

UNIVERZITA PARDUBICE  
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2018

Tomáš Gajdoš

Univerzita Pardubice

Dopravní fakulta Jana Pernera

Hydraulický nakládací jeřáb pro silniční vozidlo

Tomáš Gajdoš

Bakalářská práce

2018

Univerzita Pardubice  
Dopravní fakulta Jana Pernera  
Akademický rok: 2017/2018

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Tomáš Gajdoš**  
Osobní číslo: **D14672**  
Studijní program: **B3709 Dopravní technologie a spoje**  
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Silniční vozidla**  
Název tématu: **Hydraulický nakládací jeřáb pro silniční vozidlo**  
Zadávající katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

### Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Práci zaměřte na návrh konstrukce a základní výpočty pevnosti a únavy standartních částí hydraulického nakládacího jeřábu. Předpokládejte použití nakládacího jeřábu pro silniční dopravní prostředek. Zpracujte odpovídající výkresovou dokumentaci. Pro vyhodnocení pevnosti a únavy používejte současné poznatky z vědy a techniky.

Vypracovat:

1. Úvod
2. Analýza právních předpisů z oblasti použití manipulačních zařízení v oblasti silničních dopravních prostředků.
3. Popis stávajících konstrukcí nakládacích jeřábů využívaných v dopravním průmyslu.
4. Stanovení vstupních parametrů (zatížení, maximální dosah, diagram zatížení vs dosah, výběr typu dopravního prostředku).
5. Návrh koncepce konstrukce (parametry hydraulických částí, potřebný výkon motoru, koncepce samotného provedení nakládacího jeřábu).
6. Návrh konstrukce.
7. Výpočet pevnosti standartních částí.
8. Vyhodnocení výsledků.
9. Závěr

Rozsah grafických prací: **podle pokynů vedoucího práce**

Rozsah pracovní zprávy: **30 - 40 stran textu a přílohy**

Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná**

Seznam odborné literatury:

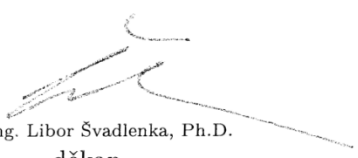
- [1] ČSN EN 1993-1 (dříve ČSN 73 1401). Navrhování ocelových konstrukcí. Česká technická norma. Český normalizační institut, 1998.
- [2] Shigley, J., E., Mischke, Ch., R., Budynas, R., G.: Konstruování strojních součástí. Nakladatelství VUTIUM, VUT Brno, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [3] Gajdůšek, J., Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení. skripta VUT Brno, 1988.
- [4] Remta, F., Kupka, L., Dražan, F.: Jeřáby, 2., přeprac. a dopln. vyd., SNTL Pha, 1975.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Petr Tomek, Ph.D.**


Katedra mechaniky, materiálů a částí strojů

Datum zadání bakalářské práce: **19. února 2018**

Termín odevzdání bakalářské práce: **18. května 2018**

  
doc. Ing. Libor Švadlenka, Ph.D.  
děkan

L.S.

  
Ing. Jakub Vágner, Ph.D.  
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 12. února 2018

Prohlašuji:

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Beru na vědomí, že v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, a směrnicí Univerzity Pardubice č. 9/2012, bude práce zveřejněna v Univerzitní knihovně a prostřednictvím Digitální knihovny Univerzity Pardubice.

V Pardubicích dne 13. 5. 2018

Tomáš Gajdoš

## **Poděkování**

Zde bych chtěl poděkovat panu doc. Ing. Petrovi Tomkovi, Ph.D., vedoucímu mé bakalářské práce, za cenné rady a připomínky, které mi pomáhaly při vypracování této práce. Dále chci poděkovat panu Ing. Ivovi Šefčíkovi, Ph.D. za jeho užitečné poznámky k mé práci při vedení bakalářského semináře. A v neposlední řadě také děkuji svým rodičům, kteří mi umožnili studium na vysoké škole a po celou dobu mi byli oporou.

## **ANOTACE**

Hlavním cílem práce je návrh konstrukce nakládacího jeřábu s hydraulickým pohonem, pevně spojeného se silničním vozidlem. Dalšími body je seznámení s právními předpisy a normami předepsanými pro tento typ konstrukcí a popis stávajících konstrukčních provedení.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

jeřáby, nakládací jeřáby, silniční vozidla, zdvihací zařízení, dopravní prostředky, hydraulická ruka

## **TITLE**

Hydraulic loader crane for road vehicle

## **ANNOTATION**

This work is focused on design of hydraulic loader crane for a road vehicle. There are also included main information about important laws, standards and examples of popular loader cranes, which are currently used.

## **KEYWORDS**

cranes, loader cranes, road vehicles, lifting equipment, modes of transportation, knuckle boom crane

# Obsah

1. ÚVOD.....	12
2. ANALÝA PRÁVNÍCH PŘEDPISŮ Z OBLASTI POUŽITÍ MANIPULAČNÍCH ZAŘÍZENÍ V OBLASTI SILNIČNÍCH DOPRAVNÍCH PROSTŘEDKŮ .....	13
2.1. Zásady konstrukcí .....	13
2.2. Provedení návrhu a výpočtu .....	17
2.3. Kvalifikace osob .....	19
3. POPIS STÁVAJÍCÍCH KONSTRUKCÍ NAKLÁDACÍCH JEŘÁBŮ VYUŽÍVANÝCH V DOPRAVNÍM PRŮMYSLU.....	20
3.1. Obecná konstrukce nakládacích jeřábů.....	20
3.2. Terminologie.....	21
3.3. Běžná montážní provedení v dopravním průmyslu .....	22
3.3.1. Provedení montáže na silniční vozidlo.....	22
3.3.2. Montáž nakládacího jeřábu za kabinou automobilu.....	23
3.3.3. Zadní montáž nakládacího jeřábu na nákladním automobilu.....	23
3.4. Mechanismus otáčení.....	24
3.5. Pohony .....	27
4. STANOVENÍ VSTUPNÍCH PARAMETRŮ .....	29
5. NÁVRH KONCEPCE KONSTRUKCE.....	33
6. NÁVRH KONSTRUKCE .....	34
6.1. Vnější rozměry vzhledem k automobilu.....	34
6.2. Stanovení zdvihové třídy a příslušných součinitelů podle EN 12999 [6].....	35
6.3. Systém výložníku.....	36
6.4. Základna.....	38
6.5. Statický výpočet.....	40
6.6. Výpočet vnitřních účinků konstrukce .....	46
7. VÝPOČET PEVNOSTI STANDARTNÍCH ČÁSTÍ.....	58
7.1. Kontrola systému výložníku a sloupu.....	58
7.2. Návrh čepového spojení [14].....	60
7.2.1. Čep hlavního hydromotoru.....	61
7.2.2. Čep sloupu .....	63
8. VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ .....	65
9. ZÁVĚR.....	66



POUŽITÉ ZDROJE.....	67
SEZNAM OBRÁZKŮ.....	70
SEZNAM TABULEK .....	71
SEZNAM PŘÍLOH.....	72
PŘÍLOHA Č. 1 – NÁKRES PRO STATICKÉ ŘEŠENÍ .....	73
PŘÍLOHA Č. 2 – VÝKRES SESTAVENÍ.....	75

## Seznam symbolu a zkratek

Tabulka 1: Seznam symbolů a značek (1 z 2)

Symboly a značky	Jednotka	Popis
A	[mm <sup>2</sup> ]	plocha průřezu
a <sub>i</sub>	[mm]	minimální míra přesahu i-tého a (i-1) profilu
b <sub>4</sub>	[mm]	největší vzdálenost vrchního čepu hydromotoru od konce výložníku
b <sub>5</sub>	[mm]	největší možná délka vysunutí prvního prodloužení měřená od nejbližšího konce výložníku
b <sub>6</sub>	[mm]	největší možná délka vysunutí druhého prodloužení měřená od nejbližšího konce prvního prodloužení
b <sub>7</sub>	[mm]	největší možná délka vysunutí třetího prodloužení měřená od nejbližšího konce druhého prodloužení
d	[mm]	průměr čepu
F <sub>vp,Rd</sub>	[N]	návrhová smyková síla únosnosti čepu pro střížnou rovinu
F <sub>b,Rd</sub>	[N]	návrhová únosnost v otláčení
f <sub>Rd,σ</sub>	[MPa]	návrhová hodnota napětí únosnosti v tahu
f <sub>yp</sub>	[MPa]	mez kluzu čepu
G <sub>i</sub>	[N]	tíha i-tého členu
G <sub>id</sub>	[N]	návrhová tíha i-tého členu
g	[m·s <sup>-2</sup> ]	gravitační zrychlení (g = 9,81 m·s <sup>-2</sup> )
L	[mm]	největší hodnota délka vyložení
L <sub>č</sub>	[mm]	činná délka čepu
L <sub>v</sub>	[mm]	vyložení
L <sub>2</sub>	[mm]	délka profilu členu 2 - sloupu
L <sub>4</sub>	[mm]	délka profilu členu 4 - výložníku
L <sub>5</sub>	[mm]	délka profilu členu 5 – prvního prodloužení
L <sub>6</sub>	[mm]	délka profilu členu 6 – druhého prodloužení
L <sub>7</sub>	[mm]	délka profilu členu 7 – třetího prodloužení
M <sub>ij</sub>	[N·m]	vnitřní moment působící z členu i na člen j
M <sub>J</sub>	[N·m]	reakční moment v místě uchycení sloupu k základně
M <sub>k</sub>	[m·t]	klopný (zvedací) moment (pozn. jednotka metrotuna)
M <sub>Omax</sub>	[N·m]	maximální ohybový moment
M <sub>O(x)</sub>	[N·m]	ohybový moment jako funkce odlehlosti
m <sub>ip</sub>	[Kg·m <sup>-1</sup> ]	poměrná váha profilu
m <sub>1</sub>	[mm]	vzdálenost horního čepu hlavního hydromotoru od svislé osy jeřábu
m <sub>2</sub>	[mm]	vzdálenost čepu sloupu od svislé osy jeřábu
m <sub>3</sub>	[mm]	vodorovná vzdálenost těžiště sloupu od svislé osy jeřábu
m <sub>4</sub>	[mm]	svislá vzdálenost těžiště sloupu od místa spojení sloupu se základnou (bodem J)

Tabulka 2: Seznam symbolů a značek (2 z 2)

Symboly a značky	Jednotka	Popis
$m_5$	[mm]	svislá vzd. od osy 3. prodl. k místu spojení sloupu a základny (J)
$N_{max}$	[N]	maximální normálová síla
$N_{(x)}$	[N]	normálová síla jako funkce odlehlosti
$Q$	[Kg]	hmotnost zdvihaného břemena
$Q_d$	[N]	návrhová tíha zdvihaného břemena
$q_{id}$	[N·m <sup>-1</sup> ]	návrhová velikost spojitého zatížení od vlastní tíhy i-tého členu
$R_{Jx}$	[N]	složka reakce v uchycení sloupu k základně (bod J) ve směru osy x
$R_{Jy}$	[N]	složka reakce v uchycení sloupu k základně (bod J) ve směru osy y
$S_{ij}$	[N]	výslednice složek vnitřních sil $S_{ijx}$ a $S_{ijy}$
$S_{ijx}$	[N]	složka vnitřní síly z členu i na člen j ve směru osy x
$S_{ijy}$	[N]	složka vnitřní síly z členu i na člen j ve směru osy y
$T_{max}$	[N]	maximální posouvající síla
$T_{(x)}$	[N]	posouvající síla jako funkce odlehlosti
$W_o$	[mm <sup>3</sup> ]	modul průřezu v ohybu čepu
$W_{O_x}$	[mm <sup>3</sup> ]	modul průřezu v ohybu k ose x
$u$	[1]	tvárový součinitel čepu při návrhu smykové síly únosnosti
$\alpha$	[°]	úhel odklonu hlavního hydromotoru od svislé osy
$\alpha_b$	[°]	charakteristický součinitel pro spoj s otláčením
$\beta$	[°]	úhel odklonu sloupu od svislé osy
$\gamma_m$	[1]	obecný součinitel spolehlivosti
$\gamma_p$	[1]	dílčí součinitel spolehlivosti
$\gamma_{sm}$	[1]	dílčí součinitel spolehlivosti prvků
$\gamma_{spb}$	[1]	dílčí souč. spolehlivosti čep. spoje se silou zatěžující na otláčení
$\gamma_{spm}$	[1]	dílčí součinitel spolehlivosti pro ohybový moment čepového spoje
$\gamma_{sps}$	[1]	dílčí součinitel spolehlivosti čepového spoje se smykovou silou
$\sigma_{HMH}$	[MPa]	redukované normálové napětí podle hypotézy von Mises
$\sigma_o$	[MPa]	napětí v ohybu
$\sigma_t$	[MPa]	napětí v tahu
$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$	[MPa]	složky normálových napětí v pravoúhlé soustavě souřadnic xyz
$\tau$	[MPa]	smykové napětí
$\tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$	[MPa]	složky smykových napětí v pravoúhlé soustavě souřadnic xyz
$\Phi_1$	[1]	dynamický součinitel zdvihání a pro účinky tíhy, které působí na hmotnosti jeřábu
$\Phi_2$	[1]	dyn. souč. pro účinky setrvačnosti a tíhy při zdvihání ležícího břemena
$\Phi_{5h}$	[1]	dyn. souč. pro účinky způsobené zrychlením/zpomalením pohonu j.

# 1. ÚVOD

Cílem této práce je zpracování návrhu konstrukce nakládacího jeřábu pro použití na silničním vozidle, provozovaném na pozemních komunikacích. Kvůli povaze stroje budou zmíněny klíčové informace z právních předpisů České republiky, jímž podléhá a které jsou pro tuto práci stěžejní. S tím souvisí i výklad norem, na které tyto předpisy odkazují a které jsou používány ke sjednocení terminologie a posouzení vlastní konstrukce z pohledu pružnosti, pevnosti a bezpečnosti. S pojmem jeřábu jako strojního zařízení budou uvedeny i další nejpoužívanější konstrukce, jejich způsoby montáže, konstrukční řešení a zmíněna příslušná odvětví průmyslu, v nichž jsou nakládací jeřáby využívány, zejména pak v průmyslu dopravním.

Pro návrh konstrukce bude vyčleněno příslušné silniční vozidlo, pro jehož typ bude konstrukce určena a zvoleny podmínky a parametry konstrukce, které má jeřáb splnit v souladu se současným znění příslušné harmonizované normy.

Protože je oblast zdvihacích zařízení značně obsáhlá, budou cíleně probrány pouze ty části, které jsou pro tuto práci důležité, zejména tedy návrh samotné konstrukce jeřábu a jeho spojitost se silničním vozidlem, na němž je upevněn. Návrh bude zaměřen zejména na konstrukci jeřábu jako celek a její vnější rozměry. Dále bude v práci proveden statický výpočet této konstrukce, který bude sloužit jako podklad pro posouzení vybraných částí z hlediska pevnosti a tak i pro návrh materiálu.

## 2. ANALÝA PRÁVNÍCH PŘEDPISŮ Z OBLASTI POUŽITÍ MANIPULAČNÍCH ZAŘÍZENÍ V OBLASTI SILNIČNÍCH DOPRAVNÍCH PROSTŘEDKŮ

V oblasti technických předpisů a norem pečuje o tvorbu a používání v České republice Česká agentura pro standardizaci (ČAS) zřízená Úřadem pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví (ÚNMZ). [1]

### 2.1. Zásady konstrukcí

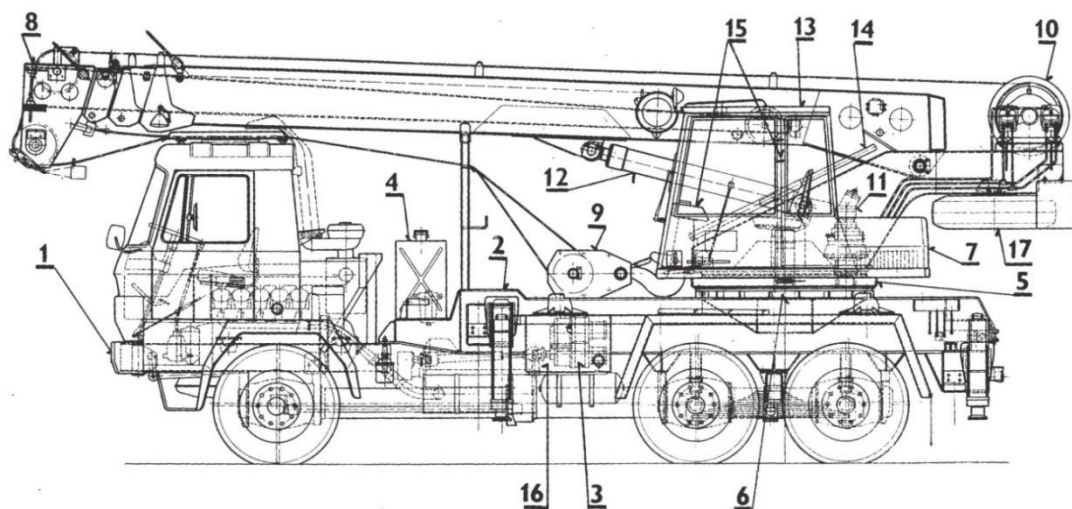
Z hlediska konstrukce nakládacího jeřábu je nutno pracovat s předpisy, souvisejícími s povahou jeřábu jako zdvihacího zařízení a skutečností, že je připevněn k silničnímu vozidlu jako samostatný technický celek, tzn., že za účelem provozu na pozemních komunikacích musíme brát v úvahu i podmínky technické způsobilosti silničních vozidel.

Jeřáb je klasifikován dle nařízení vlády č. 176/2008 sb. jako strojní zařízení a podléhá technickým požadavkům zde uvedeným. Zároveň je ale těmto povinnostem dosaženo, plní-li příslušné ustanovení některé z harmonizovaných norem.[2, § 3 odst. 2]

*„ČSN se stává harmonizovanou českou technickou normou, přijímá-li plně požadavky stanovené evropskou normou nebo harmonizačním dokumentem, které uznaly orgány Evropského společenství jako harmonizovanou evropskou normu, nebo evropskou normu, která byla jako harmonizovaná evropská norma stanovena v souladu s právem Evropských společenství společnou dohodou notifikovaných osob“ [3]*

Z pohledu terminologie může být zpočátku matoucí rozlišení pojmů mobilního jeřábu, který popisuje norma ČSN EN 13000+A1 a nakládacího jeřábu vztaženého k normě ČSN EN 12999+A1.

Dle ČSN EN 13000+A1 je mobilním jeřábem „*jeřáb výložníkového typu s vlastním pohonem, schopný poježdění/přepravy s břemenem nebo bez něj, který nevyžaduje speciální dráhu a u kterého se využívá gravitačních sil k jeho stabilitě*“ [4, str. 18]. Často je využíváno i označení automobilový jeřáb nebo autojeřáb.

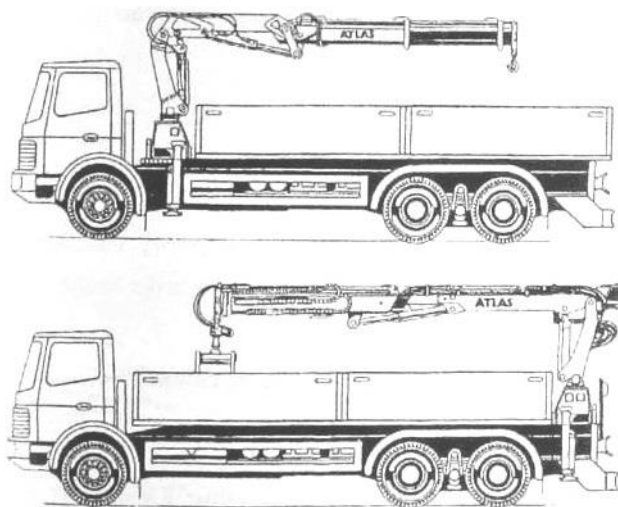


Obrázek 1: Mobilní jeřáb AD 20T na vozidle Tatra 815 [5] :

1 – podvozek s kabinou řidiče, 2 – rám s opěrami, 3 – náhon hydrogenerátoru, 4 – nádrž hydrauliky, 5 – otočné ložisko, 6 – otočný převaděč, 7 – otočný vršek, 8 – výložník s krakorcem, 9 – kladnice s hákem, 10 – zdvihový mechanismus, 11 – otočový mechanismus, 12 – hydromotory sklápění výložníku, 13 – kabina jeřábníka, 14 – ukazatel sklonu výložníku, 15 – přístrojová deska s indikátorem Metra a indikátor IVN, 16 – skříň na nářadí, 17 – náhradní pneumatika

Je tedy klasifikován jako speciální vozidlo kategorie N.

