



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

HYDRAULICKÉ ZVEDACÍ ZAŘÍZENÍ ZA TRAKTOR

HYDRAULIC LIFTING EQUIPMENT FOR THE TRACTOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jan Onderka

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

BRNO 2021

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Jan Onderka
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.
Akademický rok:	2020/21

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 bakalářské práce:

Hydraulické zvedací zařízení za traktor

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh konstrukčního řešení zvedacího zařízení jako přídavného zařízení za traktor. Zvedací zařízení bude uchyceno na třibodovém závěsu traktoru zvolené značky a typové řady. Zařízení bude mít pomocný zdvih poháněný hydraulicky ze systému traktoru.

Technické parametry:

Tlak a průtok hydraulické kapaliny dle zvoleného traktoru.

Maximální délkový dosah od uchycení ke stroji k háku 3000 mm.

Výškový dosah od podloží cca od 500 mm až 3500 mm.

Nosnost při maximálním vyložení 600 kg.

Cíle bakalářské práce:

Stručná rešerše obdobných používaných zařízení včetně připojovacích parametrů k daným traktorům.

Konstrukční návrh zvedacího zařízení a popis jednotlivých částí.

Výpočet základních funkčních parametrů.

Analytické výpočty silových parametrů zařízení a pevnostní výpočet vybraných konstrukčních částí.

Celková sestava přídavného zvedacího zařízení.

Podsestava svařence hlavního rámu.

Podsestava svařence hlavního ramene.

Podsestava svařence pomocného ramene.

Seznam doporučené literatury:

VANĚK, Antonín. Strojní zařízení pro stavební práce. 2., přeprac. vyd. Praha: Sobotáles, 1999. ISBN 8085920611.

JEŘÁBEK, Karel. Stroje pro zemní práce: Silniční stroje. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 1996. ISBN 8070783893.

MICHALÍČEK, Milan. Dynamika stavebných strojov. 2. vyd. Bratislava: Slovenská technická univerzita, 1996. Edícia skrípt. ISBN 8022708798.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem zvedacího zařízení do třibodového závěsu traktoru. Byla provedena krátká rešerše obdobné zdvihací techniky. Koncept je navržen a podložen analytickými výpočty rozměrových a funkčních vlastností. Pevnostní výpočty jsou provedeny podle standartu, kontrolovány jsou kritické místa zařízení. Práce obsahuje 3D modely a výkresovou dokumentaci.

KLÍČOVÁ SLOVA

Nakládací jeřáb, mobilní jeřáb, zvedací zařízení, traktor, třibodový závěs, sloup, výložník, teleskopický výložník.

ABSTRACT

This bachelor thesis focuses on designing a lifting device for a tractor three-point hitch. A short research of similar lifting devices was carried out. The concept is designed and supported by analytical calculations of dimensional and functional properties. The strength calculations are carried out in accordance with the standard, and critical areas of the device are checked. The work contains 3D models and plan drawings.

KEYWORDS

Loading crane, mobile crane, lifting device, tractor, three-point hitch, column, jib, telescopic jib.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

Onderka, J. *Hydraulické zvedací zařízení za traktor*. Brno, 2021. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 55 s. Vedoucí diplomové práce Jaroslav Kašpárek.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jaroslava Kašpárka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 21. května 2021

.....

Jan Onderka

PODĚKOVÁNÍ

Chci poděkovat všem, kteří mi pomáhali při psaní této bakalářské práce, zvláště pak svému vedoucímu Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D. za ochotu a trpělivost při pravidelných konzultacích. Velmi významné poděkování patří také mým rodičům a snoubence, kteří mě podporovali po celou dobu studia.

OBSAH

Úvod	9
1 Traktorové přípojné zvedací zařízení využívané v zemědělství.....	10
1.1 Přípojné kolové manipulační zařízení.....	10
1.2 Přípojné manipulační zařízení na vlastní konzole	11
1.3 Přípojné manipulační zařízení do tříbodového závěsu	11
2 Přehled nakládacích jeřábů	13
2.1 Závěsný jeřáb pro traktor DL Agro	13
2.2 Plnicí rameno Levsak.....	14
2.3 Nakladač za traktor Agroferocoop.....	14
2.4 Agro rameno AR 700.....	15
2.5 Hydraulické rameno HRM 1,5.....	16
2.6 Přehled parametrů zvedacích jeřábů	17
3 Volba traktoru a tříbodového závěsu.....	18
3.1 Popis tříbodového závěsu traktoru.....	18
3.2 Rozměry tříbodového závěsu.....	18
3.3 Volba traktoru	20
4 Koncepční návrh konstrukce	21
4.1 Popis jednotlivých částí konstrukce.....	21
4.2 Rozměrový návrh.....	22
4.3 Volba přímočarého hydromotoru.....	23
5 Funkční výpočty	26
5.1 Dynamický součinitel zatížení	26
5.2 Návrhový součinitel bezpečnosti	27
5.3 Teleskopická část výložníku	27
5.4 Pevná část výložníku	30
5.5 Sloup	35
5.6 Hák.....	40
5.7 Zatížení dle vysunutí výložníku.....	42
6 Kontrolní výpočty.....	43
6.1 Kontrola na čepů.....	43
6.2 Kontrola svarového spoje	44
6.3 Kontrola stability traktoru.....	47
Závěr.....	48
Seznam použitých zkratk a symbolů	51
Seznam příloh	55

ÚVOD

Hydraulické zvedací zařízení za traktor slouží ke zvedání břemen zavěšených na háku. Spojuje se s univerzálním kolovým traktorem pomocí třibodového závěsu. Nejčastěji se využívá v zemědělství pro zvedání velkoobjemových vaků v terénních podmínkách, ale uplatnění nalézá i v lesnictví či komunálních službách. Pro nenáročné manipulační činnosti je vhodnou alternativou k čelním nakladačům, teleskopickým manipulátorům či lanovým jeřábům.

Tato práce se zabývá konstrukčním návrhem hydraulického zvedacího zařízení dle zadaných parametrů pro agregaci se zvoleným typem traktoru. Motivací k vypracování návrhu je malá nabídka tohoto druhu zařízení na našem trhu.

Důraz je kladen zejména na snížení hmotnosti zařízení oproti nabízeným produktům a zjednodušení výrobních postupů pomocí maximálního využití polotovarů a běžně dostupných dílů. Tím je předpokládáno snížení výrobních nákladů.

1 TRAKTOROVÉ PŘÍPOJNÉ ZVEDACÍ ZAŘÍZENÍ VYUŽÍVANÉ V ZEMĚDĚLSTVÍ

Přehled zdvihacího zařízení dle typu spojení s traktorem.

1.1 PŘÍPOJNÉ KOLOVÉ MANIPULAČNÍ ZAŘÍZENÍ

Kolové manipulační zařízení má svůj vlastní podvozek a připojuje se do zadního závěsu traktoru. Zásobování hydraulickým olejem pro ovládání může být buď pomocí vlastního hydraulického čerpadla poháněného vývodovým hřídelem traktoru, případně přímo ze systému traktoru. Ovládání je umístěno na přípojném zařízení. Tyto stroje mají zpravidla otočný výložník, vyšší dosah manipulace, a proto bývají vybaveny stabilizačními podpěrami. [1]

1.1.1 UNIVERZÁLNÍ KOLOVÉ NAKLADAČE

Univerzální kolový nakladač má funkci pouze jako hydraulický výložníkový jeřáb, který lze agregovat s nářadím, jako je například drapák s hroty, drapák s čelistmi, podkopová lopata, plošina, hák a podobně. [3]



Obr. 1 Dříve hojně využívaný univerzální hydraulický nakladač UNHZ 750 [3]

1.1.2 NÁVĚS S HYDRAULICKOU RUKOU

U návěsů s hydraulickou rukou je primárním využitím ložná plocha návěsu, či nástavba podvozku a výložníkový jeřáb zde slouží pro usnadnění manipulace s materiálem přepravovaným na tomto zařízení. [4]

1.2 PŘÍPOJNÉ MANIPULAČNÍ ZAŘÍZENÍ NA VLASTNÍ KONZOLE

Do tohoto traktorového manipulačního zařízení s tímto připojením spadají pouze čelní nakladače. Traktor musí být vybaven hydraulickým rozvaděčem a konzolí připevněnou k rámu, ke které lze samotný čelní nakladač připojit. Jedná se v současné době o hojně využívaný prostředek pro manipulaci s materiálem. Především v menších zemědělských podnicích je oblíbený pro svou univerzálnost, rychlé připojení a dobrý výhled obsluhy z kabiny při pracovní činnosti. Čelní nakladač nevyžaduje použití stabilizačních podpěr a je díky tomu plně mobilní. Na úkor toho má však zpravidla menší dosah. V důsledku konstrukce dochází k velkému zatížení přední nápravy traktoru, které je možné částečně kompenzovat zadním závažím. [1, 2]



Obr. 2 Čelní nakladač řady M od firmy John Deere [6]

1.3 PŘÍPOJNÉ MANIPULAČNÍ ZAŘÍZENÍ DO TŘÍBODOVÉHO ZÁVĚSU

Manipulační zařízení připojitelné do tříbodového závěsu se vyznačuje svou skladností, jednoduchou agregací s traktorem a nízkými pořizovacími náklady. [1]

1.3.1 UNIVERZÁLNÍ HYDRAULICKÁ RUKA

Toto manipulační zařízení, též označováno jako hydraulický nakladač za traktor, je alternativou univerzálních kolových nakladačů. Jeho využití je v podstatě totožné při použití podobného náradí. Konstrukce je méně robustní a výrobně jednodušší, tím je dána i její nižší nosnost. Připojení se provádí do tříbodového závěsu a dále se na vývodový hřídel připojuje čerpadlo. Rám je vybaven stabilizačními podpěrami pro stabilitu při stacionární manipulaci. [5]

1.3.2 HYDRAULICKÁ RUKA S HÁKEM

Hydraulická ruka, též označovaná jako hydraulické rameno, není jako jediné z výše jmenovaných zařízení univerzálním strojem. Využití najde při manipulaci s břemeny zavěšenými na hák, který je umístěn na konci výložníku. Typickým příkladem je plnění secího stroje, či rozmetadla průmyslových hnojiv obsahem velkoobjemových vaků v polních podmínkách. Takové vaky váží nejčastěji do 600 kg. [1]

2 PŘEHLED NAKLÁDACÍCH JEŘÁBŮ

Tato práce se zabývá hydraulickým zvedacím zařízením neboli nakládacím jeřábem za traktor. Název nakládací jeřáb za traktor je definován v normě [14]. Všeobecně používaný název je hydraulická ruka s hákem, která je popsána v předchozí kapitole. Tento termín je používán i v odborné literatuře [1]. Výrobci těchto zařízení však pro své produkty využívají různá pojmenování. Proto v následujícím přehledu má každé zařízení jiný název, jedná se však o totožné zařízení, co se využití týká.

2.1 ZÁVĚSNÝ JEŘÁB PRO TRAKTOR DL AGRO

Konstrukce tohoto rámu jeřábu s hydraulickými stabilizačními podpěrami, hydraulickou otočí s úhlem natočení 160° a dvěma prodlouženími výložníku, umožňuje zvedat vysoké hmotnosti a manipulovat s nimi na velkou vzdálenost. Dalším specifickým je závěs pro přívěs na rámu. Nevýhodou této konstrukce je náročnost výroby, velmi vysoká hmotnost a s tím související omezení mobility stroje při práci s břemenem.

Parametry zařízení: [7]

Nosnost	1300 - 2000 kg
Výška zdvihu	6,5 m
Dosah	5,5 m
Hmotnost	1100 kg
Teleskopický díl výložníku	1. hydraulicky stavitelný, 2. manuálně stavitelný
Možnost připojení přívěsu	ano – do vlastního závěsu



Obr. 3 Jeřáb DL Agro při svém plném vysunutí výložníku [7]

2.2 PLNÍCI RAMENO LEVSAK

Společnost KUHN, vyrábějící mimo jiné nesená rozmetadla průmyslových hnojiv, nabízí toto zařízení jako příslušenství pro plnění svých rozmetadel. Na rámu sloupu jsou rychloupínací háky, do kterých lze připojit nesené nářadí stejně jako do třibodového závěsu. Originálním řešením je přímočarý hydromotor pro zdvih výložníku umístěný ve sloupu. Díky tomu je krytý před případným poškozením.

Parametry zařízení: [8, 9]

Nosnost	1000 kg
Výška zdvihu	4,55 m
Dosah	2,36 m
Hmotnost	273 kg
Teleskopický díl výložníku	hydraulicky stavitelný
Možnost připojení přívěsu	ano – do traktoru, možnost připojení neseného nářadí



Obr. 4 Rameno s rozmetadlem od společnosti KUHN při práci [9]

2.3 NAKLADAČ ZA TRAKTOR AGROFEROCOOP

Masivní konstrukce sloupu a výložníku jeřábu umožňuje na rozdíl od konkurenčních řešení zdvih těžších břemen a velký prostor pro oje připojeného přívěsu. Také má jednoduchou přípravu pro agregaci s dalším neseným nářadím, jako je třeba rozmetadlo. Samotná hmotnost konstrukce je však díky tomu poměrně vysoká, což zvyšuje nároky na zvedací sílu třibodového závěsu traktoru.

Parametry zařízení: [10]

Nosnost	1300 - 2000 kg
Výška zdvihu	4,65 m
Dosah	2,72 m
Hmotnost	345 kg
Teleskopický díl výložníku	hydraulicky stavitelný
Možnost připojení přívěsu	ano – do traktoru, možnost připojení neseného nářadí



Obr. 5 Nakladač AGROFEROCOOP při odstavení [11]

2.4 AGRO RAMENO AR 700

B AGRO Březová je malý český výrobce zemědělské techniky a Agro rameno AR 700 patří k jednomu z jeho produktů. Nabízí možnost přímého připojení na 2 hydraulické okruhy traktoru, nebo na 1 hydraulický okruh a ovládání pomocí pákového nebo elektrického hydraulického rozvaděče. To z důvodu agregace se staršími traktory, které nejsou vybaveny 2. hydraulickým okruhem. Jedná se tak o zařízení dostatečných parametrů s možností použití i pro malé zemědělské podniky.

