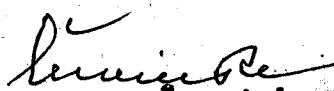


Rozsah grafických prací: **výkresové a grafické práce v rozsahu dle požadavku zadání**
Rozsah průvodní zprávy: **cca 40 stran textu včetně výpočtů**
Seznam odborné literatury: **Výkresové podklady ZIS Dotva k nakladači UNC 060**

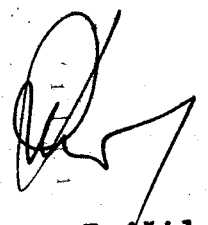
Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Stanislav Bereun, CSc.**

Datum zadání diplomové práce: **1. 12. 1987**
Termín odevzdání diplomové práce: **12. 5. 1989**




Doc. Ing. Oldřich Červinka, CSc.

Vedoucí katedry


Prof. Ing. Vladimír Prášil, Dr.

Děkan

V **Liberci** dne **1. 12.** **87**
19.....

Vysoká škola: **VŠT Liberec** Fakulta: **strojn**
Katedra: **strojů průmysl, dopravy** Školní rok: **1987/88**

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Miroslav F l e k a l

pro
obor **23-20-08 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: **Nakládací plošina ke kolovému nakladači UNC 060**

Zásady pro vypracování:

1. Seznamte se s celkovým řešením a uspořádáním kolového nakladače UNC 060, zvláštní pozornost věnujte zejména řešení pracovního ústrojí nakladače.
2. Vypracujte studii možných konstrukčních řešení nakládací (zvedací) plošiny jako doplňkového pracovního zařízení nakladače. Nakládací plošinu navrhnete ve dvou variantách, jednak pro ruční vyprazdňování nákladu z plošiny (kusový náklad), jednak pro mechanické nucené vyprazdňování plošiny (rozměrnější břemena, různé zemědělské produkty apod., kdy není účelné použití obvyklé nakládací lopaty s vysypáváním nákladu).
3. Při návrhu řešení vycházejte z následujících technicko-provozních požadavků:
 - šířka plošiny 1700 mm
 - hloubka plošiny 800 mm
 - nejvyšší hmotnost nákladu 600 kg
 - jednoduchá montáž zařízení na přední část výložníku nakladače, využití standartního vybavení hydraulického systému nakladače
4. Konstrukční řešení musí obsahovat výkres celkové sestavy, sestavy hlavních uzlů a výrobní výkres samotné nakládací plošiny. Řešení musí být doloženo podrobnou úvodní studií, zdůvodněním navržených řešení a příslušnými kinematickými a pevnostními výpočty.

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 5
PSČ 461 17

*Knihovna
- příjímá
materiál*

V 110/89 S

SPD/KID

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci
nositelka Řádu práce

Fakulta strojní

Katedra strojů průmyslové dopravy

Ober 23 - 20 - 8

Stroje a zařízení pro strojírenskou výrobu
zaměření

stroje a zařízení pro průmyslovou dopravu

NAKLÁDACÍ PLOŠINA KE KOLOVÉMU NAKLADAČI UNC 060

KSD - 192

Miroslav F L E K A L

Vedoucí práce: Doc. Ing. Stanislav Beroun, CSc.

Rozsah práce a příloh

Počet stran:	57
Počet obrázků:	33
Počet tabulek:	3
Počet výkresů:	9
Počet příloh:	2

26.5 1989

MÍSTOPŘÍSEŽNÉ PROHLÁŠENÍ

Místopřísežně prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a s pomocí konzultanta.

V Liberci 10.5.1989

Miroslav Flekal

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji s. Doc. Ing. Stanislavu Herounovi za poskytnuté konzultace při řešení diplomové práce, za pomoc při konstrukčním řešení nástroje a za odborné vedení.

V Liberci 10.5.1989

Miroslav Flekal

OBSAH

	str.
ÚVOD	10
1. POPIS STROJE UNC 060	13
1.1 Použití UNC 060	13
1.2 Rám stroje, motor	13
1.3 Řízení stroje	14
1.4 Pracovní zařízení, hydraulický systém	15
1.5 Pracovní ústrojí, stabilizace pracovního nástroje	18
2. NÁVRHY NÁSTROJE S NUCENÝM VYPRAZDŇOVÁNÍM	20
2.1 Ovládání pracovního nástroje	20
2.2 Základní části nástroje	20
2.3 Konstrukční návrhy plošiny s nuceným vyprazdňováním	21
2.4 Zhodnocení jednotlivých pohonů	23
2.5 Uložení pohonu vzhledem k rámu nástroje	24
2.6 Konečné řešení nástroje a mechanismu vysouvání	26
3. NÁVRH PLOŠINY BEZ AUTOMATICKÉHO VYPRAZDŇOVÁNÍ	27
4. PEVNOSTNÍ A SILOVÉ VÝPOČTY	28
4.1 Výpočet vysouvací síly	28
4.2 Silové poměry na vysouvacím mechanismu a kontrola navrženého hydramotoru	29

	str.
4.3 Úvaha o možnosti překlopení desky	31
4.4 Rozbor namáhání jednotlivých dílů a jejich výpočet	34
4.4.1 Hřídel A - výpočet průměru, kontrola	34
4.4.2 Hřídel A - kontrola drážkování	40
4.4.3 Hřídel A - výpočet svěrného spoje vysouvací páky	41
4.4.4 Čep B + C - kontrola	43
4.4.5 Čep D - kontrola	45
4.4.6 Vysouvací tyče	46
4.4.7 Rameno	48
4.4.8 Kontrola vysouvací páky a uložení čepu hydromotoru	53
 5. HYDRAULIKA ZAJIŠŤUJÍCÍ VYSOUVÁNÍ DESKY	 54
 ZÁVĚR	 56
 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	 57

SEZNAM POUŽITÝCH OZNAČENÍ

a, b, c,	délkové rozměry	mm
d	průměr	mm
• d	délka ramene	mm
e	délka převislého konce hřídele	mm
f	součinitel tření	l
g	tíhové zrychlení	m s ⁻²
i	poloměr setrvačnosti	mm
• i	převodový pákový poměr	l
k	bezpečnost	l
l	délka hřídele mezi podporemami	mm
m	hmotnost	kg
• m	modul	mm
P	tlak	MPa
t	šířka ramene	mm
x	odlehlost od osy	mm
z	zdvih hydromotoru	mm
• z	počet zubů	l
E	modul pružnosti	MPa
• E	šířka uložení hřídele	mm
• F	šířka uložení vysouvací páky	mm
G	zatížení	N
L	délka hřídele	mm
N	normálová síla	N
S	plocha	mm ²
T	třecí síla	N
α, β, γ, δ	úhly	o
✓	součinitel sevření	l

σ	napětí	MPa
λ	štíhlost prutu	l
d_H	průměr pístnice	mm
l_0	redukovaná délka prutu	mm
P_D	dovolený tlak v uložení	MPa
P_m	tlakový spád hydromotoru	MPa
D_H	průměr válce hydromotoru	mm
F_B	síla v bodě B	N
F_D	síla v bodě D	N
F_H	síla hydromotoru	N
F_O	síla předpětí šroubu	N
F_V	vysouvací síla	N
F_{HB}	síla v bodě B kolmá na ra- meno	N
F_{VC}	celková vysouvací síla	N
F_{VD}	síla v bodě D kolmá na ra- meno	N
F_{HM}	maximální síla hydromotoru	N
F_{KR}	kritická síla dle Tetmajera	N
F_1	síla na desce v bodě 1	N
F_2	síla na desce v bodě 2	N
M_D	dovolený utahovací moment na šroubu	N·m
M_G	moment desky k bodu D	N·m
M_O	ohybový moment	N·m
M_U	utahovací moment	N·m
M_{KA}	krouticí moment na hřídeli A	N·m
M_{KAM}	maximální krouticí moment na hřídeli a	N·m

M_{KRED}	redukovaný moment	N.m
M_{omax}	maximální ohybový moment	N.m
M_{FVC}	moment desky v bodě D od síly Fvc	N.m
J_{min}	kvadratický moment průměru	mm ⁴
R_A, R_B	reakce v bodech A, B	N
S_V	výpočtový průměr šroubu	mm ²
S_{SV}	nosný průřez svaru	mm ²
T	třecí síla	N
W_K	průřezový modul v krutu	mm ³
W_O	průřezový modul v ohybu	mm ³
σ_K	mez kluzu	MPa
σ_o	napětí v ohybu	MPa
σ_v	napětí ve vzpěru	MPa
$\sigma_{D.}$	dovolené napětí v ohybu	MPa
$\sigma_{D\tau}$	dovolené napětí v tahu	MPa
σ_{KR}	kritické napětí pro nepružný vzpěr	MPa
τ_K	napětí v krutu	MPa
τ_{DK}	dovolené napětí v krutu	MPa
λ_m	mezní štíhlost	1

ÚVOD

Na jaře roku 1986 XVII. sjezd KSČ vytyčil kvalitativně nový způsob řízení naší ekonomiky. Z jeho jednání vyplynula nevyhnutelnost urychlení sociálně ekonomického rozvoje naší společnosti, podstatné zvýšení efektivnosti a výkonnosti našeho národního hospodářství. Hlavní smysl našeho úsilí spatřujeme především v tom, abychom dosáhli dalšího zvýšení životní úrovně lidu a upevnili jeho sociální jistoty. Jde o to vytvářet podmínky pro uspokojování nových, kvalitativně vyšších potřeb občanů, pro harmonický rozvoj osobnosti a prohlubování socialistického způsobu života.

Dosažení těchto cílů vyžaduje, abychom náš další postup opírali o mnohem rozhodnější a důslednější uskutečňování strategické linie urychlení sociálně ekonomického rozvoje zejména cestou intenzifikace národního hospodářství. Toto je podmíněno podstatným urychlením vědeckotechnického pokroku a důsledným zaváděním jeho výsledků do praxe. Ve vědě a technice probíhá skutečná revoluce. Dlouhodobé strategii intenzifikace národního hospodářství, opírající se o vědeckotechnický pokrok, musí být podřízen mechanismus řízení a plánování a celá investiční politika. Vyžaduje to stále zvyšovat organizovanost a disciplínu, zásadně zlepšit styl práce a vytvářet odpovídající tvořivou a činorodou atmosféru. Musíme rozhodněji překonávat stereotypy, technický konzervatismus, setrvačnost a návyky poplatné extenzivnímu rozvoji hospodářství.

Možností k tomu má naše ekonomika stále dost. Ve srovnání s jinými průmyslově vyspělými státy trvá u nás dosud například nízké využití základních fondů, stále vysoká surovinová a materiálová náročnost výroby, kterou je třeba snížit. Značné rezervy jsou ve využití pracovní doby, v organizaci práce a výroby i v celém systému řízení.

V urychlování vědeckotechnického pokroku a v modernizaci výrobní základny musí rozhodnou úlohu sehrát strojírenství. Jeho výroba má v této pětiletce vzrůst zhruba o čtvrtinu. V tomto odvětví je proto třeba uskutečňovat mnohem aktivnější technicko-inovační politiku, plněji využívat možností a předností socialistické ekonomické integrace,

specializace a kooperace výroby, rozhodněji zužovat sortiment a zvyšovat sériovost produkce.

Před strojírenstvím stojí závažný úkol zabezpečit při plném zapojení do mezinárodní socialistické integrace výrobu ucelených systémů a komplexů strojů a zařízení, přístrojů nejvyšší technicko-ekonomické úrovně, zajišťujících zásadní změny v technologiích a organizaci výroby.

Strojírenství tvoří páteř našeho průmyslu. Pracuje v něm velký počet vysoce kvalifikovaných dělníků, techniků, konstruktérů i dalších odborníků, kteří představují významný tvůrčí potenciál.

Požadavků, které klademe na strojírenství, je třeba podřídit i hutní výrobu, její strukturu a sortiment, její modernizaci a rekonstrukci. Hutní výroba je nedílnou součástí strojírenské výroby.

Naplnění hospodářských cílů též vyžaduje další rozvíjení a modernizování v oblasti manipulace s materiálem.

Manipulací s materiálem nazýváme souhrn operací skládajících se z nakládky, přepravy, vykládky, tedy i z dopravy materiálu, polotovárů, z technologických manipulací, z dopravy výrobků, z jejich skladování, vážení, balení atd.

Problematiku manipulace s materiálem je možné charakterizovat mnoha údaji. Za všechny lze uvést např. tyto:

- z celkového počtu pracovníků v průmyslu v celém našem národním hospodářství se plných 40 - 50 % zabývá manipulací s materiálem
- náklady na manipulaci činí např. ve strojírenství asi 20 % celkových nákladů na zpracování
- z celkového průběžného času výroby připadá 20 - 30 % na manipulaci s materiálem /to je dáno typem a charakterem výrobního procesu/
- roční ztráty z titulu poškození při přepravě, manipulaci a skladování se odhadují na 7 až 8 miliard Kčs, viz [1]

Z uvedeného je zřejmé, že manipulace s materiálem /a s ní související skladové hospodářství/ představuje nejen důležitý zdroj pracovních sil v našem státě, ale má vliv na tvorbu zásob a růst nákladů, především ze ztrát. Je tedy problematika manipulace s materiálem jednou z hlavních

oblastí výrobních procesů, u nichž je třeba prosazovat pokrokové řešení a zvyšování jejich technické úrovně.

Manipulace s materiálem však klade vysoké nároky nejen na organizaci a efektivnost práce, ale i na práci jako takovou. Není žádným tajemstvím, že manipulace je vysoce fyzicky namáhavá činnost. Z této skutečnosti vyplývá i fakt časná únavy pracovníků, což když dovedeme do důsledků má za následek snížení pozornosti, rychlosti reakce, zvýšení úrazovosti, atd.

Proto efektivní manipulace s materiálem je možná pouze s prostředky, které ji usnadňují, zrychlují, snižují fyzickou námahu a zvyšují bezpečnost práce.

Základní prostředky pro manipulaci tvoří vysoce zdvižné vozíky, výtahy, lanovky, jeřáby, ruční vozíky, atd. a v neposlední řadě i kolové lopatové nakladače. Užité vlastnosti těchto zařízení lze ještě podstatně zvýšit vhodným přídatným zařízením a to ať již sériově vyráběným a dodávaným k určitému prostředku manipulace, či speciálně konstruovaným pro daný případ.

Protože zaměření diplomové práce je na přídatný pracovní nástroj ke kolovému lopatovému nakladači, rád bych se trochu podrobněji věnoval této skupině prostředků pro manipulaci s materiálem.

Kolové lopatové nakladače jsou hlavně určeny pro nakládání či skládání sypkých či drobných materiálů jako je např. písek, hlína, šterk; pro dezérské práce, atd. Mají vlastní spalovací motor sloužící k pojezdu nakladače a k ovládání pracovního zařízení. Pracovní zařízení je umístěno většinou vpředu na nakladači. Základním nástrojem je lopata či univerzální lopata. K základnímu nástroji je však dodáván široký sortiment přídatného zařízení.

Jedním z představitelů skupiny kolových lopatových nakladačů je UNC 060, na který je konkrétně konstruován přídatný pracovní nástroj, který najde uplatnění při manipulaci s materiálem a má tedy v oblasti manipulace bezprostřední význam.

V další části diplomové práce se budu již konkrétně věnovat nakladači UNC 060, návrhu prac. zařízení a jeho konstrukci.

1. POPIS STROJE UNC 060

Kolevé lopatové nakladače tvoří zvláštní skupinu zařízení pro nakládku a vykládku. Jsou to stroje uzpůsobené pro práci se sypkými a málo soudržnými hmotami, s drobným kusovým zbožím atd.

Nakladač může být buď speciálně konstruován a vyroben pro daný účel, nebo může vzniknout dodatečnou montáží nakládacího zařízení na některý universální stroj.

Nadále se budu zabývat popisem a celkovým uspořádáním manipulačního universálního čelního nakladače UNC 060.

1.1 Použití UNC 060

Nakladač UNC 060 vyrábí národní podnik ZTS Detva. Je konstruován na speciálním podvozku bez rejdových kol, tzv. systém "MELROE". Tento systém se vyznačuje jednoduchou konstrukcí podvozku i nakládacího zařízení.

Universální čelní nakladač UNC 060 je samohybný stroj na čtyřkelovém podvozku, který po namontování základního nebo přídatného pracovního zařízení se může používat na nakládání, přemísťování, hrnutí zemin či jiného materiálu, případně na manipulaci s nimi. Přídatné pracovní zařízení, je uvedeno v příloze 1.

UNC 060 je použitelný ve stavebnictví, lesním hospodářství, zemědělství, dopravě, ale i v průmyslu, kde pro malé stísněné pracovní prostory nebo z ekonomických důvodů není možné či výhodné použít stroj větší.

Nakladač popíši podle jednotlivých skupin na něm se vyskytujících.

