



## Obsah

1.	Úvod .....	10
2.	Rozdělení jeřábů .....	10
2.1	Dle konstrukčního provedení .....	10
2.2	Dle místa použití .....	10
2.3	Dle druhu pohybu .....	10
2.3.1	Stabilní jeřáby .....	10
2.3.2	Mobilní jeřáby .....	10
3.	Mobilní jeřáby .....	11
3.1	Podvozek mobilního jeřábu: .....	11
3.1.1	Kolový podvozek obr. 2,3,4 .....	11
3.1.2	Pásový podvozek obr. 1 .....	11
3.1.3	Speciální podvozek .....	11
3.2	Konstrukce (doplnit k obr. Odkazy na obrázky níže) .....	11
3.2.1	Otočná horní konstrukce obr. 2,3 .....	11
3.2.2	Otočný výložník .....	12
3.2.3	Kloubová konstrukce kloubově spojená obr. 3 .....	12
3.2.4	Neotočný výložník obr. 3,4 .....	12
3.3	Typy výložníků (doplnit k obr. Odkazy na obrázky níže) .....	12
3.3.1	Výložník stálé délky obr. 1 .....	12
3.3.2	Příhradový výložník obr. 1 .....	12
3.3.3	Teleskopický výložník obr. 2,3,4 .....	12
3.3.4	Nástavec výložníku .....	12
3.3.5	Kloubový výložník .....	12
4.	Přehled vyrobených autojeřábů .....	15
4.1	Jednotlivé části autojeřábu s teleskopickým výsuvem .....	16

---



5.	Základní principy a pojmenování .....	17
5.1	Nominální poloha .....	17
5.1.1	Označování autojeřábů obecně .....	18
5.2	Rozsah zdvihání teleskopického výložníku .....	18
5.3	Energie a zdroj síly .....	18
5.4	Bezpečnosti použité při výpočtech .....	19
6.	Mapa zdvihů .....	20
6.1	Parametry mapy zdvihů .....	21
7.	Návrh základních rozměrů.....	22
7.1	Vstupní parametry projektu .....	22
7.2	Stanovení délky výložníku vůči vozidlu Tatra T815-7 FORCE.....	22
7.3	Kinematické schéma zdvihání teleskopického výložníku .....	23
7.4	Odvození rozměrů pro následný výpočet .....	24
7.5	Silový rozbor mechanismu zdvihu .....	25
8.	Proces zdvihu výložníku.....	29
8.1	Parametry hydraulických válců zdvižných .....	29
8.2	Uložení válců do konstrukce.....	30
8.3	Maximální zdvihaná břemena pomocí hydraulických zdvižných válců.....	34
9.	Proces výsuvu výložníku .....	41
9.1	Návrh mechanismu teleskopického výložníku .....	42
9.2	Rozložení sil na teleskopickém mechanismu .....	44
9.3	Teleskopování .....	45
9.4	Výpočet a návrh hydraulického válce pro výsuv .....	46
9.5	Uchycení hydraulického válce do prvního výsuvného ramene .....	50
9.6	Návrh prvků výsuvu.....	51
9.7	Návrh zdvižného lana a soustrojí kladek .....	57

---



10.	Zdvihová mapa a její omezující parametry .....	58
10.1	Stanovení únosnosti břemen vzhledem k převážení vozidla vzad .....	58
10.2	Stanovení únosnosti břemen vzhledem k převážení vozidla v bok.....	61
10.3	Vyhodnocení zdvihové mapy .....	62
11.	Doplňující obrázky z konstrukce .....	66
12.	Závěr a zhodnocení práce .....	68
13.	Seznam použitých zdrojů.....	70
14.	Přílohy .....	72

---



# 1. Úvod

Pro diplomovou práci bylo zvoleno téma: **Horní otočná konstrukce s teleskopickým ramenem autojeřábu**. Toto řešení bylo vypracováno pomocí 3D programu SolidWorks 2017. Konstrukce byla navržena dle vlastního uvážení s ohledem na vozidlo Tatra T815-7 FORCE. Systém výsuvu byl inspirován firmou ČKD – Slaný.

Celkově můžeme jeřáby chápat jako pracovní prostředky, které jsou schopny zdvihat a přemísťovat určitá břemena. Každé zdvihací zařízení, tedy jeřáb, je vhodný k danému rozsahu prováděných prací.

## 2. Rozdělení jeřábů

### 2.1 Dle konstrukčního provedení

- Mostový
- Sloupový
- Portálový
- Lanový

### 2.2 Dle místa použití

- Montážní
- Hutní
- Dílenský
- Železniční
- Skladištní
- Slévárenský

### 2.3 Dle druhu pohybu

#### 2.3.1 Stabilní jeřáby

Do této skupiny jeřábů můžeme zařadit např. sloupový, nádvorní nebo jeřáb skladištní. U této skupiny jeřábů se nepředpokládá přemísťování z bodu A do bodu B, nebo jen v omezené míře.

#### 2.3.2 Mobilní jeřáby

U těchto jeřábů je výhodná vlastnost nahodilé práce, kdekoli je potřeba. Typ mobilního jeřábu je volen vždy dle pracovních podmínek.



### 3. Mobilní jeřáby

V této kategorii jeřábů jsou obsažena pojízdná vozidla, která se dokáží samostatně pohybovat na místo, kde je práce vyžadována. Tyto jeřáby ve většině případů nabízejí vysokou pracovní variabilitu. Mohou být vybaveny otočnou plošinou uloženou na konstrukci vozidla, kde je také ve většině případů připevněna kabina obsluhujícího pracovníka. Rameno zdvihacího zařízení může být tvořeno svařovanou konstrukcí zajišťující teleskopický výsuv, nebo příhradovou konstrukcí, kterou je možné polohovat do různých pracovních úrovní. Mobilní jeřáby všeobecně pracují ve vysokých výškách s těžkými břemeny. Jejich zdvihací síla je omezena i stabilitou vozidla proti převážení. Proto jsou větší mobilní jeřáby vybaveny systémem stavitelných podpor, které posouvají hranici hmotnosti zdviháných objektů.

Jeřáb tohoto typu, který může být využit s přidavnou výložníkovou nástavbou, je schopný práce (pohybu) s břemenem nebo bez něho. Nevyžaduje speciální cestu, kromě speciálních typů jako je třeba kolejový jeřáb. Jeho stabilitu zajišťuje hmotnost samotného vozidla. (1)

#### 3.1 Podvozek mobilního jeřábu:

##### 3.1.1 Kolový podvozek obr. 2,3,4

Jeřáb se pohybuje pomocí kol. Využití na stavbách, silnicích a v terénu pro běžná kolová vozidla. (1)

##### 3.1.2 Pásový podvozek obr. 1

Jeřáb se pohybuje pomocí dvou pásů. Využití na práci v oblastech s horším terénem. (1)

##### 3.1.3 Speciální podvozek

Jeřáb ke svému pohybu používá jiné zařízení než kola a pásy. Například kolejový podvozek. (1)

#### 3.2 Konstrukce (doplnit k obr. Odkazy na obrázky níže)

##### 3.2.1 Otočná horní konstrukce obr. 2,3

Jeřáb, jehož kompletní horní konstrukce se otáčí i s celou zdvihací výstrojí. (1)



### **3.2.2 Otočný výložník**

Mobilní jeřáb, jehož horní konstrukce je neotáčivá. (1)

### **3.2.3 Kloubová konstrukce kloubově spojená obr. 3**

Mobilní jeřáb sestavený ze dvou částí, které jsou kloubově spojeny. U tohoto typu je vodorovné otáčení výložníku dáno otáčením celého stroje. (1)

### **3.2.4 Neotočný výložník obr. 3,4**

Mobilní jeřáb s horní, nebo bez horní pevné části, jehož výložník se neotáčí. (1)

## **3.3 Typy výložníků (doplnit k obr. Odkazy na obrázky níže)**

### **3.3.1 Výložník stálé délky obr. 1**

Délka výložníku je dána složením jednoho, nebo několika dílů. Tato délka se nedá měnit při pracovním cyklu.

### **3.3.2 Příhradový výložník obr. 1**

Délka výložníku je dána příhradovou konstrukcí, z níž je výložník zhotoven.

### **3.3.3 Teleskopický výložník obr. 2,3,4**

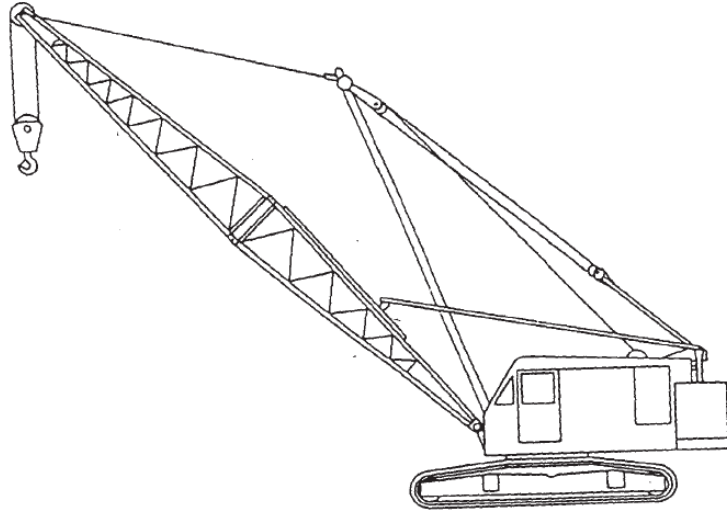
Délka výložníku je proměnná oproti délce výložníku v zasunutém stavu, a to i v závislosti na počtu teleskopicky výsuvných ramen.

