08 + 2 \cdot 0,038 + 0,177 + 0,5 + 0,0048 + 2 \cdot 0,006 + 0,032 + 0,008$$

$$\sum_{j=12}^{25} m_j = 2,059 \text{ kg}$$

Po dosazení do vztahu (2p) dostaneme:

$$m_T = 94,646 + 62,861 + 2,059$$

$$m_T = 159,566 \text{ kg}$$

Silové působení ramene:

$$Q_R = g \cdot m_T \quad (5p)$$

$$Q_R = 9,81 \cdot 159,566$$

$$Q_R = 1565 \text{ N}$$

Polohu těžiště určíme dle lit. [15]:

$$x'_T = \frac{m_1 \cdot x_1 + m_3 \cdot x_3 + m \cdot x - m_2 \cdot x_2}{m_T} \quad (6p)$$

$$x'_T = \frac{52,1 \cdot 0,212 + (14,97 + 0,106) \cdot 0,401 + 62,861 \cdot 1,073 - 27,47 \cdot 0,601}{151,376}$$

$$x'_T = 0,449 \text{ m}$$

Těžiště jeřábového ramene je od stojny vzdálené:

$$x_T = x_4 - x'_T \quad (7p)$$

$$x_T = 1,073 - 0,449$$

$$x_T = 0,624 \text{ m}$$

Příloha 2 - Výpočet hmotnosti a polohy těžiště nosníku

Celková hmotnost nosníku:

$$m_{TN} = \sum_{i=1}^3 m_i + \sum_{i=13}^{25} m_i \quad (8p)$$

$$m_{TN} = 94,646 + 1,499$$

$$m_{TN} = 96,145 \text{ kg}$$

Jestliže nebudeme počítat s hmotností  $m$ , pak podle vztahu (6p) dostaneme polohu těžiště nosníku od osy  $o$ :

$$x'_{TN} = \frac{m_1 \cdot x_1 + m_3 \cdot x_3 - m_2 \cdot x_2}{m_{TN}} \quad (9p)$$

$$x'_{TN} = \frac{52,1 \cdot 0,212 + (14,97 + 0,108) \cdot 0,401 - 27,47 \cdot 0,601}{96,145}$$

$$x'_{TN} = 6,05 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

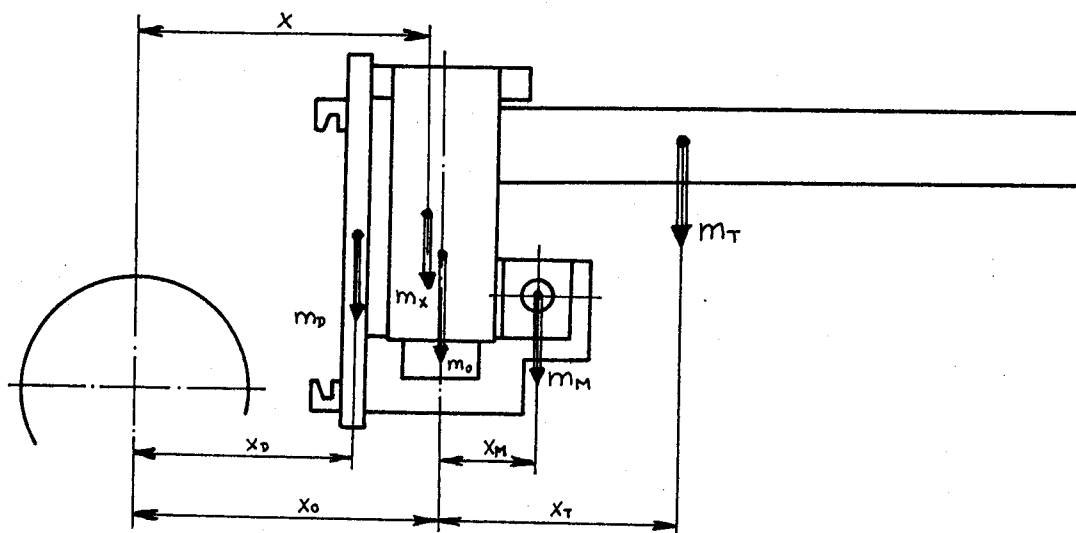
Těžiště nosníku je od stojny vzdálené:

$$x_{TN} = x_4 - x'_{TN} \quad (10p)$$

$$x_{TN} = 1,073 - 0,00605$$

$$x_{TN} = 1,067 \text{ m}$$

Příloha 3 - Výpočet těžiště neotočné části



obr.p2

Jak je naznačeno na obr.p2, jsou uvažovány při zjištění výpočtu polohy těžiště neotočné části univerzálního jeřábového ramene pouze hmotnosti hlavních dílů.

Hmotnost částí hydromotoru a vedení:

$$m_M = 0,059 + 3,828 + 12,588 + 2 \cdot [1,2 + 0,38 + 0,18 + 0,0006] + 0,028 + 2 \cdot [0,2 + 0,03] + 0,03 + 2 \cdot [1,483 + 0,05] + 6,41 + 10,13 + 7,567 \quad (11p)$$

$$m_M = 46,793 \text{ kg}$$

$$x_M = 0,161 \text{ m}$$

Hmotnost částí v ose stojny /mimo ní/:

$$m_o = 0,65 + 0,72 + 3,9 + 11,803 + 1,225 + 6,41 + 2 \cdot 10,3 + 0,72 + 0,24 + 19,79 \quad (12p)$$

$$m_o = 66,058$$

$$x_o = 0,559 \text{ m}$$

Hmotnost základní desky:

$$m_D = 63,687 + 2 \cdot 2,1 + 2 \cdot 1,067 + 2 \cdot 1,04 + 2 \cdot 3,103 + 2 \cdot 0,188 \quad (13p)$$

$$m_D = 78,695 \text{ kg}$$

$$x_D = 0,4425 \text{ m}$$

Hmotnost univerzálního jeřábového ramene bez nosníku a stojny pro výpočet polohy těžiště neotočné části:

$$m' = m_o + m_D + m_M \quad (14p)$$

$$m' = 66,058 + 78,695 + 46,793$$

$$m' = 191,546 \text{ kg}$$

Poloha neotočné části vůči hnací nápravě:

$$x = \frac{m_o \cdot x_o + m_D \cdot x_D + m_M (x_M + x_o)}{m'} \quad (15p)$$

$$x = \frac{66,058 \cdot 0,559 + 78,695 \cdot 0,4425 + 46,793 (0,161 + 0,559)}{191,546}$$

$$x = 0,55 \text{ m}$$

Celková hmotnost univerzálního jeřábového ramene  $m = 381,417 \text{ kg}$ .

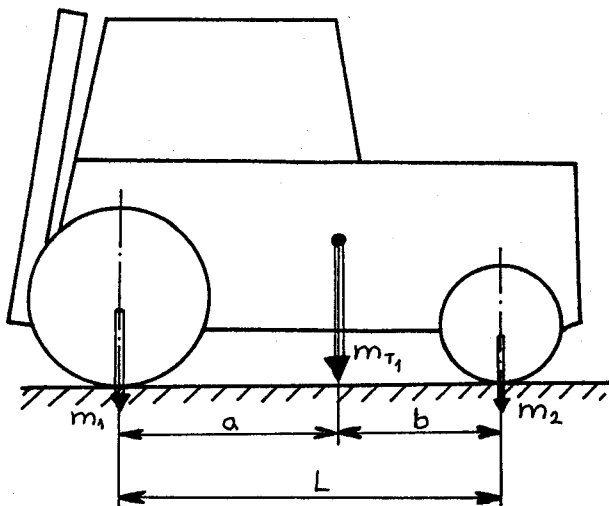
Hmotnost neotočné části:

$$m_x = m - m_T \quad (16p)$$

$$m_x = 381,417 - 159,566$$

$$m_x = 221,851 \text{ kg}$$

Příloha 4 - Výpočet polohy těžiště vysokozdvížného vozíku



obr.p3

Parametry dle obr.p3:

$m_{T_1}=4660$  kg ... vlastní hmotnost vozíku

$m_1=2220$  kg ... hmotnost na přední nápravě/bez zatížení/

$m_2=2440$  kg ... hmotnost na zadní nápravě/bez zatížení/

$L=1,74$  m ..... rozvor kol

Vzdálenost těžiště vůči zadní nápravě:

$$b = \frac{m_1}{m_{T_1}} \cdot L$$

(17p)

$$b = \frac{2220}{4660} \cdot 1,74$$

$$b = 0,829 \text{ m}$$

1	ZÁKL. DESKA	SVAŘENEC			115	KSD-152-2.00	1
1	OTOČ. ČÁST	SVAŘENEC			104,29	KSD-152-3.00	2
1	VÍČKO	ODLITEK	422420		212	0,65 KSD-152-1.01	3
1	VÍČKO	ODLITEK	422420		212	0,72 KSD-152-1.02	4
1	KRYT P3	ČSN425301	11 523		001	3,9	5
2	KRYT P3	ČSN425301	11 523		001	0,059	6
1	OZUB. SEGMENT	ČSN425510	12010.4		002	9,056	7
1	HŘEBEN/130×10	ČSN425522	12020.4		002	3,626	8
1	TR/121×9	ČSN425715	11353		001	0,766 KSD-152-1.03	9
1	TĚLESO □ 130	ČSN425520.1	10 370		001	12,586 KSD-152-1.04	10
2	VÍKO ø90	ČSN425510	11 373.0		001	1,2 EX. VYROBENO	11
2	TR ø32×5	ČSN428711.02			001	0,038 EX. VYROBENO	12
2	ŠROUB ø60	CSN425510.1	11373.0		001	0,18 EX. VYROBENO	13
2	PŘILOŽKA PO,5	ČSN426312.31	11373		001	0,0006 EX. VYROBENO	14
1	PAS 0,3×120	ČSN425350.11	11300.21		001	0,028 EX. VYROBENO	15
2	VSUVKA 6HR 41	ČSN426530.12	11373.0		001	0,2 EX. VYROBENO	16
2	ø20×4	ČSN426522.12	11373.0		001	0,03 EX. VYROBENO	17
1	DOMEČEK	ODLITEK	422420		212	11,803 KSD-152-1.05	18
1	VÍČKO P5	ČSN425301	11 523		001	1,225	19
1	KROUŽEK	POLYAMID					
	KOTEK	VÝLISEK			0,03	EX. VYROBENO	20

1:1

VŠST  
LIBEREC

UNIVERZÁLNÍ JEŘÁ-  
BOVÉ RAMENO

KSD-152-1.00

7

3

1	DESKA PAS 0,3x80	ČSN425350.11 11300.21	001 0,045	21
2	PÍSTNÍ TYČ		1,483 EX. VYROBENO	22
2	VEDENÍ		0,05	23
2	DESKA 140x20	ČSN425522.10 11373	001 6,41	24
1	HYDRAULICKÝ VÁLEC		14,97 EX. VYROBENO	25
1	ČEP ø28	ČSN425510.10 11600.0	001 0,34 EX. VYROBENO	26
1	POUZDRO TRø25x5	ČSN426711.31 11353.0	002 0,03 EX. VYROBENO	27
1	HRDLO 6HR 22	ČSN426530.12 11109.0	003 0,21 EX. VYROBENO	28
1	HRDLO 6HR 22	ČSN426530.12 11109.0	003 0,08 EX. VYROBENO	29
6	ŠROUB 6HR 19	ČSN426530.12 11109.0	003 0,038 EX. VYROBENO	30
2	HYDR. SPOJKY		0,8 EX. VYROBENO	31
1	VÁLEC		27,47 EX. VYROBENO	32
1	VÍKO TRø133x20	ČSN425715.01 11353.0	002 0,5 EX. VYROBENO	33
1	ZÁVĚS		22 EX. VYROBENO	34
1	PRUŽINA ø5	ČSN426450.50 11600	002 0,032 EX. VYROBENO	35
1	TRø10x1,5	ČSN426711.31 11353.0	001 0,33	36
1	TRø10x1,5	ČSN426711.31 11353.0	001 0,22	37
2	TRø10x1,5	ČSN426711.31 11353.0	001 0,01	38
3	TRMEN PAS 3x50	ČSN425350.11 11373.21	001 0,05 EX. VYROBENO	39
3	TRMEN PAS 3x50	ČSN425350.11 11373.21	001 0,04 EX/ VYROBENO	40