1.2 Rám stroje, motor

Rám stroje je svařovaný. Je na něm uchyceno pracovní zařízení, boční převodovky, bezpečnostní kabina, motor s pohonem hydrogenerátorů, palivová a olejová nádrž a kapotáž.

Pohon pojezdu nakladače je hydrostatický. Energie spalovacího motoru je přenášena na axiální regulační čerpadla, kde se mění na tlakovou energii. Tato energie se

dále mění v axiálních hydromotorech na mechanickou práci, která se přenáší mechanickým převodem přes převodovku na kola pro každou stranu zvlášť. Oba dva obvody pojezdu nakladače jsou jištěné proti tlaku většímu než 35 MPa.

Motor je čtyřdobý, tříválcový, řadový, vznětový, kapalínou chlazený typu ZETOR o výkoně 34,2 kW při otáčkách $2\ 200\ \text{min}^{-1}$, viz tabulka 1.

Výkon z motoru je přenášen výše popsaným způsobem na kola, která jsou všechna hnací. Pohon kol je nezávislý pro každou stranu zvlášť. Kola jsou neodpružená, uložená každé zvlášť na převodových špičkových pojízdkách.

Parametr	Hodnota	Poznámka
Typ	ZETOR 4901,74	čtyřdobý tříválec s přímým vstřikem
Výkon	34,2 /kW/	při 2200 /min ⁻¹ /
Spotřeba paliva	250 /gkW ⁻¹ /	

tab.1

1.3 Řízení a brzdové ústrojí stroje

Řízení stroje se provádí nezávislým ovládáním pohybu kol jedné strany vůči straně druhé co do velikosti i směru otáčení. Nakladač se tak může otočit prakticky "na místě". Řízení stroje je řešeno dvěma pákami, kterými se představuje sklon regulační desky každého regulačního hydrogenerátoru zvlášť.

Nakladač je vybaven dvěma na sobě nezávislými brzdovými systémy. Je to systém provozní brzdy, která působí na všechna čtyři kola. Brzdný účinek je vyvolán vrácením ovladačů v kabině do neutrálu, způsobí zablekování otáčení hydromotoru pojezdu a přes převodovku s převody v stálém záběru na kola nakladače.

Druhý brzdový systém je systém parkovací brzdy. Jedná se o lamelovou brzdu umístěnou v boční převodovce. Ovládání je hydraulicky. Brzdění zabezpečuje přítlak pružiny přes lamely a stálý převod na kola. Parkovací brzda pro pravou a levou převodovku je na sobě nezávislá. Při vypnutí nebo

zhasnutí motoru působí automaticky.

1.4 Pracovní zařízení, hydraulický systém

Ovládání pohybu pracovního zařízení a pracovního nástroje je provedeno přes hydraulické ovladače. Pohyby pracovního zařízení a pracovního nástroje jsou vykonávány pomocí přímočarých hydromotorů. Zdrojem tlakového oleje je zubový hydrogenerátor. Tlakový olej z hydrogenerátoru se rozvádí rozvaděčem. Hydraulický systém je chráněn pojistným ventilem na 15 MPa .

Hydraulický systém nakladače má tři samostatné obvody se společnou filtrací, nádrží hydraulického oleje a chladícím systémem. Tlaky v jednotlivých okruzích viz tabulka 2 a obr. 1.

Pracovní obvod	Tlak /MPa/
Pojezd nakladače	35
Pracovní zařízení	15
Ovládání	3

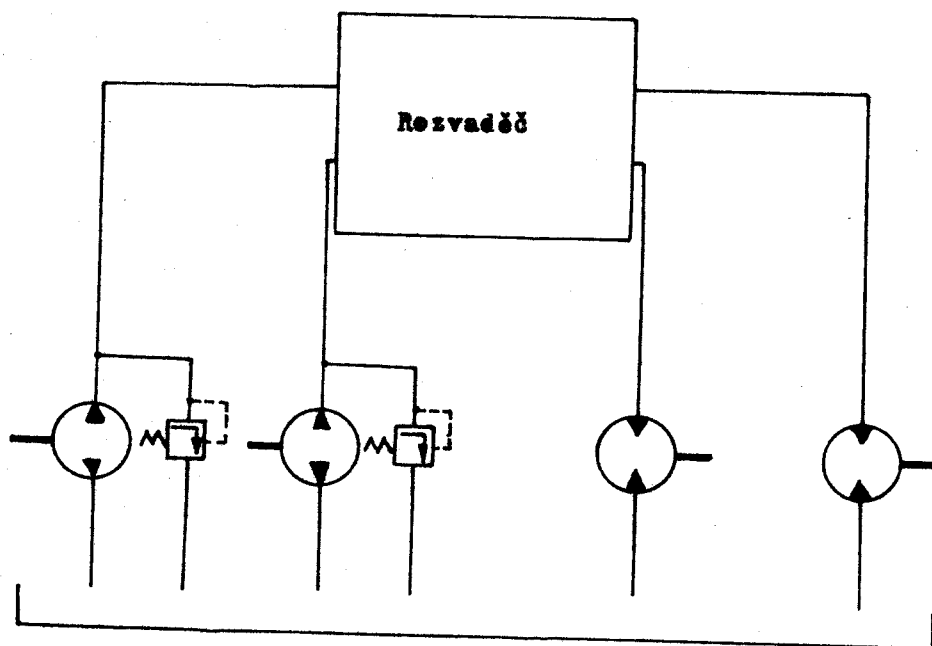
tab.2

Pracovní zařízení stroje tvoří dvojramenný výložník svařené skříňové konstrukce. Je upevněný na zadní části rámu. Zvedání a spouštění se provádí pomocí přímočarého motoru. Druhý hydromotor má svoji specifickou funkci při stabilizaci pracovního nástroje /podrobněji kapitola 1.5 /.

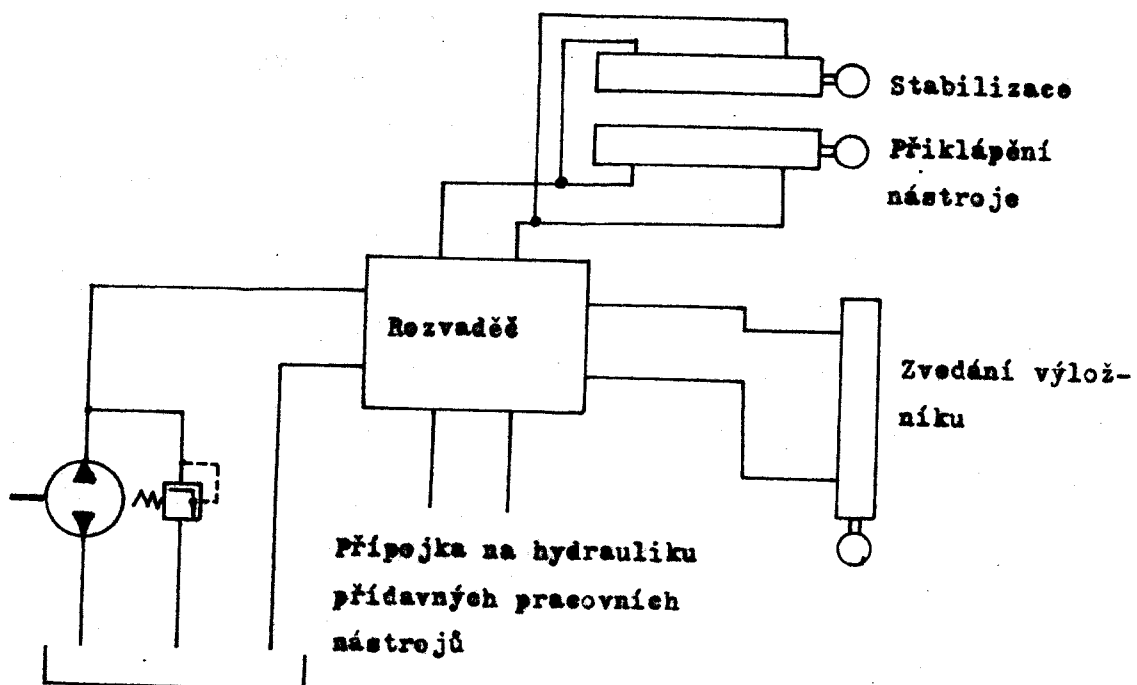
Karosérie nakladače UNC 060 je celokovová a skládá se z několika dílů. Kabina řidiče je také celokovová, bezpečnostní. Je pružně uložena na rámu. Kabina splňuje požadavek na dobrý výhled do pracovního prostoru nakladače, k čemuž slouží také dvě zpětná zrcátka.

Hlavní technické údaje viz tabulka 3 a obr. 2.

Dále bych se ještě podrobněji věnoval pracovnímu ústrojí nakladače a stabilizaci pracovního nástroje při zvedání výložníku.



Zjednodušený obvod pojazdu

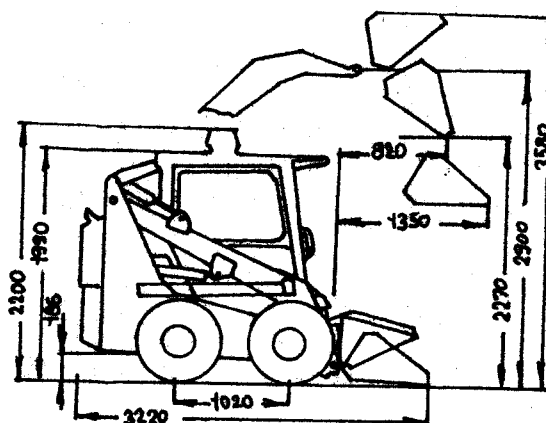


Zjednodušený obvod pracovního zařízení
/pracovní obvod ovládní není kreslen/

obr.1

Technické údaje	Hodnoty
Šířka stroje s pneumatikami	1700 /mm/
Rozchod kol	1435 /mm/
Geometrický obsah základní lopaty	0,375 /m ³ /
Provozní hmotnost se základní lopatou	2955 /kg/
Celková hmotnost stroje	3705 /kg/
Maximální hnací síla	24 /kN/
Tlačná síla	22 /kN/
Nominální nosnost	750 /kg/
Zdvíhací síla	19,2 /kN/
Trhací síla	16 /kN/
Trvalá rychlost vpřed	12 /kmh ⁻¹ /
Práce na svahu se sníženou stabilitou	10°

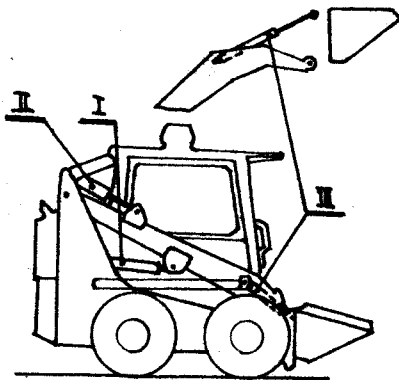
tab.3



obr.2

1.5 Pracovní ústrojí nakladače, stabilizace pracovního nástroje

Jak již bylo uvedeno, pracovní ústrojí nakladače tvoří dvojramenný výložník, který je zvedán přímočarým hydromotorem I, viz schéma na obr. 3.



obr.3

Hydromotor II slouží v podstatě jako odměrný válec hydraulického oleje, který odměřuje v závislosti na poloze výložníku vůči zemi.

Hydromotor III je stabilizačním hydromotorem pracovního nástroje, to znamená, že udržuje neměnnou orientaci pracovního nástroje vůči zemi. Kdyby nebyla stabilizace pracovního nástroje provedena, nabíraný materiál by se při zvedání výložníku vysypal.

Při práci nakladače pracuje celý systém takto: Nakladač najede do nabíraného materiálu. Pomocí hydromotoru III přiklopí lopatu směrem k výložníku. Potom hydromotorem I začne výložník zvedat, tzn. pístnice hydromotoru I se začne vysouvat. V závislosti na vysunutí pístnice I se zasunuje pístnice hydromotoru II a vytlačuje olej z tohoto hydromotoru II do stabilizačního hydromotoru III, jehož pístnice se při zvedání výložníku vysunuje. Jak již bylo uvedeno, množství vytlačeného oleje z hydromotoru II je závislé na poloze výložníku a protože se tento olej dopravuje do hydromotoru III, je zřejmé, že pohyb výložníku a pohyb hydromotoru III jsou vůči sobě jednoznačně dány. Whodnou

Volbou rozměrů hydromotoru II, III /mám na mysli $\varnothing$ pístů a pístnic, délky zdvihu/ se dosáhne stabilizace pracovního nástroje vůči zemi, to znamená, že orientace pracovního nástroje zůstává stejná bez ohledu na polohu výložníku, a nabíraný materiál se nemůže vysypat.

Hydromotory I, II, III jsou umístěny tak, aby jejich pístnice byly v co možná nejvyšší míře chráněny před nečistotami, což se ve svém důsledku projeví ve vyšší životnosti.

Ze zmínku stojí fakt, že po výložníku jsou až ke přední partii nakladače vedeny hadice s tlakovým olejem, viz výkres - připojení hydraulického zařízení - KSD 192 - 0.13; a vytváří tak zdroj hnací energie pro případný pracovní nástroj. Takto je například poháněno vrtací zařízení, které má vlastní hydromotor a tlakovou energii dodává nakladač.

Je zřejmé, že kolový čelní nakladač UNC Q60 má vysoké užité vlastnosti díky své universalitě a množství dodávaného přídatného pracovního zařízení. Mezi tímto zařízením však chybí nakládací plošina pro kusový náklad či rozměrnější břemena, různé zemědělské produkty, atd.

Konstrukce této plošiny pro ruční i nucené vyprazdňování je úkolem této diplomové práce. Tato plošina by měla být konkrétně určena např. pro nakládání hnoje, siláže, ale i kusový náklad, jako jsou pytle s hnojivem, s cementem, atd.

2. NÁVRHY NÁSTROJE S NUCENÝM VYPRAZDŇOVÁNÍM

2.1 Ovládání pracovního nástroje

Pracovní nástroj je automaticky stabilizován hydraulickým obvodem, který je součástí stroje UNC 060. Po výložníku je veden přívod tlakového oleje, který zajišťuje nucené vysouvání přepravovaného materiálu /různé zemědělské produkty, kusový náklad, atd./. Vysouvání zajišťuje vlastní pracovní část nástroje /vysouvací deska/.

Možnosti ovládání pracovní části nástroje:

- přímočarý hydromotor
- rotační hydromotor /pomalé vysouvání a zasouvání/

Jiné pohony /např. elektromotor/ nejsou vhodné z hlediska pracovního prostředí a složitosti napájení energií.

2.2 Základní části nástroje

Nakládací plošinu s nuceným vyprazdňováním tvoří tyto části:

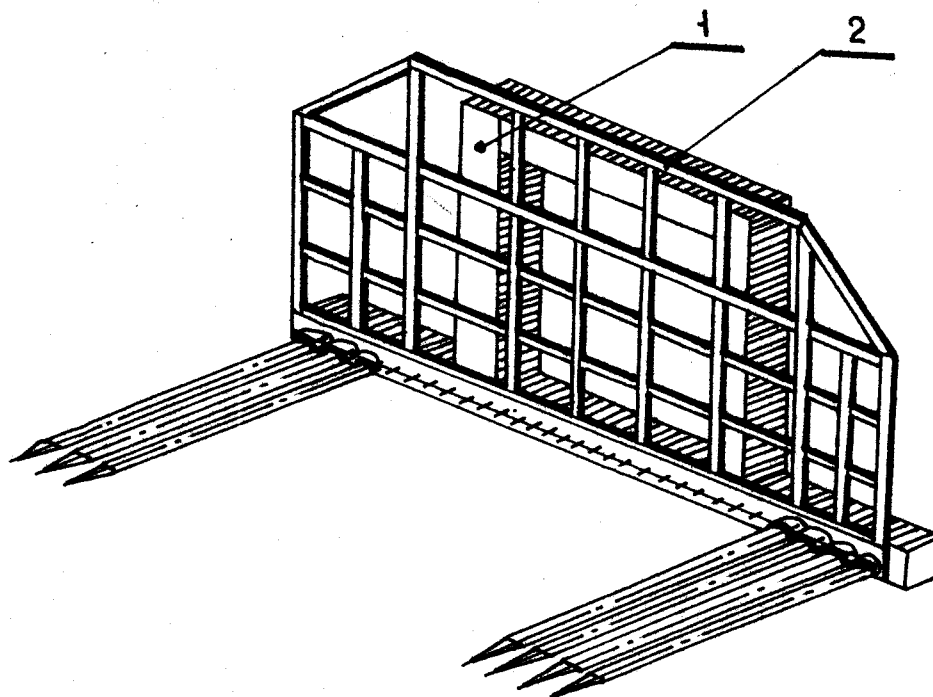
- základní rám
- deska popř. vidle tvořící dno nástroje
- vysouvací deska či jiné zařízení nuceného vyprazdňování
- vodící části /zajišťují vedení desky při vysouvání/
- vysouvací převody či mechanismus
- pohon nuceného vyprazdňování

Na základním rámu, který tvoří kostru celého nástroje musí být uchycena jak deska tvořící dno, tak celý vysouvací mechanismus i jeho pohon. Dále na základním rámu musí být vytvořeny závěsy, pomocí kterých je nástroj uchycen na výložníku.