Kdežto nakládací jeřáb dle ČSN EN 12999+A1 je „jeřáb s motorickým pohonem, který sestává ze sloupu, otáčejícím se na základně jeřábu a ze systému výložníku, který je upevněn na horní část sloupu; jeřáb je obvykle namontován na užitkovém vozidle (včetně přívěsů) se značnou zbývající nosností; nakládací jeřáby jsou konstruovány pro nakládání a vykládání vozidla jakož i k dalším činnostem, specifikovaným v návodu k obsluze“ [6, str. 10].



Obrázek 2: Nakládací jeřáb na nákladním vozidle [7]

Podle druhého uvedeného účelu nakládacího jeřábu je potřeba zmínit zákon č. 56/2001 sb. a vyhlášku č. 341/2014sb., z nichž je důležité především pojednání o podmínkách provozu na pozemních komunikacích a schvalování jejich technické způsobilosti. Jeřáb je zde brán jako samostatný technický celek vozidla, stejně jako např. výměnná nástavba, a ke schválení jeho technické způsobilosti tedy není ze zákona nutná jeho montáž na vybrané vozidlo. Po výrobci je za tímto účelem požadována shoda vozidla s některým ze schválených typů, případně je možno udělit výjimku, jestliže je vozidlo svým provedením na srovnatelné úrovni bezpečnosti a ochrany zdraví a životního prostředí s technickými požadavky. [8, 9]

Montáž nakládacího jeřábu na silniční vozidlo je považována za přestavbu vozidla. Je ale zakázáno, aby přestavbou vozidla došlo k významné změně jeho kategorie, která by sebou nesla vyšší technické nároky na některou z jeho částí (např. vypružení nebo brzd) a které by vozidlo jako takové pak neplnilo. Běžným řešením je např. zesílené odpružení náprav. Důležité je také, že při přestavbě vozidla může dojít pouze ke změně jedné z jeho podstatných částí mechanismu nebo konstrukce. Potom při této ani žádné z dalších přestaveb už k takto významné změně dojít nesmí. [8, 9]

Přehled některých technických požadavků podle vyhlášky č. 341/2014 sb.:

**Tabulka 3: Maximální povolené hmotnosti silničního motorového vozidla [9]**

s dvěma nápravami	18t
s dvěma nápravami kategorie M3	19t
se třemi nápravami	25t
se třemi nápravami a za podmínky, že je hnací náprava vybavena dvoumontáží pneumatik a vzduchovým odpružením, popř. odpružením tomuto rovnocenným	26t (9,5t na nápravu)
se čtyřmi a více nápravami	32t

**Tabulka 4: Povolena hmotnost na nápravu [9]**

u jednotlivé nápravy		10t
u jednotlivé hnací nápravy		11,5t
dvojnápravy dle dílčího rozvoru [m]	do 1 m	11,5t
	od 1 m do 1,3 m	16t
	od 1,3 m do 1,8 m	18t
dvojnápravy s rozvorem od 1,3 do 1,8, vybavené vzduchovým odpružením nebo odpružením jemu rovnocenným a dvoumontáží pneumatik na hnací nápravě		19t (9,5t na nápravu)

**Tabulka 5: Povolené rozměry vozidla [9]**

Šířka (vozidla kategorie M, N, O, R, T a C)	2,55 m
Výška (vozidla kategorie N, O a vozidla určená pro přepravu jiných vozidel)	4,20 m
Délka (jednotlivé vozidlo mimo autobusy a návěsy)	12 m

Hmotností v provozním stavu se u motorových vozidel rozumí „*hmotnost vozidla, jehož palivová nádrž se naplní alespoň na 90% svého objemu, včetně hmotnosti řidiče, paliva a kapalin, vybaveného standartním vybavením podle specifikací výrobce, a jsou-li součástí vybavení, i hmotnost karosérie, kabiny, spojovacího zařízení a náhradního kola, jakož i nářadí*“ [9, § 2 pís. o) odst. 1]. Překročení povolené hmotnosti je přípustné o hodnotu 3%. Za důvod lze považovat znečištění typu sníh, bláto nebo voda. [9, § 38 odst. 1]

Vozidla kategorie N nesmí mít hmotnost připadající na řízenou nápravu, nebo nápravu, menší než 20% hmotnosti okamžité. [9, § 38 odst. 3] Rozdíl mezi levým a pravým kolem je dovolen nejvýše v 15%, musí se ale přihlížet k únosnosti pneumatik. Výrobce toto pravidlo může překročit, pokud splní technické požadavky a pokud v příručce pro uživatele uvede stanovené rozmezí přípustných poloh těžiště nákladu. [9, § 38 odst. 4]

Revize technického stavu zdvihacích zařízení se dle vyhlášky č. 19/1979 sb. provádějí podle příslušných norem, popř. technických podmínek výrobce. [10, § 7] Konkrétně jeřáby a zdvihadla se provádí podle ČSN 27 0142 (platné od roku 2014), kde je orientačním údajem provozní skupina zatížení, prostředí použití, druh zařízení, nebo jeho typ. Pro jeřáby nakládací, mobilní, věžové, nebo lanové je jmenovitě stanovena lhůta revize na každý rok a revizní zkoušky po dvou letech. Další vyhrazená zdvihadla a jeřáby jsou dle kategorie, do které svými vlastnostmi spadají, jak uvádí tabulka níže. [11, str. 8] Provozní skupina je odvozena podle předpokládaného počtu cyklů za život zařízení a škále zatížení, které počínaje velmi lehkým až po těžké. Nejnižšímu počtu cyklů ( $2 \cdot 10^4$ ) a nejmenšímu provoznímu zatížení odpovídá skupina J1, pro nejnepříznivější případ je odpovídající skupina J6, tj. pro více než  $2 \cdot 10^6$  cyklů. Počet cyklů je brán podle počtu překročení nejmenšího horního výkmitu od středního napětí. Z uvedeného vyplývá, že hlavním ukazatelem je únava materiálu nosných částí. Hlavní roli tedy hraje druh materiálu, jeho povrchová „kvalita“ z pohledu vrubů a průběh zatěžujícího napětí v závislosti na čase. [12]



**Tabulka 6: Přehled termínů revizí a zkoušek [11]**

Provozní skupina podle dříve platné ČSN 27 0103 (platná do 2013)	Skupina jeřábu podle dříve platné ČSN 27 0143	Lhůty (lze překročit nejdéle o 3 měsíce)		Jmenovitý součinitel spektra zatížení jeřábu
		Revize	Revizní zkouška	
J1 a J2	I	4 roky	8 roků	0,125
J3	II	3 roky	6 roků	0,25
J4	III	2 roky	4 roky	0,50
J5 a J6	IV	1 rok	2 roky	1,00

## 2.2. Provedení návrhu a výpočtu

Návrh konstrukce musí být v souladu s požadavky na bezpečnost resp. opatřeními pro zajištění bezpečnosti a musí být pro tyto požadavky posouzena předepsaným způsobem a to buď výpočtem, nebo zkouškou anebo obojím. Jaké metody použít a jejich případné podmínky uvádí EN 12999+A1. [6]

Norma EN 12999 je přímo vhodná pro návrh nakládacích jeřábů pro silniční vozidla. Výpočet bude tedy proveden podle jejího znění a poté podle norem, na které se odkazuje, tj, EN 13001-3-1, EN 13001-1 a EN 13001-2.

Zatížení nakládacích jeřábů se dělí na zatížení pravidelné, občasné a výjimečné. Pravidelnými jsou síly způsobené vlastní hmotností jeřábu, celkového břemena a síly dynamické s odstředivými. Do občasných zatížení je uvažován účinek poryvů větru a jiná klimatická zatížení. Výjimečná zatížení vznikají při zkouškách zařízení nebo při náhlých a značných výkyvech, způsobených např. selháním zařízení, které doprovází nouzové zastavení. [6]

Pro kombinace těchto zatížení se má konstrukce posoudit. Postup je takový, že jsou navržena návrhová zatížení od břemene a vlastních hmotností jeřábu násobením skutečných hodnot součiniteli podle kombinace zatížení a míry bezpečnosti. Tyto koeficienty uvádí přímo norma EN 12999 (viz. tabulka 5).

Tabulka 7: Výběr hodnot z tab. 3 EN 12999 [6]

Kategorie zatížení	Zatížení		Kombinace zatížení A			Kombinace zatížení B			Kombinace zatížení C		
			$\gamma_p$	A1	A2	$\gamma_p$	B1	B2	$\gamma_p$	C1	C3
Pravidelná	Gravitační zrychlení, zrychlení pohonů zdvihání	Pohybující se hmotnosti jeřábu	1,22	$\Phi_1$	$\Phi_1$	1,16	$\Phi_1$	$\Phi_1$	1,1	$\Phi_1$	1
		Hmotnost celkového břemena	1,34	$\Phi_2$	$\Phi_3$	1,22	$\Phi_2$	$\Phi_3$	1,1	-	-
	Zrychlení pohonu otáčení	Pohybující se hmotnosti	1,22	$\Phi_{5h}$	$\Phi_{5h}$	1,16	$\Phi_{5h}$	$\Phi_{5h}$	-	-	-
		Hmotnost celkového břemena	1,34	$\Phi_{5h}$	$\Phi_{5h}$	1,22	$\Phi_{5h}$	$\Phi_{5h}$	-	-	-
	Odstředivá zatížení	Hmotnosti jeřábu	1,22	1	1	1,16	1	1	-	-	-
		Hmotnost celkového břemena	1,34	1	1	1,22	1	1	-	-	-

Analýzu napětí konstrukce a prokázání její způsobilosti je doporučeno provést podle prEN 13001-3-1, nebo je lze provést metodou dovolených napětí s použitím příslušných součinitelů podle normy 12999+A1. Metodu dovolených napětí lze použít jen ve specifických případech, kdy všechny hmotnosti na konstrukci zvyšují vlastní hmotnost jeřábu (působí nepříznivě) a výpočet probíhá v lineární oblasti. Výpočet je založen na stanovení stejné hodnoty pro všechny bezpečnostní součinitele a jejich spojení se součinitelem spolehlivosti materiálu, čímž vznikne celkový součinitel bezpečnosti. Druhá varianta výpočtu je metoda mezních vztahů, která je zcela univerzální pro všechny typy jeřábových konstrukcí. [6, 13]

V této práci bude použito dle doporučení normy ČSN EN 13001 a tedy výpočtu metodou mezních stavů, někdy také známou pod názvem metoda dílčích součinitelů.

Zatížení od větru se pro výpočty nakládacích jeřábů provádí v souladu s EN 13001-2 a posuzuje se pouze při působení za provozu. Uvažuje se působení kolmo na průmět daného prvku jeřábu, nebo břemena a pro výpočet se používá střední rychlosti větru odvozené podle uspořádání konstrukce, konfigurace a předpokládaného ročního využití. Výpočet síly je proveden podle Newtonova vztahu pro vliv odporu prostředí, rozšířeného o konstantu  $\epsilon$

vyjadřující úroveň větru. Jako rychlost se uvažuje rychlost odvozená od střední rychlosti větru. [14]

Za účelem zajištění stability mohou být také použity stabilizační podpěry. Při montáži nakládacího jeřábu na silniční vozidlo musejí být použity vždy. Noha stabilizační podpěry musí být zakončena patkou pro zapření o podklad, která musí zároveň umožnit přizpůsobení nejméně 10° nerovnosti. Tlak působící na plochu jedné patky může být nejvýše 4 MPa. Pro jeřáby pracující v lesnickém průmyslu mohou být patky v provedení pevném, nohy ale poté musejí být posouzeny i na ohyb, který se tímto nedostatkem vyvodí. Při zkoušce je pak vyžadováno, aby si alespoň jedno ze zabrzděných kol parkovací brzdou zachovalo kontakt s podkladem. Jako vyhovující jsou brány i situace, kdy došlo ke ztrátě kontaktu s podložkou pro jednu nebo více stabilizačních podpor či kol, ale břemeno bylo i za těchto podmínek drženo stabilně. [6]

Montáž na vozidlo je prováděna pomocí montážního rámu. S tímto pomocným rámem může počítat již výrobce vozidla a mít pro něj uvedeny požadavky pro montáž. Kupříkladu výrobce automobilů Mercedes-Benz nebo MAN zavedl pro výrobce nástaveb a příslušenství speciální webový portál, na kterém může konstruktér dohledat potřebnou technickou dokumentaci, jako jsou např. 3D modely vozidel, 2D výkresy nebo směrnice. [6]

### 2.3. Kvalifikace osob

Jako na většinu zdvihacích zařízení jakožto zařízeních technických, je i pro obsluhu nakládacích jeřábů stanovena povinnost získat potřebnou kvalifikaci. Tato povinnost je zadána zákonem č. 309/2006 sb., konkrétně v § 11. Konkrétní požadavky na kvalifikaci udávají pak příslušné předpisy pro daná zařízení. Konkrétně je nutno absolvovat kurz pro získání jeřábnického průkazu pro určitou třídu zařízení. Pro nakládací jeřáby je to oprávnění k obsluze třídy N, jak uvádí Národní soustava povolání (NSP). Pro obsluhu hydraulické ruky je i výhodné, pokud zároveň vlastní vazačský průkaz, který ji opravňuje zacházet se závěsy a upevňovacími prvky. Ale např. u použití věžových jeřábů tyto dvě funkce nebude zastávat jedna osoba a může zde přibýt dokonce i další, a to signalista, jehož pokyny společně s pokyny vazače se musí jeřábník bezprostředně řídit s výjimkou pokynu k zastavení, který může přijmout od jakékoliv osoby. Základní, minimální osnovu školení jeřábníků uvádí norma ČSN ISO 9926-1, podle které se mají školicí střediska řídit. Doporučené postupy pro bezpečné používání pak udává např. norma ČSN ISO 12480-1 Jeřáby-Bezpečné používání-Část 1: Všeobecně. [15]

### 3. POPIS STÁVAJÍCÍCH KONSTRUKCÍ NAKLÁDACÍCH JEŘÁBŮ VYUŽÍVANÝCH V DOPRAVNÍM PRŮMYSLU

Nakládací jeřáb, nebo často využívané označení hydraulická ruka vycházející z analogie jeho konstrukce k paži a jeho pohonu, jsou velmi často využívány zejména pro svou mobilitu a dostupnost. V anglicky mluvících zemích jsou používány výrazy jako „loader crane“, nebo „knuckle boom crane“ který je podobný české analogii hydraulické ruky. Zde je však systému výložníku přirovnán ke skládání prstu ruky do dlaně.

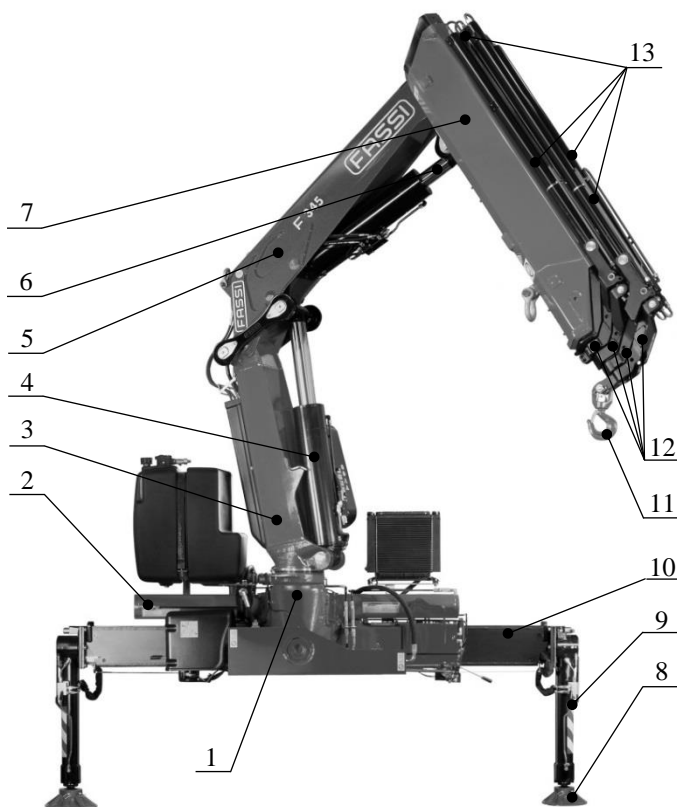
Své mobility dosahují často montáží na podvozky silničních automobilů, kolejové podvozky nebo lodě. Jednou z možných provedení je i montáž na pevnou základnu.

Předním výrobcem je např. Rakouská firma Palfinger, dále pak společnost HIAB, která je součástí finské firmy Cargotec, Italská firma Fassi a další.

#### 3.1. Obecná konstrukce nakládacích jeřábů

Obecně se nakládací jeřáb skládá ze sloupu, který je otočně uložen na základně, připevněné např. na pomocný rám automobilu spolu se stabilizačními podpěrami a systému výložníku spojující sloup se zdviháním břemenem.

1. Základna
2. Mechanismus otáčení
3. Sloup
4. Hydromotor 1. výlož.
5. První výložník
6. Hydromotor 2. Výlož.
7. Druhý výložník
8. Stabilizační podpěra
9. Noha stabilizační podpěry
10. Prodloužení stabilizační podpěry
11. Otočná hák
12. Prodloužení výložníku
13. Hydromotory



Obrázek 3: Nakládací jeřáb FASSI F345A (typ X) [16]

### 3.2. Terminologie

Vyložení – (angl. Outreach) Vodorovná vzdálenost od místa zavěšení břemena na háku od osy otáčení sloupu jeřábu. U jeřábů s manuálním prodloužením výložníku může být také uvedeno hydraulické vyložení. [6]

Sklon – (angl. Crane inclination) Je to velikost úhlu, který svírá osa otáčení sloupu jeřábu s vertikální rovinou zemského povrchu nebo podložky v daném okamžiku. [6]

Kloubový pohyb – (angl. Articulated movement) Je to relativní pohyb výložníku vůči jinému výložníku nebo sloupu jeřábu. Osa otáčení je v čepovém spojení těchto částí. [6]

Nosnost – (angl. Rated capacity) Váha možného břemena, které je zavěšeno v nějaké horizontální vzdálenosti od sloupu jeřábu. Při možnosti více míst zavěšení jsou příslušné údaje dohledatelné v diagramu nosnosti. Zde je uvažována největší hmotnost celkového břemena, které sestává z břemena užitečného, angl. Payload, (dá se říci zdvihaného objektu) a hmotnosti zařízení pro jeho uchopení, zavěšeném na některé z částí systému výložníku. [6]

Dalšími parametry jsou například šíře při složeném stavu (width folded), mrtvá váha (dead weight), maximální pracovní tlak (maximum working pressure), rozsah otáčení sloupu (slewing angle) atd. Jednou z věcí, kterou výrobce musí u svého produktu poskytnout, je i diagram nosnosti. [6]

V obchodních nabídkách se často objevuje označení max. lifting moment (max. zvedací moment, nebo také max. klopný moment) v jednotkách metrotun [m.t] se vzdáleností měřenou od osy otáčení sloupu jeřábu násobenou nosností, což je síla od celkového břemena. Dle toho jsou často zařazovány do tříd jako lehké, střední, speciální apod. Je to ale jen orientační údaj a omezuje ho hodnota maximálního dovoleného zatížení. Proto je vhodné se při výběru nakládacího jeřábu řídit hlavně diagramem nosnosti (load diagram), který přesně udává maximální dovolená zatížení.

