



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

VYSOKOVÝKLOPNÁ LOPATA PRO TELESKOPICKÝ MANIPULÁTOR LM1345 TURBO

HIGH LOADING SHOVEL FOR TELEHANDLERS LM1345 TURBO

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. LUKÁŠ DRAGAN

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Akademický rok: 2013/14

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Lukáš Dragan

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Vysokovýklopná lopata pro teleskopický manipulátor LM1345 TURBO

v anglickém jazyce:

High loading shovel for telehandlers LM1345 Turbo

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte vysokovýklopnou lopatu pro teleskopický manipulátor LM1345 TURBO. Základní technické parametry:

- nosnost v lopatě při maximální výšce 4000 kg

Cíle diplomové práce:

Technická zpráva obsahující:

- rešerši problému,
- zdůvodněnou koncepci navrženého řešení,
- funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent,
- vytíповání cílové skupiny odběratelů,
- pevnostní výpočet a další výpočty dle vedoucího DP

Výkresová dokumentace obsahující:

- celková sestava zařízení
- podsestavy a výrobní výkresy dle pokynů vedoucího DP

Seznam odborné literatury:


1. SHIGLEY, J.E. - MISCHKE, Ch.R. - BUDYNAS R.G.: Konstruování strojních součástí, Vydalo VUT v Brně, nakladatelství VUTIUM 2010, ISBN 978-80-214-2629-0
2. ŠKOPÁN, M.: Hydraulické pohony strojů, elektronická skripta VUT v Brně 2009
3. JEŘÁBEK a kol. Stroje pro zemní práce, Silniční stroje, vydalo Katedra hornických strojů VŠB, Ostrava 1995,
4. Firemní literatura


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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 11.11.2013




prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu


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



ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá řešením konstrukčního návrhu vysokovýklopné lopaty pro teleskopický manipulátor LM1345 TURBO firmy New Holland. Úvodem jsou zpracovány základní vlastnosti a parametry stroje a materiálu, k jehož přepravě bude lopata v provozu nejčastěji využita. Dále práce obsahuje statickou analýzu zatěžovacích stavů působících na lopatu a rám při provozu stroje, pevnostní výpočty a návržení a kontrolu použitých čepů.

KLÍČOVÁ SLOVA

Vysokovýklopná lopata, teleskopický manipulátor, rám, hydromotor, statická analýza, pevnostní analýza, čep

ABSTRACT

This diploma thesis follow up the structural design high loading shovel for telehandlers LM1345 TURBO by New Holland. The introduction processed basic characteristics and parameters of the machine and material which will be in operation most frequently transported by the shovel. The work includes static analysis load acting on the shovel and frame when the machine is operating, strength calculations and the design and control of the pins.

KEYWORDS

high loading shovel, telehandlers, frame, hydraulic, static analysis, strength analysis, peg



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DRAGAN, L. *Vysokovýklopná lopata pro teleskopický manipulátor LM1345 TURBO*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 70 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc...



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 30. května 2014

.....

Lukáš Dragan



PODĚKOVÁNÍ

Rád bych touto cestou poděkoval především svojí rodině a blízkým za podporu během celé doby mého studia. Dále děkuji doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za rady a připomínky během vypracovávání této práce. V neposlední řadě děkuji také Ing. Romanu Lžičařovi z firmy New Holland za poskytnutí podkladů a dokumentace potřebné k vytvoření této práce.



OBSAH

Úvod	11
1 Typy konstrukčních provedení vysokovýklopné lopaty	12
1.1 Dělení podle počtu a umístění hydromotorů	12
2 Technická specifikace teleskopického manipulátoru LM1345 TURBO	13
3 Specifikace přepravovaného materiálu	16
4 Koncepční návrh provedení vysokovýklopné lopaty	17
4.1 Koncepční návrh lopaty	18
4.2 Koncepční návrh rámu	19
5 Volba hydromotoru pro vyklápění lopaty	20
5.1 Výpočet parametrů zvoleného hm	21
6 Kinematika lopaty	22
6.1 Výpočet rychlostí	23
6.2 Výpočet zrychlení	24
7 Objem přepravovaného materiálu	26
8 společná poloha těžiště lopaty a materiálu	27
9 Síla působící na hmv	29
9.1 Kontrola potřebné síly hmv	29
10 statická analýza	33
10.1 Definice pojmů dle normy ČSN ISO 8313 [6]	33
10.1.1 Trhací síla	33
10.1.2 Zdvíhací síla	33
10.1.3 Překlápěcí zatížení (při maximálním vyložení nebo ve specifikované výšce) ...	33
10.1.4 Pracovní tlak v obvodě	33
10.1.5 Hydraulický mezní stav	33
10.1.6 Mezní stav z hlediska překlopení	33
10.2 Mezní stav překlopení	33
10.3 Trhací síla	33
10.3.1 Trhací síly od HM naklápění lopaty	33
10.3.1.1 Síly od HM náklonu lopaty (HMN)	33
10.3.1.2 Výpočet trhací síly od hmn	34
10.3.2 Trhací síly od hmk	35
10.3.2.1 Síly od hmk	35
10.3.2.2 Výpočet síly vyvolané hydromotorem (HMK)	36
10.3.3 Celková trhací síla	37
10.4 Síla při nájezdu do materiálu	37



10.4.1	Výpočet síly vyvolané hmt	37
10.4.2	Síla od nájezdu stroje do materiálu	38
10.5	Silový rozbor lopaty při nabírání materiálu	40
10.5.1	Pohybová rovnice lopaty	40
10.5.1.1	Výpočet reakcí v čepech od vnějšího zatížení	40
10.6	Silový rozbor lopaty při vyklápění materiálu	42
10.6.1	Pohybové rovnice lopaty	42
10.6.2	Výpočet reakcí od působících sil	43
10.7	Silový rozbor rámu	45
10.7.1	Pohybové rovnice	46
10.7.2	Výpočet reakcí na rám	46
10.7.2.1	reakce při nabírání materiálu	46
10.7.2.2	reakce při vyklápění materiálu	48
11	Pevnostní analýza	49
11.1	Kontrola čepů	49
11.1.1	Kontrola hlavního čepu lopaty	49
11.1.2	Kontrola vrchního čepu H MV	51
11.1.3	Kontrola čepu uchycení HM na rám	53
11.1.4	Volba materiálu čepů	54
11.2	Zatěžovací stavy	55
11.2.1	Zatěžovací stavy lopaty	55
11.2.1.1	Trhací síla	55
11.2.1.2	Síla od nájezdu stroje do materiálu	57
11.2.1.3	Současné působení trhací síly a síly od nájezdu do materiálu	58
11.2.1.4	Zhodnocení výsledků zatěžovacích stavů lopaty	59
11.2.2	Zatěžovací stavy rámu	59
11.2.2.1	Nabírání materiálu	60
11.2.2.2	Vysypávání materiálu	61
11.2.2.3	Zhodnocení výsledků zatěžovacích stavů rámu	62
	Závěr	63
	Seznam použitých zkratk a symbolů	65
	Seznam příloh	70



ÚVOD

Jedním z nejnáročnějších činností je přeprava materiálu na místo uskladnění nebo dalšího zpracování ve výrobním procesu. Pro volbu vhodného způsobu přemístování materiálu jsou rozhodující jeho vlastnosti, zda je materiál tuhý, sypký nebo tekutý, a také poloha jeho vyzvednutí a následného umístění. Ať již se jedná jen o místo dočasného umístění, nebo přímého použití.

Pro manipulaci se sypkým materiálem se používá velká řada způsobů přepravy.

Jedním z nejčastějších je využití lopaty připojené k různým typům strojů, např. nakladače, traktory apod.

V případech, kdy je zapotřebí při vyprazdňování lopaty dosáhnout větší výsypné výšky než je dosah použitého stroje, např. korbu rozměrnějšího vozidla, je možné využít stroj s teleskopickým ramenem, nebo jako zde řešenou vysokovýklopnou lopatu.

Ta umožňuje v případě potřeby vysypávat materiál nad úroveň výsypné výšky stroje. Je zpravidla určena k manipulaci s lehkými a sypkými materiály. Není vhodná k rozrušování a dolování pevnějších materiálů.

Vysokovýklopná lopata se skládá z rámu lopaty uchyceného na výložník stroje a samotné lopaty. Při vyprazdňování se lopata otáčí kolem rámu na čepech umístěných v jeho přední části prostřednictvím hydromotorů. Díky tomuto způsobu pohybu docílíme požadovaného zvýšení výsypné výšky lopaty.



1 TYPY KONSTRUKČNÍCH PROVEDENÍ VYSOKOVÝKLOPNÉ LOPATY

Pro vyklápění materiálu jsou používány převážně přímočaré hydromotory (HM). Svou konstrukcí jsou jednoduché a poměrně nenáročné na kontrolu a servis.

1.1 DĚLENÍ PODLE POČTU A UMÍSTĚNÍ HYDROMOTORŮ

V praxi jsou používány dvě konstrukční varianty lopaty.

První varianta, kdy jsou hydromotory vyklápění, dále jen HMV, umístěny v ose výložníku. Zde je použit buď jeden, nebo dva HM. Toto řešení je výhodnější s ohledem na konstrukci rámu. Nevýhodou je ovšem složitější konstrukce samotné lopaty a nutnost jejího vyztužení. S tím také souvisí její větší hmotnost, větší ztrátový objem způsobený přítomností již zmíněných výztuh a také HMV v pracovním prostoru lopaty.

Druhá varianta lopaty má vždy dva HMV umístěny na krajích lopaty. Oproti předchozí variantě je konstrukce samotné lopaty jednodušší. Není zapotřebí jejího zvláštního vyztužení. Vnitřní prostor je větší a méně členitý. Nevýhodou ovšem je složitější provedení rámu lopaty. Rám je širší, mohutnější a silně namáhaný od ohybových momentů na něj působících.

Dělení podle vedení hydromotorů



Obr. 1 Lopata s HMV v ose výložníku



Obr. 2 Lopata s HMV na krajích

HMV může být umístěn pod společným těžištěm materiálu a lopaty, nebo nad těžištěm.

V případě umístění HM pod těžištěm je zachován větší objem lopaty. Pro vyklápění materiálu ale musí být použity větší a silnější HM z důvodů menšího ramene vznikajícím při jeho působení. Zdvih HMV je kratší, neboť neurazí tak velkou vzdálenost během pracovního cyklu.

Varianta s umístěním HMV nad těžištěm je nevýhodná z hlediska ztrátového objemu lopaty. Mohou zde však být použity menší a lehčí HM než v předchozí variantě.



2 TECHNICKÁ SPECIFIKACE TELESKOPICKÉHO MANIPULÁTORU LM1345 TURBO

Teleskopický manipulátor je používán pro manipulaci s materiálem převážně na stavbách či v zemědělství např. pro přemísťování sypkých nebo balených materiálů na paletách. Největší výhodou teleskopických manipulátorů je jejich pracovní dosah, díky kterému je lze využít pro dopravu a manipulaci s materiálem i do vyšších poloh či dokonce výškových budov, a proto často mohou nahradit i speciální zdvihací zařízení či autojeřáb.

Teleskopický manipulátor New Holland LM 1345 Turbo patří do typové řady Compact Line. Tento manipulátor má přednosti především v délce rozvoru (3,12 m), souměrném rozložení hmotnosti a nižším těžišti, což mu přináší velkou stabilitu a tím zároveň i vyšší nosnost. Při řízení je možné si zvolit mezi třemi volbami - natáčením pouze předních kol, natáčením všech 4 kol (malý poloměr zatáčení – 3,89 m) a natáčením předních a zadních kol proti sobě (tzv. krabí pohyb). Je vybaven širokými stabilizátory, které umožňují větší stabilitu a dosah při stejné hmotnosti přepravovaného materiálu. Na zadní nápravě je umístěn snímač zatížení, který poskytuje obsluze stroje informace o zatížení, jež je vyvíjeno na manipulátor a v případě přetížení oznámí tuto skutečnost nejen ukazatelem přetížení, ale i akustickým signálem. [3],[4]

Technické parametry stroje:

Pracovní rozsah manipulátoru

Maximální nosnost (při 500 mm od paty vidlice)	4500 kg
Maximální výška zdvihu	12,45 m
Nosnost při max. dosahu	1800 kg
Nosnost při maximální výšce zdvihu	4000 kg
Dosah odchovaná!!!!	0,00 m
Max. dosahu	8,65 m
Výška s max. zatížení (4500 kg)	8,20 m
Maximální krouticí moment	7750 daN
Provozní hmotnost	10630 kg

Motor

Značka a model	CNH 4TAA 4.5
Typ	Turbo s mezichladičem
Celkový objem válců	4,5 l
Maximální točivý moment	525@1250rpm Nm



Převodovka

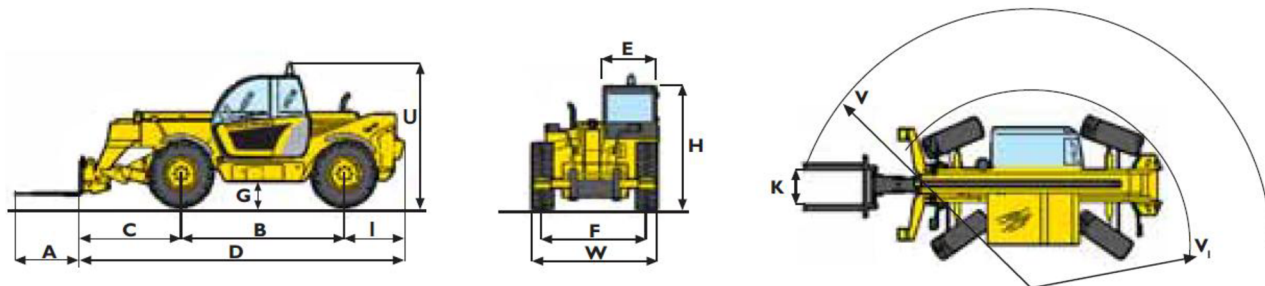
typ	PowerShift
Vpřed/vzad	4/3
Maximální rychlost na silnici**	35 km/h

**Max. rychlost je omezena právními předpisy státu

Hydraulický systém

Typ	Load Sensing
Hydraulické ovládání	Servo
Současný pohyb	Ano
Hydraulické čerpadlo	Zubové
Průtok	115 l/min

Manipulátor je vybaven HM náklonu pro polohování pracovního nástroje, dále jen HMN, zdvihovým HM používaným pro změnu sklonu teleskopického ramene, dále jen HMZ, a pro vysouvání ramene do požadované vzdálenosti teleskopickým HM, dále jen HMT, sestávajícím se ze dvou paralelních HM.



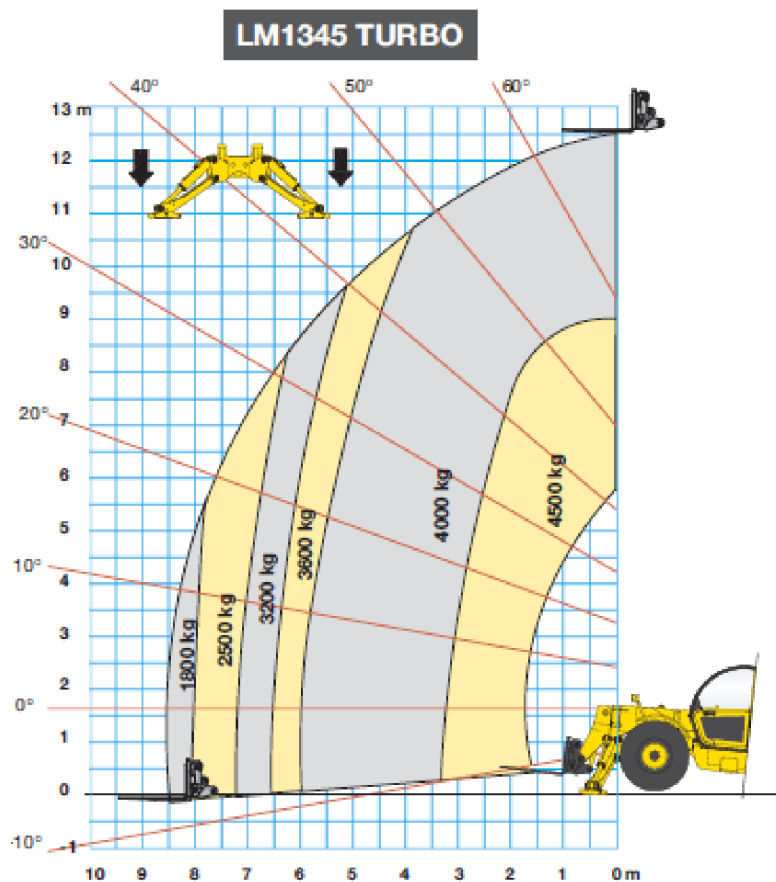
Obr. 3 Rozměry teleskopického manipulátoru

Rozměry teleskopického manipulátoru

A	1200 mm	F	2050 mm	T	4396 mm
B	3120 mm	G	402 mm	U	2730 mm
C	1650 mm	H	2450 mm	V	5204 mm
D	5870 mm	I	1100 mm	V1	3890 mm
E	1000 mm	K	1260 mm	W	2445 mm



Pracovní dosah v závislosti na zatížení



Obr. 4 Pracovní rozsah teleskopického manipulátoru



3 SPECIFIKACE PŘEPRAVOVANÉHO MATERIÁLU

Zapojení vysokovýklopné lopaty u teleskopických manipulátorů do pracovního procesu bude zaměřeno především na oblast v zemědělství a popř. i ve stavebnictví. Vysokovýklopné lopaty jsou určeny spíše k přepravě materiálu s nižší objemovou hmotností. Při jejím užití v zemědělství lze předpokládat nasazení především na přepravu sypkých materiálů v této oblasti nejčastěji používaných, jako např. různá hnojiva a obilniny, výjimečně k přepravě pilin nebo písku.