KOTEK

1:1

VŠST  
LIBEREC

UNIVERZÁLNÍ JEŘÁ-  
BOVÉ RAMENO

KSD-152-1.00

7

4

1	ČEP $\phi 30$		0,55 EX. VYROBENO	41
2	PATKA $\#70 \times 25$	ČSN425522 11523	1,04	42
1	VEDENÍ		0,11	43
1	VEDENÍ		0,12	44
1	HADICE		0,15 EX. VYROBENO	45
1	HADICE		0,20 EX. VYROBENO	46
3	ŠROUB M8 $\times$ 45	ČSN021101.25	100/2,15	47
2	ŠROUB M4 $\times$ 10	ČSN02113L.25	100/0,151	48
3	ŠROUB M8 $\times$ 20	ČSN021143.55	100/1,14	49
8	ŠROUB M8 $\times$ 35	ČSN021101.25	0,018	50
18	ŠROUB M6 $\times$ 8	ČSN021103.25	0,003	51
8	ŠROUB M8 $\times$ 16	ČSN021103.25	100/1,13	52
1	ŠROUB M6 $\times$ 6	ČSN021103.26	0,002	53
8	ŠROUB M4 $\times$ 6	ČSN021101.25	100/0,13	54
2	ŠROUB M30 $\times$ 80	ČSN021101.25	0,687	55
4	ŠROUB M16 $\times$ 50	ČSN021101.25	0,115	56
12	ŠROUB M6 $\times$ 10	ČSN021101.25	0,004	57
8	ŠROUB M2,6 $\times$ 5	ČSN022195.05	100/0,027	58
1	MATICE KM20	ČSN023630	0,738	59
2	MATICE M30		0,178	60

KOTEK

1:1

VŠST  
LIBEREC

UNIVERZÁLNÍ JEŘÁ-  
BOVÉ RAMENO

KSD-152-1.00

7

5



1	PODLOŽKA MB20	ČSN023640	0,085	61
2	PODLOŽKA 18	ČSN021721.05	100/0,95	62
20	PODLOŽKA 8	ČSN021740.01	100/0,101	63
11	PODLOŽKA 8,4	ČSN021702.15	100/0,215	64
1	PODLOŽKA 6	ČSN021702.3	100/0,16	65
2	PODLOŽKA 4,3	ČSN021744.05	100/0,009	66
4	PODLOŽKA 16	ČSN021740.01	100/0,5	67
2	MANŽETA 70×80	ON029269.2	100/0,75	68
2	MANŽETA 25×40	E3-MERKEL	0,02	69
14	TĚSNÍCÍ KROUŽEK 14×18	ČSN029310.20	100/0,125	70
2	STÍRACÍ KROUŽEK 25	ČSN029295	0,005	71
2	PLSTĚNÝ KROUŽEK $\phi$ 120	ČSN023655.	0,004	72
2	KROUŽEK $\phi$ 75×3	ČSN029281.2	100/0,208	73
2	KROUŽEK 10×2	ČSN029281.2	100/0,012	74
1	TĚSNĚNÍ15	ČSN023655	0,003	75
1	KROUŽEK 100	ČSN022930	0,026	76
2	POJISTNÝ KROUŽEK 82	ČSN022931	0,024	77
6	KROUŽEK 8×14	ČSN029310.2	0,001	78
2	ZÁVLAČKA 5×32	ČSN021781.05	100/0,51	79
5	KOLÍK 16×30	ČSN022150.1	0,047	80