### **3.3.4 Nástavec výložníku**

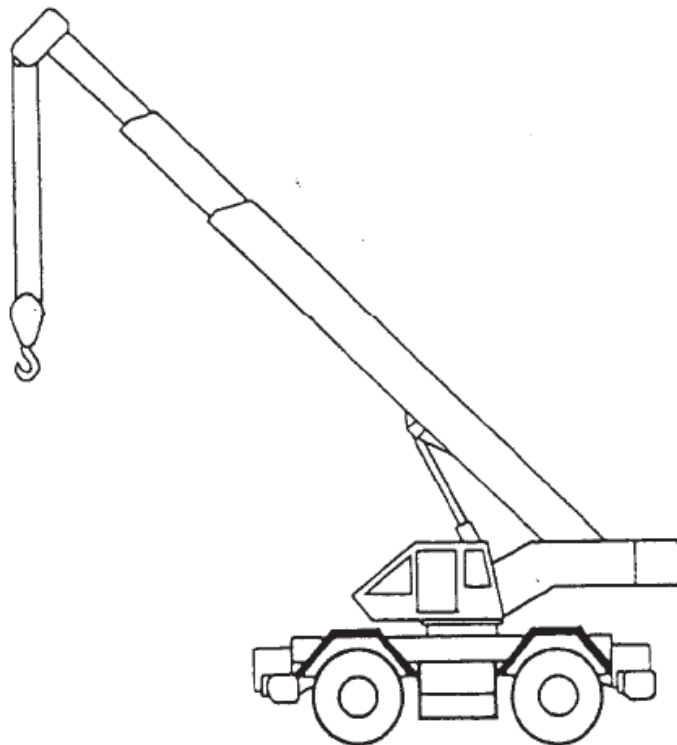
Jedná se většinou o příhradovou konstrukci, kterou je možné prodloužit délku výložníku a umožňuje vykonávat pomocné práce. Nástavec je vozen na vozidle jeřábu, jako příslušenství.

### **3.3.5 Kloubový výložník**

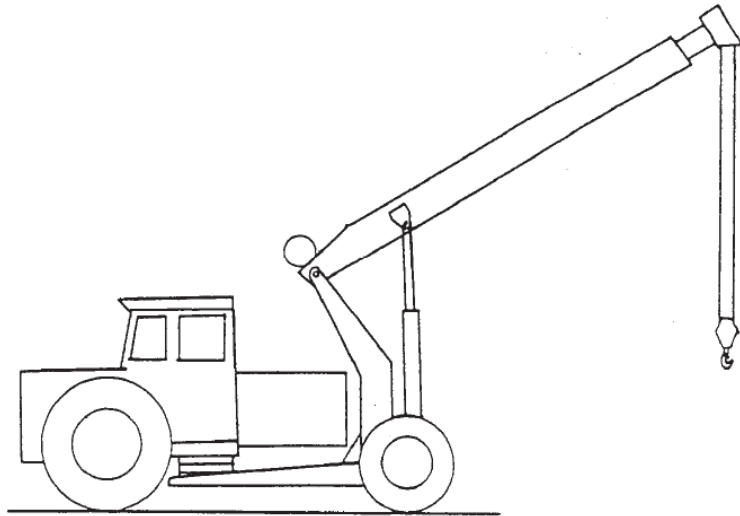
Výložník je tvořen z několika částí, které jsou spojeny klouby. Je zde možnost změny vodorovné polohy výložníku.



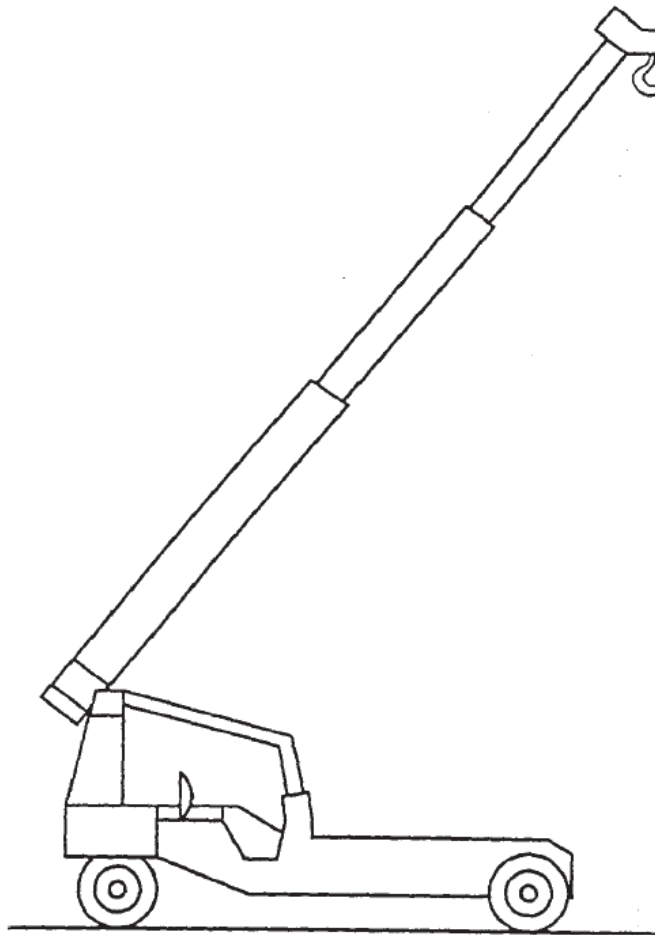
Obrázek 1: Příhradový jeřáb s otočnou horní konstrukcí a pásovým podvozkem



Obrázek 2: Teleskopický jeřáb s otočnou horní konstrukcí a kolovým podvozkem[1]



*Obrázek 3: Kloubový teleskopický výložník na kolovém podvozku[1]*



*Obrázek 4: neotočný teleskopický výložník s kolovým podvozem[1]*



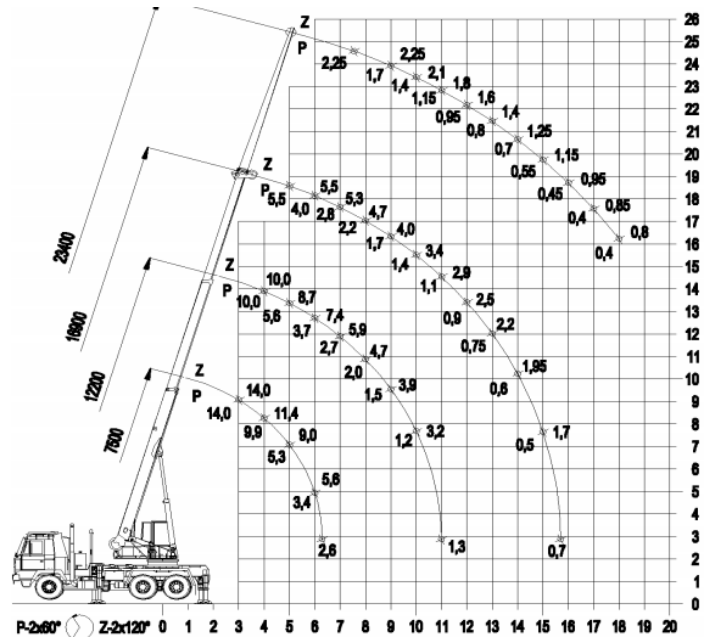
## 4. Přehled vyrobených autojeřábů

### TATRA AD 14:

Délka teleskopického výložníku:  
16,9 m

Maximální nosnost: 14 t

Zdvihací rozsah výložníku: 0-80 °



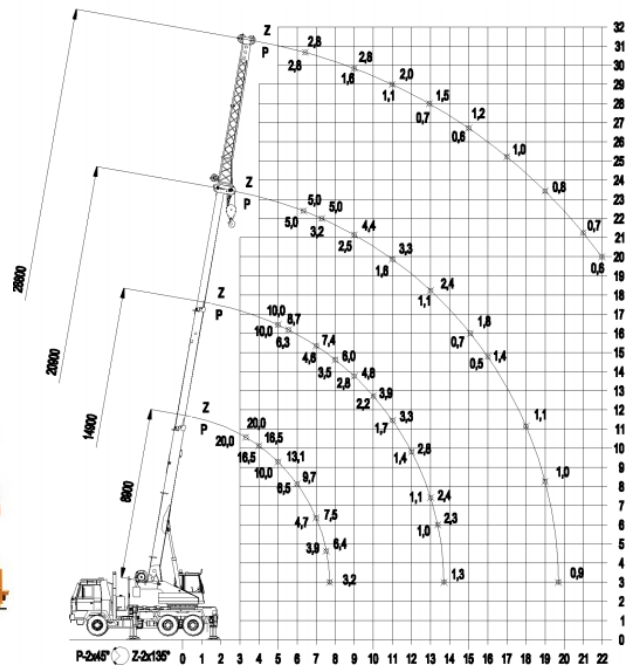
Obrázek 5: Autojeřáb Tatra 14t (22)