2.3 Konstruktivní návrhy plošiny s nuceným vyprazdňováním

Návrh I

Tato konstrukce plošiny by byla zvlášť vhodná pro nakládání hnoje a siláže, neboť najíždění do materiálu je usnadněno hroty vidlí. Tekutiny, obsažené v hnoji či v siláži, mohou odtéci mezi vidlemi a při manipulaci již jen minimálně znečišťují prostor nakládky.

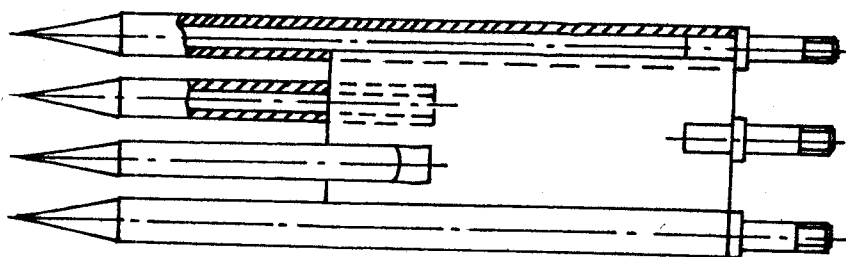


obr.4

U tohoto návrhu jsou jednotlivé vidle namontovány na základní rám /poz. 1/ samostatně pomocí čepu. Deska /poz. 2/ je tvořena z obdelníkových profilů, na které se dále musí umístit vysouvací rameno. Vedení desky je zajištěno pomocí pouzder na krajních vidlicích.

Návrh II

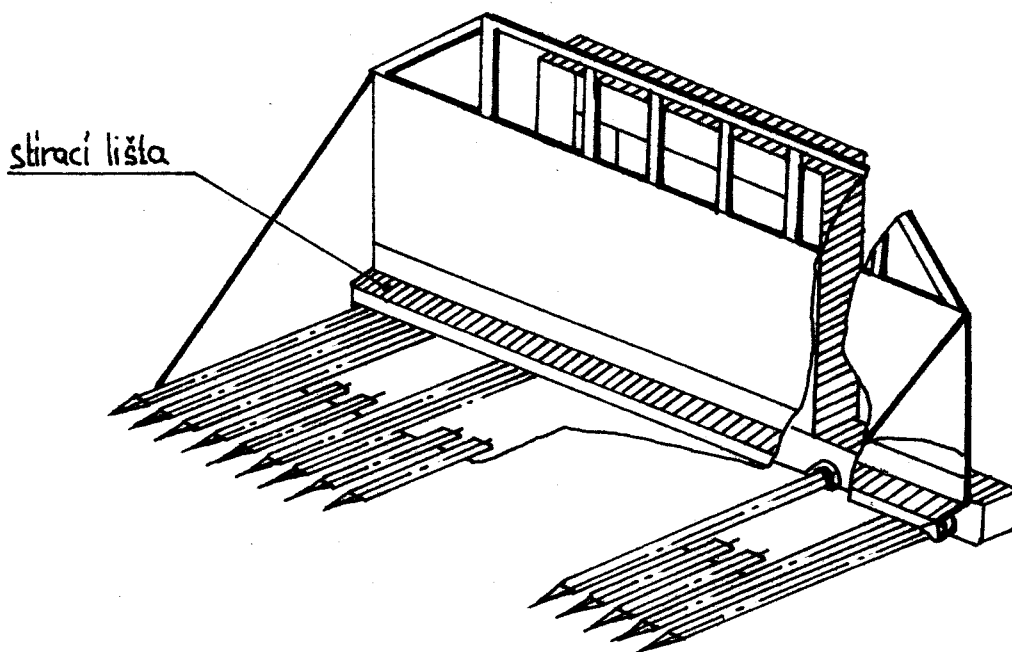
Tento návrh se liší od návrhu č. 1 pouze v tom, že na vysouvací desku /tvořenou obdelníkovými profily/ je navařen plech, který zabrání propadávání přepravovaného materiálu deskou. Dále pak vidle jsou združeny do sad tím způsobem, že na každé tři je zeshora přivařen plech. /obr. 5/. Těmito úpravami by se mělo zvýšit tuhost nástroje.



obr.5

Návrh III

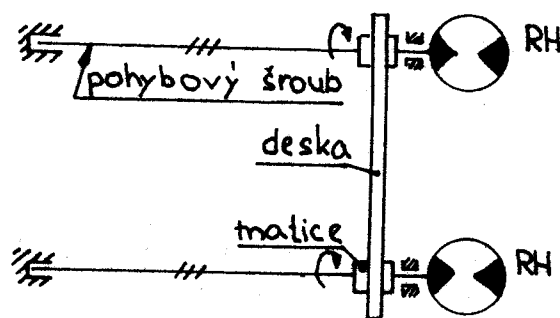
U obou dvou předešlých návrhů byla společná nevýhoda a to ta, že při vysouvání materiálu z nástroje dochází k vysypávání tohoto materiálu do stran. Tuto nevýhodu odstraňuje tento III. návrh, a to tak, že na vysouvací desku jsou připevněny bočnice, dále je zde stírací lišta /obr. 6/.



obr.6

Návrh IV

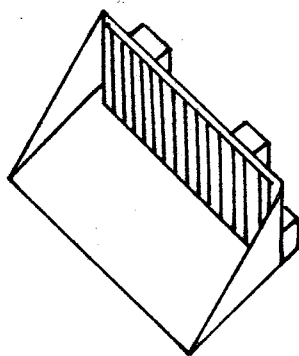
Tenté návrh má základní odlišnost v pohonu desky. Odlišnost spočívá v použití rotačních hydromoterů. U tohoto návrhu je nástroj stejný jako u návrhu č. III /obr. 6/, pouze se liší v tom, že v krajních vodících vidlích jsou pohybové šrouby a pomocí matice se vysouvá deska /obr.7/.



obr. 7

Návrh V

Tento návrh se vrací k přímočarým motorům. Dno nástroje je tveřeno pevným plným plechem, který je pevně uchycen na rámu. Ke dnu jsou pevně připevněny bočnice, mezi těmito bočnicemi se pohybuje vysouvací deska /obr. 8/. Tento typ plošiny je vhodný pro kusový materiál, či sypký materiál /zemina, písek, atd./. Dno nástroje je plechové, celistvé, bez otvorů, kterými by materiál mohl propadávat.



obr. 8

2.4 Zhodnocení jednotlivých pohonů

Návrhy pohonů jsou dva:

- a/ přímočarý hydromotor + pákový převod
- b/ rotační hydromotor + převod šroub-matice

ed a/

Pohon přímočarým hydromotorem se zdá být lepší. Je zde dosta-

tečně vysoká síla potřebná k vysunutí, která se dá ještě upravit pomocí pákového převodu. Vysouvací mechanismus je dosti jednoduchý a tím i málo poruchový, je zde i dostatečná rychlost vysunutí.

ad b/

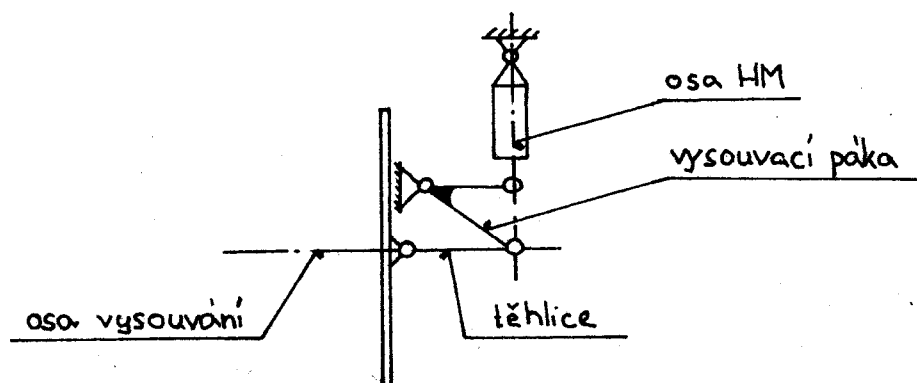
Pohon rotačním hydromotorem již není tak výhodný jako předešlý pohon. Nevýhody spočívají ve větší složitosti převodu, tím dochází i k větší poruchovosti, celý mechanismus je méně tuhý. Vysouvací rychlost je v tomto případě také nižší než u předchozího mechanismu.

Z tohoto hodnocení vyplývá, že přímočarý motor je pro tento nástroj nejvýhodnější.

2.5 Uložení pohonu vzhledem k rámu nástroje

Jelikož tedy použijí přímočarý hydromotor, budu se zabývat jeho uložením.

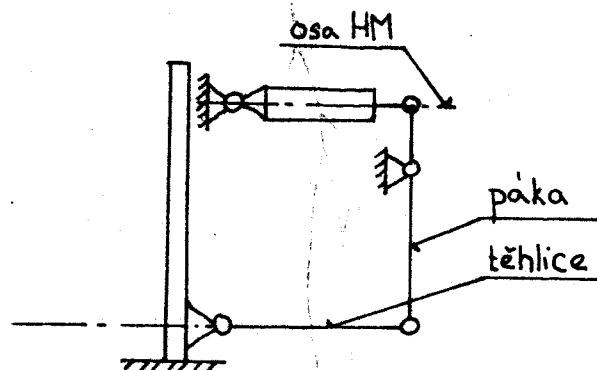
a/ Hydromotor má hlavní osu kolmo na osu vysouvání /obr. 9/ a je umístěn horizontálně.



obr.9

Nevýhodou je velká prostorová náročnost z hlediska velikosti vysouvací páky a těhlice.

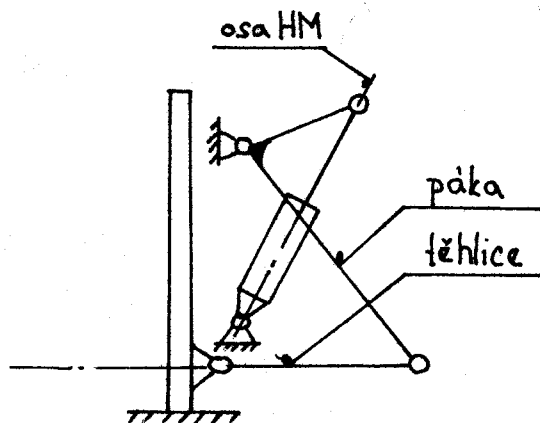
b/ Hydromotor má hlavní osu rovnoběžně s osou vysouvání /obr. 10/ a je umístěn horizontálně.



obr.10

Nevýhodou je opět prostorová náročnost.

c/ Hydromotor má hlavní osu různoběžnou s osou vysouvání /obr. 11/ a je umístěn vertikálně.



obr.11

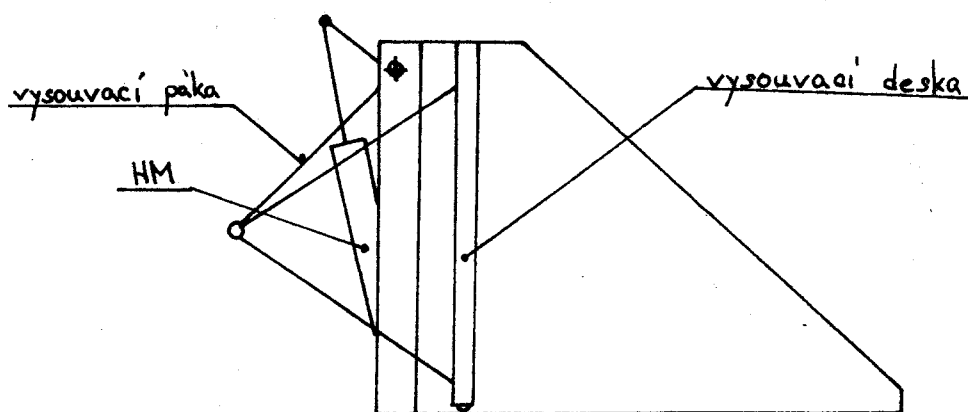
Nevýhodou u tohoto návrhu je, že pracovní tlak působí ze strany pístnice a je tudíž nižší síla než kterou je hydromotor schopen vyvodit při působení tlaku ze strany pístu. Výhodou je ovšem to, že zde nejsou velké prostorové nároky, protože hydromotor je uložen uvnitř rámu.

2.6 Konečné řešení nástroje a mechanismu vysouvání

Zvolil jsem konečné řešení, které vyplývá z návrhu č. V /obr. 8/ a řešení mechanismu ad c. /obr. 11/.

- dno nástroje je tvořeno plechovou deskou
- dno, bočnice a rám budou základním svařencem, na kterém je umístěno celé mechanické vysouvání + vysouvací deska
- vedení vysouvací desky je provedeno pomocí silonových koleček, která jezdí po dnu nástroje, směr vysouvání zajišťují vysouvací ramena
- pracovní zdvih motoru je zasouvání
- vzhledem k silovým a rozměrovým poměrům bude na nástroji jeden přímočarý hydromotor, který bude přes hřídel nahánět jeden pár vysouvacích pák na každé straně nástroje.

Konečné řešení viz obr. 12



obr.12

3. NÁVRH PLOŠINY BEZ AUTOMATICKÉHO VYPRAZDŇOVÁNÍ

Nakládací plošina bez automatického vyprazdňování, viz výkres KSD 192 - Q.12 a KSD 192 - O.22; je konstruována z normalizovaných profilů. V konstrukci byl brán ohled na co nejjednodušší systém uchycení na pracovní stroj. Tento systém uchycení je převzat stejně jako u plošiny s automatickým vyprazdňováním ze základní lopaty. Plošina bez automatického vyprazdňování byla navržena spíše jako varianta, proto není podrobně rozkreslena a pevnostně kontrolována. Její konstrukční varianty jsou stejné jako u plošiny s automatickým vyprazdňováním. Oproti plošině s automatickým vyprazdňováním je zde změněno připojení uchycovacího zařízení na základní rám plošiny, protože chybějící výsuvný mechanismus umožňuje toto zařízení přichytit přímo na zadní desku nástroje, čímž se zlepší stabilita nakladače, protože celkový klopný moment nakladače k předním kolům bude menší.

4. PEVNOSTNÍ A SILOVÉ VÝPOČTY

4.1 Výpočet vysouvací síly

Při výpočtu vysouvací síly vycházím ze zadané nejvyšší hmotnosti nákladu /viz Zadání diplomové práce/.

Zatížení nástroje vypočítám dle vztahu /1/.

$$G = m \cdot g$$

kde: Gzatížení

mhmotnost

ggravitační zrychlení

$$G = 600 \cdot 9,81 = 5886 \text{ /N/}$$

$$G = 5900 \text{ /N/}$$

Z tohoto známého zatížení již vypočítám vysouvací sílu F_V hydromotoru. Vysouvací sílu počítám z bezpečnosti vysunutí $k = 1,5$. Dále uvažuji, že když materiál opustí desku a bude se sunout po druhém materiálu a zároveň tento materiál se bude odsouvat před sebou, tak dojde ke změně součinitele tření. Součinitel tření předpokládám $f = 0,8$, protože plošina je určena pro nakládku rozmanitých druhů materiálu, hnojem počínaje a pytli s cementem konče. Celková vysouvací síla bude tedy dle vztahu /2/.

$$F_{VC} = G \cdot f \cdot k$$

kde: F_{VC}celková vysouvací síla

fsoučinitel tření

kbezpečnost vysunutí

$$F_{VC} = 5900 \cdot 0,8 \cdot 1,5 = 7080 \text{ /N/}$$

$$F_{VC} = 7100 \text{ /N/}$$

Protože pro ovládání vysouvací desky nástroje jsem zvolil pouze jeden přímočarý hydromotor, bude síla potřebná k vysunutí, kterou tento hydromotor přes mechanický převod bude muset vyvinout, rovna síle F_{CV} .