Parametry zařízení: [12]

Nosnost	700 - 1500 kg
Výška zdvihu	5,35 m – maximální výška při agregaci s traktorem Zetor 7745
Dosah	2,85 m
Hmotnost	306 kg
Teleskopický díl výložníku	hydraulicky stavitelný
Možnost připojení přívěsu	ano – do traktoru, možnost připojení neseného nářadí



Obr. 6 Plnění secího stroje je typickým příkladem pro využití ramena AR 700 [12]

2.5 HYDRAULICKÉ RAMENO HRM 1,5

MOLČÍK kipper je český výrobce zemědělské a dopravní techniky. Hydraulické rameno Molčík – typ HRM 1,5 je jedním z jeho produktů, které dodává i pro společnost ZETOR TRACTORS a.s. jako originální příslušenství k jejich traktorům. Velkou předností je velký dosah díky vysunutí ramena až o 1,5 m. Hmotnost tohoto produktu je nejnižší ze všech výše zmiňovaných, ale i tak je jeho nosnost natolik dostatečná, že zvládne uzvednout velkoobjemový vak s osivem i při největším vysunutí výložníku. Samozřejmostí je možnost připojení přívěsu do traktoru a neseného nářadí k rámu k stroje.

Parametry zařízení: [13]

Nosnost	700 - 1500 kg
Výška zdvihu	4,2 m, 5,3 m při agregaci s traktorem
Dosah	3,49 m
Hmotnost	260 kg
Teleskopický díl výložníku	hydraulicky stavitelný
Možnost připojení přívěsu	ano – do traktoru, možnost připojení neseného nářadí



Obr. 7 Hydraulické rameno HRM 1,5 v agregaci s traktorem Zetor Proxima [13]

2.6 PŘEHLED PARAMETRŮ ZVEDACÍCH JEŘÁBŮ

V následující tabulce jsou uvedeny základní parametry zvedacích jeřábů od jednotlivých výrobců. Jedná se o souhrn dat z výše uvedených kapitol. V posledním sloupci jsou uvedeny hodnoty, které jsou zadáním této práce.

Tab. 1 Přehled parametrů zvedacích jeřábů.

Parametry jeřábů	Název jeřábu					Zadání této práce
	DL Agro	Levsak	Agro FEROCOOP	AR 700	HRM 1,5	
Nosnost minimální [kg]	1300	1000	1300	700	700	600
Nosnost maximální [kg]	2000	-	2000	1500	1500	-
Zdvih [m]	6,5	4,55	4,65	5,35 *	4,2	3,5
Dosah [m]	5,5	2,36	2,72	2,85	3,49	3,0
Hmotnost [kg]	1100	273	345	306	260	-

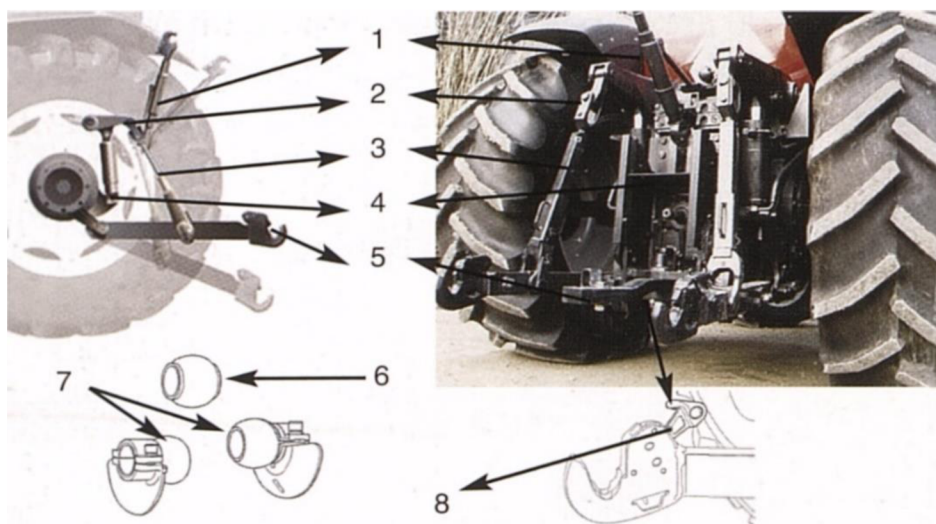
*výrobce uvádí údaj pouze při agregaci s traktorem Zetor 7745, skutečný údaj je nižší

3 VOLBA TRAKTORU A TŘÍBODOVÉHO ZÁVĚSU

Volba traktoru je důležitým výchozím parametrem, ze kterého se budou odvíjet rozměry připojení. Mimo jiné podle něj bude ověřována stabilita soustavy zvedacího zařízení s traktorem.

3.1 POPIS TŘÍBODOVÉHO ZÁVĚSU TRAKTORU

Tříbodový závěs slouží u traktorů k agregaci s nesenými a návěsnými stroji. Závěs se s náradím spojuje pomocí dvou dolních táhel a horního táhla, které bývá délkově stavitelné. U nových traktorů jsou běžné závěsné automatické háky na dolních táhlech, případně i na horním, pro jednodušší zapřáhnutí. [15]

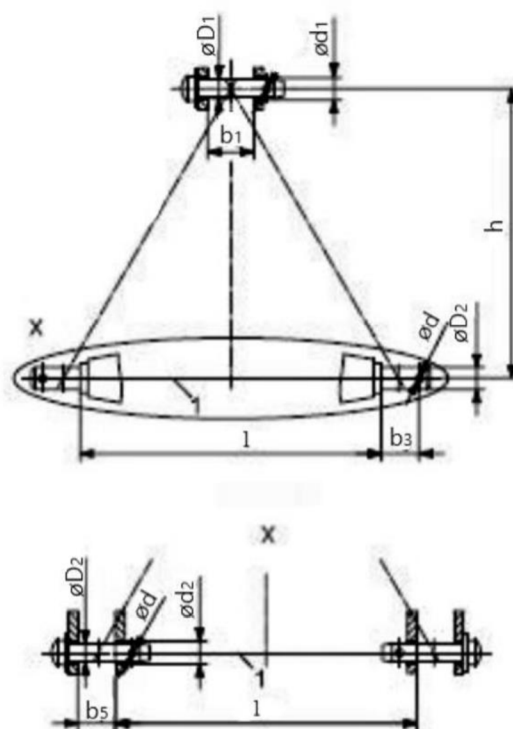


Obr. 8 Tříbodový závěs traktoru [15]

1 – horní táhlo, 2 – ramena zvedacího ústrojí, 3 – zvedací táhla, 4 – přímočarý hydromotor, 5 – dolní táhla, 6 – koule horního čepu náradí, 7 – koule dolních čepů s vodítky, 8 – samozajišťovací západka

3.2 ROZMĚRY TŘÍBODOVÉHO ZÁVĚSU

Z důvodu sjednocení připojovacích rozměrů od různých výrobců vznikla mezinárodní norma ISO 730:2009, kterou musí výrobci respektovat. Ta určuje hlavní rozměry tříbodového závěsu traktoru a rozměry přípojných strojů pro agregaci. Rozděleny jsou do několika kategorií. Zařazení do jednotlivých kategorií vždy uvádí výrobce daného traktoru či náradí. Na Obr. 9 a v Tab. 2 jsou uvedeny normalizované rozměry pro nesené či návěsné stroje. Po zvolení kategorie tříbodového závěsu traktoru budou muset být tyto rozměry použity i v této práci.



Obr. 9 Rozměry třibodového závěsu pro návěsné či nesené stroje [16]

Tab. 2 Rozměry třibodového závěsu pro návěsné či nesené stroje [16]

Označení	Název	Kategorie				
		1N [mm]	1 [mm]	2N/2 [mm]	3N/3 [mm]	4N/4 [mm]
D ₁	Průměr díry u horního táhla	19 ⁰ _{-0,08}	19 ⁰ _{-0,08}	25 ⁰ _{-0,13}	31,75 ⁰ _{-0,2}	45 ⁰ _{-0,8}
b ₁	Šířka uchycení u horního táhla	52<	52<	52<	52<	65<
D ₂	Průměr díry u dolního táhla	22 ⁰ _{-0,2}	22 ⁰ _{-0,2}	28 ⁰ _{-0,2}	36,6 ⁰ _{-0,2}	50,8 ⁰ _{-0,2}
b ₃	Šířka uchycení u dolního táhla	49<	49<	49<	68<	68<
b ₅	Šířka uchycení u dolního táhla	65 ⁺² ₀	65 ⁺² ₀	65 ⁺² ₀	72,5 ⁺² ₀	72,5 ⁺² ₀
l	Vzdálenost uchycením dolních táhel	400±1,5	683±1,5	825±1,5	965±1,5	1166,5±1,5
d	Průměr otvoru pro závlačku	12<	12<	12<	17<	17<
h	Výška mezi horním a dolním uchycením táhel	300-375	500-575	550-625	575-675	575-675

3.3 VOLBA TRAKTORU

Pro tuto práci byl zvolen traktor italské značky McCORMICK X5.55 (Obr. 10), který svými parametry odpovídá potřebám menšího či středního zemědělského podniku. Stroj má dostatečně velkou zvedací sílu tříbodového závěsu pro zvednutí břemene dle zadání. Závěs kategorie II je ideálním zástupcem univerzálního traktoru pro agregaci s nakládacím jeřábem.

Tab. 3 Technické parametry traktoru McCORMICK X5.55 [17]

Maximální výkon	[HP/kW]	113/83
Maximální kroutící moment	[Nm]	460
Maximální tlak hydraulického systému	[bar]	180
Průtok čerpadla hydraulického systému	[l/min]	62
Kategorie tříbodového závěsu	[-]	II
Zatížení tříbodového závěsu	[kg]	4500
Rozvor	[mm]	2355
Největší vzdálenost koulí závěsu od osy zadní nápravy*	[mm]	1040
Minimální/maximální vzdálenost koulí závěsu od podložky*	[mm]	260/845
Hmotnost traktoru bez závaží	[kg]	3800
Skutečné zatížení přední nápravy se závažím*	[kg]	2080
Skutečné zatížení zadní nápravy se závažím*	[kg]	2540

*měřeno autorem práce na traktoru firmy JASNO spol. s r.o.



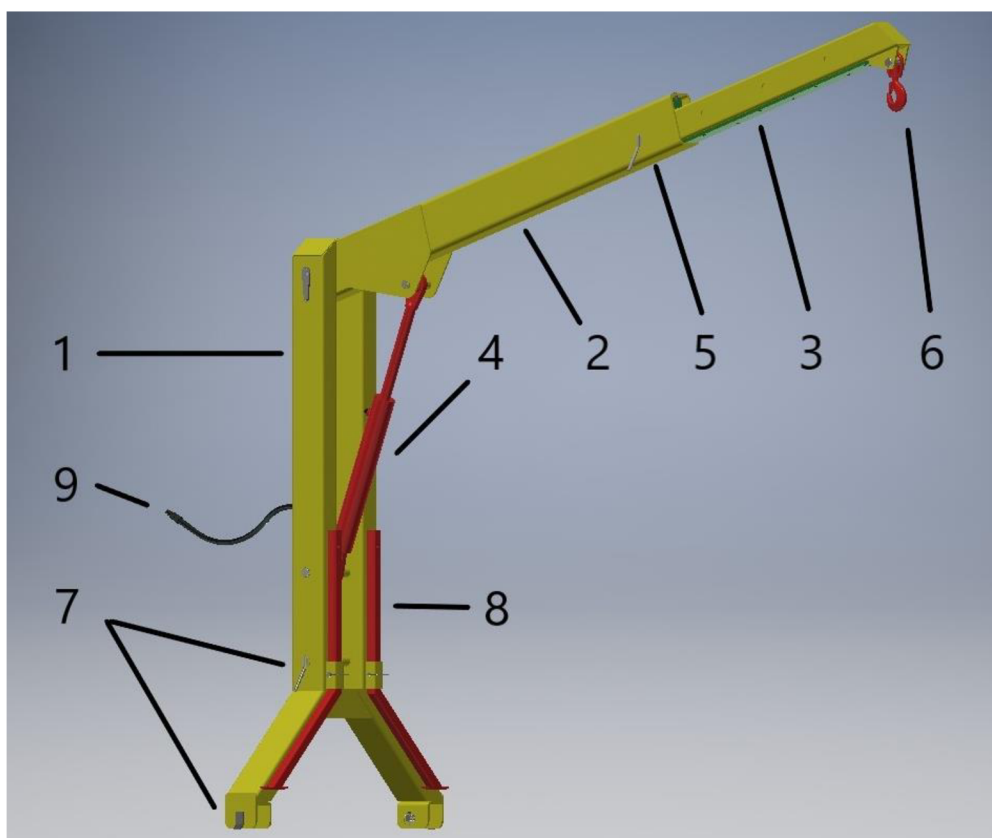
Obr. 10 Zvolený traktor McCORMICK X5.55

4 KONCEPČNÍ NÁVRH KONSTRUKCE

Konstrukce nakládacího jeřábu musí splňovat požadavky ze zadání této práce a požadavky na agregaci s výše zvoleným traktorem. Zároveň se jako nakládací jeřáb musí řídit všemi platnými normami pro tyto zvedací zařízení. Konceptí tohoto návrhu je dosažení nižší hmotnosti a snížení nároků na výrobní složitost v porovnání s výrobky, které současný trh nabízí.

