

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ V LIBERCI
nositelka Řádu práce
fakulta strojní

Obor 23 - 20 - 8

Stroje a zařízení pro průmyslovou výrobu

zaměření

Stroje a zařízení pro průmyslovou dopravu
KDS 172

DÉLKOVÉ PŘESTAVITELNÉ NAKLÁDACÍ ZAŘÍZENÍ KOLOVÉHO NAKLADAČE

P e t r M Á S L O

Vedoucí práce: Doc. ing. Stanislav B E R O U N , CSc.
VŠST Liberec

Konzultant: Ing. Antonín V A N C L,
n. p. Stavostroj, Nové Město nad Metují

Rozsáh práce a příloh

Počet stran	58
Počet obrázků	29
Počet výkresů	5
Počet jiných příloh	6

V 143/88 S
VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 6
PSČ 461 17

KSD/SPD

Vysoká škola: VŠST Liberec Fakulta: strojní
Katedra: strojů průmysl, dopravy Školní rok: 1986/87

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMELECKÉHO DÍLA, UMELECKÉHO VÝKONU)

pro Petr M á s l o
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: Délkově přestavitelné nakládací zařízení
kolového nakladače

Zásady pro vypracování:

1. Ve studijní části práce se zabývejte teoretickým řešením mechanismů nakládacího zařízení kolového nakladače; zvláštní pozornost věnujte možnostem a úpravám pro změny maximální výšypné výšky pracovního nástroje.
2. Navrhněte nové délkově přestavitelné nakládací zařízení s dvojitou maximální výšypnou výškou pro čelní nakladač UNK 320 včetně doplnění hydraulického systému pro zástavbu do stávajícího rámu stroje, umožňující v horní krajní poloze výložníku zvýšit maximální výšypnou výšku na 6 m při dodržení podmínek stability podle příslušných norem. Nakládací zařízení v transportní poloze nesmí podstatně ovlivnit stávající délku stroje a jeho manévrovací schopnosti. Při návrhu použijte pouze v tuzemsku seriově vyráběných hydraulických prvků.
3. Základní údaje pro zpracování návrhu:
Užitečná nosnost se základní lopatou (stávající): 3,2 t
Nejvyšší výška vrstveného materiálu: 6 m
Max. tlak v hydraulickém systému: 16 MPa
Nakládáný materiál: ohlévská mrva
4. Proveďte ekonomické posouzení navrženého řešení.

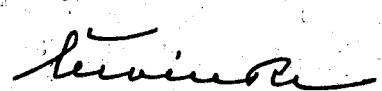
cca 40 stran vč. obrázků a výpočtů
Rozsah grafických prací: Projekt nakládacího zařízení vč. kinematických
Rozsah průvodní zprávy: řešení a pevnostních výpočtů, výkres přidavného
Seznam odborné literatury: výložníků, schema hydraulického systému stroje.
Přednášky a materiály k předmětu "Stroje a zaří-
zení pro průmyslovou dopravu II " - VŠST
Výkresové podklady a materiály n.p. Stavostroj
Nové Město n. Metují

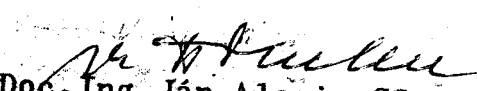
Vedoucí diplomové práce: Ing. Stanislav Beroun, CSc
Konzultant: Ing. Vancl, n.p. Stavostroj, Nové Město n. Met.

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: 1. 12. 86
dne 19.....

Místopřísežné prohlášení

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

V Liberci, dne 10. 5. 1988

Podpis Petr Kůrka

Poděkování

Děkuji doc. ing. S. Berounovi, CSc. za jeho teoretické rady a obětavý přístup k této práci, dále ing. A. Vanclovi za jeho praktické zkušenosti, které umožnily řešení mnohých problémů.

V Ústí n. L., 10. 5. 1988

Petr Máslo

Obsah

str.

1. 0.	Úvod	1
2. 0.	Popis a hlavní parametry kolového nakladače	2
2. 1.	Popis konstrukce	2
3. 0.	Seznámení s funkcí přídavného zařízení	5
4. 0.	Návrh mechanismu	7
4. 1.	První návrh přestavitelného mechanismu	7
4. 2.	Druhý návrh přestavitelného mechanismu	8
4. 3.	Třetí návrh přestavitelného mechanismu	10
4. 4.	Hodnocení prvních tří návrhů	11
4. 5.	Čtvrtý návrh přestavitelného mechanismu	12
4. 6.	Řešení pohybu překlápěcího mechanismu	13
4. 7.	Silové účinky od zatížení pracovního nástroje	15
4. 8.	Program na počítači	16
4. 9.	Omezení zdvihu překlápěcího mechanismu	20
4.10.	Pátý návrh délkově přestavitelného mechanismu	21
4.11.	Omezení zdvihu prvního výložníku	22
4.12.	Výsledné řešení	23
4.13.	Konstrukční uspořádání.....	24
4.14.	Výpočet maximálního tlaku v hydraulických válcích	25
5. 0.	Kontrola stability nakladače	28
6. 0.	Stabilizace pracovního nástroje	31
6. 1.	Popis funkce	31
6. 2.	Návrh stabilizace	32
6. 3.	Výpočetní program stabilizace	34
6. 4.	Konstrukční uspořádání stabilizace ..	39
7. 0.	Hydraulický systém délkově přestavitelného zařízení	41

8. 0.	Pevnostní výpočty důležitých součástí	44
8. 1.	Kontrola výložníků na ohyb	44
8. 2.	Kontrola překlápěcích pák	48
8. 3.	Kontrola trubek	49
8. 4.	Kontrola čepů a ložisek překlápěcích pák	52
9. 0.	Možnosti úpravy pro změnu maximální vysypné výšky	54
10. 0.	Ekonomické zhodnocení	56
11. 0.	Závěr	57
12. 0.	Použitá literatura	58

1. 0. Úvod

Československo je vyspělý průmyslový stát se široce rozvinutým strojírenstvím. V současné době však strojírenství plně neuspokojuje své odběratele kvalitou i množstvím vyráběných strojů. Toto se odráží i v uplatňování strojírenských výrobků na světových trzích.

Uskutečnění linie XVII. sjezdu KSČ na urychlení sociálního a ekonomického rozvoje přestavbou národního hospodářství, by mělo pozitivně přispět i k změnám ve strojírenství a obnovit tak dobrou tradici tohoto odvětví. Rozhodující úloha připadá technickému rozvoji v jednotlivých organizacích. Značný prostor na tomto úseku mají i vysoké školy. Jedním příkladem jsou i diplomové práce posluchačů vysokých škol.

Na základě dobré spolupráce mezi Stavostrojem, n. p. Nové Město nad Metují a Vysokou školou strojní a textilní v Liberci, byla zadána tato diplomová práce, jejímž cílem bylo konstrukční zpracování délkově přestavitelného zařízení kolového nakladače typ UNK 320. Tento stroj je velmi oblíben pro jeho výborné užité vlastnosti. Pro potřeby v zemědělství má dostatečnou nosnost v lopatě, velký výkon motoru, dobrou manévrovatelnost a pohyblivost v terénu. Tak vznikl požadavek zemědělských podniků na výrobce kolových nakladačů ZTS Stavostroj Nové Město nad Metují, úpravy pracovního ústrojí pro stohování materiálu.

2. 0. Popis a hlavní parametry kolového nakladače

NÁZEV STROJE: Univerzální nakladač kloubový

TYPOVÉ OZNAČENÍ STROJE: UNK 320

VÝROBCE: Závody těžkého strojárstva, n. p. Detva

2. 1. Popis konstrukce stroje

Nakladač UNK 320 je pracovní stroj na dvojnápravovém podvozku, který je tvořen dvojdílným kloubovým rámem. Vzájemné natáčení přední a zadní části rámu je docíleno dvojicí hydraulických válců. Na přední části rámu je uchyceno pracovní zařízení a na zadní je umístěna pohonná jednotka. Maximální využití výkonu motoru je umožněno automatickou regulací. Nápravy jsou pevně uchyceny na rámu. Kroutící moment od motoru je přenášený na obě nápravy. Styk všech kol se zemí umožňuje axiální ložisko, které zajišťuje natáčení přední části rámu vůči zadní v rozmezí $\pm 14^\circ$. Kabina řidiče je bezpečnostní a zároveň má všechny požadavky na maximální pohodlí obsluhy.

Hlavní výkonnové parametry stroje

geometrický obsah lopaty	1,6	m ³
maximální nosnost v lopatě	3 200	kg
šířka lopaty	2 500	mm
maximální hmotnost stroje	10 000	kg
hnací síla na obvodě kol	108 000	N
maximální rychlost pojezdu	37	km/h
typ motoru	Zetor Z 8 602	
výkon motoru	100	kW
pracovní tlak v hydraulickém systému	16	MPa

