

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DILA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

pro **Radovan H a v l í n**
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: **Nakládací lopata kolového nakladače
s bočním vyklápěním**

Zásady pro vypracování:

1. Proveďte teoretický rozbor činnosti kolového nakladače, vybaveného nakládací lopatou s bočním vyklápěním; zaměřte se zejména na změny, které přináší toto řešení oproti lopatě s čelním vyklápěním (konstrukční hlediska, provozní vlastnosti, namáhání významnějších prvků a skupin pracovního mechanismu).
2. Vypracujte návrhy možných řešení nakládací lopaty s bočním vyklápěním pro nakladač KNB 250.
3. Proveďte kritické posouzení navržených řešení; zvolenou variantu konstrukčně zpracujte a tento návrh doložte podrobnou výkresovou a výpočtovou dokumentací.
4. Proveďte ekonomické posouzení navrženého řešení.

V 112/89 S
VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 8
PSČ 461 17

coo 40 stran textu vč. obrázků a výpočtové části
Rozsah grafických prací: Sestava, výkresy významnějších uzlů, uspořádání
Rozsah průvodní zprávy: hydraulického systému pro ovládání pracovního
Seznam odborné literatury: nástroje
Přednášky a materiály k předmětu "Stroje a
zařízení pro průmyslovou dopravu II" - VŠST
Výkresové podklady k nakladači Stavostroj KNB 250

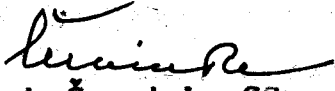
Vedoucí diplomové práce: Ing. Stanislav Beroun, CSc.

Konzultant: Ing. Ladislav Bartoníček

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. 1986

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci
nositelka řádu práce

Fakulta strojní
obor 23 - 20 - 8

Stroje a zařízení pro strojírenskou výrobu

zaměření

Stroje a zařízení pro průmyslovou dopravu

Katedra strojů průmyslové dopravy

Nakládací lopata kolového nakladače s bočním vyklápěním

KSD - 168

Radovan H a v l í n

Vedoucí práce: Doc.ing. Stanislav B e r o u n CSc
VŠST, Liberec

Konzultant: Ing. Ladislav B a r t o n í ě k
VŠST, Liberec

Rozsah práce

Počet stran	48
Počet tabulek	2
Počet obrázků	32
Počet výkresů	2
Počet jiných příloh	1

2. června 1989

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

V Liberci dne 1. června 1989.

Radovan H a v l í n
Radovan Havlík

Obsah

Použitá symbolika	strana 6
Úvod	7
1.0 Současný stav řešení čelních nakladačů s boč-	
ním vyprazdňováním	10
1.1 řešení s jedním válcem a čtyřmi čepy	10
1.2 řešení s jedním válcem a dvěma čepy	11
2.0 Časové rozborý pracovního cyklu nakladače	12
2.1 metoda klasická - čelní vyklápění	12
2.2 metoda bočního vyklápění	13
2.3 ekonomické hodnocení	14
2.4 kombinace metod bočního - čelního vyklápění	16
2.5 kombinace bočního vyklápění - zleva a zprava	17
2.6 celkové hodnocení časových rozborů	18
3.0 Popis konstrukce čelního kolového nakladače	
typ KNB 250	19
4.0 Požadavky výrobce	21
5.0 Předběžný návrh zařízení pro vyklápění lopaty	
do strany	22
6.0 Popis navrhovaného zařízení	23
6.1 provozní zámky	28
6.1.1 systém uzamykání dvojicí hydraulicko-pružino-	
vých zámků	29
6.1.2 systém uzamykání jedním oboustranným hydraulicko-	
pružinovým válcem	31
6.1.3 systém uzamykání jedním ve středu rámu svisle	
uloženým hydraulickopružinovým válcem a táhly	31
6.1.4 systém uzamykání využitím redukováného tlaku 1 MPa	34
6.1.5 způsoby uzamykání lopaty k rámu	35
7.0 Silové poměry při bočním vyklápění	36
7.1 Návrh hlavního hydraulického válce	37
7.1.1 průměr válce	37
7.1.2 vysunutí pístnice 1"	37
7.2 průběh vyklápěcí síly	38
8.0 Kontrola funkčních částí zařízení	40

8.1	kontrola odemčení zámků při prázdné lopatě	strana	40
8.2	kontrola čepů rámu pro boční vyklápění	strana	41
8.3	kontrola hlavních čepů pístnice		42
9.0	Hydraulický okruh		43
	Závěr		47
	Seznam použité literatury		48

Použitá symbolika

a	- nákladní automobil	
l	- vzdálenost těžiště od bodu otáčení	[mm]
Δl	- vysunutí pístnice pracovního válce	[mm]
Δl_z	- vysunutí čepu zámku	[mm]
r	- rameno vyklápěcího momentu	[mm]
n	- nakladač	
A	- místo nabírání materiálu	
C	- místo manévru otočení nakladače	
F_v	- síla působící od pracovního válce	[N]
F_r	- reakce v táhlech	[N]
F_z	- síla uzamýkání	[N]
F_o	- síla odemykání	[N]
HV	- hydraulický válec	
K	- kulisa	
L	- lopata	
R	- rám	
R_x	- reakce v čepích bočního vyklápění	[N]
δ	- úhel bočního vyklopení lopaty	[°]

ÚVOD:

Problematiku manipulace s materiálem v národním hospodářství v odvětvích stavebnictví, průmyslu zemědělství, lze charakterizovat například počtem pracovníků zabývajících se manipulací s materiálem v průmyslu. Tento počet je značně vysoký a některé údaje uvádí, že se pohybuje až kolem 40 procent z celkového objemu pracovníků.

Náklady na manipulaci s materiálem představují ve strojírenství přibližně 20% veškerých nákladů na zpracování. Na výrobu jedné tuny zboží připadá 100 - 185 tun přepraveného materiálu.

Z toho můžeme usuzovat, že modernizace a racionalizace v manipulaci s materiálem musí mít zákonitě příznivé ekonomické účinky.

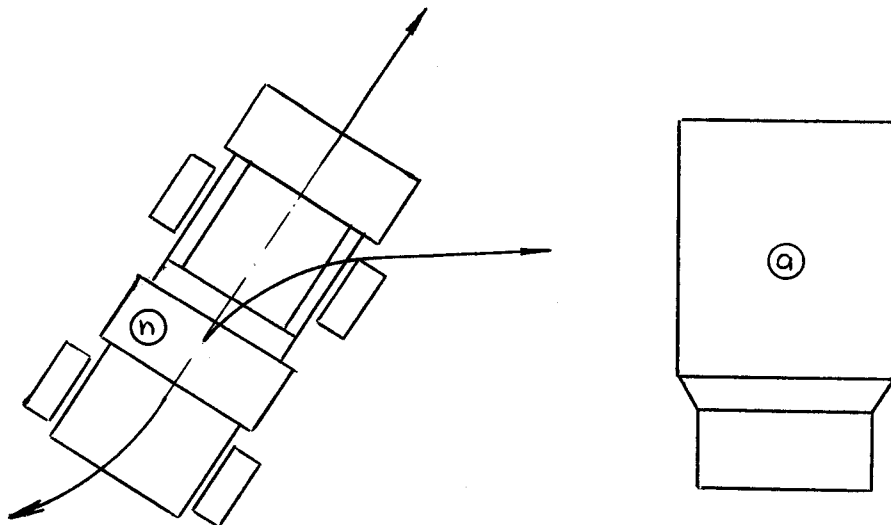
Značnou část z objemu manipulace s materiálem a dopravou představuje nakládka a vykládka materiálu a zboží. Zvláštní skupinu zařízení pro nakládku a vykládku tvoří nakladače. (Stroje pro nakládku sypkých a málo soudržných hmot, drobného a kusového materiálu apod...).

Tyto stroje slouží k odebírání materiálu volně loženého na skládce, popřípadě těženého přímo ze země a k jeho přemístění na manipulační nebo dopravní prostředek nebo i k dopravě tohoto materiálu na kratší vzdálenost.

V této diplomové práci se budu zabývat v souladu se zadáním, čelním lopatovým nakladačem KNB - 250. Tento nakladač se používá k terenním úpravám, k vykládce a nakládce sypkého materiálu, zeminy ap. (Dále popsáno v kapitole 3.0).

Při provedení nakladače s čelním vyprazdňováním zaujímá značnou část doby pracovního cyklu pojíždění nakladače z místa rozrušení a nabírání materiálu do místa vykládání na navazující dopravní prostředek. To znamená, že při mnoha pracovních cyklech, které nakladač musí provést, vzniká-

jí velké časové ztráty vzniklé pojížděním k vyklápěcímu místu.



obr.č. 1

Tuto nevýhodu čelních nakladačů odstraňuje řešení s lopatou pro boční vyprazdňování materiálu. Při použití této lopaty se zjednoduší pojíždění z místa rozrušení a nabrání materiálu do místa vyklápění nakladače na navazující dopravní prostředek. Tím dojde i k podstatnému zkrácení a zjednodušení nakládky a vykládky. Je-li dopravní množství u lopatových nakladačů dáno vztahem:

$$Q_v = V_o \cdot j \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

kde Q_v je teoretické dopravované množství materiálu

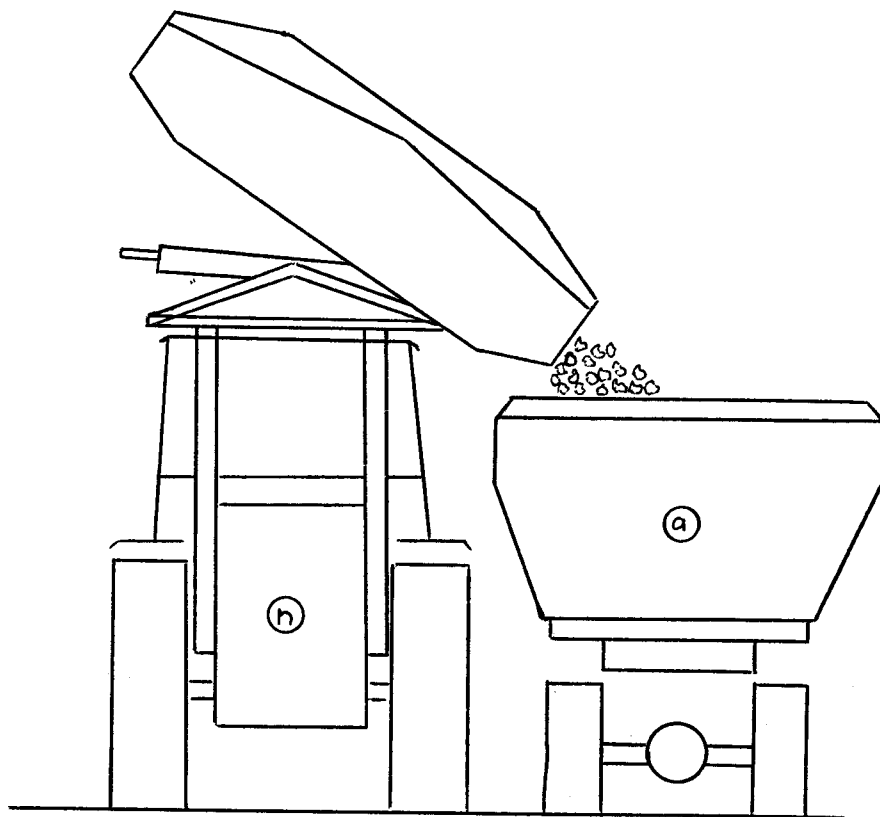
V_o je obsah lopaty

j je teoretický počet pracovních cyklů za hodinu,

lze při konstantním V_o a zvýšeném počtu pracovních cyklů zvýšit výkon nakladače.

Při řešení s bočním vyprazdňováním materiálu se čas na pojíždění nakladače zkracuje na minimum.

Boční vyprazdňování čelního nakladače:



obr.č. 2

Pojíždění při tomto řešení zahrnuje prakticky pouze pohyb stroje vpřed do místa nabrání materiálu do lopaty a pohyb vzad k navazujícímu dopravnímu prostředku bez stranového pohybu rejdových kol a vyjetí do strany. To znamená, že se podstatně méně namáhá skupina řízení a pneumatiky a v neposlední řadě i skupina pohonu, ještě více se zmenšuje prostor, ve kterém může nakladač vykonávat pracovní cyklus.

1.0 Současný stav řešení čelních nakladačů s bočním vyprazdňováním

V současné době se v ČSSR tento typ nakladače, respektive přídatného zařízení nevyrábí.

V zahraničí již toto řešení používá několik firem.
Např. rakouská firma VOEST - ALPINE

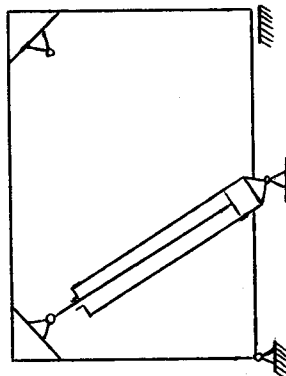
švédská firma LIBU

obě firmy používají obdobný výklápěcí mechanismus s jedním centrálním hydraulickým válcem pro boční vyklápění do obou stran. Existují i jiné varianty bočního vyprazdňování např.