S ohledem na četnost použití jednotlivých typů hnojiv a jejich měrných hmotností uvedených v tab. 1. jsem zvolil pro další výpočty jako zástupce přepravovaného materiálu draselnou sůl i její měrnou hmotnost, $\rho_M = 1200 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

Tab. 1 Vybrané materiály a jejich měrné hmotnosti [7]

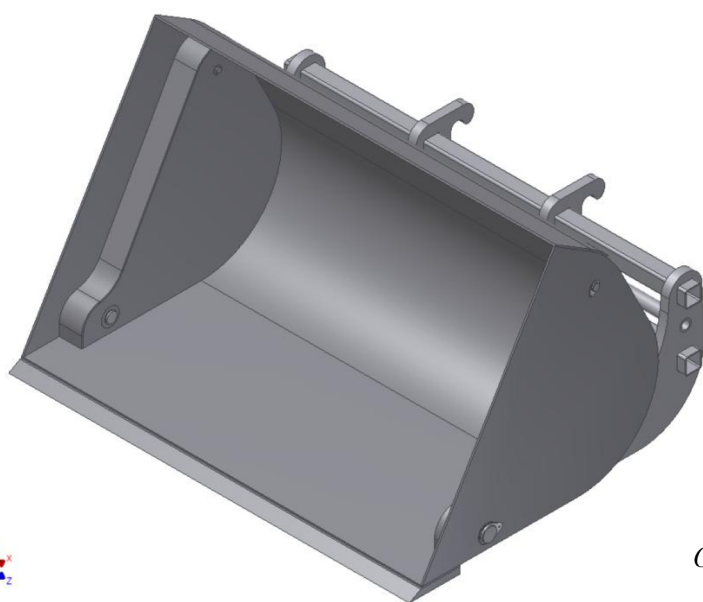
Druh	Měrné hmotnosti [kg · m ⁻³]	
	min	max
Ledek amonný	800	850
Síran amonný	900	
Kombinované hnojivo NPK (průměr)	1150	
Draselná sůl	1100	1200
Pšenice	720	850
Ječmen	600	750
Dřevní prach, piliny	120	180
Písek (suchý)	1350	1650



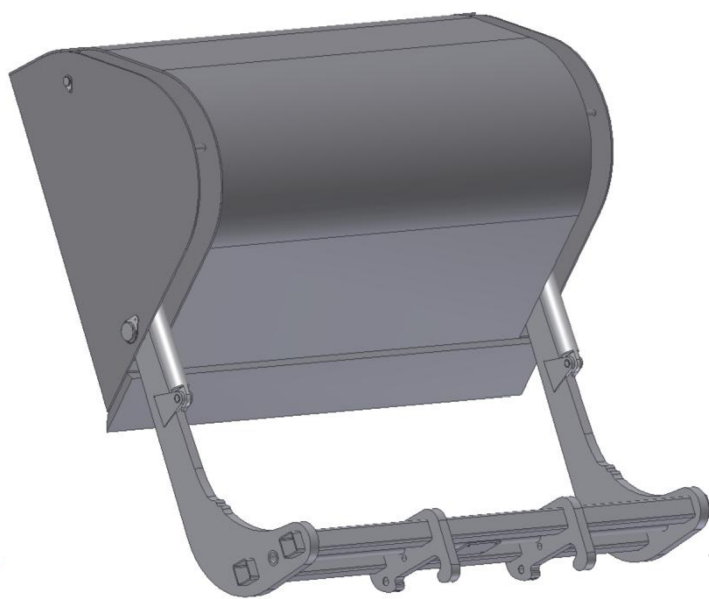
4 KONCEPČNÍ NÁVRH PROVEDENÍ VYSOKOVÝKLOPNÉ LOPATY

Vysokovýklopná lopata se skládá ze dvou samostatných částí, rámu lopaty uchycené k výložníku stroje a samotné lopaty. Lopata je uchycena k rámu dvěma hlavními čepy v přední části rámu, kolem kterých se v průběhu pracovního cyklu natáčí.

Čepy jsou tvořeny samotným čepem o průměru 70 mm a přivařenou přírubou, která slouží k zajištění a ustavení čepu vůči lopatě. Pro uchycení HMV k lopatě v horní části byl použit čep o průměru 30 mm podobného provedení jako čep hlavní s přivařenou přírubou. K uchycení HMV k rámu lopaty jsou použity čepy o průměru 30 mm a pro jejich zajištění v axiální poloze jsou použity pojistné kroužky.



Obr. 5 Model vysokovýklopné lopaty - uzavřená



Obr. 6 Model vysokovýklopné lopaty - otevřená

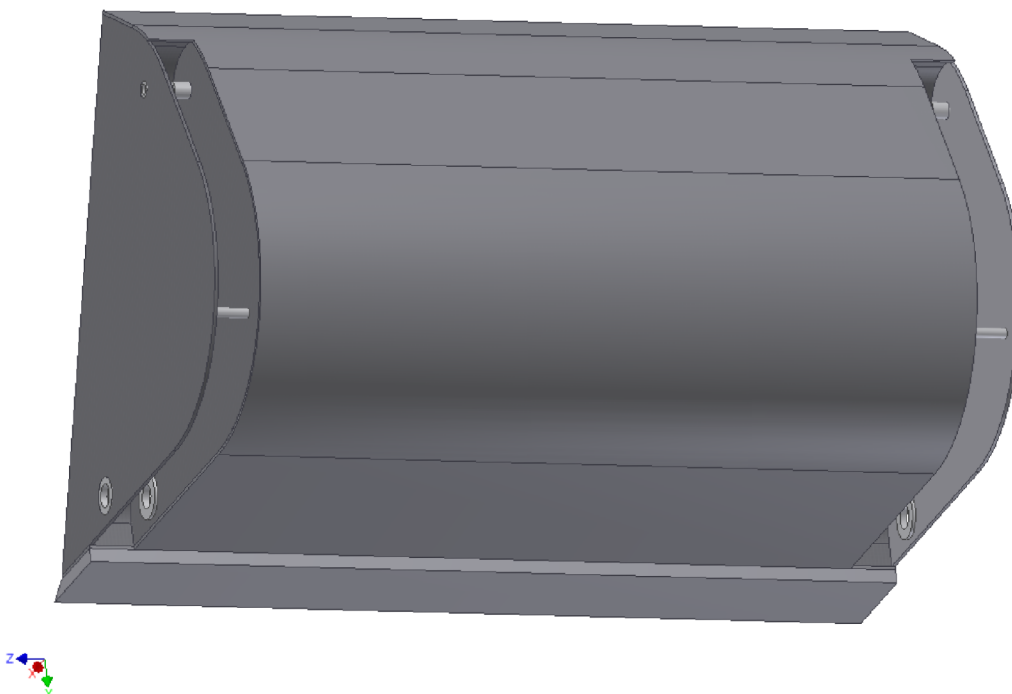


4.1 KONCEPČNÍ NÁVRH LOPATY

Lopata je tvořena několika navzájem svařenými částmi. Hlavní je dno a zadní část lopaty, která je vyrobena z jednoho plechu o tloušťce 10 mm a použitý materiál je S355 (11 523). K této části jsou přivařeny boční stěny, které jsou také z plechu tloušťky 10 mm a materiálu S355. Plechy jsou opatřeny otvory, v nichž jsou navařena pouzdra z materiálu S355 pro uchycení hlavních čepů.

Mezi bočními stěnami je navařena tyč kruhového průřezu z materiálu S355 a o průměru 30 mm, která slouží jako výztuha bočních stěn a zároveň opora při dosedání lopaty na rám.

V přední části lopaty je ke dnu přivařen břit tloušťky 40 mm a materiálu Hardox 400, který omezuje nadměrné opotřebení lopaty při vnikání do materiálu.



Obr. 7 Model lopaty - zadní pohled

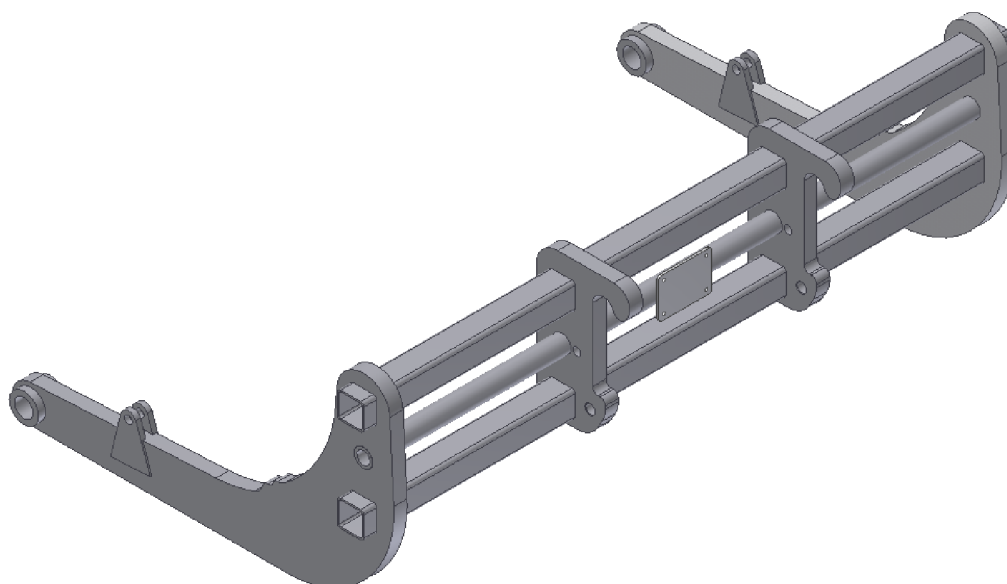


4.2 KONCEPČNÍ NÁVRH RÁMU

Rám lopaty se skládá ze dvou uzavřených čtvercových profilů 100x100x6. Jsou zároveň i hlavní nosnou částí celé konstrukce. Na bocích těchto profilů jsou navařeny nosné vidlice a v jejich přední části jsou přidána pouzdra pro hlavní čepy lopaty. Na horní straně jsou navařeny vidlice pro uchycení čepu HMV k rámu.

Samotný rám lopaty je k výložníku manipulátoru uchycen pomocí rychloupínacího zařízení prostřednictvím navařených úchytů tloušťky 50 mm.

Pro zvýšení tuhosti je přidána výztuha kruhového průřezu a tloušťce stěny 10 mm. Pro uchycení a rozvod hydraulické kapaliny je navařen plech pro uchycení děliče proudu a v úchytech vyvrtány otvory pro hadice. Celý rám je zhotoven z materiálu S355 (11 523).



Obr. 8 Model rámu lopaty

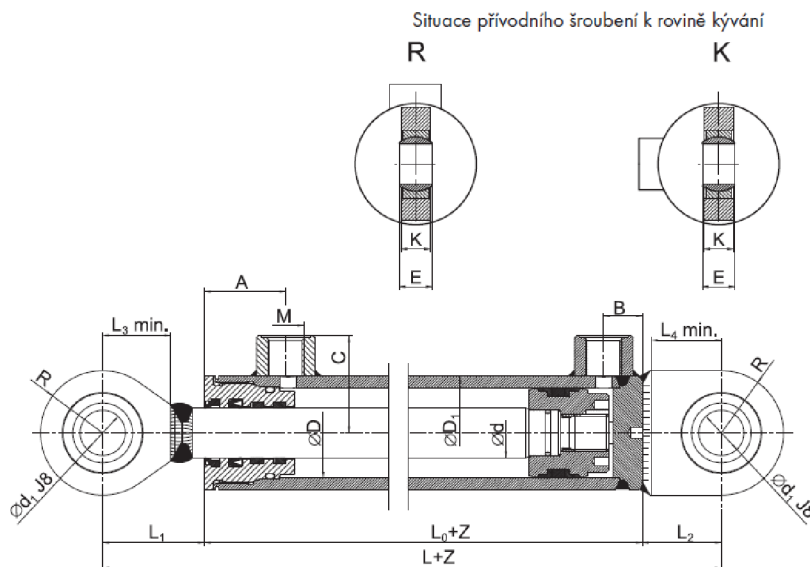
Tab. 2 Použité materiály a jejich vlastnosti

Materiál	Mez kluzu R_e [MPa]	Mez pevnosti R_m [MPa]
S355 (11 523)	284 – 490	441 – 667
Hardox 400	1000	1250



5 VOLBA HYDROMOTORU PRO VYKLÁPĚNÍ LOPATY

Popis: Pro tuto práci jsem volil dvojčinný přímočarý hydromotor ZH2 – 70 / 40 x 690 – R od firmy HYDRAULICS s.r.o.. Tento HM je bez tlumení v koncových plochách. Oko válce i oko pístní tyče je standardně osazeno kloubovým ložiskem. Pístní tyč je broušená, leštěná a chromovaná. HM je vyroben pro maximální hydraulický tlak $p_{max} = 25 \text{ MPa}$. V našem případě je maximální tlak v hydraulickém obvodu $p_{max} = 24 \text{ MPa}$.



Obr. 9 Označení a parametry zvoleného hydromotoru

Technické parametry HM:

Délka v základním stavu $L = 890 \text{ mm}$

Maximální délka $L + Z = 1560 \text{ mm}$

Vnější průměr válce $D_1 = 85 \text{ mm}$

Vnitřní průměr válce $D = 70 \text{ mm}$

Průměr pístní tyče $d = 40 \text{ mm}$

Průměr oka $d_1 = 30 \text{ mm}$

Zdvih $Z = 670 \text{ mm}$

Ostatní parametry dle nákresu HM:

$L_1 = 65 \text{ mm}$ $M = 22 \times 1,5$ $E = 22 \text{ mm}$

$L_2 = 45 \text{ mm}$ $A = 54 \text{ mm}$ $K = 28 \text{ mm}$

$L_3 = 44 \text{ mm}$ $B = 33 \text{ mm}$ $R = 42,5 \text{ mm}$

$L_4 = 39 \text{ mm}$ $C = 60,5 \text{ mm}$



5.1 VÝPOČET PARAMETRŮ ZVOLENÉHO HM

Činná plocha válce při vysouvání pístnice

$$S_V = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \quad (1)$$

$$S_V = \pi \cdot \frac{70^2}{4}$$

$$S_V = \underline{\underline{3848 \text{ mm}^2}}$$

Činná plocha válce při zasouvání pístnice

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

$$S_Z = \pi \cdot \frac{70^2}{4} - \pi \cdot \frac{40^2}{4}$$

$$S_Z = \underline{\underline{2592 \text{ mm}^2}}$$

Výpočet síly HMV při vysouvání pístnice

$$F_V = p_{mas} \cdot S_V \quad (3)$$

$$F_V = 24 \cdot 3848$$

$$F_V = \underline{\underline{92,363 \cdot 10^3 \text{ N}}}$$

Výpočet síly HMV při zasouvání pístnice

$$F_Z = p_{max} \cdot S_Z \quad (4)$$

$$F_Z = 24 \cdot 2592$$

$$F_Z = \underline{\underline{62,204 \cdot 10^3 \text{ N}}}$$

Rychlost vysouvání pístnice

$$v_p = \frac{Q_{max}}{S_V} \quad (5)$$

$$v_p = \frac{115}{3848}$$

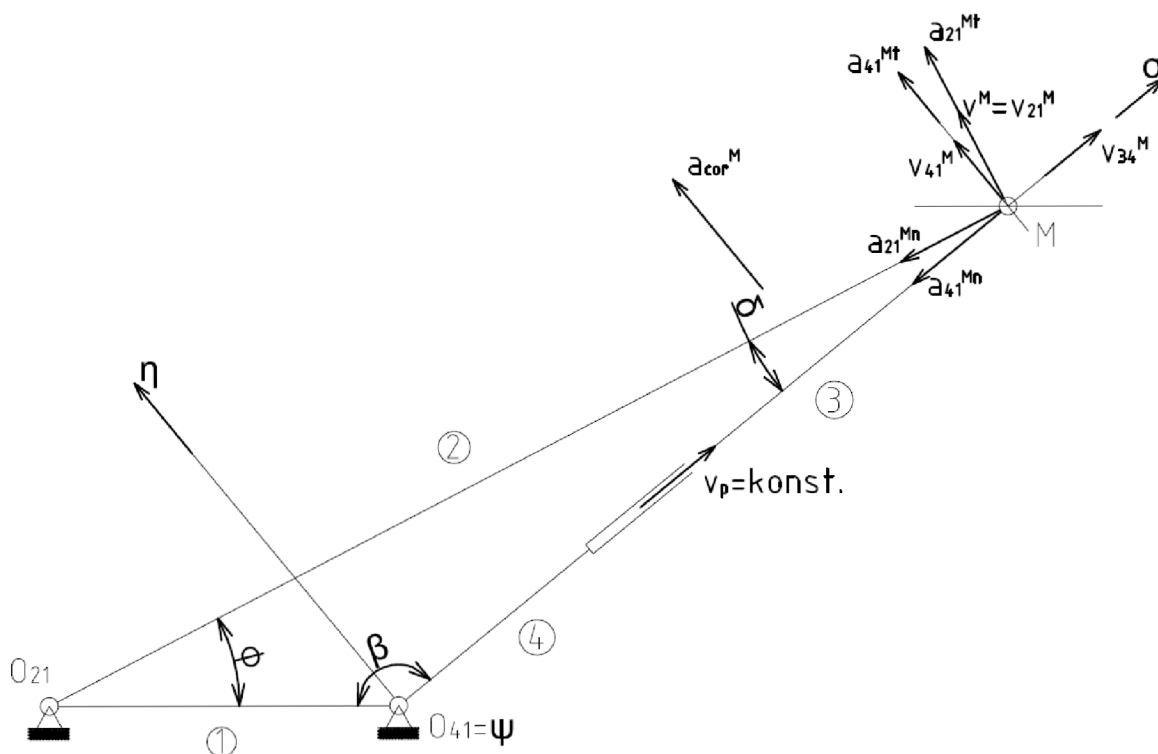
$$v_p = \underline{\underline{0,498 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}}}$$



6 KINEMATIKA LOPATY

V této kapitole se budeme zabývat pohybem lopaty při vyprazdňování lopaty. Bod M, ke kterému jsou rychlosti počítány, je totožný s čepem uchycení HMV k lopatě.