Použití stroje

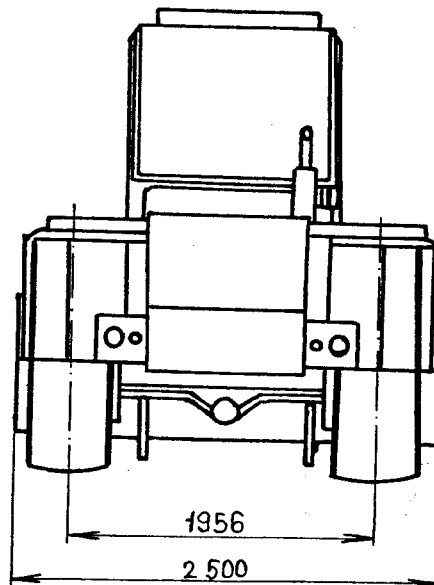
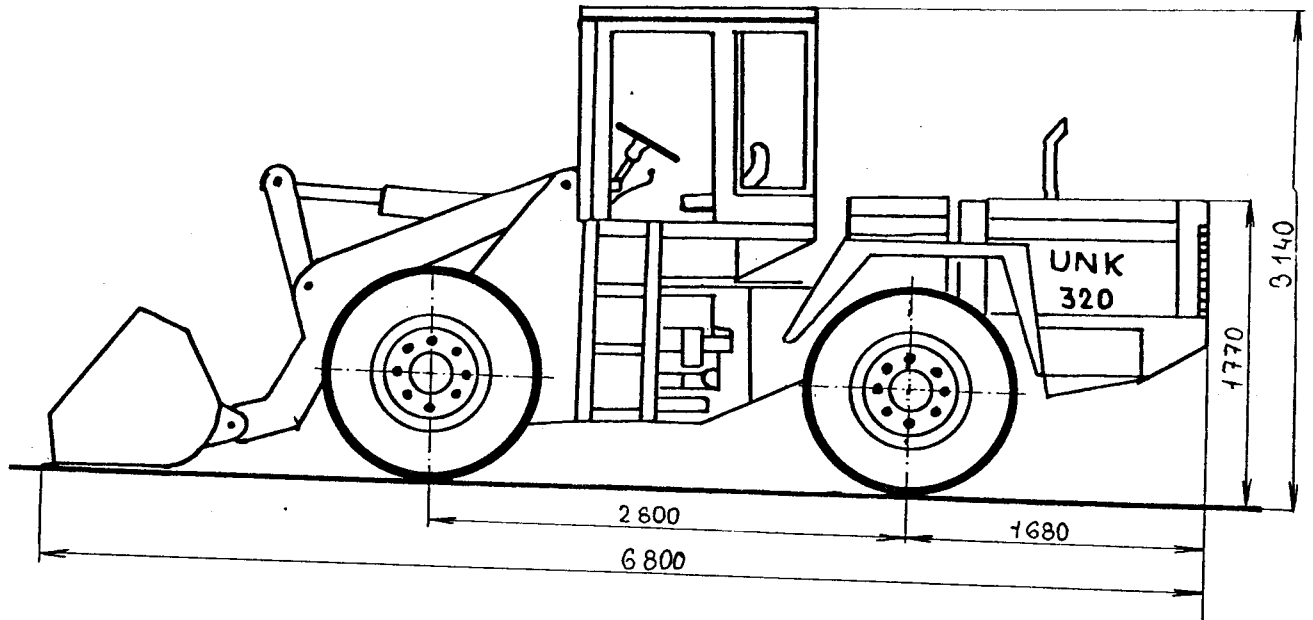
Univerzální nakladač kloubový UNK 320 je určený pro nakládání, přemisťování a hrnutí rozpojených zemin, sypkých hmot, případně jiných hrudkovitých a kusových materiálů. Při použití vhodného typu lopaty je možné stroj použít i na rozpojování zemin třídy 1a, 2a, 1b, 2b, 3a, 3b podle ČSN 73 3050. Při použití dalších přídatných zařízení je možné se strojem vykonávat různé stavební a zemní práce ve stavebnictví, zemědělství, lesním hospodářství.

Pracovní nástroje kolového nakladače

1. Lopata na lehké materiály	$V_g = 2,5 \text{ m}^3$	š = 2,8 m
2. Roštová lopata	2,0 m^3	3,0 m
3. Lomová lopata	1,25 m^3	2,5 m
4. Šípová lopata	1,25 m^3	2,5 m
5. Lopata s nuceným vyprazdňováním	1,2 m^3	2,6 m
6. Kombinovaná lopata	1,2 m^3	2,5 m
7. Rozrývač	s třemi noži	
8. Vidle na dřevo		

Z množství přídatného zařízení je vidět všestranné použití tohoto stroje. Výhodou stroje je ^{možnost} pohybovat se bez doprovodu ^{po komunikacích}.

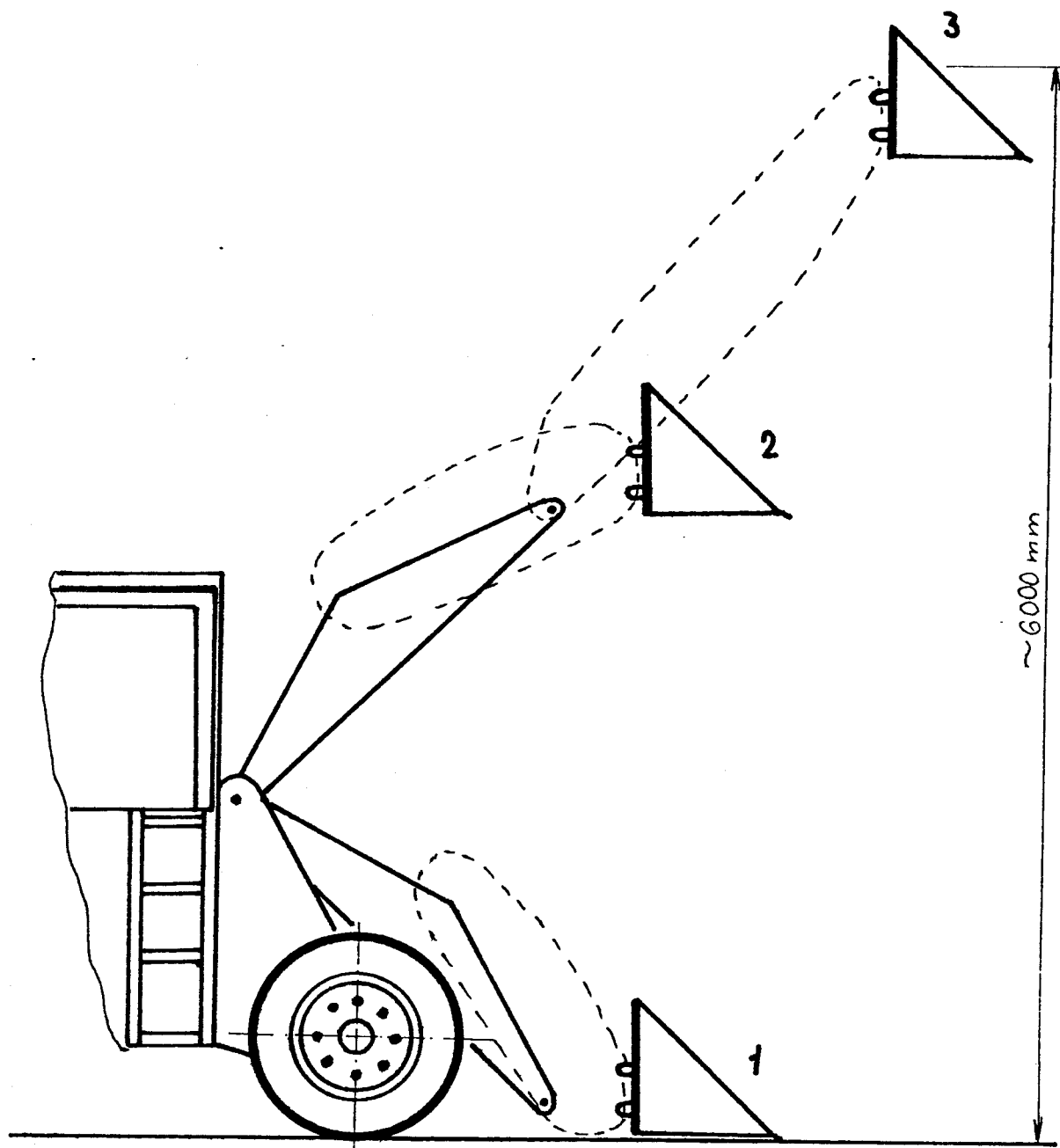
Toto však nejsou všechny možnosti využití. Dalšími přídatnými mechanismy lze nakladač použít například jako jeřáb, nosič palet a také stahovač chlívské mrvy, což je námět této diplomové práce.



Obr. 1: Schema nakladače s původním zařízením

3. 0. Seznámení s funkcí přídavného zařízení.

Úkolem bylo navrhnout nové délkově přestavitelné nakládací zařízení s dvojitou maximální výsypnou výškou pro čelní nakladač ÚNK 320, umožňující v horní krajní poloze zvýšit výsypnou výšku až na 6 m.



Obr. 2: Funkce zařízení

Z obrázku vyplývá, že kóta maximální výsypané výšky je až do $3/4$ pracovního nástroje. To je způsobeno tím, že pracovní nástroj je s nuceným vyprazdňováním. Po dosažení maximální výsypané výšky se pracovní nástroj sklopí do vodorovné polohy a materiál se z něho vyhrne. Pracovní nástroj umožňuje maximálně využít dosažené výšky.

Pracovní nástroj je předmětem diplomové práce s. Koubka.

Na obr. 2 je znázorněn první výložník s připojeným mechanismem, který bude pracovat následovně:

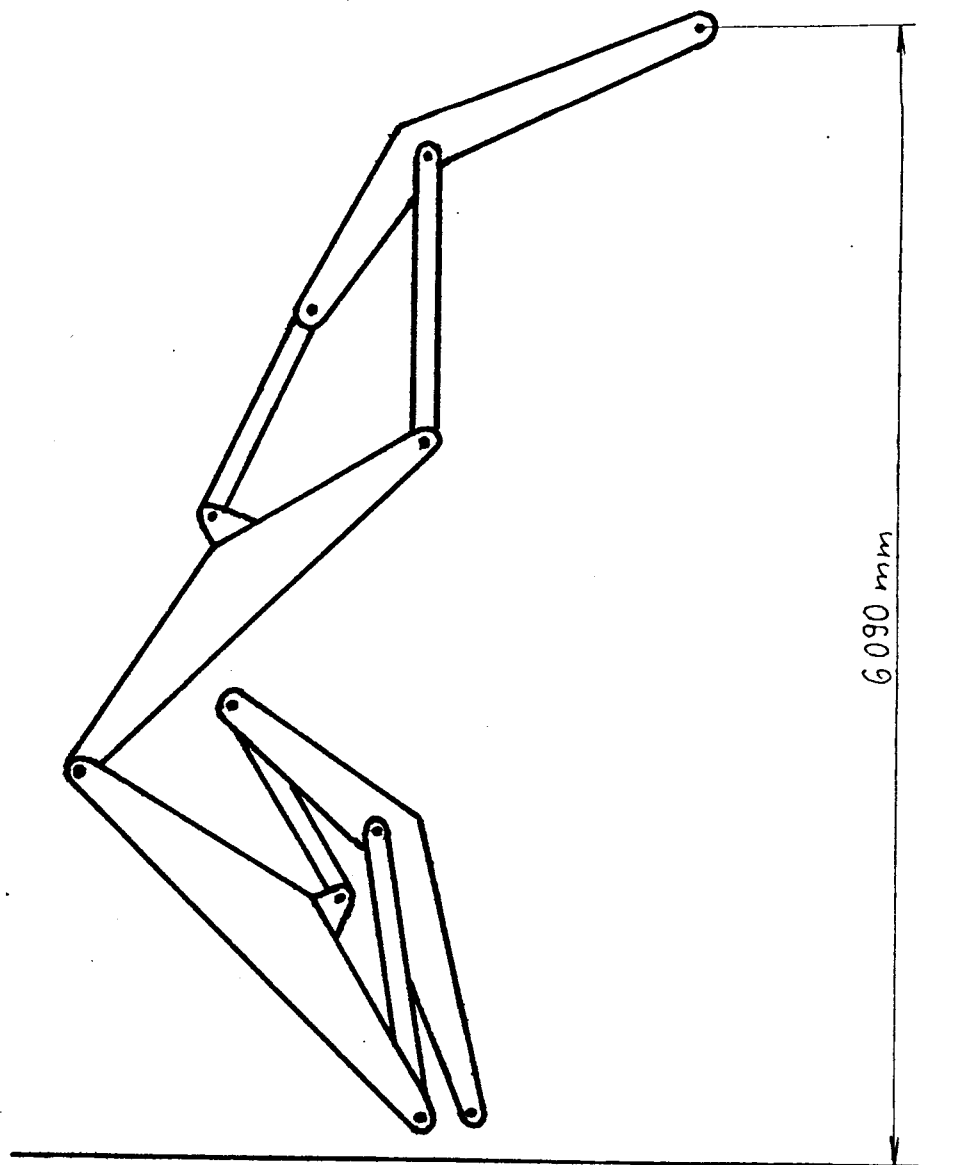
1. Nabírání materiálu do lopaty - výložník je v dolní poloze se složeným mechanismem.
2. Zavedení lopaty do první výsypané výšky - mechanismus složený, s výložníkem v horní poloze.
3. Vyprazdňování materiálu z lopaty (druhá výsypaná výška) - výložník je v horní poloze a mechanismus je rozložený.

Uvedené řešení má následující výhody. Při najíždění nakladače do materiálu bude mechanismus složený, takže jeho celková délka bude menší. Z toho vyplývá, že se zkrátí časy na přemístování materiálu. Dále toto řešení usnadní přepravu nakladače. Toto řešení není dosud nikde použité.

4. 0. Návrh mechanismu.

Jako nejjednodušší a pro dané požadavky vyhovující se ukázal čtyřčlenný, čtyřkloubový mechanismus. Vznikly první tři návrhy řešení, které byly konzultovány ve Stavostroji Nové Město nad Metují.

4. 1. První návrh přestavitelného mechanismu.



Obr. 3

Jak vyplývá z obrázku, při návrhu mechanismu bylo vycházeno ze stávajícího výložníku. Na výložníku nedošlo ke konstrukčním změnám a překlápěcí ramena by se uchytila na výložníku následovně:

- jedno rameno na čep, který na původním výložníku sloužil pro uložení páky k naklápění lopaty.
- dvě ramena do místa, v kterém byla původně uchycena lopata.

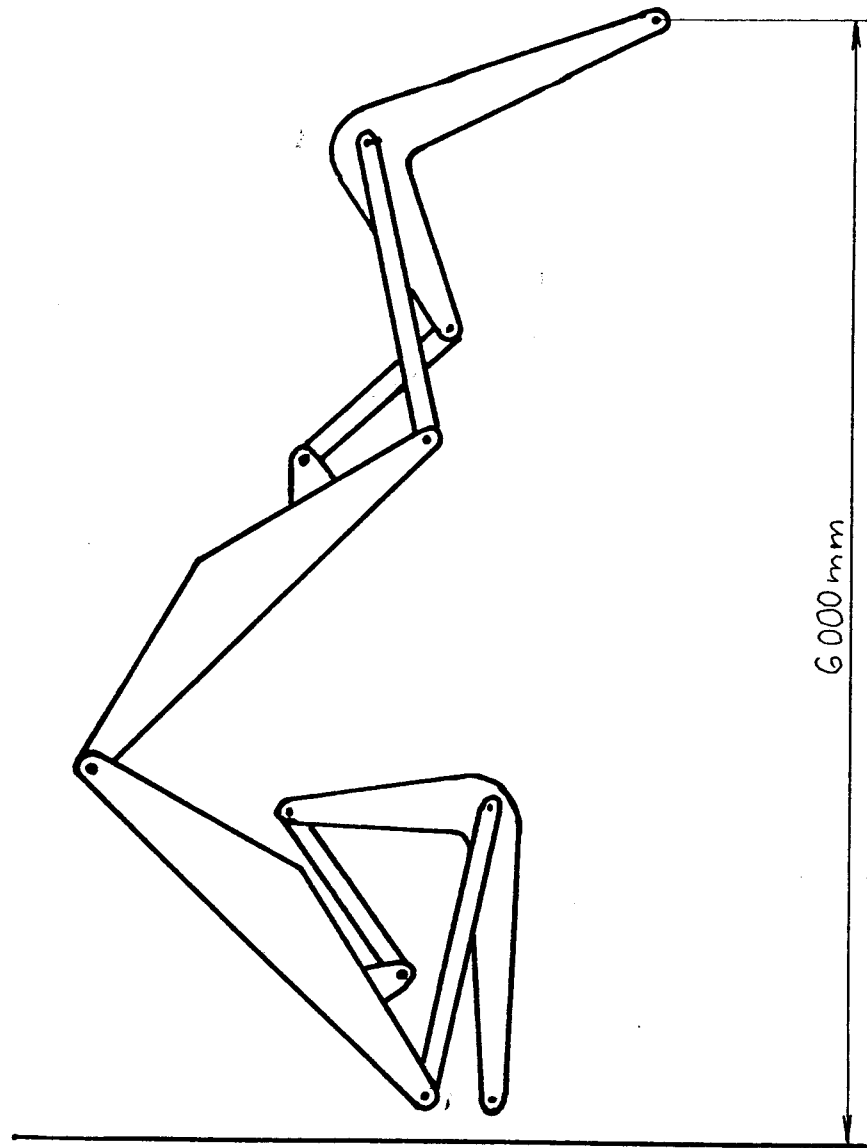
Na těchto ramenech bude připevněn druhý výložník, který bude vytvarován tak, aby celý mechanismus ve složené poloze byl co nejkratší a zbytečně neprodlužoval celý stroj. Mechanismus tím splňuje základní požadavek maximální výsypné výšky.

Při zjišťování kinematiky se projevil první nedostatek v tom, že druhý výložník zasahuje do předního okna nakladače.

4. 2: Druhý návrh přestavitelného mechanismu.

Při takto řešeném mechanismu již výložník, při dodržení požadované maximální výšky, nezasahuje do předního okna nakladače.

I zde se vycházelo ze stávajícího výložníku, avšak aby se zabránilo zasahování druhého výložníku do předního okna, bylo provedeno posunutí uchycení překlápěcí páky. Mechanismus by pak obsahoval základní výložník (první), tři překlápěcí páky a druhý výložník.

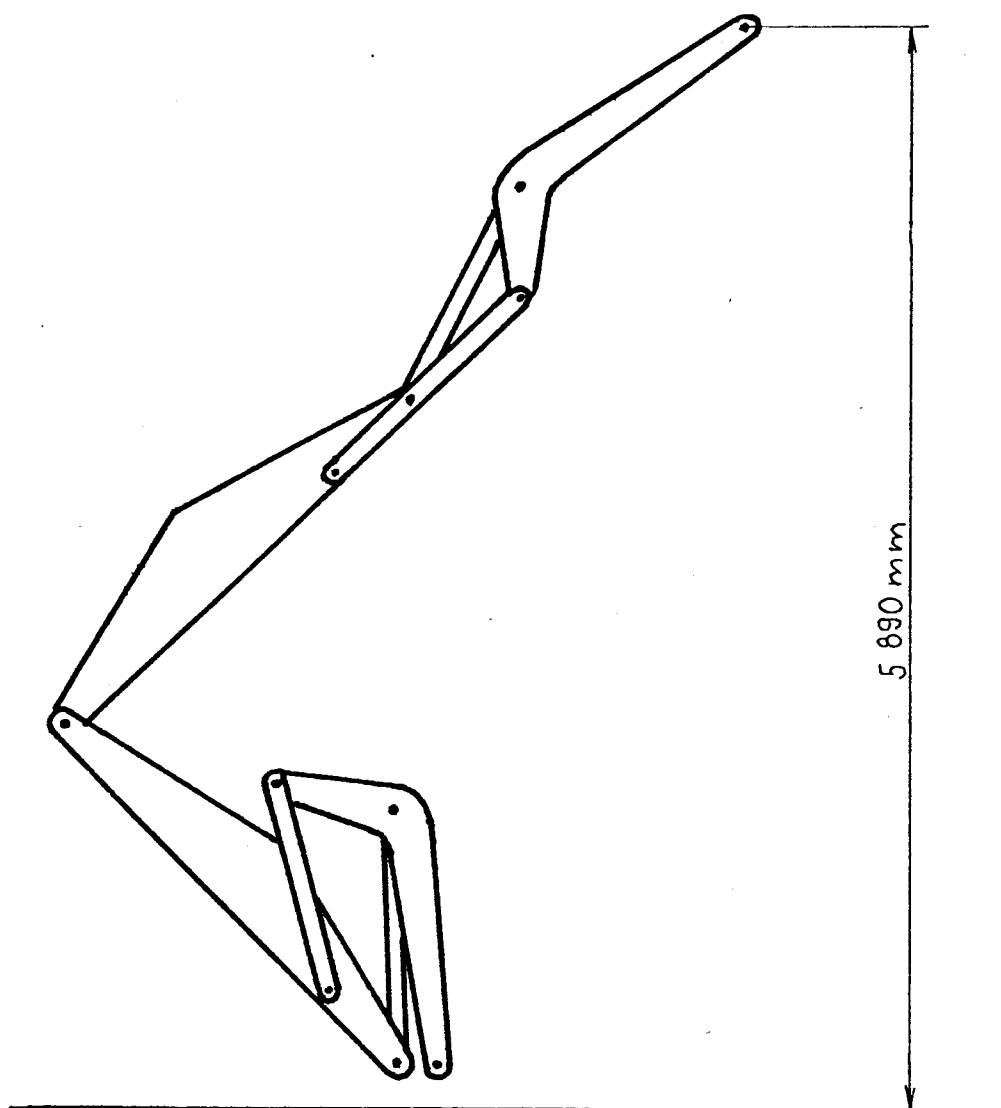


Obr. 4: Druhý návrh přestavitelného mechanismu

4. 3. Třetí návrh přestavitelného mechanismu.