4.1 POPIS JEDNOTLIVÝCH ČÁSTÍ KONSTRUKCE

Základní nosnou částí je sloup, na kterém jsou umístěny body pro agregaci do tříbodového závěsu traktoru. Jeho konstrukce umožňuje připojení přívěsu do traktoru. V horní části sloupu je umístěno uložení výložníku a přímočarého hydromotoru, zajišťujícího zdvih výložníku. Výložník je navržen jako teleskopický s manuálním prodloužením. Aretace je prováděna čepem v jedné ze zvolených poloh. Výsuv prodloužení výložníku je usnadněn kluznými plasty, umístěnými mezi dvěma ocelovými profily. Část výložníku mezi přímočarým hydromotorem a spojením se sloupem je po bocích vyztužena. Výložník je zakončen otočným hákem s pojistkou pro univerzální a bezpečné využití.

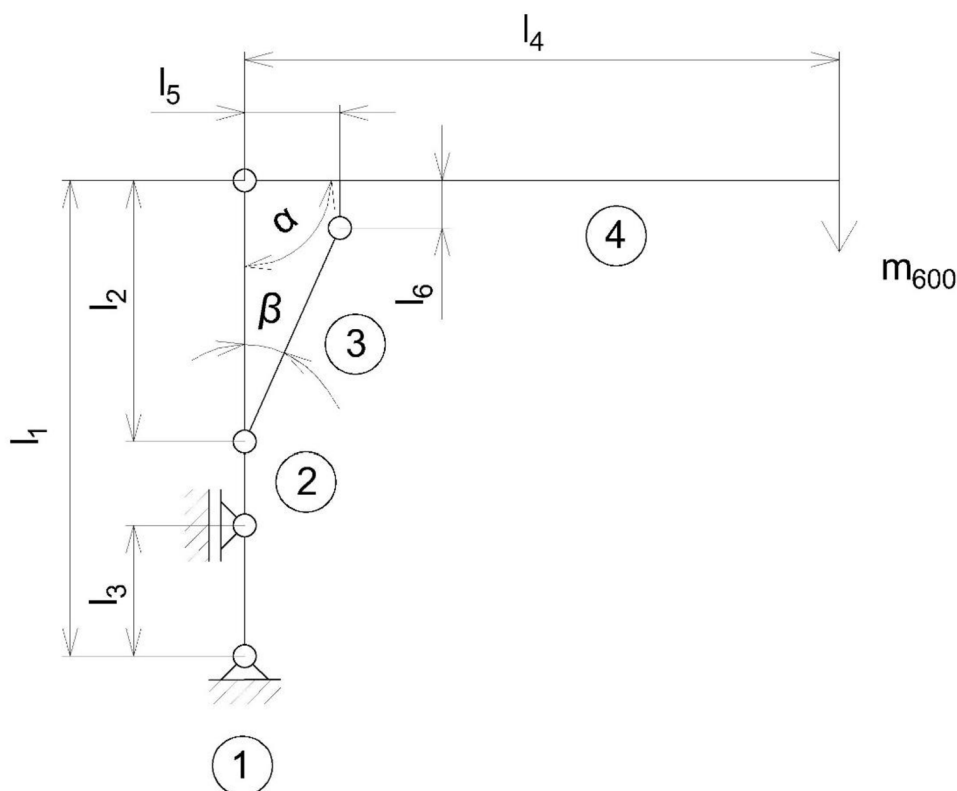


Obr. 11 Koncepte jeřábu za traktor

1 - sloup, 2 - výložník, 3 - prodloužení výložníku, 4 - pohon zdvihu (přímočarý hydromotor), 5 - zajištění čepem, 6 - hák s pojistkou, 7 - systém tříbodového závěsu, 8 - odkládací nožky, 9 - připojení k hydraulickému okruhu

4.2 ROZMĚROVÝ NÁVRH

Před započítáním výpočtů je nutné navrhnout hlavní rozměry stroje. Ty jsou zakótovány ve schématickém nákresu na Obr. 12 a jednotlivě vypsány a popsány v Tab. 4.



Obr. 12 Schéma nakládacího jeřábu

1 – základna (traktor), 2 – sloup, 3 – přímočarý hydromotor, 4 – výložník

Tab. 4 Hlavní rozměry nakládacího jeřábu

l_1	[m]	2	Vzdálenost osy dolních táhel závěsu od osy uložení výložníku
l_2	[m]	1,1	Vzdálenost uložení přímočarého hydromotoru od osy uložení výložníku
l_3	[m]	0,575	Výška mezi dolním a horním uchycením táhel závěsu
l_4	[m]	3	Maximální délka výložníku od osy uložení po hák
l_{4min}	[m]	2	Minimální délka výložníku od osy uložení po hák
l_5	[m]	0,4	Vzdálenost osy uložení výložníku od uložení přímočarého hydromotoru
l_6	[m]	0,17	Vzdálenost uložení přímočarého hydromotoru od osy výložníku
α	[°]	90	Úhel sevření mezi sloupem a výložníkem
β	[°]	22	Úhel sevření mezi sloupem a přímočarým hydromotorem
m_{600}	[kg]	600	Hmotnost břemene

4.3 VOLBA PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU

Na nakládacím jeřábu je použit jeden přímočarý hydromotor, sloužící ke zdvihu výložníku. Přímočarý hydromotor je volen na základě zjednodušeného výpočtu hmotnosti na páce podle Obr. 12 Schéma nakládacího jeřábu a Tab. 4 a následnému porovnání s údaji od výrobce. Délka zdvihu je volena dle náčrtu v programu AutoCAD.

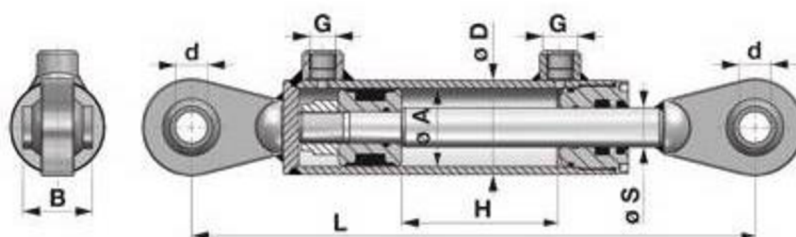
Zjednodušený výpočet zatížení přímočarého hydromotoru:

$$m_{PHn} = \frac{m_{600} \cdot l_4}{l_5} \text{ [kg]} \quad (1)$$

$$m_{PHn} = \frac{600 \cdot 3}{0,4}$$

$$m_{PHn} = 3\,000 \text{ kg}$$

Z důvodu zanedbání sklonu hydromotoru, dynamického součinitele zatížení a hmotnosti výložníku, je volen více než dvojnásobně silný přímočarý hydromotor 70/40-500, který má sílu v tlaku 6,92 t při 180 bar. [18] Rozměry jsou uvedeny na Obr. 13 a v Tab. 5.



Obr. 13 Přímocharý hydromotor 70/40-500 [18]

Tab. 5 Rozměry přímocharého hydromotoru 70/40-500 [18]

A – vnitřní průměr trubky válce	[mm]	70
S – průměr pístní tyče	[mm]	40
Zdvih	[mm]	500
L – délka v zataženém stavu	[mm]	790
d – průměr oka	[mm]	25,4
B – šířka oka	[mm]	51
D – vnější průměr trubky válce	[mm]	80
G – závit pro připojení oleje	[“]	3/8
Pracovní tlak	[bar]	180

Výpočet tlačné síly F_{PH} při tlaku dle zvoleného traktoru $p_{tr} = 18 \text{ MPa}$:

$$F_{PH} = p_{tr} \cdot \frac{\pi \cdot D_{PH}^2}{4} \quad [N] \quad (2)$$

$$F_{PH} = 18 \cdot \frac{\pi \cdot 70^2}{4}$$

$$F_{PH} = 69\,272 \text{ N}$$

Kde: $p_{tr} = 18 \text{ MPa}$ maximální tlak hydraulického systému traktoru

$D_{PH} = 70 \text{ mm}$ vnitřní průměr trubky válce

Výpočet rychlosti zdvihu přímočarého hydromotoru t_{PH} při průtoku dle zvoleného traktoru:

Objem komory na straně pístu V_{PH} :

$$V_{PH} = \frac{\pi \cdot D_{PH}^2}{4} \cdot l_{PH} \quad [dm^3] \quad (3)$$

$$V_{PH} = \frac{\pi \cdot 0,7^2}{4} \cdot 5$$

$$V_{PH} = 1,924 \text{ dm}^3$$

Kde: $l_{PH} = 500 \text{ mm}$ zdvih přímočarého hydromotoru

Rychlost zdvihu:

$$t_{PH} = \frac{V_{PH}}{Q_{tr}} \quad [s] \quad (4)$$

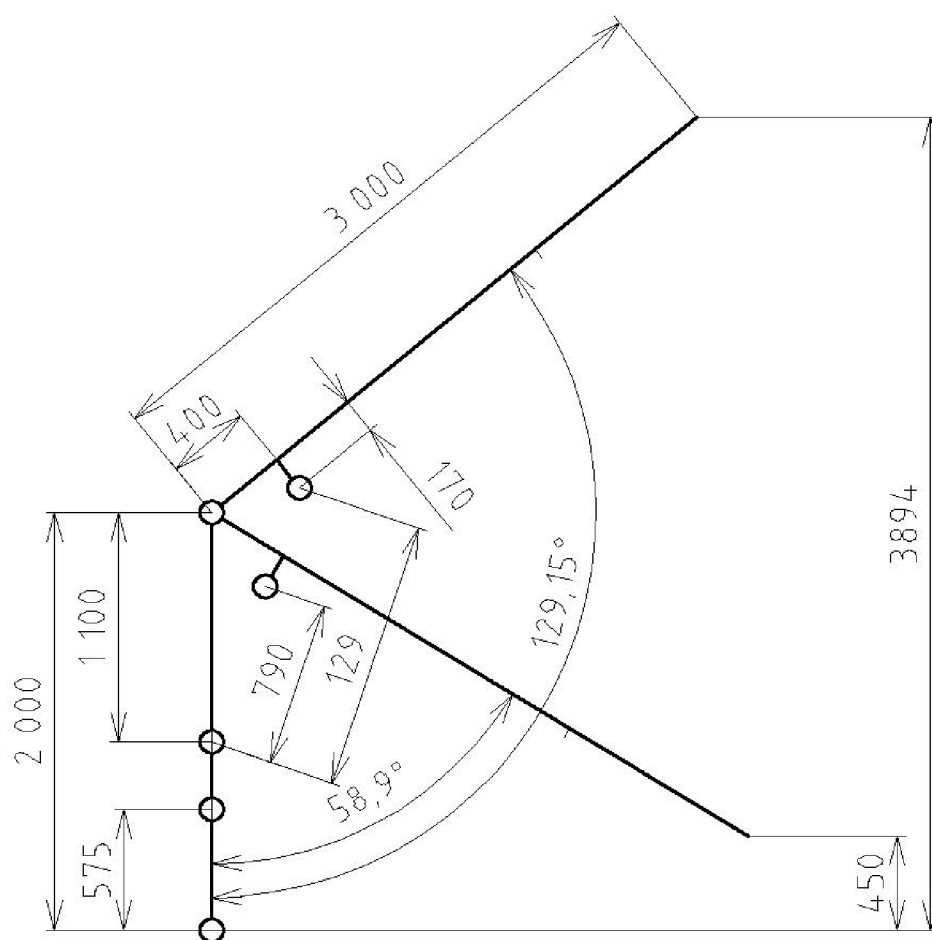
$$t_{PH} = \frac{1,924 \cdot 60}{62}$$

$$t_{PH} = 1,8 \text{ s}$$

Kde: $Q_{tr} = 62 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ průtok čerpadla hydraulického systému traktoru

Určení minimálního a maximálního úhlu sevření mezi sloupem a výložníkem:

Vytvořením náčrtu v programu AutoCAD (viz Obr. 14) dle rozměrů z Tab. 4 a Tab. 5 bylo zjištěno, že úhel sevření mezi sloupem a výložníkem α se pohybuje od $\alpha_{\min} = 58,9^\circ$ do $\alpha_{\max} = 129,15^\circ$.



Obr. 14 Určení úhlu α_{min} a α_{max}

5 FUNKČNÍ VÝPOČTY

V této kapitole budou ze základních výpočtů navrhnuty a zvoleny hlavní komponenty nakládacího jeřábu. Bude postupováno podle platných norem a předpisů [14].

5.1 DYNAMICKÝ SOUČINITELEL ZATÍŽENÍ

Dynamický součinitel zatížení vyjadřuje kmitání při pohybu jeřábu. Tímto součinitelem se níže vynásobí hmotnost jeřábu a hmotnost zdvihaného břemene. [14]

5.1.1 ZDVIHÁNÍ A TÍHOVÉ ÚČINKY HMOTNOSTI JEŘÁBU

Použije se pro návrh nosné konstrukce a jejich podpor. Výpočet dle [14] (strana 19):

$$\emptyset_1 = \min(1,1; \emptyset_2) [-] \quad (5)$$

$$\emptyset_1 = 1,1$$

5.1.2 ZDVIHÁNÍ A TÍHOVÉ ÚČINKY CELKOVÉHO BŘEMENA

Výpočet obvodové rychlosti v_h při maximální délce výložníku l_4 :

$$v_h = \frac{2 \cdot \pi \cdot l_4 \cdot \frac{\alpha_{max} - \alpha_{min}}{360}}{t_{PH}} [m \cdot s^{-1}] \quad (6)$$

$$v_h = \frac{2 \cdot \pi \cdot 3 \cdot \frac{129 - 59}{360}}{1,8}$$

$$v_h = 2,04 m \cdot s^{-1}$$

Výpočet součinitele \emptyset_2 dle [14] (strana 20):

$$\emptyset_2 = \emptyset_{2min} + \beta_2 \cdot v_h [-] \quad (7)$$

$$\emptyset_2 = 1,05 + 0,17 \cdot 2,04$$

$$\emptyset_2 = 1,4$$

Kde: $\emptyset_{2min} = 1,05$ konstanta dle [14] (tabulka 2a) pro jeřáb skupiny HC1 a HD1

$\beta_2 = 0,17$ konstanta dle [14] (tabulka 2a) pro jeřáb skupiny HC1 a HD1

5.2 NÁVRHOVÝ SOUČINITEL BEZPEČNOSTI

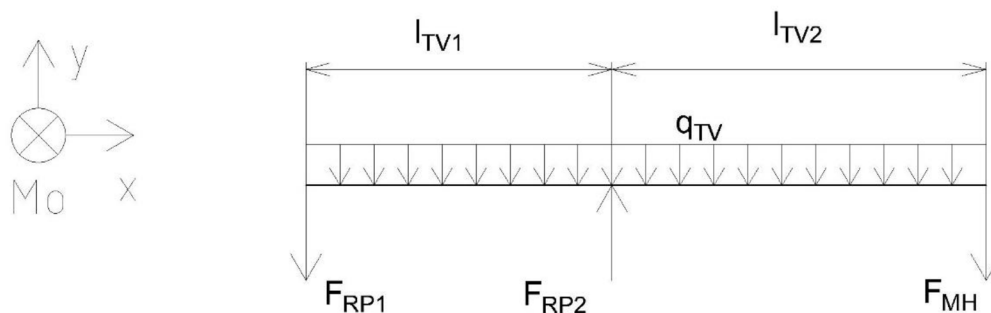
Pro účely výpočtu je zatížení v nosné konstrukci jeřábu uvažováno pouze jako rovinná úloha. Dále je uvažováno nejvyšší zatížení nosné konstrukce při pravém úhlu mezi výložníkem a sloupem. Všechny další okolní vlivy, které jsou při výpočtu zanedbány kompenzuje bezpečnostní součinitel. Pro návrh nosných konstrukcí je tedy počítáno s mezním návrhovým součinitelem bezpečnosti k mezi kluzu $k_N \geq 2,5$.