Daný mechanismus je počítán jako rovinná úloha z důvodu symetrie lopaty.



Obr. 10 Kinematické schéma mechanismu

Základní rozměry mechanismu

(hodnoty odměřeny z modelu v programu Autodesk Inventor)

$$MO_{21} = 1182 \text{ mm}$$

$$\varphi = 36,16^\circ$$

$$MO_{41} = 891 \text{ mm}$$

$$\beta = 128,49^\circ$$

$$\delta = 15,35^\circ$$

Potřebné goniometrické vztahy

$$\overline{MO_{21}} \cdot \sin \varphi = \overline{MO_{41}} \cdot \sin \beta$$

$$\overline{MO_{21}} \cdot \cos \varphi - \overline{MO_{41}} \cdot \cos \beta = l$$

$$\delta = \pi - \beta - \varphi$$



6.1 VÝPOČET RYCHLOSTÍ

Rovnice rychlosti

$$\vec{v}^M = \vec{v}_{21}^M = \vec{v}_{31}^M = \underbrace{\vec{v}_{34}^M}_{\text{}} + \vec{v}_{41}^M \quad (6)$$

kde známe

$$v_{34}^M = v_p = 0,498 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Výpočet rychlosti

$$v_{21}^M = \frac{v_{34}^M}{\sin \delta} \quad (7)$$

$$v_{21}^M = \frac{0,498}{\sin 13,35^\circ}$$

$$v_{21}^M = \underline{\underline{1,881 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

$$v_{41}^M = \frac{v_{34}^M}{\tan \delta} \quad (8)$$

$$v_{41}^M = \frac{0,498}{\tan 13,35^\circ}$$

$$v_{41}^M = \underline{\underline{1,814 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

Výpočet úhlových rychlostí

$$\omega_{21}^M = \frac{v_{21}^M}{MO_{21}} \quad (9)$$

$$\omega_{21}^M = \frac{1,881}{1182}$$

$$\omega_{21}^M = \underline{\underline{1,591 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

$$\omega_{41}^M = \frac{v_{41}^M}{MO_{41}} \quad (10)$$

$$\omega_{41}^M = \frac{1,814}{891}$$

$$\omega_{41}^M = \underline{\underline{2,035 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}}}$$



6.2 VÝPOČET ZRYCHLENÍ

Rovnice zrychlení

$$\overrightarrow{a^M} = \overrightarrow{a_{31}^M} = \overrightarrow{a_{21}^{Mt}} + \overrightarrow{a_{21}^{Mn}} = \overrightarrow{a_{41}^{Mt}} + \overrightarrow{a_{41}^{Mn}} + \overrightarrow{a_{cor}^M} \quad (11)$$

Výpočet známých zrychlení

$$a_{41}^{Mn} = \omega_{41}^{M^2} \cdot \overline{MO_{41}} \quad (12)$$

$$a_{41}^{Mn} = 2,035^2 \cdot 891$$

$$a_{41}^{Mn} = \underline{\underline{3,692 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}}}$$

$$a_{21}^{Mn} = \omega_{21}^{M^2} \cdot \overline{MO_{21}} \quad (13)$$

$$a_{21}^{Mn} = 1,591^2 \cdot 1182$$

$$a_{21}^{Mn} = \underline{\underline{2,993 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}}}$$

$$a_{cor}^M = 2 \cdot \omega_{41}^M \cdot v_{34}^M \quad (14)$$

$$a_{cor}^M = 2 \cdot 2,035 \cdot 0,498$$

$$a_{cor}^M = \underline{\underline{2,027 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}}}$$

Pro výpočet byl použit náhradní souřadný systém $\eta\sigma\psi$, znázorněný na obr. 10.

Dvě rovnice v náhradním souřadném systému

$$a_{41}^{Mt} + \omega_{21}^{M^2} \cdot \overline{MO_{21}} \cdot \sin \delta + a_{21}^{Mt} \cdot \cos \delta + 2 \cdot \omega_{41}^M \cdot v_{34}^M = 0 \quad (15)$$

$$-\omega_{41}^{M^2} \cdot \overline{MO_{41}} - \omega_{21}^{M^2} \cdot \overline{MO_{21}} \cdot \cos \delta + a_{21}^{Mt} \cdot \cos \delta = 0 \quad (16)$$

Výpočet zrychlení bodu M

Z rovnice (16) vypočítáme

$$a_{21}^{Mt} = \frac{\omega_{41}^{M^2} \cdot \overline{MO_{41}} + \omega_{21}^{M^2} \cdot \overline{MO_{21}} \cdot \cos \delta}{\cos \delta} \quad (17)$$

$$a_{21}^{Mt} = \frac{2,035^2 \cdot 891 + 1,591^2 \cdot 1182 \cdot \cos 15,35^\circ}{\cos 15,35^\circ}$$

$$a_{21}^{Mt} = \underline{\underline{6,822 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}}}$$



Z rovnice (15) vypočítáme

$$a_{41}^{Mt} = -\omega_{21}^{M^2} \cdot \overline{MO_{21}} \cdot \sin \delta - a_{21}^{Mt} \cdot \cos \delta - 2 \cdot \omega_{41}^M \cdot v_{34}^M \quad (18)$$

$$a_{41}^{Mt} = -1,591^2 \cdot 1182 \cdot \sin 15,35^\circ - 6,822 \cdot \cos 15,35^\circ - 2 \cdot 2,035 \cdot 0,498$$

$$a_{41}^{Mt} = \underline{\underline{-9,398 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}}}$$

Výpočet úhlového zrychlení

$$\varepsilon_{21}^M = \frac{a_{21}^{Mt}}{MO_{21}} \quad (19)$$

$$\varepsilon_{21}^M = \frac{6,822}{1182}$$

$$\varepsilon_{21}^M = \underline{\underline{5,769 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}}}$$

$$\varepsilon_{41}^M = \frac{a_{41}^{Mt}}{MO_{41}} \quad (20)$$

$$\varepsilon_{41}^M = \frac{-9,398}{891}$$

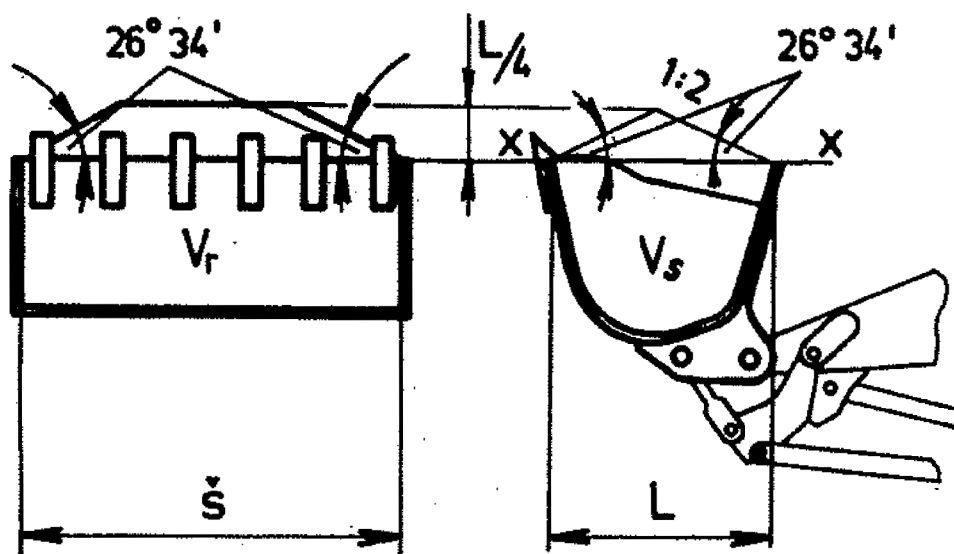
$$\varepsilon_{41}^M = \underline{\underline{-10,544 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}}}$$



7 OBJEM PŘEPRAVOVANÉHO MATERIÁLU

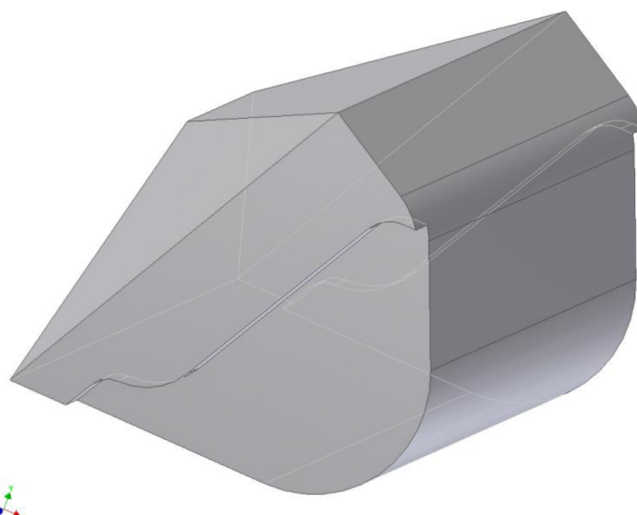
Objem lopaty je udáván ve dvojí podobě. Jako geometrický objem V_s , který je dán prostorem ohraničeným dnem a bočními stěnami lopaty v rovině x-x, a navršený objem $V_r = V_s + \text{navršení}$.

Objem navršení je dle norem ČSN i SAE sklon navršení 1:2 ($26^\circ 36'$). Navršený objem V_r je asi o 15 – 20 % větší než objem geometrický V_s . [2]



Obr. 11 Objem a základní rozměry lopaty nakladače [2]

Z důvodu časové náročnosti samotného výpočtu objemu materiálu v lopatě jsem k zjištění této hodnoty použil model v programu Autodesk Inventor 2010. Pro náš konkrétní případ je objem přepravovaného materiálu roven $V_M = 3,316 \text{ m}^3$.



Obr.12 Model objemu materiálu v programu Autodesk Inventor



8 SPOLEČNÁ POLOHA TĚŽIŠTĚ LOPATY A MATERIÁLU

Měrná hmotnost přepravovaného materiálu $\rho_M = 1200 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

Měrná hmotnost použitého materiálu lopaty $\rho_L = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

Hmotnost lopaty

$$m_L = \rho_L \cdot V_L \quad (20)$$

$$m_L = 7850 \cdot 0,1278$$

$$m_L = \underline{\underline{1003 \text{ kg}}}$$

$$m_M = 1200 \cdot 3,3162$$

$$m_M = \underline{\underline{3979 \text{ kg}}}$$

Hmotnost přepravovaného materiálu

$$m_M = \rho_M \cdot V_M \quad (21)$$

$$m_M = 1200 \cdot 3,3162$$

$$m_M = \underline{\underline{3979 \text{ kg}}}$$

Souřadnice těžiště byly získány z programu Autodesk Inventor.

Souřadnice těžiště lopaty

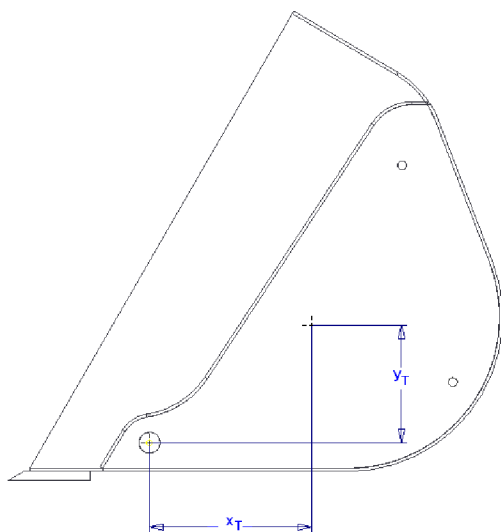
$$x_{TL} = 406,944 \text{ mm}$$

$$y_{TL} = 329,593 \text{ mm}$$

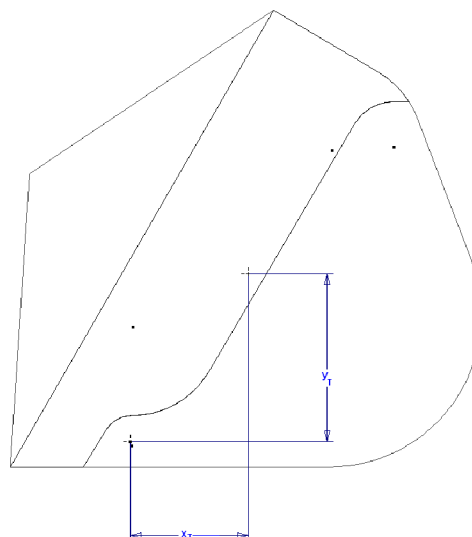
Souřadnice těžiště materiálu

$$x_{TM} = 319,649 \text{ mm}$$

$$y_{TM} = 502,712 \text{ mm}$$



Obr. 13 Souřadnice těžiště lopaty



Obr. 14 Souřadnice těžiště materiálu

Společná poloha těžiště lopaty a materiálu



Souřadnice společného těžiště lopaty a materiálu k ose hlavního čepu

$$x_T = \frac{\sum x_i \cdot m_i}{\sum m_i} = \frac{x_{TL} \cdot m_L + x_{TM} \cdot m_M}{m_L + m_M} \quad (22)$$

$$x_T = \frac{406,944 \cdot 1003 + 319,649 \cdot 3979}{1003 + 3979}$$

$$x_T = \underline{\underline{337,222 \text{ mm}}}$$

$$y_T = \frac{\sum y_i \cdot m_i}{\sum m_i} = \frac{y_{TL} \cdot m_L + y_{TM} \cdot m_M}{m_L + m_M} \quad (23)$$

$$y_T = \frac{329,593 \cdot 1003 + 502,712 \cdot 3979}{1003 + 3979}$$

$$y_T = \underline{\underline{467,863 \text{ mm}}}$$



9 SÍLA PŮSOBÍCÍ NA HMV

9.1 KONTROLA POTŘEBNÉ SÍLY HMV

Hodnoty použité při výpočtu síly na HMV byly získány z programu Autodesk Inventor.

Úhel mezi ramenem těžiště a ramenem tíhové síly při maximálním uvažovaném úhlu výložníku (60°)

$$\alpha_T = 5,783^\circ$$

Vzdálenost těžiště od hlavního čepu

$$r_T = \sqrt{x_T^2 + y_T^2} \quad (24)$$

$$r_T = \sqrt{337,222^2 + 467,863^2}$$

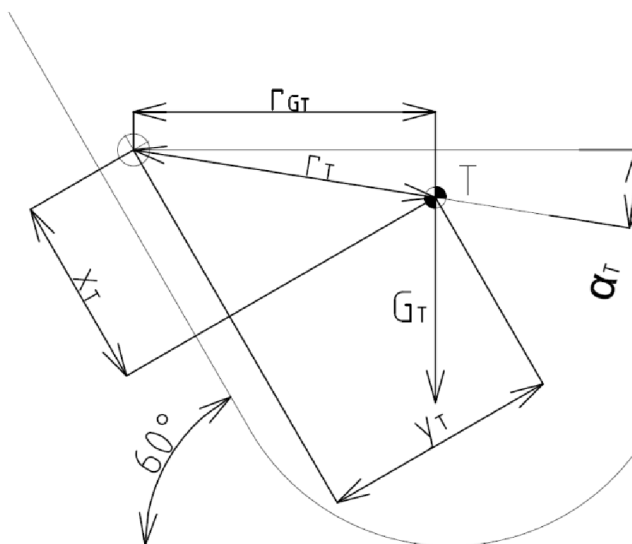
$$r_T = \underline{\underline{576,727 \text{ mm}}}$$

Rameno tíhové síly při naklonění výložníku

$$r_{GT} = r_T \cdot \cos \alpha_T \quad (25)$$

$$r_{GT} = 576,727 \cdot \cos 5,783^\circ$$

$$r_{GT} = \underline{\underline{573,792 \text{ mm}}}$$



Obr. 15 Rameno tíhové síly (výložník pod úhlem 60°)



Poloha horního oka HMV

$$x_{HM} = 375 \text{ mm}$$

$$y_{HM} = 138 \text{ mm}$$

Vzdálenost horního oka HMV od hlavního čepu

$$r_{HM} = \sqrt{x_{HM}^2 + y_{HM}^2} \quad (26)$$

$$r_{HM} = \sqrt{375^2 + 138^2}$$

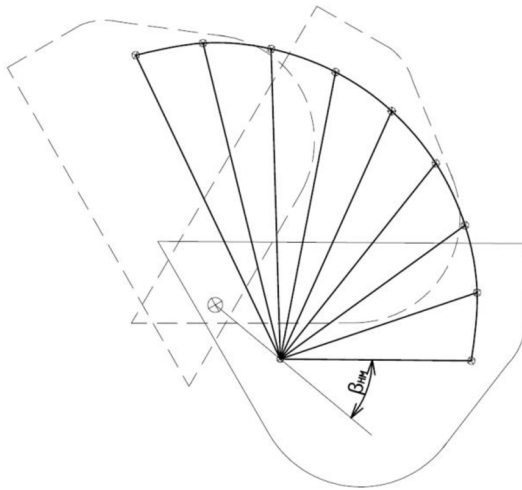
$$r_{HM} = \underline{\underline{399,586 \text{ mm}}}$$