KOTEK

1:1

VŠST  
LIBEREC

UNIVERZÁLNÍ JEŘÁ-  
BOVÉ RAMENO

KSD-152-100

6

7

1	HLAVICE KM6	ČSN027421.3	100/0,23	81
2	HLAVICE KM10x1	ČSN027421.3	100/0,6	82
2	LOŽISKO 222 20	ČSN024705	10,3	83
1	LOŽISKO 532 15	SKF	0,72	84
1	PODLOŽKA U215	SKF	0,24	85
2	PERO 28h9x16x80	ČSN022562 11 600	0,56	86
1	ČEP 20x70x62	ČSN022111	0,177	87
1	ŠTÍTEK L 13x52	ČSN025083.25	0,008	88
1	ŠTÍTEK L 13x52	ČSN025083.25	0,008	89
1	ŠTÍTEK 52x105	ČSN025083.25	0,02	90

KOTEK

1:1

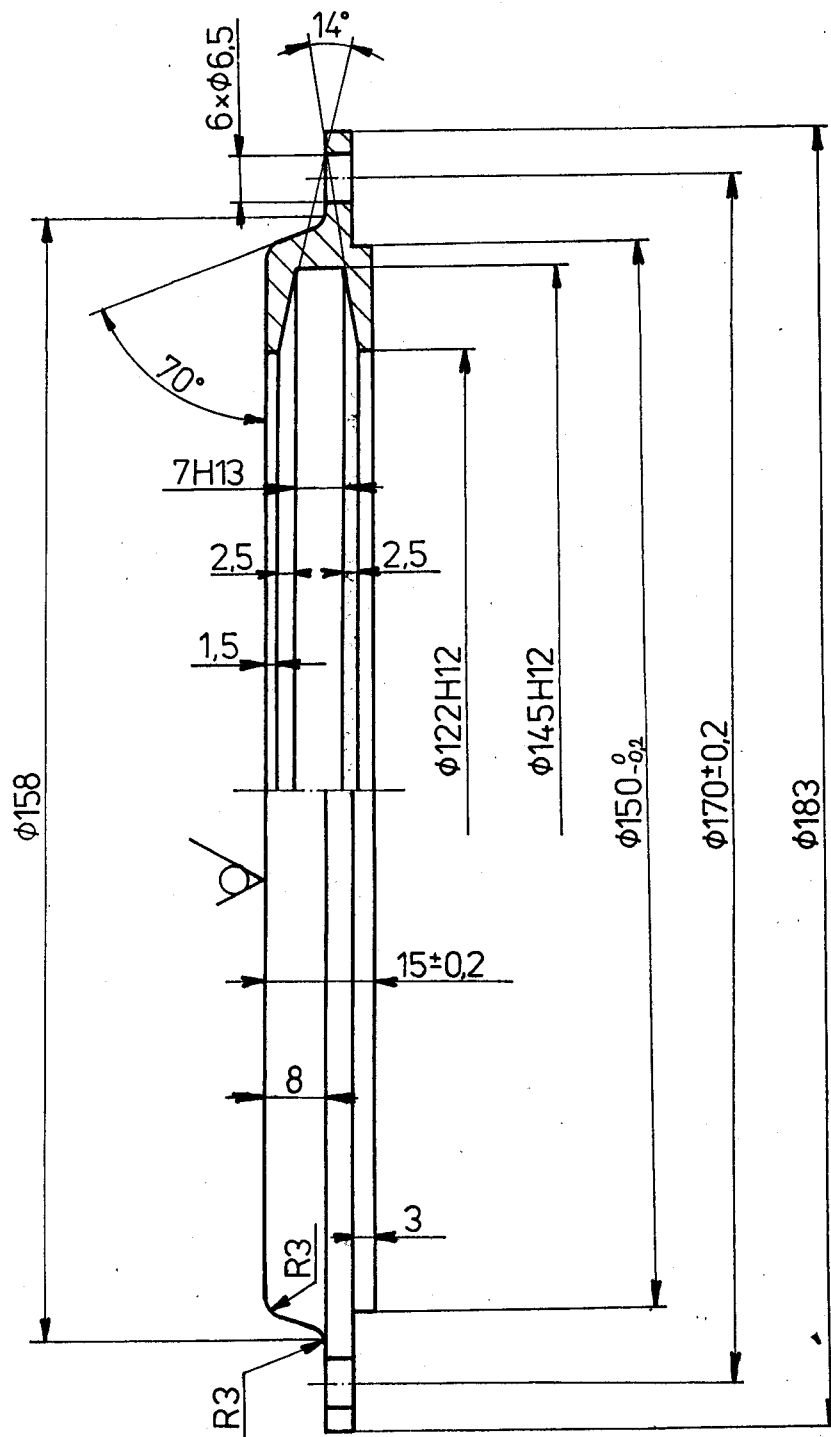
VŠST  
LIBEREC

UNIVERZÁLNÍ JEŘÁ-  
BOVÉ RAMENO

KSD-152-100

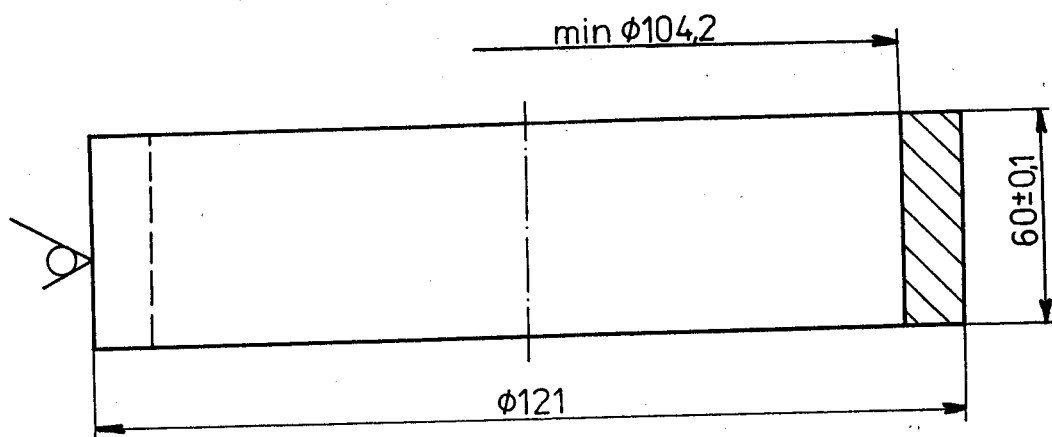
7

7



32

		VSST	
		LIBEREC	
422420		212	
ODLITEK		0,65	
KOTEK		1:1	
VÍČKO		KSD-152-1.01	
		Listo 1	1



11 353		001		VSST	
ČSN 425 715				0,766	
KOTEK				1:1	
ROZPĚRNÁ TRUBKA		KSD-152-1.03		1	
		List 1		List	

1	P 25	ČSN425310	11 373	00163,687	1
1	DOMEČEK $\varnothing$ 210	ČSN425510	11373	001 19,79	2
1	P 20	ČSN425310	11373	001 10,13	3
1	P 20	ČSN425310	11373	001 7,567	4
1	P 3	ČSN425310	11373	001 0,449	5
1	P 3	ČSN425310	11373	001 0,449	6
2	$\neq$ 20x10	ČSN425222	11353	001 0,188	7
1	$\neq$ 60x20	ČSN425222	11353	001 3,109	8
1	$\neq$ 60x20	ČSN425222	11353	001 3,109	9
2	$\neq$ 60x40	ČSN425222	11373	001 2,1	10
2	$\neq$ 60x30	ČSN425222	11373	001 1,067	11