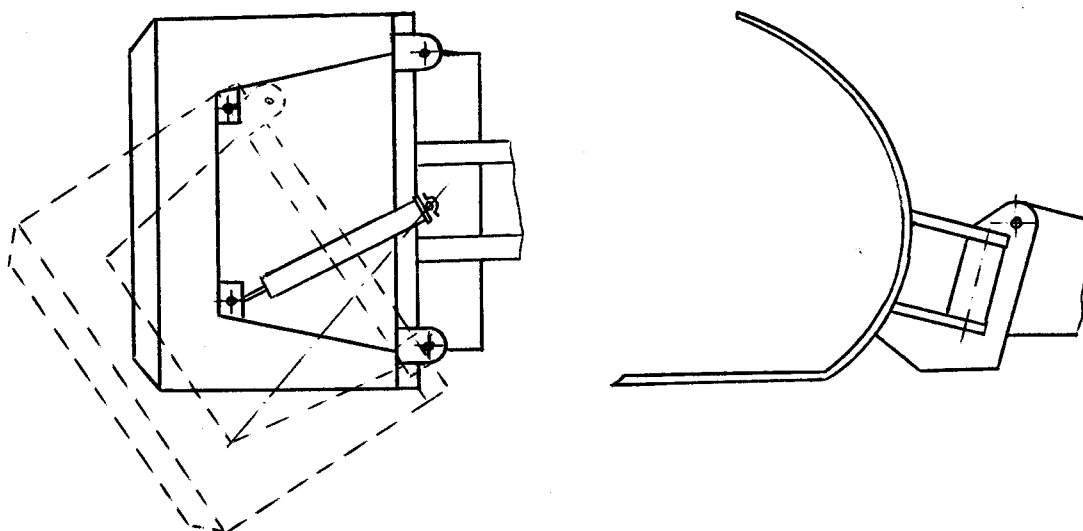
1.1 s jedním válcem a čtyřmi čepy

Toto řešení (obrázek číslo 3) bočního vyprazdňování obsahuje jeden reverzační hydraulický válec, který vyklápí lopatu pouze do jedné strany okolo čepu, jenž je zajištěn proti vysunutí.

Pro vyklápění do druhé strany se pístnice válce musí odpojit od lopaty a znovu upevnit do oka na opačné straně lopaty. Současně se musí uvolnit dosud zajištěný čep (bod okolo kterého se lopata otáčí) a zajistit čep volný.



obr.č.3a

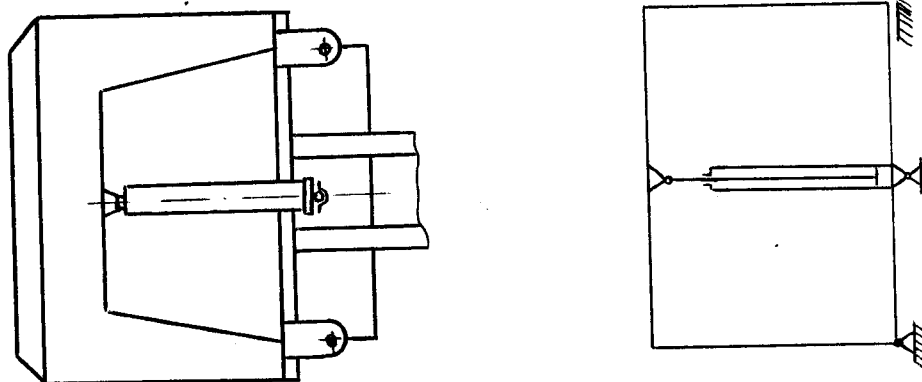


obr.č. 3b

1.2 s jedním válcem a dvěma čepy

Toto řešení vyklápěcího mechanismu nakladačů (obrázek č. 4) je obdobné. Hydraulický válec je na lopatě uchyten uprostřed, tzn., že pro změnu strany, do které je prováděno vyprazdňování je třeba zajistit pouze jeden čep a odjistit čep druhý.

Odjišťování čepů se provádí ručně. Nemožnost úplného ovládní pracovního nástroje z místa obsluhy (z místa obsluhy nelze volit - měnit stranu do které vyklápí), je pro naše řešení nevyhovující.



obr.č.4

2.0 Časové rozbor pracovního cyklu nakladače

Podle způsobu nakládky lze uvést čtyři možné způsoby práce KN s lopatou pro boční vyklápění.

2.1 klasická - čelní vyklápění

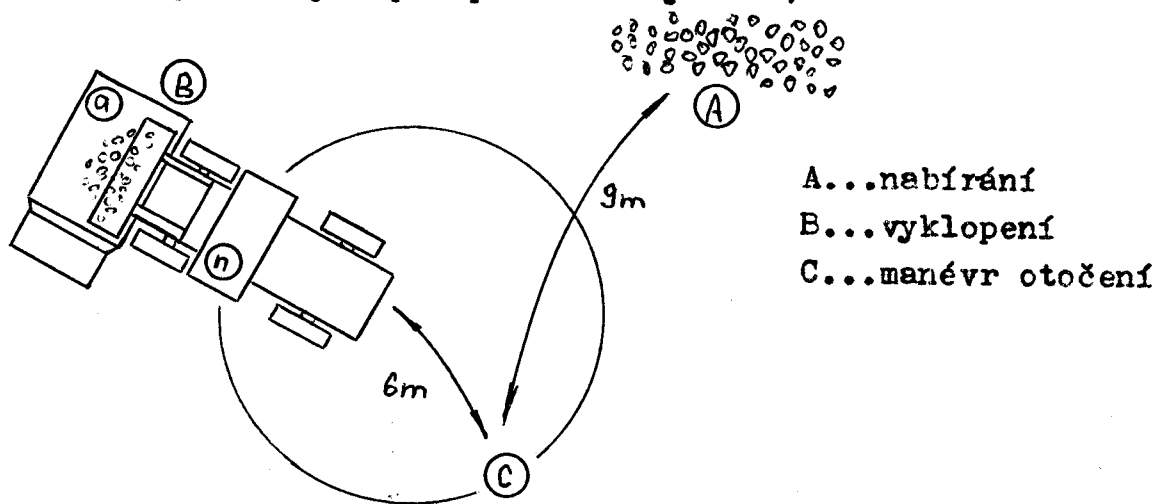
2.2 boční vyklápění

2.4 kombinace čelního a bočního vyklápění

2.5 kombinace bočního vyklápění - zleva a zprava

2.1. metoda klasická - čelní vyklápění

(údaje převzaty z prospektu firmy LIBU)



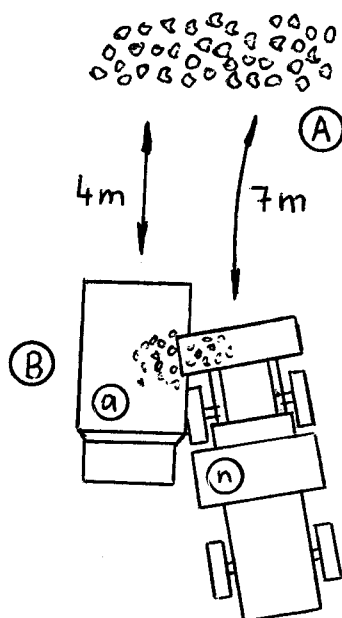
obr.č. 5

zpět:	A → C
	4 sec; 9 metrů
vpřed:	C → B
	4 sec; 6 metrů
vyprazdňování:	7 sec;
zpět:	B → C
	3 sec; 6 metrů
vpřed:	C → A
	4 sec; 9 metrů
<u>Nabírání:</u>	<u>8 sec</u>

Celý cyklus 30 sec; 30 metrů
 Pracovních cyklů
 - za minutu 2 cykly; 60 metrů
 - za prac. hodinu/ 50 minut/
 100 cyklů;
 - za rok/ 2 000 hodin/
 200 000 cyklů
 Ujetá vzdálenost:
 - za pracovní hodinu / 50 minut/
 3 000 metrů
 - za rok /2 000 hodin/
 6 000 000 metrů

2.2 metoda bočního vyklápění

(údaje převzaty z prospektů firmy LIBU)



A...nabírání
 B...vyklopení

obr.č. 6

zpět:

A → B

3 sec; 7 metrů

vpřed:

- -
 - -

vyklápění: 7 sec
zpět: - -
- -
vpřed: B → A
3 sec; 7 metrů
nabírání: 7 sec;

Celý cyklus 20 sec; 14 metrů

Pracovních cyklů:

- za minutu 3 cykly; 42 metrů
- za pracovní hodinu / 50 minut /
150 cyklů;
- za rok / 2 000 hodin /
300 000 cyklů

Ujetá vzdálenost:

- za pracovní hodinu / 50 minut /
2 100 metrů
- za rok / 2 000 hodin /
4 200 000 metrů

2.3 Ekonomické hodnocení

(údaje převzaty z prospektů firmy LIBU)

Srovnáním obou metod vyklápění

Úspory času a dráhy pojiždění při použití metody 2.2:

		A → B
zpět:		1 sec; 2 metry
	úspora	4 sec; 6 metrů
vpřed:	úspora	-
vyklápění:		3 sec; 6 metrů
zpět:	úspora	1 sec; 2 metry
vpřed:	úspora	1 sec; 2 metry
<u>nabírání:</u>	<u>úspora</u>	
Celý cyklus	úspora	10 sec; 16 metrů

Metodou bočního vyprazdňování se za jednu minutu dosáhne zrychlení nakládání o jeden cyklus, přičemž se při po-
jíždění ušetří 16 metrů tzn. 900 metrů za pracovní hodinu
/ 50 minut / a 1 800 km/rok / 2 000 hodin /. Dále metodou
bočního vyklápění nakladač provede o 100 000 cyklů více,
než nakladač s vyprazdňováním čelním.

Pořizovací náklady zařízení budou vyšší pouze o roz-
díl cen mezi lopatou s čelním vyklápěním a lopatou s boč-
ním vyklápěním. Přesto můžeme počítat s úsporami hodino-
vých provozních nákladů asi 30%. V neposlední řadě je ta-
ké nutno podotknout, že při bočním vyklápění jsou jedno-
dušším pojezdem nakladače mnohem méně namáhány podvozkové
skupiny, kola a skupina řízení.

Přes výhody, které řešení nakladače s bočním vyklápě-
ním nesporně přináší, jsou zde i nevýhody. Největší nevý-
hodou je zřejmě nerovnoměrné rozmístění vyklápaného mate-
riálu při výsypce na navazující dopravní prostředek. V na-
ších podmínkách, kdy bude nejčastěji materiál nakládán na
nákladní automobily T - 815, 148 nepřichází v úvahu, aby
byla tato vozidla nakládána z jedné strany zdůvodu jedno-
stranného zatížení automobilu. Proto budou muset být naklá-
dány buď z obou stran (jak znázorňuje obrázek číslo 8)
nebo kombinací obou způsobů - čelní i boční (jak znázor-
ňuje obrázek číslo 7). Lopata totiž při předpokládaném
objemu cca 2,6 až 3 m³ (dle LIBU) a uvažované měrné hmot-
nosti nabíraného materiálu 1 200 - 1 800 kg/m³ naloží oko-
lo 5 000 kg, tzn. dvě lopaty na jeden automobil. Proto se
domnívám, že tento způsob vykládání v našich podmínkách ne-
najde široké uplatnění, avšak při použití jiných dopravních
prostředků (větších) ano.

Z důvodů podrobnějšího posouzení všech kladů a zápo-
rů uvedených metod jsem se rozhodl ověřit ekonomické hod-
nocení v našich podmínkách. Jelikož nakládací (pracov-
ní) rychlosti jsou u většiny nakladačů u nás obdobné,
provedl jsem měření na nakladačích, které byly k dispozi-

ci v n.p. Uhelné sklady Liberec.

Jednalo se o nakladače UN - 053, MNK - 320. Hodnocení a měření jsem prováděl na těchto typech nakládky:

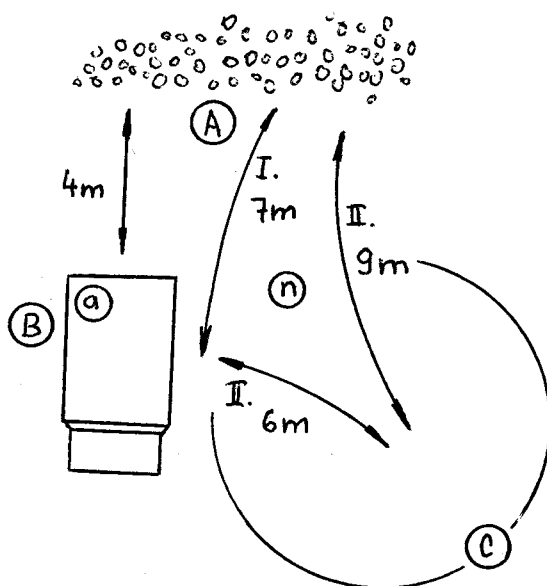
- 1) kombinace metod bočního - čelního vyklápění
(obrázek číslo 7)
- 2) kombinace bočního vyklápění - zleva a zprava
(obrázek číslo 8)

Vzhledem k tomu, že jsem použil jako navazující dopravní prostředek nákladní automobil T - 148, zvolil jsem tyto dvě metody, jelikož umožňují nejrovnoměrnější rozložení nakládaného materiálu.

2.4 kombinace metod bočního - čelního vyklápění

(měřeno - v n.p. Uhelné sklady Liberec r. 1988)

Cyklus zde představuje naložení dvou lopat, což je cca 10 000 kilogramů plný nákladní automobil s rovnoměrným rozložením materiálu.