### TATRA AD 20:

Délka teleskopického výložníku:  
20,9 m

Maximální nosnost: 20 t

Zdvihací rozsah výložníku: 0-80 °



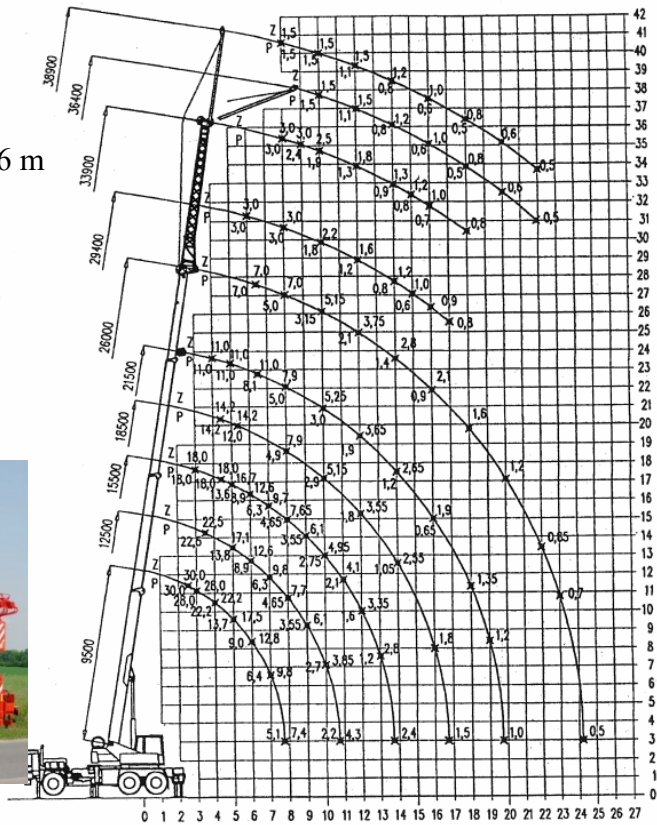
Obrázek 6: Autojeřáb Tatra 20t (22)

TATRA AD 30:

Délka teleskopického výložníku: 26 m

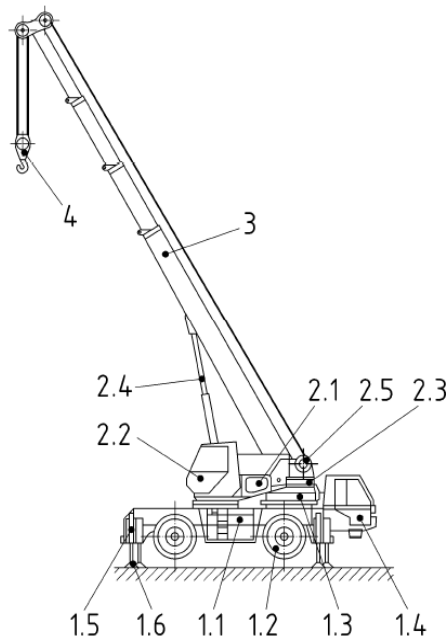
Maximální nosnost: 30 t

Zdvihací rozsah výložníku: 0-80 °



Obrázek 7: Autojeřáb Man 30t (22)

## 4.1 Jednotlivé části autojeřábu s teleskopickým výsuvem



### Legenda

#### 1 Podvozek

- 1.1 Dvounápravový podvozek
- 1.2 Kolo
- 1.3 Naftový motor
- 1.4 Kabina pro přepravu jeřábu
- 1.5 Rameno opěry
- 1.6 Deska opěry

#### 2 Nástavba

- 2.1 Ovládací systém
- 2.2 Pracovní kabina jeřábu
- 2.3 Protizávaží
- 2.4 Válec sklápění
- 2.5 Zdvihová jednotka

#### 3 Výložník

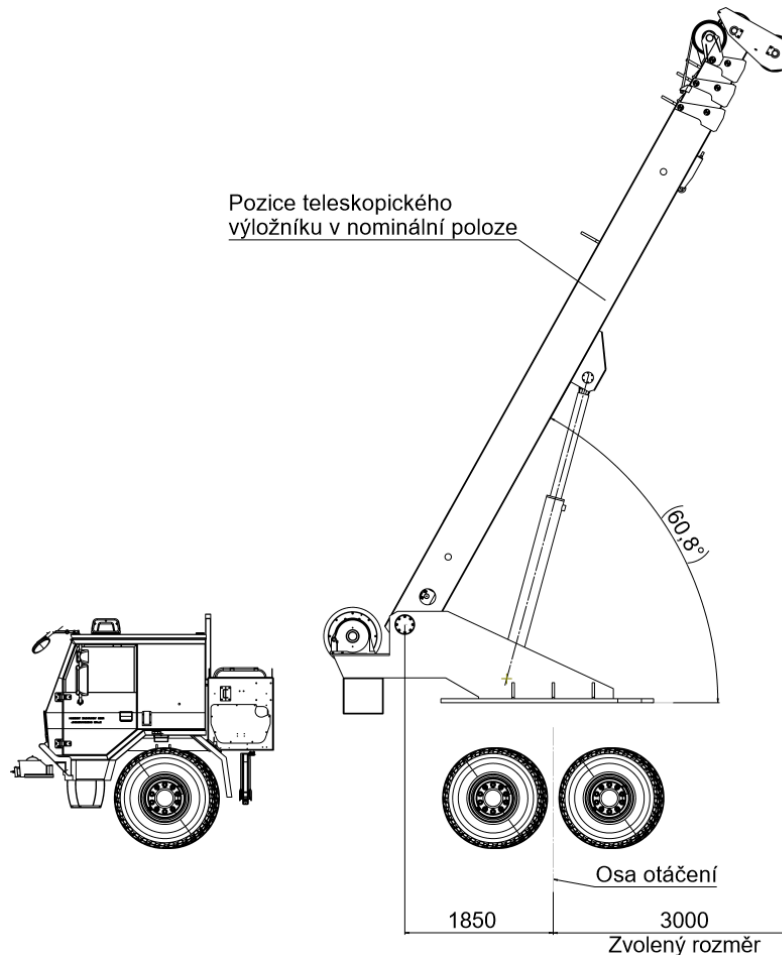
#### 4 Kladnice s hákem

Obrázek 8: Popis hlavních částí teleskopického jeřábu na kolovém podvozku [ČSN EN 13000+A1]

## 5. Základní principy a pojmenování

### 5.1 Nominální poloha

Jedná se o polohu, která charakterizuje jeřábový mechanismus mobilního jeřábu s teleskopickým výložníkem a otočnou konstrukcí na podvozku vybaveném koly (dále už jen autojeřáb).



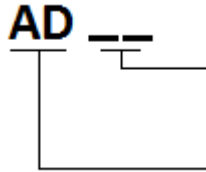
Obrázek 9: Nominální poloha v našem případě se vzdáleností 3m

Tato poloha vzniká stanovením důležitého rozměru, kterým je vzdálenost osy zdvihaného břemene od osy otáčení otočné konstrukce. Tento rozměr není dán normou, ale volbou při konstrukci. Proto se můžeme setkat s různými hodnotami u různých autojeřábů. Nejčastěji je volen rozměr 2,5–3 m. V této „nominální poloze“ je určena takzvaná tonáž

autojeřábu, ze které plyne jeho označení jako finálního celku. K této poloze je dimenzována velká část konstrukčních prvků.

### 5.1.1 Označování autojeřábů obecně

Ze zkratky označení, která je vyobrazená níže, se dá usoudit, o jaký typ jeřábu se jedná a s jakou maximální zátěží zdvihaného břemene dokáže pracovat.



Označení tonáže v tunách  
(např: 10, 14, 20, 28, 30)

Označení autojeřábů dle  
normy

Obrázek 10: způsob označení autojeřábů (2)

Například označení AD 10 znamená, že se jedná o autojeřáb, který dokáže zdvihat maximální břemeno o hmotnosti 10 tun, a to pouze za předpokladu, že je ve své nominální poloze. Dá se říci, že tato hodnota ukazuje na výchozí stav ze kterého jsou provedeny výpočty komponent na celém zdvižném mechanismu. K této hodnotě se dimenzují součásti na mechanismu autojeřábu, například výpočty hydraulických válců, jejich uložení, ložiska, která nesou výložník, i samotná otoč otočné konstrukce. (2)

## 5.2 Rozsah zdvihání teleskopického výložníku

Rozsahem zdvihání je úhel, kterým výložník disponuje. Tento úhel je většinou závislý na kinematickém provedení, a to mezi uložení teleskopického výložníku a svařencem horní otočné konstrukce. Tato rozsah bývá nejčastěji mezi 0-80 °.

## 5.3 Energie a zdroj síly

K vyvinutí sil, které uvádějí jednotlivé mechanismy do pohybu, je použit hydraulický systém poháněný většinou dieselovým motorem. Tento motor také slouží pro pohyb vozidla.

V dnešní moderní době se můžeme zřídka setkat také se stroji poháněnými hybridními pohony. U těchto hybridních strojů jsou zpravidla dva zdroje energie, a to většinou Dieselův motor a elektro motor využívající rekuperace své zbytkové kinetické energie do svých akumulátorů. Tato energie se následně využívá pro pohyb mechanismů. Problémem jsou však vysoké pořizovací náklady a velký zastavěný prostor pro uložení akumulátorů.