5.3 TELESKOPICKÁ ČÁST VÝLOŽNÍKU

Výpočet začíná v místě zatížení nosné konstrukce břemenem, tedy u uložení háku na manuálním prodloužení výložníku. Zde je nejprve spočteno zatížení uvolněného nosníku, poté proveden výpočet napětí v nejmíce namáhaném místě a na základě toho následně zvolen profil a materiál. Poté je provedena kontrola součinitele bezpečnosti.

5.3.1 UVOLNĚNÍ NOSNÍKU A VÝPOČET ZATÍŽENÍ

Uvolněný nosník je zatížen hmotností od břemene m_{600} a vlastní hmotností. Obě zatížení je nutné vynásobit dynamickými součiniteli bezpečnosti. Reakce nahrazují uložení v pevné části výložníku. Rozměry vychází z Obr. 12 a Tab. 4, aby bylo možno realizovat prodloužení výložníku a zároveň byla co nejdelší část uložena v pevné části výložníku. Tím dojde k nižším reakčním silám.



Obr. 15 Uvolnění teleskopické části výložníku

Výpočet dynamického zatížení od břemene:

$$F_{MH} = m_{600} \cdot g \cdot \phi_2 \quad [N] \quad (8)$$

$$F_{MH} = 600 \cdot 9,81 \cdot 1,4$$

$$F_{MH} = 8\,240 \text{ N}$$

Kde: $m_{600} = 600 \text{ kg}$ hmotnost břemene

$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ tíhové zrychlení

Rovnice statické rovnováhy:

$$\sum F_y = 0; 0 = F_{RP2} - F_{RP1} - q_{TV} \cdot (l_{TV1} + l_{TV2}) - F_{MH} \quad (9)$$

$$\sum M_{ORP1} = 0; 0 = F_{RP2} \cdot l_{TV1} - q_{TV} \cdot (l_{TV1} + l_{TV2}) \cdot \frac{(l_{TV1} + l_{TV2})}{2} - F_{MH} \cdot (l_{TV1} + l_{TV2}) \quad (10)$$

Kde: $l_{TV1} = 0,8$ m délka vnitřní části teleskopického výložníku

$l_{TV2} = 1,1$ m délka vnější části teleskopického výložníku

Pro potřeby volby profilu je vlastní hmotnost nosníku zanedbána. Bude uvažována až při následné kontrole bezpečnosti. Je vyjádřen pouze ohybový moment v místě předpokládaného maximálního zatížení jako dominantní namáhání.

$$M_{ORP2n} = F_{MH} \cdot l_{TV2} \quad [N \cdot m] \quad (11)$$

$$M_{ORP2n} = 8\,240 \cdot 1,1$$

$$M_{ORP2n} = 9\,064 \text{ N} \cdot \text{m}$$

5.3.2 VOLBA PROFILU A MATERIÁLU

Nosník je vybírán z dutého profilu obdélníkového průřezu dle ČSN EN 10219 z materiálu S355J2H. Ten má minimální mez kluzu v tahu 355 MPa a pevnost v tahu 470-630 MPa. [19]

Výpočet požadovaného modulu průřezu v ohybu:

$$W_{OTVn} = \frac{M_{ORP2n} \cdot k_N}{R_{eTV}} \quad [mm^3] \quad (12)$$

$$W_{OTVn} = \frac{9\,064\,000 \cdot 2,5}{355}$$

$$W_{OTVn} = 63\,831 \text{ mm}^3$$

Kde: $R_{eTV} = 355$ MPa minimální mez kluzu v tahu

Zvolení profilu: [20]

Volím profil dutý s obdélníkovým průřezem 120x80x6 mm dle ČSN EN 10219.

Hmotnost na jeden metr délky je 16,5 kg.

Modul průřezu v ohybu je 67 680 mm³.

Plocha průřezu je 2 160 mm².

5.3.3 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY

Výpočet dynamického zatížení vlastní hmotností:

$$q_{TV} = m_{TV} \cdot g \cdot \phi_1 \quad [N \cdot m^{-1}] \quad (13)$$

$$q_{TV} = 16,5 \cdot 9,81 \cdot 1,1$$

$$q_{TV} = 178 \text{ N} \cdot m^{-1}$$

Kde: $m_{TV} = 16,5 \text{ kg}$ hmotnost profilu na jeden metr délky

Výpočet reakčních sil vyjádřením z rovnic statické rovnováhy (9) a (10):

$$F_{RP2} = \frac{q_{TV} \cdot (l_{TV1} + l_{TV2}) \cdot \frac{(l_{TV1} + l_{TV2})}{2} + F_{MH} \cdot (l_{TV1} + l_{TV2})}{l_{TV1}} \quad [N] \quad (14)$$

$$F_{RP2} = \frac{178 \cdot (0,8 + 1,1) \cdot \frac{(0,8 + 1,1)}{2} + 8\,240 \cdot (0,8 + 1,1)}{0,8}$$

$$F_{RP2} = 19\,972 \text{ N}$$

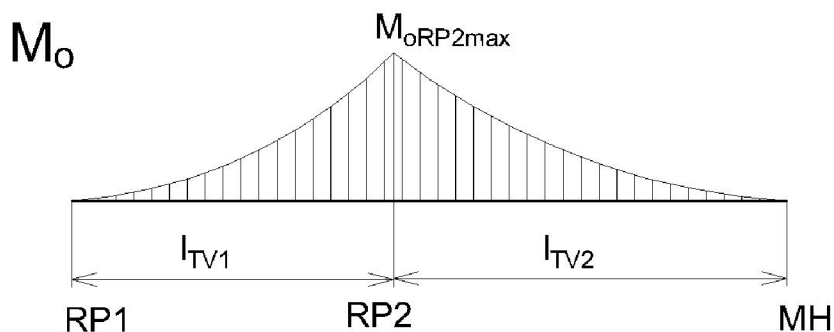
$$F_{RP1} = F_{RP2} - q_{TV} \cdot (l_{TV1} + l_{TV2}) - F_{MH} \quad [N] \quad (15)$$

$$F_{RP1} = 18\,707 - 178 \cdot (0,8 + 1,1) - 8\,240$$

$$F_{RP1} = 11\,394 \text{ N}$$

Výpočet maximálního ohybového momentu:

Místo nejvyššího zatížení bylo předpokládáno správně. Kromě ohybového momentu v tomto nosníku žádné jiné normálové zatížení není, a proto počítáme pouze ohybový moment v bodě RP2, kde je nejvyšší.



Obr. 16 Průběh ohybového momentu v teleskopické části výložníku

$$M_{oRP2max} = F_{RP1} \cdot l_{TV1} + q_{TV} \cdot l_{TV1} \cdot \frac{l_{TV1}}{2} \quad [N \cdot m] \quad (16)$$

$$M_{oRP2max} = 11\,394 \cdot 0,8 + 178 \cdot 0,8 \cdot \frac{0,8}{2}$$

$$M_{oRP2max} = 9\,172 \text{ N} \cdot \text{m}$$

5.3.4 KONTROLA SOUČINITELE BEZPEČNOSTI

Výpočet skutečného napětí v materiálu:

$$\sigma_{TV} = \frac{M_{oRP2max}}{W_{oTV}} \quad [MPa] \quad (17)$$

$$\sigma_{TV} = \frac{9\,172\,000}{67\,680}$$

$$\sigma_{TV} = 136 \text{ MPa}$$

Kde: $W_{oTV} = 67\,680 \text{ mm}^3$ modul průřezu v ohybu

Výpočet součinitele bezpečnosti:

$$k_{TV} = \frac{R_{eTV}}{\sigma_{TV}} \quad [-] \quad (18)$$

$$k_{TV} = \frac{355}{136}$$

$$k_{TV} = 2,6$$

$$k_{TV} \geq k_N$$

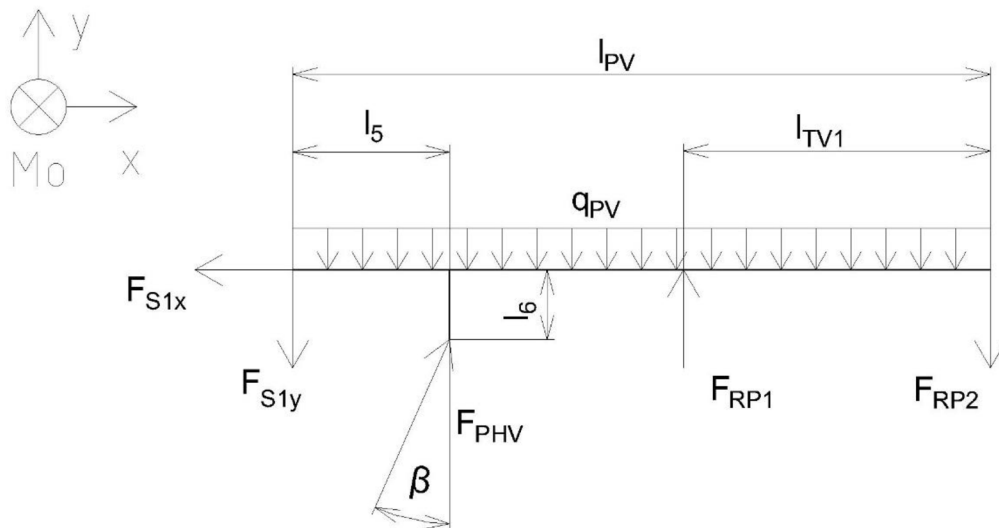
Výsledný součinitel bezpečnosti je vyšší než návrhový součinitel bezpečnosti. Teleskopická část výložníku tedy vyhovuje požadavkům.

5.4 PEVNÁ ČÁST VÝLOŽNÍKU

Na pevnou část výložníku působí reakční síly od teleskopické části výložníku. Opět je tedy provedeno nejdříve uvolnění nosníku a dopočítání reakčních sil, proveden výpočet napětí v nejvíce namáhaném místě, zvolen profil a materiál a je provedena kontrola součinitele bezpečnosti.

5.4.1 UVOLNĚNÍ NOSNÍKU A VÝPOČET ZATÍŽENÍ

Uvolněný nosník je zatížen silami působícími od teleskopické části výložníku a vlastní hmotností. Zatížení vlastní hmotností je nutné vynásobit dynamickým součinitelem bezpečnosti. Reakce nahrazují podpěrnou sílu od přímočarého hydromotoru a uložení ve sloupu. Rozměry vychází z Obr. 12, Tab. 4 a z rozměrů teleskopické části výložníku.



Obr. 17 Uvolnění pevné části výložníku

Rovnice statické rovnováhy:

$$\sum F_x = 0; 0 = F_{PHV} \cdot \sin \beta - F_{S1x} \quad (19)$$

$$\sum F_y = 0; 0 = F_{PHV} \cdot \cos \beta - F_{S1y} + F_{RP1} - F_{RP2} - q_{PV} \cdot l_{PV} \quad (20)$$

$$\sum M_{oS1} = 0; 0 = F_{PHV} \cdot \sin \beta \cdot l_6 + F_{PHV} \cdot \cos \beta \cdot l_5 + F_{RP1} \cdot (l_{PV} - l_{TV1}) - F_{RP2} \cdot l_{PV} - q_{PV} \cdot l_{PV} \cdot \frac{l_{PV}}{2} \quad (21)$$

Kde: $l_{PV} = 1,9 \text{ m}$ délka pevné části výložníku

Pro potřeby volby profilu jsou vlastní hmotnost nosníku a normálová síla zanedbány. Budou uvažovány až při následné kontrole bezpečnosti. Je vyjádřen pouze ohybový moment v místě předpokládaného maximálního zatížení jako dominantní namáhání.

$$M_{oPHVn} = F_{RP2} \cdot (l_{PV} - l_5) - F_{RP1} \cdot (l_{PV} - l_{TV1} - l_5) \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (22)$$

$$M_{oPHVn} = 19\,972 \cdot (1,9 - 0,4) - 11\,394 \cdot (1,9 - 0,8 - 0,4)$$

$$M_{oPHVn} = 21\,982 \text{ N} \cdot \text{m}$$

5.4.2 VOLBA PROFILU A MATERIÁLU

Nosník je vybírán z dutého profilu obdélníkového průřezu dle ČSN EN 10219 z materiálu S355J2H. Tento materiál má minimální mez kluzu v tahu 355 MPa a pevnost v tahu 470-630 MPa. [19]

Výpočet požadovaného modulu průřezu v ohybu:

$$W_{oPVn} = \frac{M_{oPHVn} \cdot k_N}{R_{ePV}} \quad [mm^3] \quad (23)$$

$$W_{oPVn} = \frac{21\,982\,000 \cdot 2,5}{355}$$

$$W_{oPVn} = 154\,803 \text{ mm}^3$$

Kde: $R_{ePV} = 355 \text{ MPa}$ minimální mez kluzu v tahu

Zvolení profilu: [20]

Volím profil dutý s obdélníkovým průřezem 200x100x8 mm dle ČSN EN 10219.