A...nabírání
B...vyklopení
C...manévr otočení
(při II.cyklu)

obr.č. 7

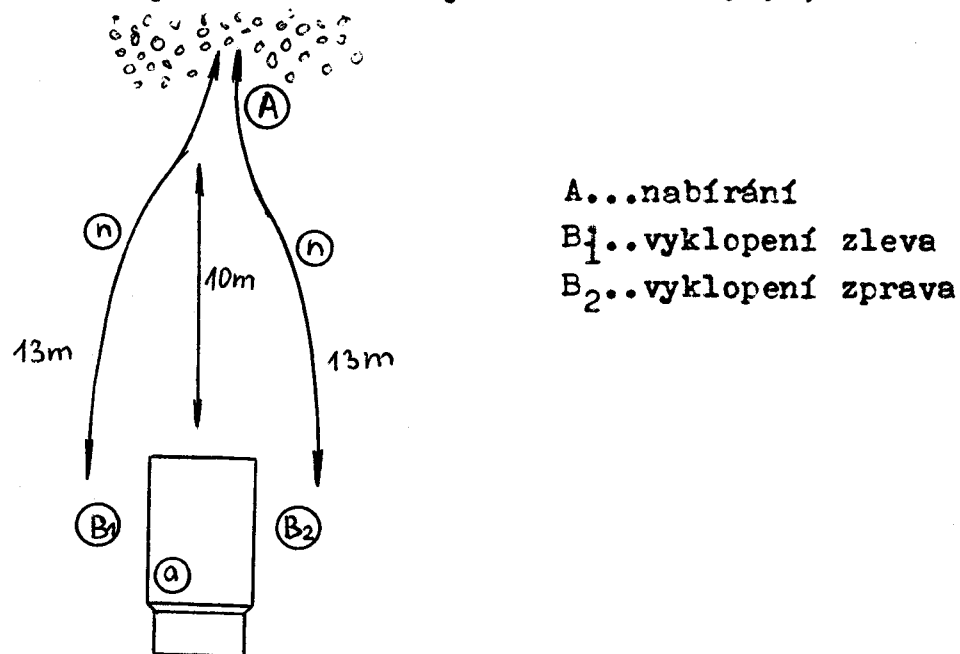
I. cyklus 20 sec; 14 metrů

II. cyklus 30 sec; 30 metrů

ujetá vzdálenost za minutu 52,8 metrů
 pracovních cyklů za minutu 2,4 cyklů
 za pracovní hodinu / 50 minut /
 120 cyklů
 za rok / 2 000 hodin /
 240 000 cyklů
 ujetá vzdálenost za pracovní hodinu / 50 minut /
 2 640 metrů
 za rok / 2 000 hodin /
 5 280 000 metrů

2.5 kombinace bočního vyklápění - zleva a zprava

(měřeno - v n.p. Uhlené sklady Liberec r. 1988)



obr.č. 8

zpět:

A → B_{1,2}

8 sec; 13 metrů

vpřed:

- -
- -

vyklápění:	7 sec;
zpět:	- -
	- -
vpřed:	$B_{1,2} \rightarrow A$
	8 sec; 13 metrů
<u>nabírání:</u>	<u>7 sec;</u>
Celý cyklus	30 sec; 26 metrů
Ujetá vzdálenost za minutu	52,0 metrů
Pracovních cyklů za minutu	2 cykly
	za pracovní hodinu / 50 minut /
	100 cyklů
	za rok / 2 000 hodin /
	200 000 cyklů
Ujetá vzdálenost za pracovní hodinu / 50 minut /	
	2 600 metrů
	za rok / 2 000 hodin /
	5 200 000 metrů

2.6 celkové hodnocení časových rozborů

Po srovnání metody čelního vyklápění (kapitola 2.1) a metod kombinací čelního - bočního vyklápění (kapitola 2.4) a bočního oboustanného (kapitola 2.5), je vidět, že při metodě - kombinace čelní a boční nakladač naloží auto za 50 sekund při ujetí 44 metrů. V tomto případě je úspora času oproti klasické metodě 10 sec a úprava ujeté vzdálenosti je 16 metrů za minutu. Touto metodou provede nakladač za rok o 40 000 cyklů více než metodou pouze čelní. Při použití metody zleva, zprava stihne nakladač dva cykly za minutu, tzn. že naloží deseti tunové auto za jednu minutu při ujetí 52 metrů, což je o 8 metrů méně než ujetá vzdálenost klasickou metodou. Bude zde i méně namáhána podvozková skupina, skupina řízení a kola.

Z tohoto hodnocení usuzují, že i při použití nakladače KNB - 250 a navazujícího dopravního prostředku (v našich podmínkách nejrozšířenějšího) Tatry 815 (148) o nosnosti 10 tun je metoda bočního vyprazdňování výhodná a vůbec nejvýhodnější se jeví kombinace metod boční -
- čelní vyklápění, ovšem na úkor pojezdového prostoru nakladače.

3.0 Popis konstrukce čelního kolového nakladače KNB - 250

Čelní kolový nakladač KNB - 250 se používá při povrchových úpravách terénu, při pracích těžebních, při nakládání skladovaných sypkých materiálů apod. Je to dvojnápravový stroj na kolovém podvozku s kloubovým rámem. Je vybavený pracovním nakládacím zařízením v přední části stroje. Zadní část stroje tvoří pohonná jednotka a uzavřená pracovní kabina obsluhy.

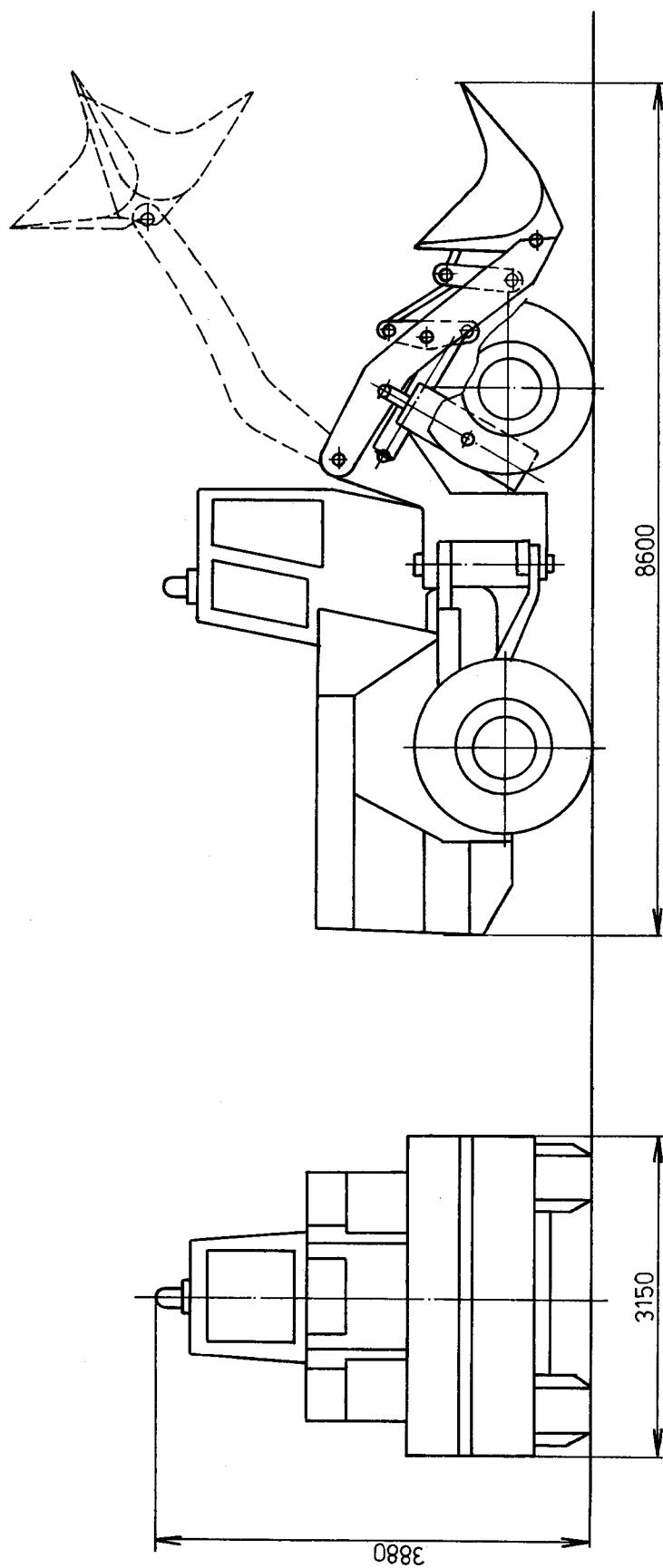
Přední část stroje je nosnou jednotkou nakládacího zařízení. Pohonnou jednotku tvoří naftový vodou chlazený motor o výkonu 169 kW s hydrodynamickým měničem a převodovkou řazenou pod zatížením. Tato pohonná jednotka umožňuje dosáhnout max. rychlost stroje 40 km/hod. Ovládání pracovního zařízení je hydraulické. Směrové řízení stroje je zajištěno hydraulickým okruhem se zpětnou vazbou.

Stroj se dodává ve třech provedeních podle typu použité lopaty:

- nakládací lopata
- lomová lopata
- universální lopata

Nakladač KNB 250 se používá pro těžbu a nakládání zeminy případně jako dosér při těžebních a shrnovacích zemních pracích.

obr.č. 9



Hydraulické pracovní ústrojí orgánů:

Ovládání pracovních orgánů, to jest výložníku a lopaty je hydraulické. Hydraulický okruh umožňuje provádění dvou na sobě nezávislých pohybů:

- zvedání a spouštění výložníku i naklápění pracovního nástroje
- otevírání a zavírání čelisti u universální lopaty

4.0 Požadavky výrobce

Výrobce nakladače KNB 250, n.p. ZTS Stavostroj, zadal pro řešení přídatného pracovního nástroje, lopaty pro boční vyklápění, několik požadavků a podmínek:

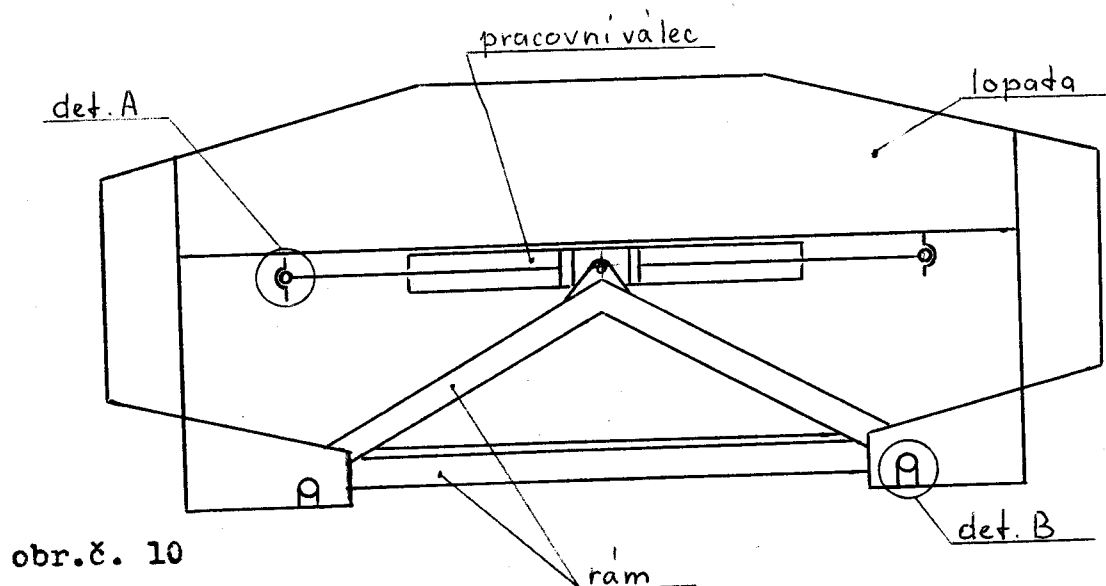
- 1) Nástroj bude nasazen na stávajícím výložníku nakladače KNB 250 č.v. 001 183 (VD Stavostroj).
- 2) Upínací rozměry budou shodné s rozměry stávající lopaty č.v. 021 218 (VD Stavostroj).
- 3) Pro naklápění nástroje bude využit stávající naklápěcí mechanismus se dvěma hydraulickými válci - vnitřní ϕ 140 mm, ϕ pístnice 70 mm, zdvih 550 mm - kinematické schema č.v. 001 379 (VD Stavostroj).
- 4) Maximální tlak v hydraulickém okruhu je 16 MPa.
- 5) Na stroji je k dispozici vývod jednoho hydraulického okruhu pro pohon jednoho mechanicky nezávislého reverzačního pohybu pro pohyb přídatného nástroje.
- 6) Při použití přídatného pracovního nástroje by nemělo dojít k výraznému snížení užitečné nosnosti stroje.

5.0 Předběžný návrh zařízení pro vyklápění lopaty do strany

Důležitým faktorem pro volbu koncepce, byly malé zás-
tavbové prostory na úpravu stávajícího provedení. Celý
prostor pro mechanismus a pohon bočního vyklápění je u na-
kladače KNB 250 omezen ze stran dnem vlastní lopaty a oky
pro uchycení na výložník, ze spodu potom povrchem zeminy,
který při nabírání vytváří hrana lopaty. Dalším důležitým
faktorem zde bylo dosažení dostatečného výsypného úhlu pro
dokonalé vyprázdnění lopaty. (Tento úhel je podle LIBU
cca 55°). Tyto podmínky splňuje nejlépe řešení s jedním
centrálním hydraulickým válcem rovnoběžným se dnem lopa-
ty. Dostatečného výsypného úhlu se dosahuje při malých
vysunutích pístnice, silové poměry jsou příznivé (viz kapí-
tola 7.2) a celé uspořádání je poměrně jednoduché.