Rameno síly HMV

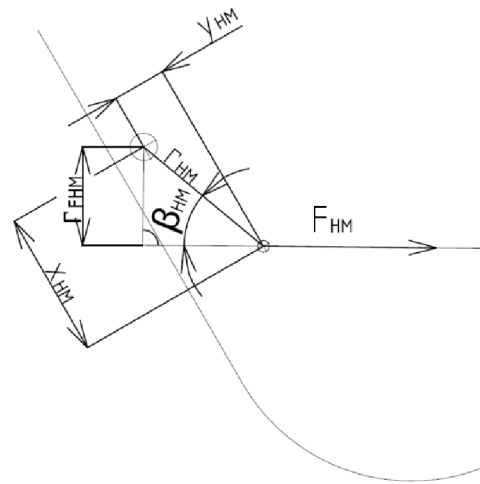
$$r_{FHM} = r_{HM} \cdot \sin \beta_{HM} \quad (27)$$

$$r_{FHM} = 399,586 \cdot \sin 39,244^\circ$$

$$r_{FHM} = \underline{\underline{252,788 \text{ mm}}}$$



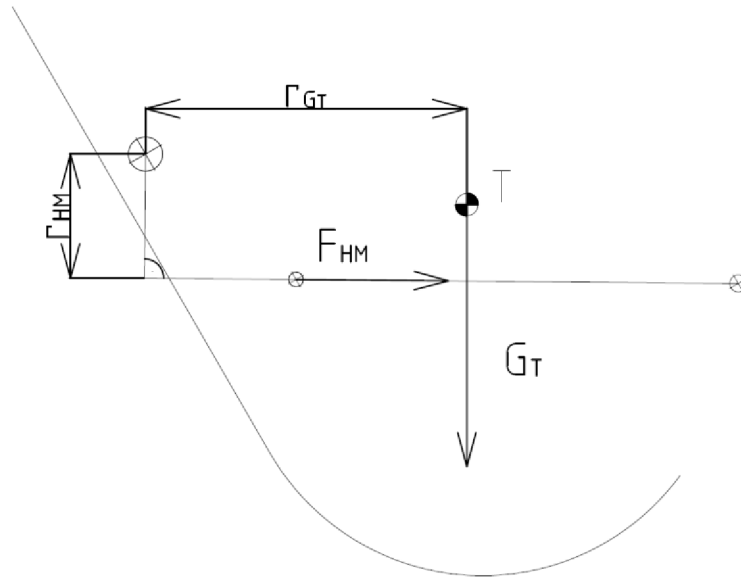
Obr. 15 Pohyb lopaty při vyklápní



Obr. 16 Rameno síly HMV

Momentová rovnováha sil při působení HMV

$$M_{\xi}: F_{HM} \cdot r_{FHM} - G_T \cdot r_{GT} = 0 \quad (28)$$



Obr. 17 Momentová rovnováha sil

Výpočet síly potřebné k vyklopení lopaty

$$F_{HM} = \frac{G_T \cdot r_{GT}}{r_{FHM}} \quad (29)$$

$$F_{HM} = \frac{48,86 \cdot 10^3 \cdot 573,792}{252,788}$$

$$F_{HM} = \underline{\underline{110,907 \cdot 10^3 \text{ N}}}$$

Síla připadající na jeden HM (v prostoru je lopata osazena dvěma HMV)

$$F_{HM1} = \frac{F_{HM}}{2} \quad (30)$$

$$F_{HM1} = \frac{110,907 \cdot 10^3}{2}$$

$$F_{HM1} = \underline{\underline{55,453 \cdot 10^3 \text{ N}}}$$

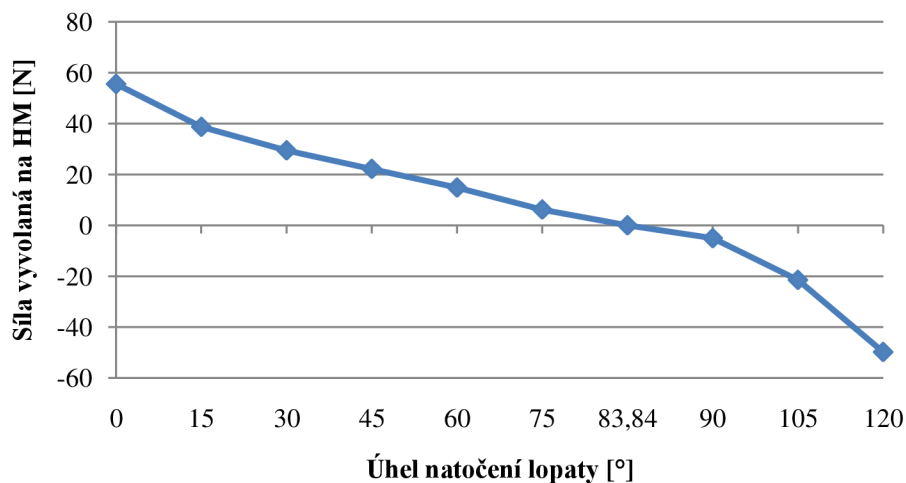
Pro výpočet a vytvoření grafu potřebné síly HMV v závislosti na natočení lopaty byl využit program MS Excel.



Tab. 3 Závislost síly HMV na natočení lopaty

Úhel natočení lopaty [°]	Úhel natočení těžiště α_T [°]	Úhel natočení HMV β_{HM} [°]	Síla HMV F_{HM1} [$10^3 N$]
0	6,16	39,244	55,573
15	21,16	58,431	38,705
30	36,16	75,699	29,462
45	51,16	91,300	22,182
60	66,16	105,586	14,838
75	81,16	118,886	6,206
83,64	90	129,4212	0
90	96,16	131,463	-5,634
105	111,16	143,523	-21,471
120	126,16	155,228	-49,795

graf 1 Závislost síly HMV na natočení lopaty



Z grafu a tabulky je patrné, že největší síla HMV potřebná k vyklopení lopaty je na počátku pracovního cyklu. Tato síla je rovna $55,573 \cdot 10^3 N$. Se zvětšujícím se úhlem vyklopení lopaty se tato síla zmenšuje až do mezního úhlu natočení lopaty o velikosti $83,84^\circ$, kdy se tato síla překlopí a nastává brzdění pohybu lopaty HMV.

Při následném návratu do původní polohy budou působící síly působit v opačném směru a budou i menší, neboť lopata je již prázdná a má nižší hmotnost.



10 STATICKÁ ANALÝZA

10.1 DEFINICE POJMŮ DLE NORMY ČSN ISO 8313 [6]

10.1.1 TRHACÍ SÍLA

maximální ustálená síla působící směrem nahoru vyvinutá 100 mm za řeznou hranou lopaty během činnosti přímočarých hydromotorů zdvihu nebo nakládání

10.1.2 ZDVÍHACÍ SÍLA

maximální zatížení, které může být v lopatě vyzdvihnuté od GRP do maximální výšky při použití přímočarých hydromotorů zdvihu; lopata je úplně přiklopená a těžnice zátěže prochází těžištěm jmenovitého objemu lopaty (jak je specifikováno v ISO 7546)

10.1.3 PŘEKLÁPĚCÍ ZATÍŽENÍ (PŘI MAXIMÁLNÍM VYLOŽENÍ NEBO VE SPECIFIKOVANÉ VÝŠCE)

minimální hmotnost působící ve směru dolů těžištěm jmenovitého objemu lopaty, která pootáčí stroj do následujících mezních stavů překlopení

10.1.4 PRACOVNÍ TLAK V OBVODĚ

jmenovitý tlak vyvozený ve specifickém obvodu hydrogenerátorem(-ry)

10.1.5 HYDRAULICKÝ MEZNÍ STAV

stav, kdy jsou síly na nástroji nebo zdvihadí síla omezeny pracovním anebo omezeným tlakem v obvodu.

10.1.6 MEZNÍ STAV Z HLEDISKA PŘEKLOPENÍ

stav, při kterém jsou síly na nástroj omezené začínajícím se náběhem na překlopení stroje.

10.2 MEZNÍ STAV PŘEKLOPENÍ

Tento stav není nutné v našem případě kontrolovat. Již ze základních parametrů stroje je patrné, že od výrobce je přímo zadána podmínka pro zatížení při maximálním zdvihu materiálu a o vzdálenosti působíště těžiště od paty nástroje. Jelikož vždy v této krizové poloze budeme mít lopatu při plném naložení a tedy i největším zatížení přiklopenou, nemůžeme toto hodnotu překročit.

10.3 TRHACÍ SÍLA

Trhací síla působící na materiál se skládá ze síly vyvolané HM náklonu nástroje a síly od zdvihového HM.

10.3.1 TRHACÍ SÍLY OD HM NAKLÁPĚNÍ LOPATY

10.3.1.1 SÍLY OD HM NÁKLONU LOPATY (HMN)

HM náklonu je určen k naklopení pracovního nástroje do požadované polohy. Při tomto pohybu působí na materiál trhací silou.



Parametry HMN [4]

Průměr pístní tyče	$d_{HMN} = 80 \text{ mm}$
Vnitřní průměr válce	$D_{HMN} = 140 \text{ mm}$
Maximální pracovní tlak	$p_{max} = 24 \text{ MPa}$

Činná plocha pístu

$$S_{HMN} = \pi \cdot \frac{D_{HMN}^2}{4} \quad (31)$$

$$S_{HMN} = \pi \cdot \frac{140^2}{4}$$

$$S_{HMN} = \underline{\underline{15390 \text{ mm}^2}}$$

Síla HMN při vysouvání

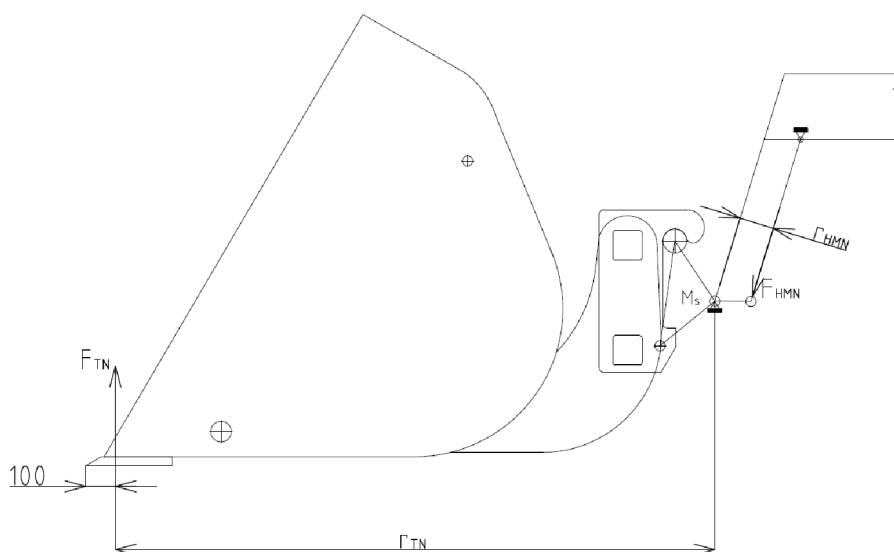
$$F_{HMN} = p_1 \cdot S_{HMN} \quad (32)$$

$$F_{HMN} = 24 \cdot 15390$$

$$F_{HMN} = \underline{\underline{369,5 \cdot 10^3 \text{ N}}}$$

10.3.1.2 VÝPOČET TRHACÍ SÍLY OD HMN

Výpočet je proveden podle parametrů uvedených v normě. Lopata je ve vodorovné poloze a zatížení od trhací síly působí na lopatu ve vzdálenosti 100 mm od hrany lopaty.



Obr. 18 Trhací síla od HMN



Rozměry a parametry

Síla HMN	$F_{HMN} = 369,5 \cdot 10^3 N$
Rameno síly od HM naklonění lopaty	$r_{HMN} = 117,19 \text{ mm}$
Rameno síly k patě působišť	$r_{TN} = 2024,96 \text{ mm}$

Momentová rovnováha

$$\sum M_s : F_{TN} \cdot r_{TN} - F_{HMN} \cdot r_{HMN} = 0 \quad (33)$$

Výpočet trhací síly od HMN

$$F_{TN} = \frac{F_{HMN} \cdot r_{HMN}}{r_{TN}} \quad (34)$$

$$F_{TN} = \frac{369,5 \cdot 10^3 \cdot 117,19}{2024,96}$$

$$F_{TN} = \underline{\underline{21,38 \cdot 10^3 N}}$$

10.3.2 TRHACÍ SÍLY OD HMK

HM zdvihu je určen k zvedání ramene do požadované výšky. Při tomto pohybu působí na materiál trhací silou.

10.3.2.1 SÍLY OD HMK

Parametry HMK

Průměr pístní tyče	$d_{HMK} = 80 \text{ mm}$
Vnitřní průměr válce	$D_{HMK} = 150 \text{ mm}$
Maximální pracovní tlak	$p_{max} = 24 \text{ MPa}$

Činná plocha pístu

$$S_{HMK} = \pi \cdot \frac{D_{HMK}^2}{4} \quad (35)$$

$$S_{HMK} = \pi \cdot \frac{150^2}{4}$$

$$S_{HMK} = \underline{\underline{17670 \text{ mm}^2}}$$



Síla HMK vysouvání

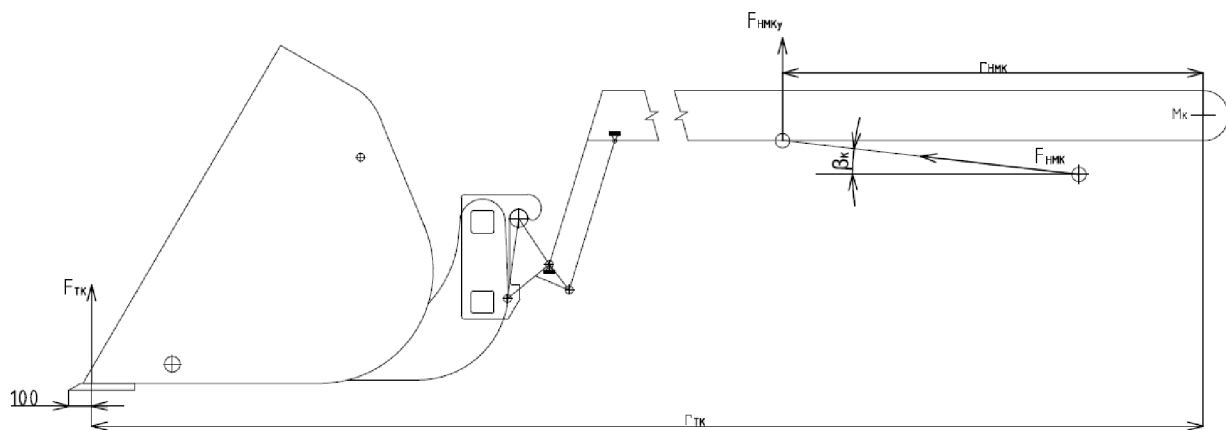
$$F_{HMK} = p_1 \cdot S_{HMK} \quad (36)$$

$$F_{HMK} = 24 \cdot 17670$$

$$F_{HMK} = \underline{\underline{424,1 \cdot 10^3 N}}$$

10.3.2.2 VÝPOČET SÍLY VYVOLANÉ HYDROMOTOREM (HMK)

Výpočet je proveden dle normy, kdy lopata je ve vodorovné poloze a zatížení od trhačí síly působí na lopatu ve vzdálenosti 100 mm od hrany lopaty.



Obr. 19 Trhačí síla HMK

Rozměry

Síla HMK $F_{HMK} = 424,1 \cdot 10^3 N$

Rameno síly od HMK $r_{HMK} = 1860 \text{ mm}$

Rameno síly k patě působišť $r_{TK} = 5320 \text{ mm}$

Natočení HMK $\beta_K = 6,475^\circ$

Výpočet složky působící síly od HMK ve svislém směru

$$F_{HMKy} = F_{HMK} \cdot \sin \beta_K \quad (37)$$

$$F_{HMKy} = 424,1 \cdot 10^3 \cdot \sin 6,475^\circ$$

$$F_{HMKy} = 47,83 \cdot 10^3 N$$



Momentová rovnováha

$$\sum M_K : F_{TK} \cdot r_{TK} - F_{HMKy} \cdot r_{HMK} = 0 \quad (38)$$

Výpočet trhací síly od HMK

$$F_{TK} = \frac{F_{HMKy} \cdot r_{HMK}}{r_{TK}} \quad (39)$$

$$F_{TK} = \frac{47,83 \cdot 10^3 \cdot 1860}{5320}$$

$$F_{TK} = \underline{\underline{16,72 \cdot 10^3 N}}$$

10.3.3 CELKOVÁ TRHACÍ SÍLA

Součet trhacích sil od HMN a HMK

$$F_{TS} = F_{TN} + F_{TK} \quad (40)$$

$$F_{TS} = 21,38 \cdot 10^3 + 16,72 \cdot 10^3$$

$$F_{TS} = \underline{\underline{38,10 \cdot 10^3 N}}$$

10.4 SÍLA PŘI NÁJEZDU DO MATERIÁLU

10.4.1 VÝPOČET SÍLY VYVOLANÉ HMT

U teleskopického materiálu může působit na materiál kromě síly od nájezdu stroje i síla od vysouvání ramene. Teleskopický Hydromotor (HMT) se skládá ze dvou rovnoběžných válců, které pracují současně.