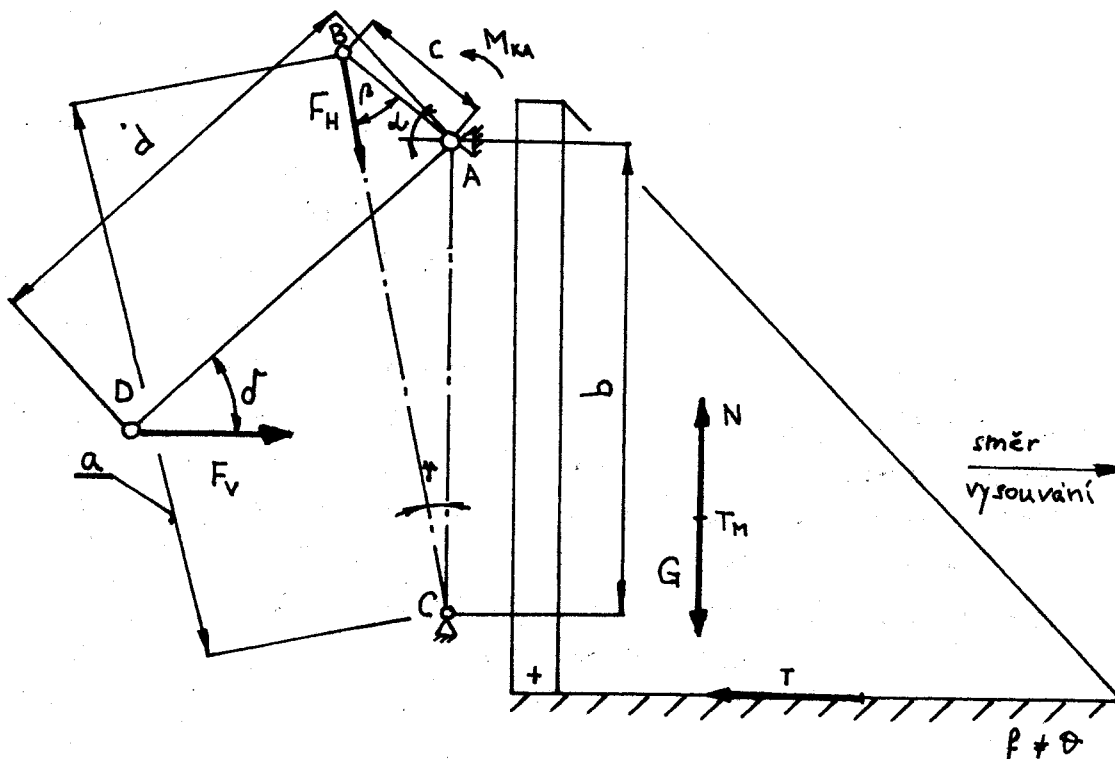
$$F_V = F_{CV}$$

kde: F_Vvysouvací síla na hydromotor

$$F_V = 7100 \text{ /N/}$$

4.2 Sílové poměry na vysouvacím mechanismu, kontrola HM.

Výpočet je prováděn podle konkrétního řešení mechanismu viz přiložené výkresy konstrukce nástroje.



obr.13

Na obr. 13 jsou základní rozměry mechanismu vysouvání.

Rozměry $a = l + 2z$

kde: $l + z$ délka zvoleného hydromotoru

z zdvih hydromotoru

$$a = 526 \text{ /mm/}$$

$$b = 450 \text{ /mm/} \text{ /vypočítáno dle vztahu /4//}$$

$$c = 100 \text{ /mm/}$$

$$d = 500 \text{ /mm/}$$

$$\alpha = 45^\circ$$

$$\beta = 37^\circ$$

$$\gamma = 8^\circ$$

$$\delta = 37^\circ$$

$$b = \sqrt{a^2 + c^2 - 2 \cdot a \cdot c \cdot \cos \beta}$$

$$b = \sqrt{526^2 + 100^2 - 2 \cdot 526 \cdot 100 \cdot \cos 37^\circ} = 450 \text{ /mm/}$$

/4/

Sílové poměry na mechanismu

F_Vvysouvací síla na jeden hydromotor

F_Hsíla hydromotoru

M_{KA}kroučící moment na hřídeli

Gzatížení

Nnormální síla

$T = N \cdot f$ třecí síla

/5/

Rovnice rovnováhy

$$N - G = 0$$

/6/

$$T - F_V = 0$$

/7/

$$T = N \cdot f$$

$$F_V = N \cdot f = G \cdot f$$

/8/

Dále musí platit:

$$M_{KA} = F_V \cdot \sin \alpha \cdot d = F_H \cdot \sin \beta \cdot e$$

/9/

Pomocí vztahu /9/ vypočítám po úpravě potřebnou sílu na hydromotoru:

$$F_H = F_V \cdot \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \cdot i$$

/10/

kde: ipákový převod

$$i = \frac{d}{e} = \frac{500}{100} = 5$$

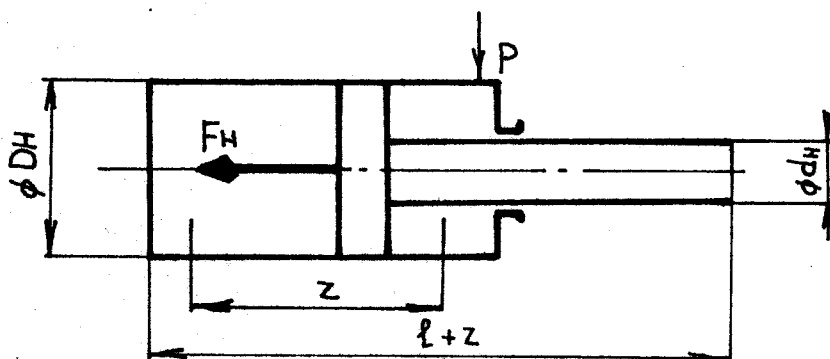
$$F_H = 7100 \cdot \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \cdot 5 = 35\,500 \text{ /N/}$$

$$F_H = 35\,500 \text{ /N/}$$

Tuto sílu F_H musí hydromotor vyvést, aby došlo k bezpečnému vysunutí. Zvolil jsem hydromotor HM ϕ 80/160.

Přesné označení hydromotoru je:

PČH HM 80/40/160 - 111 111 - TP HM 1 - 9 - 8141



obr.14

kde: D_H pístu $D_H = 80$ /mm/
 d_H pístnice $d_H = 40$ /mm/
 z zdvih $z = 160$ /mm/

Kontrola hydromotoru

pracovní tlak $p = 15$ /MPa/

tlakový spád $p_m = 0,8 \cdot p$

$$F_{HM} = p_m \cdot S$$

kde: F_{HM} maximální síla vyvinutelná hydromotorem

S plocha pístu

$$F_{HM} = 0,8 \cdot p \cdot \frac{\pi (D_H^2 - d_H^2)}{4} \quad /11/$$

$$F_{HM} = 0,8 \cdot 15 \cdot \frac{\pi (80^2 - 40^2)}{4} = 45\,300 \text{ N/}$$

$$F_{HM} = 45\,300 \text{ N/}$$

$$\text{Bezpečnost hydromotoru: } k = \frac{F_{HM}}{F_H} \quad /12/$$

$$k = \frac{45\,300}{35\,500} = 1,27$$

$$k = 1,27$$

Navržený hydromotor vyhovuje a měl by i s dostatečnou bezpečností vysunout materiál.

Všechny další výpočty budou prováděny pro nejnepříznivější případ, který by mohl nastat a to je, že by se deska z nějakých důvodů nezačala vysouvat a hydromotor by vyvedl maximální sílu F_{HM} a na hřídeli maximální kroučící moment M_{KAM} , tj.:

$$F_{HM} = 45\,300 \text{ N/}$$

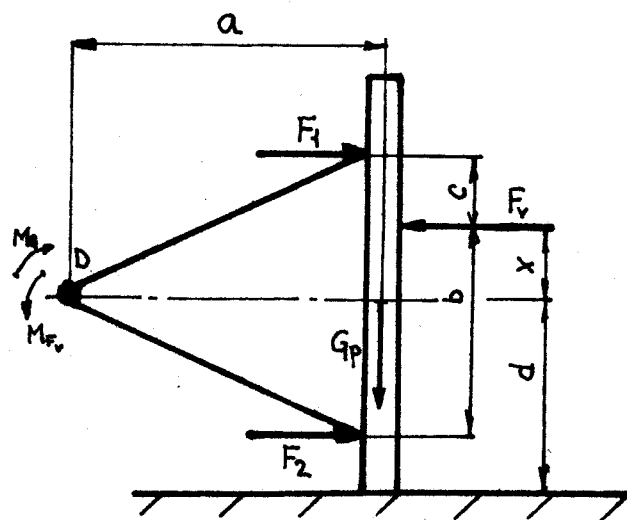
$$M_{KAM} = F_{HM} \cdot \sin \beta \cdot e \quad /13/$$

$$M_{KAM} = 45\,300 \cdot \sin 37^\circ \cdot 100 = 2\,726 \cdot 10^3 \text{ /Nm/}$$

$$M_{KAM} = 2\,726 \text{ /Nm/}$$

4.3 Úvaha o možnosti překlopení desky

Vyjdou z předpokladu maximální nosnosti nástroje $G = 5\,900$ /N//.
Pro toto zatížení je vypočtena potřebná síla na vysunutí $F_v = 7\,100$ /N/.
Sílové poměry jsou naznačeny na obr.15 ;



obr.15

kde: F_Vcelková vysouvací síla

F_1, F_2síly odvozené od max.síly hydromoteru

$$F_1 = F_2 = \frac{1}{2} \cdot F_{HM} \cdot \frac{1}{i}$$

$$F_1 = F_2 = \frac{1}{2} \cdot 45\,300 \cdot \frac{1}{5} = 4530 \text{ /N/}$$

$$a = 520 \text{ /mm/}$$

$$b = 180 \text{ /mm/}$$

$$c = 180 \text{ /mm/}$$

$$d = 300 \text{ /mm/}$$

xvýška nad bodem D, kdy by již došlo k překlepení působením síly F_V

G_ptíha vysouvací desky / $G_p = 500 \text{ /N/}$ /

Podmínka překlepení:

$$M_{FV} > M_{GP}$$

$$M_{FV/D} = F_V \cdot x + F_2 \cdot b$$

/14/

$$M_{GP/D} = F_1 \cdot c + G_p \cdot a$$

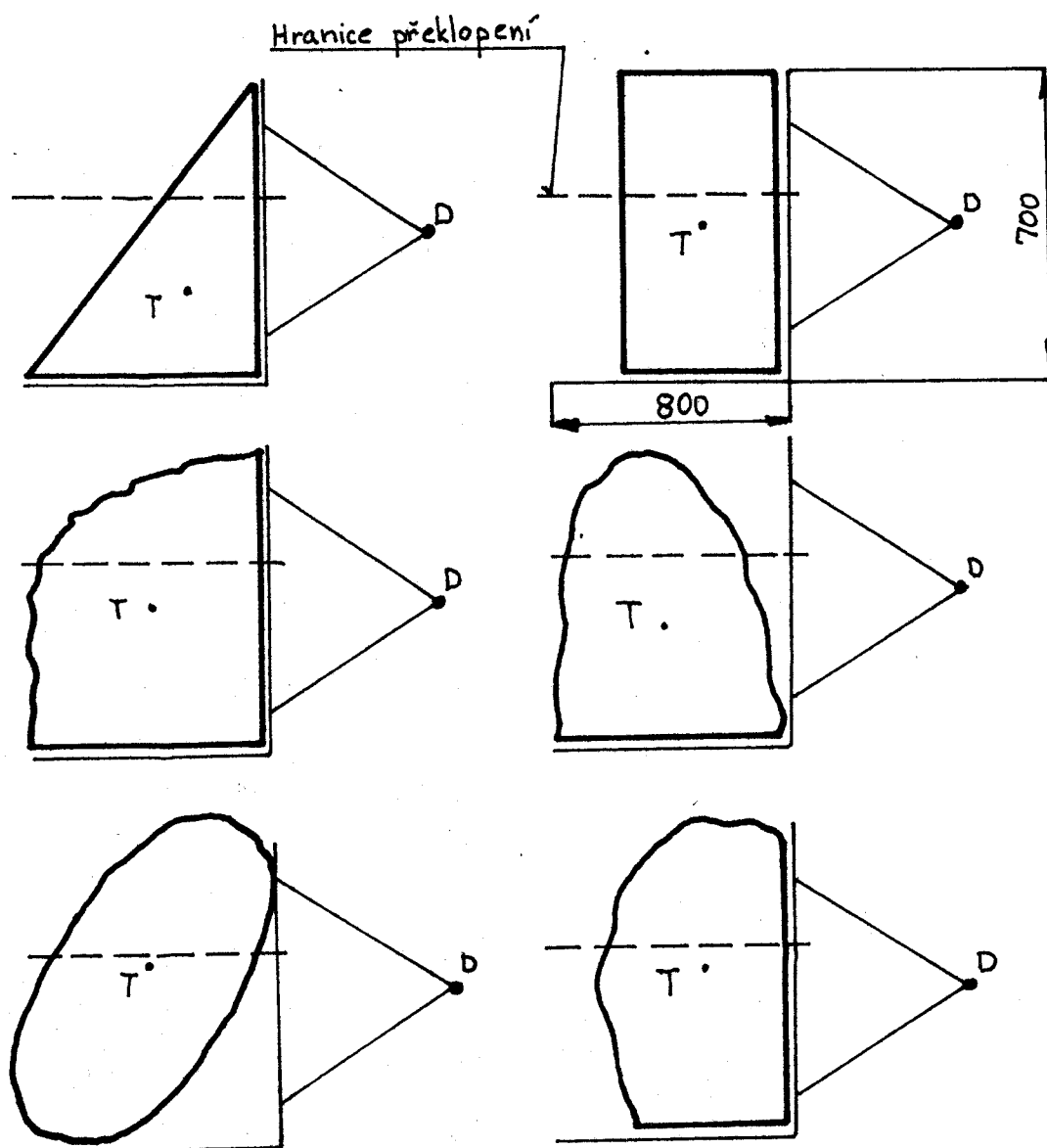
/15/

Ze vztahů /14/ a /15/ po úpravě dostaneme:

$$\frac{x}{x} = \frac{F_1 \cdot c + G_p \cdot a - F_2 \cdot b}{F_V}$$

$$xx = \frac{4\,530 \cdot 180 + 500 \cdot 520 - 4\,530 \cdot 180}{7\,100} = 36,6 \text{ /mm/}$$

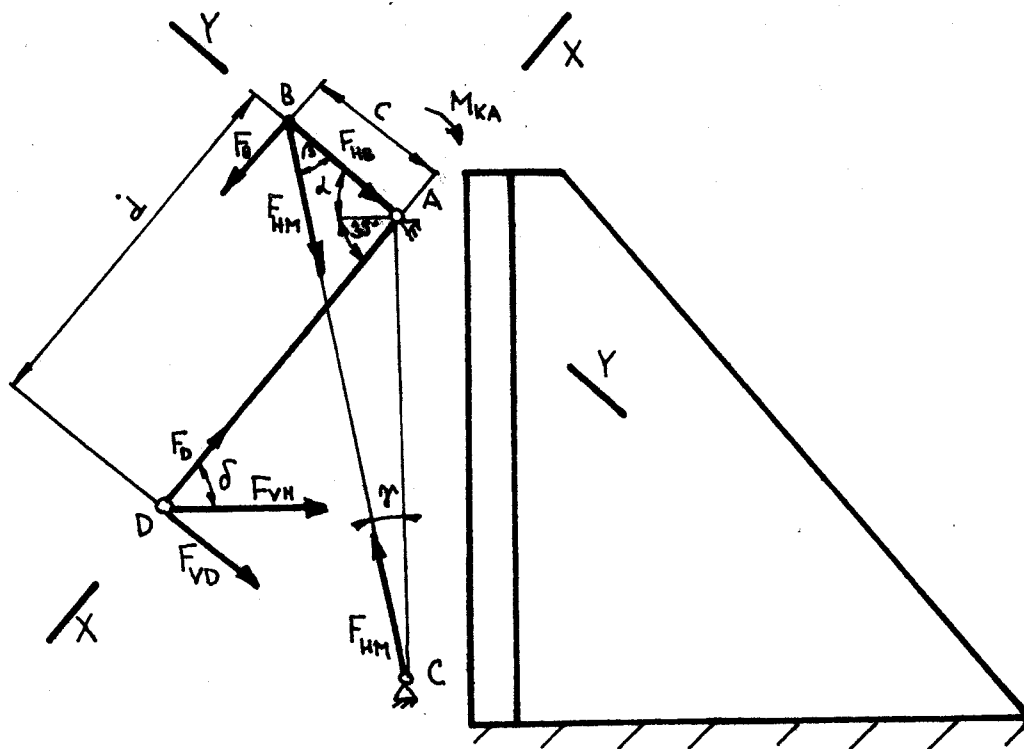
Pokud by měla dojít k překlopení desky, musela by vysouvací síla F_v působit nad bodem d o 36 /mm/, to znamená, že těžiště naloženého materiálu by muselo být ve výšce 336 /mm/ nad dnem nástroje. Z obr.16 jsou patrné některé možné polohy přepravovaného materiálu. Je vidět, že hranice překlopení leží vždy nad těžištěm přepravovaného materiálu a tedy k překlopení nedojde, nehledě na to, že hned po pohnutí vysouvací desky již silový rozklad vyplývající z kinematiky jejího pohybu bude vysouvací desku tlačit ke dnu a tím zabránit jejímu překlopení.