Tento návrh, v porovnání s předcházejícím řešením, se liší v počtu překlápěcích pák. Jsou čtyři, dvě jsou shodné, jako u předešlých návrhů. Jejich uchycení je na prvním výložníku v místech pro lopatu.

Druhá dvojice pák je uchycena vně výložníku.



Obr. 5

Druhý výložník je tvarově přizpůsoben tak, aby celý mechanismus byl ve složené poloze co nejkratší a co nejméně se zvětšila délka stroje. Rozložený výložník dosahuje výšky 5800 mm. Vzhledem k tomu, že zde bude použita lopata s nuceným vyprazdňováním, tato výška zcela vyhovuje.

4. 4. Hodnocení prvních tří návrhů.

První mechanismus - vzhledem k tomu, že druhý výložník zasahuje do předního okna kabiny, je tento návrh mechanismu nepoužitelný.

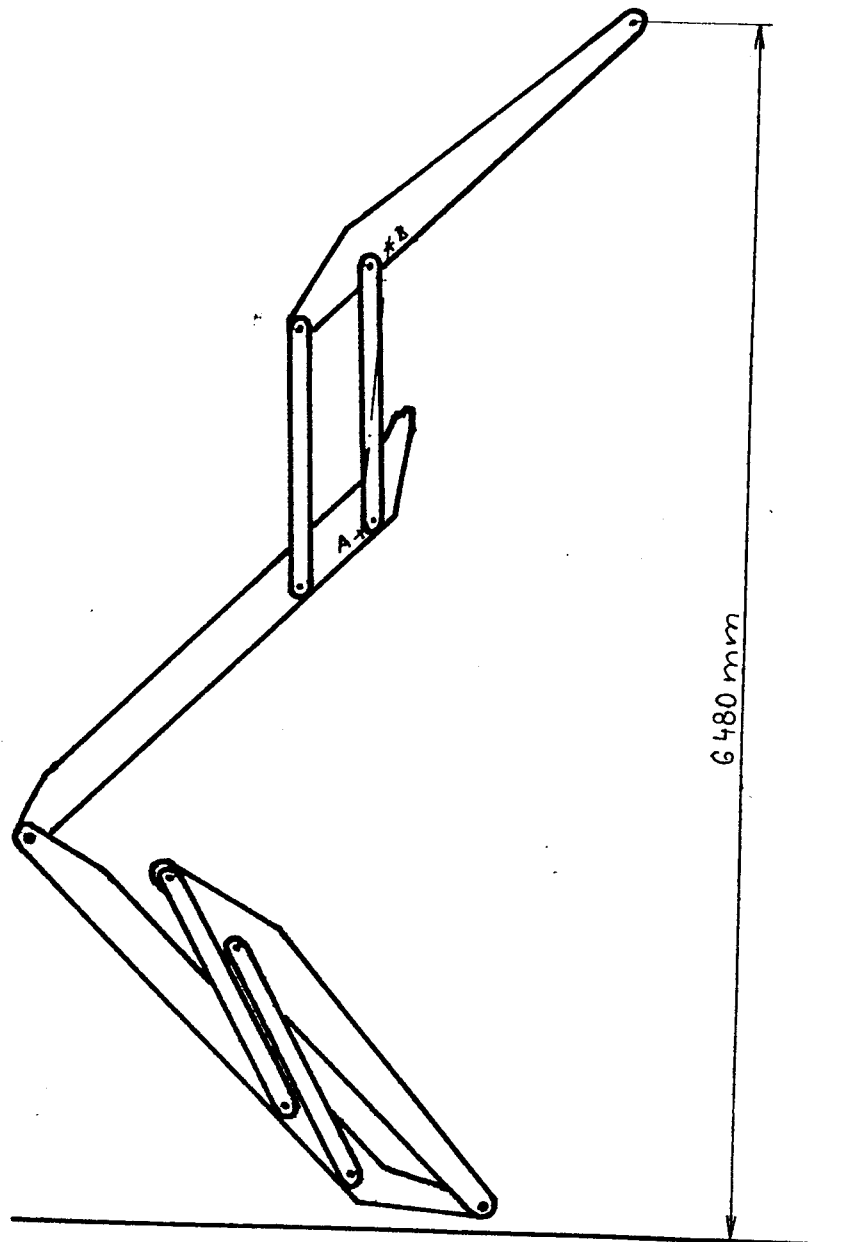
Druhý mechanismus - splňuje zadanou maximální výšku. Je třípákový a tím bude celý mechanismus lehčí v porovnání se čtyřpákovým. Jeho celková tuhost mechanismu bude menší.

Třetí mechanismus - splňuje maximální výsypnou výšku, je však čtyřpákový, to znamená, že mechanismus bude mít větší tuhost ale jeho hmotnost bude větší.

U uvedených návrhů je použit původní výložník s menšími konstrukčními úpravami.

Při konzultaci uvedených návrhů s ing. Vanclem ze Stavostroje n. p. Nové Město nad Metují, se vyskytl problém se stabilizací pracovního nástroje. Z tohoto důvodu bylo upuštěno od jednoduchého čtyřčlenného mechanismu. Jako nejvhodnější se jevil paralelogram.

4. 5. Čtvrtý návrh délkově přestavitelného mechanismu.



Obr. 6

Z uvedeného obrázku vyplývá, že základem mechanismu je paralelogram. Mechanismus zajišťuje v každé poloze rovnoběžnost obou výložníků. Proto mechanismus při překlápění z první výsypné polohy do druhé, bude sám stabilizovat pracovní nástroj.

Z obr. 6 je patrné, že první výložník je nové, změněné konstrukce. Mechanismus je čtyřpákový s upraveným prvním výložníkem, prodloužený o přední část, která slouží na přenášení silového zatížení z pracovního nástroje přímo na první výložník. Proto nedojde k nadměrnému zatížení mechanismu při nabírání materiálu od pracovního nástroje.

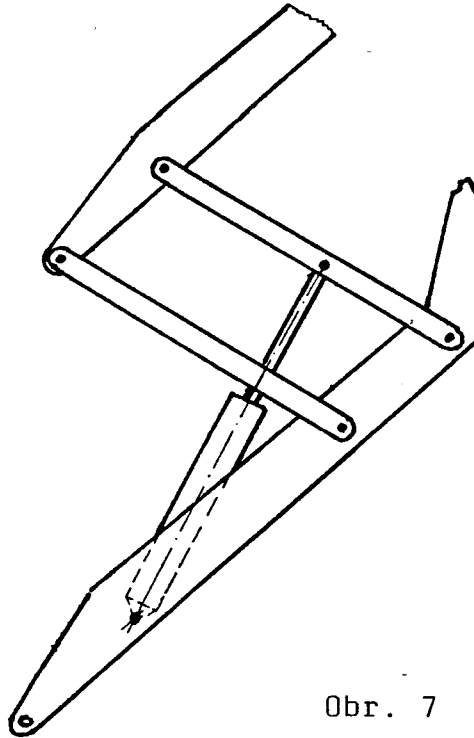
Z výpočtu vyplývá (příloha 2), že síla působící na válce je maximální na počátku rozevírání složeného mechanismu. Tato síla je vlivem malého transformačního úhlu značná (desetinásobek zatížení Q).

4. 6. Řešení pohybu překlápěcího mechanismu.

Mechanismem bude pohybovat jeden, případně i více přímočarých hydraulických motorů (hydraulických válců). Při konzultaci bylo dohodnuto použití hydraulických válců řady HVDR, průměr pístu 90 mm, zdvih 800 mm.

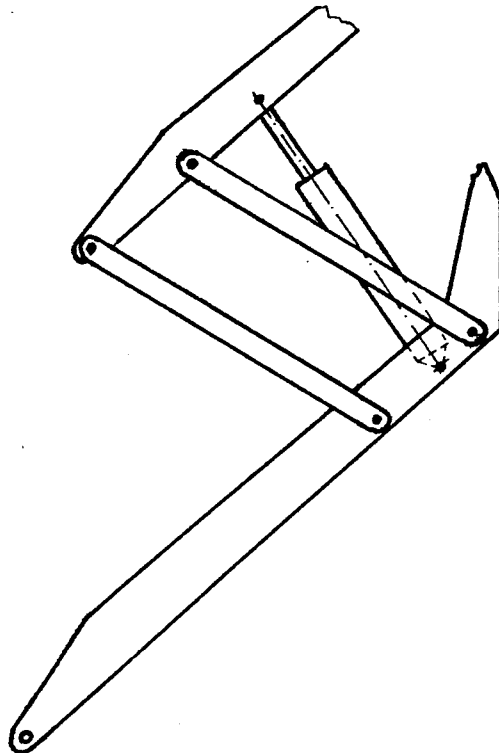
Největší překážkou při řešení mechanismu dálkové přestavitelného zařízení se ukázalo umístění pohybových válců. Nabídl se dvě řešení.