Hmotnost na jeden metr délky je 32,9 kg.

Modul průřezu v ohybu je 209 080 mm³.

Plocha průřezu je 4 324 mm².

5.4.3 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY

Výpočet dynamického zatížení vlastní hmotností:

$$q_{PV} = m_{PV} \cdot g \cdot \phi_1 \quad [N \cdot m^{-1}] \quad (24)$$

$$q_{PV} = 32,9 \cdot 9,81 \cdot 1,1$$

$$q_{PV} = 355 \text{ N} \cdot m^{-1}$$

Kde: $m_{TV} = 32,9 \text{ kg}$ hmotnost profilu na jeden metr délky

Výpočet reakčních sil vyjádřením z rovnic statické rovnováhy (9) :

$$F_{PHV} = \frac{-F_{RP1} \cdot (l_{PV} - l_{TV1}) + F_{RP2} \cdot l_{PV} + q_{PV} \cdot l_{PV} \cdot \frac{l_{PV}}{2}}{\sin \beta \cdot l_6 + \cos \beta \cdot l_5} \quad [N] \quad (25)$$

$$F_{PHV} = \frac{-11\,394 \cdot (1,9 - 0,8) + 19\,972 \cdot 1,9 + 355 \cdot 1,9 \cdot \frac{1,9}{2}}{\sin 22^\circ \cdot 0,17 + \cos 22^\circ \cdot 0,4}$$

$$F_{PHV} = 59\,956 \text{ N}$$

$$F_{S1y} = F_{PHV} \cdot \cos \beta + F_{RP1} - F_{RP2} - q_{PV} \cdot l_{PV} \quad [N] \quad (26)$$

$$F_{S1y} = 59\,956 \cdot \cos 22^\circ + 11\,394 - 19\,972 - 355 \cdot 1,9$$

$$F_{S1y} = 46\,338 \text{ N}$$

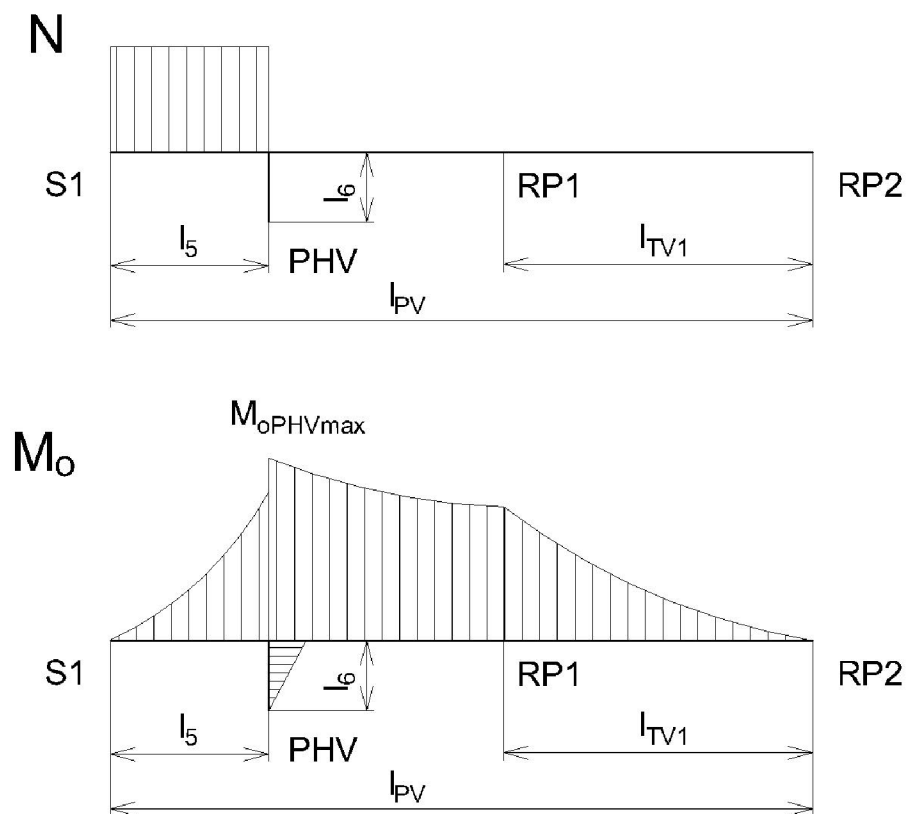
$$F_{S1x} = F_{PHV} \cdot \sin \beta \quad [N] \quad (27)$$

$$F_{S1x} = 59\,956 \cdot \sin 22^\circ$$

$$F_{S1x} = 22\,460 \text{ N}$$

Výpočet maximálního ohybového momentu:

Místo nejvyššího zatížení bylo předpokládáno správně. Kromě ohybového momentu v tomto nosníku z normálových zatížení působí ještě tahová síla, viz Obr. 18.



Obr. 18 Průběh výsledných vnitřních účinků v pevné části výložníku

$$M_{OPHVmax} = F_{S1y} \cdot l_5 + q_{PV} \cdot l_5 \cdot \frac{l_5}{2} + F_{PHV} \cdot \sin \beta \cdot l_6 \quad [N \cdot m] \quad (28)$$

$$M_{OPHVmax} = 46\,338 \cdot 0,4 + 355 \cdot 0,4 \cdot \frac{0,4}{2} + 59\,956 \cdot \sin 22 \cdot 0,17$$

$$M_{OPHVmax} = 22\,382 \text{ N} \cdot \text{m}$$

5.4.4 KONTROLA SOUČINITELE BEZPEČNOSTI

V místě PHV dle Obr. 18 působí maximální ohybový moment a zároveň tahová síla. Proto je nutné tato dvě normálová napětí sečíst.

Výpočet tahového napětí v materiálu:

$$\sigma_{NPV} = \frac{F_{S1x}}{S_{PV}} \quad [MPa] \quad (29)$$

$$\sigma_{NPV} = \frac{22\,460}{4\,324}$$

$$\sigma_{NPV} = 5 \text{ MPa}$$

Kde: $S_{PV} = 4\,324 \text{ mm}^2$ plocha průřezu materiálu

Výpočet ohybového napětí v materiálu:

$$\sigma_{OPV} = \frac{M_{OPHVmax}}{W_{OPV}} \quad [MPa] \quad (30)$$

$$\sigma_{OPV} = \frac{22\,382\,000}{209\,080}$$

$$\sigma_{OPV} = 107 \text{ MPa}$$

Kde: $W_{OPV} = 209\,080 \text{ mm}^3$ modul průřezu v ohybu

Výpočet skutečného napětí v materiálu:

$$\sigma_{PV} = \sigma_{NPV} + \sigma_{OPV} \quad [MPa] \quad (31)$$

$$\sigma_{PV} = 5 + 107$$

$$\sigma_{PV} = 112 \text{ MPa}$$

Ohybové napětí je pro nosník zatížením dominantním.

Výpočet součinitele bezpečnosti:

$$k_{PV} = \frac{R_{ePV}}{\sigma_{PV}} \quad [-] \quad (32)$$

$$k_{PV} = \frac{355}{112}$$

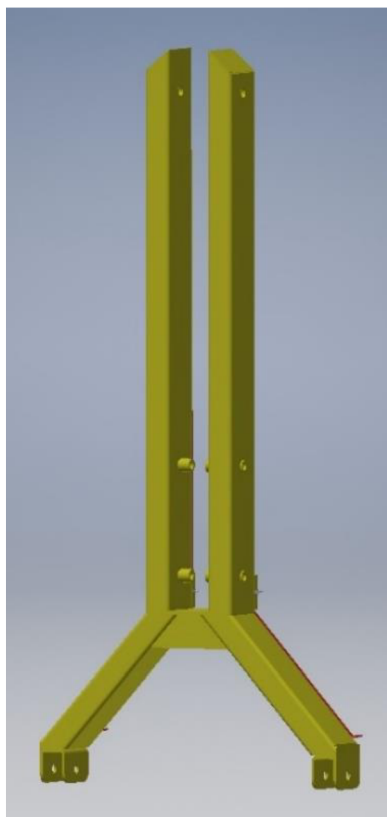
$$k_{PV} = 3,2$$

$$k_{PV} \geq k_N$$

Výsledný součinitel bezpečnosti je vyšší než návrhový součinitel bezpečnosti. Pevná část výložníku tedy vyhovuje požadavkům.

5.5 SLOUP

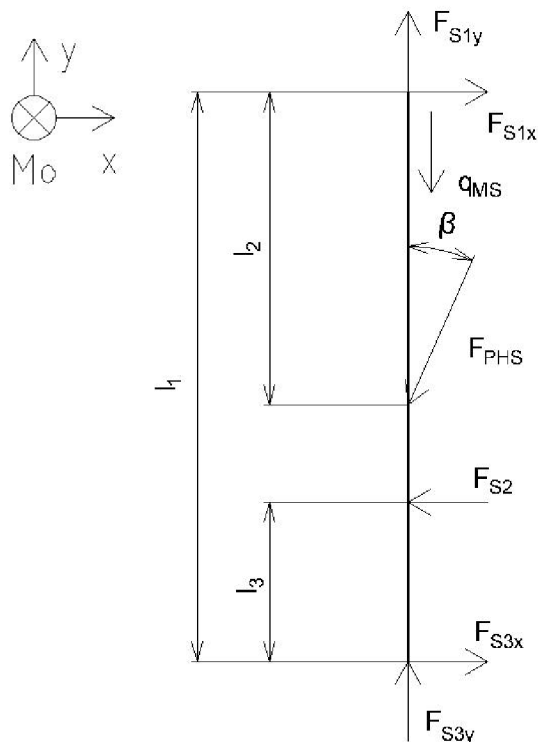
Sloup je nosný prvek jeřábu, který spojuje výložník se spojovacími body traktoru. Pro zjednodušení výpočtu je uvažován jako jeden díl, jedná se však o svařenec z více dílů. Počítány a kontrolovány jsou pouze kritické části tohoto svařence. Nyní je proveden návrh profilu a jsou spočteny reakční síly a zatížení.



Obr. 19 Detail sloupu jeřábu

5.5.1 UVOLNĚNÍ NOSNÍKU A VÝPOČET ZATÍŽENÍ

Uvolněný nosník je zatížen silami působícími od pevné části výložníku, síly působící od přímočarého hydromotoru a vlastní hmotností. Zatížení vlastní hmotností je nutné vynásobit dynamickým součinitelem bezpečnosti. Reakce nahrazují připojení k tříbodovému závěsu traktoru. Táhla tříbodového závěsu jsou uvažována rovnoběžně s osou x. Rozměry vychází z Obr. 12 a Tab. 4.



Obr. 20 Uvolnění sloupu jeřábu.

Rovnice statické rovnováhy:

$$\sum F_x = 0; 0 = F_{S1x} - F_{PHS} \cdot \sin \beta - F_{S2} + F_{S3x} \quad (33)$$

$$\sum F_y = 0; 0 = F_{S1y} - F_{PHS} \cdot \cos \beta + F_{S3y} - q_{MS} \cdot l_1 \quad (34)$$

$$\sum M_{oS3} = 0; 0 = -F_{S1x} \cdot l_1 + F_{PHS} \cdot \sin \beta \cdot (l_1 - l_2) + F_{S2} \cdot l_3 \quad (35)$$

Kde: $F_{PHS} = F_{PHV}$ síla od přímočarého hydromotoru působící na sloup

Hmotnost přímočarého hydromotoru je ve výpočtu zanedbána, jelikož ji výrobce neuvádí a vliv zatížení na konstrukci je minimální.

Pro potřeby volby profilu jsou vlastní hmotnost nosníku a normálová síla zanedbány. Budou uvažovány až při následné kontrole bezpečnosti. Je vyjádřen pouze ohybový moment v místě předpokládaného maximálního zatížení jako dominantní namáhání.

$$M_{oPHSn} = F_{S1x} \cdot l_2 [N \cdot m] \quad (36)$$

$$M_{oPHSn} = 22\,460 \cdot 1,1$$

$$M_{oPHSn} = 24\,706 \text{ N} \cdot \text{m}$$

5.5.2 VOLBA PROFILU A MATERIÁLU

Horní část sloupu je tvořena dvěma stojnami a ve spodní části je rozdvojení sloupu do tvaru písmene A, viz Obr. 19. Obě tyto části jsou vybírány ze stejného profilu dutého obdélníkového průřezu dle ČSN EN 10219 z materiálu S355J2H. Tento materiál má minimální mez kluzu v tahu 355 MPa a pevnost v tahu 470-630 MPa. [19]

Výpočet požadovaného modulu průřezu v ohybu na jeden profil:

$$W_{oS_n} = \frac{M_{oPHSn} \cdot k_N}{R_{eS} \cdot n_S} [mm^3] \quad (37)$$

$$W_{oS_n} = \frac{24\,706\,000 \cdot 2,5}{355 \cdot 2}$$

$$W_{oS_n} = 86\,993 \text{ mm}^3$$

Kde: $R_{eS} = 355 \text{ MPa}$ minimální mez kluzu v tahu

$n_S = 2$ počet stojen sloupu

Zvolení profilu: [20]

Volím profil dutý s obdélníkovým průřezem 160x80x6 mm dle ČSN EN 10219.

Hmotnost na jeden metr délky je 20,1 kg.

Modul průřezu v ohybu je 104 500 mm³.

Plocha průřezu je 2 640 mm².