obr.16

4.4 Rozbor namáhání jednotlivých dílů a jejich výpočet.

Rozbor a pevnostní výpočty prováděny pomocí [5].



obr.17

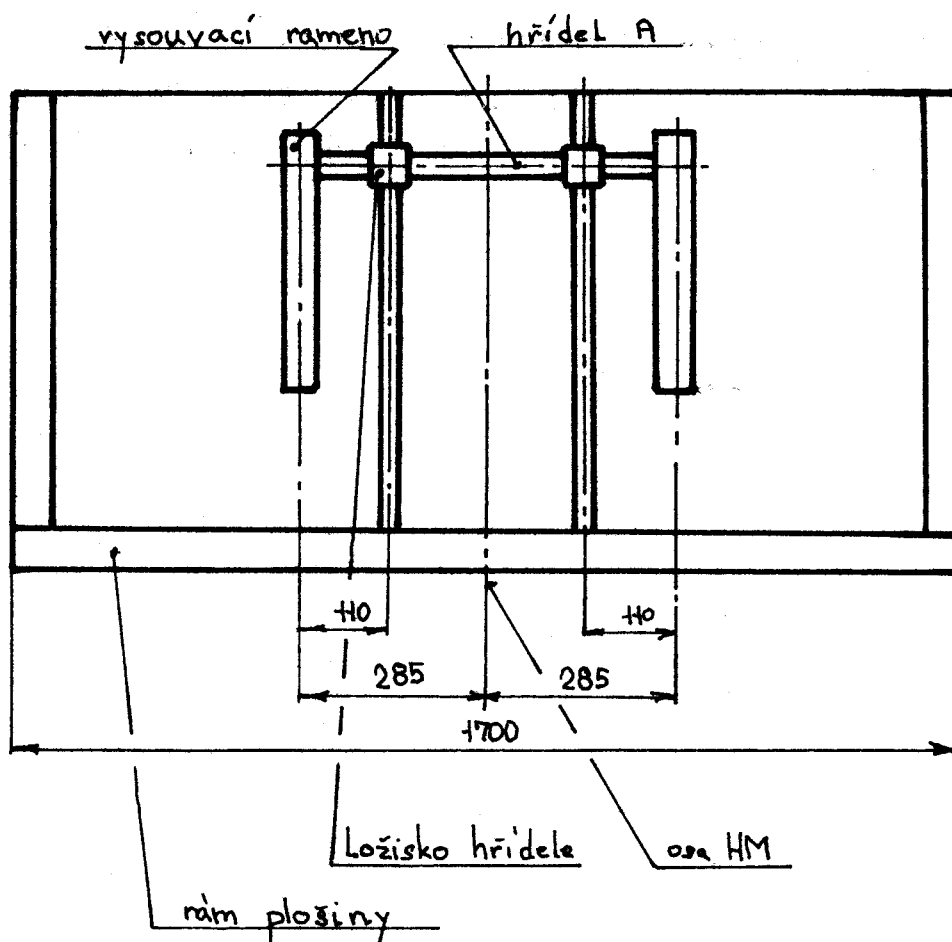
Z obr.17 je patrné, že:

- Hřídel A - namáhán - krutem $/M_{KA}/ \dots F_{HB} \cdot c$
- krutem $/M_{KA}/ \dots F_{VD} \cdot d$
- ohybem $\dots F_B$
- ohybem $\dots F_D$
- Čep B + C - namáhán - střihem $\dots F_{HM}$
- Čep D - namáhán - střihem $\dots F_{VH}$
- Vysouvací tyče - namáhány - vzpěrem a ohybem
- Ramena - namáhána - ohybem

4.4.1 Hřídel A - výpočet průměru, kontrola.

Všechny délkové rozměry vycházejí z konstrukčního řešení. Tyto rozměry jsou patrné na obr.18 a obr.19, kde je zachyceno rozmístění vysouvacího mechanismu a základní rozměry hřídele.

Při výpočtu ϕ hřídele použijeme principu superpozice. Na obr.19 je schematicky znázorněn hřídel a jeho zatížení v rovinách X - X a Y - Y. Poloha rovin je zřejmá z obr.17. Na obr.19 je dále znázorněn v obou rovinách průběh posouvající síly $T/x/$ a ohybový moment $M/x/$. Průběhy z obou rovin se geometricky sečtou, čímž dostaneme výsledné namáhání nosníku. Z tohoto namáhání budeme vycházet při kontrole i návrhu celého hřídele.



obr.18

Výpočet reakcí v rovině X - X /viz obr.19/

Vzhledem k tomu, že nosník je souměrný a souměrně zatížen, bude platit:

$$R_{AX} = R_{BX} \quad /16/$$

Dále platí, že:

$$F_{DX} = \frac{1}{2} \cdot F_{VH} \cdot \frac{\sin 43^\circ}{\sin 100^\circ} \quad /17/$$

$$F_{VH} = F_{HM} \cdot \frac{1}{i} \quad /18/$$

Po úpravě vztahů /17/ a /18/ dostaneme:

$$F_{DX} = \frac{1}{2} \cdot F_{HM} \cdot \frac{1}{i} \cdot \frac{\sin 43^\circ}{\sin 100^\circ}$$

$$F_{DX} = \frac{1}{2} \cdot 45\,300 \cdot \frac{1}{5} \cdot \frac{\sin 43^\circ}{\sin 100^\circ} = 3137,1 \text{ /N/}$$

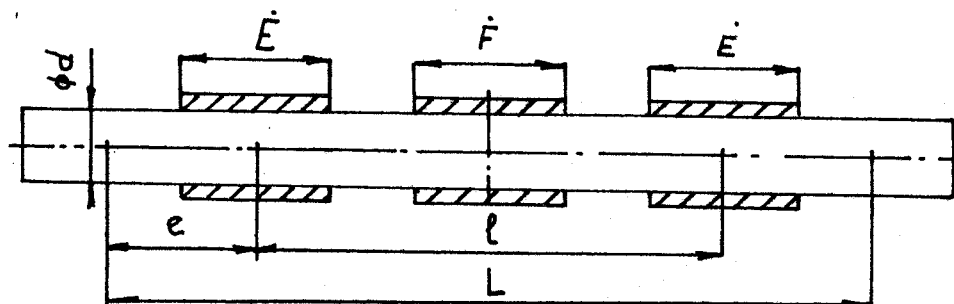
$$F_{DX} = 3\,140 \text{ /N/}$$

Rovnice rovnováhy:

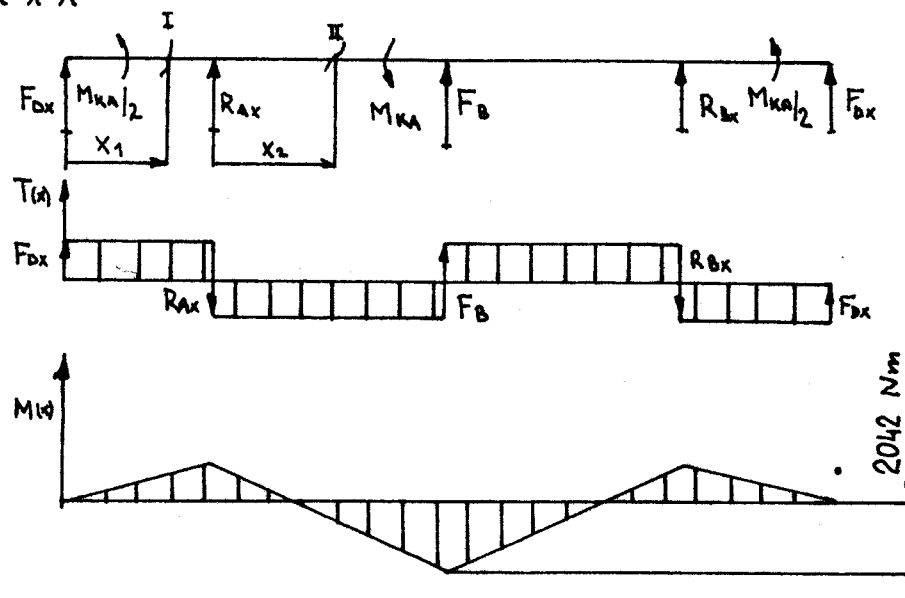
$$- 2 \cdot F_{DX} - R_{AX} - R_{BX} - F_B = 0 \quad /19/$$

Z ohledu na vztah /16/ platí:

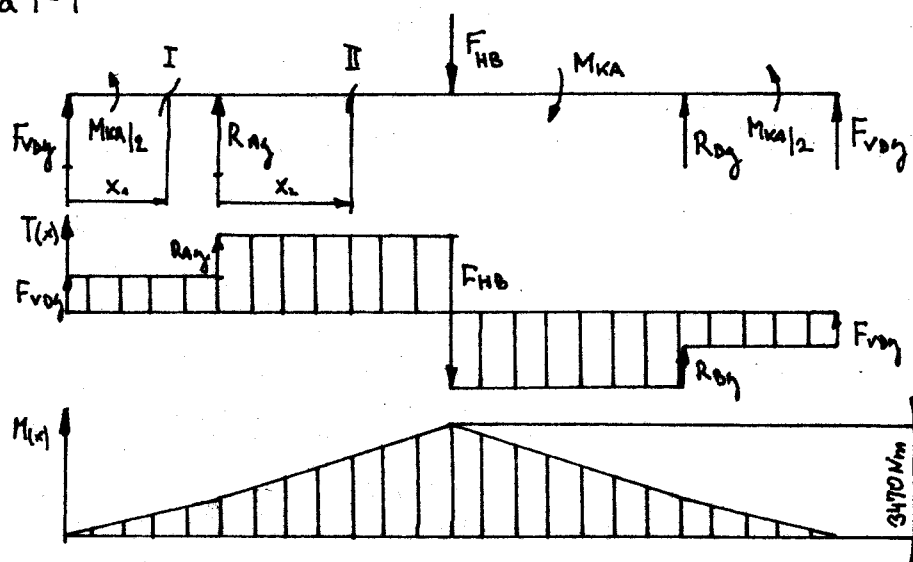
$$- 2 \cdot F_{DX} - 2 \cdot R_{AX} - F_B = 0$$



Rovina X-X



Rovina Y-Y



Obrázek není kreslen v měřítku

$\phi = 110$ /mm/

$L = 570$ /mm/

$\dot{F} = 130$ /mm/

$l = 350$ /mm/

$\dot{E} = 2 \times 40$ /mm/

obr.19

$$R_{AX} = R_{BX} = \frac{-2 \cdot F_{DX} + F_B}{2}$$

/20/

kde;

$$F_B = F_{HM} \cdot \sin \beta$$

/21/

$$F_B = 45\,300 \cdot \sin 37^\circ = 27\,262,2 \text{ /N/}$$

$$R_{AX} = R_{BX} = \frac{-2 \cdot 3\,140 - 27\,262,2}{2} = 16\,771,1 \text{ /N/}$$

$$\underline{R_{AX} = R_{BX} = -16\,780 \text{ /N/}}$$

Výpočet reakcí v jednotlivých průřezech I, II.

Řez I:

$$x_1 = \langle 0, 0 \rangle$$

$$-F_{DX} - T/x/ = 0$$

$$T/x/ = -F_{D/x/} = -3\,140 \text{ /N/}$$

$$M/x/ - F_{DX} \cdot x = 0$$

$$M/x/ = F_{DX} \cdot x$$

$$M/0/ = 0 \text{ /Nm/}$$

$$M/0/ = 3\,140 \cdot 110 \cdot 10^{-3} = 345,4 \text{ /Nm/}$$

Řez II:

$$x_2 = \langle 0, \frac{1}{2} \rangle$$

$$-F_{DX} - R_{AX} - T/x/ = 0$$

$$T/x/ = -19\,920 \text{ /N/}$$

$$M/x/ - F_{DX} \cdot x/0/ + x_1/ - R_{AX} \cdot x_1 = 0$$

$$M/0/ = 345,4 \text{ /Nm/}$$

$$M/\frac{1}{2}/ = -2\,042 \text{ /Nm/}$$

Výpočet reakcí v rovině Y - Y

Pro sílu F_{HB} platí;

$$F_{HB} = F_{HM} \cdot \cos$$

/22/

$$F_{HB} = 45\,300 \cdot \cos 37^\circ = 36\,178,2 \text{ /N/}$$

$$\underline{F_{HB} = 36\,180 \text{ /N/}}$$

Síla F_{VDY} :

$$F_{VDY} = \frac{1}{2} \cdot F_{VH} \cdot \frac{\sin 37^\circ}{\sin 100^\circ}$$

/23/

$$F_{VDY} = \frac{1}{2} \cdot F_{HM} \cdot \frac{1}{i} \cdot \frac{\sin 37^\circ}{\sin 100^\circ}$$

$$F_{VDY} = \frac{1}{2} \cdot 45\,300 \cdot \frac{1}{5} \cdot \frac{\sin 37^\circ}{\sin 100^\circ} = 2\,768,3 \text{ /N/}$$

$$\underline{F_{VDY} = 2\,770 \text{ /N/}}$$

Rovnice rovnováhy:

$$2 \cdot F_{VDY} + 2 \cdot R_{AY} - F_{HB} = 0 \quad /24/$$

$$R_{AY} = R_{BY} = \frac{F_{HB} - 2 \cdot F_{VDY}}{2} \quad /25/$$

$$R_{AY} = R_{BY} = \frac{36\,180 - 2 \cdot 2\,770}{2} = 15\,320 \text{ /N/}$$

$$\underline{R_{AY} = R_{BY} = 15\,320 \text{ /N/}}$$

Výpočet reakcí v řezech I, II.

Řez I - I:

$$x_1 = \langle 0, e \rangle$$

$$F_{VDY} + T_{/x/} = 0$$

$$T_{/x/} = -F_{VDY} = -2\,770 \text{ /N/}$$

$$M_{/x/} - F_{VDY} \cdot x = 0$$

$$M_{/0/} = 0 \text{ /Nm/}$$

$$M_{/e/} = 304,7 \text{ /Nm/}$$

Řez II - II:

$$x_2 = \langle 0, \frac{1}{2} \rangle$$

$$F_{VDY} + R_{AY} + T_{/x/} = 0$$

$$T_{/x/} = -18\,090 \text{ /N/}$$

$$M_{/x/} - F_{VDY} \cdot /e/ + x_2/ - R_{AY} \cdot x_2 = 0$$

$$M_{/0/} = 304,2 \text{ /Nm/}$$

$$M_{/\frac{1}{2}/} = 4\,470,5 \text{ /Nm/}$$

Z průběhů ohybových momentů v rovinách X - X, Y - Y je patrné, že největší ohybový moment bude uprostřed hřídele. Tyto momenty z obou rovin geometricky sečtu a dostanu výsledný moment M_0 zatěžující nosník.

$$M_0 = \sqrt{M_{OX}^2 + M_{OY}^2 - 2 M_{OX} \cdot M_{OY} \cdot \cos 100^\circ} \quad /26/$$

$$M_0 = \sqrt{2042^2 + 3\,470^2 - 2 \cdot 2\,042 \cdot 3\,470 \cdot \cos 100^\circ} = 4\,321,1 \text{ /Nm/}$$

$$M_0 = 4\,322 \text{ /Nm/}$$

Dále k ohybovému momentu přičtu krouticí moment M_{KAM} dle vztahu /27/ a dostanu výsledný redukovaný moment M_{Kred} .

$$M_{Kred} = \sqrt{M_0^2 + 0,75 M_{KAM}^2} \quad /27/$$

$$M_{Kred} = \sqrt{4\,322^2 + 0,75 \cdot 2\,726^2} = 4\,923,9 \text{ /Nm/}$$

$$M_{Kred} = 4\,924 \text{ /Nm/}$$

Na hřídel volím materiál 14 220, jeho parametry jsou:

$$\sigma_{Dt} = 235 \text{ /MPa/} \dots \text{dovolené napětí v tahu}$$

$$\tau_{Dk} = 0,65 \cdot 235 = 152,75 \text{ /MPa/} \dots \text{dovolené napětí v krutu}$$

$$p_D = 100 \text{ /MPa/} \dots \dots \text{dovolený tlak}$$

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{M_{Kred} \cdot 16}{d^3 \pi} \quad /28/$$

Ze vztahu /28/ vyjádřím d:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{Kred}}{\pi \cdot \tau_{Dk}}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 4\,924 \cdot 10^3}{\pi \cdot 152,75}} = 54,75 \text{ /mm/}$$

Volím hřídel o průměru $d = 60 \text{ /mm/}$

Po zpětném dosazení do /28/:

$$\tau_K = \frac{4\,924\,000 \cdot 16}{\pi \cdot 60^3} = 116,1 \text{ /MPa/}$$

Bezpečnost hřídele:

$$K = \frac{\tau_{Dk}}{\tau_K} \quad /29/$$

$$K = \frac{152,75}{116,1} = 1,32$$

Kontrola hřídele na měrný tlak v místě uložení:

$$p = \frac{R_A}{d \cdot E} < p_D \quad /30/$$

kde:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2 - 2 \cdot R_{AX} \cdot R_{AY} \cdot \cos 100^\circ} \quad /31/$$

$$R_A = \sqrt{16\,780^2 + 15\,320^2 - 2 \cdot 16\,780 \cdot 15\,320 \cdot \cos 100^\circ} = 24\,607,9 \text{ /N/}$$

$$R_A = R_B = 24\,610 \text{ /N/}$$

$$p = \frac{24\ 610}{60 \cdot 2 \cdot 40} = 5,13 \text{ /MPa/} < p_D \text{ /vyhovuje/}$$

Kontrola na měrný tlak v místě vysouvací páky:

$$p = \frac{F_B}{d \cdot F} \quad /32/$$

$$p = \frac{27\ 262}{60 \cdot 130} = 3,5 \text{ /MPa/} < p_D \text{ /vyhovuje/}$$

4.4.2 Hřídel A - kontrola drážkování pro uložení vysouvacích ramena

Výpočet drážkování je proveden dle ČSN 01 4954. Z hlediska zatížení volím evolventní drážkování s úhlem profilu 30 a to proto, že má zhruba o polovinu vyšší únosnost při stejné délce drážek než drážkování rovnoboké.