- a) uchytit hydraulické válce mezi první výložník a překlápěcí páky obr. 7.



Obr. 7

b) uchytit hydraulické válce mezi první a druhý výložník obr.8



Obr. 8

Z konstrukčních důvodů bylo použito druhé řešení. Při prvním řešení by musely být válce uchyceny v místech, kde se předpokládalo umístění odměřovacích válců stabilizace.

Ze zjištěných rozměrů překlápěcích válců (minimální a maximální délka) byly získány body uchycení válců na výložnicích. Tímto byl navržen celý přestavitelný mechanismus a mohly být určeny silové účinky od zatížení v pracovním nástroji.

4. 7. Silové účinky od zatížení pracovního nástroje.

Přesný výpočet silových účinků je velmi složitý, protože je nutné řešení z hlediska dynamiky. Znamená to, zvolení určité rychlosti překlápění a zjistit setrvační účinky. Protože rychlost překlápění je nutno volit, byl by tím výpočet velmi nepřesný. Navíc mohou na mechanismus působit další vnější síly jako dynamické síly pojezdu, síly způsobené nerovností terénu a síly větru, které výpočet dále znepřesňují. Výhodnější je statický výpočet silových účinků a zatížení pracovního nástroje korigovat dynamickým součinitelem.

4 . 8. Program na počítači.

Z uvedených rovnic 4, 5, 8, 9, 10, 11, 14
15, byla sestavena závislost úhlu pootočení překlápěcích
ramen na:

- úhlu pootočení hydraulických válců
- délce hydraulických válců
- síle hydraulických válců
- síle v překlápěcích ramenech
- vyložení a zdvihu mechanismu.

Program - příloha 1.

Provedené výpočty (kap. 4. 7.) usnadnily zpracování ná-
vrhu překlápěcího mechanismu, zejména umisťování překlápěcích
válců (s ohledem na minimální sílu tlaku) a jeho optimalizaci.

Označení veličin

c = C	r = R
d = D	Q = Q
e = E	$H_0 = H\emptyset$
g = G	$\delta = DE$
h = H	$\beta = BETA$
i = I	$\gamma = GAMA$
$l_2 = L$	

V programu jsou dosazeny hodnoty pro konečné řešení me-
chanismu.

ZATÍŽENÍ OD PRACOVNÍHO NÁSTROJE

$$Q = k_D \cdot g \cdot (m_1 + m_2)$$

k_D - dynamický součinitel, $k_D = 2$

g - gravitační zrychlení

m_1 - hmotnost nabraného materiálu do pracovního nástroje

m_2 - hmotnost pracovního nástroje, odhad $m_2 = 700$ kg

$$Q = k_D \cdot g \cdot (m_1 + m_2) = 2 \cdot 9,81 \cdot (1200 + 700) = 37\,278 \text{ /N/}$$

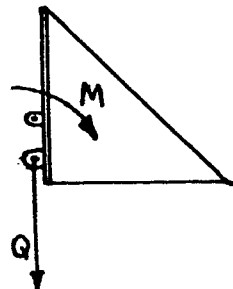
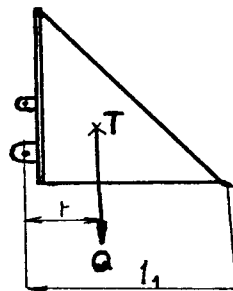
Moment od zatížení v pracovním nástroji.

$$M = Q \cdot r$$

kde r - rameno momentu

- obvykle $r = \left(\frac{1}{3} \div \frac{1}{4}\right) l_1$

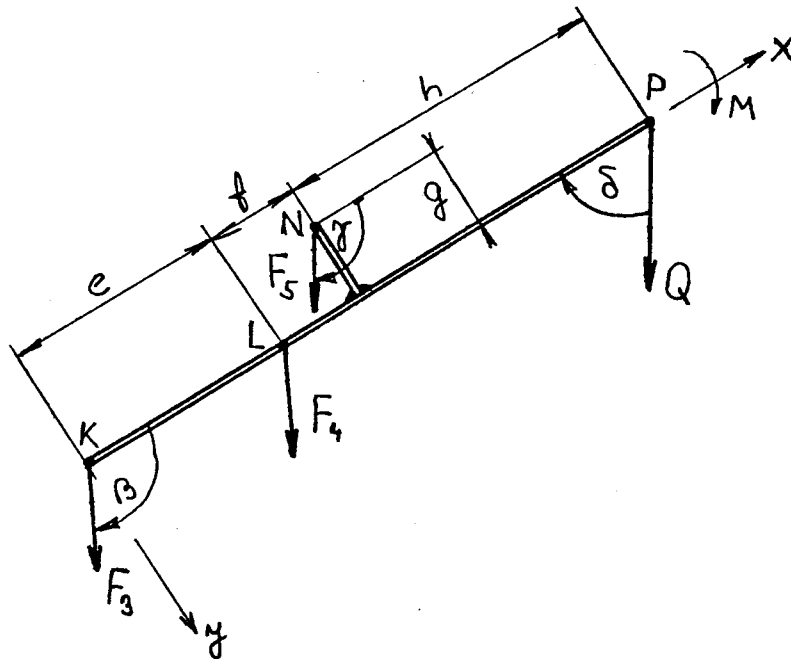
- $l_1 \doteq 800$ mm



Obr. 9

Síly působící na pracovní nástroj

ROVNICE ROVNOVÁHY NA DRUHÉM VÝLOŽNÍKU



Obr. 10 : Rovnováha sil na druhém výložníku.

$$x \dots F_3 \cdot \cos \beta + F_4 \cdot \cos \beta + F_5 \cdot \cos \gamma - Q \cdot \cos \delta = 0 \quad (1)$$

$$y \dots F_3 \cdot \sin \beta + F_4 \cdot \sin \beta + F_5 \cdot \sin \gamma + Q \cdot \sin \delta = 0 \quad (2)$$

momentová rovnice k bodu K

$$F_4 \cdot e \cdot \sin \beta + F_5 \cdot (e+f) \cdot \sin \gamma + F_5 \cdot g \cdot \cos \gamma + Q(e+f+h) \cdot \sin \delta + M = 0 \quad (3)$$

Po vynásobení rovnice (1) $(\sin \beta)$ a rovn. (2) $(-\cos \beta)$ a sečtení dostaneme rovnici, kterou je možno upravit do tvaru

$$F_5 = \frac{\sin \beta \cdot \cos \delta}{\sin \beta \cdot \cos \gamma - \sin \gamma \cos \beta} \cdot Q = k_5 \cdot Q \quad (4)$$

Z rovnice (3) lze napsat

$$F_4 = \frac{-1}{e \cdot \sin \beta} \left\{ F_5 \cdot \left[(e+f) \cdot \sin \gamma + g \cdot \cos \gamma \right] + Q \cdot (e+f+h) \cdot \sin \delta + M \right\} = k_4 \cdot Q \quad (5)$$

Z rovnice (1) lze vyjádřit

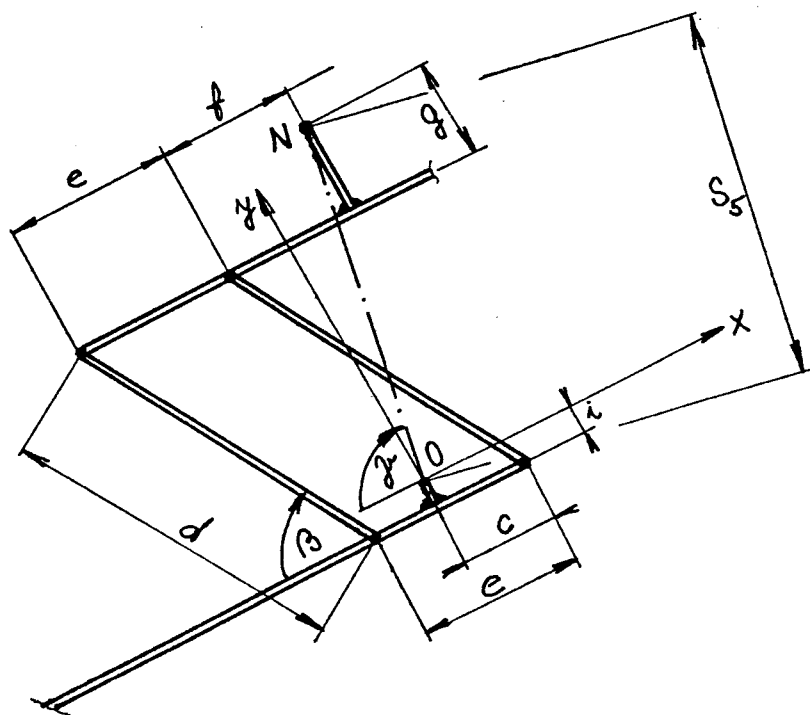
$$F_3 = \frac{1}{\cos \beta} (Q \cdot \cos \delta - F_4 \cdot \cos \beta - F_5 \cdot \cos \gamma) = k_3 \cdot Q \quad (8)$$

$$\text{kde } k_5 = \frac{\sin \beta \cdot \cos \delta + \sin \delta \cdot \cos \beta}{\sin \beta \cdot \cos \gamma - \sin \gamma \cdot \cos \beta} \quad (9)$$

$$k_4 = \frac{-1}{e \cdot \sin \beta} \left\{ k_5 \cdot \left[(e+f) \cdot \sin \gamma + g \cdot \cos \gamma \right] + (e+f+h) \sin \delta + r \right\} \quad (10)$$

$$k_3 = \frac{1}{\cos \beta} (\cos \delta - k_4 \cdot \cos \beta - k_5 \cdot \cos \gamma) \quad (11)$$

Z rovnic (1), (2), (3) je vidět, že síly F_3 , F_4 a F_5 závisí jednak na úhlu překlápěcích pák β tak na úhlu překlápěcích válců γ . Je zřejmé, že úhel γ je závislý na úhlu β .