5.5.3 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY

Výpočet dynamického zatížení vlastní hmotností:

$$q_{MS} = m_S \cdot g \cdot \phi_1 \cdot n_S [N \cdot m^{-1}] \quad (38)$$

$$q_{MS} = 20,1 \cdot 9,81 \cdot 1,1 \cdot 2$$

$$q_{MS} = 434 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde: $m_S = 20,1 \text{ kg}$ hmotnost profilů na jeden metr výšky sloupu

Výpočet reakčních sil vyjádřením z rovnic statické rovnováhy (33), (34) a (35):

$$F_{S2} = \frac{F_{S1x} \cdot l_1 - F_{PHS} \cdot \sin \beta \cdot (l_1 - l_2)}{l_3} \quad [N] \quad (39)$$

$$F_{S2} = \frac{22\,460 \cdot 2 - 59\,956 \cdot \sin 22^\circ \cdot (2 - 1,1)}{0,575}$$

$$F_{S2} = 42\,967 \text{ N}$$

$$F_{S3x} = -F_{S1x} + F_{PHS} \cdot \sin \beta + F_{S2} \quad [N] \quad (40)$$

$$F_{S3x} = -22\,460 + 59\,956 \cdot \sin 22^\circ + 42\,967$$

$$F_{S3x} = 42\,967 \text{ N}$$

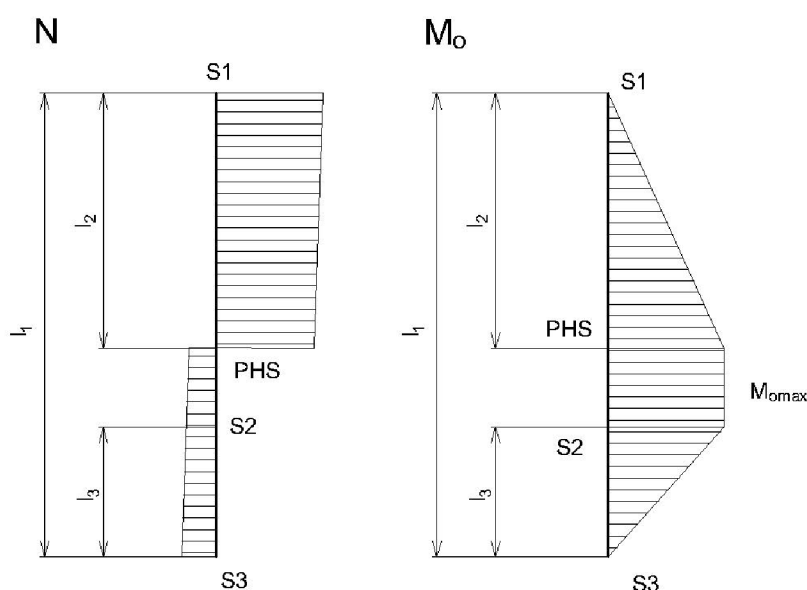
$$F_{S3y} = -F_{S1y} + F_{PHS} \cdot \cos \beta + q_{MS} \cdot l_1 \quad [N] \quad (41)$$

$$F_{S3y} = -46\,338 + 59\,956 \cdot \cos 22^\circ + 434 \cdot 2$$

$$F_{S3y} = 10\,120 \text{ N}$$

Výpočet maximálního ohybového momentu:

Místo nejvyššího zatížení bylo předpokládáno správně. Ohybový moment je mezi body PHS a S2 sice konstantní, ale kromě něj v tomto nosníku z normálových zatížení působí ještě tahová síla a ta je v bodě PHS vyšší, viz Obr. 21.



Obr. 21 Průběh výsledných vnitřních účinků ve sloupu

$$M_{oPHSmax} = F_{S1x} \cdot l_2 \quad [N \cdot m] \quad (42)$$

$$M_{oPHSmax} = 22\,460 \cdot 1,1$$

$$M_{oPHSmax} = 24\,706 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Výpočet tahové síly v bodě PHS:

$$F_{nPHS} = F_{S1y} - q_{MS} \cdot l_2 \quad [N] \quad (43)$$

$$F_{nPHS} = 46\,338 - 434 \cdot 1,1$$

$$F_{nPHS} = 45\,861 \text{ N}$$

5.5.4 KONTROLA SOUČINITELE BEZPEČNOSTI

V místě PHS dle Obr. 21 působí maximální ohybový moment a zároveň tahová síla. Proto je nutné tato dvě normálová napětí sečíst.

Výpočet tahového napětí v materiálu:

$$\sigma_{NS} = \frac{F_{nPHS}}{S_S \cdot n_S} \quad [MPa] \quad (44)$$

$$\sigma_{NS} = \frac{45\,861}{2\,640 \cdot 2}$$

$$\sigma_{NS} = 9 \text{ MPa}$$

Kde: $S_S = 2\,640 \text{ mm}^2$ plocha průřezu materiálu

Výpočet ohybového napětí v materiálu:

$$\sigma_{OS} = \frac{M_{oPHSmax}}{W_{oS} \cdot n_S} \quad [MPa] \quad (45)$$

$$\sigma_{OS} = \frac{24\,706\,000}{104\,500 \cdot 2}$$

$$\sigma_{OS} = 118 \text{ MPa}$$

Kde: $W_{oS} = 104\,500 \text{ mm}^3$ modul průřezu v ohybu

Výpočet skutečného napětí v materiálu:

$$\sigma_S = \sigma_{NS} + \sigma_{OS} \text{ [MPa]} \quad (46)$$

$$\sigma_S = 9 + 118$$

$$\sigma_S = 127 \text{ MPa}$$

Ohybové napětí je pro nosník zatížením dominantním.

Výpočet součinitele bezpečnosti:

$$k_S = \frac{R_{eS}}{\sigma_S} \text{ [-]} \quad (47)$$

$$k_S = \frac{355}{127}$$

$$k_S = 2,8$$

$$k_S \geq k_N$$

Výsledný součinitel bezpečnosti je vyšší než návrhový součinitel bezpečnosti. Sloup tedy vyhovuje požadavkům.

5.6 HÁK

Hák je zavěšen na konci teleskopické části výložníku a slouží k přímému zavěšení břemene, nebo k zavěšení vázacích prostředků, jimiž je břemeno uchyceno. Musí zvládnout přenést nejtěžší možné břemeno, které je schopen jeřáb uzdvihnout a dle [14] musí být vybaven zajišťovacím mechanismem proti nežádoucímu odpojení břemene, ideálně samočinnou pojistkou.

Maximální zvedací síla může nastat buď při kolmé poloze výložníku vůči sloupu a zataženém prodloužení výložníku, nebo při kolmé poloze výložníku vůči přímočarému hydromotoru a zataženém prodloužení výložníku. Proto zde budou oba tyto stavy spočítány. Hmotnost výložníku je pro zjednodušení zanedbána, čímž se pohybujeme na bezpečnější straně.

Výpočet maximální zvedací síly jeřábu při kolmé poloze osy výložníku vůči ose sloupu:

$$F_{VH1max} = \frac{F_{PH} \cdot \cos \beta \cdot l_5}{l_{4min}} \text{ [N]} \quad (48)$$

$$F_{VH1max} = \frac{69\,272 \cdot \cos 22^\circ \cdot 0,4}{2}$$

$$F_{VH1max} = 12\,846 \text{ N}$$

Kde: $l_{4min} = 2 \text{ m}$ minimální délka výložníku

Výpočet maximální zvedací síly jeřábu při kolmé poloze osy výložníku vůči ose přímočarého hydromotoru:

$$F_{VH2max} = \frac{F_{PH} \cdot l_5}{\sin(\arccos \frac{l_5}{l_2}) \cdot l_{4min}} \quad [N] \quad (49)$$

$$F_{VH2max} = \frac{69\,272 \cdot 0,4}{\sin(\arccos \frac{0,4}{1,1}) \cdot 2}$$

$$F_{VH2max} = 14\,873 \text{ N}$$

Výpočet maximální možné hmotnosti břemene na háku:

$$F_{VHmax} = \max(F_{VH1max}; F_{VH2max}) \quad [N] \quad (50)$$

$$F_{VHmax} = 14\,873 \text{ N}$$

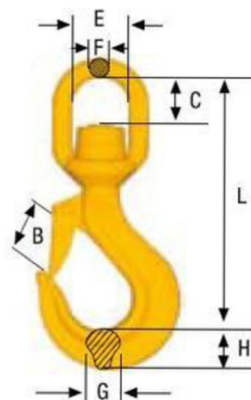
$$m_{VHmax} = \frac{F_{VHmax}}{g} \quad [kg] \quad (51)$$

$$m_{VHmax} = \frac{14\,873}{9,81}$$

$$m_{VHmax} = 1\,516 \text{ kg}$$

Volba háku:

Na základě požadavků volím otočný hák se samočinnou pojistkou a nosností 2 tuny, dle [21].



Označení	Nosnost	Pro jmen. tloušťku řezu	L	B	C	E	F	G	H	hmotnost
	t	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg
LKNK-7/8-8	2,0	7/8	151	26	27	35	12	18	21	0,9

Obr. 22 Rozměry zvoleného háku [21]

5.7 ZATÍŽENÍ DLE VYSUNUTÍ VÝLOŽNÍKU

Manuálním prodloužením výložníku lze měnit vzdálenost břemene od osy otáčení výložníku. Teleskopickou část výložníku lze vůči pevné části aretovat do čtyř poloh. Čím je výložník kratší, tím může mít břemeno vyšší hmotnost při zachování velikosti reakčních sil působících z výložníku na přímočarý hydromotor a sloup. Tyto hmotnosti jsou spočteny a zaokrouhleny směrem dolů, pro zachování bezpečnostního koeficientu. Bezpečnost je zároveň zvýšena díky snížení obvodové rychlosti při zkrácení délky výložníku a tím způsobenému snížení dynamického součinitele zatížení.

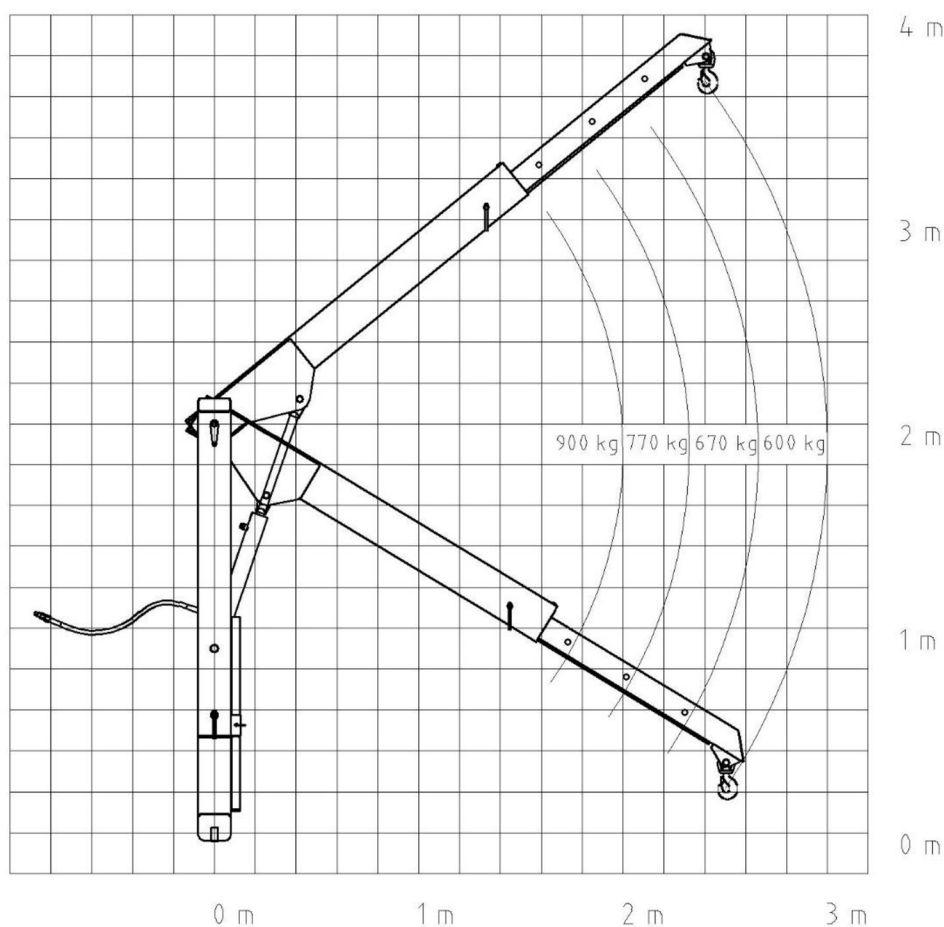
Výpočet nosnosti dle délky výložníku:

$$m_{max} = \frac{m_{600} \cdot l_4}{l_{4min}} \text{ [kg]} \quad (52)$$

$$m_{max} = \frac{600 \cdot 3}{2}$$

$$m_{max} = 900 \text{ kg}$$

Obdobným postupem jsou spočítány další dvě polohy. Výsledky jsou znázorněny na Obr. 23.