Hydraulika může být použita u takzvaných hydraulických válců s nejrůznějšími rozměry. Tyto válce jsou rozděleny na válce *jednočinné* a *dvoučinné*. Záleží na směrech, ve kterých činnost vykonávají. Jednočinný hydraulický válec využívá pouze jeden vstup pro přívod hydraulického oleje, který jej uvádí do pohybu. Tento vstup může být umístěn nad píst pístnice, nebo pod něj. U takového válce je tlakem uvnitř vyvozena síla pro vysunutí, nebo zasunutí pístnice. Opačný směr může zajistit například integrovaná pružina, nebo vlastní tíha zdvihané konstrukce. Dvoučinný válec má dva vstupy pro přívod hydraulického oleje a je tak soběstačný pro oba pohyby. U hydraulických válců se ve standardních provedeních využívají tlaky cca do 16-20 Mpa, přičemž takovýto válec se zkouší na cca 24-28 Mpa. Zkoušky jsou prováděny na těsnost válce a na odolnost při navýšeném tlaku než je tlak nominální. Atypické válce dosahují tlaků i 35 MPa, Tyto válce jsou ale také dražší a robustnější. (3)

Druhá stránka hydraulického zdroje síly může být hydromotor, který má na autojeřábu také využití. Používá se například pro navíjení zdvižného lana, nebo pro otáčení horní konstrukce. (3)

## 5.4 Bezpečnosti použité při výpočtech

**Zatížení od vlastních hmotností:** součinitel zatížení  $k_g$  pro zatížení vyvozená vlastní hmotností se uvažuje  $k_g=1,1$ . Ale pokud výrobce dokáže zaručit zjištění hmotnosti například vážením, přesnou hmotnost konstrukce, uvažuje se s hodnotou 1. To se však u konstrukce každého autojeřábu nestane. (4)

**Zatížení od břemene:** součinitel zatížení od břemene  $k_b$  vyjadřuje možné zvětšení jmenovitého břemene při provozu, způsobené například zachycením, nebo nepřesným stanovením zdvihané hmotnosti. Součinitel bezpečnosti byl zvolen z tabulky 2 z normy ČSN 27 0103, a to pro charakteristiku provozu: Jeřáby s malou pravděpodobností náhodného přetížení a jeřáby v provozech, kde hmotnost břemen je rozdílná, ale snadno určitelná. Hodnota této bezpečnosti je  $k_b=1,3$ . Pro toto určení je také důležitý fakt, že u autojeřábu je rozjezd a brždění břemena řešen rovnoměrným zrychlením od hydraulických členů, které jsou ovládané obsluhou regulačními pákami. Ale u jiných jeřábů, kde se zastavování a rozjíždění břemene řeší koncovými spínači, nebo různými pohony (např. přes mírně provedený řetěz) je bezpečnost o něco přísnější, a to  $k_b=1,5$ .

**Dynamický součinitel zdvihový:** účinek dynamických sil vznikající zdviháním, spouštěním břemena a též vliv různých provozních činitelů se vyjádří ve výpočtu navýšením nosných prvků o tento součinitel  $\psi$ . Určení součinitele je provedeno nejprve zvolením skupiny, ve které se jeřáb dle tabulky nachází. Skupina, do které spadá naše zařízení autojeřábu, je III, a mohla by zde být i skupina II. (5)

Jeřáby na vozidlech	stavební	III
	silniční, pojíždějící s břemenem	III
	silniční, nepojíždějící s břemenem	II

Obrázek 11: část tabulky k určení skupiny jeřábů

A následné zvolení normou daného součinitele z tabulky na obr.12. Pro náš případ byl zvolen součinitel bezpečnosti  $\psi=1,2$ . (5)

Skupina jeřábů	Dynamický součinitel zdvihový $\psi$	
	pro jeřáby mostové*)	pro jeřáby s otočným výložníkem
I	1,1	1,05
II	1,2	1,10
III	1,3	1,20
IV	1,5**) )	1,30

Obrázek 12: část tabulky k určení dynamického součinitele

## 6. Mapa zdvihů

Mapa zdvihu je vodičkem pro obsluhu jeřábu, aby věděla, v jakých oblastech se může se zdvihanou zátěží pohybovat. Dá se říci, že je to spíše pro přehled a pro rozhodnutí, jestli je určitý typ jeřábu na zvolenou práci vhodný. Při manipulaci s břemenem jsou z bezpečnostních důvodů na zdvihacím mechanismu rozmístěna čidla, která vysílají informace o hodnotě naklonění, výsuvu a zatížení výložníku břemenem. Tato data se vyhodnocují a porovnávají v softwaru s dovolenými hodnotami, a to jestli je zvedaná zátěž adekvátní vzhledem ke své poloze v pracovním rozsahu. Pro vyhodnocení, v jaké poloze se výložník nachází, se používají tři snímače. Jeden z nich je ovládán ocelovým lankem, které je navinuté na bubínku. Tento



bubínek je uchycen na boku nevýsuvného ramene. Volný konec lanka je přichycen k poslednímu výsuvnému rameni. Při výsuvu ramen se lanko odmotává a absolutní krokový snímač vysílá informaci o hodnotě výsuvu výložníku. Druhý snímač polohy je umístěn na čepu, ve kterém dochází k naklápění celého výložníku, hodnota naklopení se zaznamenává. Třetím a posledním snímačem pro určení pracovních parametrů je snímač tlaku umístěný v hydraulickém obvodu pro zdvih teleskopu. Z těchto informací software dokáže vyhodnotit polohu a vysunutí výložníku s výpočtem zdvihacího břemene. Pokud je překročen limit z dané mapy zdvihu, neboli pracovního rozsahu, proces manipulace je umožněn jen ve směru tuto skutečnost napravit.

## 6.1 Parametry mapy zdvihů

Mapa zdvihů je popsání celkové pracovní výšeče jeřábu pro zdvihání břemen. Tato mapa je vyjádřením bodů, které ukazují na maximální zdvihanou hodnotu v daném místě pracovního rozsahu autojeřábu.

Pro tuto práci jsou zvoleny body na mapě zdvihů takto:

### *Naklopení výložníku:*

naklopení 1	4 °
naklopení 2	10 °
naklopení 3	25 °
naklopení 4	40 °
naklopení 5	55 °
naklopení 6	60,8 ° (nominální poloha – 3 m; břemeno - osa točny)
naklopení 7	75 °

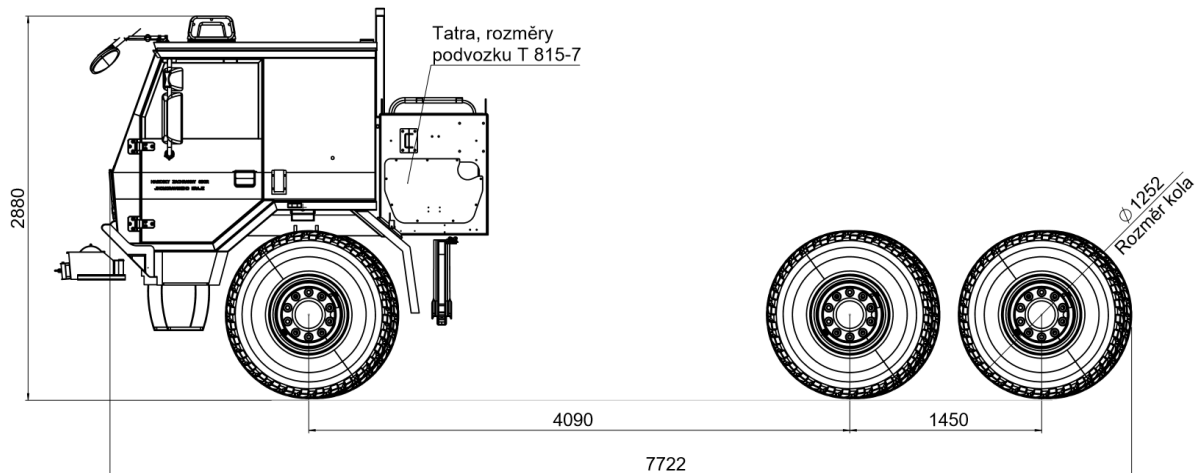
### *Výsuv výložníku:*

výsuv 0	0 m (nominální poloha)
výsuv 1	4,5 m
výsuv 2	9 m
výsuv 3	13,5 m

## 7. Návrh základních rozměrů

### 7.1 Vstupní parametry projektu

- Zátěž od břemene v „nominální“ poloze, tzv. tonáž jeřábu = **20 t**
- Určující vzdálenost pro „nominální polohu“ = **3 m**
- Rozsah zdvihání výložníku: **0-80°**
- Celkový dosah od kloubu zdvihu byl zvolen v porovnání s konkurenčními jeřáby na **22 m**
- Návrh je zaměřen na otočnou konstrukci s teleskopickým výložníkem a ohledem na případnou **montáž k vozidlu nové řady T815-7 FORCE s co nejmenším přesahem vozidla**. Zvolené vozidlo v projektu zaujímá roli doprovodnou a to pro potřebu mít stanovené přípojné rozměry k návrhu jednotlivých komponent.