Mimo jiné, výrobci pro své produkty používají označení typu jeřábu jako je X, T, L, Z, S. Typem Z (tzv. „zetko“) jsou nakládací jeřáby, jejichž výložníky se skládají na sebe a připomínají tak písmeno Z. Jako X-ové jsou často označovány typy, kterým se skládá druhý výložník mimo rovinu sloupu, tzv. „za“ sloup. Překrytím posledního výložníku se sloupem vzniká písmeno X. Typ T zastupují lehké nakládací jeřáby, často jde jen o sestavení z jednoho výložníku a jeho prodloužením. Sérii L lze rozeznat podle výrazně delšího prvního výložníku oproti sloupu připomínající tak písmeno L. Už první výložník může mít hydraulické

prodloužení, na které navazuje další výložník. Typem S jsou značeny speciální modely s nepřiliš typickou konstrukcí nebo rozměry. [17]

### 3.3. Běžná montážní provedení v dopravním průmyslu

#### 3.3.1. Provedení montáže na silniční vozidlo

V oblasti silničních vozidel jsou nejrozšířenější provedení montáže na pomocném rámu nákladního vozidla. Běžně se ale můžeme setkat s montážemi i na třídy vozidel do 3,5t, u kterých jsou použity lehké řady nakládacích jeřábů. Jedním z úskalí volby automobilu pro montáž je nejvyšší technicky přípustná hmotnost vozidla a její rozložení na nápravy. Při návrhu je nutno vzít do úvahy hmotnost samotného nakládacího jeřábu i potenciálních břemen, která mají být vozidlem přepravena.

Jak již bylo letmo zmíněno, montáže nakládacího jeřábu na silniční automobily jsou prováděny stejně jako montáže nástaveb. K tomu jsou využívány pomocné rámy, které se obvykle upevňují na žebřinový rám podvozku, kterým je většina nákladních vozidel vybavena. Nakládací jeřáby nejnižší třídy nosnosti se používají i na menších nákladních automobilech pikap.

Použitím pomocného rámu dochází ke zvýšení celkové torzní tuhosti, což má za následek snížení kmitání rámu při tomto namáhání. Volba spoje se řídí hlavně torzní tuhostí nástavby. Pro velmi tuhé (např. cisterny) je nutno provést spojení takové, aby se nástavba mohla v extrémních situacích v malém rozsahu relativně pohybovat ve svislém směru. Na to využíváme např. pružin nebo pryžových elementů v kombinaci se šroubovým spojením. Torzně měkké nástavby (např. pevná valníková korba, sklápěčka, návěsová točnice) jsou v dostatečné míře schopny se přizpůsobit zkroucení základního rámu při přejíždění nerovností. Spojení pomocného rámu se základním se provádí pomocí šroubového spoje spojující pomocný plech, přivařený k jednomu z rámů, s rámem druhým. Pro zamezení pohybu pomocného rámu v podélném směru musí být na každé straně alespoň jedno smykové spojení v podobě např. přivařeného pomocného plechu. Vhodnou volbu provedení lze volit i dle dokumentace od výrobce nákladního automobilu. [7]

Nakládací jeřáby mohou mít z pohledu montáže na vozidlo různá provedení dle parametrů vozidla, jeřábu či přání zákazníka. Nejčastěji se můžeme setkat s nakládacími jeřáby v provedení montáže za kabinou, v zadní části vozidla, střední montáže, montáž na traktor, provedení na stabilním základu nebo na pikapu. [6]

Materiály pomocných rámu jsou doporučovány uhlíkové oceli s mezí kluzu vyšší než 350 MPa. Výrobce MAN jsou konkrétně doporučovány materiály S355J2G3 (11 523), nebo materiály S420MC a S500MC válcované za tepla. Běžné materiály jako je ocel S235JR (11 375) jsou kvůli pevnosti použitelné jen podmíněně a to pro pomocné rámy nástaveb, u kterých se vyskytuje převážně rovnoměrné zatížení. [18]

### 3.3.2. Montáž nakládacího jeřábu za kabinou automobilu

Je to jedna z nejčastěji vídaných provedení. Nakládací jeřáb je umístěn na pomocném rámu, nejčastěji společně s valníkovou nástavbou. Je to vhodné řešení vzhledem k rozložení hmot, avšak je potřeba ohlídat zatížení přední nápravy. I při dodržení stanoveného zatížení náprav je vhodné přední nápravu nepřetěžovat (např. z důvodu vlivu na řídicí ústrojí). Toho lze dosáhnout např. využitím tužšího odpružení, které zvýší únosnost nápravy nebo přemístěním agregátů, případně výstroje. [18]



Obrázek 4: Provedení montáže za kabinou na nákladním vozidle Volvo [19]

### 3.3.3. Zadní montáž nakládacího jeřábu na nákladním automobilu

Druhým nejvyskytovanějším provedením je montáž v zadní části vozidla. Hlavní výhodou je umožnění nakládky v širším rozsahu, než u montáže za kabinou. Často vídané proto jsou i soupravy složené z nákladního automobilu s montáží hydraulické ruky vzadu a přívěsu.



Obrázek 5: Provedení s montáží jeřábu vzadu na nákladním automobilu MAN [19]

### 3.4. Mechanismus otáčení

Rotační pohyb sloupu kolem svislé osy může být řešen různými konstrukčními uspořádáními nejčastěji přizpůsobeného podle provozního zatížení, zástavbového prostoru a v neposlední řadě pořizovací ceny.

Nejběžnějším řešením pro střední řady zatížení je provedení pomocí hřebenového převodu. To spočívá v převodu přímočarého pohybu na rotační za pomoci ozubené tyče a přímého ozubení na hřídeli, pevně spojeném s vlastní konstrukcí sloupu. Pomocí tlaku oleje na písty, umístěné na koncích tyče, se tyč posouvá ve vedení a tak otáčí sloupem jeřábu. Od průměru hřídele sloupu, délky hřebenu a geometrie ozubení se pak odvíjí pracovní rozsah a zástavbové rozměry. U středních a malých tříd se běžný rozsah pohybuje kolem 370°. Teoreticky lze minimální délku hřebene určit ze vztahu:

$$L_t = \alpha \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{\pi}{180} + \pi \cdot \frac{D}{2}$$

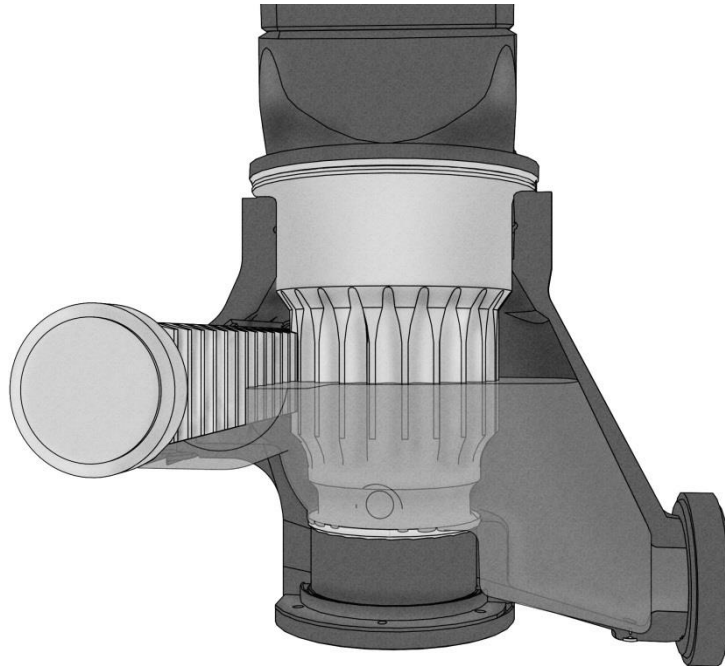
Kde  $D$ ...Průměr hřídele sloupu

$\alpha$ .....Rozsah otáčení

Nalevo od znaménka plus máme délku křivky, jež opíše bod na roztečné kružnici ozubení hřídele při rotaci o  $\alpha^\circ$ . Napravo je přičtena navíc délka při otočení pouze o 180° a to kvůli předpokladu začátku pohybu z poloviny délky hřebene. Skutečná délka však bude navýšena o

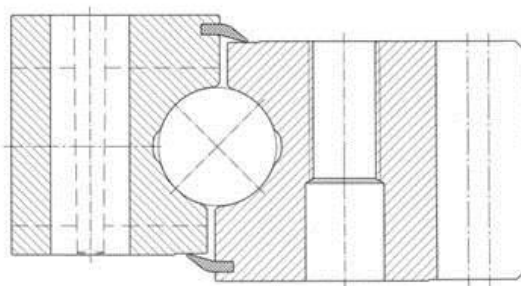


délku potřebnou pro vedení hřebene a pístu na jeho konci. Vzhledem k pevným rozměrům vozidla může být ale tento vzorec použit spíše pro určení průměru hřídele sloupu.



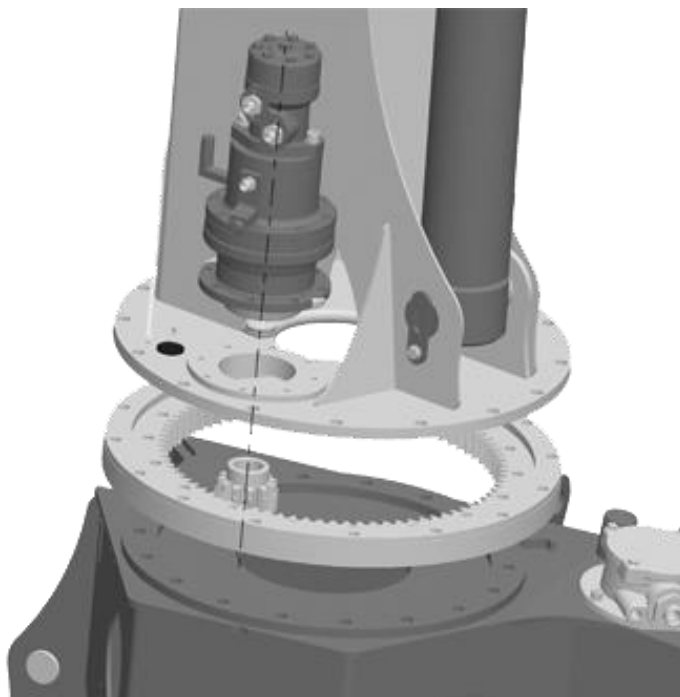
Obrázek 6: Hřebenový převod natáčení sloupu [20]

Jedním z dalších konstrukčních provedení je uspořádání s otočným hydromotorem. Hydromotor roztáčí pastorek, který je v záběru s ozubením na sloupu. Často je toto řešení realizováno za pomoci velkých otočových ložisek (angl. slewing ring), která se vyrábí s vnitřním ozubením. Spojení ložiska se sloupem je pak šroubové.



Obrázek 7: Jednořadé otočové ložisko [21]

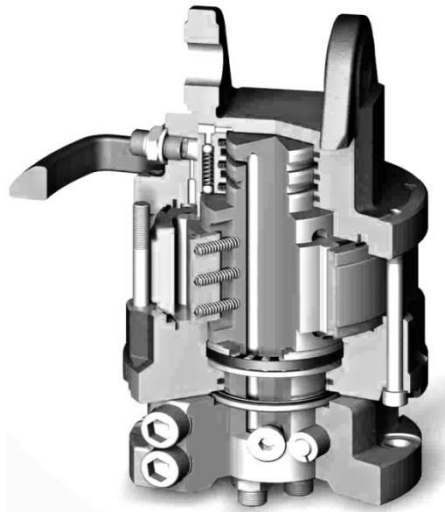
Dominantou je absence dlouhé ozubené tyče a tak zmírnění požadavků na montážní plochu. Další je teoreticky nekonečný úhel natočení, kterému stojí v cestě jen příslušenství v podobě přívodních hadic hydromotorů. Výhody zmenšení požadavků na zástavbu využívají ve velkém i jeřáby nejnižších tonážních tříd používaných na užitkových automobilech.



Obrázek 8: Převod pomocí pastorku a otočového ložiska [22]

Omezení, vzniklé konečnou délkou přívodních hadic, se řeší pomocí rotačních rozdělovačů. Jejich pracovní tlak se pro použití na nakládacích jeřábech pohybuje okolo 30MPa a umožňují dosažení obvodové rychlosti sloupu  $1,5 \text{ m.s}^{-1}$ . Toto řešení je ale velmi nákladné a vyskytuje se spíše u nakládacích jeřábů těžkých tříd anebo jeřábů, u kterých to vyžaduje přímo určení jejich funkce. [23]

Dalším řešením může být použití samotného rotačního hydromotoru (tzv. hydraulického rotátoru), s upravenou konstrukcí podle připevnění příslušenství (přírubové, hřídelové a rotátory s pevnou montáží apod.). Pro nakládací jeřáby je nejvýhodnější provedení s pevnou montáží, tedy spojením sloupu s rotátorem pomocí šroubového spoje. Nosnosti se pohybují až do 16t. Tyto motory využívají stejných principů jako axiální pístová, radiální pístová a lamelová čerpadla. Nejpopulárnějšími jsou v této oblasti hydromotory od výrobce Baltrotors. [24]



**Obrázek 9: Přírubový rotátor od výrobce Baltrotors [25]**

Na obr. 9 je uveden příklad rotátoru pracujícího na principu lamelového čerpadla. Přiváděná hydraulická kapalina vlevo nahoře způsobuje nárůst tlaku mezi lamelami, umístěnými axiálně k rotoru. Stator je oproti rotoru vyosen a způsobuje tak při otáčení rotoru posun lamel v jeho drážkách. Otáčení rotoru je způsobeno nárůstem tlaku hydraulické kapaliny přiváděné mezi lamely.



**Obrázek 10: Baltrotor GR30 FF – rotátor s devnou montáží [24]**

### 3.5. Pohony

Výhradním konstrukčním řešením pro ovládání výložníků a jejich hydraulických prodloužení jsou přímočaré hydromotory (tzv. hydraulické válce). Používají se v provedení dvojčinných a jednočinných. Jednočinné mají svou použitelnost omezenou na válec prvního výložníku s použitím dvoucestných ventilů. Pro ovládání výložníku je potřeba motorů dvojčinných. Často používané je také provedení teleskopické (několikastupňové), které dokáže výrazně zmenšit rozměry celého ústrojí a zachovat i tak velké vyložení jeřábu.

Běžné pístní tyče se vyrábí z vanadiové oceli 13 320 (DIN 20MnV6). Pro tyče s velkými nároky na pevnost se používají materiály 15 142 (DIN 42CrMo4V) anebo 12 050 (DIN CK 45) indukčně kalená na 55 HRC. Pro korozivní a obecně agresivní prostředí se používají korozivzdorné oceli jako 17 145 (AISI 431), nebo 17 349 (AISI 316). Povrchovou úpravou bývá zpravidla chromování. Na speciální pístní tyče jsou používány např. oceli s povrchovou vrstvou chromu a niklu NIKROM 350/500 (pozn. v základu jde o 13 320), oceli s keramickými povlaky nebo nitridované.[26]

Přívod hydraulické kapaliny do systému zajišťuje hydrogenerátor (tzv. hydraulické čerpadlo), který bývá poháněn od převodového ústrojí vozidla. Při výběru je možno volit z mnoha variant. Nejběžnějšími jsou hydrogenerátory axiální pístové a zubové. Poháněcím ústrojím je v těchto případech spalovací motor.

Nejčastěji je realizace převodu provedena přímo připojením hydrogenerátoru na výstup z převodovky automobilu přes pomocný pohon PTO, nebo použitím hydraulického agregátu připojeného na palubní síť vozidla. Druhý případ je používán hlavně u menších jeřábů montovaných především na užitková vozidla, která první variantu konstrukcí neumožňují.



Obrázek 11: Zubový hydrogenerátor s vnějším ozubením [27]

#### 4. Stanovení vstupních parametrů

Vzhledem k faktu, že by pro účely návrhu bylo konkrétní vozidlo vždy zváženo a změřeno, vycházím ze vstupních parametrů dohledaných u výrobce vozidla nebo jsou odvozeny odhadem dle uvedeného postupu.

Konstrukce navrhovaného jeřábu bude určena pro montáž na nákladní vozidlo MAN TGM 18.340 s rozložením náprav 4x2 se vzduchovým odpružením zadní nápravy a parabolickými pružinami nápravy přední (značeno jako BL), technicky přípustnou hmotností 18t a výkonem motoru 340ps. Montáž je požadována za kabinou společně s nesklápěcí odtahovou plošinou. Kabina je v provedení C. Předpokládané použití je přeprava automobilů o nejvyšší pohotovostní hmotnosti 3,5t. Další úvahu provedeme dle Technických podmínek Ministerstva dopravy.

**Tabulka 8: Rozměry směrodatných vozidel dle TP171 [28]**

Druh vozidla		Vnější rozměry					
		Délka [m]	Rozvor [m]	Převisy [m]		Šířka [m]	Výška [m]
				Vpředu	Vzadu		
Osobní automobil		4,74 (4,34)	2,70	0,94	1,10	1,76 (1,68)	1,51
Nákladní automobil	Dodávka/ obytný automobil	6,89	3,95	0,96	1,98	2,17	2,70
	Malý nákladní (2 nápravy)	9,46	5,20	1,40	2,86	2,29	3,80
	Velký nákladní (3 nápravy)	10,10	5,30	1,48	3,32	2,50	3,80

Tato část tabulky pochází z TP171 a lze z ní určit, že délka přepravovaných vozidel se orientačně bude pohybovat do 6,89 metrů. Výška do 2,70 metrů. Bez zadního převisu je délka 4,91 metrů.

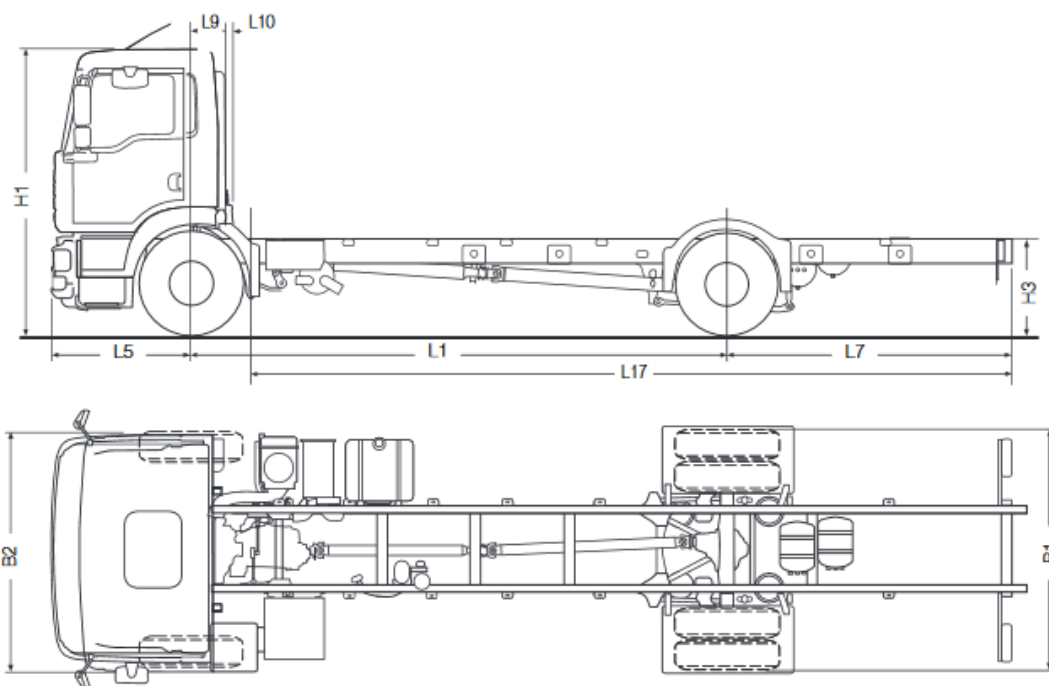
Po jeřábu se vyžaduje, aby byl schopen unést břemeno o hmotnosti 3,5t ve vzdálenosti od středu vybraného nákladního automobilu ke středu automobilu, který předpokládáme zaparkovaný podélně k okraji vozovky. Základní šířku parkovacího místa lehkých užitkových vozidel udává norma ČSN 73 6056 na rozměr až 3,10m a délku 6,50m (platí pro kolmé parkování) [29]. Pro podélné parkování je to pro lehká užitková vozidla šířka 2,65m. Předpokládáme-li, že nákladní automobil zastaví za účelem naložení vozidla stojícího na takto definovaných parkovacích místech, bude v nejnepříznivějším případě vzdálenost od boku nákladního vozidla ke konci parkovacího místa 3,25 metru. Vzhledem k faktu, že nákladní automobil nemusí vždy takového přiblížení dosáhnout, beru tento rozměr za směrodatný při

návrhu vyložení jeřábu. Požadované celkové vyložení pak s přihlédnutím k rozměrům nákladního automobilu (šířka bez zrcátek 2490mm) předpokládám na 4,5 metru po zaokrouhlení. Přepočtem to odpovídá jeřábu o zvedacím momentu 16 metrotun po zaokrouhlení nahoru. Dle tohoto parametru dohledávám na trhu hydraulickou ruku FASSI F175A, která má zástavbovou šířku 1070 mm. S těmito informacemi provádím hrubý odhad požadovaného prostoru na nákladním vozidle na 6 metrů.