Parametry HMT1

Průměr pístní tyče $d_{HMT1} = 60 \text{ mm}$

Vnitřní průměr válce $D_{HMT1} = 90 \text{ mm}$

Parametry HMT2

Průměr pístní tyče $d_{HMT2} = 60 \text{ mm}$

Vnitřní průměr válce $D_{HMT2} = 110 \text{ mm}$

Maximální pracovní tlak $p_{max} = 24 \text{ MPa}$



Činná plocha pístu HMT1

$$S_{HMT1} = \pi \cdot \frac{D_{HMT1}^2}{4} \quad (41)$$

$$S_{HMT1} = \pi \cdot \frac{90^2}{4}$$

$$S_{HMT1} = \underline{\underline{3534 \text{ mm}^2}}$$

Síla při vysouvání HV1

$$F_{HMT1} = p_{max} \cdot S_{HMT1} \quad (42)$$

$$F_{HMT1} = 24 \cdot 3534$$

$$F_{HMT1} = \underline{\underline{152,7 \cdot 10^3 \text{ N}}}$$

Činná plocha pístu HMT2

$$S_{HMT2} = \pi \cdot \frac{D_{HMT2}^2}{4} \quad (43)$$

$$S_{HMT2} = \pi \cdot \frac{110^2}{4}$$

$$S_{HMT2} = \underline{\underline{6676 \text{ mm}^2}}$$

Síla při vysouvání HMT2

$$F_{HMT2} = p_{max} \cdot S_{HMT2} \quad (44)$$

$$F_{HMT2} = 24 \cdot 6676$$

$$F_{HMT2} = \underline{\underline{228,1 \cdot 10^3 \text{ N}}}$$

Celkový síla

$$F_{HMT} = F_{HMT1} + F_{HMT2} \quad (45)$$

$$F_{HMT} = 165,4 \cdot 10^3 + 247,1 \cdot 10^3$$

$$F_{HMT} = \underline{\underline{380,8 \cdot 10^3 \text{ N}}}$$

10.4.2 SÍLA OD NÁJEZDU STROJE DO MATERIÁLU

Součinitel tření mezi pneumatikou a podložkou $f = 0,8$

Rameno valivého odporu mezi pryží a betonovou plochou $\zeta = 0,02 \text{ m}$



Pohybové rovnice

$$x: F_{NS} - F_T = 0 \quad (46)$$

$$y: N - G_C = 0$$

Celková tíhová síla soustavy (stroj, rám, lopata)

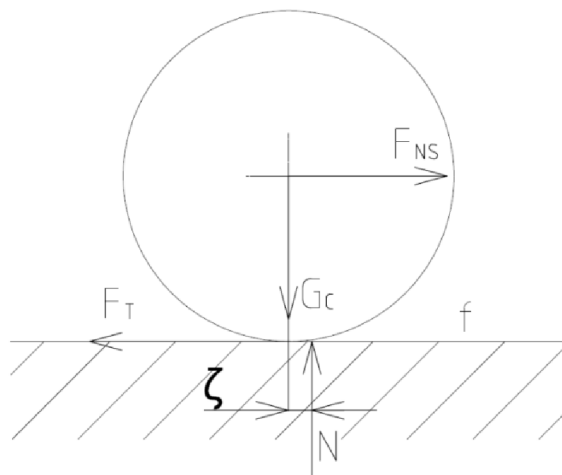
$$G_C = G_S + G_R + G_L \quad (47)$$

$$G_C = 104,2 \cdot 10^3 + 4,573 \cdot 10^3 + 98,36 \cdot 10^3$$

$$G_C = \underline{\underline{118,7 \cdot 10^3 \text{ N}}}$$

Podmínka valení kola po podložce

$$F_t \leq F_T = N \cdot f \Rightarrow F_{NS} \leq G_C \cdot f \quad (48)$$



Obr. 20 Podmínka valení kola

Maximální síla od nájezdu stroje do materiálu do prokluzu kola

$$F_{NS} = G_C \cdot f \quad (49)$$

$$F_{NS} = 118,7 \cdot 10^3 \cdot 0,8$$

$$F_{NS} = \underline{\underline{94,92 \cdot 10^3 \text{ N}}}$$

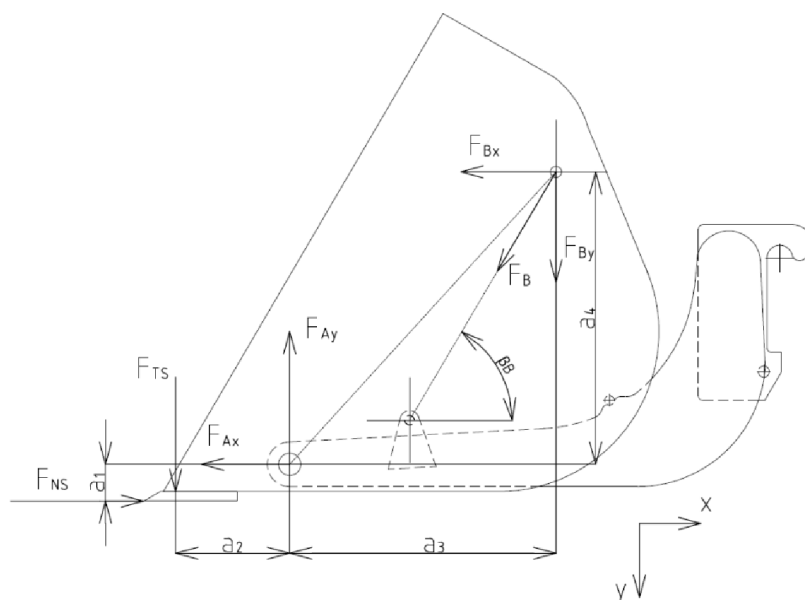
Tato síla je zároveň celkovou silou působící na materiál při nájezdu stroje do materiálu. Síla působící od HMT nepřenese celou svou velikost z důvodu uvažovaného součinitele tření.



10.5 SILOVÝ ROZBOR LOPATY PŘI NABÍRÁNÍ MATERIÁLU

V průběhu procesu nabírání materiálu působí na lopatu jak trhací síla, tak i síla vyvolaná nájezdem stroje do materiálu. Tímto vzájemným působením obou sil dochází zároveň i k lepšímu a méně náročnému pronikání nástroje do materiálu.

10.5.1 POHYBOVÁ ROVNICE LOPATY



Obr. 21 Síly působící na lopatu při nabírání materiálu

Pohybová rovnice nabírání materiálu

$$x: F_{NS} - F_{Ax} - F_B \cdot \cos \beta_B = 0 \quad (50)$$

$$y: -F_{TS} - F_{Ay} + F_B \cdot \sin \beta_B = 0$$

$$M_{zA}: -F_{NS} \cdot a_1 + F_{TS} \cdot a_2 - F_B \cdot \cos \beta_B \cdot a_4 + F_B \cdot \sin \beta_B \cdot a_3 = 0$$

10.5.1.1 VÝPOČET REAKCÍ V ČEPECH OD VNĚJŠÍHO ZATÍŽENÍ

Rozměry odměřené z programu Autodesk Inventor

$$a_1 = 125 \text{ mm} \quad a_2 = 367,446 \text{ mm} \quad \beta_B = 71,76^\circ$$

$$a_3 = 654,2 \text{ mm} \quad a_4 = 985 \text{ mm}$$



Reakce v čepu HMV

$$F_B = \frac{-F_{NS} \cdot a_1 + F_{TS} \cdot a_2}{-a_3 \cdot \sin \beta_B + a_4 \cdot \cos \beta_B} \quad (51)$$

$$F_B = \frac{-94,92 \cdot 10^3 \cdot 125 + 38,10 \cdot 10^3 \cdot 367,446}{-654,2 \cdot \sin 71,76^\circ + 985 \cdot \cos 71,76^\circ}$$

$$F_B = \underline{\underline{-6,821 \cdot 10^3 N}}$$

Složky reakcí hlavního čepu

$$F_{Ax} = F_{NS} - F_B \cdot \cos \beta_B \quad (52)$$

$$F_{Ax} = 94,92 \cdot 10^3 - 406,25 \cdot 10^3 \cdot \cos 71,76^\circ$$

$$F_{Ax} = \underline{\underline{97,058 \cdot 10^3 N}}$$

$$F_{Ay} = -F_{TS} + F_B \cdot \sin \beta_B \quad (53)$$

$$F_{Ay} = 38,10 \cdot 10^3 + 406,25 \cdot 10^3 \cdot \sin 71,76^\circ$$

$$F_{Ay} = \underline{\underline{-44,581 \cdot 10^3 N}}$$

Síly působí symetricky k ose rámu, tudíž pro jejich výpočet získané hodnoty podělíme

$$F_{B1} = \frac{F_B}{2} \quad (54)$$

$$F_{B1} = \frac{-6,821 \cdot 10^3}{2}$$

$$F_{B1} = \underline{\underline{-3,411 \cdot 10^3 N}}$$

$$F_{Ax1} = \frac{F_{Ax}}{2} \quad (55)$$

$$F_{Ax1} = \frac{97,058 \cdot 10^3}{2}$$

$$F_{Ax1} = \underline{\underline{48,529 \cdot 10^3 N}}$$



$$F_{Ay1} = \frac{F_{Ay}}{2} \quad (56)$$

$$F_{Ay1} = \frac{-44,581 \cdot 10^3}{2}$$

$$F_{Ay1} = \underline{\underline{-22,29 \cdot 10^3 N}}$$

Celková síla působící na hlavní čep

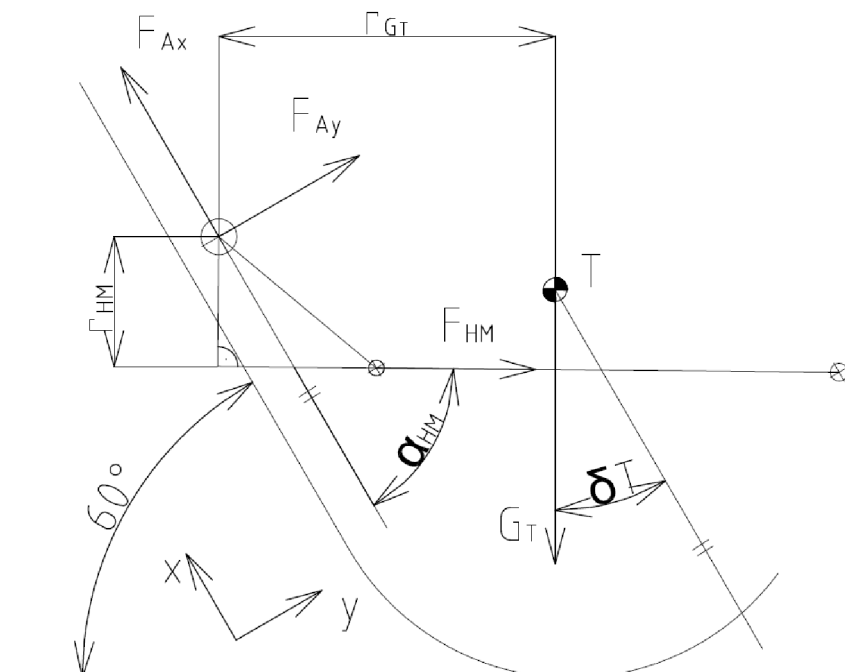
$$F_{A1} = \sqrt{F_{Ax1}^2 + F_{Ay1}^2} \quad (57)$$

$$F_{A1} = \sqrt{(48,529 \cdot 10^3)^2 + (-22,29 \cdot 10^3)^2}$$

$$F_{A1} = \underline{\underline{53,403 \cdot 10^3 N}}$$

10.6 SILOVÝ ROZBOR LOPATY PŘI VYKLÁPĚNÍ MATERIÁLU

10.6.1 POHYBOVÉ ROVNICE LOPATY



Obr. 22 Vysypávání materiálu



Pohybová rovnice při vyklápění materiálu

$$x: F_{Ax} - F_{HM} \cdot \cos \alpha_{HM} - G_T \cdot \cos \alpha_T = 0 \quad (58)$$

$$y: F_{Ay} + F_{HM} \cdot \sin \alpha_{HM} - G_T \cdot \sin \alpha_T = 0$$

$$M_A: -F_{HM} \cdot r_{HM} + G_T \cdot r_{GT} = 0$$

Vstupní parametry

$$r_{HM} = 252,788 \text{ mm} \quad r_{GT} = 573,792 \text{ mm} \quad G_T = 48,861 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$\alpha_T = 30^\circ \quad \alpha_{HM} = 71,76^\circ$$

10.6.2 VÝPOČET REAKCÍ OD PŮSOBÍCÍCH SIL

Síla působící v HMV

$$F_{HM} = \frac{G_T \cdot r_{GT}}{r_{HM}} \quad (59)$$

$$F_{HM} = \frac{48,861 \cdot 10^3 \cdot 573,792}{252,788}$$

$$F_{HM} = \underline{\underline{110,9 \cdot 10^3 \text{ N}}}$$

Složky síly v hlavním čepu

$$F_{Ax} = F_{HM} \cdot \cos \alpha_{HM} + G_T \cdot \cos \alpha_{GT} \quad (60)$$

$$F_{Ax} = 110,9 \cdot 10^3 \cdot \cos 71,76^\circ + 48,861 \cdot 10^3 \cdot \cos 30^\circ$$

$$F_{Ax} = \underline{\underline{59,144 \cdot 10^3 \text{ N}}}$$

$$F_{Ay} = G_T \cdot \sin \alpha_{GT} - F_{HM} \cdot \sin \alpha_{HM} \quad (61)$$

$$F_{Ay} = 48,861 \cdot 10^3 \cdot \sin 30^\circ - 110,9 \cdot 10^3 \cdot \sin 71,76^\circ$$

$$F_{Ay} = \underline{\underline{-63,019 \cdot 10^3 \text{ N}}}$$



Pro získání velikosti reakcí na jeden čep výsledky podělíme

$$F_{Ax1} = \frac{F_{Ax}}{2} \quad (62)$$

$$F_{Ax1} = \frac{59,144 \cdot 10^3}{2}$$

$$F_{Ax1} = \underline{\underline{29,572 \cdot 10^3 \text{ N}}}$$

$$F_{Ay1} = \frac{F_{Ay}}{2} \quad (63)$$

$$F_{Ay1} = \frac{-63,019 \cdot 10^3}{2}$$

$$F_{Ay1} = \underline{\underline{-31,51 \cdot 10^3 \text{ N}}}$$

Celková reakce v hlavním čepu

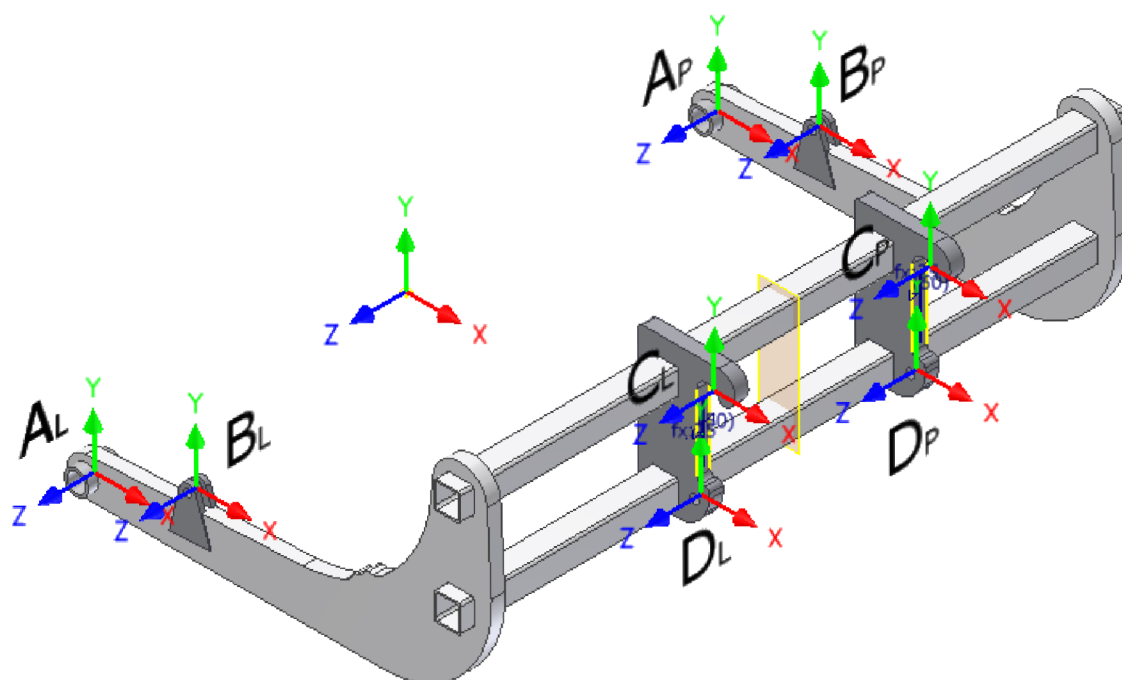
$$F_{A1} = \sqrt{F_{Ax1}^2 + F_{Ay1}^2} \quad (64)$$

$$F_{A1} = \sqrt{(29,572 \cdot 10^3)^2 + (-31,51 \cdot 10^3)^2}$$

$$F_{A1} = \underline{\underline{43,213 \cdot 10^3 \text{ N}}}$$



10.7 SILOVÝ ROZBOR RÁMU



Obr. 23 Silový rozbor rámu

Ramena sil k bodu D_L

$$A_{Lx} = 1483 \text{ mm}$$

$$A_{Ly} = 290 \text{ mm}$$

$$A_{Lz} = 752 \text{ mm}$$

$$B_{Lx} = 1108 \text{ mm}$$

$$B_{Ly} = 152 \text{ mm}$$

$$B_{Lz} = 752 \text{ mm}$$

$$A_{Px} = 1483 \text{ mm}$$

$$A_{Py} = 290 \text{ mm}$$

$$A_{Pz} = 1547 \text{ mm}$$

$$B_{Px} = 1108 \text{ mm}$$

$$B_{Py} = 152 \text{ mm}$$

$$B_{Pz} = 1547 \text{ mm}$$

$$C_{Lx} = 50 \text{ mm}$$

$$C_{Ly} = 355 \text{ mm}$$

$$C_{Lz} = 0$$

$$C_{Px} = 50 \text{ mm}$$

$$C_{Py} = 355 \text{ mm}$$

$$C_{Pz} = 795 \text{ mm}$$

$$D_{Px} = 0$$

$$D_{Py} = 0$$

$$D_{Pz} = 795 \text{ mm}$$



10.7.1 POHYBOVÉ ROVNICE

$$x: F_{ALx} + F_{APx} + F_{BLx} + F_{BPx} + F_{CLx} + F_{CPx} + F_{DLx} + F_{DPx} = 0 \quad (65)$$

$$y: F_{ALy} + F_{APy} + F_{Bly} + F_{BPY} + F_{CLy} + F_{CPy} + F_{Dly} + F_{DPy} = 0$$

$$z: D_{Lz} = 0$$

$$M_{xD_L}: F_{APy} \cdot A_{Pz} - F_{ALy} \cdot A_{Lz} - F_{Bly} \cdot B_{Lz} + F_{BPY} \cdot B_{Pz} + F_{CPy} \cdot C_{Pz} + F_{DPy} \cdot D_{Pz} = 0$$

$$M_{yD_L}: F_{ALx} \cdot A_{Lz} - F_{APx} \cdot A_{Pz} + F_{BLx} \cdot B_{Lz} - F_{BPx} \cdot B_{Pz} - F_{CPx} \cdot C_{Pz} - F_{DPx} \cdot D_{Pz} = 0$$

$$M_{zD_L}: F_{ALx} \cdot A_{Ly} - F_{ALy} \cdot A_{Lx} + F_{APx} \cdot A_{Py} - F_{APy} \cdot A_{Px} + F_{BLx} \cdot B_{Ly} - F_{Bly} \cdot B_{Lx} - F_{BPx} \cdot B_{Py} - F_{BPY} \cdot B_{Px} - F_{CLx} \cdot C_{Ly} + F_{CLy} \cdot C_{Lx} - F_{CPx} \cdot C_{Py} + F_{CPy} \cdot C_{Px} = 0$$