Obrázek 13: Výchozí hrubý model s aktuálními rozměry Tatra T815-7

### 7.2 Stanovení délky výložníku vůči vozidlu Tatra T815-7 FORCE

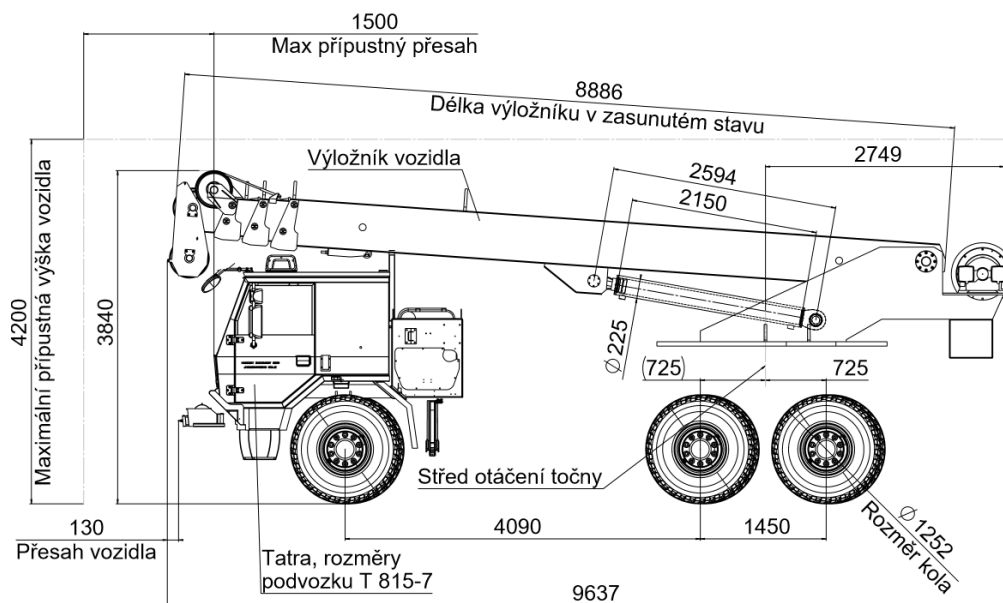
Na obrázku 14 je vyobrazen návrh výložníkového ramene s ohledem na zvolený výsuv 22 m a minimální přesah kabiny osádky. Pro tuto skutečnost je volena délka teleskopického výložníku v zasunutém stavu na cca 8,9 m při jednom pevném a třech výsuvných ramenech. Také je zapotřebí kontrolovat maximální přípustné přesahy a rozměry takového vozidla.



Vozidlo na obrázku splňuje vyhlášku č. 341/2014 Sb., příloha č. 13 pro vozidla kategorie SS (zvláštní vozidla), a to že příslušenství - nástavba vozidla nepřesahuje vlastní vozidlo více než 1,5 m. Také je splněna podmínka maximální výšky takového vozidla do 4,2 m. (5)

Osa otáčení otočné konstrukce je plánována uprostřed dvou zadních náprav, kvůli správnému rozložení váhy. Tady je nutné kontrolovat, jestli nosnost náprav bude dostatečná, vzhledem k vysoké váze konstrukce, případně konfigurovat podvozek tatra dle možností výrobce.

Výška otočné konstrukce je pouze orientační a bude ji možné upravit v závislosti na připravené konstrukci pro její uložení. V případě posunu od zobrazené polohy směrem nahoru, nebo dolů nebude narušen žádný důležitý bod horní otočné konstrukce. Maximálně se změní celková výška vozidla, kde je dostatečná rezerva do limitních 4,2 m dle vyhlášky.



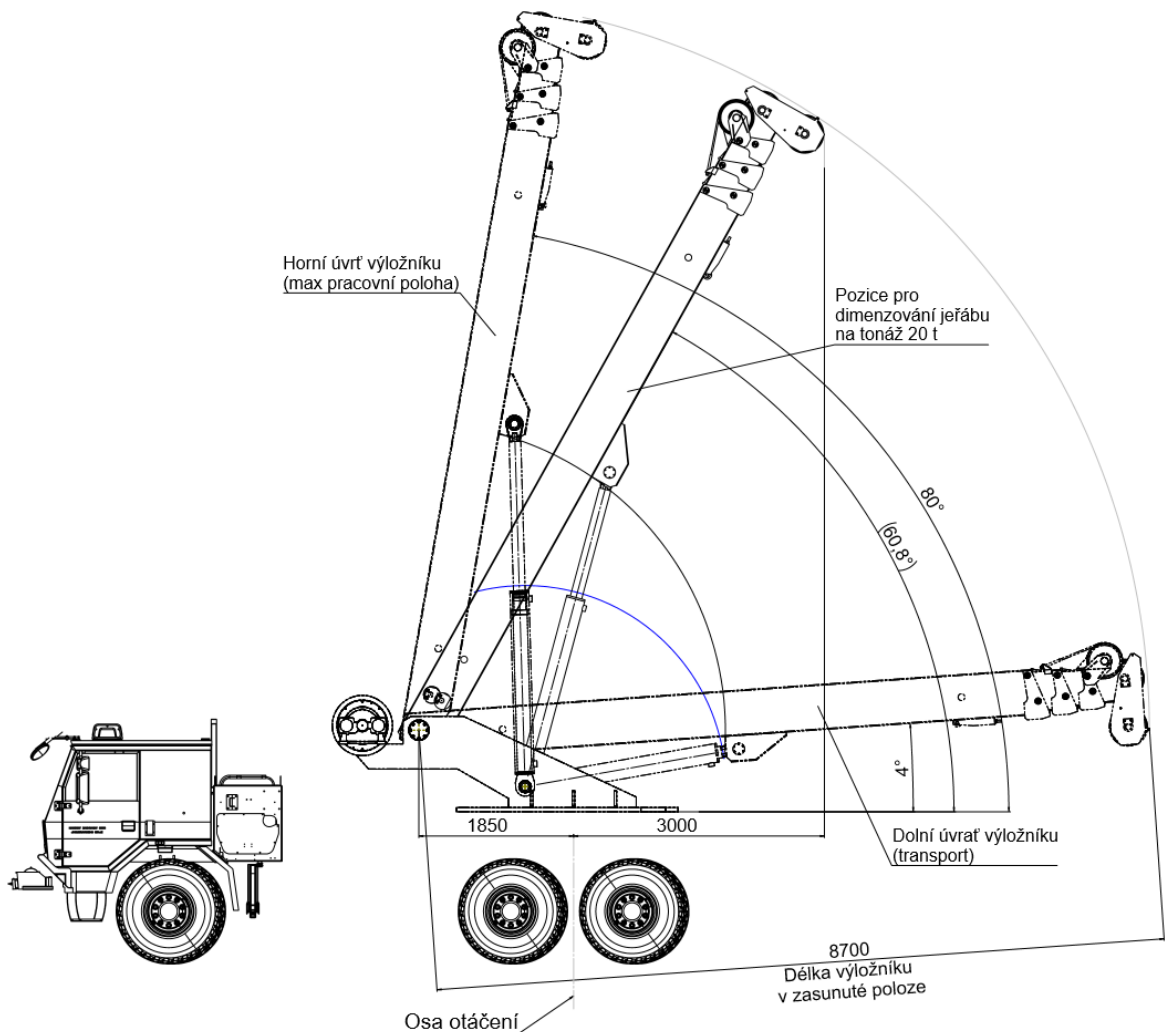
Obrázek 14: Kompletní vozidlo a její rozměrová charakteristika v přepravní poloze

### 7.3 Kinematické schéma zdvihání teleskopického výložníku

Po návrhu rozměrů výložníkového ramene, které bylo uzpůsobeno vzhledem k velikosti nosného vozu Tatra T815-7 s minimálním přesahem, je třeba vyšetřit pomocí kinematického schématu rozsah krajních poloh. Toto schéma na obrázku 15 je důležité hlavně pro rozměrový návrh hydraulického válce. Tento válec zajišťuje zdvih ramene v rozsahu 0-80 °. Válec je upevněn v jednom bodě na pevném otočném rámu horní konstrukce a

v druhém bodě ve svařenci nevýsuvného zdvihaného ramene výložníku. Pro zdvih se ve většině případů užívá jeden, nebo dva doprovázející se válce.

Ze schématu je také zřejmé, kde se nachází naše zvolená „nominální poloha“ oproti maximálnímu rozpětí výložníku.