Těmto požadavkům vyhovuje nákladní automobil s rozvorem 4725mm, u kterého je minimální délka nástavby 5833mm a maximální 6289mm. Provedení kabiny je typu C. [30]

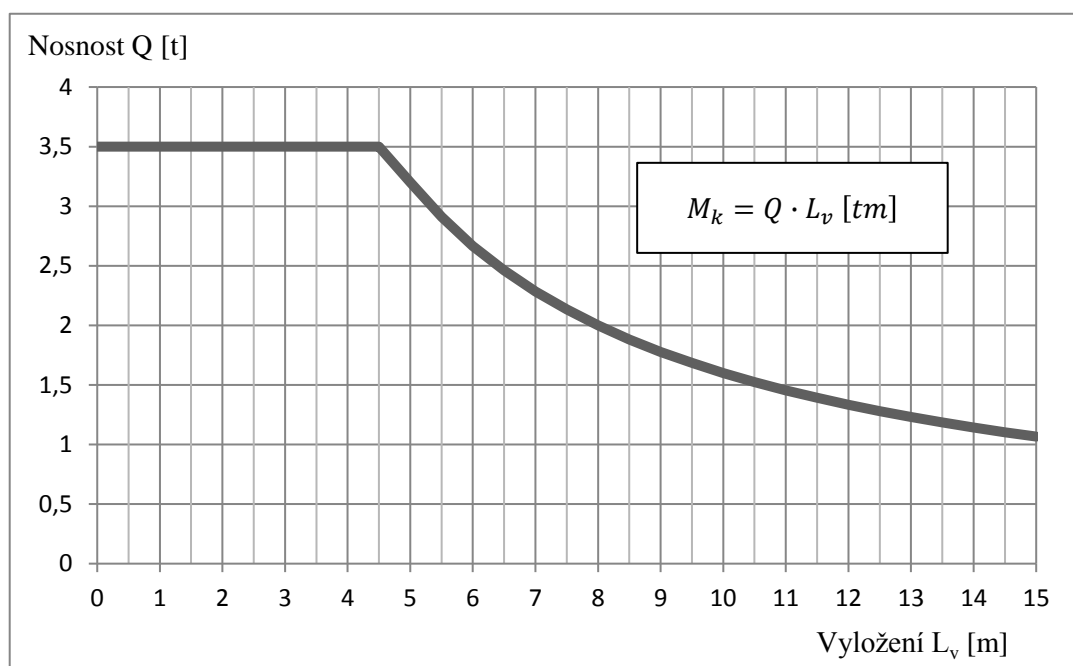
Tabulka 9: Rozměry automobilu MAN TGM 18t 4x2 BL (2016) [30]

L1	Rozvor	4725	
L5	Převis vpředu	1409	
L7	Převis vzadu	2475	
L9	Vzdálenost od osy přední nápravy k zádi kabiny	390	
L10	Vzdálenost od zádi kabiny k začátku ložné plochy	80	
L17	Délka ložné plochy	5833 min.	6289 max.
B1	Šířka zadní nápravy	2442	
B2	Šířka přes blatníky	2490	
H1	Světla výška vozidla	2847 naložený	2923 prázdný
H3	Výška rámu v zádi vozidla v podélné ose vozidla	957 naložený	987 prázdný



Obrázek 12: Rozměry vybraného provedení vozidla [30]

Celková hmotnost vozidla ve stavu vybavení dle obrázku 6 a nezatíženém stavu je  $5540 \pm 2,5\%$  kg. Z toho na přední nápravu připadá 3705 kg a na zadní 1835 kg. Hmotnost je stanovena pro automobil s plnou nádrží a provozními kapalinami bez osádky. V plném stavu zatížení (18 tun) je přípustné zatížení na zadní nápravu 11500 kg a na přední 7100 kg, nebo podmíněně 7500 kg při použití předepsané nápravy a vybavení. Pro automobil nadále předpokládám výstroj a parametry v základní výbavě pouze se změnou motoru 6,9l V6 s výkonem 340ps namísto základního 250ps, čímž se přičítá se k uvedeným hodnotám na přední a zadní nápravu zatížení 41kg. Vozidlo je vybaveno 12 stupňovou automatickou převodovkou. [30]



Obrázek 13: Diagram srovnání zatížení a dosahu podle zvolené zátěžové třídy

Charakteristika na obr. 13 je tzv. zátěžová křivka a je odvozena od maximálního klopného momentu, který je podle zvolených předpokladů  $M_k = 16$  mt.

Jak již bylo zmíněno v kap. 3.2., jedná se pouze o orientační údaj pro určení dovoleného zatížení v dané kategorii zvedacího momentu. Protože má navrhovaný jeřáb pouze jedno místo pro uchycení břemene, určující zároveň jeho maximální vyložení při plném rozložení, bude podle tohoto vztahu určeno maximální zatížení v této situaci pro posouzení pevnosti konstrukce. Přímá hodnota je vzhledem k potřebným parametrům určena až v kapitole 6.1.

Životnost nakládacích jeřábů se pohybuje okolo 10 let, kdy se musí povinně provádět zvláštní posouzení technického stavu. Za tuto dobu se předpokládá, že stroj vykoná  $2 \cdot 10^5$  pracovních cyklů. [31, 32]

**Tabulka 10: Shrnutí technický požadavků na nakládací jeřáb**

Maximální zvedací moment	16 mt
Požadované minimální vyložení	4,5 m
Zástavbová šířka	~1100 mm max.
Zástavbová výška	~2000 mm
Předpokládaný celkový počet pracovních cyklů	$2 \cdot 10^5$ cyklu
Rychlost zdvihání $v_h$	$0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Celkové vyložení se musí ve výsledku řídit zástavbovou výškou jeřábu a šířkou vozidla, přes které nesmí jeřáb přesahovat více, než stanovují předpisy. Běžná zástavbová výška bývá v této kategorii okolo 2 m.

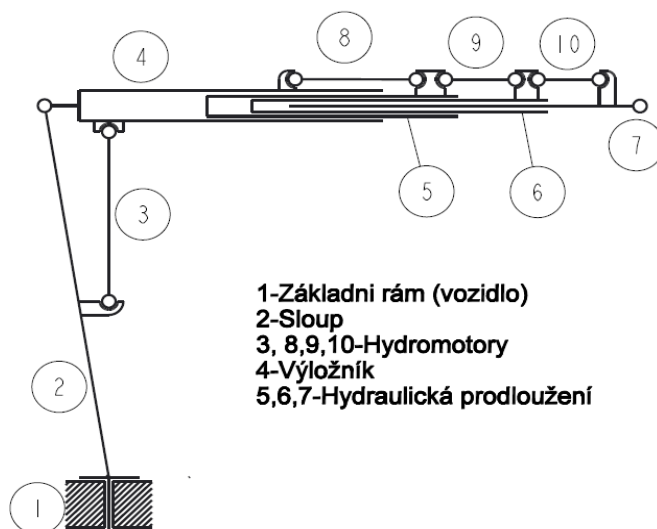


## 5. NÁVRH KONCEPCE KONSTRUKCE

Konstrukce se bude řídit běžným provedením blíže popsáním v kap. 3.1. Typem se bude jednat o jeřáb v provedení „T“ s jedním výložníkem a nejméně třemi hydraulickými prodlouženími druhého výložníku. Předpokládám použití minimálně dvou stabilizačních podpěr, bližší informace stanoví výpočet stability. Na jeřábu je předpokládán jeden pevně připojený prostředek pro zavěšení prostředku pro uchopení tělesa (závesu). V konstrukci bude tedy nutno použít 6 dvojčinných přímočarých hydromotorů, poháněných od hydrogenerátoru. Jeden pro vyvození kloubového pohybu výložníku, tři nebo více pro hydraulické prodloužení a zbylé jsou předpokládány pro dvě stabilizační podpěry. Jako inspirace mi poslouží konstrukce nakládacího jeřábu série 10 od italského výrobce PM Group S.p.A

Spojení pohyblivých částí bude realizováno pomocí spojení čepového. Spojení jeřábu s pomocným rámem nákladního automobilu pak pomocí spojení šroubového, zajišťující tak možnou demontáž, jak nabízejí i někteří z výrobců. Při úplném složení jeřábu se předpokládá, že jeřáb nezasahuje do ložné plochy a nijak nezhoršuje ovladatelnost vozidla, ani nepřesahuje mimo jeho průjezdný profil po stranách. Hydraulická prodloužení budou vedena v ose výložníku. Mechanismus otáčení bude realizován pomocí ozubeného hřebenu v záběru s ozubeným věncem, pevně spojeném se sloupem jeřábu.

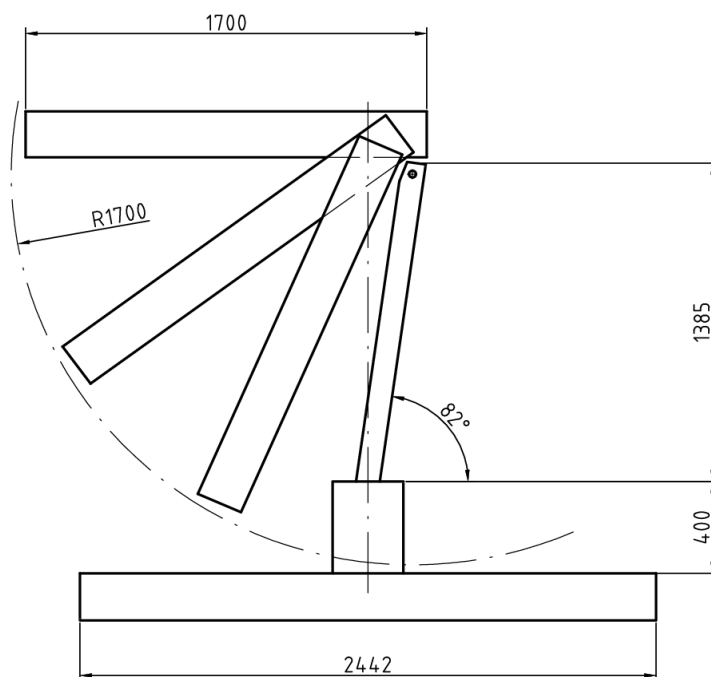
Jeřáb by mimo jiné měl mít konstrukci dle předpisů vybavenou i viditelným označením maximální nosnosti, indikátorem přetížení a stabilizované roviny, omezovači pohybu a rychlosti, provedením brzdiče pro zastavení v případě poruchy a příslušnou signalizací, jak uvádí příslušné předpisy (nař. vl. 176/2008 sb.), případně upřesňují dané normy (EN 12999).



Obrázek 14: Kinematické schéma

## 6. NÁVRH KONSTRUKCE

### 6.1. Vnější rozměry vzhledem k automobilu



Obrázek 15: Skica konstrukce

Podle požadavků uvedených v tabulce 7 je nutno nejprve stanovit vnější rozměry, se kterými budeme dále pracovat. Při návrhu jsou zohledněny vnější rozměry vozidla a rozměry zákonem stanovené.

Pokud má mít jeřáb zástavbovou výšku okolo 2 m, je potřeba tomuto rozměru přizpůsobit i první výložník, aby bylo možno jeřáb skládat. Výška základny se orientačně pohybuje kolem 400 mm. Zvolím-li délku profilu sloupu 1400 mm s odklonem 8°, zbyde dostatečný prostor pro profil výložníku takový, že celková výška bude plnit požadavky dané předpisy. Pro určení délky výložníku jsem vycházel z trajektorie, kterou opisuje bod na konci výložníku se středem otáčení v čepu sloupu při sklápění. Poloměr otáčení jsem s ohledem na délku sloupu, výšku základny a šířku vozidla zvolil 1700 mm a dle toho i délku prvního výložníku, jak ukazuje skica výše.

Délky profilů hydraulických prodloužení budou vždy rovny nebo větší než je délka výložníku. Nutný přesah dvou profilů zpočátku volím na 400 mm. Přesně bude určen po řešení úlohy vnitřních účinků, kde bude vykreslen průběh sil a poté i napětí. Navíc ke

každému prodloužení přidávám 40 mm pro realizaci uchycení pístnic a umožnění posuvu profilů.

S tímto rozvržením bude mít první prodloužení délku 1740 mm, druhé 1780 mm a třetí 1820 mm. V součtu pak vychází maximální vyložení na cca 5645 mm. Podle maximálního vyložení lze dále určit zatížení pro zvolenou kategorii z kap. 5.:

$$Q = \frac{\text{zvedací moment [mt]}}{\text{dosah [m]}} = \frac{16}{5,645} = 2,835 \text{ t} \cong 2900 \text{ kg};$$

## 6.2. Stanovení zdvihové třídy a příslušných součinitelů podle EN 12999 [6]

Jako jeřáb montovaný na vozidle spadá navrhované zařízení do zdvihové třídy HC1. Podle typu pohonu zdvihu jde o třídu HD1, tedy o typ pohonu, který pracuje s konstantní rychlostí.

Kmitání od hmotnosti břemena při zdvihání, spouštění, náhlém zastavení zohledňujeme násobením jeho hmotnosti součinitele  $\Phi_2$ :

$$\Phi_2 = \Phi_{2,\min} + \beta_2 \cdot v_h = 1,05 + 0,17 \cdot 0,5 = 1,135$$

Zohlednění kmitání vlastní konstrukce jeřábu při zdvihání nebo spouštění břemena je provedeno násobením jeho gravitačních sil součinitelem  $\Phi_1$ .

$$\Phi_1 = \min(1,1; \Phi_2) = 1,1$$

Dynamický součinitel pro účinky způsobené změnou rychlosti pohonu otáčení má pro provoz s hákem hodnotu  $\Phi_{2h} = 1,05$ .

**Tabulka 11: Přehled vypočítaných dynamických součinitelů**

$\Phi_1$	1,1
$\Phi_2$	1,135
$\Phi_{2h}$	1,05

Podle přílohy B EN 12999 stanovují třídu jeřábu S4. Ta odpovídá nakládacím jeřábům o střední intenzitě využití. Této třídě odpovídá charakteristická hodnota  $s = 0,125$ .

### 6.3. Systém výložníku

Pro realizaci jsem vybral řešení s použitím normalizovaných uzavřených obdélníkových profilů ČSN EN 10219. Rozměry jsem volil podle předlohového jeřábu a podle běžně vyráběných variant. Materiál bude zvolen při analýze napětí. Profily výložníku a jeho prodloužení jsou voleny tak, aby byl umožněn jejich relativní přímočarý pohyb s co nejmenší vůlí.

Tabulka 12: Zvolené průřezy profilů

Součást	Polotvar	Hmotnost [Kg/m]
Výložník	TR OBD 300x200x10-1700	72,70
1. Prodloužení	TR OBD 260x180x10-1740	63,20
2. Prodloužení	TR OBD 220x120x10-1780	44,40
3. Prodloužení	TR OBD 180x100x10-1820	38,10

Normalizované profily umožňují nejmenší možnou vůli 20 mm, tzn. 10 mm po kratších stranách profilu. Vůli na kratší straně profilu řeším pomocí kluzných termoplastických pásů. Zvolený materiál, běžně používaný pro tyto účely, je ZEDEX<sup>®</sup> 100K od českého výrobce Wolko-plast, určený pro vysoké mechanické namáhání. Tyto samomazné plasty se vyznačují dobrými kluznými vlastnostmi, dosaženými bez použití maziv, a to i pod velkým zatížením. Dalšími pozitivy je rozměrová stálost i při vyšších teplotách, bezúdržbová činnost a velká tvarová přesnost. Statický koeficient tření je cirká 0,12. U druhého prodloužení je menší vůle i po stranách profilu, kterou řeším opět pomocí tohoto materiálu, avšak v provedení kvádrových polotvarů se sraženými hranami. Upevnění je z důvodu zachování únavové životnosti profilu vhodné provést lepeným spojem. Vniknutí nečistot do profilu a zvýšení koeficientu tření zabraňuje tvarově upravená těsnící pryž s úkosem, která očišťuje vnější stěnu zasouvajícího profilu. Pryž je připevněna na ocelovém plechu, kterým je zakončena jedna ze stran výložníku a hydraulických prodloužení.



Obrázek 16: Model sestavy nakládacího jeřábu

Pro vyvození přímočarého pohybu prodloužení jsem zvolil tři dvojčinné přímočaré hydromotory. Pohyb výložníků využívá taktéž přímočaré hydromotoru, spojeného se sloupem. Hydromotory prodloužení jsou uloženy pouze otočně ve spojení s profilem, který ovládají. Toto řešení se běžně využívá kvůli zamezení přičení pístnic při malých přetvořeních konstrukce. Navíc k tomuto řešení přidávám pomocná půlkruhová vedení, na která válce dosednou a kterými budou vedeny.

Spojení sloupu s výložníkem zprostředkovává k výložníku přivařená patka trojúhelníkového tvaru, běžně viděná i u jiných nakládacích jeřábů. Na jejím druhém konci je vytvořena díra pro čep, který spojuje výložník se sloupem.

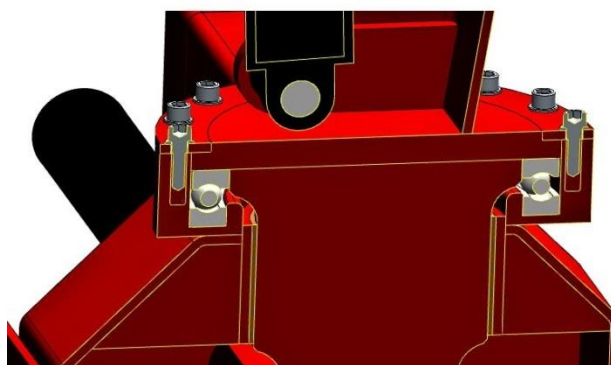


Obrázek 17: Spojení sloupu a výložníku

## 6.4. Základna

Pro sloup jsem rovněž vybral profil otevřený rovnoramenný U profilu ČSN EN 10162 o rozměrech 240x150x10-1400 a hmotnosti 39,80 kg/m. Vzájemné spojení sloupu s výložníkem, jakož i s hydromotorem, je čepové. Profil je ve spodní části odříznut a přivařen k hřídeli s ozubením, umožňující jeho rotační pohyb kolem svislé osy. Odříznutí je z důvodu realizace náklonu samotného sloupu. Tímto se snažím především o osové zatížení hydromotoru v nejširším provozním rozsahu sklápění.

Hřídel sloupu spočívá na axiálním ložisku ČSN 02 4730-511 o  $\varnothing 380$  mm a je uložen v kluzném pouzdru v objímce základny. Základna je provedena jako svařenec z ploché oceli. Vrchní část základny je vyztužena dvěma žebry. Hřídel s ložiskem a základnou jsou lícovány.