10.7.2 VÝPOČET REAKCÍ NA RÁM

$$F_C = \frac{F_{ALx} \cdot A_{Ly} - F_{ALy} \cdot A_{Lx} + F_{APx} \cdot A_{Py} - F_{APy} \cdot A_{Px} + F_{BLx} \cdot B_{Ly} - F_{Bly} \cdot B_{Lx} - F_{BPx} \cdot B_{Py} - F_{BPY} \cdot B_{Px}}{2 \cdot C_y \cdot \cos \alpha_C - 2 \cdot C_x \cdot \sin \alpha_C} \quad (66)$$

$$F_{DPx} = \frac{F_{ALx} \cdot A_{Lz} - F_{APx} \cdot A_{Pz} + F_{BLx} \cdot B_{Lz} - F_{BPx} \cdot B_{Pz} - F_C \cdot C_{Pz} \cdot \cos \alpha_C}{D_{Pz}} \quad (67)$$

$$F_{DPy} = \frac{F_{ALy} \cdot A_{Lz} - F_{APy} \cdot A_{Pz} + F_{Bly} \cdot B_{Lz} - F_{BPY} \cdot B_{Pz} - F_C \cdot C_{Pz} \cdot \sin \alpha_C}{D_{Pz}} \quad (68)$$

$$F_{Dly} = -F_{ALy} - F_{APy} - F_{Bly} - F_{BPY} - 2 \cdot F_C \cdot \sin \alpha_C - F_{DPy} \quad (69)$$

$$F_{DLx} = -F_{ALx} - F_{APx} - F_{BLx} - F_{BPx} - 2 \cdot F_C \cdot \cos \alpha_C - F_{DPx} \quad (70)$$

10.7.2.1 REAKCE PŘI NABÍRÁNÍ MATERIÁLU

působící síly z kap. 11.5.1.1

$$F_{ALx} = 48,529 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$F_{BLx} = 1,068 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$F_{ALy} = 22,29 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$F_{Bly} = 3,239 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$F_{APx} = 48,529 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$F_{BPx} = 1,068 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$F_{APy} = 22,29 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$F_{BPY} = 3,239 \cdot 10^3 \text{ N}$$



Výpočet sil působících na uchycení rámu

$$F_C = \frac{F_{ALx} \cdot A_{Ly} - F_{ALy} \cdot A_{Lx} + F_{APx} \cdot A_{Py} - F_{APy} \cdot A_{Px} + F_{BLx} \cdot B_{Ly} - F_{BLy} \cdot B_{Lx} - F_{BPx} \cdot B_{Py} - F_{BPy} \cdot B_{Px}}{2 \cdot C_y \cdot \cos \alpha_C - 2 \cdot C_x \cdot \sin \alpha_C} \quad (71)$$

$$F_C = \frac{48,529 \cdot 290 - 22,29 \cdot 1483 + 48,5294 \cdot 290 - 22,29 \cdot 1483 + 1,068 \cdot 152 - 3,239 \cdot 1108 - 1,068 \cdot 152 - 3,239 \cdot 1108}{2 \cdot 355 \cdot \cos(33,53^\circ) - 2 \cdot 50 \cdot \sin(33,53^\circ)}$$

$$F_C = \underline{\underline{-83,52 \cdot 10^3 \text{ N}}}$$

$$F_{DPx} = \frac{F_{ALx} \cdot A_{Lz} - F_{APx} \cdot A_{Pz} + F_{BLx} \cdot B_{Lz} - F_{BPx} \cdot B_{Pz} - F_C \cdot C_{Pz} \cdot \cos \alpha_C}{D_{Pz}} \quad (72)$$

$$F_{DPx} = \frac{48,529 \cdot 752 - 48,529 \cdot 1547 + 1,068 \cdot 752 - 1,068 \cdot 1547 + 83,52 \cdot 795 \cdot \cos 33,53^\circ}{795}$$

$$F_{DPx} = \underline{\underline{20,03 \cdot 10^3 \text{ N}}}$$

$$F_{DPy} = \frac{F_{ALy} \cdot A_{Lz} - F_{APy} \cdot A_{Pz} + F_{BLy} \cdot B_{Lz} - F_{BPy} \cdot B_{Pz} - F_C \cdot C_{Pz} \cdot \sin \alpha_C}{D_{Pz}} \quad (73)$$

$$F_{DPy} = \frac{22,29 \cdot 752 - 22,29 \cdot 1547 + 3,239 \cdot 752 - 3,239 \cdot 1547 + 83,52 \cdot 795 \cdot \sin 33,53^\circ}{795}$$

$$F_{DPy} = \underline{\underline{20,61 \cdot 10^3 \text{ N}}}$$

$$F_{DLx} = -F_{ALx} - F_{APx} - F_{BLx} - F_{BPx} - 2 \cdot F_C \cdot \cos \alpha_C - F_{DPx} \quad (74)$$

$$F_{DLx} = -48,529 - 48,529 - 1,068 - 1,068 + 2 \cdot 83,52 \cdot \cos 33,53^\circ + 1239$$

$$F_{DLx} = \underline{\underline{20,03 \cdot 10^3 \text{ N}}}$$

$$F_{DLy} = -F_{ALy} - F_{APy} - F_{BLy} - F_{BPy} - 2 \cdot F_C \cdot \sin \alpha_C - F_{DPy} \quad (75)$$

$$F_{DLy} = -22,2 - 22,29 - 3,239 + 175,01 + 2 \cdot 83,52 \cdot \sin 33,53^\circ + 5571$$

$$F_{DLy} = \underline{\underline{20,61 \cdot 10^3 \text{ N}}}$$



10.7.2.2 REAKCE PŘI VYKLÁPĚNÍ MATERIÁLU

$$F_{ALx} = 29,572 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$F_{BLx} = -19,887 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$F_{ALy} = 31,51 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$F_{BLy} = -60,345 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$F_{APx} = 29,572 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$F_{BPx} = -19,887 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$F_{APy} = 31,51 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$F_{BPy} = -60,345 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Pro výpočet reakcí pro jednotlivé body byly využity stejné vzorce jako v předchozí kapitole. Z důvodu zjednodušení a přehlednosti následují již jen výsledné hodnoty jednotlivých reakcí.

Tab. 4 Vypočítané hodnoty

Počítaná veličina	Výsledná hodnota	Použitý vzorec
F_C	$95,73 \cdot 10^3 \text{ N}$	(71)
F_{DPx}	$-89,49 \cdot 10^3 \text{ N}$	(72)
F_{DPy}	$-24,05 \cdot 10^3 \text{ N}$	(73)
F_{DLy}	$-24,05 \cdot 10^3 \text{ N}$	(74)
F_{DLx}	$-89,49 \cdot 10^3 \text{ N}$	(75)

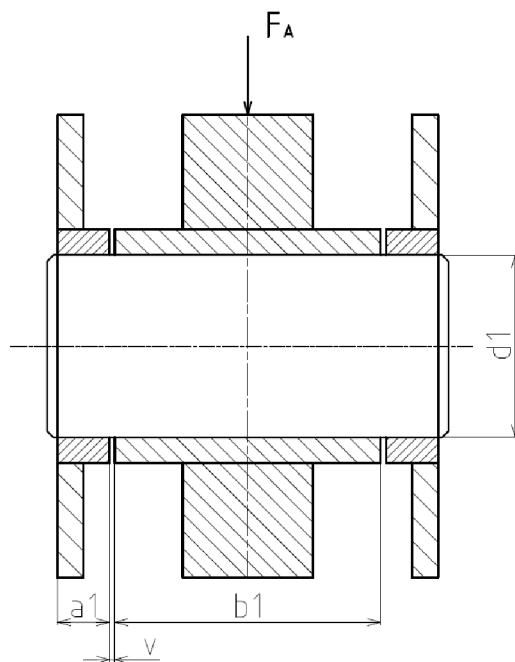


11 PEVNOSTNÍ ANALÝZA

11.1 KONTROLA ČEPŮ

11.1.1 KONTROLA HLAVNÍHO ČEPU LOPATY

Bylo uvažováno maximální zatížení, které na čep působí při nabírání materiálu. Tato síla má hodnotu $F_{A1} = 53,403 \cdot 10^3 N$.



$$a_1 = 20 \text{ mm}$$

$$b_1 = 102 \text{ mm}$$

$$v = 2 \text{ mm}$$

$$d_1 = 70 \text{ mm}$$

Obr. 24 Hlavní čep

Měrný tlak na čep v oblasti a_1

$$p_{a1} = \frac{F_A}{2 \cdot d_1 \cdot a_1} \quad (76)$$

$$p_{a1} = \frac{53,4 \cdot 10^3}{2 \cdot 70 \cdot 20}$$

$$p_{a1} = \underline{\underline{19,07 \text{ MPa}}}$$

Měrný tlak na čep v oblasti b_1

$$p_{b1} = \frac{F_A}{d_1 \cdot b_1} \quad (77)$$

$$p_{b1} = \frac{53,4 \cdot 10^3}{70 \cdot 102}$$

$$p_{b1} = \underline{\underline{7,48 \text{ MPa}}}$$



Rameno ohybového momentu

$$l_1 = \frac{b_1}{2} + v + a_1 \quad (78)$$

$$l_1 = \frac{102}{2} + 2 + 20$$

$$l_1 = \underline{\underline{73 \text{ mm}}}$$

Ohybový moment

$$M_{o1} = \frac{F_A}{2} \cdot \frac{l_1}{2} \quad (79)$$

$$M_{o1} = \frac{53,4 \cdot 10^3}{2} \cdot \frac{73}{2}$$

$$M_{o1} = \underline{\underline{974,6 \text{ N} \cdot \text{m}}}$$

Moment setrvačnosti čepu

$$J_1 = \pi \cdot \frac{d_1^3}{32} \quad (80)$$

$$J_1 = \pi \cdot \frac{70^3}{32}$$

$$J_1 = \underline{\underline{33670 \text{ mm}^3}}$$

Průřezový modul čepu

$$W_{o1} = \frac{J_1}{\frac{d_1}{2}} \quad (81)$$

$$W_{o1} = \frac{33670}{\frac{70}{2}}$$

$$W_{o1} = \underline{\underline{962,113 \text{ mm}^2}}$$



Ohybové napětí v čepu

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1}}{W_{o1}} \quad (82)$$

$$\sigma_{o1} = \frac{974,61}{962,113}$$

$$\sigma_{o1} = \underline{\underline{3,829 \text{ MPa}}}$$

Plocha čepu

$$S_{\check{c}1} = \pi \cdot \frac{d_1^2}{4} \quad (83)$$

$$S_{\check{c}1} = \pi \cdot \frac{70^2}{4}$$

$$S_{\check{c}1} = \underline{\underline{3848 \text{ mm}^2}}$$

Napětí ve smyku

$$\tau_{\check{c}1} = \frac{F_A}{2 \cdot S_{\check{c}1}} \quad (84)$$

$$\tau_{\check{c}1} = \frac{53,4 \cdot 10^3}{2 \cdot 706,858}$$

$$\tau_{\check{c}1} = \underline{\underline{6,94 \text{ MPa}}}$$

11.1.2 KONTROLA VRCHNÍHO ČEPU HMV

Bylo uvažováno maximální zatížení, které na čep působí při vyklápění lopaty od HMV. Tato síla má hodnotu $F_{HM1} = 55,45 \cdot 10^3 \text{ N}$.

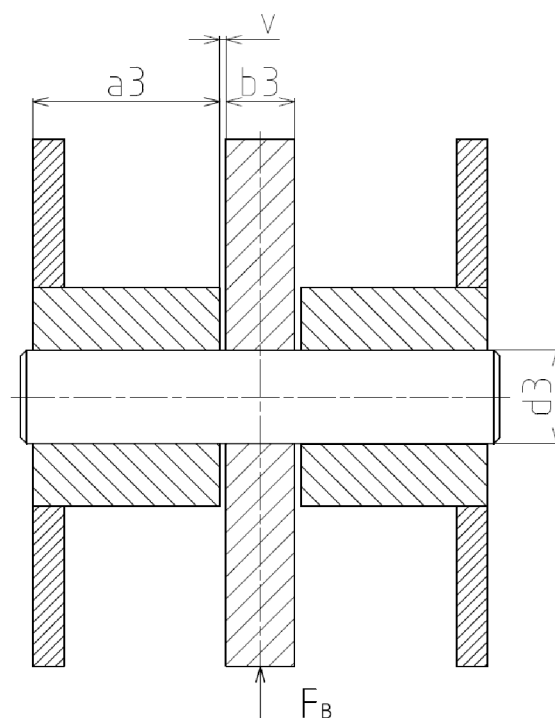


$$a_2 = 60 \text{ mm}$$

$$b_2 = 22 \text{ mm}$$

$$v = 2 \text{ mm}$$

$$d_2 = 30 \text{ mm}$$



Obr. 25 Horní čep HMV

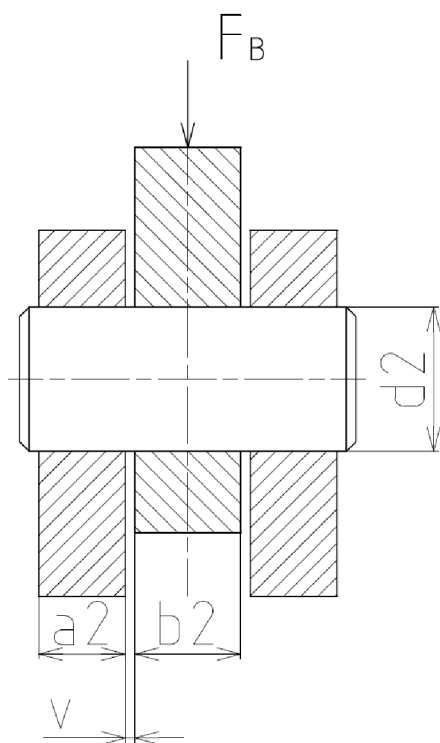
Tab. 5 Vypočítané hodnoty

Počítaná veličina	Výsledná hodnota	Použitý vzorec
p_{a2}	15,4 MPa	(76)
p_{b2}	84,02 MPa	(77)
l_2	73 mm	(78)
M_{o2}	$1,01 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}$	(79)
J_2	2651 mm^3	(80)
W_{o2}	$176,715 \text{ mm}^2$	(81)
σ_{o2}	5,73 MPa	(82)
$S_{\xi 2}$	$706,858 \text{ mm}^2$	(83)
$\tau_{\xi 2}$	39,2 MPa	(84)



11.1.3 KONTROLA ČEPU UCHYCENÍ HM NA RÁM

Bylo uvažováno maximální zatížení, které na čep působí při vyklápní lopaty od HMV. Tato síla má hodnotu $F_{HM1} = 55,45 \cdot 10^3 N$.



$$a_3 = 18 \text{ mm}$$

$$b_3 = 22 \text{ mm}$$

$$v = 2 \text{ mm}$$

$$d_3 = 30 \text{ mm}$$

Obr. 26 Spodní čep HMV

Tab. 6 Vypočítané hodnoty

Počítaná veličina	Výsledná hodnota	Použitý vzorec
p_{a3}	51,35 MPa	(76)
p_{b3}	84,02 MPa	(77)
l_3	31 mm	(78)
M_{o3}	$429,8 \cdot 10^3 N \cdot m$	(79)
J_3	2651 mm^3	(80)
W_{o3}	$176,715 \text{ mm}^2$	(81)
σ_{o3}	2,4 MPa	(82)
$S_{\check{c}3}$	$706,858 \text{ mm}^2$	(83)
$\tau_{\check{c}3}$	39,23 MPa	(84)



11.1.4 VOLBA MATERIÁLU ČEPŮ

Největší měrné napětí o velikosti $p_{a1} = 84,02 \text{ MPa}$ se objevuje v hlavním čepu. Materiál čepu volím 11 500, jehož mez kluzu pro náš polotovar má hodnotu $R_e = 285 \text{ MPa}$.