Obrázek 15: Kinematické schéma pro zvolený rozsah zdvihu 0-80°

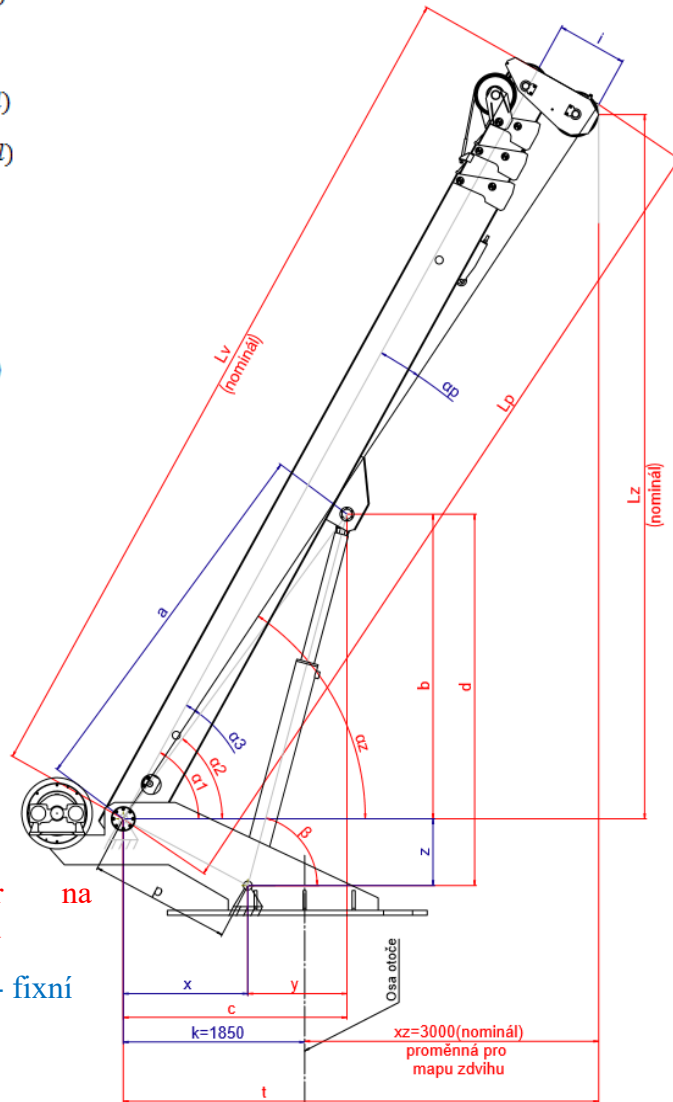
## 7.4 Odvození rozměrů pro následný výpočet

Pro komplexní propočítání všech možných pozic teleskopického výložníku, je třeba znát kinematiku mechanismu a také jednotlivé rozměry. U mechanismu, který se může pohybovat, je zapotřebí určit rozměry fixní, stálé pro každou polohu mechanismu. Dále je zapotřebí

stanovit rozměry závislé na rozměrech fixních a na rozměrech nezávislých, nalézt mezi nimi závislosti a dopočítání hodnoty závislých délek a úhlů. Určení poloh mechanismu je dáno hodnotami nezávislými, které ovládají výložníkem, v celém rozsahu mechanismu. Počet těchto nezávislých hodnot udává počet stupňů volnosti.

$$\begin{aligned}
 l_p &= \sqrt{lv^2 + i^2} & k &= (model) \\
 \alpha z &= \arcsin \frac{lz}{l_p} & t &= (model) \\
 b &= \sin \alpha 2 * a & lv &= (model) \\
 c &= \cos \alpha 2 * a & \alpha p &= (model) \\
 y &= c - x & z &= (model) \\
 d &= b + z & x &= (model) \\
 p &= \sqrt{z^2 + x^2} & a &= (model) \\
 \beta &= \arctg \left( \frac{d}{y} \right) & lz &= (model) \\
 \alpha 1 &= \alpha p + \alpha z & i &= (model) \\
 \alpha 2 &= \alpha 1 + \alpha 3 & xz &= (model) \\
 t &= k + xz & x 3 &= (model)
 \end{aligned}$$

Závislý parametr na  
zdvihu, nebo výsuvu  
Nezávislý parametr - fixní



Obrázek 16: Schéma závislých a nezávislých parametrů při zdvihu

## 7.5 Silový rozbor mechanismu zdvihu

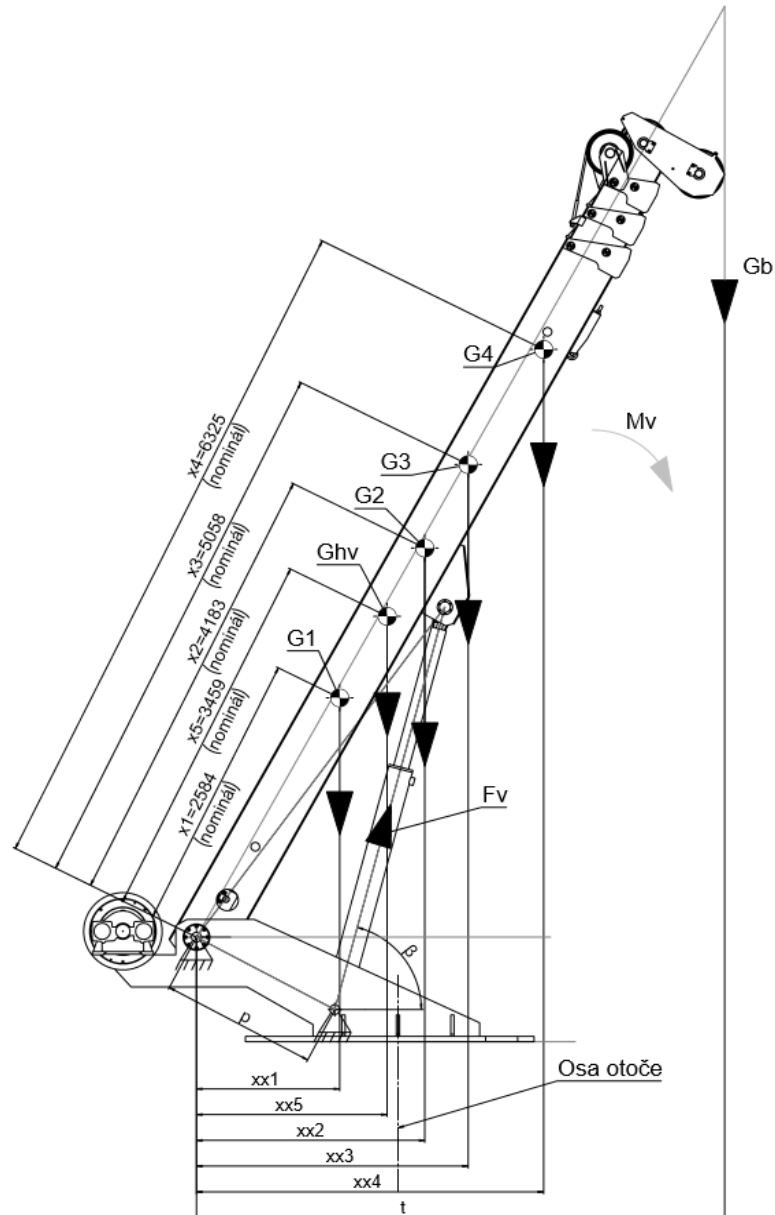
Silový rozbor je důležitou součástí návrhu jednotlivých komponent. Pro tento propočít je rameno autojeřábu v „nominální poloze“. Výpočet dává do rovnováhy moment od zatížení břemenem a samotné konstrukce oproti momentu tvořeným od zdvižných válců.



1. Díl výložníku	2 202 kg
2. Díl výložníku	1 032 kg
3. Díl výložníku	1 029 kg
4. Díl výložníku	1 113 kg
5. Hydraulický válec zdvihu	250 kg
6. Nominální zátěž	20 000 kg

Ve výpočtech jsou zahrnuty tyto *bezpečnosti*, které jsou stanoveny normou pro výpočty jeřábových strojů dle odstavce 5.4. Pro autojeřáby je stanovená bezpečnost od samotného zatížení konstrukce  $k_g=1,1$ . Dále je stanovená bezpečnost od zdvihaného břemene a to hodnotou  $k_b=1,3$ . Pro stojací jeřáby je standardně brána hodnota bezpečnosti od zdvihaného břemene  $k_b=1,5$ , a to z důvodu koncových spínačů, které do brždění a rozjíždění vnášejí rázy. Ale u autojeřábu je vše ovládáno hydraulicky s plynulým rozjezdem a bržděním, proto je tato hodnota nižší. Dále je třeba zmínit bezpečnost od vlivu větru, která se uvažuje pouze u jeřábů, které jsou těmto podmínkám vystaveny. Vliv síly větru se zpravidla zanedbává až do rychlosti 10 m/s. Jakmile je rychlost větru vyšší, práce s autojeřábem není výrobcem dovolena.

Na schématu jsou znázorněny působící síly a jejich ramena od bodu klopení.