Další důležitou podmínkou, kterou by mělo zařízení
splňovat, je možnost vyklápění lopaty do obou stran bez
velkých nároků na obsluhu. Celé ovládání by se mělo ome-
zit pouze na přepnutí spínače vyklápění nalevo nebo na-
pravo a pohyb ovládací páky vyklápění a sklápění.

Z těchto důvodů jsem zvolil toto řešení, které se
skládá ze tří hlavních částí: Rámu, lopaty a pracovního vál-
ce.



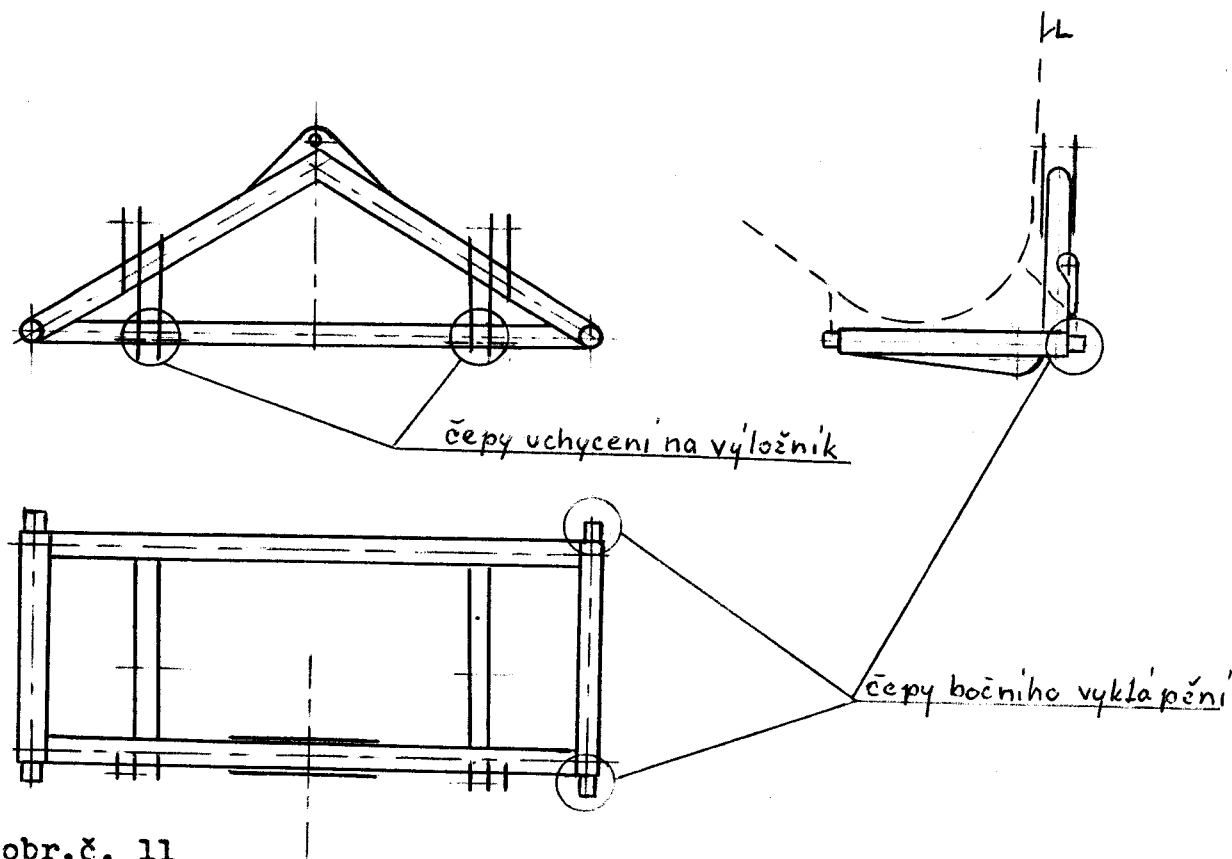
obr.č. 10

6.0 Popis navrhovaného zařízení

Jak již bylo řečeno, celé zařízení se skládá ze tří hlavních částí:

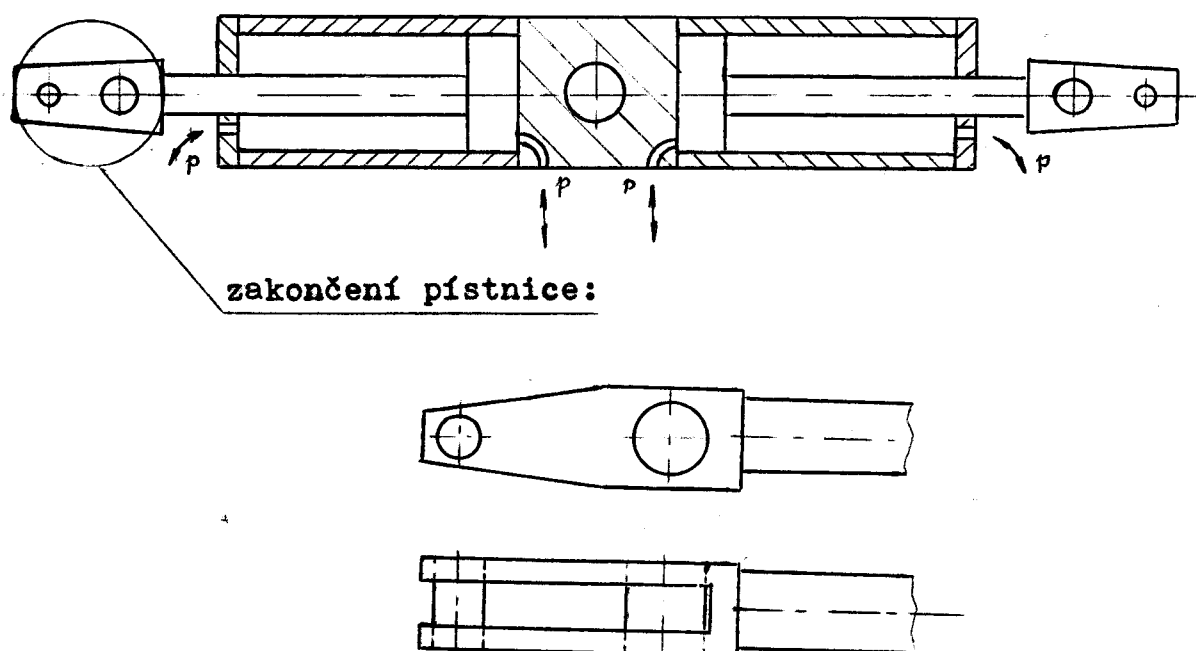
1) Rám

Je nosnou částí celého zařízení uchycený na výložník dvěma dvojicemi čepů. O kolo dvou čepů se celý rám s vlastní lopatou natáčí, zbylé dva slouží k uchycení táhel realizujících toto natáčení. Kolem dvou párů čepů přivařených k rámu se bude natáčet lopata při bočním vyklápění. Dále budou na rámu umístěny zámky zabezpečující spolehlivé uchycení vlastní lopaty k rámu v polohách jiných než při bočním vyklápění. Schematické znázornění je na obrázku číslo 11.



2) Pracovní válec,

je speciální konstrukce se samostatným pístem a pístnicí pro každou stranu. Je oboustranný se speciálními konci pístnic. Schematické znázornění pracovního válce je na obrázku číslo 12.

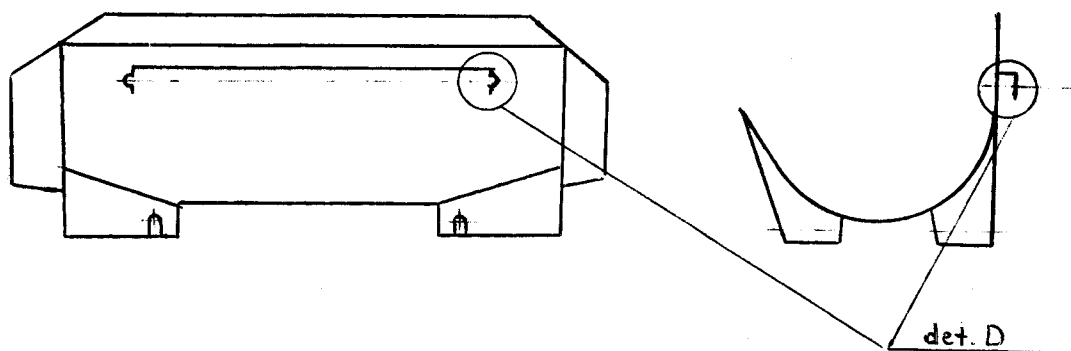


obr.č. 12

3) Lopata,

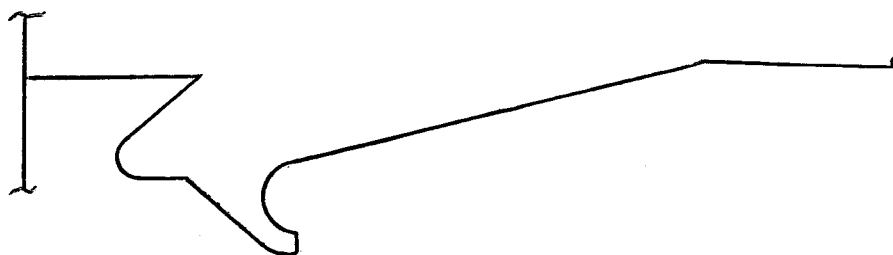
je pracovním nástrojem, do kterého je materiál nabírán čelně, a zněhož je pak čelně nebo bočně vyprazdňován. Na vnější straně zadní části lopaty jsou umístěny opěrné kulisy pro čep zakončení pístnice HV bočního vyklápění. Ve dně lopaty jsou umístěny lůžka kontaktu lopaty s čepy rámu a oka pro čepy zámků. Tvar vlastní lopaty řeším s otevřenými, zužujícími se boky (to má za následek snížení jejího geometrického objemu asi na 3 m^3). Její šířka bude větší než u lopaty pro čelní vyklápění, z důvodu nutného přesahu kraje lopaty přes okraj navazujícího do -

pravního prostředku. Při uvažování varianty lopaty pro boční vyprazdňování s uzavřenými boky, což by umožnilo využít plně nosnosti nakladače 7 000 kg, a geometrického objemu lopaty se objevují další problémy a překážky. Takováto lopata by musela nezbytně být vybavena mechanismem pro ovládání bočnic, které při vyprazdňování musí uvolnit cestu naloženému materiálu. Pracovní válec by při stávajících rozměrech navrženého uspořádání musel vyvozovat příliš velké síly. Při pracovním tlaku v okruhu, který je max. 16 MPa, by bylo nezbytné použít hydraulického válce příliš velkého průměru nebo dvou válců menších. Síly, které zachycuje rám a mechanismus lopaty by také podstatně vzrostly a mohly by nastat problémy s tuhostí celého zařízení. Schematické znázornění na obrázku číslo 13.



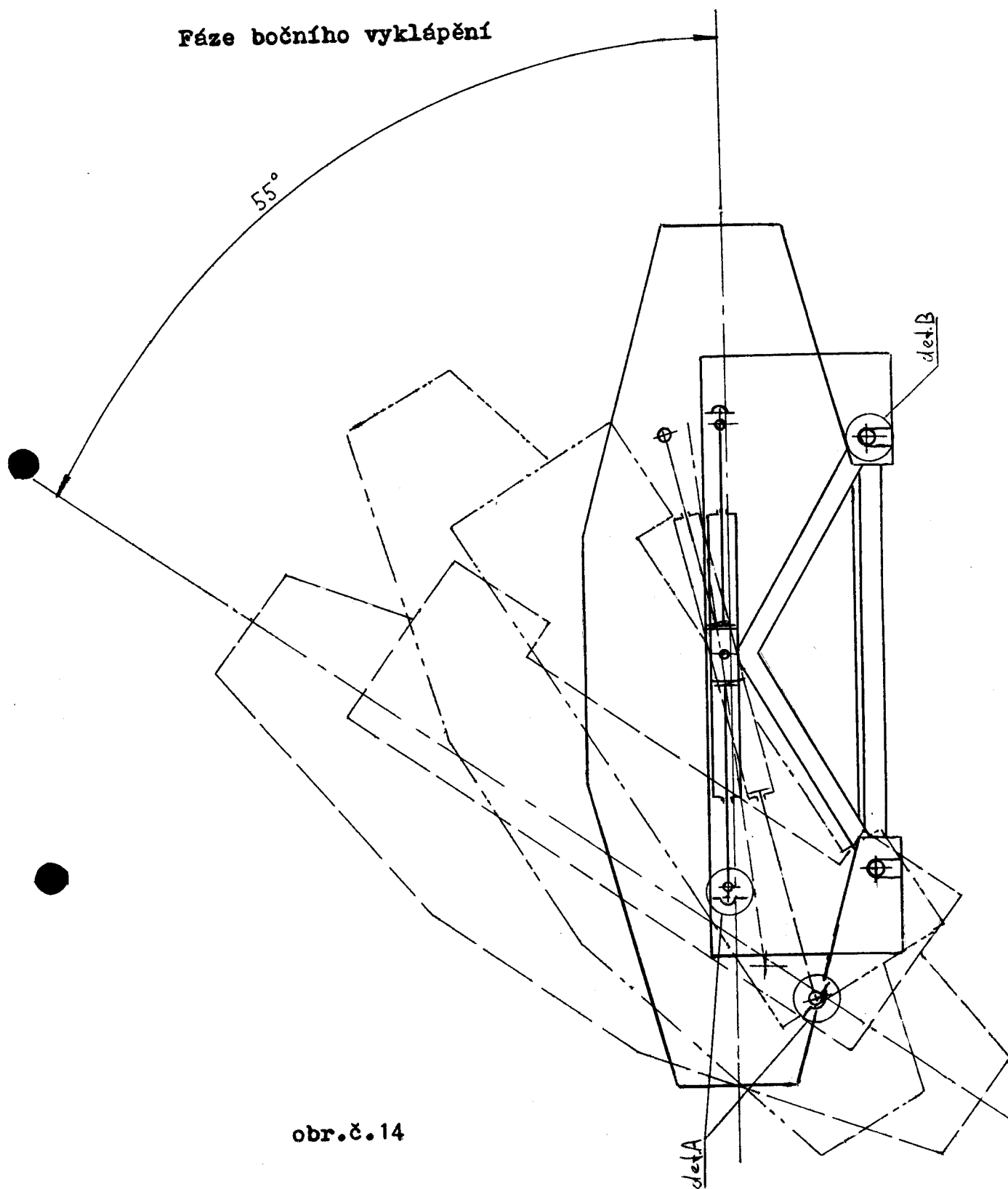
Detail D

Tvar kulisy pro čep pístnice na vnější zadní straně lopaty:



obr.č. 13

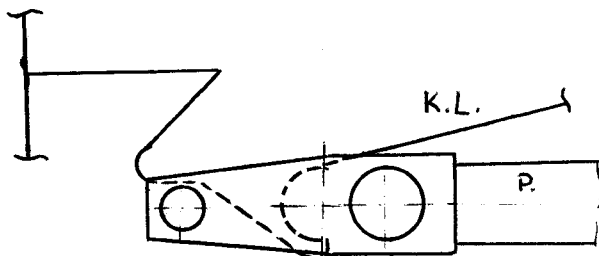
Fáze bočního vyklápění



obr.č.14

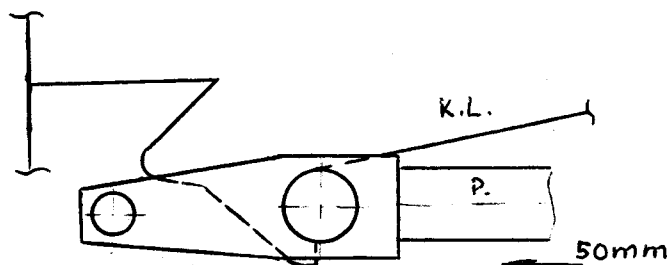
Jednotlivé fáze činnosti pístnice s kulisou na zadní straně lopaty (detail A obrázky číslo 10 a 14)

1. fáze - neutrální

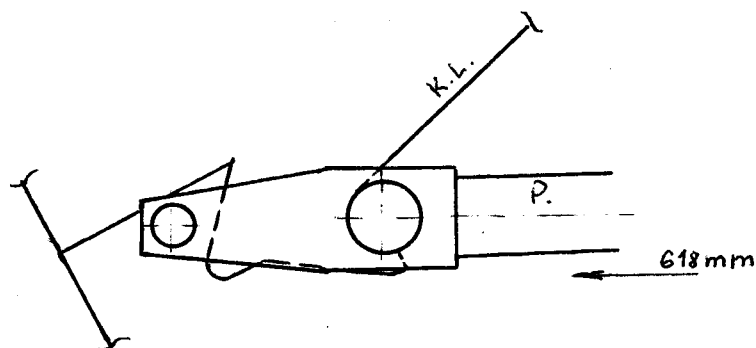


K.L. - kulisa na lopatě
P. - pístnice HV

2. fáze - přisun čepu do lůžka



3. fáze - vyklopení lopaty



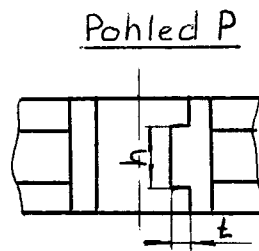
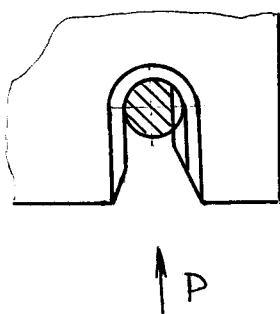
obr.č. 15

6.1 provozní zámky

U navrženého řešení je zásadním problémem zamykání samotné lopaty k jejímu rámu, jestliže je zařízení v neutrální poloze bočního vyklápění. Je-li v poloze vyklápění doleva (resp. doprava), je lopata zajištěna vyfrézovanými drážkami v samotných čepech bočního vykláčení (viz. obrázek č. 16) a dále pak řešením speciálního zakončení pístnice a tvaru kulisy na lopatě (viz obrázky č. 15)

Tvar lůžka pro otočné čepy bočního vyklápění (detail B obrázek č. 14).

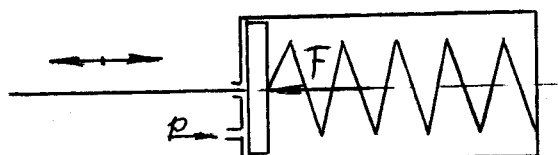
Na čepu rámu je vyfrézovaná drážka odpovídající rozměru výstupku $t \times h$ na vstupu čepu do lůžka. Toto jednoduché řešení umožňuje dosednutí lopaty pouze ve směru svislém a při natočení lopaty na čepu rámu (boční vyklápění) se čep úpraveným náběhem lůžka uzamkne a to znemožní náhodné uvolnění lopaty z rámu.



obr.č. 16

Pro uzamykání lopaty k rámu v neutrální poloze byly zvažovány čtyři možná řešení.

6.1.1 systém uzamykání dvojicí hydraulicko - pružinových zámků



obr.č. 17

Zde by k uzamykání docházelo silovým působením pružiny na píst umístěné uvnitř pracovního válce zámku. K odemčení by došlo zvýšením tlaku v pracovním hydraulickém okruhu vyklápění, který by byl spojen s válcem zámku a zde by tlak na píst působil proti síle uzamykací pružiny. Pružina při požadovaném zdvihu a síle zamykání čepu zámku bude mít rozměry dle výpočtu:

$$F_1 = 500 \text{ N} \quad S_1 = 50 \text{ mm}$$

$$F_8 = 1500 \text{ N} \quad S_8 = 150 \text{ mm}$$

materiál 14260.8 ČSN 414260

$$D_s = 70 \text{ mm}$$

$$\tau_d = 600 \text{ MPa}$$

$$c = \frac{\Delta F}{\Delta S} = 10 \text{ N/mm} \quad (1)$$

$$\text{Průměr drátu dle } d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot F_8 \cdot D_s}{\pi \cdot \tau_d}} = 7,6 \text{ mm z toho volím } (2)$$

$$d = 8 \text{ mm.}$$

$$\text{Počet závitů dle } n = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot c} = 12,2 \text{ závitu z toho volím } (3)$$

$$n = 12 \text{ závitů.}$$

Střední průměr pružiny $D = \sqrt[3]{\frac{G \cdot d^4}{8 \cdot c \cdot n}} = 70,5 \text{ mm}$, z toho (4)

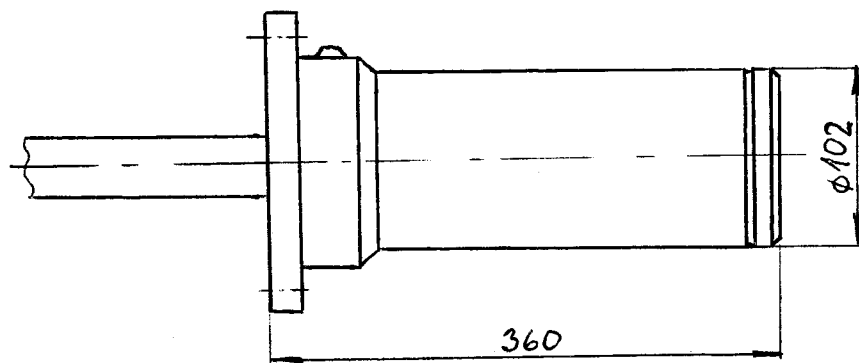
Vnější průměr pružiny dle $D_p = D_s + d = 78,5 \text{ mm}$. (5)

Délka volné pružiny dle $L_0 = S_0 + v + L_9 = 267,6 \text{ mm}$ (6)

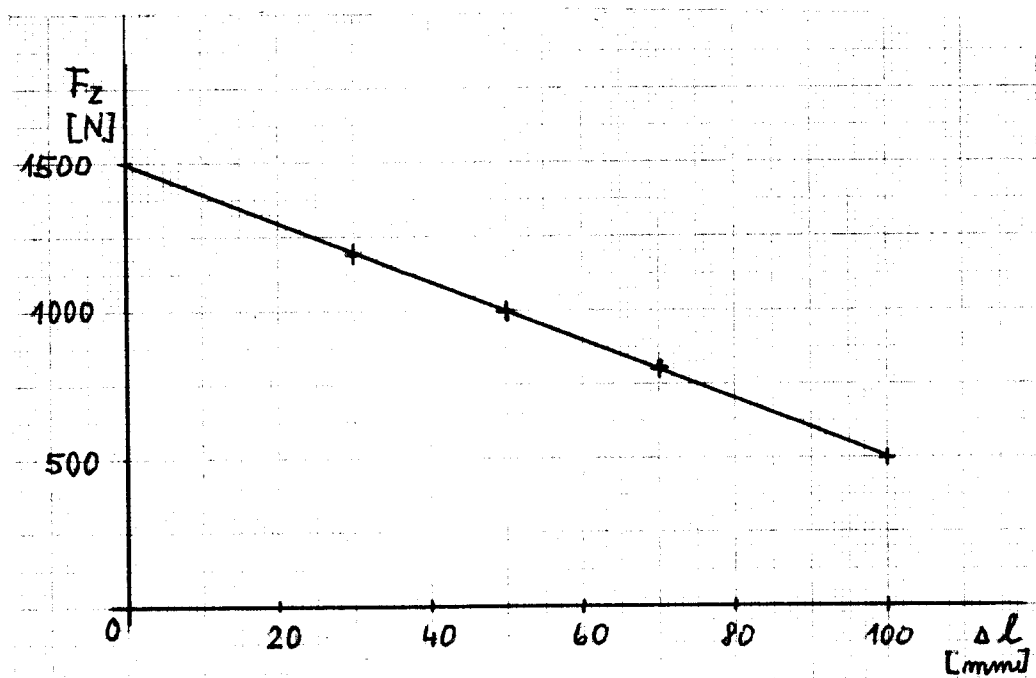
Délka předepjaté pružiny dle $L_1 = L_0 - S_1 = 217,6 \text{ mm}$ (7)

Délka plně zatížené pružiny dle $L_8 = L_0 - S_8 = 117,6 \text{ mm}$ (8)

Parametrům pružiny odpovídají rozměry válce podle obrázku číslo 18.



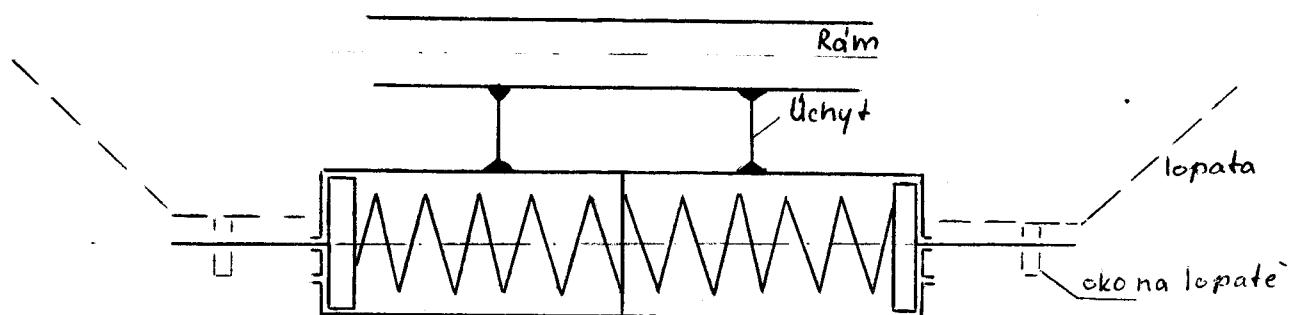
obr.č. 18



obr.č. 19

Nevýhodou tohoto řešení je prudký pokles průběhu uzamykací síly v závislosti na vysunutí čepu zámku (obrázek číslo 19) a velké zastavovací rozměry pracovního válce.

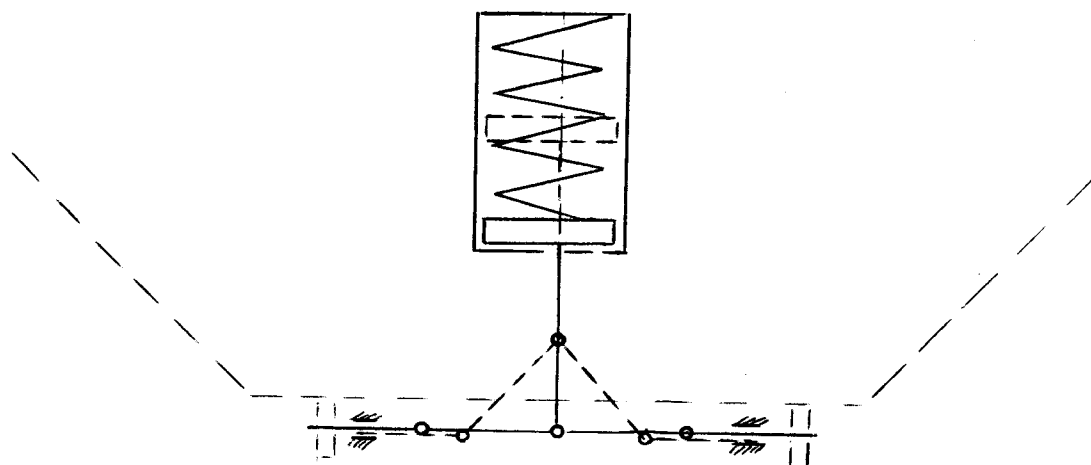
6.1.2 systém uzamykání jedním oboustranným hydraulicko-pružinovým válcem (obrázek číslo 20)



obr.č. 20

Zde je výhodou jeden kompaktní jednoduše uchycený celek, avšak na úkor velkým zastavovacím rozměrům a klesající uzamykací síle.