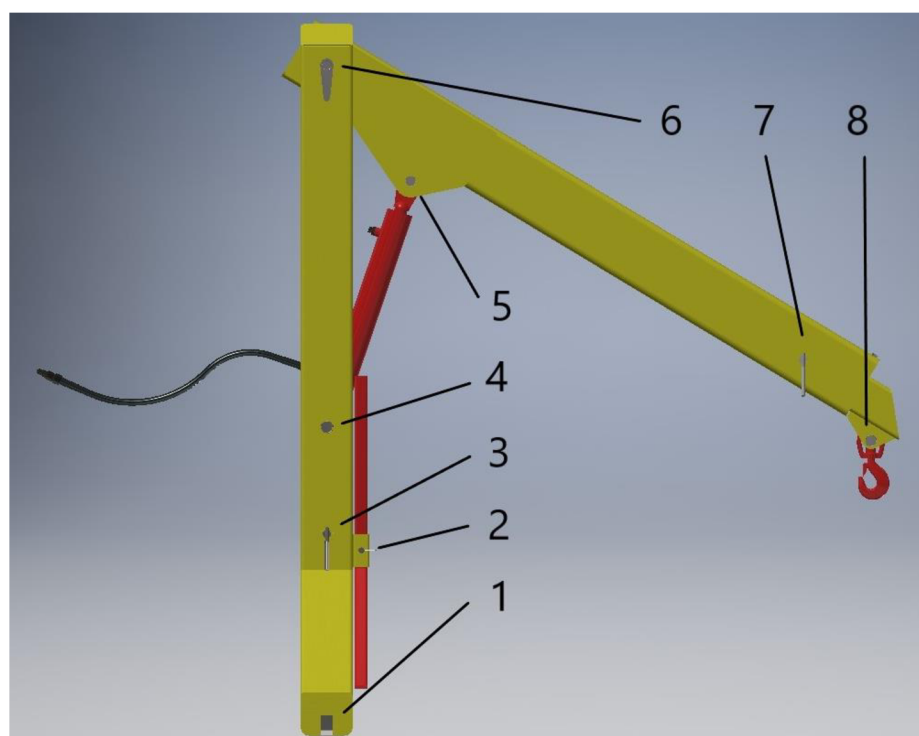
Obr. 23 Diagram nosnosti

6 KONTROLNÍ VÝPOČTY

Na základě funkčních výpočtů je vytvořen model jeřábu. Na modelu se ověří funkčnost konstrukce a vygenerují se z něj data pro výkresovou dokumentaci. Nejprve je však potřeba zkontrolovat, zda některým z kritických míst není ohrožena funkčnost zařízení.

6.1 KONTROLA ČEPOVÝCH SPOJŮ

Čepových spojů je na zařízení hned několik. Tyto spoje se kontrolují na stříh a na otláčení. Na Obr. 24 jsou vyobrazena všechna spojení realizované pomocí čepů. U spojů 3, 4, 5 a 6 z tohoto obrázku, je použito pouzdro přivařené k nosné konstrukci a namáhání na otláčení je díky tomu malé. U těchto spojů má tedy význam pouze kontrola na stříh. Kde však kontrola na otláčení smysl má, jsou ostatní čepové spoje, které jsou zasunuty pouze ve vyrobených otvorech. Materiál pro výrobu čepů je automatová ocel 11SMn30 (ČSN 11 109), pro nejvíce namáhané čepy 4 a 5 je to ocel E335 (ČSN 11 600). Ke kontrole byl zvolen čep 8 na otláčení a čep 5 na stříh. Jejich namáhání je totiž předpokládáno nejvyšší z dané skupiny a mají zásadní vliv na bezpečnost práce při provozu stroje.



Obr. 24 Vyobrazení všech čepových spojů

1 – čepy spodních táhel, 2 – zajišťovací kolíky odstavných noh, 3 – čep horního táhla, 4 – spodní čep přímočarého hydromotoru, 5 – horní čep přímočarého hydromotoru, 6 – čep otáčení výložníku, 7 – čep aretace prodloužení, 8 – čep háku

Kontrola čepu 5 na stříh – výpočet skutečného smykového napětí: [24] (str. 377)

$$\tau_{C5} = \frac{2 \cdot F_{PHV}}{\pi \cdot d_{C5}^2} \quad [MPa] \quad (53)$$

$$\tau_{C5} = \frac{2 \cdot 59\,956}{\pi \cdot 25^2}$$

$$\tau_{C5} = 61 \text{ MPa} < \tau_{DC5} = 63 \text{ MPa}$$

Kde: $d_{C5} = 25 \text{ mm}$ průměr čepu 5 z Obr. 24

$\tau_{DC5} = 63 \text{ MPa}$ dovolené smykové napětí pro míjivé zatížení dle [24]

Čep přímočarého hydromotoru vyhovuje požadavkům na stříh.

Kontrola čepu 8 na otláčení – výpočet tlaku: [24] (str. 377)

$$p_{C8} = \frac{m_{max} \cdot g}{i_{C8} \cdot d_{C8} \cdot t_{C8}} \quad [MPa] \quad (54)$$

$$p_{C8} = \frac{900 \cdot 9,81}{2 \cdot 24 \cdot 8}$$

$$p_{C8} = 23 \text{ MPa} < p_{DC} = 63 \text{ MPa}$$

Kde: $t_{C8} = 8 \text{ mm}$ tloušťka uložení čepu 8 z Obr. 24

$d_{C8} = 24 \text{ mm}$ průměr čepu 8 z Obr. 24

$i_{C8} = 2$ počet ploch pro uložení čepu 8 z Obr. 24

$p_{DC} = 63 \text{ MPa}$ dovolený měrný tlak na čep při míjivém zatížení dle [24]

Dovolený tlak na otláčení čepu je násobně větší než skutečný tlak. Spoj tedy z hlediska otláčení vyhovuje.

6.2 KONTROLA SVAROVÉHO SPOJE

Jeřáb za traktor se skládá ze třech hlavních dílů, a to jsou svařence. Dobré svaření jednotlivých dílů k sobě navzájem je pro fungování celého zařízení tedy velmi důležité. Nejsložitějším a zároveň nejvíce namáhaným dílem je sloup. V blízkosti maximálního ohybového momentu je přechod ze dvou svislých stojen na rozdělení do tvaru písmene A, viz Obr. 19. Spojení dílů v tomto přechodu je realizováno pomocí svařování. Proto je provedena kontrola tohoto spoje dle ČSN 05 0120 [22].

Způsob svařování:

Spoje budou realizovány metodou MAG za použití přídavného materiálu ISO 14341-A-G 38 3 3Si1 s minimální mezí kluzu 380 MPa a pevností v tahu 470 – 600 MPa. [23]

Výpočet ohybového momentu v místě svaru:

$$M_{oSS} = F_{S3x} \cdot l_{SS} \quad [N \cdot m] \quad (55)$$

$$M_{oSS} = 42\,967 \cdot 0,475$$

$$M_{oSS} = 20\,409 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kde: $l_{SS} = 0,475 \text{ mm}$ vzdálenost svarového spoje od bodu S3

Výpočet modulu průřezu v ohybu svarového spoje:

Tvar plochy svaru je pro potřeby výpočtu modulu průřezu v ohybu zjednodušen na tvary vyšrafované na Obr. 25. Vzorec je odvozen z [24].

$$W_{oSS} = \left\{ \frac{b}{6 \cdot H} \cdot [H^3 - (H - 2 \cdot s)^3] + 2 \cdot \frac{s \cdot h^2}{6} \right\} \cdot n_s \quad [mm^3] \quad (56)$$

$$W_{oSS} = \left\{ \frac{72}{6 \cdot 160} \cdot [160^3 - (160 - 2 \cdot 4)^3] + 2 \cdot \frac{4 \cdot 152^2}{6} \right\} \cdot 2$$

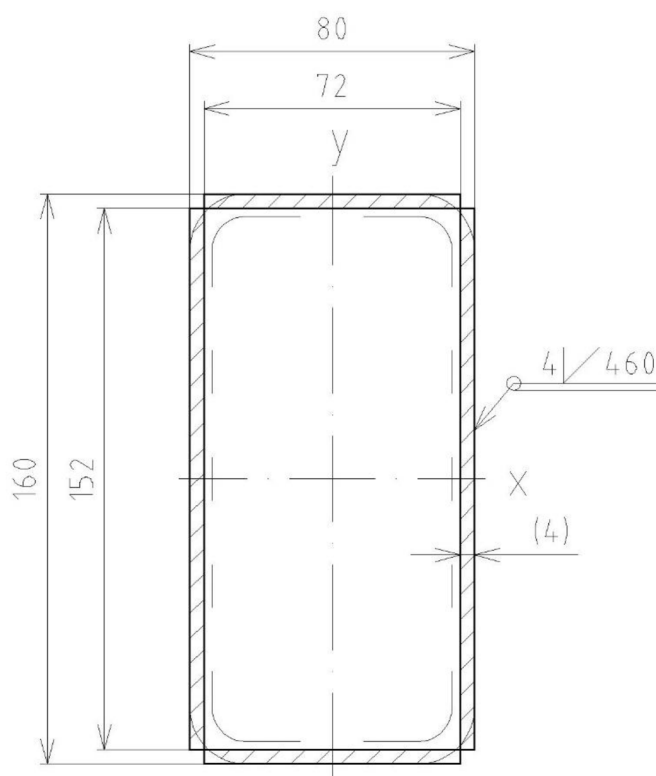
$$W_{oSS} = 149\,239 \text{ mm}^3$$

Kde: $b = 72 \text{ mm}$ vzdálenost svarových spojů v ose x

$H = 160 \text{ mm}$ výška profilu sloupu

$h = 152 \text{ mm}$ vzdálenost svarových spojů v ose y

$s = 4 \text{ mm}$ tloušťka svaru



Obr. 25 Vyobrazení zjednodušeného tvaru plochy svaru pro jeho výpočet

Výpočet napětí ve svaru: [22]

$$\sigma_{SS} = \frac{M_{oSS}}{W_{oSS}} \text{ [MPa]} \quad (57)$$

$$\sigma_{SS} = \frac{20\,409\,000}{149\,239}$$

$$\sigma_{SS} = 137 \text{ MPa}$$

Výpočet součinitele bezpečnosti svarového spoje:

$$k_{SS} = \frac{R_{eS}}{\sigma_{SS}} \text{ [-]} \quad (58)$$

$$k_{SS} = \frac{355}{137}$$

$$k_{SS} = 2,6$$

$$k_{SS} \geq k_N$$

Svarový spoj z hlediska bezpečnosti vyhovuje. Při výpočtu je zanedbána tlačná síla, která v místě působí, čímž se pohybujeme na bezpečnější straně. Bezpečnost je počítána k minimální mezi kluzu v tahu svařovaného materiálu, která je nižší než u přídavného materiálu.

6.3 KONTROLA STABILITY TRAKTORU

Výrobce traktoru sice uvádí nejvyšší možné zatížení třibodového závěsu, neuvádí však maximální možný moment do narušení stability stroje z důvodu zdvižení přední nápravy. Aby k tomuto stavu nedošlo, musí se provést kontrolní výpočet. Je uvažováno vysunutí prodloužení a výložník svírající se sloupem pravý úhel. Výsledná hmotnost a těžiště samotné konstrukce jeřábu jsou výstupem z modelu v programu Autodesk Inventor. Data o traktoru jsou čerpána z Tab. 3. Výpočet je rovnováha zatížení vůči zadní nápravě traktoru.

Výpočet zatížení přední nápravy při plném zatížení jeřábu:

$$m_{TPZ} = \frac{m_{TP} \cdot l_{TR} - m_J \cdot (l_J + l_{TJ}) - m_{600} \cdot (l_4 + l_{TJ})}{l_{TR}} \quad [kg] \quad (59)$$

$$m_{TPZ} = \frac{2\,080 \cdot 2\,355 - 259 \cdot (573 + 1\,040) - 600 \cdot (3\,000 + 1\,040)}{2\,355}$$

$$m_{TPZ} = 873 \text{ kg}$$

Kde: $m_{TP} = 2\,080 \text{ kg}$	skutečné zatížení přední nápravy traktoru
$m_J = 259 \text{ kg}$	výsledná hmotnost jeřábu dle Autocad Inventor
$l_{TR} = 2\,355 \text{ mm}$	rozvor kol traktoru
$l_J = 573 \text{ mm}$	vzdálenost těžiště od osy sloupu dle Autocad Inventor
$l_{TJ} = 1\,040 \text{ mm}$	vzdálenost koulí závěsu od osy zadní nápravy

Traktor bude při manipulaci s břemenem i při největším možném vyložení jeřábu plně ovladatelný a stabilní.

ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce byl návrh hydraulického zařízení za traktor s dosahem háku 3000 mm od uchycení traktoru, s výškovým dosahem cca od 500 mm do 3500 mm a nosností 600 kg při maximálním vyložení. Podmínkou bylo vypracování konstrukčního návrhu, pevnostních a funkčních výpočtů vybraných částí konstrukce.

Na začátku práce byla provedena rešerše traktorových zvedacích zařízení používaných v zemědělství a následně přehled základních parametrů nakládacích jeřábů, které současný trh nabízí. Ve 3. kapitole už je práce zaměřena na popis spojení s traktorem pomocí tříbodového závěsu traktoru a je zvolen traktor McCORMICK X5.55, za který je nakládací jeřáb navržen. Dále je navržen koncept jeřábu s popisem základních částí konstrukčního řešení, jsou zvoleny základní rozměry a je zvolen přímočarý hydromotor sloužící ke zdvihu výložníku. Z toho vychází výpočty konstrukce.

Základem nakládacího jeřábu jsou 3 svařence, kde je nosný prvek tvořen z dutých profilů obdélníkového průřezu. Materiál pro všechny svařence je ocel S355J2H. U výpočtové části je nejdříve dle normy ČSN EN 12999+A2 proveden výpočet dynamických součinitelů zatížení, kterými je násobena hmotnost břemene a vlastní hmotnost. Poté je pro každý svařenec proveden návrh a následná kontrola bezpečnosti dutého profilu obdélníkového průřezu. Následuje volba háku se zajištěním.

Důležitým výstupem této práce je diagram nosnosti, ze kterého plyne nosnost v jednotlivých polohách prodloužení výložníku, ale také délkové a výškové dosahy. Výsledná maximální hmotnost břemene je od 600 kg do 900 kg. Výškový dosah se pohybuje cca od 200 mm do 3700 mm a délkový dosah je 3000 mm od uchycení k traktoru. Tím je splněno zadání práce.

Na závěr této práce je provedena kontrola čepových a svarových spojů a zkontrolována stabilita traktoru při manipulaci s břemenem.