Volím:

$$\phi D = 55 \text{ /mm/}$$

$$\dot{m} = 3 \text{ /mm/}$$

$$\dot{z} = 17$$

$$\alpha = 30^\circ$$

- středění provedeno na boky drážek

$$p = \dot{r} \cdot \dot{m} = \dot{r} \cdot 3 = 9,42 \text{ /mm/} \quad /33/$$

$$d_s = \dot{m} \cdot \dot{z} = 3 \cdot 17 = 51 \text{ /mm/} \quad /34/$$

$$d_b = \dot{m} \cdot \dot{z} \cdot \cos \alpha = 3 \cdot 17 \cdot \cos 30^\circ = 44,16 \text{ /mm/} \quad /35/$$

$$x_m = \frac{1}{2} \cdot \phi D \cdot \dot{m} \cdot \dot{z} - 1,1 \cdot \dot{m} = \frac{1}{2} /55 - 51 - 1,1 \cdot 3/ = 0,35 \text{ /mm/} \quad /36/$$

$$s = e = \frac{1}{2} \cdot \dot{r} \cdot m + 2 \cdot x \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{1}{2} \cdot \dot{r} \cdot 3 + 2 \cdot 0,35 \cdot \operatorname{tg} 30^\circ = 5,14 \text{ /mm/} \quad /37/$$

$$D_f = D = 55 \text{ /mm/} \quad /38/$$

$$D_a = D - 2 \cdot m = 55 - 2 \cdot 3 = 49 \text{ /mm/} \quad /39/$$

$$d_{fmax} = D - 2,76 \cdot m = 55 - 2,76 \cdot 3 = 46,72 \text{ /mm/} \quad /40/$$

$$d_a = D - 0,2 \cdot m = 55 - 0,2 \cdot 3 = 54,4 \text{ /mm/} \quad /41/$$

Kontrola drážkování;

$$p_D = 100 \text{ /MPa/}$$

$$\sigma_d = 68 \text{ /mm}^2/$$

$$l_{\min} = \frac{M_{Kred}}{p_D \cdot s_d \cdot D_{a_3}}$$

$$l_{\min} = \frac{6\,274 \cdot 10^3}{100 \cdot 68 \cdot 49} = 18,8 \text{ /mm/}$$

$$l_{\min} = 19 \text{ /mm/}$$

/42/

$$F = \frac{M_{Kred}}{d_s}$$

$$F = \frac{6\,274 \cdot 10^3}{51} = 123\,019 \text{ /N/}$$

/43/

$$F = 123\,020 \text{ /N/}$$

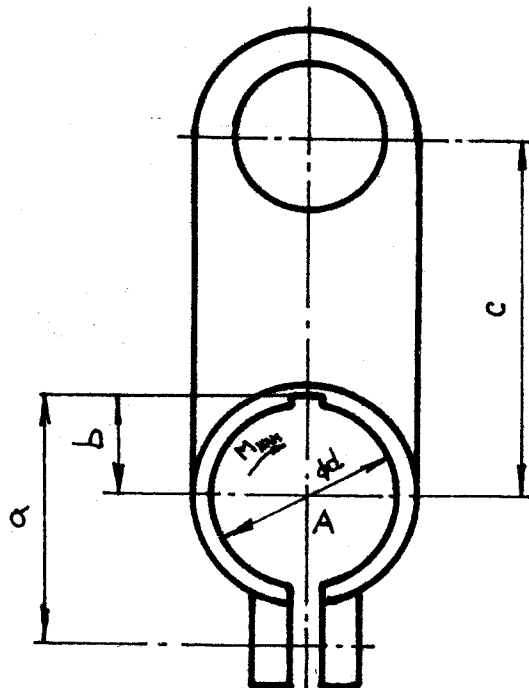
$$p = \frac{F}{s_d \cdot l_{\min}}$$

$$p = \frac{123\,019}{68 \cdot 19} = 95,2 \text{ /MPa/ } p_D \text{ /vyhovuje/}$$

Délka drážkování je ve skutečnosti větší /l = 48 /mm//

44.3 Hřidel A - Výpočet svěrného spoje vyseučací páky.

Tato páka přenáší pomocí svěrného spoje kroutící moment od hydromotoru na hřidel A. Svěrné spojení je řešeno tzv. jednostranně rozříznutým nábojem obr.20. Je zde proto, aby se mohl seřídít zdvih hydromotoru na požadovanou hodnotu /160 /mm//



obr.20

- přenášený krouticí moment: $M_{KAM} = 2\,726 \text{ /Nm/}$

- rozměry: $a = 90 \text{ /mm/}$

$b = 32 \text{ /mm/}$

$c = 100 \text{ /mm/}$

$\phi d = 60 \text{ /mm/}$

- další hodnoty: $k = 1,8$

$\gamma = 0,15$

$n = 3$

- výpočet:

$$F_0 = \frac{2 \cdot k \cdot M_{KAM} \cdot b}{n \cdot \gamma \cdot d \cdot \gamma \cdot a}$$

/44/

kde: F_0 síla předpětí na šroubu

k součinitel proti pootočení

γ součinitel sevření

n počet šroubů

$$F_0 = \frac{2 \cdot 1,8 \cdot 2\,726 \cdot 10^3 \cdot 32}{3 \cdot \gamma \cdot 0,15 \cdot 90 \cdot 60} = 41\,136 \text{ /N/}$$

$$F_0 = 41\,136 \text{ /N/}$$

Pomocí 4 najdeme šroub: M 20 - 8G

- max.dovolená síla ve šroubu $F_D = 109 \text{ /kN/}$

- max.dovolený utahovací moment $M_D = 445 \text{ /Nm/}$

- výpočtový průřez šroubu $S_V = 245 \text{ /mm}^2/$

Kontrola šroubu:

$$\sigma = \frac{F_0}{S_V}$$

/45/

$$\sigma = \frac{41\,136}{245} = 167,9 \text{ /MPa/}$$

Bezpečnost:

$$k = \frac{\sigma_k}{\sigma}$$

/46/

$$k = \frac{640}{167,9} = 3,8$$

kde: $\sigma_k = 640 \text{ /MPa/}$

Utahovací moment:

$$M_U = k \cdot F_0 \cdot d < M_D$$

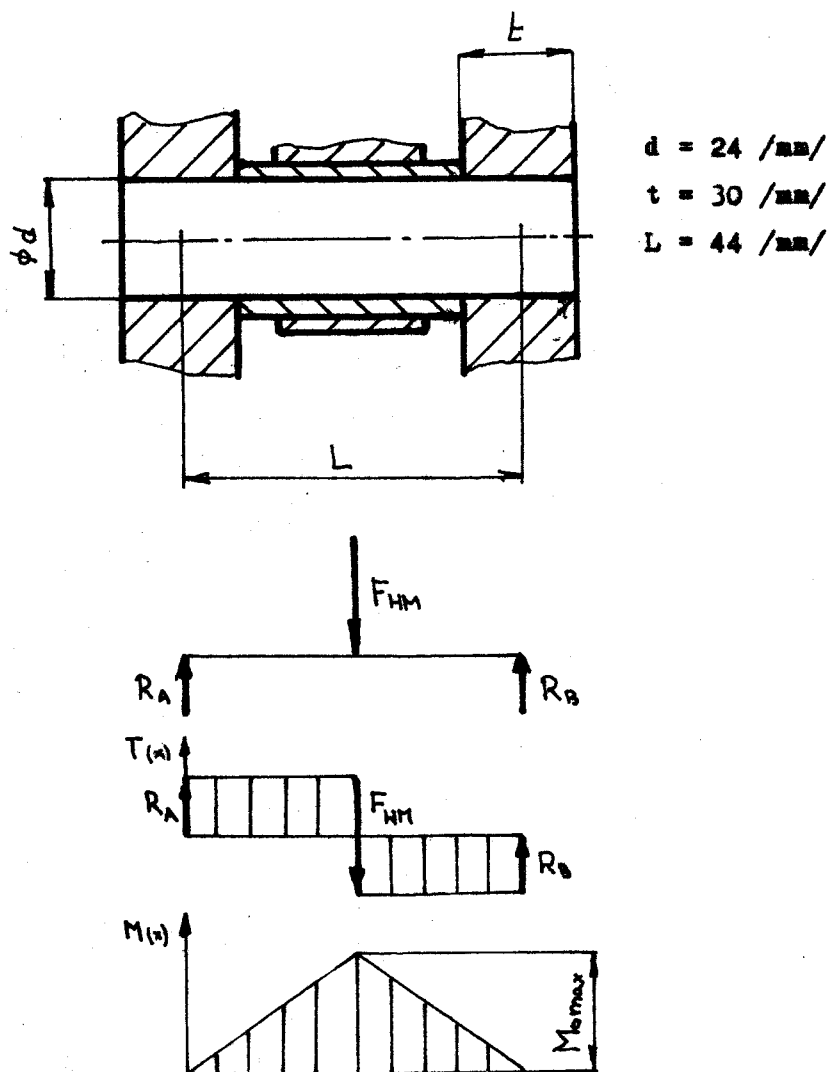
/47/

kde: $k = 1,12$ bezpečnost

$$M_y = 1,12 \cdot 41 \cdot 136 \cdot 60 \cdot 10^{-3} = 296,2 \text{ /Nm/} < M_D \text{ /vyhovuje/}$$

4.4.4 Čep B + C -kontrola

Výpočet provádím zjednodušeně, zaměřuji spojitě obťžení nosníku za osamělou sílu. Provádím to z toho důvodu, že existují vůle mezi pouzdry a čepem a materiál čepu i pouzder není absolutně tuhý. Pokud bych prováděl výpočet se spojitým namáháním, místo ohybu bych čep kontroloval na stříh. Protože smykové napětí vychází menší než ohybové, považuji za směrodatné čep kontrolovat na ohyb. Rozměry čepu jsou na obr.21.



obr.21

- výpočet reakcí;

$$R_A + R_B - P_{HM} = 0 \quad /48/$$

$$R_A = R_B = \frac{P_{HM}}{2} \quad /49/$$

$$R_A = R_B = \frac{45\,300}{2} = 22\,650 \text{ /N/}$$

Velikost materiálu 14 220: $\sigma_{Dt} = \sigma_{Do} = 200 \text{ /MPa/}$

$$P_D = 100 \text{ /MPa/}$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad /50/$$

kde;

$$M_o = R_A \frac{\pi L^3}{32} \quad /51/$$

$$M_o = 22\,650 \cdot 22 = 498\,300 \text{ /Nmm/}$$

$$W_o = \frac{\pi d^3}{32} \quad /52/$$

- po dosazení vztahu /52/ do /50/ a po následné úpravě dostaneme, že průměr d je;

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} \quad /53/$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 498\,300}{\pi \cdot 200}} = 29,38 \text{ /mm/}$$

$$d \approx 30 \text{ /mm/}$$

- kontrola čepu po navrtání otvoru pro maznici $\phi \bar{d} = 6,6 \text{ /mm/}$, otvor vyvrtán podélně v ose čepu.

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o}$$

kde;

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d^4 - \bar{d}^4}{d} \quad /54/$$

- po úpravě dostaneme:

$$\sigma_o = \frac{32 \cdot M_o \cdot d}{\pi \cdot (d^4 - \bar{d}^4)} \leq \sigma_{Do} \quad /55/$$

$$\sigma_o = \frac{32 \cdot 498\,300 \cdot 30}{\pi \cdot (30^4 - 6,6^4)} = 188,4 \text{ /MPa/} < \sigma_{Do} \text{ /vyhovuje/}$$

- kontrola na měrný tlak v uložení;

$$p = \frac{R_A}{d \cdot t}$$

/56/

$$p = \frac{22.650}{30 \cdot 30} = 25,16 \text{ /MPa/} < p_D \text{ /vyhovuje/}$$

- kontrola pod okem hydromotoru;

$$p = \frac{F_{HM}}{d \cdot l}$$

/57/

$$p = \frac{45.300}{30 \cdot 24} = 62,9 \text{ /MPa/} < p_D \text{ /vyhovuje/}$$

4.4.5 Čep - D - kontrola

Schéma čepu stejné jako na obr.21, pouze jsou jiné rozměry:

$$L = 55 \text{ /mm/}$$

$$t = 15 \text{ /mm/}$$

Síla F_{HM} odpovídá síle $F_{VH} = 4.530 \text{ /N/}$.

- výpočet reakcí dle vztahu /49/:

$$R_A = R_B = \frac{F_{VH}}{2}$$

$$R_A = R_B = \frac{4.530}{2} = 2.265 \text{ /N/}$$

Volím materiál 12 050 kde: $\sigma_{Dt} = \sigma_{Do} = 155 \text{ /MPa/}$

- M_0 ze vztahu /51/:

$$M_0 = 2.265 \cdot \frac{55}{2} = 62.287,5 \text{ /Nmm/}$$

$$p_D = 80 \text{ /MPa/}$$

- výpočet průměru hřídele dle vztahu /53/:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 62.287,5}{\pi \cdot 155}} = 15,9 \text{ /mm/}$$

volím $\phi d = 25 \text{ /mm/}$

- kontrola čepu po navrtání otvoru pro maznici / $\phi d = 6,6 \text{ /mm/}$

Výpočet provedu dle vztahu /55/.

$$\sigma_o = \frac{32 \cdot 62.287,5 \cdot 25}{\pi / 25^4 - 6,6^4} = 40,8 \text{ /MPa/} < \sigma_{Do} \text{ /vyhovuje/}$$

- kontrola pro měrný tlak v uložení dle vztahu /56/:

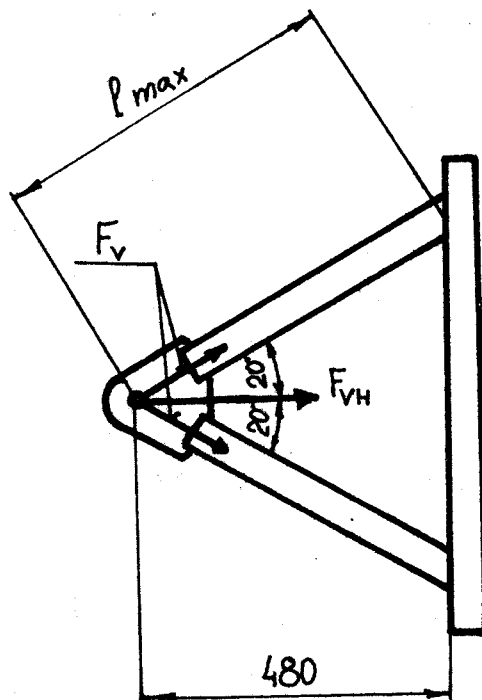
$$p = \frac{2.265}{25 \cdot 15} = 6,04 \text{ /MPa/} < p_D \text{ /vyhovuje/}$$

- kontrola pod ramenem dle vztahu /57/

$$p = \frac{4\,530}{25 \cdot 40} = 4,53 \text{ /MPa/} < p_D \text{ /vyhovuje/}$$

4.4.6 Vysouvací tyče

Vysouvací tyče jsou namáhány na vzpěr a ohyb. Z hlediska namáhání jsem zvolil dvě tyče pro každé vysouvací rameno. Profil tyčí jsem zvolil jako čtvercový o rozměru 50 x 50 / ČSN 42 6935/. Schema vysouvacích tyčí na obr.22.



obr.22

$$l_{\max} = 480 \frac{1}{\cos 20^\circ} = 511 \text{ /mm/}$$

/58/

Pro rozložení síly F_{VH} do jednotlivých tyčí dostanu síly namáhající tyče na vzpěr a ohyb. Síly, které tyče ohýbají jsou zanedbatelné vůči silám, které způsobují vzpěr, proto je v dalším výpočtu zanedbám.