Obrázek 18: Řez sloupem a základnou

Pro mechanismus otáčení jsem zvolil nejpoužívanější řešení, a to hřebenový převod. Na hřídeli sloupu je vyrobeno ozubení, které spoluzabírá s ozubenou tyčí vedenou horizontálně základnou jeřábu. Délka tyče a průměr hřídele je zvolen a dopočítán z rozměrů vozidla a požadovaného rozsahu otáčení a je k ní připočtena délka nutná pro zachování tyče ve vedení při maximálním natočení dle rozměrů základny. Požadovaný rozsah otáčení volím  $270^\circ$ . Pro zvolený průměr hřídele  $180^\circ$  pak dostáváme dle vztahu uvedeného dříve:

$$L_t = \alpha \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{\pi}{180} + \pi \cdot \frac{D}{2} = 270 \cdot \frac{180}{2} \cdot \frac{\pi}{180} + \pi \cdot \frac{180}{2} = 706,85 \text{ mm}$$

K této hodnotě přičítám šířku základny a tedy délku potřebnou pro zachování hřebenu ve vedení. Výsledek zaokrouhluji s vůlí na vhodné celé číslo.

$$L = L_t + L_v = 706,85 + 290 \cong 1100 \text{ mm}$$

S tímto rozměrem je pak délka celého vedení 1910 mm a vyhovuje tak vnějšímu rozměru vozidla, který je 2490 mm.

Pomocné podpěry tvoří po každé jeden přímočarý hydromotor připevněný k normalizovanému profilu ČSN EN 10219, vedeném v profilu většího rozměru spojeného se základnou. Ve vedení je opět použito kluzné vyložení vymezující vůli mezi profily.

Provedení uchycení na pomocný rám automobilu spočívá v použití dvou vedení pro šrouby v přední části jeřábu, přivařených k vedení výsuvných profilů podpěr a jednoho dlouhého vedení na druhé straně. Tímto řešením je poskytnuto vhodné spojení s pomocným rámem a zároveň zajištěna i kompatibilita s více druhy nákladních automobilů. Řešení pomocných podpěr je takové, že ve složeném stavu nepřesahují vnější rozměry vozidla. V této pozici zabírají 2370 mm ze šířky vozidla a zůstává tak na každé straně vůle cirká 60 mm. Při nejzazší poloze je osa vzpěry vzdálena od osy souměrnosti jeřábu o 1820 mm, tzn. od boku vozidla 575 mm. Vzhledem k rozměrům vozidla lze tyto hodnoty považovat za největší možné pro zlepšení stability.



Obrázek 19: Vysunutí pomocné vzpěry

## 6.5. Statický výpočet

Pro výpočet je používána skica v příloze č. 1.

Strukturální vzorec:

$$i = 3 \cdot (n - 1) - 2 \cdot (r + p + v) - o - 3 \cdot V = 3 \cdot (7 - 1) - 2 \cdot (3 + 0 + 0 + 0) - 0 - 3 \cdot 4$$

$$i = 18 - 6 - 12 = 0$$

V idealizované soustavě pro výpočet se nacházejí 3 vazby rotační - body T, E, D a 4 dokonalá vetknutí - body A, B, C, J.

Tabulka 13: Numerické hodnoty pro rozměry v příloze č. 1

<b>L</b>	5523 mm	<b>b<sub>5</sub></b>	1340 mm
<b>m<sub>1</sub></b>	149 mm	<b>b<sub>6</sub></b>	1380 mm
<b>m<sub>2</sub></b>	202 mm	<b>b<sub>7</sub></b>	1390 mm
<b>m<sub>3</sub></b>	98 mm	<b>L<sub>2</sub></b>	1400 mm
<b>m<sub>4</sub></b>	693 mm	<b>L<sub>4</sub></b>	1700 mm
<b>m<sub>5</sub></b>	1427 mm	<b>L<sub>5</sub></b>	1740 mm
<b>α</b>	87°	<b>L<sub>6</sub></b>	1780 mm
<b>β</b>	82°	<b>L<sub>7</sub></b>	1820 mm
<b>b<sub>4</sub></b>	1264 mm		

Návrhová účinky podle EN 12999 pro podmínky kombinace zatížení A1 (viz. tab. 6):

$$Q_d = \gamma_p \cdot \phi_1 \cdot (Q \cdot g) = 1,22 \cdot 1,1 \cdot (2900 \cdot 9,81) = 38178,56 \text{ N} \cong 38200 \text{ N}$$

$$G_{7d} = \gamma_p \cdot \phi_2 \cdot G_7 = 1,34 \cdot 1,135 \cdot 680,25 = 1034,59 \text{ N} \cong 1040 \text{ N}$$

$$G_{6d} = \gamma_p \cdot \phi_2 \cdot G_6 = 1,34 \cdot 1,135 \cdot 829,44 = 1261,50 \text{ N} \cong 1270 \text{ N}$$

$$G_{5d} = \gamma_p \cdot \phi_2 \cdot G_5 = 1,34 \cdot 1,135 \cdot 1078,79 = 1640,73 \text{ N} \cong 1650 \text{ N}$$

$$G_{4d} = \gamma_p \cdot \phi_2 \cdot G_4 = 1,34 \cdot 1,135 \cdot 1212,42 = 1843,97 \text{ N} \cong 1850 \text{ N}$$

$$G_{2d} = \gamma_p \cdot \phi_2 \cdot G_2 = 1,34 \cdot 1,135 \cdot 546,71 = 831,49 \text{ N} \cong 850 \text{ N}$$

Identifikace binárních členů:

Hydromotor prvního výložníku (člen 3) je binárním členem I. typu, pro který platí rovnice:

$$S_{43} = -S_{34} = S_{32} = -S_{23}; \quad (1)$$



Uvolnění soustavy jako celek:

$$\sum F_{ix} = 0; -R_{Jx} = 0; \quad (2)$$

$$\sum F_{iy} = 0; +R_{Jy} - Q_d - G_{7d} - G_{6d} - G_{5d} - G_{4d} - G_{2d} = 0; \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \sum M_{iP} = 0; +G_{2d} \cdot (L + m_3) + M_j - R_{Jx} \cdot m_5 - R_{Jy} \cdot L + G_{4d} \cdot \left(\frac{L_4}{2} + b_5 + b_6 + b_7\right) + \\ + G_{5d} \cdot \left(\frac{L_5}{2} + b_6 + b_7\right) + G_{6d} \cdot \left(\frac{L_6}{2} + b_7\right) + G_{7d} \cdot \frac{L_7}{2} = 0; \quad (4) \end{aligned}$$

---

Z (1):

$$R_{Jx} = 0 \text{ N};$$

Z (2):

$$R_{Jy} = +Q_d + G_{7d} + G_{6d} + G_{5d} + G_{4d} + G_{2d};$$

$$R_{Jy} = 38200 + 1040 + 1270 + 1650 + 1820 + 850 = 44830 \text{ N} \cong 45 \text{ kN}$$

Z (3):

$$M_j = R_{Jy} \cdot L - G_{2d} \cdot (L + m_3) + R_{Jx} \cdot m_5 - G_{4d} \cdot \left(\frac{L_4}{2} + b_5 + b_6 + b_7\right) -$$

$$G_{5d} \cdot \left(\frac{L_5}{2} + b_6 + b_7\right) - G_{6d} \cdot \left(\frac{L_6}{2} + b_7\right) - G_{7d} \cdot \frac{L_7}{2};$$

$$M_j = 45 \cdot 10^3 \cdot 5,523 - 850 \cdot (0,098 + 5,523) + 0 \cdot 1,427 - 1850 \cdot \left(\frac{1,7}{2} + 1,34 +$$

$$+ 1,38 + 1,39) - 1650 \cdot \left(\frac{1,74}{2} + 1,38 + 1,39\right) - 1270 \cdot \left(\frac{1,78}{2} + 1,39\right) -$$

$$- 1040 \cdot \frac{1,82}{2} = 224\,733,15 \text{ Nm} \cong 225 \text{ kNm};$$

---

Poznámka:

Pro zjednodušení výpočtu bude zanedbán vertikální rozdíl v bodech E a D, který je 40 mm.

Uvolnění členu 7:

$$\sum F_{ix} = 0; -S_{67x} = 0; \quad (5)$$

$$\sum F_{iy} = 0; +S_{67y} - G_{7d} - Q_d = 0; \quad (6)$$

$$\sum M_{iA} = 0; +M_{67} - G_{7d} \cdot \left(b_7 - \frac{L_7}{2}\right) - Q_d \cdot b_7 = 0; \quad (7)$$

---

Z (5):

$$S_{67x} = 0 \text{ N};$$

Z (6):

$$S_{67y} = G_{7d} + Q_d; \quad (6a)$$

$$S_{67y} = 1040 + 38200 = 39\,240 \text{ N} = 39,24 \text{ kN};$$

Z (7):

$$M_{67} = G_{7d} \cdot \left(b_7 - \frac{L_7}{2}\right) + Q_d \cdot b_7; \quad (5a)$$

$$M_{67} = 1040 \cdot \left(1,39 - \frac{1,82}{2}\right) + 38200 \cdot 1,39 = 53\,597,20 \text{ Nm} \cong 53,60 \text{ kNm};$$

---

Uvolnění členu 6:

$$\sum F_{ix} = 0; -S_{56x} + S_{76x} = 0; \quad (8)$$

$$\sum F_{iy} = 0; +S_{56y} - G_{6d} - S_{76y} = 0; \quad (9)$$

$$\sum M_{iB} = 0; +M_{56} - G_{6d} \cdot \left(b_6 - \frac{L_6}{2}\right) - S_{76y} \cdot b_6 - M_{76} = 0; \quad (10)$$

---

Z (8):

$$S_{56x} = S_{76x} = 0 \text{ N};$$

Z (9):

$$S_{56y} = G_{6d} + S_{76y}; \quad (9a)$$

$$S_{56y} = 1270 + 39240 = 40\,510 \text{ N} = 40,51 \text{ kN};$$

Z (10):

$$M_{56} = G_{6d} \cdot \left(b_6 - \frac{L_6}{2}\right) + S_{76y} \cdot b_6 + M_{76}; \quad (10a)$$

$$M_{56} = 1270 \cdot \left(1,38 - \frac{1,78}{2}\right) + 39,24 \cdot 10^3 \cdot 1,38 + 53,60 \cdot 10^3 = 108\,373,5 \text{ Nm}$$
$$= 108,4 \text{ kNm};$$

---

Uvolnění členu 5:

$$\sum F_{ix} = 0; \quad -S_{45x} + S_{65x} = 0; \quad (11)$$

$$\sum F_{iy} = 0; \quad +S_{45y} - G_{5d} - S_{65y} = 0; \quad (12)$$

$$\sum M_{ic} = 0; \quad +M_{45} - G_{5d} \cdot \left(b_5 - \frac{L_5}{2}\right) - S_{65y} \cdot b_5 - M_{65} = 0; \quad (13)$$

---

Z (11):

$$S_{45x} = S_{65x} = 0 \text{ N};$$

Z (12):

$$S_{45y} = G_{5d} + S_{65y}; \quad (12a)$$

$$S_{45y} = 1650 + 40,51 \cdot 10^3 = 42\,160 \text{ N} = 42,2 \text{ kN};$$

Z (13):

$$M_{45} = G_{5d} \cdot \left(b_5 - \frac{L_5}{2}\right) + S_{65y} \cdot b_5 + M_{65}; \quad (13a)$$

$$M_{45} = 1650 \cdot \left(1,34 - \frac{1,74}{2}\right) + 40,51 \cdot 10^3 \cdot 1,34 + 108,4 \cdot 10^3 = 163\,458,9 \text{ Nm} =$$
$$= 163,5 \text{ kNm};$$

---

Uvolnění členu 4:

$$\sum F_{ix} = 0; +S_{54x} + S_{34} \cdot \cos \alpha - S_{24x} = 0; \quad (14)$$

$$\sum F_{iy} = 0; -S_{54y} - G_{4d} + S_{34} \cdot \sin \alpha - S_{24y} = 0; \quad (15)$$

$$\sum M_{iE} = 0; -M_{54} - S_{54y} \cdot (b_4 + m_1 + m_2) - G_{4d} \cdot \left(b_4 - \frac{L_4}{2} + m_1 + m_2\right) + \\ + S_{34} \cdot \sin \alpha \cdot (m_1 + m_2) = 0; \quad (16)$$

---

Z (16):

$$S_{34} = \frac{1}{(m_1 + m_2) \sin \alpha} \cdot \left[ G_{4d} \cdot \left(b_4 - \frac{L_4}{2} + m_1 + m_2\right) + S_{54y} \cdot (b_4 + m_1 + m_2) + \right. \\ \left. + M_{54} \right]; \quad (16a)$$

$$S_{34} = \frac{1}{(0,149 + 0,202) \sin 87^\circ} \cdot \left[ 1850 \cdot \left(1,264 - \frac{1,7}{2} + 0,149 + 0,202\right) + \right. \\ \left. + 42,2 \cdot 10^3 \cdot (1,264 + 0,149 + 0,202) + 163,5 \cdot 10^3 = 664\,923,37 \text{ N} = \right. \\ \left. = 665 \text{ kN}; \right.$$

Z (14):

$$S_{24x} = +S_{54x} + S_{34} \cdot \cos \alpha; \quad (14a)$$

$$S_{24x} = 0 + 665 \cdot 10^3 \cdot \cos 87^\circ = 34\,803,42 \text{ N} = 34,9 \text{ kN};$$

Z (15):

$$S_{24y} = -S_{54y} - G_{4d} + S_{34} \cdot \sin \alpha; \quad (15a)$$

$$S_{24y} = -42,2 \cdot 10^3 - 1850 + 665 \cdot 10^3 \cdot \sin 87^\circ = 620\,038,65 \text{ N} = 620,1 \text{ kN};$$

---

Shrnutí vypočítaných hodnot:

Tabulka 14: Shrnutí vypočítaných hodnot v kap. 6.5.

<b>R<sub>Jx</sub></b>	0 kN	<b>S<sub>56y</sub></b>	40,51 kN
<b>R<sub>Jy</sub></b>	45 kN	<b>S<sub>45y</sub></b>	42,2 kN
<b>M<sub>J</sub></b>	225 kNm	<b>M<sub>45</sub></b>	163,5 kNm
<b>S<sub>67y</sub></b>	39,24 kN	<b>S<sub>34</sub></b>	665 kN
<b>M<sub>67</sub></b>	53,60 kNm	<b>S<sub>24x</sub></b>	34,9 kN
<b>M<sub>56</sub></b>	108,4 kNm	<b>S<sub>24y</sub></b>	620,1 kN

Pro úplnost také co do velikosti sil platí:

$$S_{67y} = S_{76y};$$

$$M_{45} = M_{54};$$

$$M_{67} = M_{76};$$

$$S_{34} = S_{43};$$

$$M_{56} = M_{65};$$

$$S_{24x} = S_{42x};$$

$$S_{56y} = S_{65y};$$

$$S_{24y} = S_{42y};$$

$$S_{45y} = S_{54y};$$

## 6.6. Výpočet vnitřních účinků konstrukce

Návrhová poměrná zatížení:

$$q_{2d} = m_{2p} \cdot g \cdot \gamma_p \cdot \phi_2 = 39,80 \cdot 9,81 \cdot 1,34 \cdot 1,135 = 594,9 \text{ Nm}^{-1}$$

$$q_{4d} = m_{4p} \cdot g \cdot \gamma_p \cdot \phi_2 = 72,70 \cdot 9,81 \cdot 1,34 \cdot 1,135 = 1084,7 \text{ Nm}^{-1}$$

$$q_{5d} = m_{5p} \cdot g \cdot \gamma_p \cdot \phi_2 = 63,20 \cdot 9,81 \cdot 1,34 \cdot 1,135 = 943 \text{ Nm}^{-1}$$

$$q_{6d} = m_{6p} \cdot g \cdot \gamma_p \cdot \phi_2 = 44,40 \cdot 9,81 \cdot 1,34 \cdot 1,135 = 662,5 \text{ Nm}^{-1}$$

$$q_{7d} = m_{7p} \cdot g \cdot \gamma_p \cdot \phi_2 = 38,10 \cdot 9,81 \cdot 1,34 \cdot 1,135 = 568,5 \text{ Nm}^{-1}$$

Kde

$m_{ip}$  ... poměrná váha profilu [Kg/m] (viz. tab. 10)

$g$  ..... gravitační zrychlení

Zadané rozměry:

Tabulka 15: Vstupní rozměry pro úlohu vnitřních účinků

<b><math>\alpha</math></b>	87°	<b><math>b_5</math></b>	1340 mm
<b><math>m_1</math></b>	149 mm	<b><math>b_6</math></b>	1380 mm
<b><math>m_2</math></b>	202 mm	<b><math>b_7</math></b>	1390 mm
<b><math>b_4</math></b>	1264 mm	<b><math>L_4</math></b>	1700 mm
<b><math>a_5</math></b>	400 mm	<b><math>L_5</math></b>	1740 mm
<b><math>a_6</math></b>	400 mm	<b><math>L_6</math></b>	1780 mm
<b><math>a_7</math></b>	400 mm	<b><math>L_7</math></b>	1820 mm

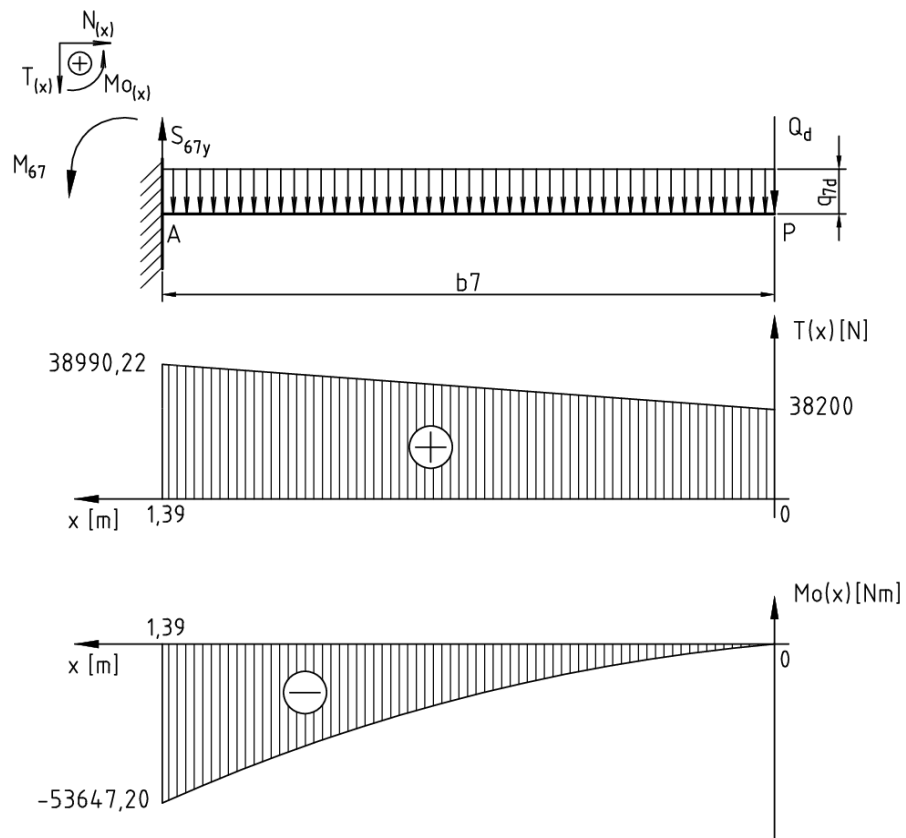
Kde

$a_5$  – přesah členů 4 a 5 při maximálním vysunutí

$a_6$  – přesah členů 5 a 6 při maximálním vysunutí

$a_7$  – přesah členů 6 a 7 při maximálním vysunutí

### Profil prodloužení 7:



Obrázek 20: Vnitřní účinky členu 7

**Interval  $0 \leq x < b_7$ :**

$$M_{o(x)} = -Q_d \cdot x - q_{7d} \cdot x \cdot \frac{x}{2};$$

$$M_{o(x)} = -\frac{q_{7d}}{2} \cdot x^2 - Q_d \cdot x; \quad (17)$$

$$M_{o(x)} = -\frac{568,5}{2} x - 38200x;$$

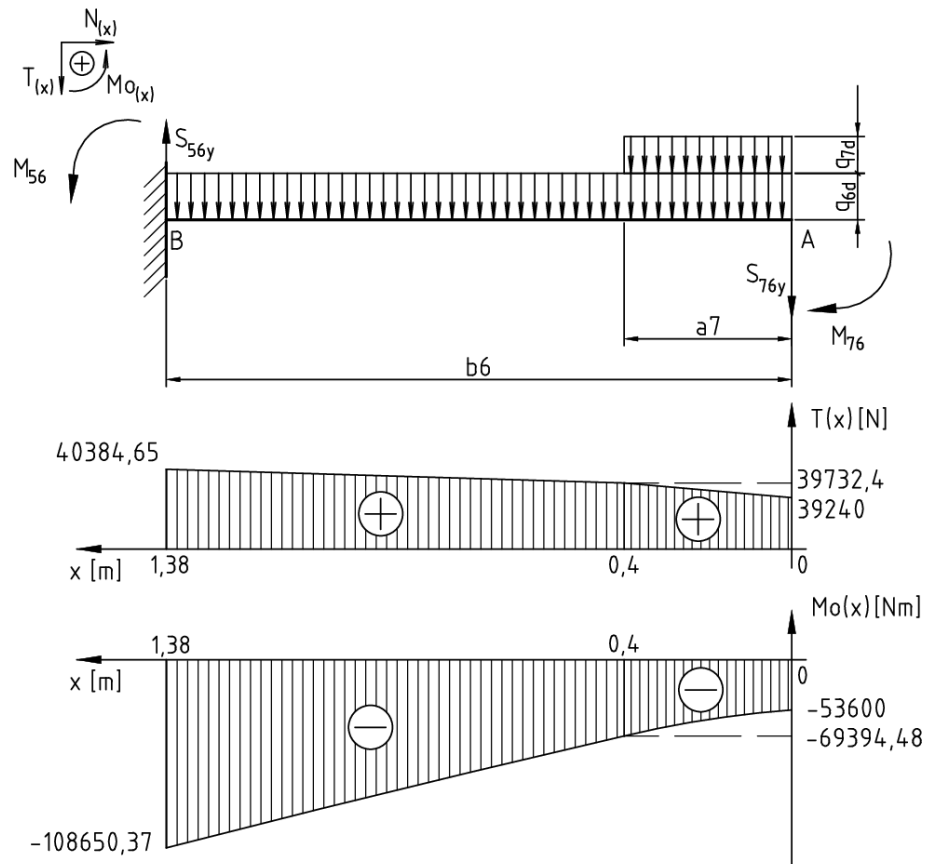
$$M_{o(x)} = -284,25x^2 - 38200x; \quad (17a)$$