Obr. 11

$$\text{Souřadnice N} \quad x_N = f + c - d \cdot \cos \beta \quad (12)$$

$$y_N = d \cdot \cos \beta + g - i \quad (13)$$

Z Pythagorovy věty pak

$$S_5 = \sqrt{x_N^2 + y_N^2} = \sqrt{(f + c - d \cdot \cos \beta)^2 + (d \cdot \cos \beta + g - i)^2} \quad (14)$$

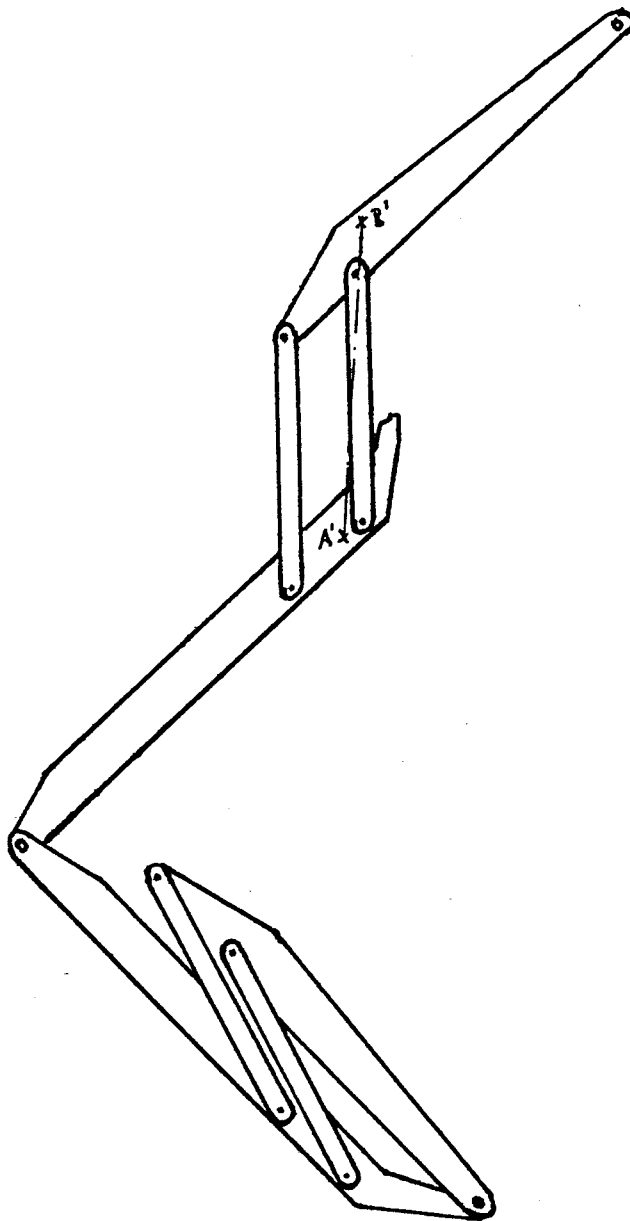
což je závislost roztažení překlápěcích válců na úhlu pootočení překlápěcích pák.

$$\text{tg } \gamma = \frac{y_N}{x_N} = \frac{d \cdot \cos \beta + g - i}{f + c - d \cdot \sin \beta} \quad (15)$$

4. 9. Omezení zdvihu válců překlápěcího mechanismu.

Pro navržený mechanismus (obr. 6) byly pomocí počítačů získány průběhy sil v hydraulických válcích v závislosti na pootočení překlápěcích pák. Tím bylo zjištěno, kdy nastává v mechanismu tzv. mrtvý bod. To znamená, že zatížení hydraulických válců se mění z tlakového zatížení na tahové. Tento stav v mechanismu nesmí nastat. Proto bylo nutno omezit pohyb překlápěcího mechanismu. Tím vznikly další tři návrhy mechanismu, které byly konzultovány ve Stavostroji.

4.1 D. Pátý návrh délkově přestavitelného mechanismu.



Obr. 12

Zde byly zachovány všechny rozměry předcházejícího mechanismu. Pouze uchycení hydromotoru na druhém výložníku bylo posunuto tak, aby se zvětšil transformační úhel a tím se zmenšila síla působící na překlápěcí válce. Toto bylo dosaženo, jak vyplývá z přílohy 3, (síla působící na válce je pouze pětina-sobek zatížení Q).

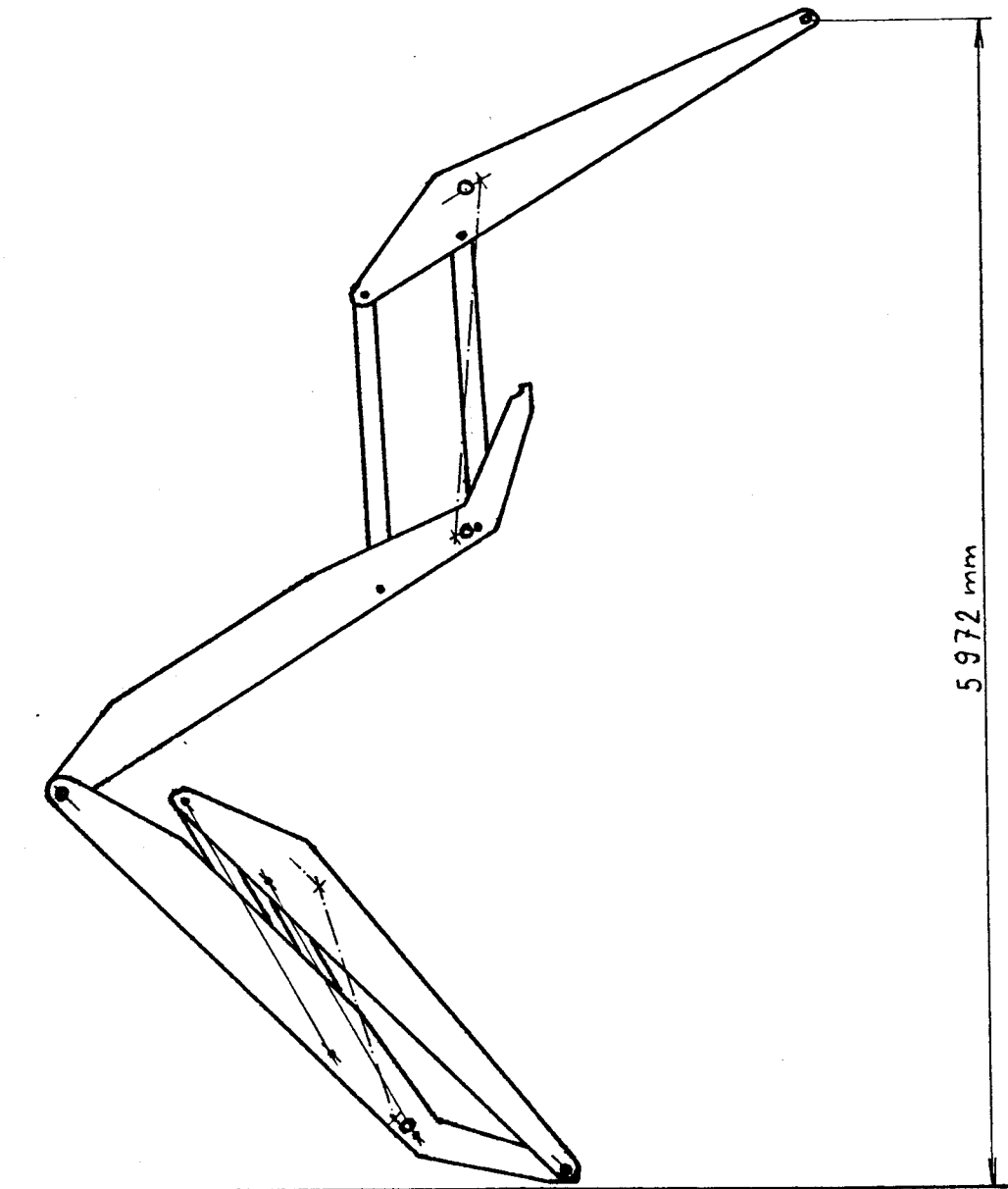
4. 11. Omezení zdvihu prvního výložníku.

Jak vyplývá z kap. 4. 9. bylo nutno omezit pohyb překlápěcího mechanismu (maximální úhel překlápěcích pák $\beta=132^\circ$). Tím bylo dosaženo maximální výškové výšky, ale při malém výložení. To má za následek velký sypný úhel stohovaného materiálu (72°). Stohovaný materiál - chlévská mrva, je schopna dosáhnout takového sypného úhlu. Sypný úhel se však časem zmenšuje a proto může nastat případ, že úhel bude menší a nakladač nebude schopen přemístit materiál. Proto bylo nutno hledat takové řešení mechanismu, které by zmenšilo sypný úhel. Nejjednodušší a zároveň účinné opatření bylo omezit zdvih prvního výložníku a tím celý mechanismus sklopit.

Protože bylo nutno omezit zdvih prvního výložníku (ze 135° na 123°), bylo zároveň nutno omezit zdvih překlápěcího mechanismu. Jinak by se překlápěcí mechanismus dostal do mrtvého bodu. Tím se úhel překlápěcích ramen omezil na 120° . Mechanismus by s těmito parametry nedosáhl ještě požadované maximální výšky. Této výšky bylo dosaženo zvětšením překlápěcích ramen. Protože byl omezen zdvih prvního výložníku, uvolnil se prostor před předním oknem nakladače. Tím bylo možno překlápěcí ramena zvětšit na 1500 mm (původně 1350 mm). Mechanismus dosáhne požadované maximální výšky a menšího sypného úhlu (60°).

4. 12. Výsledné řešení.

Na obr. 14 je konečná podoba mechanismu. Menší odchylky v uchycení hydraulických překlápěcích válců byly provedeny ještě při konstrukčním řešení. Z výpočtového programu (příloha 4) vyplývá, že uchycení překlápěcích hydromotorů je takové, které nedovoluje mechanismus dostat do mrtvé polohy. Do mrtvé polohy se nemůže mechanismus dostat protože max. délka roztažených překlápěcích válců je 1866 mm a mechanismus by potřeboval při úhlu $\beta = 120^\circ$ délku 1868 mm. Mrtvý bod nastává až při úhlu $\beta = 123^\circ$.