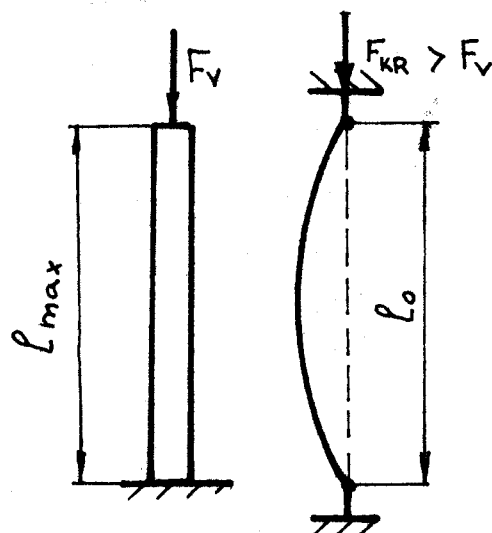
$F_{VH} = 4\,530 \text{ /N/}$ maximální vysouvací síla

$$F_V = \frac{1}{2} \cdot F_{VH} \cdot \frac{1}{\cos 20^\circ}$$

/59/

$$F_V = \frac{1}{2} \cdot 4530 \cdot \frac{1}{\cos 20^\circ} = 2\,420,4 \text{ /N/}$$

- kontrola - schéma obr.23:



obr.23

U kontroly na vzpěr musíme určit, zda budeme počítat dle Eulera nebo Tetmajera. Podle Tetmajera budeme počítat pokud

kde: λ štíhlost prutu

λ_m mezí štíhlost /ocel 90 + 105/

$$\lambda_m = \sqrt{\frac{E}{\sigma_v}}$$

/60/

kde: E.....modul pružnosti v tahu

σ_v napětí ve vzpěru

Pro materiál 11 500: $E = 2,1 \cdot 10^5$ /MPa/

$\sigma_v = 400$ /MPa/

$$\lambda = \frac{l_0}{i} = \frac{l_{max}}{2i}$$

/61/

kde: l_{max} délka prutu

l_0 redukována délka prutu / $l_0 = \frac{l_{max}}{2}$ //

ipoloměr setrvačnosti plochy S

Pro náš zvolený profil máme tyto hodnoty:

$$S = 529,5 \text{ /mm}^2/$$

$$J_{min} = 18,921 \cdot 10^4 \text{ /mm}^4/$$

$$i = 18,9$$

$$W = 7,569 \cdot 10^3 \text{ /mm}^3/$$

- podle vztahu /61/:

$$\lambda = \frac{511}{2 \cdot 18,9} = 13,5$$

- podle vztahu /60/:

$$\lambda_m = \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 10^5}{480}} = 65,71$$

$$\lambda < \lambda_m - \text{výpočet dle Tetmajera}$$

Kritická síla dle Tetmajera:

$$F_{KR} = S \cdot \sigma_{KR}$$

/62/

kde: σ_{KR} kritické napětí

Pro nepružný vzpěr platí :

$$\sigma_{KR} = 335 - 0,62\lambda \text{ /to však platí pro } \lambda > 60/$$

Naše λ je menší a proto platí, že $\sigma_{KR} = 270 \text{ /MPa/}$.

$$F_{KR} = 529,5 \cdot 270 = 142,97 \text{ /kN/}$$

Skutečná síla:

$$\dot{F}_{KR} = \frac{F_{KR}}{K}$$

/63/

kde: Kbezpečnost proti vybočení /2 ≠ 40/

$$K = 5 \text{ volím}$$

$$\dot{F}_{KR} = \frac{142,97}{5} = 28,59 \text{ /kN/}$$

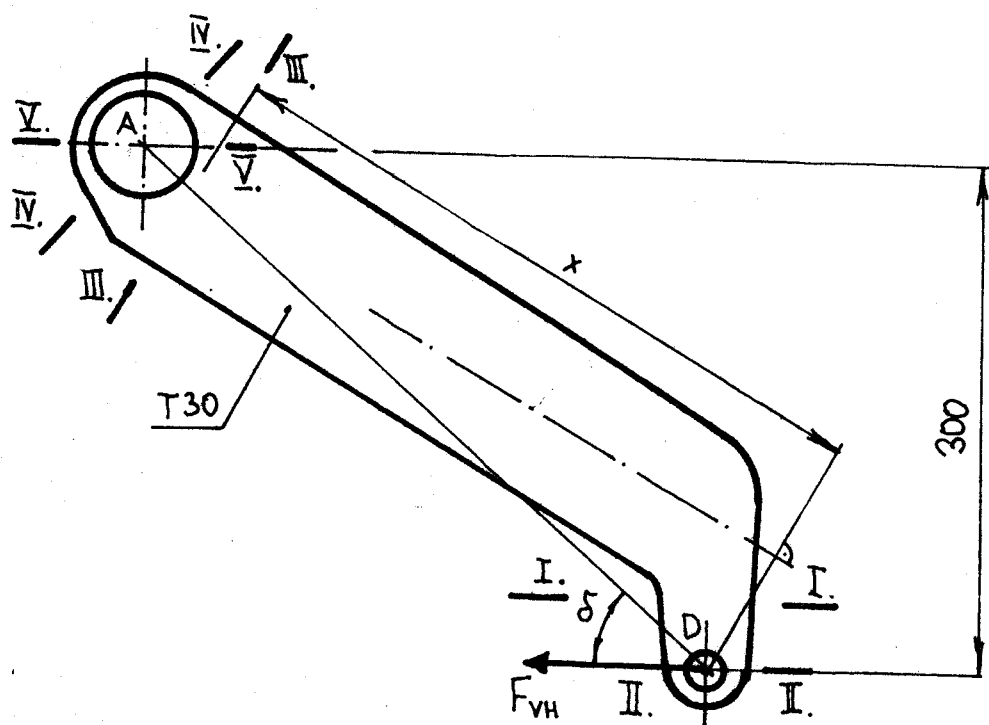
$$\dot{F}_{KR} > \dot{F}_{vy} \text{ /vyhovuje/}$$

4.4.7 Nameno

Volení materiál: 11 343 / $\sigma_{Pt} = 340 \text{ /MPa/}$, $\sigma_{Kt} = 180 \text{ /MPa/}$, $\sigma_{Dt} = 80 \text{ /MPa/}$,

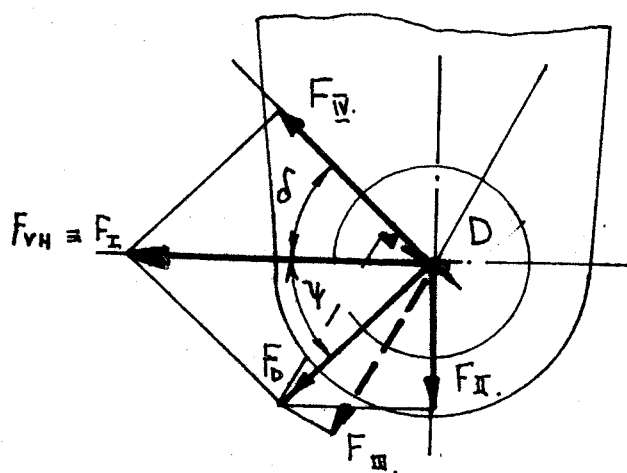
$$\sigma_{Do} = \sigma_{Dt} //$$

Sehena páky je na obr.24:

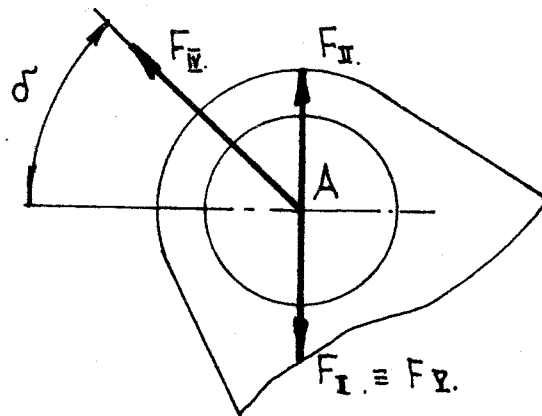


obr.24

Rozklady sil v bodech A a D jsou provedeny na obr.26 a obr.25.



obr.25



obr.26

Výpočet sil:

$$\underline{F_{VI} = F_I = 4\,530 \text{ /N/}}$$

$$F_{II} = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{KAN}}{d} \cdot \cos 36^\circ$$

$$F_{II} = \frac{2\,726 \cdot 10^3}{500 \cdot 2} \cdot \cos 36^\circ = 2\,205,3 \text{ /N/}$$

$$\underline{F_{II} = 2\,205,3 \text{ /N/}}$$

$$F_{III} = \frac{M_{KAN}}{2 \cdot d} \cdot \sin 84^\circ$$

$$F_{III} = \frac{2\,726 \cdot 10^3}{2 \cdot 500} \cdot \sin 84^\circ = 2\,711 \text{ /N/}$$

$$\underline{F_{III} = 2\,711 \text{ /N/}}$$

$$F_{IV} = \frac{M_{KAN}}{2 \cdot d} \cdot \frac{\cos 54^\circ}{\cos 36^\circ}$$

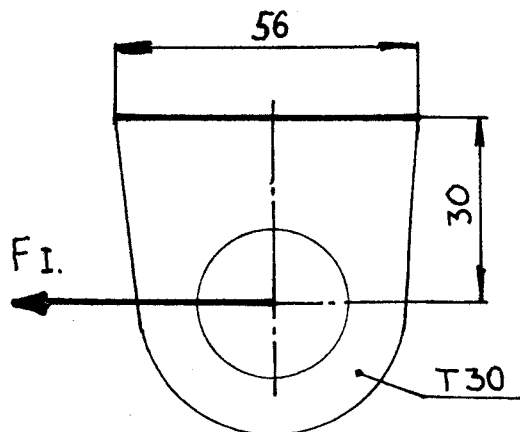
$$F_{IV} = \frac{2\,726 \cdot 10^3 \cdot \cos 54^\circ}{2 \cdot 500 \cdot \cos 36^\circ} = 1981 \text{ /N/}$$

$$F_{IV} = 1981 \text{ /N/}$$

$$\underline{F_V = F_{II} = 2\,205,3 \text{ /N/}}$$

Kontrola:

ŘEZ I - I



obr.27

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o}$$

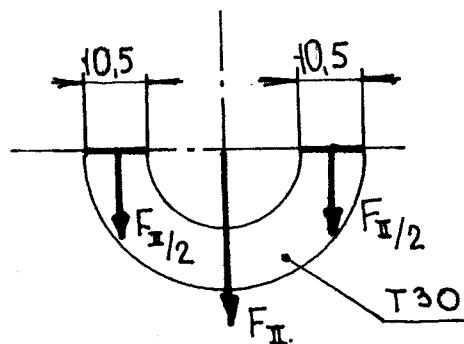
/64/

kde: $M_o = F_I \cdot 30 = 4\,500 \cdot 30 = 135,9 \text{ /Nm/}$

$$W_o = \frac{1}{6} \cdot 30 \cdot 56^2 = 15\,680 \text{ /mm}^3/$$

$$\sigma_o = \frac{135,9 \cdot 10^3}{15\,680} = 8,66 \text{ /MPa/} < \sigma_{Do} \text{ /vyhovuje/}$$

ŘEZ II - II



obr.28

$$\sigma_T = \frac{F}{S}$$

/65/

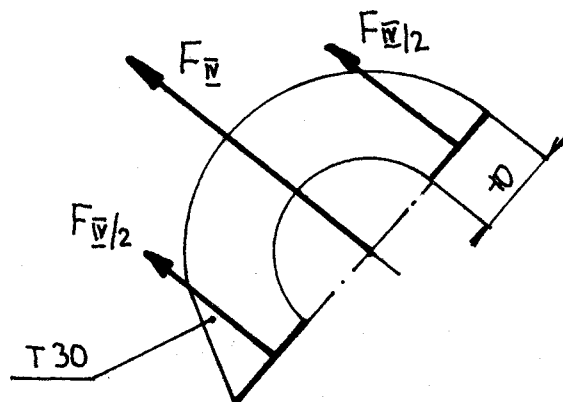
$$\sigma_T = \frac{2\,205,3}{10,5 \cdot 30 \cdot 2} = 3,5 \text{ /MPa/} < \sigma_{Dt} \text{ /vyhovuje/}$$

ŘEZ III - III

Rameno namáháno ohybem od síly F_{III} . Dle vztahu /64/ kontrolujeme na ohyb.

$$\sigma_o = \frac{6 \cdot 2 \cdot 711 \cdot 460}{90^2 \cdot 30} = 30,8 \text{ /MPa/} < \sigma_{Do} \text{ /vyhovuje/}$$

ŘEZ IV - IV

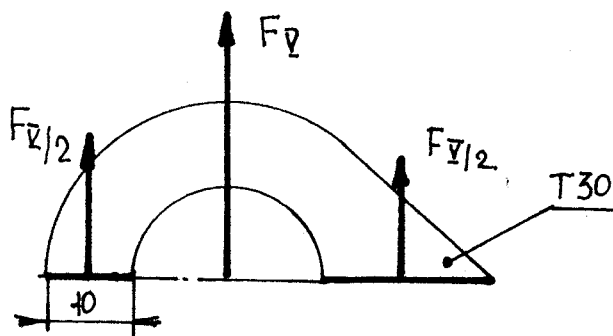


obr.29

Počítáno dle vztahu /65/

$$\sigma_T = \frac{F_{IV}}{2 \cdot s} = \frac{1 \ 981}{2 \cdot 10 \cdot 30} = 3,3 \text{ /MPa/} < \sigma_{Dt} \text{ /vyhovuje/}$$

ŘEZ V - V

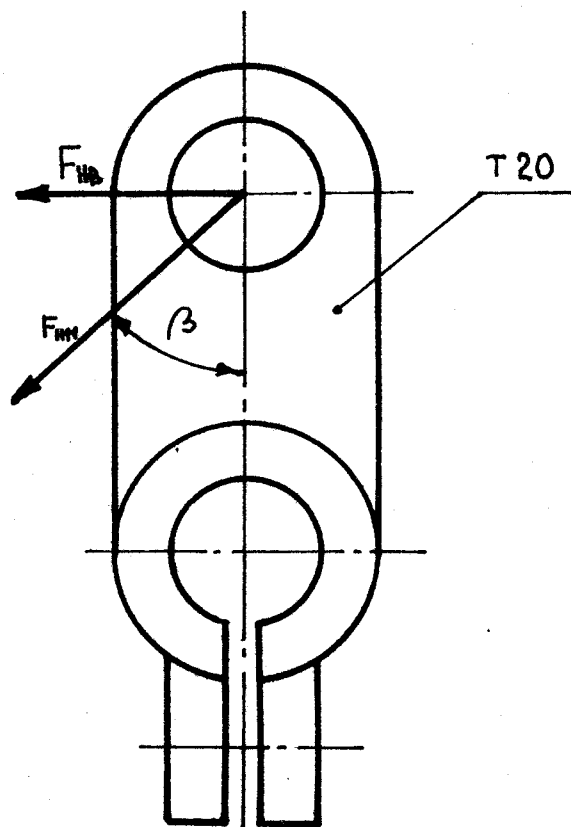


obr.30

Počítáno dle vztahu /65/ a kontrolujeme menší plochu.

$$\sigma_T = \frac{F_V}{2 \cdot s} = \frac{2 \ 205,3}{2 \cdot 10 \cdot 30} = 3,68 \text{ /MPa/} < \sigma_{Dt} \text{ /vyhovuje/}$$

4.4.8 Kontrola vysuvací páky a uložení čepu HM.



obr.31

$$F_{HB} = F_{HM} \cdot \sin \beta = 45\,300 \cdot \sin 37^\circ = 27\,262,2 \text{ /N/}$$

Kontrola oka na ohyb dle vztahu /64/:

$$\sigma_{\bullet} = \frac{6 \cdot 27\,262 \cdot 100}{2 \cdot 20 \cdot 80^2} = 63,9 \text{ /MPa/} < \sigma_{Do} \text{ /vyhovuje/}$$

Kontrola svaru: $\tau_{SVD} = 30 \text{ /MPa/}$

materiál oka 12 050 $\sigma_{Do} = 150 \text{ /MPa//}$

$$\tau_{||} = \frac{F_{HB}}{S_{SV}}$$

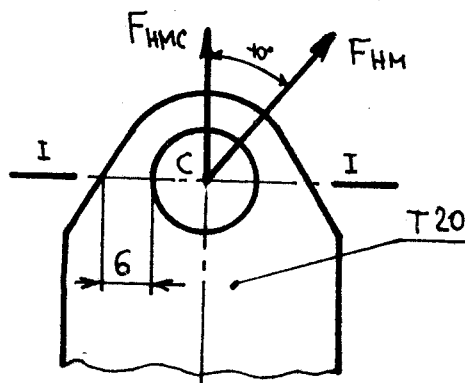
/66/

kde: S_{SV}ploch svaru

$$\tau_{||} = \frac{27\,262}{\frac{\pi \cdot d \cdot 0,7 \cdot 5}{2}} = 30,9 \text{ /MPa/} < \tau_{SVD} \text{ /vyhovuje/}$$

Kontrola uložení spodního čepu hydromotoru obr.32.