Kontrola bezpečnosti pro zvolený materiál:

$$k = \frac{R_e}{p_{b3}} = \frac{285}{184,02} = 3,39 \quad (85)$$

Tato hodnota bezpečnosti je naší úlohu dostatečná.



11.2 ZATĚŽOVACÍ STAVY

V této kapitole jsou zatěžovací stavy působící na lopatu při jejím zapojení do pracovního procesu.

Pro výpočty byl použit program Autodesk Inventor 2010 a v něm integrovaná pevnostní analýza. U každého z uvažovaných stavů je uvedena maximální hodnota napětí a součinitel bezpečnosti s ohledem na zvolený materiál.

11.2.1 ZATĚŽOVACÍ STAVY LOPATY

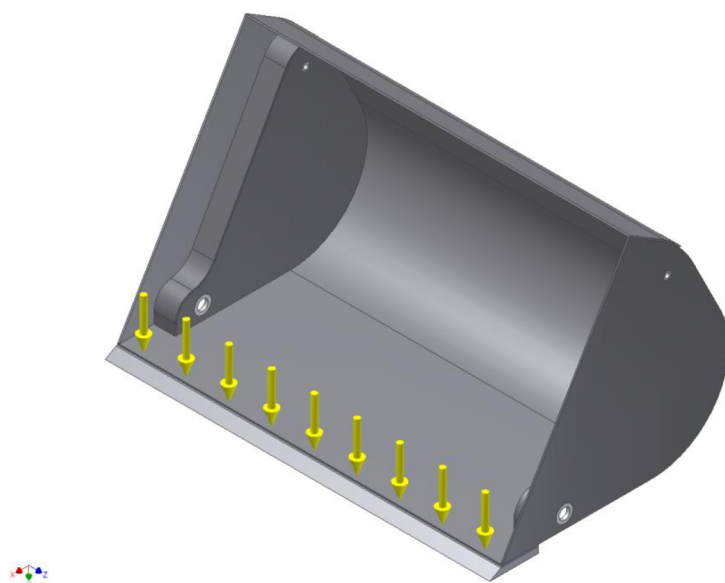
Při vytváření modelu byly vazby v hlavních čepích nahrazeny vazbami, které odebírají tři stupně volnosti a čepy HMV nahrazeny vazbami s omezením translačních pohybu ve dvou směrech.

Uvažované zatěžovací stavy jsou tyto: působení trhací síly, síla od nájezdu stroje do materiálu a jejich kombinace.

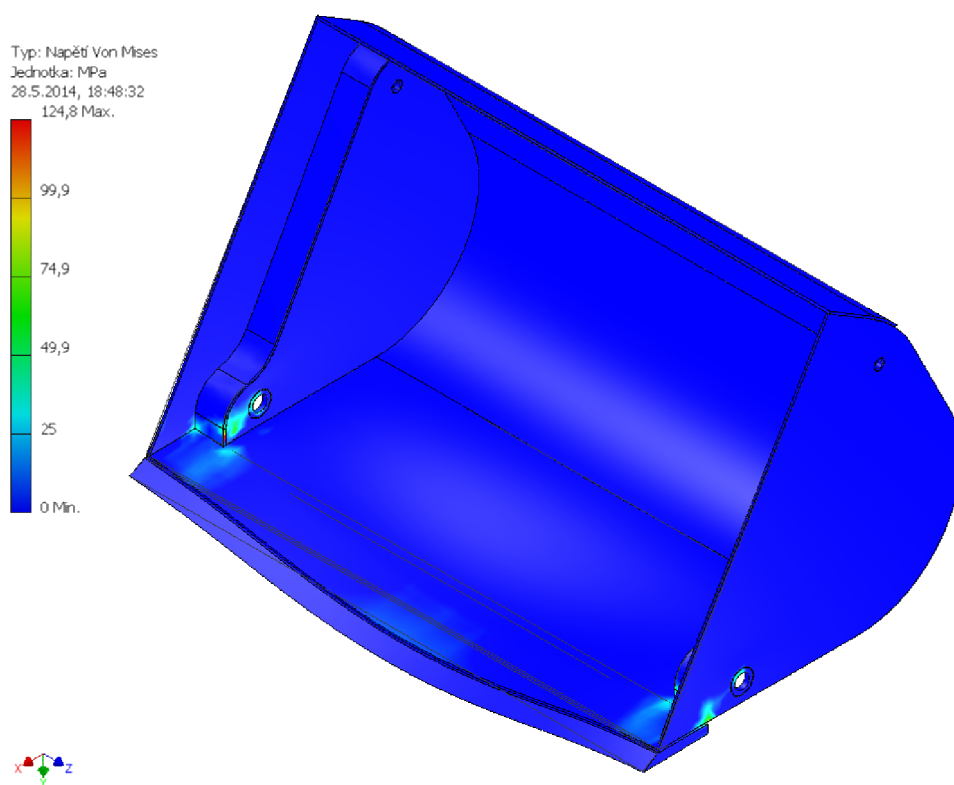
11.2.1.1 TRHACÍ SÍLA

Tento stav představuje situaci, kdy je lopata zatížena trhací silou. Ta je v našem případě vyvolána působením HMN, který přiklápí lopatu k rameni výložníku a působením HMK, který zvedá samotné rameno teleskopického výložníku manipulátoru

Působíště uvedené síly se dle normy uvažuje 100 mm od hrany lopaty. Velikost působící síly má dle výpočtů velikost $F_{TS} = 38,10 \cdot 10^3 N$.



Obr. 27 Zatížení lopaty trhací silou



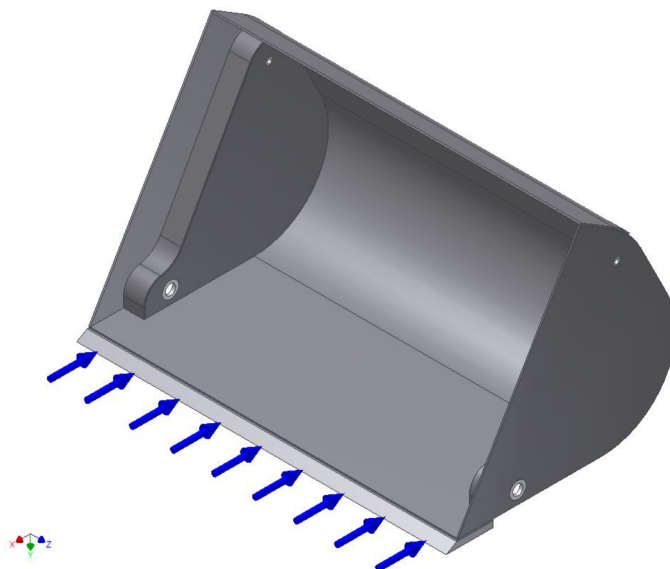
Obr. 28 Zjištěné napětí na lopatě (Von Mises)

Maximální napětí:	$\sigma_{max} = 124,5 \text{ MPa}$
Maximální posunutí:	$u_{max} = 2,596 \text{ mm}$
Součinitel bezpečnosti:	$k = 2,84$

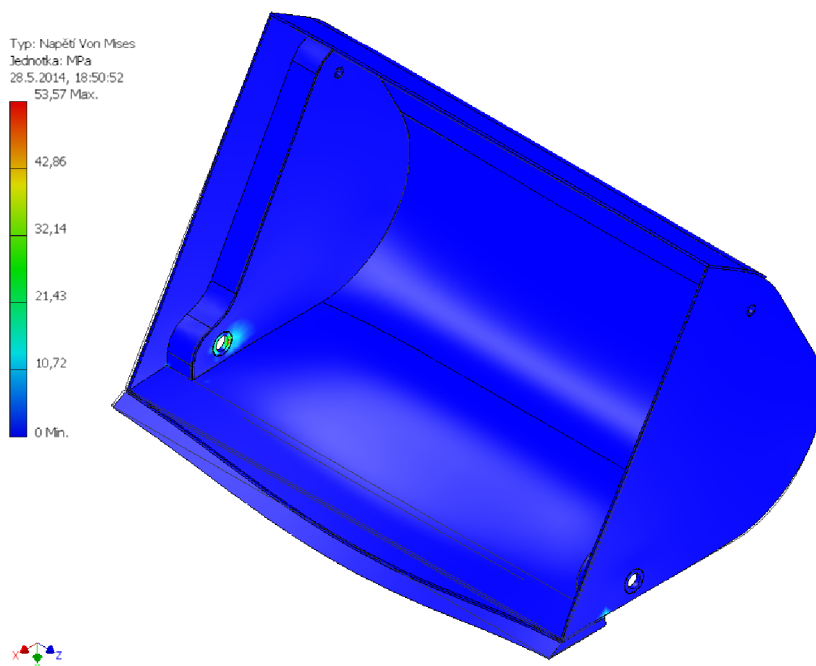


11.2.1.2 SÍLA OD NÁJEZDU STROJE DO MATERIÁLU

Při nabírání materiálu působí na břít lopaty síla vyvolaná od pojezdového ústrojí. V našem případě je tato síla rovna $F_{NS} = 94,92 \cdot 10^3 \text{ N}$.



Obr. 29 Zatížení lopaty silou od nájezdu do materiálu



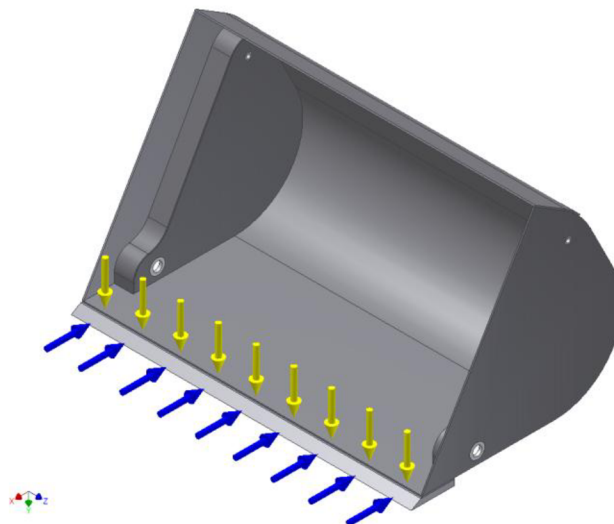
Obr.30 Zjištěné napětí na lopatě (Von Mises)

Maximální napětí:	$\sigma_{max} = 53,57 \text{ MPa}$
Maximální posunutí:	$u_{max} = 0,424 \text{ mm}$
Součinitel bezpečnosti:	$k = 6,65$

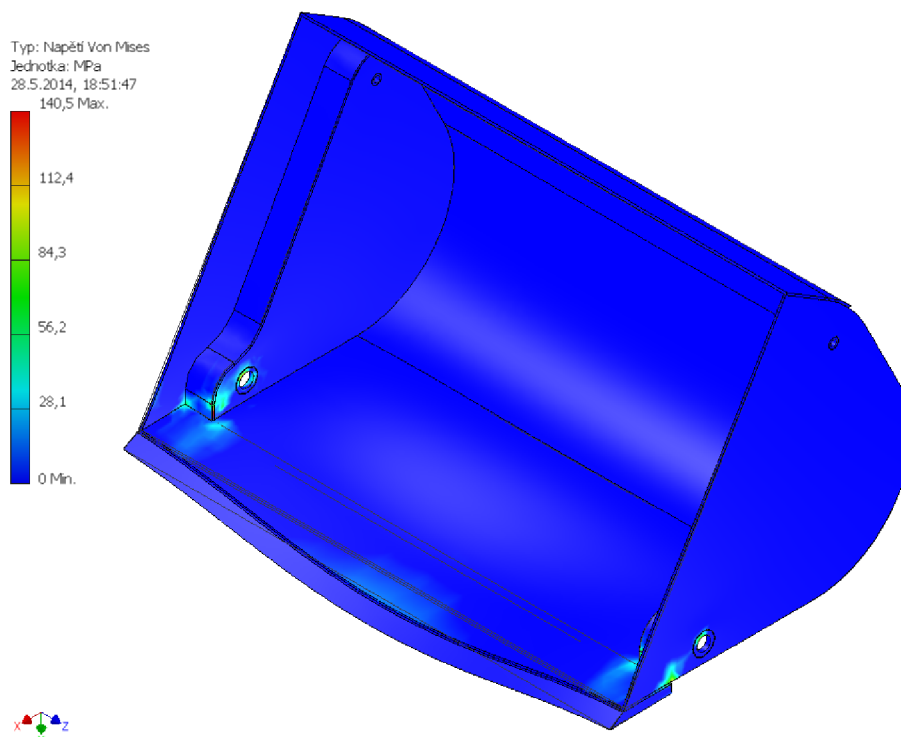


11.2.1.3 SOUČASNÉ PŮSOBENÍ TRHACÍ SÍLY A SÍLY OD NÁJEZDU DO MATERIÁLU

Tento zatěžovací stav vzniká kombinací obou předchozích stavů a konstrukce lopaty je při tomto stavu nejvíce zatěžována.



Obr. 31 Zatížení lopaty trhací silou a silou od nájezdu do materiálu



Obr. 32 Zjištěné napětí na lopatě (Von Mises)

Maximální napětí:	$\sigma_{max} = 140,5 \text{ MPa}$
Maximální posunutí:	$u_{max} = 3,053 \text{ mm}$
Součinitel bezpečnosti:	$k = 2,53$



11.2.1.4 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ ZATĚŽOVACÍCH STAVŮ LOPATY

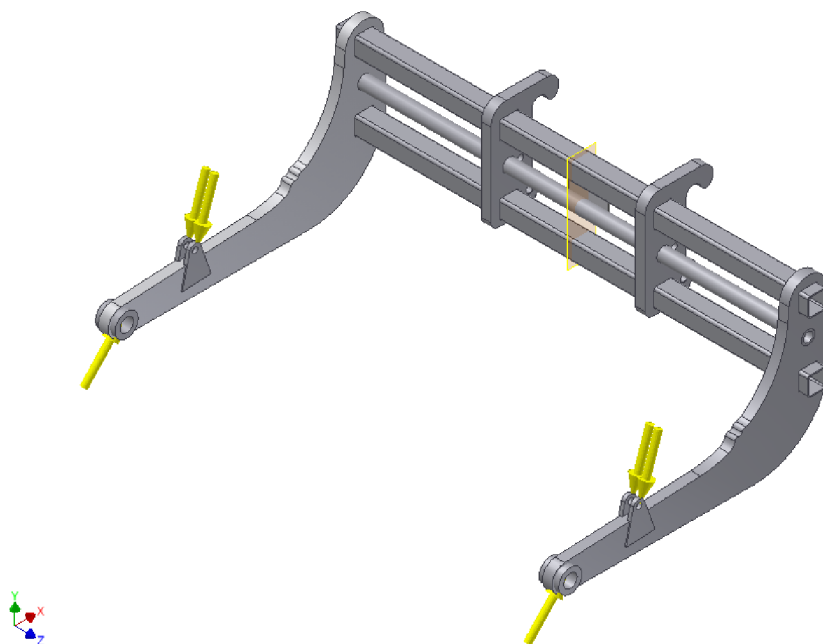
Z uvedených zatěžovacích stavů jsme zjistili největší namáhání působící na lopatu. Jedná se o situaci, kdy současně působí trhací síla a síla od nájezdu stroje do materiálu. Při tomto zatížení je maximální zatížení působící na lopatu 140,5 MPa. S ohledem na volený materiál a zjištěný součinitel bezpečnosti 2,53 jsou tyto hodnoty přijatelné.

Z výpočtů je také patrné, že namáhání se koncentruje především v rozích lopaty, kde dochází ke styku jednotlivých částí lopaty a ostřejšího přechodu mezi nimi. Tyto hodnoty by se daly snížit vhodnější úpravou těchto kritických oblastí.

Největší posunutí a deformace konstrukce nastává v přední části lopaty. Z tohoto důvod byl pro tuto oblast volen vhodnější materiál použitý na samotný břit lopaty.

11.2.2 ZATĚŽOVACÍ STAVY RÁMU

Při vytváření modelu byly vazby rámu na upínací zařízení nahrazeny kulovými vazbami. Uvažované zatěžovací stavy působící na rám jsou: nabírání materiálu a vyklápění materiálu). Jako hodnoty zatížení rámu jsem volil hodnoty vypočítané ze statické analýzy.