Obr. 13

4. 13. Konstrukční uspořádání.

Při konstrukčním řešení bylo vypracováno několik návrhů. Základem prvních návrhů byl výložník složený ze dvou plechů a spojovacích trubek. Tyto plechy byly třídy 11. Proto byla hmotnost této konstrukce značná. Podstatného snížení hmotnosti bylo dosaženo použitím čtyř plechů z materiálu třídy 17. Tento materiál se vyrábí pouze do tloušťky plechu 12 mm a proto jsou zde čtyři. Tímto způsobem jsou zkonstruovány oba výložníky. První výložník je z plechu tloušťky 12 mm, druhý je z 10 mm. Na prvním výložníku je oproti původní konstrukci výložníku posunutý bod uchycení válců pro zvedání. To je proto, aby se omezil zdvih prvního výložníku. (viz kap. 4. 11.). Z výkresu sestavy vyplývá, že šířka druhého výložníku je zdanlivě zbytečně velká. To je proto, aby se mohl přiklopit k výložníku pracovní nástroj (např. při zvedání mech., aby nevypádal materiál). Protože pracovní nástroj je s nuceným vyprazdňováním, má v zadní části ramena pro vyhrnování materiálu. Kdyby byly druhý výložník užší, než je na sestavě, narazila by ramena do něho a lopata by nešla přiklopit. Druhý výložník je na konci spojen trubkou, která slouží jednak k uchycení pracovního nástroje na výložník a jednak se do ní opře první výložník při práci na zemi.

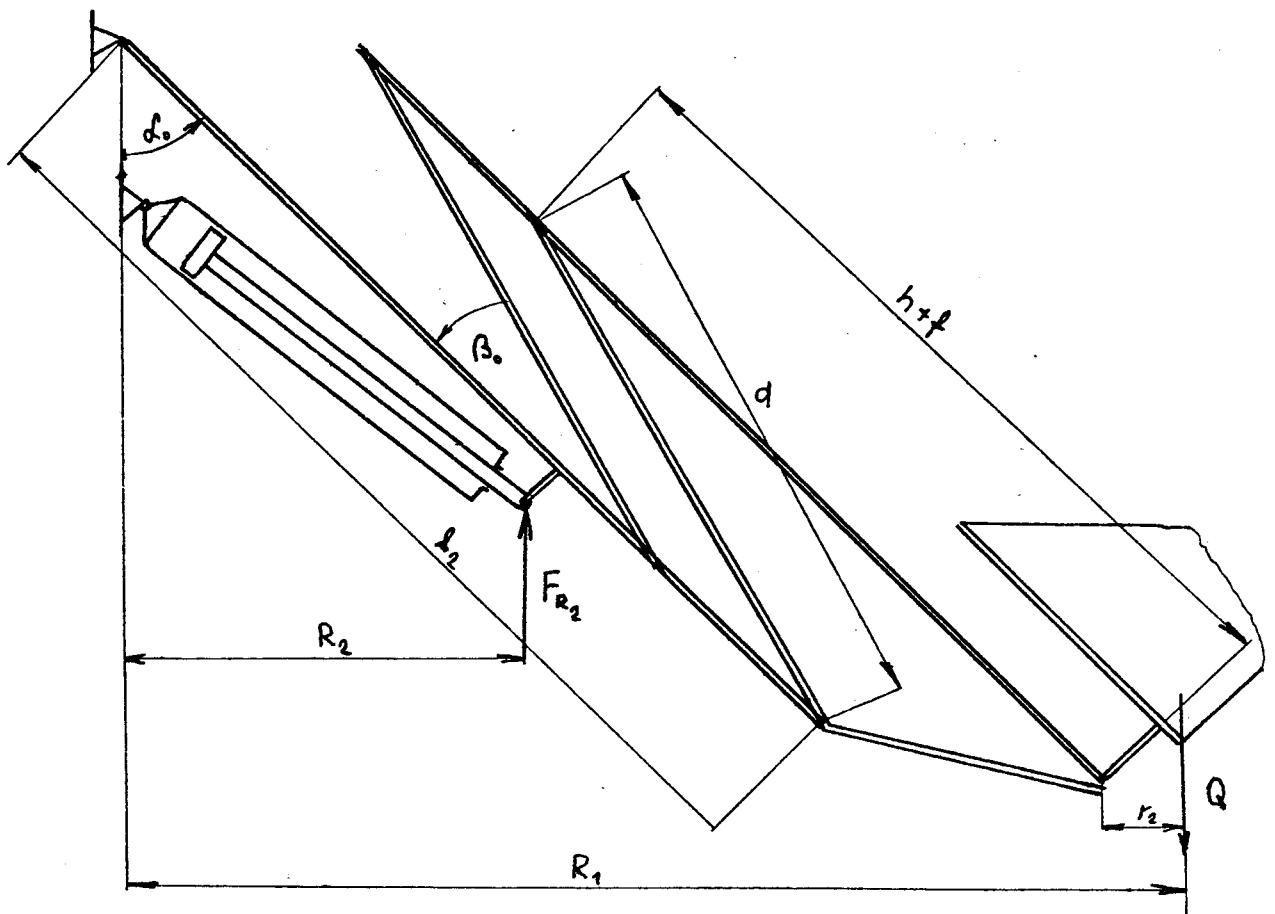
Překlápěcí válce jsou umístěny uvnitř obou výložníků. Jsou uchyceny na trubkách tak, aby byly co nejvíce do strany a zbytečně nenamáhaly trubky na ohyb.

Překlápěcí ramena jsou chycena vždy mezi dvojicí plechů, takže jejich čepy jsou chyceny na obou stranách a ne letmo. To je z hlediska zatížení výhodnější.

4. 14. Výpočet maximálního tlaku v hydraulických válcích

Pro zvolení vhodného hydraulického obvodu délkově přestavitelného zařízení (viz kap. 7.0.) je nutno znát maximální tlak hydraulických válců pro zvedání celého zařízení a ve válcích překlápění mechanismu.

- a) Maximální tlak ve válcích pro zvedání celého zařízení.
V těchto válcích je tlak maximální na počátku vysouvání, kdy je transformační úhel velmi malý.



Obr. 14: Síly působící na délkově přestavitelné zařízení

Momentová rovnice k bodu G :

$$F_{R2} \cdot R_2 = Q \cdot R_1$$

$$F_{R2} = Q \cdot \frac{R_1}{R_2} = 37\,278 \cdot \frac{2 \cdot 602,7}{970} = 100\,024 \text{ (N)}$$

Silový rozklad lze vyjádřit pomocí sinové věty

$$\frac{\sin \alpha'}{F_2} = \frac{\sin \omega}{F_{R2}}$$

Takže síla na zvedací válce:

$$F_2 = F_{R2} \cdot \frac{\sin \alpha'}{\sin \omega} = 100\,024 \cdot \frac{\sin 39^{\circ}20'}{\sin 10^{\circ}43'} = 340\,938,9 \text{ (N)}$$

a z ní tlak ve válcích

$$p = \frac{F_2}{n \cdot s} = \frac{F_2}{\frac{n \cdot \pi \cdot D^2}{4}} = \frac{340\,938,9}{\frac{2 \cdot \pi \cdot 140^2}{4}} = 11 \text{ (MPa)}$$

n - počet válců

b) Maximální tlak ve válcích pro překlápění mechanismu.

Z výsledků počítače (příloha 4) vyplývá, že max. síla působící na válce je 166 166 N.

Takže

$$p = \frac{F}{n \cdot s} = \frac{F}{\frac{n \cdot \pi \cdot D^2}{4}} = \frac{166\,166}{\frac{2 \cdot \pi \cdot 90^2}{4}} = 13 \text{ (MPa)}$$

5. 0. Kontrola stability nakladače s délkově přestavitelným zařízením a pracovním nástrojem.

Kontrola stability nakladače spočívá ve zjištění, zda nedojde při nakládání, pojezdu, zvedání výložníku, nebo i vyprazdňování materiálu z lopaty, odtržení některého kola od základny, případně převrácení nakladače do předu nebo do strany. V případě, že je stabilita nevyhovující, je nutno omezit nosnost v pracovním nástroji, aby nemohlo dojít k havárii nakladače.

Výpočet se provádí tak, že se určí překlápěcí zatížení v lopatě a z něho se zjistí užitečná nosnost v lopatě. Ta musí být větší než maximální tíha nabíraného materiálu.