KOTEK

1:2

VŠST

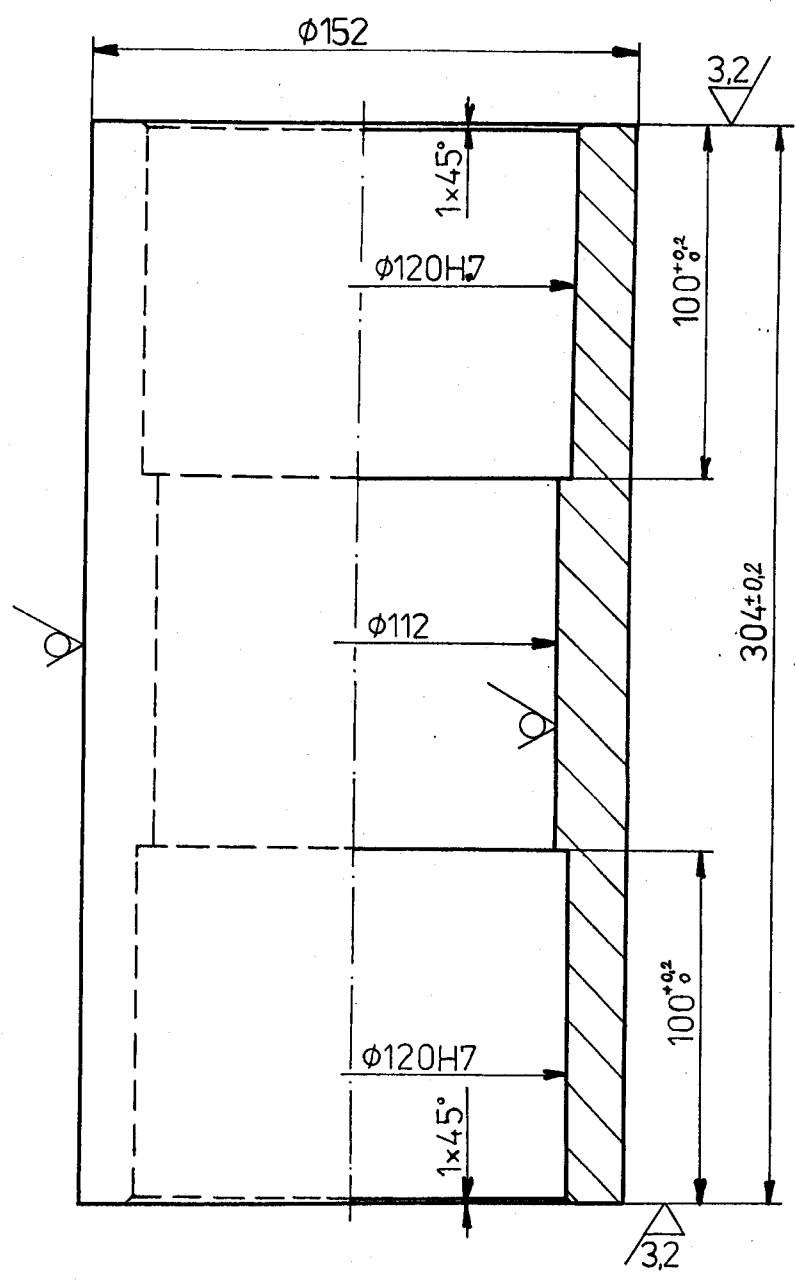
LIBEREC ZÁKLADNÍ DESKA

KSD-152-2.00

2

2

0.8 ✓✓



11523.0		001		VŠST	
TR $\phi 152 \times 20$		ČSN 425715.01		1739	
KOTEK				1:2	
TRUBKA		KSD-152-3.02		1	