6.1.3 systém uzamykání jedním ve středu rámu svisle uloženým pružino-hydraulickým válcem a táhly (obr.č. 21)



obr.č. 21

M 1: 5
1 mm $\sim$ 100 N

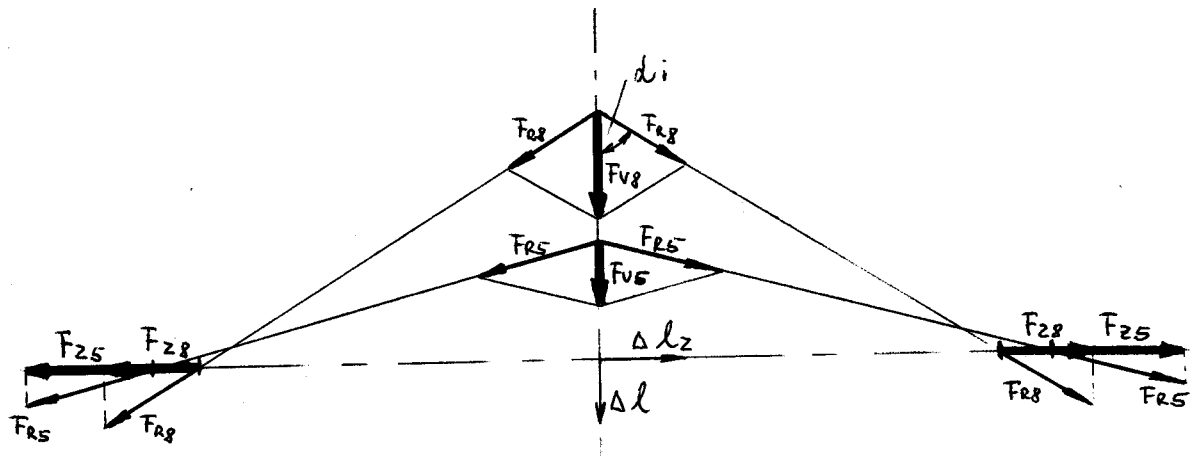
F_{vi} - síla působící od pracovního válce

F_r - reakce v táhlech

F_z - síla uzamykací

Δl - vysunutí pístnice pracovního válce

Δl_z - vysunutí čepu zámku

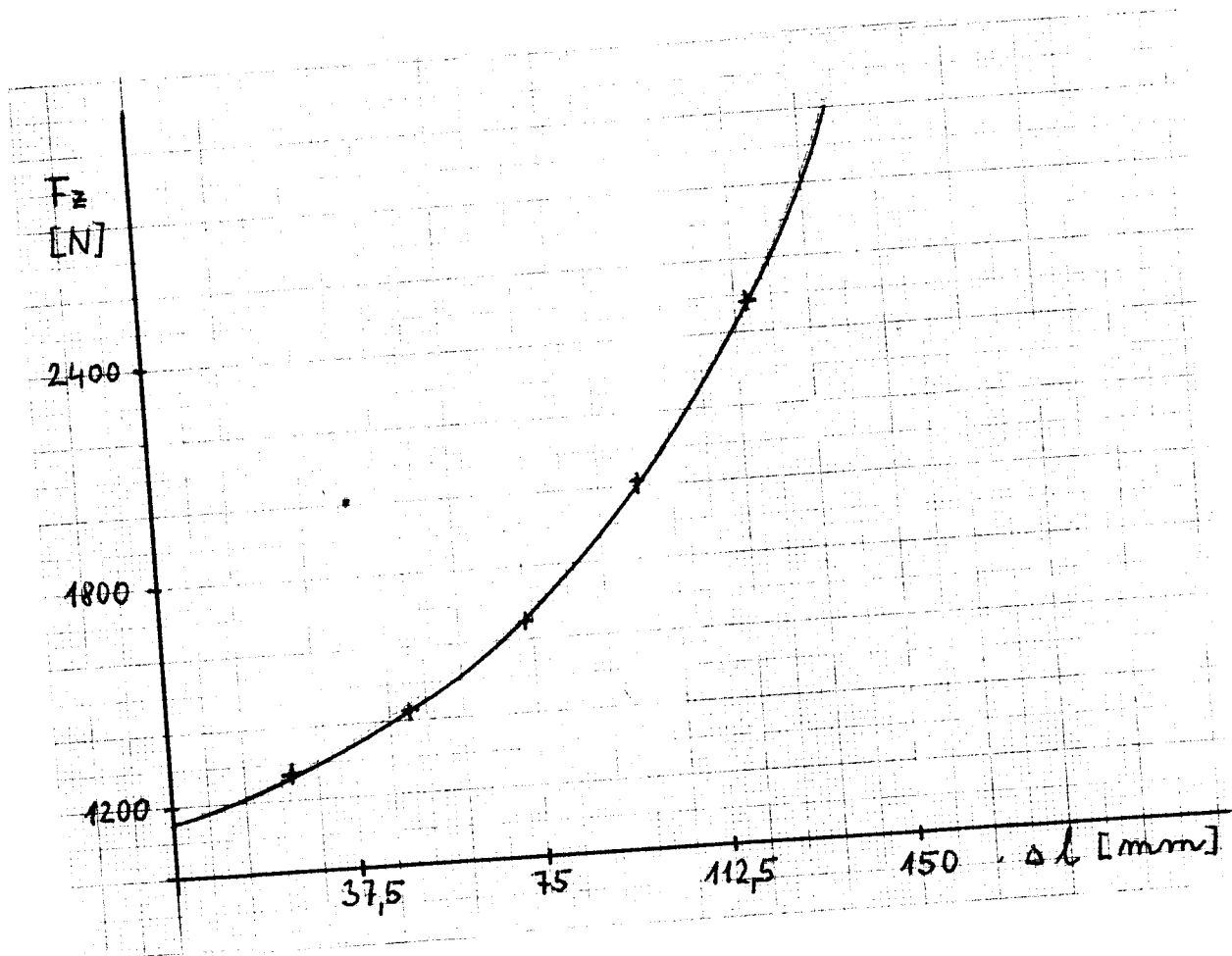


obr.č. 22

Při zdvihu pracovního válce 172 mm jsou silové poměry dle $F_r = \frac{v}{2 \cdot \cos \alpha}$ (9) a $F_z = F_r \cdot \sin \alpha$ (10), uvedeny v tabulce T 1. Průběh sil F_8 a F_5 je pro příklad znázorněn na obrázku č. 22. Závislost uzamykací síly na vysunutí pístnice pracovního válce je vidět z obrázku č. 23.

TAB.1

i	8	7	6	5	4	3	2	1
Δl [mm]	0	24,5	49	73,5	98	122,5	147	171,5
α_i [°]	57	62	67	72	77	81	86	90
F_{vi} [N]	1500	1357	1214	1071	929	786	643	500
F_{ri} [N]	1377	1445	1553	1732	2065	2512	4609	∞
F_{zi} [N]	1155	1276	1429	1647	2012	2481	4597	∞



obr.č. 23

Pružina zámku bude mít rozměry podle výpočtu:

$$F_1 = 500 \text{ N} \quad S_1 = 65 \text{ mm}$$

$$F_8 = 1500 \text{ N} \quad S_8 = 243 \text{ mm}$$

materiál 14260.8 ČSN 41 4260

$$D_s = 80 \text{ mm}$$

$$\tau_d = 600 \text{ MPa}$$

$$\text{Tuhost dle (1)} \quad c = 5,813 \text{ N/mm}$$

$$\text{Průměr drátu dle (2)} \quad d = 7,98 \text{ mm z toho volím } d = 8 \text{ mm.}$$

$$\text{Počet závitů dle (3)} \quad n = 14,1 \text{ závitů, z toho volím } n = 15 \text{ závitů}$$

$$\text{Střední průměr pružiny dle (4)} \quad D = 78,37 \text{ mm.}$$

$$\text{Vnější průměr pružiny dle (5)} \quad D_p = 86,37 \text{ mm.}$$

$$\text{Délka volné pružiny dle (6)} \quad L_0 = 387,0 \text{ mm.}$$

$$\text{Délka předepjaté pružiny dle (7)} \quad L_1 = 322,0 \text{ mm.}$$

Délka plně zatížené pružiny dle (8) $L_8 = 144$ mm.

Parametrům pružiny by odpovídal podobný pracovní válec jako je na obrázku číslo 18 o průměru $D_1 = 108$ mm a délce $l = 460$ mm.

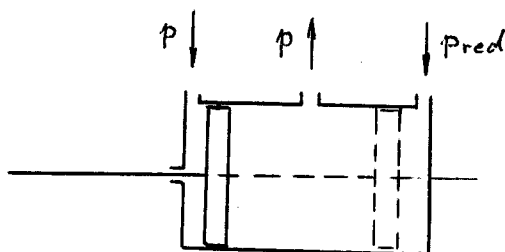
Výhodou tohoto řešení je odstranění prudkého snížení uzamykací síly v závislosti na vysunutí čepu zámku (obr. 23, Tab 1) Bude zde však problematické uložení a uchycení pracovního válce ve středu zadní části rámu. Mohlo by se i vyskytnout poškození táhel při nabírání materiálu.

6.1.4 systém uzamykání využitím redukováného tlaku - 1 MPa

Výhodou zde jsou malé zastavovací rozměry, protože při požadované síle uzamykání - 3000 N odpovídá tlaku 1 MPa dle

$S = \frac{F}{p}$ (11) průměr pracovního válce $d = 60$ mm. Uzamykací síla je po celou délku zdvihu konstantní. Pracovní tlak bude do hlavního hydraulického válce procházet přes válce zámku, a tím se zjednoduší i ovládací rozdělovač hydraulického obvodu mechanismu.

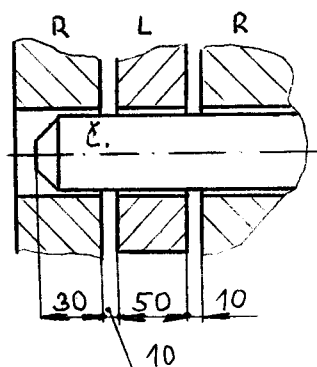
Tato varianta je znázorněna na obrázku číslo 24.



obr.č. 24

6.1.5 způsoby uzamykání lopaty k rámu:

a) varianta podle obrázku číslo 25

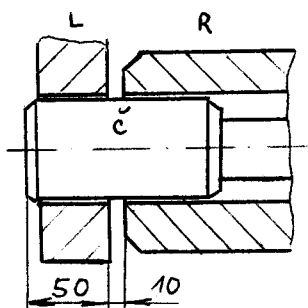


L - oko lopaty
R - rám
Č - čep zámku

obr.č. 25

Zde je nutný zdvih čepu 100 mm.

b) varianta podle obrázku číslo 26



obr.č. 26

U tohoto řešení se z pevnostních důvodů zvětší průměr čepu, ale potřebný pracovní zdvih bude 60 mm.

Po přihlédnutí ke všem kladům a záporům uvedených systémů uzamykání jsem se rozhodl pro řešení zámku s využitím redukovaného tlaku (6.1.4 obrázek č. 24) s uzamykáním variantou b (dle obrázku číslo 26).

7.0 Silové poměry při bočním vyklápění

Silové poměry jsou znázorněny na obrázku číslo 27.

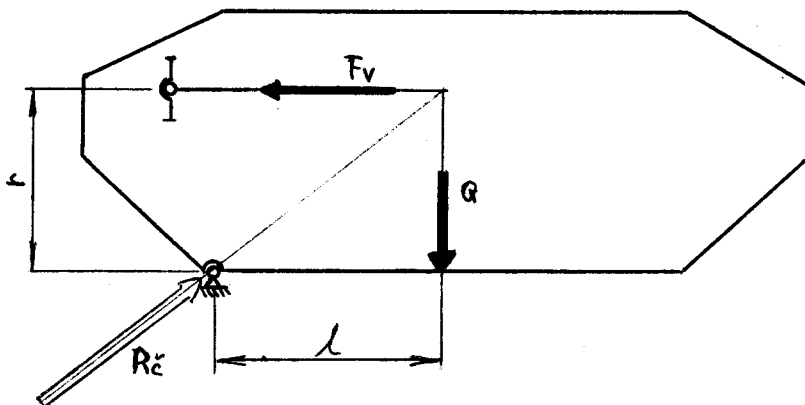
F_v - vyklápěcí síla

Q - hmotnost plné lopaty

R_x - reakce v čepích

r - rameno vyklápěcího momentu

l - vzdálenost těžiště od bodu otáčení



obr.č. 27

$$F_v \cdot r = Q \cdot l \quad (12)$$

Odhad hmotnosti nabraného materiálu:

Jak již bylo popsáno v kapitole 6.0 (třetí část - lopata), objem lopaty se bude pohybovat okolo 3 m^3 . Při uvažování měrné hmotnosti nabíraného materiálu 1 200 až 1 800 kg/m^3 se hmotnost nákladu v lopatě pohybuje okolo 5 000 kg.