- materiál oka 11 373 $\sigma_{Dt} = 150 \text{ /MPa//}$



obr.32

Počítáno dle vztahu /65/

$$F_{HMC} = F_{HM} \cdot \cos 10^\circ$$

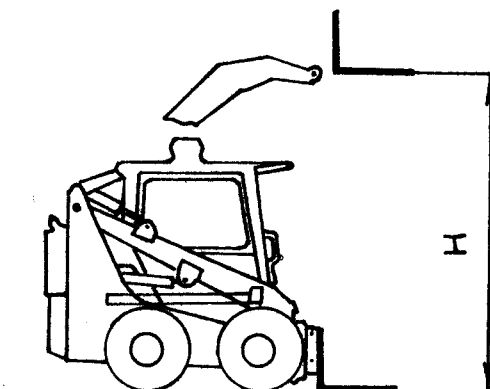
/67/

$$F_{HMC} = 45\,300 \cdot \cos 10^\circ = 44\,611,8 \text{ /N/}$$

$$\sigma_T = \frac{44\,612}{20 \cdot 2 \cdot 6} = 32,9 \text{ /MPa/} < \sigma_{Dt} \text{ /vyhovuje/}$$

5. HYDRAULIKA ZAJIŠŤUJÍCÍ VYSOUVÁNÍ DESKY

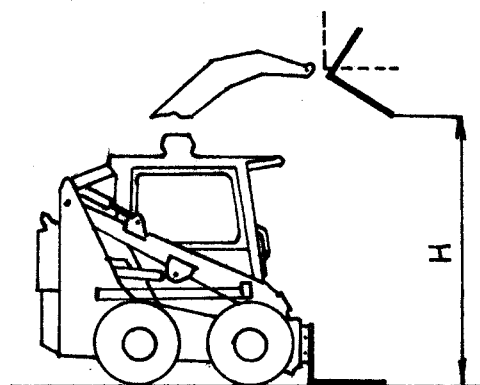
Na výkrese KSD 192 - 0.13 a KSD 192 - 023 je návrh na vedení hydraulických tlakových hadic. Jsou použity pružné hadice s armováním [6].



H - maximální stohovací výška

Nakládací plošina s nuceným vyprazdňováním

/pro vyprázdnění není nutno plošinu sklápět/



H - maximální stohovací výška

Nakládací plošina bez nuceného vyprazdňování

/pro vyprázdnění je nutno plošinu sklopit/

obr.33

ZÁVĚR

Nástroj, který je řešen v této diplomové práci doplní přídatné pracovní zařízení UNC 060.

V diplomové práci je nástroj vyřešen konstrukčně a z části je provedena výpočtová pevnostní kontrola částí, které jsou nezbytné pro konstrukční provedení.

U další části práce by bylo třeba ještě pevnostně zkontrolovat základní rám nástroje, který je řešen jako svařenec a vysouvací desku nástroje, která je řešena také jako svařenec.

Nástroj je řešen tak, aby byl snadno výrobitelný pomocí základního strojního zařízení, které má ve své výbavě každý menší závod či JZD. Celý nástroj je konstruován z domácích materiálových i součástkových zdrojů včetně hydraulického obvodu.

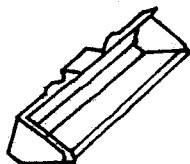
Plošina s automatickým vyprazdňováním či bez něj má význam především v zemědělství. Automatické vyprazdňování se uplatní hlavně při manipulaci s takovým materiálem jako je zemina, hnůj, siláž, atd. Nechá se uplatnit např. při stohování těchto materiálů, čímž dochází k úsporám skladovacích ploch. Plošina bez automatického vyprazdňování je konstrukčně velmi jednoduchá a nenáročná na výrobní zařízení. Lze ji uplatnit všude tam, kde by automatické vyprazdňování mohlo poškodit přepravovaný materiál. Pokud použijeme plošinu s automatickým vyprazdňováním, můžeme docílit větší výšky stohování, viz. obr. 13. Tato plošina je však výrobně i materiálově náročnější.

Význam nástroje spočívá nejen v tom, že rozšiřuje řadu doplňkových zařízení ke kolovému nakladači UNC 060, ale též zvyšuje univerzálnost a možnost nasazení tohoto kolového nakladače.

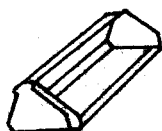
SEZNA POUŽITÉ LITERATURY

1. Doc. Ing. O. Červinka, CSc. a kol. : Pohonné jednotky - 1. díl VŠST Liberec 1985
2. Ing. M. Polcar: Mechanika I - Statika VŠST Liberec 1982
3. Doc. RNDr. R. Stříž, CSc.: Pružnost a pevnost I, II VŠST Liberec 1983
4. P. Vávra a kol.: Strojnické tabulky SNTL 1983
5. K. Koubek: Pracovní nástroj k délkově přestavitelným nakládacím zařízením koleových nakladačů /diplomová práce/ VŠST Liberec 1988
6. Katalog hydraulických prvků /Technometra/ Praha 1981

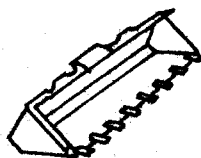
PŘÍLOHA 8.1



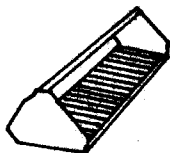
Lopata na lehké hmoty



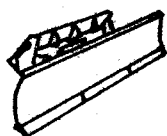
Bezsubá lopata



Zubová lopata



Rošťová lopata



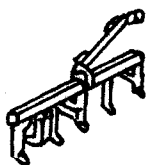
Výkyvná radlice



Vidle s přidržovačem



Paletizační vidle



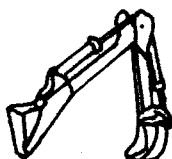
Kypříč



Vrtací zařízení



Drapák

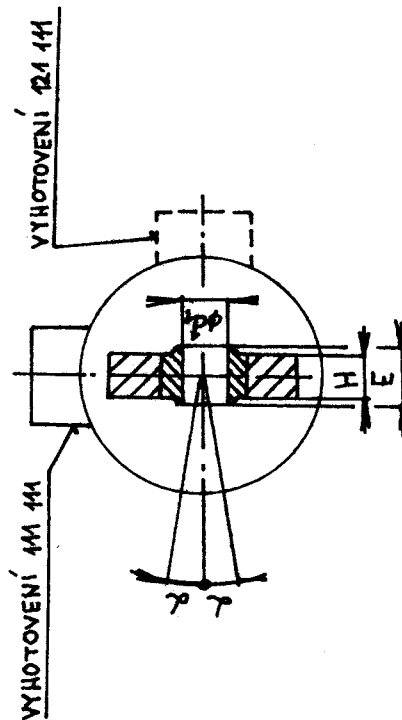
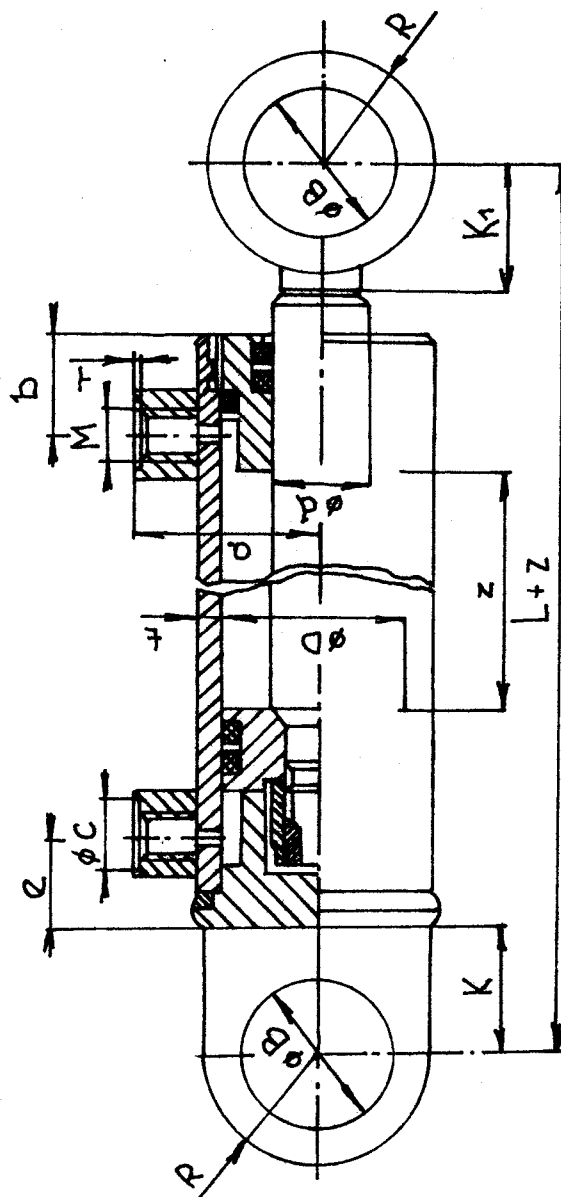


Návesný pedkop



Drenážní lopata

PŘÍLOHA 8.2



X - ϕ válec

Y - ϕ pístnice

Z - pořadové číslo

X	Y	Doporučené zdvihy										
		63	80	100	125	160	200	250	320	400	500	630
40	22		•	•	•	•	•	•	•			
50	25		•	•	•	•	•	•	•	•		
63	32			•	•	•	•	•	•	•	•	
80	40				•	•	•	•	•	•	•	•

Rozměrová tabulka řady HM									
Z	Zákl. rozměry				Vedlejší rozměry				
	DH9	df9	t	L	a	b	EW7	H	e
40	40	22	5	152	39	27,5	35	12,5	27
50	50	25	6	177	49	40	42	16,6	31,5
63	63	32	7	185	56,5	42	42	16,6	35
80	80	40	8	205	67	46	47	18,6	38

Z	Zástavbové rozměry						
	M5d	C	E+2	K	K ₁	R	d ₁
40	16x1,5	20	16	31	29	27	20
50	22x1,5	27	20	36	34	32,5	25
63	22x1,5	27	20	38	38	38	25
80	27x2	32	22	42	42	40,5	30

Číslo části	Název - rozměr	Polohová určení	Mat. značka	Velikost části	Číslo části	Číslo části	Číslo části	Číslo části
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	TR # 3x100x60 - 1700	ČSN 42 6936	H 373		007			1
2	TR # 3x100x60 - 590	ČSN 42 6936	H 373		007			2
2	TR # 3x100x60 - 590	ČSN 42 6936	H 373		007			3
2	TR # 3x70x50 - 620	ČSN 42 6936	H 373		007			4
2	TR # 3x70x50 - 386	ČSN 42 6936	H 373		007			5
2	P20 x 100 x 706	ČSN 42 6936	H 373		007			6
2	P16 x 80 x 70	ČSN 42 6936	H 373		007			7
2	φ 80 x 100	ČSN 42 5540	H 373		007			8
2	P6 x 98 x 374	ČSN 42 5340	H 373		007			9
2	P6 x 98 x 80	ČSN 42 5340	H 373		007			10
2	P6 x 50 x 50	ČSN 42 5340	H 373		007			11
2	φ 30 x 90	ČSN 42 5540	H 373		007			12
2	φ 44 x 70	ČSN 42 5540	H 373		007			13
2	P4 x 120 x 50	ČSN 42 5340	H 373		007			14
1	P40 x 1700 x 1040	ČSN 42 5340	H 373		007			15
2	P40 x 680 x 1040	ČSN 42 5340	H 373		007			16
2	P20 x 100 x 120	ČSN 42 5340	H 373		007			17
2	P40 x 60 x 1040	ČSN 42 5340	H 373		007			18
2	φ 44 x 20	ČSN 42 5540	H 373		007			19

M. Flekal
 N
 43.5 1985

ODDĚLENÝ
 KUSOVNÍK

KSD 192 - 3.00

usů	Název - rozměr	Polotovár	Mat. kosočiny	Mat. číslo	Kč odp.	Č. materiálu	vyřiz.	Pos.
1								
2	ČEP $\phi 30 \times 45$	ČSN 42 6510	14 220		021			1
2	ZA'VLAČKA 8 $\times$ 40	ČSN 02 2040						2
1	HM 80/40/160	111 111 TPHM 1-9-8144						3
2	SPOJKA Js 15	ČSN 43 7720						4
2	KROUŽEK 27 $\times$ 32	ČSN 02 9310.4						5
2	SPOJKA Js 15	ČSN 43 7720						6
4	HADICE	ČSN 43 7822.3						7

N M. Flešal

N

ODDĚLENÝ
KUSOVNÍK

KSD 192-4.00

2	TR # 70 * 50 * 3	ČSN 42 6936 H 373
2	TR # 70 * 50 * 3	ČSN 42 6936 H 373
2	TR # 70 * 50 * 3	ČSN 42 6936 H 373
2	P 6 * 616 * 860	ČSN 42 5310 H 373
	P 6 * 1700 * 890	ČSN 42 5310 H 373
	DIC 1700 * 50	ČSN 42 5310 H 373
	80 * 62	ČSN 42 5310 H 373
	P 6 * 144 * 374	ČSN 42 5310 H 373
	P 6 * 50 * 50	ČSN 42 5310 H 373
	φ 32 * 80	ČSN 42 5510 H 373
	P 6 * 384 * 120	ČSN 42 5310 H 373
	P 10 * 1700 * 600	ČSN 42 5310 H 373
	P 10 * 810 * 60	ČSN 42 5310 H 373

007
007
007
007
007
007
007
007
007
007
007
007
007
007
007

1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13

1	RÁM	SVARĚNEC			KSD 192-0.41	1
1	VYSOUVACÍ DESKA	SVARĚNEC			KSD 192-0.42	2
1	DESKA P8-1690-660	ČSN 42 5310	11 373	007		3
1	PÁKA	SVARĚNEC				4
2	PÁKA	SVARĚNEC				5
1	HŘÍDEL $\phi 60 \times 620$	ČSN 42 6510	14 220	021		6
2	ČEP $\phi 40 \times 100$	ČSN 42 6510	14 220	021		7
3	POUZDRO $\phi 50 \times 15$	ČSN 42 5510	11 500	001		8
1	PODLOŽKA 31	ČSN 02 1702				9
2	P 8 $\times$ 120 $\times$ 40	ČSN 42 5310	11 500	001		10
1	POUZDRO $\phi 40 \times 14$	ČSN 42 5510	11 500	001		11
1	POUZDRO $\phi 50 \times 30$	ČSN 42 5510	11 500	001		12
3	POUZDRO $\phi 70 \times 40$	ČSN 42 5510	11 500	001		13
1	VÍKO $\phi 75 \times 4$	ČSN 42 5510	11 500	001		14
	ŠROUB M12 $\times$ 40	ČSN 02 1101				15
	ŠROUB M12 $\times$ 30	ČSN 02 1101				16
	ŠROUB M20 $\times$ 50	ČSN 02 1101.51				17
	PODLOŽKA 12	ČSN 02 1740				18
	PODLOŽKA 12	ČSN 02 1740				19
	PODLOŽKA 20	ČSN 02 1740				20
	M. Flebal					

13.5 1989

ODDĚLENÝ
KUSOVNÍK

KSD 192-2.00

	Název součásti	Číslo součásti	Materiál	Množství	Cena	
2	ČEP $\phi 30 \times 115$	ČSN 42 6510	14 220		021	1
2	ZA'VLAČKA 8 $\times$ 40	ČSN 02 2010				2
1	HM 801401160	111 111 TPM 1-9-8141				3
2	SPOJKA Js 15	ČSN 13 7720				4
2	KROUŽEK 27 $\times$ 32	ČSN 02 9310.4				5
2	SPOJKA Js 15	ČSN 13 7720				6
4	HADICE	ČSN 13 7822.3				7

M. Flekal

N

ODDĚLENÝ
KUSOVNÍK

KSD 192-4.00

1	Název - Popis	Ročník	Stránka	Číslo	Číslo	Číslo
2	ČEP 30 x 115	ČSN 42 6510	14 220	021		1
2	ZA VLAČKA 8 x 40	ČSN 02 2010				2
1	HM 80/40/160	111 111 TPHM 1-9-8141				3
2	SPOJKA Js 15	ČSN 13 7720				4
2	KROUŽEK 27 x 32	ČSN 02 9310.4				5
2	SPOJKA Js 15	ČSN 13 7720				6
4	HADICE	ČSN 13 7822.3				7

M. Flekal

N

ODDĚLENÝ
KUSOVNÍK

KSD 192-4.00