Obrázek 17: Sílový rozbor v nominální poloze  $t=3m$

$$F_i = G_i \cdot g \cdot k_g$$

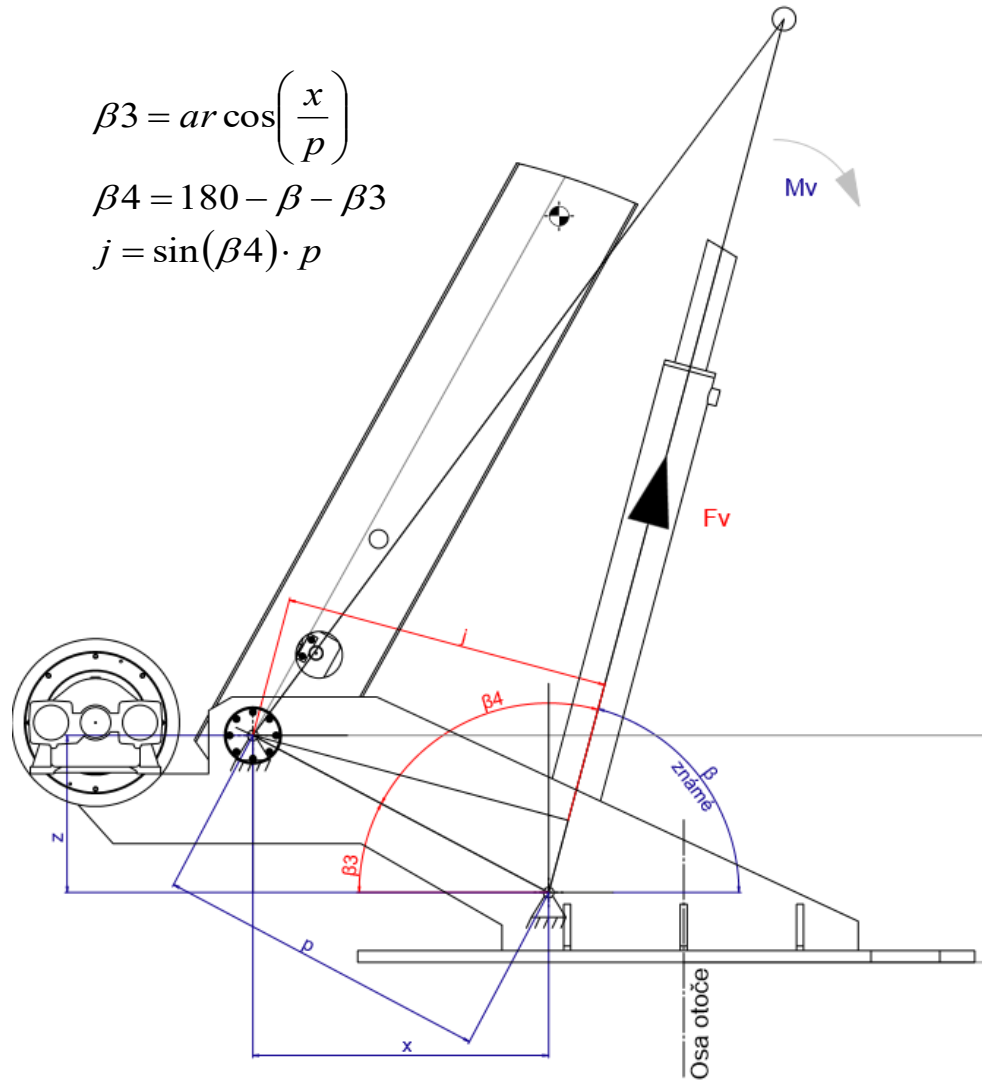
$$F_{bnom} = G_b \cdot g \cdot k_b$$

$$xx_i = x_i \cdot \cos(\alpha z)$$

$$M_i = F_i \cdot xx_i$$

$$M_1 + M_2 + M_3 + M_4 + M_{hv} = M_{ramnom}$$

Pro výpočet síly, která je nutná ke zdvihu, musíme určit rameno, na kterém působí hydraulický válec momentem  $M_v$ . Toto rameno je označeno v obrázku 18 jako parametr „j“.



Obrázek 18: Určení ramene k momentu od hydraulických válců

Výpočet potřebné síly  $F_v$  pro zdvih výložníku a návrh hydraulických válců.

$$F_1 \cdot xx_1 + F_2 \cdot xx_2 + F_3 \cdot xx_3 + F_4 \cdot xx_4 + F_{hv} \cdot xx_5 + F_b \cdot t = 2 \cdot F_v \cdot j$$

$$F_v = \frac{F_1 \cdot xx_1 + F_2 \cdot xx_2 + F_3 \cdot xx_3 + F_4 \cdot xx_4 + F_{hv} \cdot xx_5 + F_b \cdot t}{2 \cdot j}$$

$$\underline{\underline{F_v = 484 \text{ kN} \Rightarrow \text{na jeden válec ze dvou}}}$$



V této síle jsou zahrnuty bezpečnosti, a je to maximální síla, která je nutná pro každý hydraulický válec. Ve výpočtu je uvažováno se dvěma stejně silnými hydraulickými válci.

## 8. Proces zdvihu výložníku

### 8.1 Parametry hydraulických válců zdvižných

Pro určení hydraulických válců je nutné brát v úvahu prostor pro zástavbu, samotný pracovní rozsah válce a vypočtenou sílu, kterou je třeba pro pohyb vyvodit. Vyšetření pracovního rozsahu je voleno z modelové dispozice, která je zřejmá z obrázku 15.

- |                             |           |
|-----------------------------|-----------|
| 1. Válec v zasunuté poloze: | 2,8 m     |
| 2. Válec ve vysunuté poloze | 4,54 m    |
| 3. Pracovní rozsah          | 1,74 m    |
| 4. Typ válce                | dvoučinný |

#### *Stanovení tlaku a činné plochy pístnice:*

Zvolen průměr  $\emptyset D = 200$  mm. Průměr  $D$  byl volen s ohledem na výsledný tlak ve válci. Zde bylo výhodné se pohybovat do tlaku max. 20 Mpa, přičemž je zde válec dimenzován s dynamickým součinitelem bezpečnosti  $\psi$ .

$$\text{zvolen } \phi D = 200 \text{ mm}$$

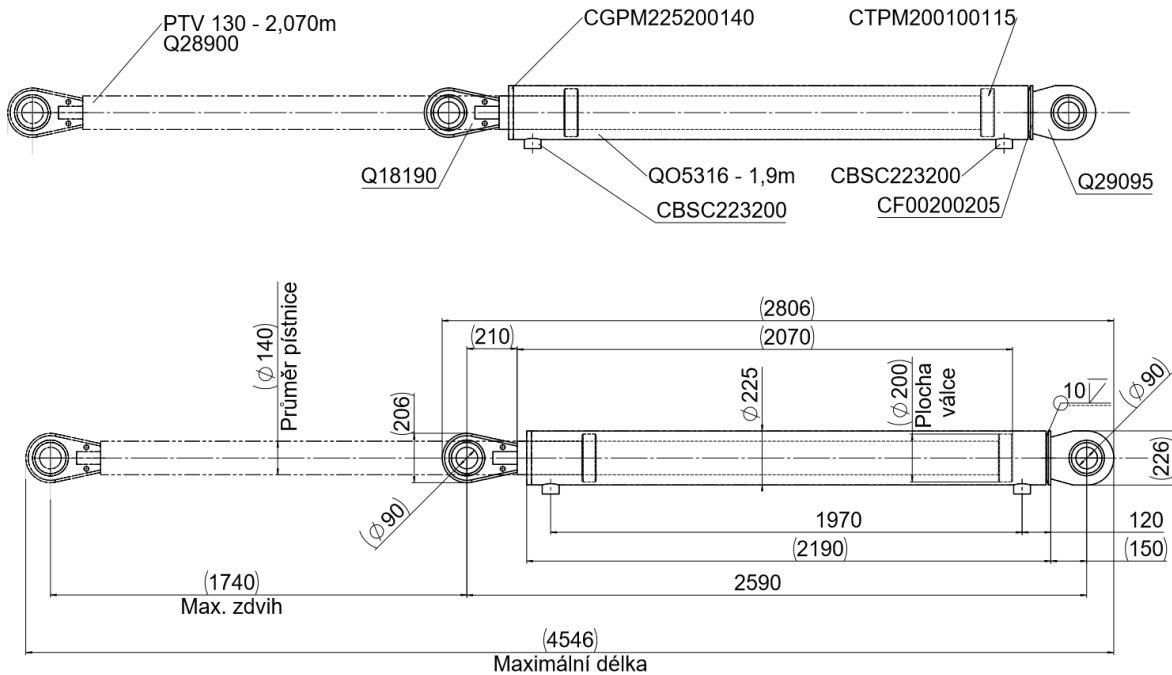
Plocha  $A$

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 200^2}{4} = 31\,415 \text{ mm}^2$$

Tlak ve válci  $p_{v1}$

$$p_{v1} = \frac{F_v \cdot \psi}{A} = \frac{484\,270 \cdot 1,2}{31\,415} = 18,5 \text{ Mpa}$$

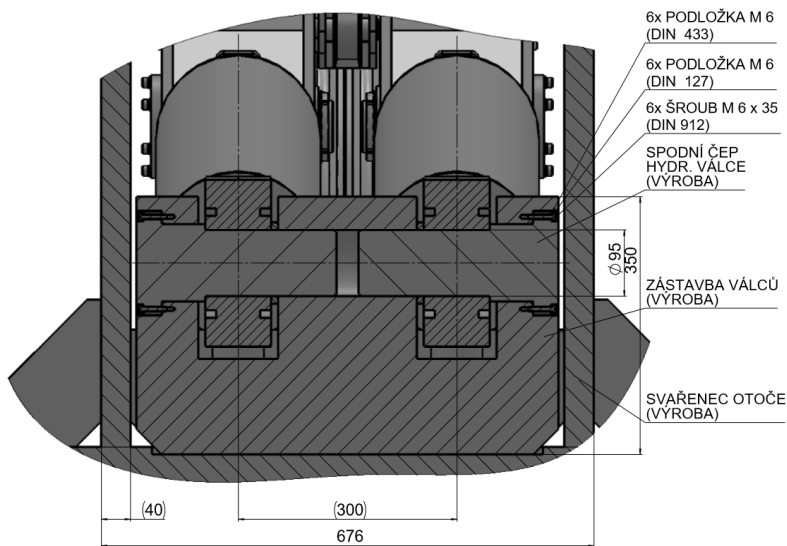
Takovýto válec je možné zakoupit u firmy zabývající se sestavováním válců na míru zákazníkovi. Zvolený válec je navrhnut pro výrobu u italské firmy Contarini, kterou v Čechách distribuuje firma Habercorn.cz. Vybrané prvky hydraulických válců jsou voleny z jejich standardního katalogu. Obrázek 19. (6). Firma se zaručuje za zhotovení kompletního hydraulického válce včetně provedení příslušných zkoušek na těsnost a pevnost, dle směrnic a norem.