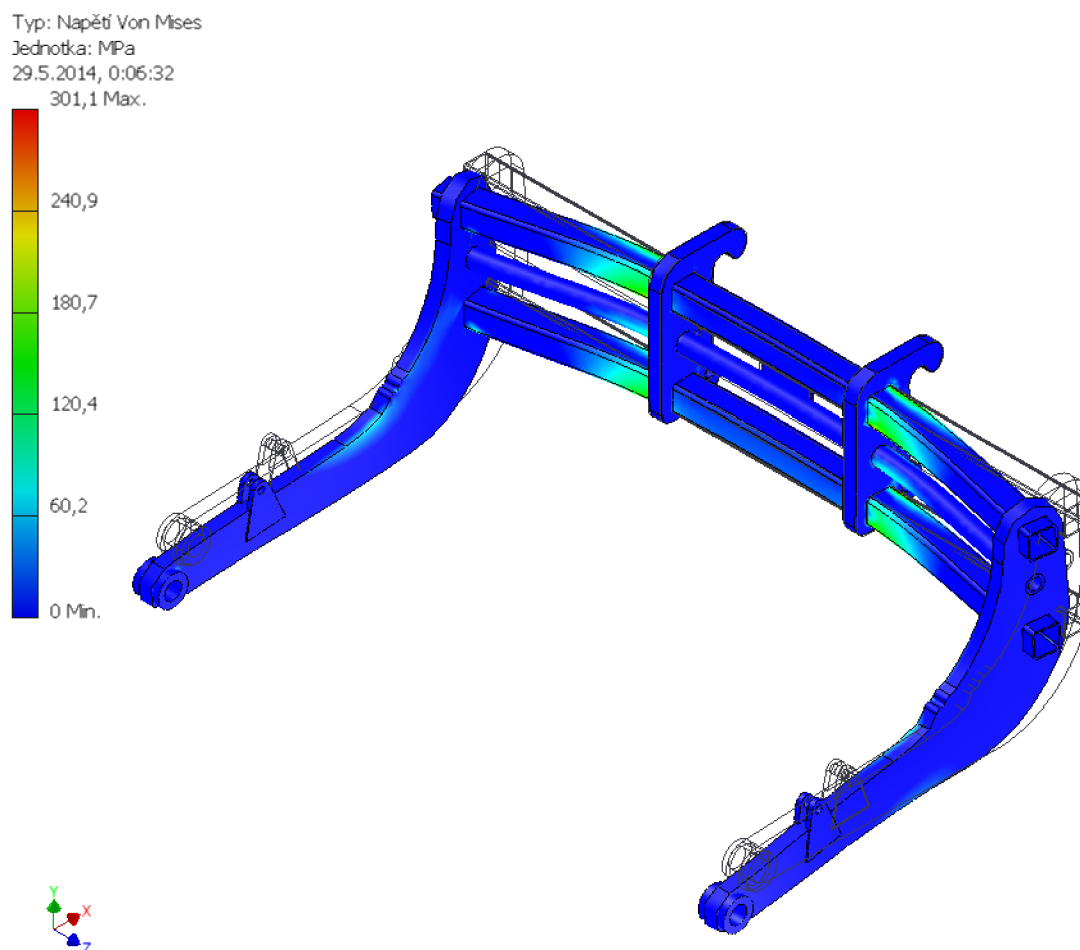


Obr. 33 Ukázka zatížení rámu



11.2.2.1 NABÍRÁNÍ MATERIÁLU

Síly od zatížení rámu působí v pouzdrech hlavních ložisek a uchycení HMV. Mají stejnou velikost jako síly vypočtené pro zatížení lopaty při nabírání materiálu, ale opačnou orientaci.



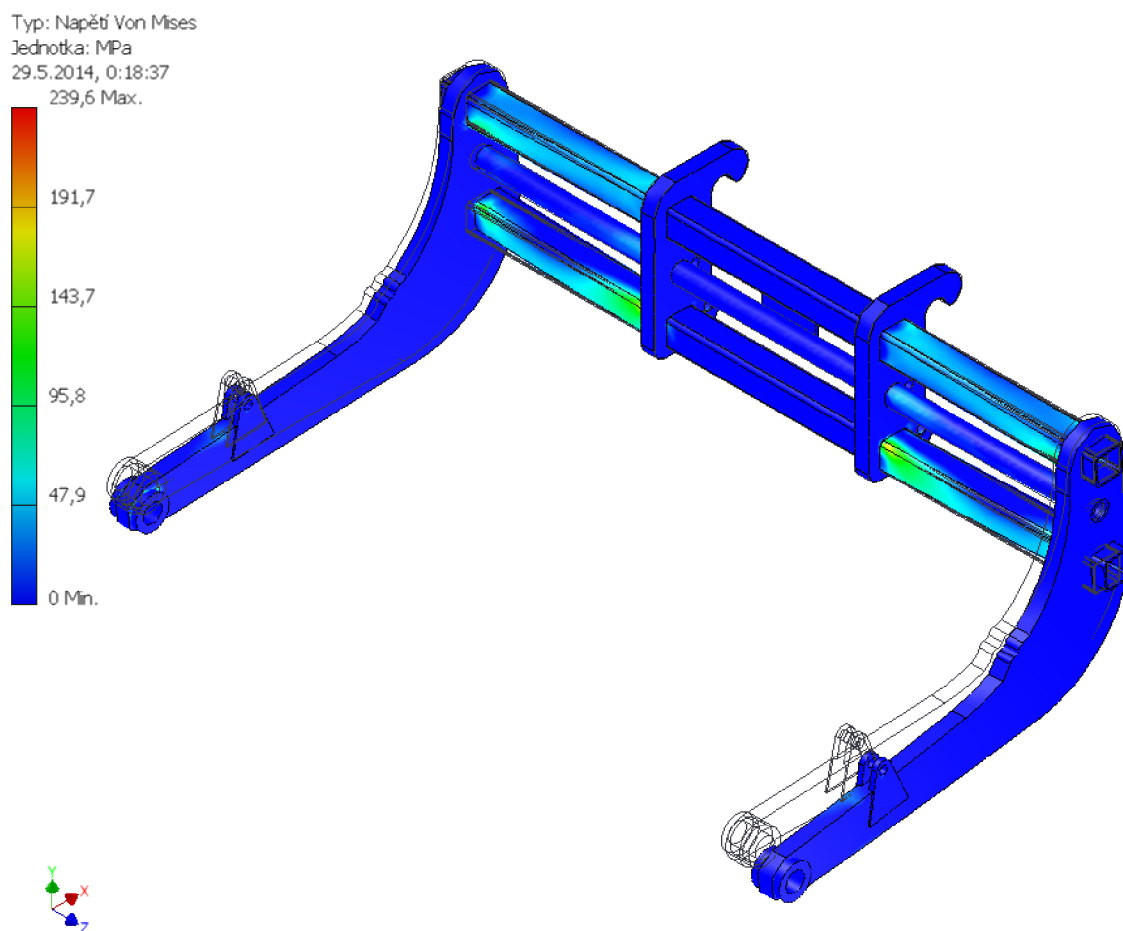
Obr. 34 Napětí působící na rám při nabírání materiálu (Von Mises)

Maximální napětí:	$\sigma_{max} = 301,1 \text{ MPa}$
Maximální posunutí:	$u_{max} = 5,036 \text{ mm}$
Součinitel bezpečnosti:	$k = 1,18$



11.2.2.2 VYSYPÁVÁNÍ MATERIÁLU

Síly od zatížení rámu působí v pouzdrech hlavních ložisek a uchycení HMV. Mají stejnou velikost jako síly vypočtené pro zatížení lopaty při vysypávání materiálu, ale opačnou orientaci.



Obr. 35 Napětí působící na rám při vysypávání materiálu (Von Mises)

Maximální napětí:

$$\sigma_{max} = 239,6 \text{ MPa}$$

Maximální posunutí:

$$u_{max} = 9,853 \text{ mm}$$

Součinitel bezpečnosti:

$$k = 1,48$$



11.2.2.3 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ ZATĚŽOVACÍCH STAVŮ RÁMU

Největší napětí $\sigma_{max} = 301,1 \text{ MPa}$ působí na rám při stavu nabírání materiálu, kdy dochází k vysokému zatížení především od složky trhací síly. Napětí nejsilněji působí v nosných profilech rámu. Především pak v oblastech zaoblení.



ZÁVĚR

V této diplomové práci jsem se zabýval návrhem vysokovýklopné lopaty pro teleskopický manipulátor LM1345 TURBO společnosti New Holland.

V úvodu práce jsem nastínil problematiku vysokovýklopné lopaty a její možná konstrukční provedení. Pro svoji práci jsem volil konstrukci se dvěma hydromotory umístěnými na bocích lopaty, což umožňuje lepší využití prostoru pro přepravovaný materiál a jednodušší tvar lopaty. Následně jsem provedl kinematický rozbor pohybu lopaty na rámu, statické a pevnostní výpočty. Z těchto výsledků je patrné, že lopata je schopna pracovat v zamýšleném provozu pro přepravu a manipulaci se sypkými a převážně lehčími materiály.

Použití vysokovýklopné lopaty na teleskopický manipulátor bych ovšem volil jen ve výjimečných případech, a především z důvodu složitosti konstrukce a použití na teleskopickém manipulátoru, který má ve většině případů sám dostatečný výškový dosah. V případě nedostatečného dosahu tohoto modelu má výrobce v nabídce manipulátory s vyšším dosahem než náš uvažovaný manipulátor (13 m). Například již model LM1445 má o 1 m vyšší dosah při stejné hodnotě zatížení.

Tato diplomová práce mi pomohla k lepšímu porozumění dané problematiky a k získání užitečných zkušeností s pevnostními výpočty a kontrolou.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] JEŘÁBEK, Karel. *Stroje pro zemní práce: Silniční stroje*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 1995/1996, 464 s. ISBN 80-707-8389-3.
- [2] VANĚK, Antonín. *Moderní strojní technika a technologie zemních prací*. Vyd. 1. Praha: Academia, 2003, 526 s. ISBN 80-200-1045-9.
- [3] New Holland – Repair Manual, August 2002
- [4] New Holland – Prospekt LM1133 – LM1745 – EN. Dostupný z WWW: <<http://www.eagrotec.cz/teleskopicke-manipulatory-3>>
- [5] PETRO, R. *Vysokovýklopná lopata*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 83s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.
- [5] ŘASA, J., ŠVERCL J. *STROJNICKÉ TABULKY 2*. 1.vyd. Praha: Nakladatelství SCIENTIA, 2007. ISBN 978-80-86960-20-3.
- [6] ČSN ISO 8313: Nakladače (Způsoby měření překlápěcích zatížení a síl na nástroji)
- [7] Normativy pro zemědělskou a potravinářskou výrobu. Dostupné z WWW: <<http://www.agronormativy.cz>>
- [8] HYDRAULICS s.r.o. Dostupné z WWW: <<http://www.hydraulics.cz>>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

značka	jednotky	význam
F_A	N	Celková síla působící v hlavních čepch
F_{A1}	N	Síla působící na jeden Hlavní čep
F_{ALx}	N	Složka síly působící na rám
F_{APx}	N	Složka síly působící na rám
F_{Ax}	N	Složka síly působící v hlavních čepch v ose x
F_{Ay}	N	Složka síly působící v hlavních čepch v ose y
F_B	N	Síla působící v čepu HMV
F_{B1}	N	Síla působící na jeden čep HMV
F_{BLx}	N	Složka síly působící na rám
F_{BPx}	N	Složka síly působící na rám
F_C	N	Síla v bodě C
F_{CLx}	N	Složka síly působící na rám
F_{CPx}	N	Složka síly působící na rám
F_{DLx}	N	Složka síly působící na rám
F_{DPx}	N	Složka síly působící na rám
F_{HM}	N	Síla potřebná pro vyklopení lopaty
F_{HM1}	N	Síla potřebná pro vyklopení lopaty na jeden HMV
F_{HMK}	N	Síla HMK při vysouvání
F_{HMKy}	N	Složka síly HMK v ose y
F_{HMN}	N	Síla HMN při vysouvání
F_{HMT1}	N	Síla vysouvání HMT1
F_{HMT2}	N	Síla vysouvání HMT2
F_{HMT2}	N	Činná plocha pístu HMT2



F_{NS}	N	Síla od nájezdu stroje do materiálu
F_T	N	Třecí síla působící mezi podložkou a pneumatikou
F_{TK}	N	Trhací síla od HMK
F_{TN}	N	Trhací síla od HMN
F_{TS}	N	Celková trhací síla
F_V	N	Síla HMV při vysouvání
F_Z	N	Síla HMV při zasouvání
G_C	N	Celková tíhová síla soustavy
G_L	N	Tíhová síla lopaty
G_R	N	Tíhová síla rámu lopaty
G_S	N	Tíhová síla stroje
G_T	N	Tíhová síla
N	N	Normálová síla působící mezi podložkou a pneumatikou
a_{21}^{Mn}	$m \cdot s^{-2}$	Normálové zrychlení bodu M
a_{21}^{Mt}	$m \cdot s^{-2}$	Tečné zrychlení bodu M
a_{31}^M	$m \cdot s^{-2}$	Zrychlení bodu M
a_{41}^{Mn}	$m \cdot s^{-2}$	Normálové zrychlení bodu M
a_{41}^{Mt}	$m \cdot s^{-2}$	Tečné zrychlení bodu M
a_{cor}^M	$m \cdot s^{-2}$	Coriolisovo zrychlení bodu M
v_{21}^M	$m \cdot s^{-1}$	Rychlost bodu M
v_{31}^M	$m \cdot s^{-1}$	Rychlost bodu M
v_{34}^M	$m \cdot s^{-1}$	Rychlost bodu M
v_{41}^M	$m \cdot s^{-1}$	Rychlost bodu M
ε_{21}^M	$rad \cdot s^{-2}$	Úhlové zrychlení bodu M
ε_{41}^M	$rad \cdot s^{-2}$	Úhlové zrychlení bodu M
ω_{21}^M	$rad \cdot s^{-1}$	Úhlové zrychlení bodu M



ω_{41}^M	$rad \cdot s^{-1}$	Úhlové zrychlení bodu M
A_{Lx}	mm	Rameno síly d bodu D_L
A_{Ly}	mm	Rameno síly d bodu D_L
A_{Lz}	mm	Rameno síly d bodu D_L
A_{Px}	mm	Rameno síly d bodu D_L
A_{Py}	mm	Rameno síly d bodu D_L
A_{Pz}	mm	Rameno síly d bodu D_L
B_{Lx}	mm	Rameno síly d bodu D_L
B_{Ly}	mm	Rameno síly d bodu D_L
B_{Lz}	mm	Rameno síly d bodu D_L
B_{Px}	mm	Rameno síly d bodu D_L
B_{Py}	mm	Rameno síly d bodu D_L
B_{Pz}	mm	Rameno síly d bodu D_L
C_{Lx}	mm	Rameno síly d bodu D_L
C_{Px}	mm	Rameno síly d bodu D_L
D_{HMK}	mm	Vnitřní průměr HMK
D_{HMN}	mm	Vnitřní průměr HMN
D_{HMT1}	mm	Vnitřní průměr válce HMT1
D_{HMT2}	mm	Vnitřní průměr válce HMT2
D_{Px}	mm	Rameno síly d bodu D_L
Q_{max}	l/min	Maximální průtok v hydraulickém obvodu
S_{HMK}	mm^2	Činná plocha pístu HMK
S_{HMN}	mm^2	Činná plocha pístu HMN
S_{HMT1}	mm^2	Činná plocha pístu HMT1
S_{HMT2}	mm^2	Činná plocha pístu HMT2



S_V	mm^2	Činná plocha válce při vysouvání
S_Z	mm^2	Činná plocha válce při zasouvání
V_L	mm^3	Objem lopaty
V_M	mm^3	Objem přepravovaného materiálu
$a_1 - a_4$	mm	Rameno síly
a^M	$m \cdot s^{-2}$	Zrychlení bodu M
d_{HMK}	mm	Průměr pístní tyče u HMK
d_{HMN}	mm	Průměr pístní tyče u HMN
d_{HMT1}	mm	Průměr pístní tyče HMT1
d_{HMT2}	mm	Průměr pístní tyče HMT2
m_L	kg	Hmotnost lopaty
m_M	kg	Hmotnost přepravovaného materiálu
p_{max}	MPa	Maximální tlak v hydraulickém obvodu
r_{FHM}	mm	Rameno síly HMV
r_{GT}	mm	Rameno tíhové síly
r_{HM}	mm	Vzdálenost horního oka HMV od hlavního čepu
r_{HMK}	mm	Rameno síly HMK
r_{HMN}	mm	Rameno síly HMN
r_T	mm	Vzdálenost těžiště od hlavního čepu
r_{TK}	mm	Rameno síly od HMK
r_{TN}	mm	Rameno síly od HMN
v^M	$m \cdot s^{-1}$	Rychlost bodu M
v_p	$m \cdot s^{-2}$	Rychlost vysouvání pístnice
x_{HM}, y_{HM}	mm	Souřadnice oka HMV k hlavnímu čepu
x_T, y_T	mm	Celková souřadnice těžiště materiálu a lopaty
x_{TL}, y_{TL}	mm	Souřadnice těžiště lopaty



x_{TM}, y_{TM}	mm	Souřadnice těžiště materiálu
α_C	°	Úhel svírající síla F_C
α_T	°	Úhel z těžiště
β_{HM}	°	Úhel natočení HMV
β_K	°	Úhel od HMK
φ, β, δ	°	Úhly kinematického mechanismu
ρ_L	$kg \cdot m^{-3}$	Hustota materiálu lopaty
ρ_M	$kg \cdot m^{-3}$	Hustota přepravovaného materiálu
HMK		Hydromotor určený pro polohování pracovního nástroje
HMN		Hydromotor zajišťující úhel náklonu ramene manipulátoru
HMT		Hydromotor teleskopický pro vysunutí ramene
HMV		Hydromotor zajišťující pohyb lopaty na rámu
MO_{21}, MO_{41}	mm	Ramena působících sil mezi danými body
f	–	Součinitel tření mezi pneumatikou a podložkou
ζ	m	Rameno valivého odporu mezi pryží a betonovou podložkou



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1.	Výkres sestavy vysokovýklopné lopata a rámu	00-122295/01
Příloha 2.	Výkres svařovací sestavy rámu	00-122295/02
Příloha 3.	Výkres svařovací sestavy lopaty	00-122295/03