Důraz při tvorbě této práce byl kladen na výrobní jednoduchost a snížení hmotnosti vůči produktům, které současný trh nabízí. To se povedlo díky maximálnímu využití polotovarů a nakupovaných běžných součástí. Výsledná hmotnost jeřábu činí 259 kg, což je nejméně z obdobných nakládacích jeřábů, které jsou v této práci zmíněny.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] SYROVÝ, Otakar. *Doprava v zemědělství*. Praha: Profi Press, 2008, 248 s. ISBN 978-80-86726-30-4.
- [2] *Agrární obzor: moravskoslezský čtrnáctideník : informace ze zemědělství, zpracovatelského průmyslu a potravinářství*. Olomouc: Okresní agrární komora Olomouc, 2011(19 - 20). p. 23. ISSN 1214-1291.
- [3] TUTSCH, Jakub. Legendární Humpolecký nakladač UNHZ 750 byl užitečným lidským pomocníkem. In: *Agroportal24h.cz* [online]. Agroportal24h.cz, 04.01.2021. © 2011-2021 [cit. 2021-03-16]. Dostupné z: <https://www.agroportal24h.cz/clanky/legendarni-humpolecky-nakladac-unhz-750-byl-uzitecnym-lidskym-pomocnikem>
- [4] Traktorový přepravník balíků PLT 16 N. *WTC Písečná* [online]. Písečná: WTC Písečná [cit. 2021-03-16]. Dostupné z: <https://www.wtc-pisecna.eu/traktorove-valniky-plt-16>
- [5] VAŇATOVÁ, Petra. Představujeme hydraulický nakladač za traktor. In: *MECHANIZACE zemědělství* [online]. Profi Press, 22.03.2016. 2013 [cit. 2021-03-16]. Dostupné z: <https://www.mechanizaceweb.cz/predstavujeme-hydraulicky-nakladac-za-traktor/>
- [6] JEDLIČKA, Milan. Nové lehké a univerzální čelní nakladače řady M pro traktory John Deere. In: *Agroportal24h.cz* [online]. Agroportal24h.cz, 02.06.2020. © 2011-2021 [cit. 2021-03-16]. Dostupné z: <https://www.agroportal24h.cz/clanky/nove-lehke-a-univerzalni-celni-nakladace-rady-m-pro-traktory-john-deere>
- [7] Závěsný jeřáb za traktor. *DLWEST*. [online]. DLWEST Agricultural Machinery. © 2019 [cit. 2021-03-18]. Dostupné z: <https://dlwest.eu/cs/zavesny-jerab-pro-traktor>
- [8] LEVSAK 1000 kg Fertiliser Big Bag Lifter. *MI*. [online]. Francie: KUHN, 2011. [cit. 2021-03-18]. Dostupné z: https://www.mi.dk/sites/default/files/kuhn_levsak_gb.pdf
- [9] Plnicí rameno LEVSAK. *ZEM SPOL TÁBOR*. [online]. ZEM SPOL TÁBOR. [cit. 2021-03-18]. Dostupné z: <https://dlwest.eu/cs/zavesny-jerab-pro-traktor>
- [10] Utovarivač džambo vreće. *AGROFEROCOOP DOO*. [online]. Srbsko: AGROFEROCOOP DOO Temerin. © 2015 [cit. 2021-03-18]. Dostupné z: <http://www.agroferocoop.rs/utovarivac-dzambo-vrece/>
- [11] Nakladač zdvihač big bag. *Polnistroje.cz* [online]. Havířov: Polnistroje.cz. © 2021 [cit. 2021-03-18]. Dostupné z: <https://polnistroje.cz/produkt/zdvihac-big-bag/>
- [12] Agro ramena AR 700. *B AGRO* [online]. B AGRO Březová. © 2017 [cit. 2021-03-18]. Dostupné z: <https://www.b-agro.cz/katalog/zemedelska-technika/agro-ramena-ar-700>
- [13] Ostatní zemědělská technika. *MOLČÍK* [online]. Valtice: MOLČÍK kipper. [cit. 2021-03-18]. Dostupné z: <https://www.molcik.eu/ostatni-technika.html>
- [14] *ČSN EN 12999+A2 (270540) Jeřáby - Nakládací jeřáby*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2018.

- [15] BAUER, František, Pavel SEDLÁK a Tomáš ŠMERDA. *Traktory*. V Brně: Mendelova zemědělská a lesnická univerzita, 2006, 192 s. ISBN 80-86726-15-0.
- [16] SMRČEK, J. Zvedací zařízení za traktor. Brno, 2019. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 55 s. Vedoucí diplomové práce Jaroslav Kašpárek.
- [17] Brochure X5. *McCORMICK*. [online]. Itálie: ARGOTRACTORS. [cit. 2021-03-18]. Dostupné z: https://www.mccormick.it/wp-content/uploads/2013/06/6636959A1_A4_Brochure_X5_ING_OK.pdf
- [18] Hydraulický válec s kloubovou hlavou 790 mm. *KARDANKA* [online]. CS TECHNIKA s.r.o.. © 2020 [cit. 2021-05-08]. Dostupné z: <https://www.kardanka.cz/hydraulicky-valec-s-kloubovou-hlavou-790-mm-25188>
- [19] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.
- [20] *ONLINE Feron* [online]. Feron. © 2017 [cit. 2021-05-08]. Dostupné z: <https://online.feron.cz/>
- [21] Otočný hák s kuličkovým ložiskem (tř. G8) typ LKNK. *Techlan* [online]. Techlan Chudoba. © 2021 [cit. 2021-05-08]. Dostupné z: <https://www.techlan.cz/otocny-hak-s-kulickovym-loziskem-tr-g8-typ-lknk>
- [22] ČSN 05 0120 (050120) *Výpočet svarových spojů strojních konstrukcí*. Praha: Vydavatelství norem, 1971.
- [23] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření*. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.
- [24] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. *Strojnické tabulky: pro školu a praxi. 1, Jednotky, matematika, mechanika, technické kreslení, strojní součásti*. 1. vyd. Praha: Scientia, 2004. 753 s. ISBN 80-7183-312-6

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

b	[mm]	Vzdálenost svarových spojů v ose x
D_{PH}	[mm]	Vnitřní průměr trubky válce přímočarého hydromotoru
d_{C5}	[mm]	Průměr čepu 5
d_{C8}	[mm]	Průměr čepu 8
g	[m·s ⁻²]	Tíhové zrychlení
F_{MH}	[N]	Síla dynamického zatížení břemenem
F_{nPHS}	[N]	Tahová síla ve sloupu v místě PHS
F_{PH}	[N]	Tlačná síla přímočarého hydromotoru
F_{PHS}	[N]	Síla od přímočarého hydromotoru na sloup
F_{PHV}	[N]	Reakční síla od výložníku na přímočarý hydromotor
F_{RP1}	[N]	Reakční síla teleskopické části výložníku v místě RP1
F_{RP2}	[N]	Reakční síla teleskopické části výložníku v místě RP2
F_{S1x}	[N]	Reakční síla výložníku v místě S1 v ose x
F_{S1y}	[N]	Reakční síla výložníku v místě S1 v ose y
F_{S2}	[N]	Reakční síla sloupu v místě S2
F_{S3x}	[N]	Reakční síla sloupu v místě S3 v ose x
F_{S3y}	[N]	Reakční síla sloupu v místě S3 v ose y
F_{VH1max}	[N]	Maximální zvedací síla při kolmém výložníku vůči sloupu
F_{VH2max}	[N]	Maximální zvedací síla při kolmém výložníku vůči hydromotoru
F_{VHmax}	[N]	Maximální zvedací síla jeřábu
H	[mm]	Výška profilu sloupu v ose y
h	[mm]	Vzdálenost svarových spojů v ose y
i_{C8}	[-]	Počet ploch pro uložení čepu 8
k_N	[-]	Návrhový součinitel bezpečnosti
k_{PV}	[-]	Součinitel bezpečnosti pevné části výložníku
k_S	[-]	Součinitel bezpečnosti sloupu
k_{SS}	[-]	Součinitel bezpečnosti svarového spoje sloupu
k_{TV}	[-]	Součinitel bezpečnosti teleskopické části výložníku
l_1	[m]	Vzdálenost osy dolních táhel závěsu od osy uložení výložníku
l_2	[m]	Vzdálenost uložení přímočarého hydromotoru od osy uložení výložníku
l_3	[m]	Výška mezi dolním a horním uchycením táhel závěsu
l_4	[m]	Maximální délka výložníku od osy uložení po hák

l_{4min}	[m]	Mínimální délka výložníku od osy uložení po hák
l_5	[m]	Vzdálenost osy uložení výložníku od uložení přímočarého hydromotoru
l_6	[m]	Vzdálenost uložení přímočarého hydromotoru od osy výložníku
l_J	[mm]	Vzdálenost těžiště jeřábu od osy sloupu
l_{PH}	[mm]	Zdvih přímočarého hydromotoru
l_{PV}	[m]	Délka pevné části výložníku
l_{SS}	[m]	Vzdálenost svarového spoje sloupu od bodu S3
l_{TJ}	[mm]	Vzdálenost koulí závěsu od osy zadní nápravy
l_{TR}	[mm]	Rozvor kol traktoru
l_{TV1}	[m]	Délka vnitřní části teleskopického výložníku
l_{TV2}	[m]	Délka vnější části teleskopického výložníku
$M_{oPHSmax}$	[N·m]	Maximální ohybový moment sloupu
M_{oPHSn}	[N·m]	Návrhový ohybový moment sloupu
$M_{oPHVmax}$	[N·m]	Maximální ohybový moment pevné části výložníku
M_{oPHVn}	[N·m]	Návrhový ohybový moment pevné části výložníku
$M_{oRP2max}$	[N·m]	Maximální ohybový moment teleskopické části výložníku
M_{oRP2n}	[N·m]	Návrhový ohybový moment teleskopické části výložníku
M_{oSS}	[N·m]	Ohybový moment svarového spoje sloupu
m_{600}	[kg]	Hmotnost břemene při plném vyložení
m_J	[kg]	Hmotnost nakládacího jeřábu
m_{max}	[kg]	Hmotnost břemene při nejmenším vyložení
m_{PHn}	[kg]	Návrhová hmotnost působící na přímočarý hydromotor
m_{PV}	[kg]	Hmotnost profilu pevné části výložníku na jeden metr délky
m_S	[kg]	Hmotnost profilu sloupu na jeden metr délky
m_{TP}	[kg]	Zatížení přední nápravy traktoru bez neseného nářadí
m_{TPZ}	[kg]	Zatížení přední nápravy traktoru při plně zatíženém jeřábu
m_{TV}	[kg]	Hmotnost profilu teleskopické části výložníku na jeden metr délky
m_{VHmax}	[kg]	Maximální zdvihnutelná hmotnost břemene
n_S	[-]	Počet stojen sloupu
p_{C8}	[MPa]	Tlak na čep 8
p_{DC}	[MPa]	Dovolený měrný tlak na čep
p_{tr}	[MPa]	Maximální tlak hydraulického systému traktoru
Q_{TR}	[l·min ⁻¹]	Průtok čerpadla hydraulického systému traktoru

q_{MS}	[N·m ⁻¹]	Liniové zatížení vlastní hmotností sloupu
q_{PV}	[N·m ⁻¹]	Liniové zatížení vlastní hmotností pevné části výložníku
q_{TV}	[N·m ⁻¹]	Liniové zatížení vlastní hmotností teleskopické části výložníku
R_{ePV}	[MPa]	Minimální mez kluzu v tahu pevné části výložníku
R_{eS}	[MPa]	Minimální mez kluzu v tahu sloupu
R_{eTV}	[MPa]	Minimální mez kluzu v tahu teleskopické části výložníku
S_S	[mm ²]	Plocha průřezu profilu sloupu
S_{PV}	[mm ²]	Plocha průřezu profilu pevné části výložníku
s	[mm]	Tloušťka svaru
t_{c8}	[mm]	Tloušťka uložení čepu 8
t_{PH}	[s]	Rychlost zdvihu přímočarého hydromotoru
V_{PH}	[dm ³]	Objem komory přímočarého hydromotoru na straně pístu
v_h	[m·s ⁻¹]	Maximální obvodová rychlost na konci výložníku
W_{oPV}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu pevné části výložníku
W_{oPVn}	[mm ³]	Návrhový modul průřezu v ohybu pevné části výložníku
W_{oS}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu sloupu
W_{oS_n}	[mm ³]	Návrhový modul průřezu v ohybu sloupu
W_{oS_S}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu svarového spoje sloupu
W_{oTV}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu teleskopické části výložníku
W_{oTVn}	[mm ³]	Návrhový modul průřezu v ohybu teleskopické části výložníku
α	[°]	Úhel sevření mezi sloupem a výložníkem
α_{min}	[°]	Minimální úhel sevření mezi sloupem a výložníkem
α_{max}	[°]	Maximální úhel sevření mezi sloupem a výložníkem
β	[°]	Úhel sevření mezi sloupem a přímočarým hydromotorem
β_2	[-]	Konstanta dynamického součinitele pro jeřáby skupiny HC1 a HD1
σ_{NPV}	[MPa]	Tahové napětí v pevné části výložníku
σ_{NS}	[MPa]	Tahové napětí ve sloupu
σ_{OPV}	[MPa]	Ohybové napětí v pevné části výložníku
σ_{OS}	[MPa]	Ohybové napětí ve sloupu
σ_{PV}	[MPa]	Normálové napětí v pevné části výložníku
σ_S	[MPa]	Normálové napětí ve sloupu
σ_{SS}	[MPa]	Normálové napětí ve svarovém spoji sloupu
σ_{TV}	[MPa]	Normálové napětí v teleskopické části výložníku

τ_{C5}	[MPa]	Smykové napětí v čepu 5
τ_{DC5}	[MPa]	Dovolené smykové napětí v čepu 5
\emptyset_1	[-]	Dynamický součinitel zatížení vlastní hmotností
\emptyset_2	[-]	Dynamický součinitel zatížení břemenem
\emptyset_{2min}	[-]	Konstanta dynamického součinitele pro jeřáby skupiny HC1 a HD1

SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace

NJ-1-01	Výkres sestavení
NJ-1-02	Seznam položek
NJ-2-01	Výkres svařence sloupu
NJ-2-02	Výkres svařence pevné části výložníku
NJ-2-03	Výkres svařence teleskopické části výložníku