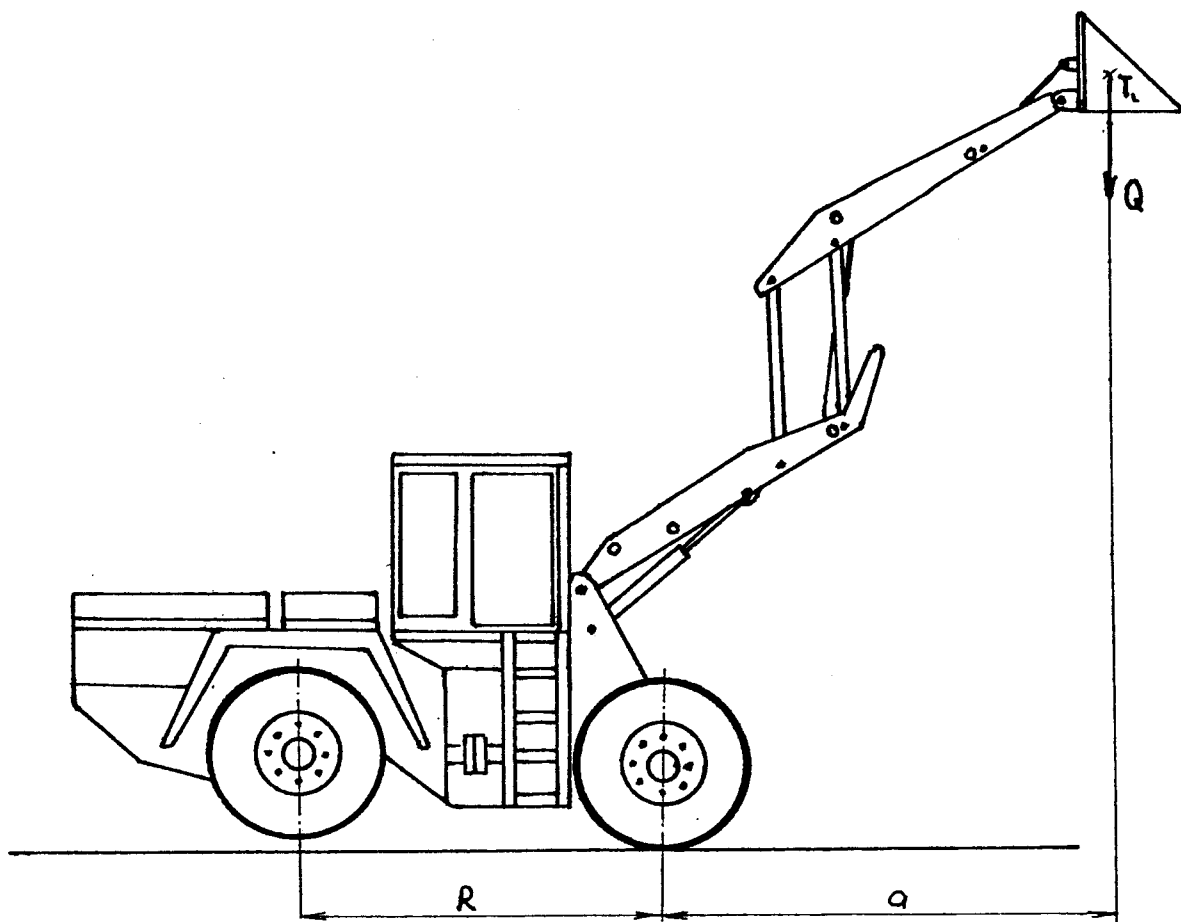
1. Překlápěcí zatížení F_p [N] .

- minimální zatížení v těžišti lopaty při kterém dojde k odtržení některého kola od základny; pracovní mechanismus (dévkově přestavitelné zařízení) je v takové poloze, ve které je těžiště pracovního nástroje, nejvíce vzdáleno před přední nápravou.

2. Užitečná nosnost Q_u [kg]

- hmotnost zátěže v lopatě, kterou může nakladač zvedat při všech jeho pracovních postaveních a také za pojezdu. Užitečná nosnost se stanovuje jako 1/2 překlápěcího zatížení F_p . Pro nakladač kloubový nesmí užitečná nosnost převyšovat 1/2 překlápěcího zatížení při plném vytočení rámu.

Pohonná jednotka nakladače (obr. 1) je umístěna až za zadní nápravou. Proto bude těžiště blíže k zadní nápravě. Vzhledem k tomu, že se jedná o kloubový nakladač je nutno počítat stabilitu při maximálním vytočení rámu. Vytočením rámu se těžiště posune více do středu mezi nápravami nakladače, proto bylo uvažováno těžiště uprostřed mezi nápravami.



Obr. 16: Stabilita stroje

Takže $F_p \cdot a = m_p \cdot g \cdot x_T$

F_p - překlápěcí zatížení

m_p - hmotnost nakladače

a - vzdálenost těžiště lopaty
od přední nápravy

x_T - vzdálenost těžiště nakladače
od přední nápravy

$$x_T = \frac{1}{2} \cdot R = \frac{1}{2} \cdot 2800 = 1400 \text{ /mm/}$$

R-rozvož náprav nakladače

$$a = V_{\max} + \frac{1}{3} l_1 - Z$$

V_{\max} - max. vyložení délkově přestavitelného zařízení (příloha 4)

l_1 - délka pracovního nástroje

Z - vzdálenost přední nápravy od uchycení délkově přestavitelného zařízení na rámu

$$a = V_{\max} + \frac{1}{3} l_1 - Z = 3696 + \frac{1}{3} \cdot 800 - 700 = 3263 \text{ /mm/}$$

$$\text{Potom } F_P = m_P \cdot g \cdot \frac{x_T}{a} = 10\,000 \cdot 9,81 \cdot \frac{1400}{3263} = 42\,090 \text{ /N/}$$

$$\text{Z toho } Q_u = \frac{1}{2} \frac{F_P}{g} = \frac{1}{2} \cdot \frac{42090}{9,81} = 2145 \text{ /kg/}$$

Protože maximální hmotnost přepravovaného materiálu je 1200 kg je stabilita nakladače vyhovující.

6.0. Stabilizace pracovního nástroje.

6. 1. Popis funkce.

Nakladač nabere do pracovního nástroje přemisťovaný materiál. Poté se pracovní nástroj přiklopí k výložníku do takové polohy, aby z ní při zvedení nevypadával materiál (stabilizovaná poloha). Úkolem stabilizace je udržet tuto polohu vůči zemi (lépe vůči nakladači) při zvedání výložníku. Protože mechanismus výložníku má dvě výsypné výšky, je nutné stabilizovat pracovní nástroj ve dvou pohybech.

- a) Stabilizace pracovního nástroje při pohybu z první výsypné výšky do druhé.

Zde není nutno použít přídavné stabilizace, protože paralelogram udrží pracovní nástroj sám v nastavené (stabilizované) poloze.

- b) Stabilizace pracovního nástroje při pohybu od země do první výsypné výšky.

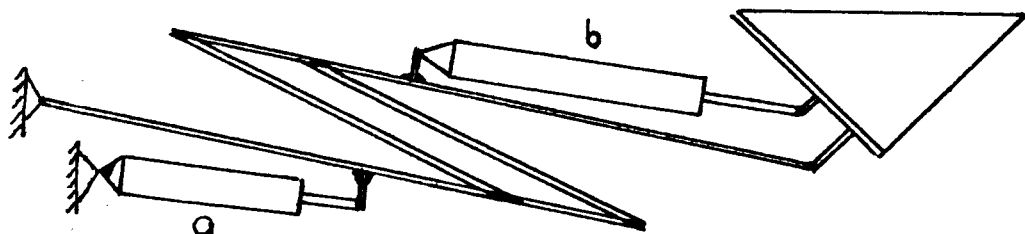
Při tomto pohybu je překlápěcí mechanismus v klidu, takže se chová jako tuhý výložník. Proto je možno použít shodné stabilizace jako u nakladačů s klasickým výložníkem. Zde se používají dvě řešení:

- stabilizace pomocí pákového mechanismu - toto řešení nepřichází v úvahu, protože by musel být mechanicky svázán pohyb prvního výložníku s pracovním nástrojem, což by bylo značně komplikované, velmi hmotné.
- stabilizace hydraulická - spočívá v tom, že mezi rámem nakladače a prvním výložníkem je odměřovací válec, který je hydraulicky spojen s válcem pro naklápění pracovního nástroje. Toto řešení se jeví jako jediné prakticky realizovatelné.

6. 2. Návrh stabilizace.

První návrh stabilizace.

V tomto návrhu řešení je umístěn odměřovací válec stabilizace mezi rám a první výložník. Na rámu je uchycen v místě, v kterém byl původně upevněn válec, pro naklápění pracovního nástroje. Takto uložený válec se při zvedání prvního výložníku roztahuje.

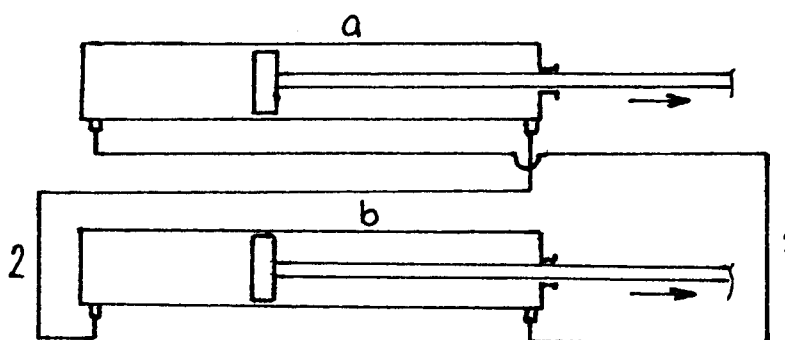


Obr. 17: Umístění hydraulických válců v prvním návrhu

a - odměřovací válec

b - válec pro naklápění pracovního nástroje

S ohledem na to, že válec pro naklápění pracovního nástroje se musí roztahovat (pracovní nástroj se při stabilizaci musí odtlačovat od druhého výložníku), musí být odměřovací válec a válec pro naklápění pracovního nástroje zapojeny křížem (obr. 18).



Obr.18: Zapojení hydraulických válců křížem

a - odměřovací válec

b - válec pro naklápění pracovního nástroje

Toto řešení je nevýhodné z následujících důvodů:

- a) nelze zároveň zapojit oba hydraulické okruhy (1 a 2),
- b) stabilizace by pracovala pouze při zvedání mechanismu,
- c) při spouštění mechanismu by pracovní nástroj zůstal ve stálé poloze vůči druhému výložníku.

V dolní poloze by se pracovní nástroj musel ještě sklopit do vodorovné polohy.

- d) Tuto funkci by musel zajistit velmi složitý rozvadeč, u nás nevyráběný.

Byly navrženy různé kombinace řešení, na př. s jedním odměřovacím válcem a dvěma válci pohybuujícími s pracovním nástrojem. Válce pracovního nástroje byly nejdříve uchyceny na pracovním nástroji přímo, v dalším řešení pákovým převodem. Vzniklo řešení, které obsahovalo jeden válec odměřovací a jeden válec na pohyb pracovního nástroje. Oba válce měly shodný průměr 160 mm.

Na počítači byla naprogramována závislost odchylky pracovního nástroje od stabilizované polohy, na pohybu prvního výložníku. Odchylka od stabilizované polohy byla $+2,5^{\circ}$ a $-3,5^{\circ}$.