Při návrhu pohonu bočního vyprazdňování je nutné připočítat k této hmotnosti nákladu ještě hmotnost samotné lopaty. Hmotnost lopaty při srovnání s hmotnostmi vyráběných lopat:

universální lopata	$2\,405 \pm 5\% \text{ kg}$
lomová lopata	$1\,770 \pm 5\% \text{ kg}$
nakládací lopata	$1\,335 \pm 5\% \text{ kg}$

se bude zřejmě pohybovat okolo 2 000 kg. Při návrhu tedy uvažují:

$$Q = Q_L + Q_Z = (5\,000 + 2\,000) \cdot g = 68\,000 \text{ N} \quad (13)$$

$$a = 715 \text{ mm}$$

$$c = 1\,170 \text{ mm}$$

$$l_0 = 1\,082 \text{ mm}$$

$$\alpha = 37^\circ$$

$$\beta = 70^\circ$$

$$\gamma = 65^\circ$$

$$l_1^2 = a^2 + c^2 - 2 \cdot a \cdot c \cdot \cos(\gamma + 55^\circ) \quad (14) \text{ z}$$

$$\text{toho } l_1 = 1\,650 \text{ mm}$$

Konečné vysunutí pístnice $\Delta l = l_1 - l_0 = 568 \text{ mm}$

Opěrný čep zakončení pístnice bude v neutrální poloze 50 mm před kontaktem s lůžkem na lopatě. Z toho důvodu bude $\Delta l_{\text{skut}} = 618 \text{ mm}$.

Pro realizaci pohonu bočního vyklápění bude použit hydraulický válec o rozměrech :

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

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

$$D_1 = 105 \text{ mm}$$

$$\text{a pracovním zdvihem } \Delta l = 618 \text{ mm}$$

7.2 Průběh vyklápěcí síly

Výpočet průběhu vyklápěcí síly při bočním vyklápění je převzat z DP r. 85/86, uveden v tabálce T2 a znázorněn na obrázku č.29

$$F_v = \frac{Q \cdot (l \cdot \cos(\delta) - r \cdot \sin(\delta))}{r \cdot \sin(\beta)} \quad (15)$$

$$\beta = \text{ASN} \frac{r^2 + l^2 \cdot \sin(\delta + \text{ATN}(l/r))}{r \cdot (1 - \cos \delta)} \quad (16)$$

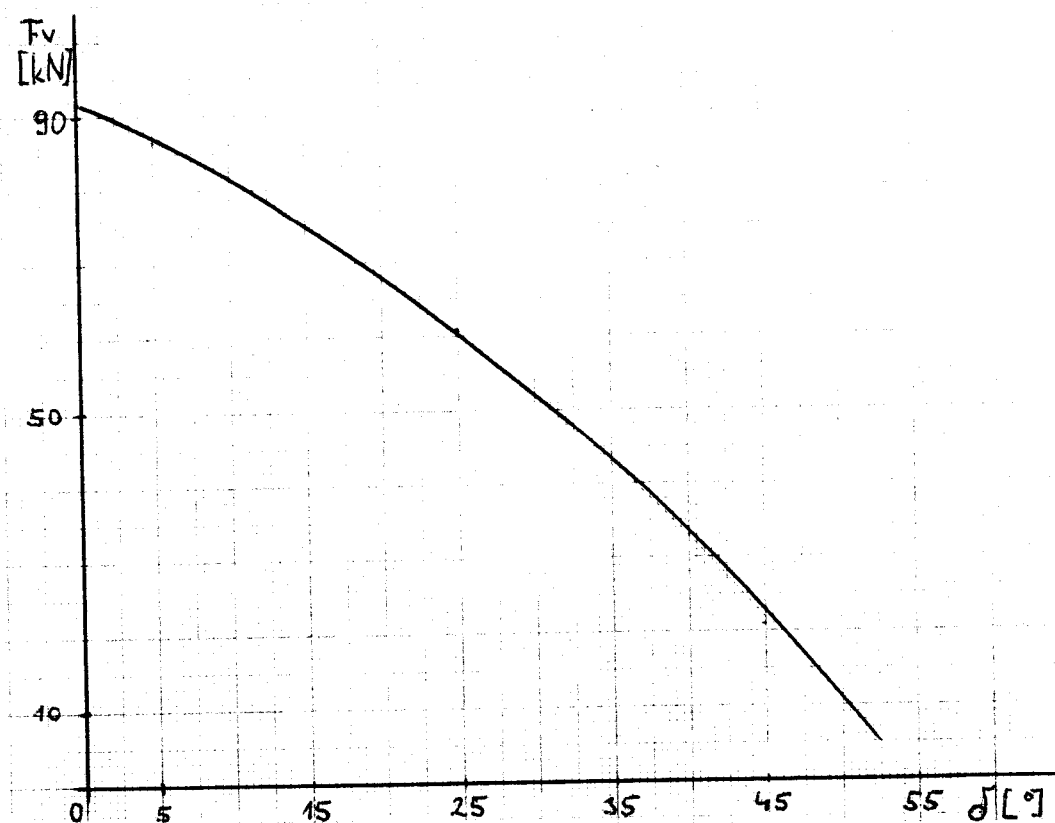
$$\frac{\sin \text{ATN}}{1 + r \sin \delta} \cdot \frac{r \cdot (1 - \cos \delta)}{l}$$

TAB.2

δ [°]	0	5	15	25	35	45	55
β [°]	78	74	66	59	52	46	39
F_v [kN]	91,3	86,4	75,1	61	43,3	20,9	-5

δ - úhel vyklopení lopaty

Teoretický průběh síly F_v při konstantní poloze těžiště obsahu lopaty (uprostřed) po celou dráhu zdvihu.



obr.č. 29

8.0 Kontrola funkčních částí zařízení

V této části je provedena funkční a pevnostní kontrola nejdůležitějších pohybových uzlů zařízení.

8.1 kontrola odemčení zámků při prázdné lopatě

Zámky budou uzamykány tlakem 1 MPa - to odpovídá podle(11) uzamykací síle $F_z = 2\,872\text{ N}$; znamená to, že tlak v pracovním okruhu bočního vyklápění musí vyvodit odemykací sílu F_o větší než je síla F_z .

Hmotnost prázdné lopaty, jak je uvedeno v kapitole 7.0 je odhadnuta na 2 000 kg. V případě výpočtu je použita hmotnost ještě o 500 kg menší vzhledem k možné nepřesnosti odhadu. Pokud je hmotnost prázdné lopaty $Q = 1\,500\text{ kg}$, bude síla pro boční vyklápění na počátku zdvihu podle(12) 20 kN, to odpovídá podle(11) tlaku v hlavním hydraulickém válci 3,16 MPa. Dále je nutné ve výpočtu vzít v úvahu zmenšení činné plochy pístu zámku $D = 60\text{ mm}$ o průměr pístnice $d = 40\text{ mm}$.

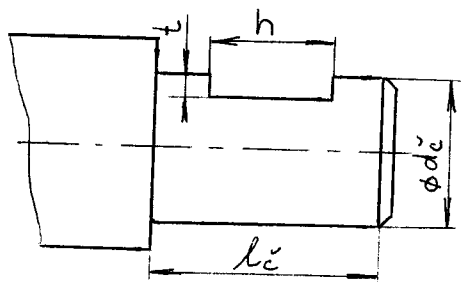
$$\text{z toho } S = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = 1\,570\text{ mm}^2$$

$$\text{z(11) je síla odemykací } F_o = 4\,960\text{ N}$$

$$F_o > F_z$$

Z toho vyplývá, že i při eventuelním bočním vyklápění prázdné lopaty dojde k bezpečnému odemčení zámků. Jakmile budou zámky odemčeny, nedojde k jejich uzamčení dříve než skončí pracovní cyklus bočního vyklápění jak je uvedeno v kapitole 9.0.

8.2 kontrola čepů rámu pro boční vyklápění



obr.č.30

$$d_c = 60 \text{ mm}$$

$$l_c = 75 \text{ mm}$$

$$h = 25 \text{ mm}$$

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

materiál 11500 ČSN 411500

$$\sigma_{pt} = 500 \text{ MPa}$$

$$\tau_d = 55 \text{ MPa}$$

$$p_d = 95 \text{ MPa}$$

$$Q = 68 \text{ kN}$$

$$F_v = 91 \text{ kN}$$

Podle obrázku číslo 27 je $R_{\Sigma} = \sqrt{F_v^2 + Q^2} = 115,6 \text{ kN}$. Tuto sílu budou přenášet čepy dva tzn. 1 čep bude zatížen silou:

$$\frac{R_{\Sigma}}{2} = 58 \text{ kN}$$

Kontrola čepu na střih:

$$\tau_s = \frac{F}{S} = 21 \text{ MPa}$$

$$k_s = \frac{\tau_d}{\tau_s} = 2,61$$

Kontrola čepu na otláčení:

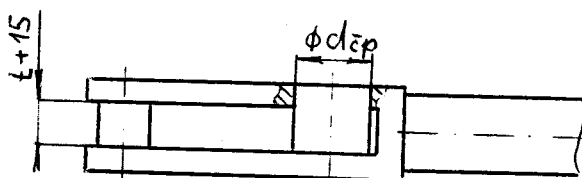
je nutno uvést, že kontrolovaná plocha na otláčení je menší o drážku $h \cdot t$

$$S = d \cdot l - h \cdot t = 4250 \text{ mm}^2$$

$$p = \frac{F}{S} = 14 \text{ MPa}$$

$$k_p = \frac{p_d}{p} = 6,78$$

8.3 kontrola hlavních čepů pístnice



obr.č. 31

Kulisa na lopatě (obrázek číslo 13) je vyrobena z plechu o tloušťce $t=20 \text{ mm}$.

$$d_{\text{čp}} = 50 \text{ mm}$$

materiál 11700.2 ČSN 411700

$$\sigma_{pt} = 700 \text{ MPa}$$

$$\tau_d = 100 \text{ MPa}$$

$$p_d = 195 \text{ MPa}$$

$$F_v = 91,3 \text{ kN}$$

Kontrola čepu na střih:

$$\tau_s = \frac{F}{S} = 46 \text{ MPa}$$

$$k_s = \frac{\tau_d}{\tau_s} = 2,15$$

Kontrola čepu na otláčení:

$$S = d_{\text{čp}} \cdot t = 1000 \text{ mm}^2$$

$$p = \frac{F}{S} = 91 \text{ MPa}$$

$$k_p = \frac{p_d}{p} = 2,14$$

9.0 Hydraulický okruh

Obvod je připojen k jednomu volnému hydraulickému okruhu základního hydraulického systému KN. Je ovládán ovládací pákou OP 1, přepínačem P1 a koncovými spinači S1, S2, S3. Posloupnost pohybů, kterou obvod při každém cyklu vykonává je řízena rozvaděčem R1, ovládaným ovládací pákou OP 1 a rozvaděčem zámků R2 ovládaným elektromagneticky koncovými spinači S1, S2 a S3.

Na obrázku číslo 32a je lopata v neutrální poloze bočního vyklápění, tzn. oba zámky jsou zamčeny, lopata je usazena lůžky na čepech rámu a spinače S1, S2 a S3 jsou sepnuty. Rozvaděč R2 je v poloze 11 - obrázek číslo 32d. Rozvaděč R1 je v poloze kdy je obvod hlavního hydraulického válce uzamčen sloupci kapaliny.

Na obrázku číslo 32b je znázorněna činnost při povelu vyklápění vlevo. Přepínač P 1 je v poloze L a ovládací páka OP 1 v poloze N. Rozvaděč R 1 je v poloze kdy tlaková kapalina působí na píst levého zámku, ten se přestaví do polohy odemčeno a uvolní tím další průtok kapaliny směrem k druhému zámku a zde se děj opakuje. Odemčením zámku se rozepnou koncové spinače S1 a S2 a rozvaděč R 2 se přestaví do polohy 22 obrázek 32e. Tlaková kapalina prochází přes rozvaděč R 3 (v tomto případě do levé větve) a dále působí na píst hlavního hydraulického válce a lopata se začne vyklápět vlevo.