$$T_{(x)} = -\frac{dM_{o(x)}}{dx} = q_{7d} \cdot x + Q_d;$$

$$T_{(x)} = q_{7d} \cdot x + Q_d; \quad (18)$$

$$T_{(x)} = 568,5x + 38200; \quad (18a)$$

### Profil prodloužení 6:



Obrázek 21: Vnitřní účinky členu 6

**Interval  $0 \leq x < a_7$ :**

$$M_{o(x)} = -M_{76} - S_{76y} \cdot x - q_{7d} \cdot x \cdot \frac{x}{2} - q_{6d} \cdot x \cdot \frac{x}{2};$$

$$M_{o(x)} = -\left(\frac{q_{7d} + q_{6d}}{2}\right) \cdot x^2 - S_{76y} \cdot x - M_{76}; \quad (19)$$

$$M_{o(x)} = -\left(\frac{568,5 + 662,5}{2}\right) x^2 - 39240x - 53600;$$

$$M_{o(x)} = -615,5x^2 - 39240x - 53600; \quad (19a)$$

$$T_{(x)} = -\frac{dM_{o(x)}}{dx} = (q_{7d} + q_{6d}) \cdot x + S_{76y};$$

$$T_{(x)} = (q_{7d} + q_{6d}) \cdot x + S_{76y}; \quad (20)$$



$$T_{(x)} = (568,5 + 662,5)x + 39240;$$

$$T_{(x)} = 1231x + 39240; \quad (20a)$$

**Interval  $a_7 \leq x < b_6$ :**

$$Mo_{(x)} = -S_{76y} \cdot x - M_{76} - q_{7d} \cdot a_7 \cdot \left(x - \frac{a_7}{2}\right) - q_{6d} \cdot x \cdot \frac{x}{2};$$

$$Mo_{(x)} = -\frac{q_{6d}}{2} \cdot x^2 - (q_{7d} \cdot a_7 + S_{76y}) \cdot x + \frac{q_{7d} \cdot a_7^2}{2} - M_{76}; \quad (21)$$

$$Mo_{(x)} = -\frac{662,5}{2}x^2 - (568,5 \cdot 0,4 + 39240)x + \frac{568,5 \cdot 0,4^2}{2} - 53600;$$

$$Mo_{(x)} = -331,25x^2 - 39467,4x - 53554,52; \quad (21a)$$

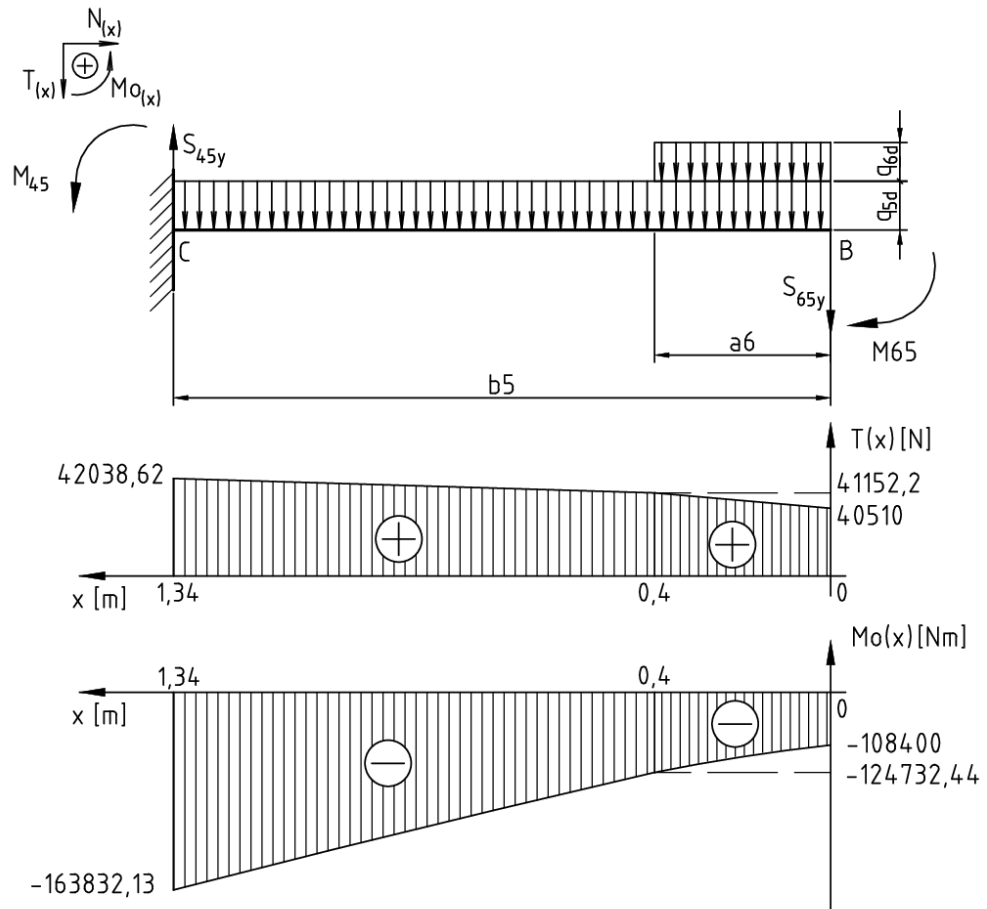
$$T_{(x)} = -\frac{dMo_{(x)}}{dx} = q_{7d} \cdot x + (q_{7d} \cdot a_7 + S_{76y});$$

$$T_{(x)} = q_{7d} \cdot x + (q_{7d} \cdot a_7 + S_{76y}); \quad (22)$$

$$T_{(x)} = 662,5x + (568,5 \cdot 0,4 + 39240);$$

$$T_{(x)} = 662,5x + 39467,4; \quad (22a)$$

**Profil prodloužení 5:**



Obrázek 22: Vnitřní účinky členu 5

**Interval  $0 \leq x < a_6$ :**

$$M_{o(x)} = -M_{65} - S_{65y} \cdot x - q_{5d} \cdot x \cdot \frac{x}{2} - q_{6d} \cdot x \cdot \frac{x}{2};$$

$$M_{o(x)} = -\left(\frac{q_{5d} + q_{6d}}{2}\right) \cdot x^2 - S_{65y} \cdot x - M_{65}; \quad (23)$$

$$M_{o(x)} = -\left(\frac{943 + 662,5}{2}\right) x^2 - 40510x - 108400;$$

$$M_{o(x)} = -802,75x^2 - 40510x - 108400; \quad (23a)$$

$$T_{(x)} = -\frac{dM_{o(x)}}{dx} = (q_{5d} + q_{6d}) \cdot x + S_{65y};$$

$$T_{(x)} = (q_{5d} + q_{6d}) \cdot x + S_{65y}; \quad (24)$$

$$T_{(x)} = (943 + 662,5)x + 40510;$$

$$T_{(x)} = 1605,5x + 40510; \quad (24a)$$

**Interval  $a_6 \leq x < b_5$ :**

$$Mo_{(x)} = -M_{65} - S_{65y} \cdot x - q_{6d} \cdot a_6 \cdot \left(x - \frac{a_6}{2}\right) - q_{5d} \cdot x \cdot \frac{x}{2};$$

$$Mo_{(x)} = -\frac{q_{5d}}{2} \cdot x^2 - (S_{65y} + q_{6d} \cdot a_6) \cdot x + \frac{q_{6d} \cdot a_6^2}{2} - M_{65}; \quad (24)$$

$$Mo_{(x)} = -\frac{943}{2}x^2 - (40510 + 662,5 \cdot 0,4)x + \frac{662,5 \cdot 0,4^2}{2} - 108400;$$

$$Mo_{(x)} = -471,5x^2 - 40775x - 108347; \quad (24a)$$

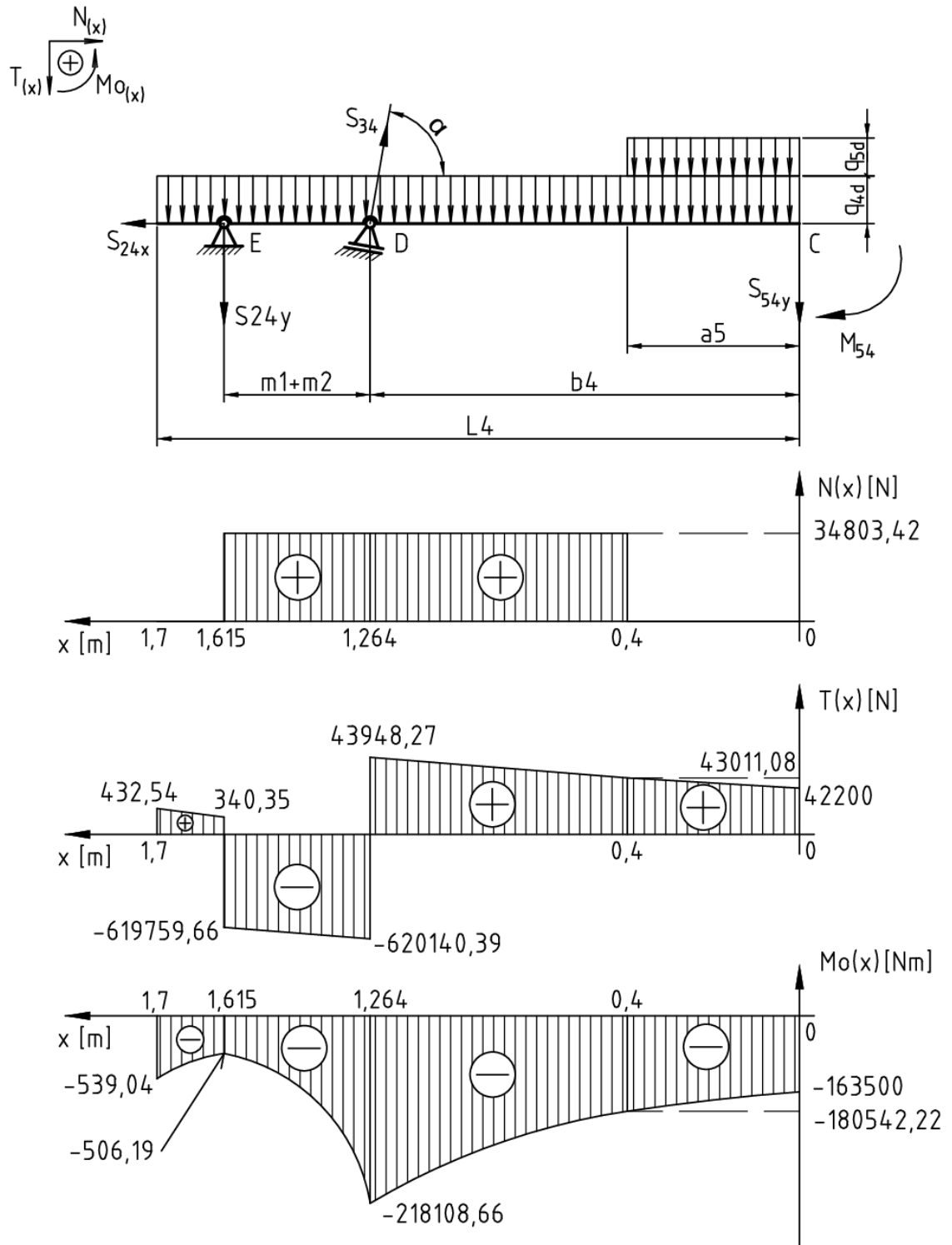
$$T_{(x)} = -\frac{dMo_{(x)}}{dx} = q_{5d} \cdot x + (S_{65y} + q_{6d} \cdot a_6);$$

$$T_{(x)} = q_{5d} \cdot x + (S_{65y} + q_{6d} \cdot a_6); \quad (25)$$

$$T_{(x)} = 943x + (40510 + 662,5 \cdot 0,4);$$

$$T_{(x)} = 943x + 40775; \quad (25a)$$

**Výložník 4:**



Obrázek 23: Vnitřní účinky členu 4

**Interval  $0 \leq x < a_5$ :**

$$N_{(x)} = 0 \text{ N}; \quad (26)$$

$$Mo_{(x)} = -M_{54} - S_{54y} \cdot x - q_{4d} \cdot x \cdot \frac{x}{2} - q_{5d} \cdot x \cdot \frac{x}{2};$$

$$Mo_{(x)} = -\left(\frac{q_{4d} + q_{5d}}{2}\right) \cdot x^2 - S_{54y} \cdot x - M_{54}; \quad (27)$$

$$Mo_{(x)} = -\left(\frac{1084,7 + 943}{2}\right) x^2 - 42200x - 163500;$$

$$Mo_{(x)} = -1013,85x^2 - 42200x - 163500; \quad (27a)$$

$$T_{(x)} = -\frac{dMo_{(x)}}{dx} = (q_{4d} + q_{5d}) \cdot x + S_{54y};$$

$$T_{(x)} = (q_{4d} + q_{5d}) \cdot x + S_{54y}; \quad (28)$$

$$T_{(x)} = (1084,7 + 943)x + 42200;$$

$$T_{(x)} = 2027,7x + 42200; \quad (28a)$$

**Interval  $a_5 \leq x < b_4$ :**

$$N_{(x)} = S_{34} \cdot \cos \alpha; \quad (29)$$

$$N_{(x)} = 665000 \cdot \cos 87^\circ = 34803,42 \text{ N}; \quad (29a)$$

$$Mo_{(x)} = -M_{54} - S_{54y} \cdot x - q_{5d} \cdot a_5 \cdot \left(x - \frac{a_5}{2}\right) - q_{4d} \cdot x \cdot \frac{x}{2};$$

$$Mo_{(x)} = -\frac{q_{4d}}{2} \cdot x^2 - (S_{54y} + q_{5d} \cdot a_5) \cdot x + \frac{q_{5d} \cdot a_5^2}{2} - M_{54}; \quad (30)$$

$$Mo_{(x)} = -\frac{1084,7}{2} x^2 - (42200 + 943 \cdot 0,4)x + \frac{943 \cdot 0,4^2}{2} - 163500;$$

$$Mo_{(x)} = -542,35x^2 - 42577,2x - 163424,56; \quad (30a)$$

$$T_{(x)} = -\frac{dMo_{(x)}}{dx} = q_{4d} \cdot x + (S_{54y} + q_{5d} \cdot a_5);$$

$$T_{(x)} = q_{4d} \cdot x + (S_{54y} + q_{5d} \cdot a_5); \quad (31)$$

$$T_{(x)} = 1084,7x + (42200 + 943 \cdot 0,4);$$

$$T_{(x)} = 1084,7x + 42577,2; \quad (31a)$$

**Interval  $b_4 \leq x < (m_1+m_2+b_4)$ :**

$$N_{(x)} = S_{34} \cdot \cos \alpha; \quad (32)$$

$$N_{(x)} = 665 \cdot 10^3 \cdot \cos 87^\circ = 34\,803,42 \text{ N}; \quad (32a)$$

$$M_{o(x)} = -M_{54} - S_{54y} \cdot x - q_{5d} \cdot a_5 \cdot \left(x - \frac{a_5}{2}\right) - q_{4d} \cdot x \cdot \frac{x}{2} + S_{34} \cdot \sin \alpha \cdot (x - b_4);$$

$$M_{o(x)} = -\frac{q_{4d}}{2} \cdot x^2 - (S_{54y} + q_{5d} \cdot a_5 - S_{34} \cdot \sin \alpha) \cdot x - S_{34} \cdot \sin \alpha \cdot b_4 + \frac{q_{5d} \cdot a_5^2}{2} - M_{54}; \quad (33)$$

$$M_{o(x)} = -\frac{1084,7}{2} x^2 - (42,2 \cdot 10^3 + 943 \cdot 0,4 - 665 \cdot 10^3 \cdot \sin 87^\circ)x - 665 \cdot 10^3 \cdot \sin 87^\circ \cdot 1,264 + \frac{943 \cdot 0,4^2}{2} - 163,5 \cdot 10^3;$$

$$M_{o(x)} = -542,35x^2 + 621511,45x - 1002832,61; \quad (33a)$$

$$T_{(x)} = -\frac{dM_{o(x)}}{dx} = q_{4d} \cdot x + (S_{54y} + q_{5d} \cdot a_5 - S_{34} \cdot \sin \alpha);$$

$$T_{(x)} = q_{4d} \cdot x + (S_{54y} + q_{5d} \cdot a_5 - S_{34} \cdot \sin \alpha); \quad (34)$$

$$T_{(x)} = 1084,7x + (42,2 \cdot 10^3 + 943 \cdot 0,4 - 665 \cdot 10^3 \cdot \sin 87^\circ);$$

$$T_{(x)} = 1084,7x - 621511,45; \quad (34a)$$

**Interval  $(m_1+m_2) \leq x < L_4$ :**

$$N_{(x)} = S_{34} \cdot \cos \alpha - S_{24x} = 0 \text{ N}; \quad (35)$$

$$M_{o(x)} = -M_{54} - S_{54y} \cdot x - q_{5d} \cdot a_5 \cdot \left(x - \frac{a_5}{2}\right) - q_{4d} \cdot x \cdot \frac{x}{2} + S_{34} \cdot \sin \alpha \cdot (x - b_4) -$$

$$-S_{24y} \cdot [x - (m_1 + m_2 + b_4)];$$

$$M_{o(x)} = -\frac{q_{4d}}{2} \cdot x^2 - (q_{5d} \cdot a_5 + S_{45y} - S_{34} \cdot \sin \alpha + S_{24y}) \cdot x - M_{54} + \frac{q_{5d} \cdot a_5^2}{2} - S_{34} \cdot \sin \alpha \cdot b_4 + S_{24y} \cdot (m_1 + m_2 + b_4); \quad (36)$$

$$M_{o(x)} = -\frac{1084,7}{2} x^2 - (943 \cdot 0,4 + 42,2 \cdot 10^3 - 665 \cdot 10^3 \cdot \sin 87^\circ + 620,1 \cdot 10^3) x - 163,5 \cdot 10^3 + \frac{943 \cdot 0,4^2}{2} - 665 \cdot 10^3 \cdot \sin 87^\circ \cdot 1,264 + 620,1 \cdot 10^3 \cdot (0,149 + 0,202 + 1,264);$$

$$M_{o(x)} = -542,35x^2 + 1411,45x - 1371,11; \quad (36a)$$

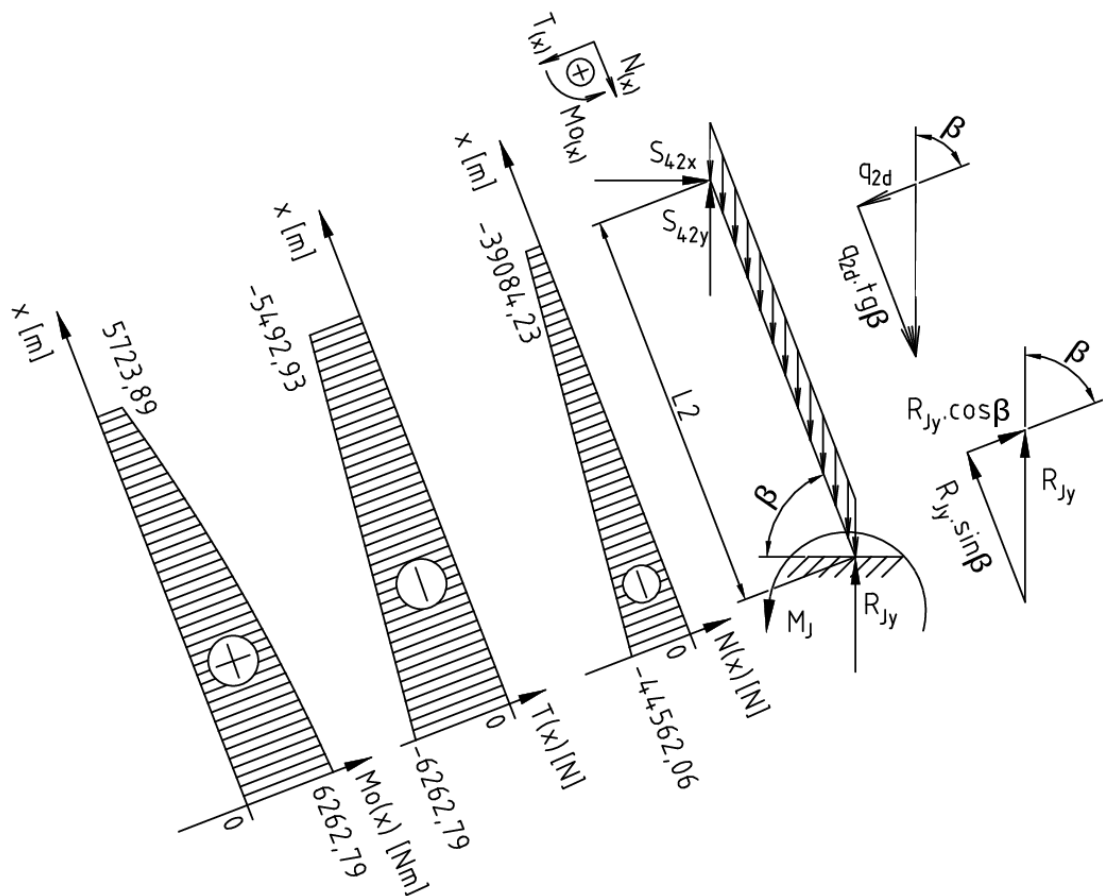
$$T_{(x)} = -\frac{dM_{o(x)}}{dx} = +q_{4d} \cdot x + (q_{5d} \cdot a_5 + S_{45y} - S_{34} \cdot \sin \alpha + S_{24y});$$

$$T_{(x)} = +q_{4d} \cdot x + (q_{5d} \cdot a_5 + S_{45y} - S_{34} \cdot \sin \alpha + S_{24y}); \quad (37)$$

$$T_{(x)} = 1084,7x + 943 \cdot 0,4 + 42,2 \cdot 10^3 - 665 \cdot 10^3 \cdot \sin 87^\circ + 620,1 \cdot 10^3;$$

$$T_{(x)} = 1084,7x - 1411,45; \quad (37a)$$

**Profil sloupu 2:**



Obrázek 24: Vnitřní účinky v členu 2

$$N_{(x)} = R_{Jy} \cdot \tan \beta \cdot x - R_{Jy} \cdot \sin \beta; \quad (38)$$

$$N_{(x)} = 549,9 \cdot \tan 82^\circ \cdot x - 45 \cdot 10^3 \cdot \sin 82^\circ;$$

$$N_{(x)} = 3912,74x - 44562,06; \quad (38a)$$

$$T_{(x)} = q_{2d} \cdot x - R_{Jy} \cdot \cos \beta; \quad (39)$$

$$T_{(x)} = 549,9x - 45 \cdot 10^3 \cdot \cos 82^\circ;$$

$$T_{(x)} = 549,9x - 6262,79; \quad (39a)$$

$$Mo_{(x)} = R_{Jy} \cdot \cos \beta \cdot x - q_{2d} \cdot x \cdot \frac{x}{2};$$



$$M_{o(x)} = -\frac{q_{2d}}{2} \cdot x^2 + R_{jy} \cdot \cos \beta ; \quad (40)$$

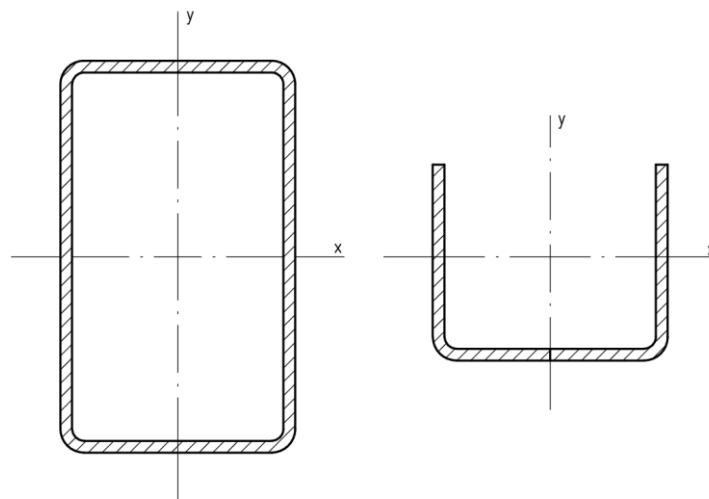
$$M_{o(x)} = -\frac{549,9}{2} \cdot x^2 + 45 \cdot 10^3 \cdot \cos 82^\circ ;$$

$$M_{o(x)} = -274,95x^2 + 6262,79; \quad (40a)$$

### Shrnutí:

Tabulka 16: Přehled důležitých hodnot z kapitoly 6

	Člen 7	Člen 6	Člen 5	Člen 4	Člen 2
$N_{\max}$	0 kN	0 kN	0 kN	34,9 kN	-44,6 kN
$T_{\max}$	39 kN	40,4 kN	42,1 kN	-620,2 kN	-6,3 kN
$M_{o\max}$	-53,7 kNm	-108,7 kNm	-163,9 kNm	-218,2 kNm	6,3 kNm
Rozměr profilu	180x100x10	220x120x10	260x180x10	300x200x10	250x150x10
$W_{ox}$	206,61 cm <sup>3</sup>	280,57 cm <sup>3</sup>	566,41 cm <sup>3</sup>	754,18 cm <sup>3</sup>	236,25 cm <sup>3</sup>
Plocha průřezu profilu A	4857 mm <sup>2</sup>	6057 mm <sup>2</sup>	8057 mm <sup>2</sup>	9257 mm <sup>2</sup>	5171 mm <sup>2</sup>



Obrázek 25: Průřez profilu

## 7. VÝPOČET PEVNOSTI STANDARTNÍCH ČÁSTÍ

### 7.1. Kontrola systému výložníku a sloupu

V profilech hydraulických prodloužení dochází k namáhání ohybem a smykem od posouvající síly a ohybového momentu. Ve sloupu a výložníku dochází ke kombinaci namáhání smykem, ohybem a tahem (popř. tlakem). Pro posouzení je použito pevnostní hypotézy o redukovaném napětí von Mises.

$$\sigma_{HMH} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x\sigma_y - \sigma_x\sigma_z - \sigma_y\sigma_z + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2)} \leq f_{Rd,\sigma}$$

Kde

$\sigma_o$  – napětí v ohybu počítané z maximálního ohybového momentu;

$\sigma_t$  – napětí v tahu počítané z maximální normálové síly;

$\tau$  – napětí ve smyku počítané z maximální normálové síly;

Pro 3. prodloužení (člen 7) platí hodnoty:

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{max}}}{W_{o_x}} = \frac{53,7 \cdot 10^3}{206,61} = 260 \text{ MPa};$$

$$\tau = \frac{T_{max}}{A} = \frac{39 \cdot 10^3}{4857} = 8,1 \text{ MPa};$$

$$\sigma_{HMH} = \sqrt{260^2 + 3 \cdot 8,1^2} = 261 \text{ MPa}$$

Pro 2. prodloužení (člen 6) platí hodnoty:

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{max}}}{W_{o_x}} = \frac{108,7 \cdot 10^3}{280,57} = 387,5 \text{ MPa};$$

$$\tau = \frac{T_{max}}{A} = \frac{40,4 \cdot 10^3}{6057} = 6,7 \text{ MPa};$$

$$\sigma_{HMH} = \sqrt{387,5^2 + 3 \cdot 6,7^2} = 388 \text{ MPa}$$

Pro 1. prodloužení (člen 5) platí hodnoty:

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{max}}}{W_{o_x}} = \frac{163,9 \cdot 10^3}{566,41} = 289,4 \text{ MPa};$$

$$\tau = \frac{T_{max}}{A} = \frac{42,1 \cdot 10^3}{8057} = 5,3 \text{ MPa};$$

$$\sigma_{HMH} = \sqrt{289,4^2 + 3 \cdot 5,3^2} = 290 \text{ MPa}$$

Pro výložník (člen 4) platí hodnoty:

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{max}}}{W_{o_x}} = \frac{218,2 \cdot 10^3}{754,18} = 289,4 \text{ MPa};$$

$$\tau = \frac{T_{max}}{A} = \frac{620,2 \cdot 10^3}{9257} = 67 \text{ MPa};$$

$$\sigma_t = \frac{N_{max}}{A} = \frac{44,6 \cdot 10^3}{9257} = 4,9 \text{ MPa};$$

$$\sigma_{HMH} = \sqrt{(289,4 + 4,9)^2 + 3 \cdot 8,1^2} = 294,7 \text{ MPa};$$

Pro sloup (člen 2) platí hodnoty:

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{max}}}{W_{o_x}} = \frac{6,3 \cdot 10^3}{236,25} = 26,7 \text{ MPa};$$

$$\tau = \frac{T_{max}}{A} = \frac{6,3 \cdot 10^3}{5171} = 1,3 \text{ MPa};$$

$$\sigma_t = \frac{N_{max}}{A} = \frac{44,6 \cdot 10^3}{5171} = 8,7 \text{ MPa};$$

$$\sigma_{HMH} = \sqrt{(26,7 + 8,7)^2 + 3 \cdot 1,3^2} = 35,5 \text{ MPa};$$

Návrhovou mez kluzu materiálu určíme dle [13] podle vztahu:

$$\sigma_{red} \leq f_{Rd,\sigma} = \frac{f_y}{\gamma_m \cdot \gamma_{sm}};$$

Kde je:  $\gamma_{sm}$  – dílčí součinitel spolehlivosti materiálu (pro tloušťky <15 mm -  $\gamma_{sm} = 1$ )

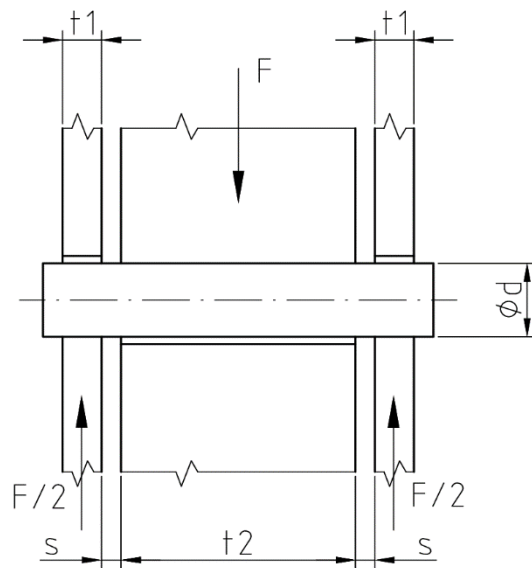
Odtud

$$f_y \geq \sigma_{red} \cdot \gamma_m = 388 \cdot 1,1 = 426,8 \text{ MPa};$$

$$f_y \geq \sigma_{red} \cdot \gamma_m = 294,7 \cdot 1,1 = 324,17 \text{ MPa};$$

Dle těchto výsledků volím pro druhé prodloužení ocel S460. Pro zbytek profilů ocel S355.

## 7.2. Návrh čepového spojení [14]



Obrázek 26: Čepový spoj

Návrhová únosnost ve smyku střížné roviny čepu:

$$F_{vp,Rd} = \frac{1}{u} \cdot \frac{A \cdot f_{yp}}{(\gamma_m \cdot \gamma_{sps}) \cdot \sqrt{3}}$$

Kde

$u$  – tvarový součinitel (pro plné čepy  $u=4/3$ );

$A$  – obsah střížné plochy čepu;

$f_{yp}$  – mez kluzu materiálu čepu;

$\gamma_m$  – obecný součinitel spolehlivosti (voleno podle [14]  $\gamma_m = 1,1$ );

$\gamma_{sps}$  – dílčí souč. spolehlivosti čepového spoje se smykovou silou (=1 pro vícestříž. s.);

Návrhová únosnost v otláčení čepu:

$$F_{b,Rd} = \frac{\alpha_b \cdot d \cdot t \cdot f_y}{\gamma_m \cdot \gamma_{spb}}$$

Kde

$\alpha_b$  – charakteristický souč. pro spoj s otláčením [ $\alpha_b = \min(f_{yp}/f_y; 1,0)$ ];

$f_y$  – mez kluzu materiálu tělesa;

$f_{yp}$  – mez kluzu materiálu čepu;

$d$  – průměr čepu;

$t$  – nejmenší tloušťka spojovaných součástí (tzn. dle obr. –  $\min(2t_1; t_2)$ );

$\gamma_{spb}$  – dílčí souč. spolehlivost čepového spoje v otlacení (pro tento případ  $\gamma_{spb} = 0,6$ );

Návrhová únosnost v ohybu:

$$M_{Rd} = \frac{W_o \cdot f_{yp}}{\gamma_m \cdot \gamma_{spm}}$$

Kde

$W_o$  – pružný průřezový modul čepu;

$f_{yp}$  – mez kluzu materiálu čepu;

$\gamma_{spm}$  – dílčí součinitel spolehlivosti pro ohybový moment čepového spoje ( $\gamma_{spm} = 1,0$ )

### 7.2.1. Čep hlavního hydromotoru

Běžně používané čepy bývají tepelně zpracované např. z materiálu 14 220.4 se zaručenou mezí kluzu 590 MPa nebo nekalené 11 600 (295 MPa), 11 500 (245 MPa).

#### Čepy hydromotoru:

$f_{yp} = 590$  MPa.

Kontrola na smyk:

$$\tau = \frac{S_{43}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq F_{vp,Rd} = \frac{1}{u} \cdot \frac{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot f_{yp}}{(\gamma_m \cdot \gamma_{sps}) \cdot \sqrt{3}};$$

Po úpravě

$$d \geq \sqrt{\frac{S_{43} \cdot u \cdot \gamma_m \cdot \gamma_{sps} \cdot \sqrt{3}}{f_{yp} \cdot \pi^2 \cdot \frac{1}{8}}} = \sqrt{\frac{665 \cdot 10^3 \cdot \frac{4}{3} \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot \sqrt{3}}{590 \cdot \pi^2 \cdot \frac{1}{8}}} = 48,18 \text{ mm};$$

Kontrola na otláčení:

$$t_1 = 20 \text{ mm}$$

$$\alpha_b = 1$$

$$\sigma = \frac{\frac{S_{43}}{2}}{t_1 \cdot d} \leq F_{b,Rd} = \frac{\alpha_b \cdot d \cdot t_1 \cdot f_y}{\gamma_m \cdot \gamma_{spb}};$$

Po úpravě

$$d \geq \sqrt{\frac{\frac{S_{43}}{2} \cdot \gamma_m \cdot \gamma_{spb}}{2 \cdot \alpha_b \cdot t_1^2 \cdot f_y}} = \sqrt{\frac{665 \cdot 10^3}{2 \cdot 1 \cdot 20^2 \cdot 355} \cdot 1,1 \cdot 0,6} = 0,87 \text{ mm};$$

Kontrola na ohyb:

$$M_o = \frac{S_{43}}{2} \cdot \frac{L_{\check{c}}}{2} = \frac{665 \cdot 10^3}{2} \cdot \frac{220}{2} = 36575 \cdot 10^3 \text{ Nmm};$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq M_{Rd} = \frac{W_o \cdot f_{yp}}{\gamma_m \cdot \gamma_{spm}};$$

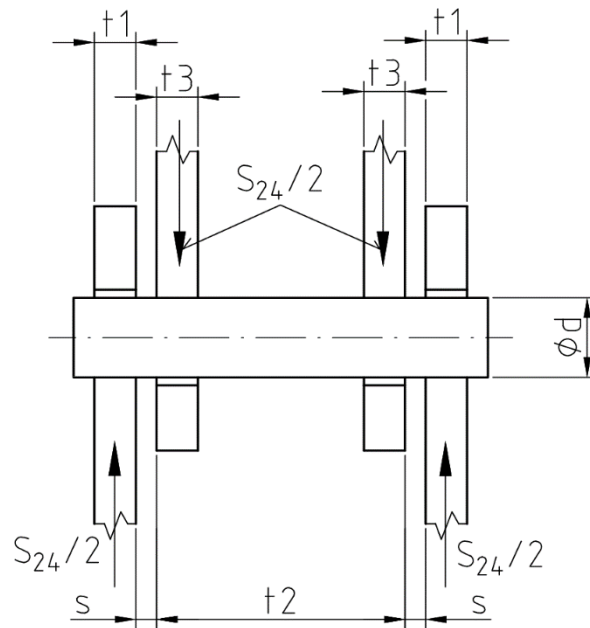
Kde

$L_{\check{c}}$  – činná délka čepu (dle obrázku 26 -  $L_{\check{c}} = 2t_1 + t_2 + 2s$ );

Po úpravě

$$d = \sqrt[6]{\frac{M_o \cdot \gamma_m \cdot \gamma_{spm} \cdot 32^2}{f_{yp} \cdot \pi^2}} = \sqrt[6]{\frac{36575 \cdot 10^3 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 32^3}{590 \cdot \pi^2}} = 13,86 \text{ mm}$$

## 7.2.2. Čep sloupu



Obrázek 27: Čep sloupu

$$t_1 = t_3 = 10 \text{ mm}$$

$$L_{\check{c}} = 2t_1 + t_2 + 2s = 250 \text{ mm}$$

Výsledná síla působící na čep:

$$S_{24} = \sqrt{S_{24x}^2 + S_{24y}^2} = \sqrt{34,9^2 + 620,1^2} = 621,1 \text{ kN};$$

Kontrola na smyk:

$$d \geq \sqrt{\frac{S_{24} \cdot u \cdot \gamma_m \cdot \gamma_{sps} \cdot \sqrt{3}}{f_{yp} \cdot \pi^2 \cdot \frac{1}{8}}} = \sqrt{\frac{621,1 \cdot 10^3 \cdot \frac{4}{3} \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot \sqrt{3}}{590 \cdot \pi^2 \cdot \frac{1}{8}}} = 46,55 \text{ mm};$$

Kontrola na otláčení:

$$t_1 = 10 \text{ mm}$$

$$\alpha_b = 1$$

$$\sigma = \frac{S_{24}}{t_1 \cdot d} \leq F_{b,Rd} = \frac{\alpha_b \cdot d \cdot t_1 \cdot f_y}{\gamma_m \cdot \gamma_{spb}};$$

Po úpravě

$$d \geq \sqrt{\frac{S_{24} \cdot \gamma_m \cdot \gamma_{spb}}{2 \cdot \alpha_b \cdot t_1^2 \cdot f_y}} = \sqrt{\frac{621,1 \cdot 10^3}{2} \cdot 1,1 \cdot 0,6} = 1,69 \text{ mm};$$

Kontrola na ohyb:

$$M_o = \frac{S_{24}}{2} \cdot t_1 = \frac{665 \cdot 10^3}{2} \cdot 10 = 33250 \cdot 10^3 \text{ Nmm};$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq M_{Rd} = \frac{W_o \cdot f_{yp}}{\gamma_m \cdot \gamma_{spm}};$$

Po úpravě

$$d = \sqrt[6]{\frac{M_o \cdot \gamma_m \cdot \gamma_{spm} \cdot 32^2}{f_{yp} \cdot \pi^2}} = \sqrt[6]{\frac{33250 \cdot 10^3 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 32^3}{590 \cdot \pi^2}} = 16,51 \text{ mm}$$



## 8. VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Z vypočítaných hodnot napětí v systému výložníku a sloupu vidíme, že smykové napětí je ve všech případech zanedbatelné. Nejvýznamnější je zde napětí ohybové. Podle výsledků je nejvíce namáhán člen 6, kdy je dosahováno napětí 388 MPa. U ostatních se hodnoty pohybují blíže k 300 MPa.