Na obrázku číslo 32c je znázorněna činnost při povelu sklápění lopaty zpět. Ovládací páka OP 1 je v poloze D. Rozvaděč R 1 je v poloze kdy tlaková kapalina působí na píst hlavního hydraulického válce ve směru sklápění. Kapalina za pístem hydraulického válce je vytlačována přes válce zámků do odpadní větve. Po dosednutí lopaty na čepy rámu je sepnut koncový

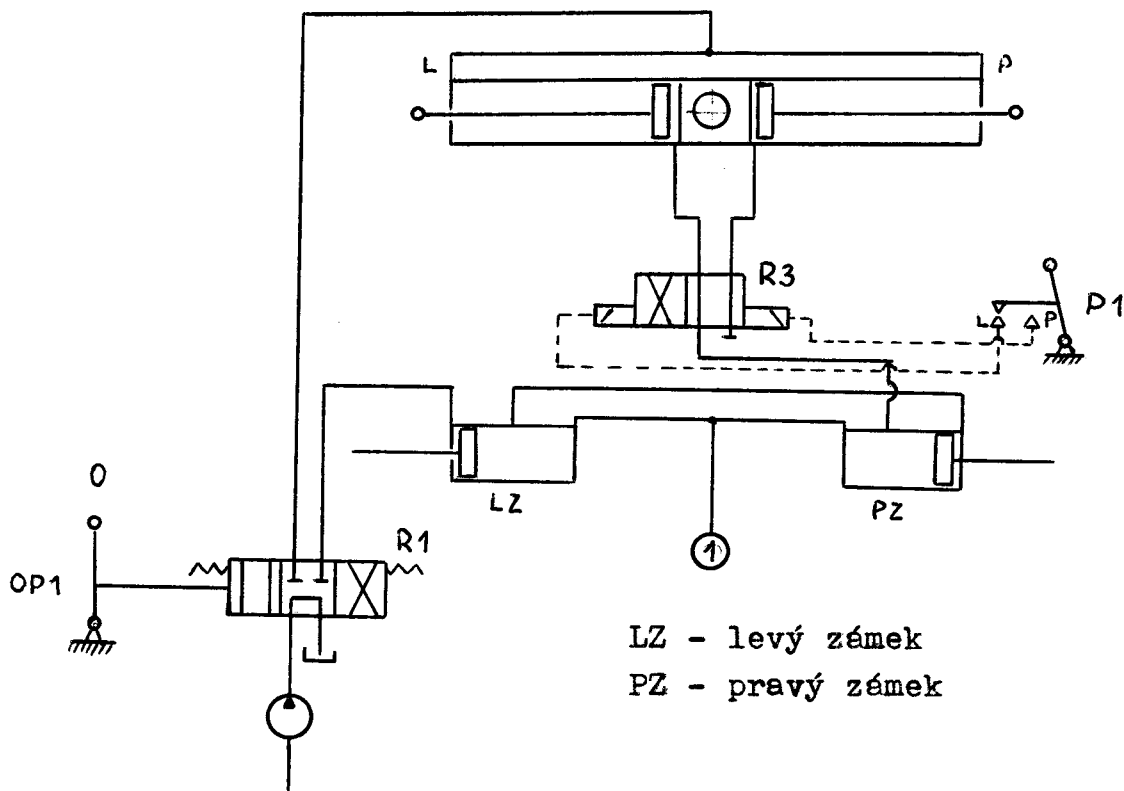
spínač S3, rozvaděč R 2 je elektromagnety přesunut do polohy 33-obrázek číslo 32f to znamená $p_{red} = 1 \text{ MPa}$ začne působit na písty zámku. Jejich zamknutím se sepnou spínače S1 a S2 a dojde k přestavění rozvaděče R 2 do polohy 11.

Pokud bude alespoň jeden z koncových spínačů S1, S2 a S3 rozepnut to znamená lopata není zamčena k rámu, pak bude blokováno čelní sklápění celého zařízení.

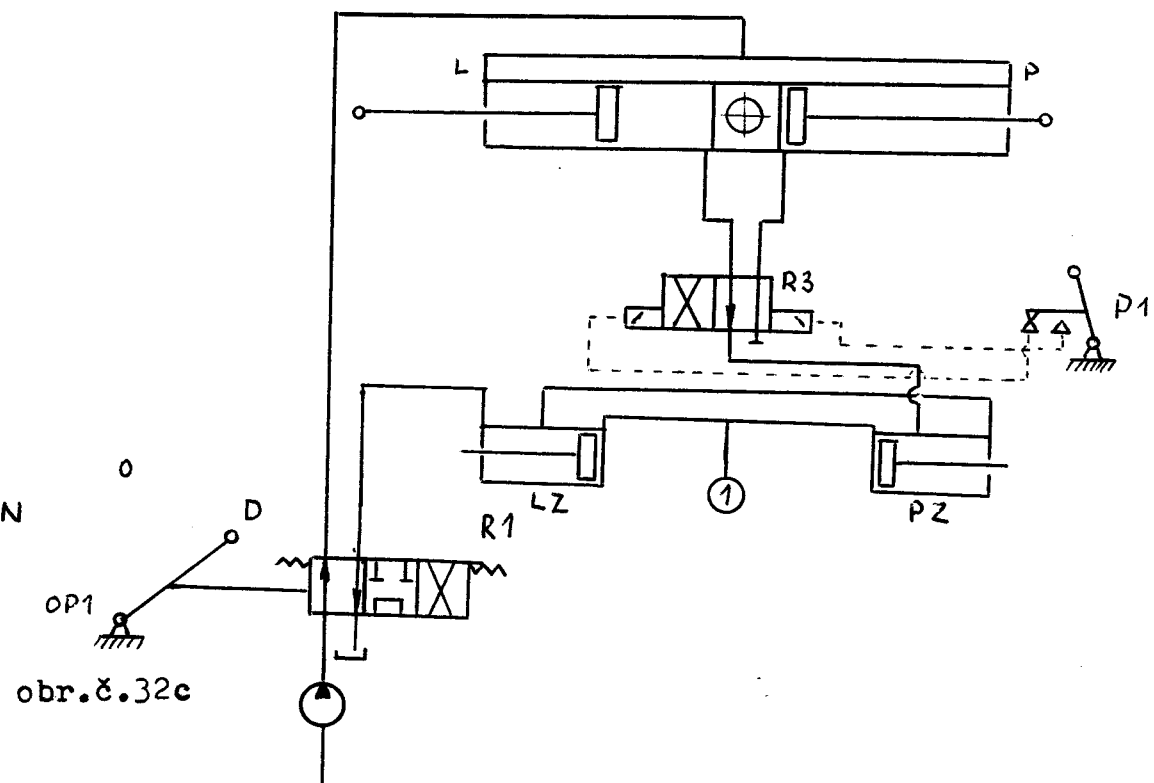
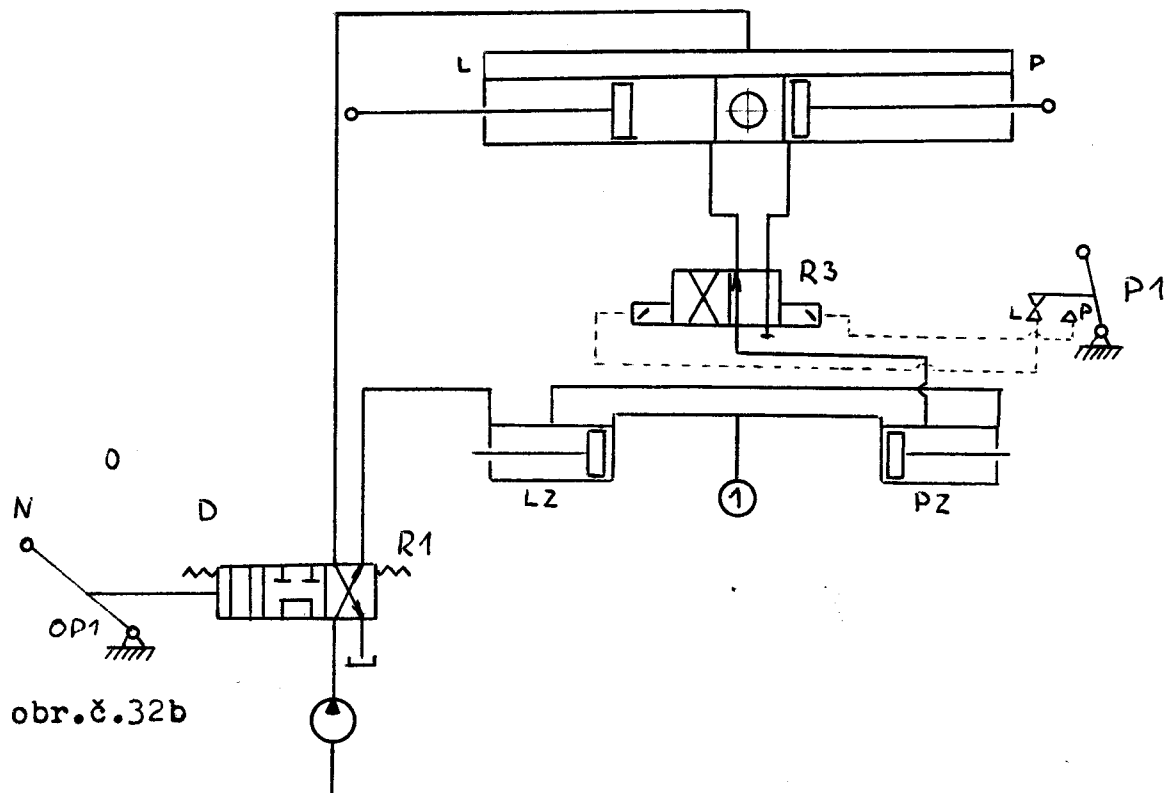
Poznámka:

Přímočaré šoupátkové rozvaděče R 1, R 2 a R 3 jsou navrženy dle katalogu - "Typizované hydraulické prvky" Vrchlabí.

1. Rozvaděč R 1- RSP 1-103
2. Rozvaděč R 2- RSE 1-063C11
3. Rozvaděč R 3- RSE 1-102P11

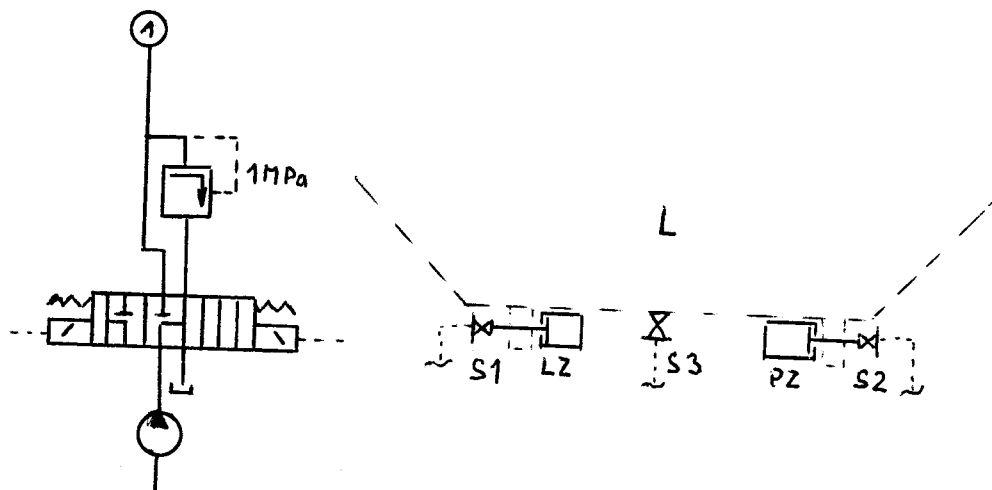


obr.č. 32a



Poloha 11

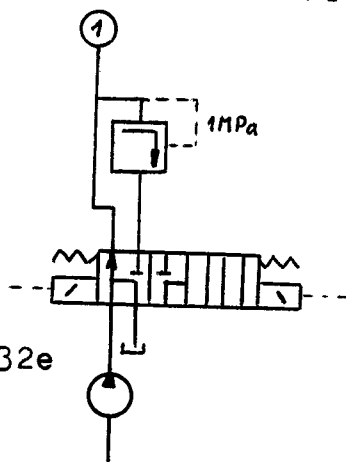
Spínače S1, S2 a S3 sepnuty.



obr.č.32d

Poloha 22

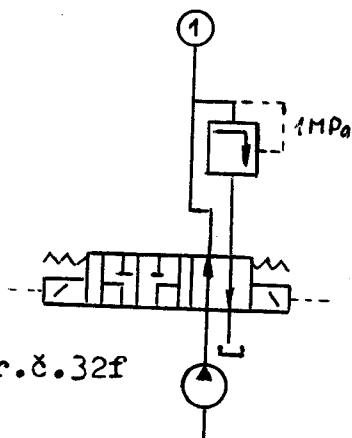
Spínače S1, S2 a S3 rozepnutý.



obr.č.32e

Poloha 33

Spínače S1, S2 rozepnutý a spínač S3 sepnut.



obr.č.32f

Závěr:

Teoretické rozborů činnosti kolového nakladače s čelní a boční vykládkou materiálu v této práci poukázaly, že řešení nakladače s boční vykládkou je přínosem nejen z hlediska časových úspor, ale i úspor týkajících se mechanického namáhání kolového nakladače.

Toto navržené řešení zařízení pro boční vyklápění by mělo napomoci podrobnějšímu zpracování problému. V kapitole 6 je naznačeno několik možných řešení uzamykání lopaty k rámu. Právě tuto část považuji z konstrukčního hlediska dosud neuzavřenou z důvodů příliš složitého řešení systému zámků.

Doufám, že tato diplomová práce napomůže v další orientaci v této kategorii zemních strojů.

Seznam použité literatury

1. Přednášky a materiály z předmětu Stroje a zařízení pro průmyslovou dopravu II - VŠST
2. Výkresové podklady k nakladači - Stavostroj KNB 250
3. Ing. Homoláč Karel:
Nakládací lopata s bočním vyklápěním /dipl.práce 1985/
4. V. Makovický, V. Michaec:
Zvárané strojové súčiastky /SVTL Bratislava,
SNTL Praha, 1963/
5. ČSN 013 722
Hydrostatické a pneumostatické mechanismy
/ grafické značky prvků/
6. Firemní literatura TOS Rakovník - závod Vrchlabí
7. Firemní literatura LIBU SHOVEL CO AB
8. Firemní literatura VÖEST - ALPINE

Rád bych poděkoval všem pedagogům VŠST v Liberci, kteří mě po celou dobu studia připravovali. Zvláště děkuji svému vedoucímu diplomové práce soudruhu docentovi ing. Stanislavu Berounovi za odborné vedení a cenné připomínky při řešení této práce.

Radovan H a v l í n

Radovan Havlík