Pro druhé prodloužení je nutno zvolit materiál s mezí kluzu alespoň 430 MPa. Tomu vyhovuje nejbližší podle doporučení [13] ocel S460. Pro ostatní profily postačuje ocel S355.

Konstrukce se skládá z obdélníkových tenkostěnných profilů otevřeného U profilu. Následující tabulka obsahuje shrnutí zvolených rozměrů a materiálu:

Tabulka 17: Výčet zvolených polotvarů

Součást jeřábu	Zvolený profil	Materiál
Výložník	TR OBD 300x200x10-1700	S355
1. Prodloužení	TR OBD 260x180x10-1740	S355
2. Prodloužení	TR OBD 220x120x10-1780	S460
3. Prodloužení	TR OBD 180x100x10-1820	S355
Sloup	U 240x150x10-1400	S355

Podle výsledků pevnostní kontroly čepových spojů v konstrukci volím pro uchycení hydromotoru ČEP 50x240x10 B ISO 2341 pro spodní uchycení a ČEP 50x 140x10 B ISO 2341 pro horní uchycení z materiálu 14 220.4. Pro čepové spojení sloupu a výložníku volím dle vypočítaných hodnot ČEP 50x260x10 B ISO 2341 z materiálu 14 220.4.

## 9. ZÁVĚR

V této práci je s ohledem na zvolené zatížení a pracovní režim navrhována konstrukce nakládacího jeřábu pro vybrané silniční vozidlo. Princip konstrukce se odvíjí od běžných provedení současné doby a je zařazena pod aktuální předpisy, z nichž nejdůležitější jsou v práci vzpomenuty, zejména pak předpisy klíčové pro provoz vozidel s tímto typem přestavby na pozemních komunikacích.

Pro svůj návrh jsem si z dostupných konstrukčních řešení vybral nakládací jeřáb z kategorie středního zatížení v provedení konstrukce typu T, který se vyznačuje jedním výložníkem, do kterého je složen příslušný počet hydraulických popř. manuálních prodloužení. Návrh rozměrů je postaven na rozměrech skutečného jeřábu, který mi posloužil jako inspirace.

Samotná konstrukce je navržena podle současné technické normalizace, a to norem ČSN EN 12999, ČSN EN 13001 a norem, na které je dále odkazováno. V práci se podrobně zabývám především částí konstrukce, kterou tvoří systém výložníku a sloup jeřábu. Pro tyto části simuluji podmínky provozu pomocí zavěšeného břemena o maximální hmotnosti, odpovídající zvolené zátěžové kategorii, což je podkladem pro analytické výpočty, které následně provádím. Při výpočtech vyšetřuji průběh vnitřních sil v konstrukci podle běžných postupů mechaniky a posuzuji vypočtené hodnoty pomocí znalostí z pružnosti a pevnosti.

Výsledkem práce jsou podklady pro tvorbu výrobní dokumentace řešených součástí mechanismu, podložené pevnostní kontrolou podle předpisu EN 13001-3-1.

## POUŽITÉ ZDROJE

- [1] *O Úřadu - ÚNMZ* [online]. [cit. 2018-02-25]. Dostupné z: <http://www.unmz.cz/urad/o-uradu>
- [2] ČESKÁ REPUBLIKA. Nařízení vlády o technických požadavcích na strojní zařízení. In: . Praha: Tiskárna Ministerstva vnitra, ročník 2008, číslo 176.
- [3] *Harmonizované normy - ÚNMZ* [online]. [cit. 2018-02-25]. Dostupné z: <http://www.unmz.cz/urad/harmonizovane-normy>
- [4] ČSN EN 13000+A1. *Jeřáby - Mobilní jeřáby*. Praha: ÚNMZ, 2014.
- [5] *Automobilový jeřáb AD20T*. ČKD SLANÝ, 1986.
- [6] ČSN EN 12999 +A1. *Jeřáby - Nakládací jeřáby*. Praha: ÚNMZ, 2012.
- [7] VLK, František. *Stavba motorových vozidel: [osobní automobily, autobusy, nákladní automobily, jízdní soupravy, ergonomika, biomechanika, struktura, kolize, materiály]*. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-238-8757-2.
- [8] ČESKÁ REPUBLIKA. *Zákon o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích a o změně zákona č. 168/1999 Sb., o pojištění odpovědnosti za škodu způsobenou provozem vozidla a o změně některých souvisejících zákonů (zákon o pojištění odpovědnosti z provozu vozidla), ve znění zákona č. 307/1999 Sb.* In: . Praha: Tiskárna Ministerstva vnitra, ročník 2001, číslo 56.
- [9] ČESKÁ REPUBLIKA. *Vyhláška o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích*. In: . Praha: Tiskárna Ministerstva vnitra, ročník 2014, číslo 341.
- [10] ČESKÁ REPUBLIKA. *Vyhláška Českého úřadu bezpečnosti práce a Českého báňského úřadu, kterou se určují vyhrazená zdvihací zařízení a stanoví některé podmínky k zajištění jejich bezpečnosti*. In: . Praha: Tiskárna Ministerstva vnitra, ročník 1979, číslo 19.
- [11] ČSN 27 0142. *Jeřáby a zdvihadla. Zkoušení*. Praha: ÚNMZ, 1991.
- [12] ČSN 27 0103. *Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů. Výpočet podle mezních stavů*. Praha: ÚNMZ, 1991.

- [13] ČSN EN 13001-1+A1. *Jeřáby - Návrh všeobecně - Část 1: Základní principy a požadavky*. Praha: ÚNMZ, 2015.
- [14] ČSN EN 13001-3-1 +A1. *Jeřáby - Návrh všeobecně - Část 3-1: Mezní stavy a prokázání způsobilosti ocelových konstrukcí*. Praha: ÚNMZ, 2013.
- [15] *Kvalifikace jeřábníka - ZDVIHACÍ ZAŘÍZENÍ* [online]. [cit. 2018-03-13]. Dostupné z: <http://www.technickerevize.cz/jerabnik.html>
- [16] *Fassi intros F345A, F345RA XE medium-duty knuckle boom cranes | Equipment World / Construction Equipment, News and Information | Heavy Construction Equipment* [online]. [cit. 2018-02-25]. Dostupné z: <https://www.equipmentworld.com/fassi-intros-f345a-f345ra-xe-medium-duty-knuckle-boom-cranes/>
- [17] *Products* [online]. [cit. 2018-02-25]. Dostupné z: <https://www.hiab.com/cs-CZ/HIAB/produkty/Nakl%C3%A1dac%C3%AD%20je%C5%99%C3%A1by/HIAB/Produkt y%20HIAB/>
- [18] *SMĚRNICE PRO NÁSTAVBÁŘE: TRUCKNOLOGY® GENERATION L a M (TGL/TGM)* [online]. MAN Truck & Bus AG Oddělení S TPST, 2013 [cit. 2018-03-02]. Dostupné z: [https://www.manted.de/manted/aufbaurichtlinien/\\_pdf/tgl\\_tgm\\_cz.pdf](https://www.manted.de/manted/aufbaurichtlinien/_pdf/tgl_tgm_cz.pdf)
- [19] *UMIKOV výrobce techniky pro dopravu dřeva a mechanizace* [online]. [cit. 2018-03-02]. Dostupné z: <http://www.umikov.cz/>
- [20] *JONSERED 1200RS | Recycling crane | Hiab* [online]. [cit. 2018-04-12]. Dostupné z: <https://www.hiab.com/en/jonsered/products/Loader-cranes/JONSERED/Product-jonsered/jonsered-1200rs/>
- [21] *Otočová ložiska – www.rmindustry.cz* [online]. [cit. 2018-04-14]. Dostupné z: <http://www.rmindustry.cz/otocova-loziska/>
- [22] *Tractor cranes - Forestry - STEPA* [online]. [cit. 2018-04-14]. Dostupné z: <http://www.stepakran.com/en/forestry/tractor-cranes/#highlights-3>
- [23] VRANÍK, Pavel. *Otáčecí ústrojí hydraulických nakládacích jeřábů* [online]. 2010 [cit. 2018-04-14]. Dostupné z: [pnerscontacts.upce.cz/19\\_2010/Vranik.pdf](http://pnerscontacts.upce.cz/19_2010/Vranik.pdf)

- [24] *Rotátory o nosnosti 3 tuny* | *Rotátory.cz* [online]. [cit. 2018-04-14]. Dostupné z: <https://www.rotatory.cz/rotatory-o-nosnosti-3-tuny/>
- [25] *Herzog Forsttechnik AG* [online]. [cit. 2018-04-14]. Dostupné z: <https://www.herzog-forsttechnik.ch/Englisch/Produkte/Zubehoer.html>
- [26] *Prodejní katalog hutního materiálu* [online]. [cit. 2018-04-14]. Dostupné z: [http://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/katalog\\_hutni\\_material\\_hydraulics.pdf](http://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/katalog_hutni_material_hydraulics.pdf)
- [27] *Principy průmyslových čerpadel – 1.díl – zubová čerpadla* | *Automatizace.HW.cz* [online]. [cit. 2018-04-14]. Dostupné z: <https://automatizace.hw.cz/principy-prumyslovych-cerpadel-1dil-zubova-cerpadla>
- [28] *VLEČNÉ KŘIVKY pro ověření průjezdnosti směrových prvků pozemních komunikací*. In: . 2005. Dostupné také z: [http://www.pjpk.cz/data/USR\\_001\\_2\\_8\\_TP/TP\\_171.pdf](http://www.pjpk.cz/data/USR_001_2_8_TP/TP_171.pdf)
- [29] ČSN 73 6056. *Odstavné a parkovací plochy silničních vozidel*. Praha: ÚNMZ, 2011.
- [30] *TGM\_18ton\_4x2\_Rigid\_December\_2016.pdf* [online]. [cit. 2018-03-05]. Dostupné z: [http://www.man-bodybuilder.co.uk/specs/euro6c/pdf/tgm/TGM\\_18ton\\_4x2\\_Rigid\\_December\\_2016.pdf](http://www.man-bodybuilder.co.uk/specs/euro6c/pdf/tgm/TGM_18ton_4x2_Rigid_December_2016.pdf)
- [31] *Revize jeřábů* | *Nabídka* [online]. [cit. 2018-05-01]. Dostupné z: <http://www.revizejerabu.cz/kontroly.html>
- [32] *New Fassi knuckleboom crane F545RA xe-dynamic - Fassi Crane* [online]. [cit. 2018-05-01]. Dostupné z: <https://www.fassi.com/fassi-press-and-media/press-releases/expo/bauma/2016/new-fassi-knuckleboom-crane-f545ra-xe-dynamic.html>

## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1: Mobilní jeřáb AD 20T na vozidle Tatra 815 [5] : .....	14
Obrázek 2: Nakládací jeřáb na nákladním vozidle [7] .....	14
Obrázek 3: Nakládací jeřáb FASSI F345A (typ X) [16] .....	20
Obrázek 4: Provedení montáže za kabinou na nákladním vozidle Volvo [19] .....	23
Obrázek 5: Provedení s montáží jeřábu vzadu na nákladním automobilu MAN [19].....	24
Obrázek 6: Hřebenový převod natáčení sloupu [20] .....	25
Obrázek 7: Jednořadá otočové ložisko [21].....	25
Obrázek 8: Převod pomocí pastorku a otočového ložiska [22] .....	26
Obrázek 9: Přírubový rotátor od výrobce Baltrotors [25].....	27
Obrázek 10: Baltrotor GR30 FF – rotátor s pevnou montáží [24].....	27
Obrázek 11: Zubový hydrogenerátor s vnějším ozubením [27] .....	28
Obrázek 12: Rozměry vybraného provedení vozidla [30].....	30
Obrázek 13: Diagram srovnání zatížení a dosahu podle zvolené zátěžové třídy.....	31
Obrázek 14: Kinematické schéma .....	33
Obrázek 15: Skica konstrukce .....	34
Obrázek 16: Model sestavy nakládacího jeřábu .....	37
Obrázek 17: Spojení sloupu a výložníku .....	37
Obrázek 18: Řez sloupem a základnou .....	38
Obrázek 19: Vysunutí pomocné vzpěry.....	39
Obrázek 20: Vnitřní účinky členu 7.....	47
Obrázek 21: Vnitřní účinky členu 6.....	48
Obrázek 22: Vnitřní účinky členu 5.....	50
Obrázek 23: Vnitřní účinky členu 4.....	52
Obrázek 24: Vnitřní účinky v členu 2.....	56
Obrázek 25: Průřez profilu .....	57
Obrázek 26: Čepový spoj.....	60
Obrázek 27: Čep sloupu.....	63

## SEZNAM TABULEK

Tabulka 1: Seznam symbolů a značek (1 z 2) .....	10
Tabulka 2: Seznam symbolů a značek (2 z 2) .....	11
Tabulka 3: Maximální povolené hmotnosti silničního motorového vozidla [9] .....	15
Tabulka 4: Povolená hmotnost na nápravu [9] .....	15
Tabulka 5: Povolené rozměry vozidla [9].....	16
Tabulka 6: Přehled termínů revizí a zkoušek [11].....	17
Tabulka 7: Výběr hodnot z tab. 3 EN 12999 [6] .....	18
Tabulka 8: Rozměry směrodatných vozidel dle TP171 [28] .....	29
Tabulka 9: Rozměry automobilu MAN TGM 18t 4x2 BL (2016) [30].....	30
Tabulka 10: Shrnutí technický požadavků na nakládací jeřáb .....	32
Tabulka 11: Přehled vypočítaných dynamických součinitelů .....	35
Tabulka 12: Zvolené průřezy profilů .....	36
Tabulka 13: Numerické hodnoty pro rozměry v příloze č. 1 .....	40
Tabulka 14: Shrnutí vypočítaných hodnot v kap. 6.5. ....	45
Tabulka 15: Vstupní rozměry pro úlohu vnitřních účinků .....	46
Tabulka 16: Přehled důležitých hodnot z kapitoly 6 .....	57
Tabulka 17: Výčet zvolených polotvarů .....	65

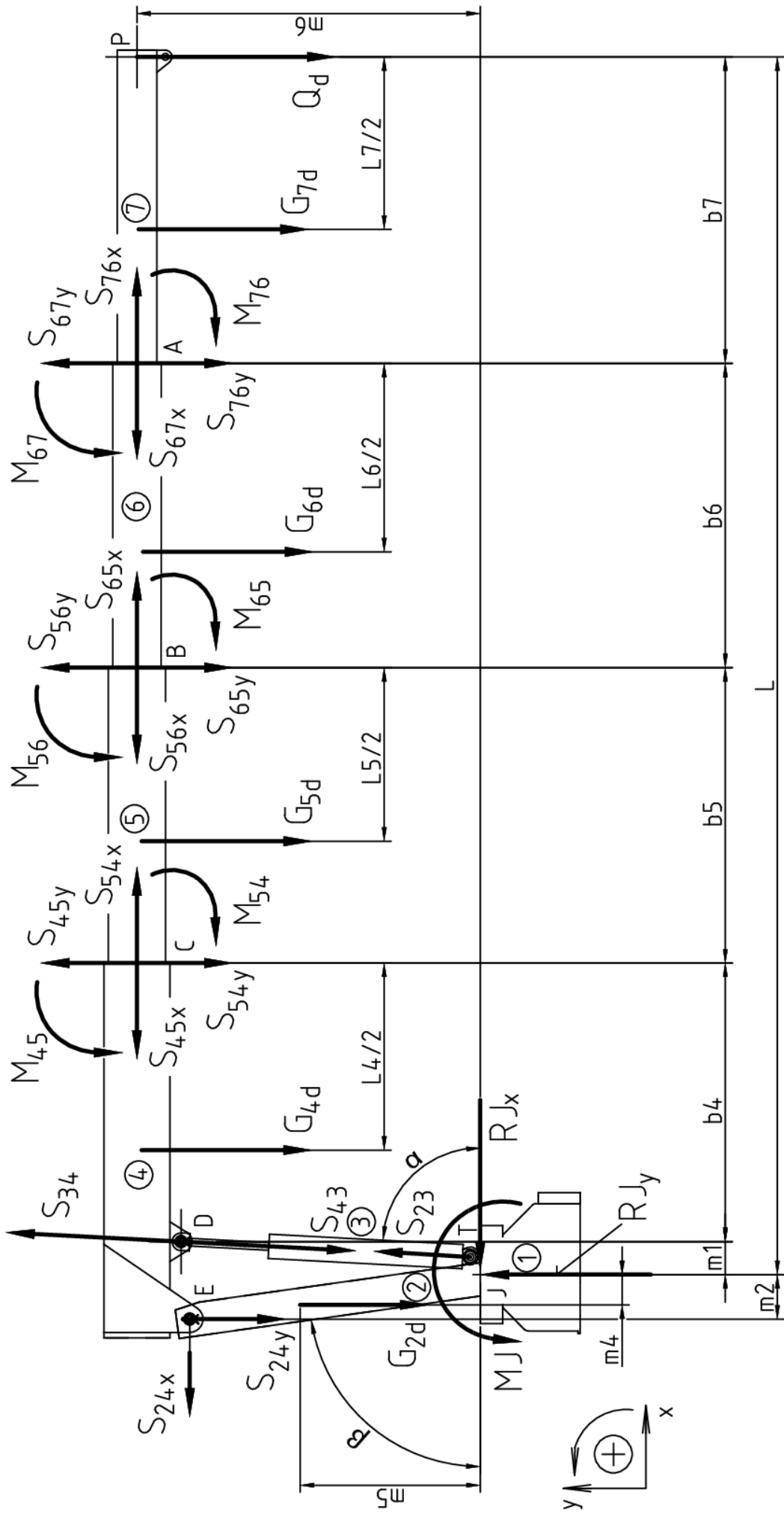
## SEZNAM PŘÍLOH

Č. 1 – Nákres pro statické řešení

Č. 2 – Výkres sestavení



## Příloha č. 1 – Nákres pro statické řešení



## Příloha č. 2 – Výkres sestavení