Obrázek 19: Výkres pro objednávku hydraulického válce u firmy CONTARINI

## 8.2 Uložení válců do konstrukce

Uložení je nutné kontrolovat především v čepích, které zachycují reakční sílu. Ložiska a jejich výpočet jsou součástí dodávky od firmy Contarini společně s válci, proto výpočet

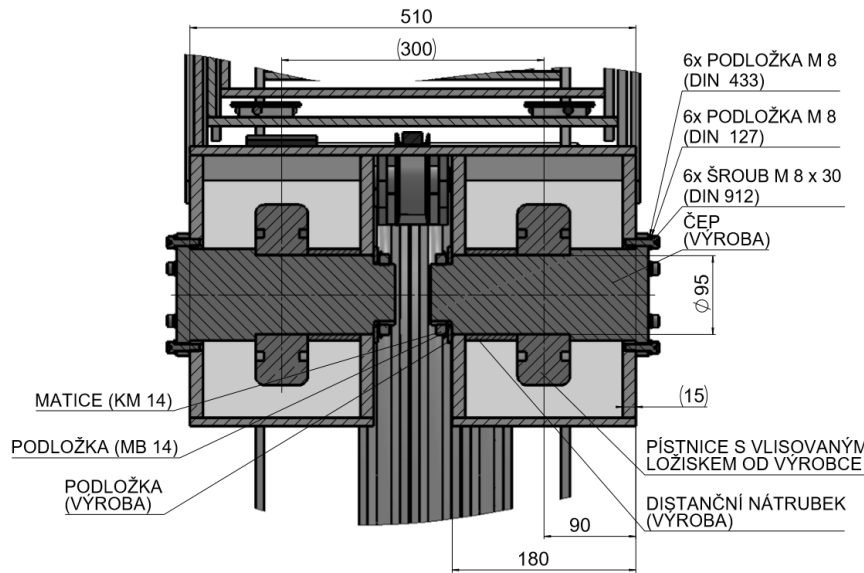


Obrázek 20: Náhled spodního uložení zdvižných válců

můžeme pro tentokrát vynechat. Na obrázku 20 a 21 je znázorněno spodní a horní uložení válců. Protože jsou použity stejné průměry čepů a v obou uloženích je stejná reakční síla, očekáváme větší zatížení v horním uložení válců. Toto namáhání má charakter



ohybu ve dvou kloubových podpěrách, tzv. nosník staticky určitý. V tomto případě by



Obrázek 21: Náhled horního uložení zdvižných válců do výložníku

se dalo uvažovat o uložení s vetknutím, ale jelikož čep není do konstrukce rámu navařen, vznikají na čepu minimální deformace. Tyto deformace způsobí odlišné chování od vetknutého uložení. Nicméně se dá říci, že určitý stupeň vetknutí zde nastává, ale počítat s ním nemůžeme. Jen je zřejmé, že tento fakt nám bude působit v náš prospěch. V obr. 22 můžeme vidět rozložení sil na jednom z čepů.

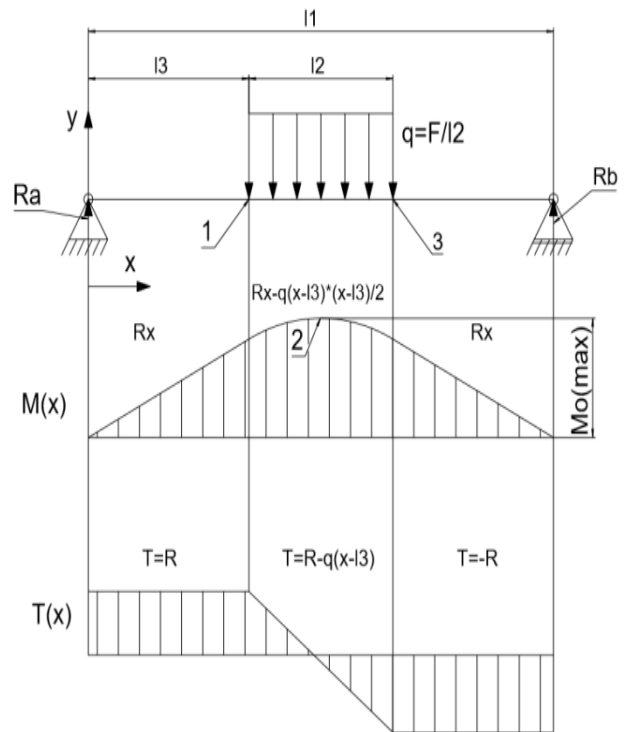
V tomto případě je výpočet proveden se spojitým zatížením, které je rozloženo na dosedu mezi ložiskem navařeného oka k hydraulickému válci a čepem. Materiál byl zvolen vzhledem k dostupnosti polotovaru s vyšší mezi kluzu. (7) Čep je vystaven namáhání od ohybu, kde největší moment působí v polovině čepu, proto je zde nutná kontrola bezpečnosti. Dále je čep vystaven v bodě 1 smykovému napětí od posouvající se síly + ohybovému napětí, proto v těchto místech musí být čep kontrolován. Ve výpočtech je navíc zahrnuta bezpečnost od dynamických sil  $\psi$ .

Průměr čepu	D= 95 mm
Mat. 11 700	Re= 343 MPa (7)
dyn. bezpečnost	$\psi = 1,2$
délka	$l_1 = 180$ mm
délka	$l_2 = 60$ mm
délka	$l_3 = 60$ mm

$$W_o = \frac{\pi \cdot D^3}{32} = \frac{\pi \cdot 95^3}{32} = 84172 \text{ mm}^3$$

$$Ra = Rb = R = \frac{F}{2} = \frac{484000}{2} = 242000 \text{ N};$$

$$q = \frac{F}{l_2} = \frac{484000}{60} = 8071 \text{ N}$$



Obrázek 22: Síly na čepu klopení

kontrola v bodu 2 ( $x = l_1/2$ )

$$M_o(l_1/2) = \left( \left( R \cdot \frac{l_1}{2} \right) - \left( q \cdot \left( \frac{l_1}{2} - l_3 \right) \cdot \frac{1}{2} \left( \frac{l_1}{2} - l_3 \right) \right) \right) \cdot \psi$$

$$= \left( \left( R \cdot \frac{l_1}{2} \right) - \left( \frac{F}{l_2} \cdot \left( \frac{l_1}{2} - l_3 \right) \cdot \frac{1}{2} \left( \frac{l_1}{2} - l_3 \right) \right) \right) \cdot \psi$$

$$= \left( \left( \frac{242000 \cdot 180}{2} \right) - \left( 8071 \cdot \left( \frac{180}{2} - 60 \right) \cdot \frac{1}{2} \left( \frac{180}{2} - 60 \right) \right) \right) \cdot 1,2$$

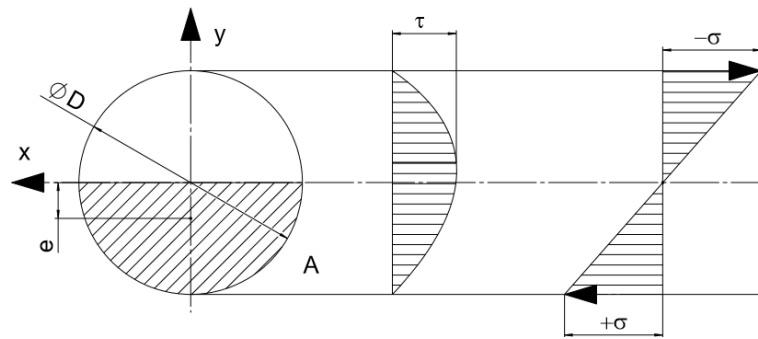
$$= 21792156 \left[ \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = \text{MPa} \right]$$

$$\sigma = \frac{M_o}{W_o} = \frac{21792156}{84172} = 258,9 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{Re}{\sigma} = \frac{342}{258,9} = 1,32 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kontrola v bodu 1 ( $x=l_3$ )

$\tau_{\max}$	Smykové napětí maximální (Grashofův vzorec) (21)
T	Posouvající síla v průřezu
$S_y$	Statický moment oddělené části průřezu
$J_o$	moment setrvačnosti celého průřezu
B	šířka průřezu v uvažované části
A	plocha průřezu oddělené části (polokruh)
e	vzdálenost osy těžiště od osy průměru (20)



Obrázek 23: působení posouvající síly jako smíkové napětí

$$M_o(l_3) = (R \cdot l_3) \cdot \psi = 242000 \cdot 60 \cdot 1,2 = 17\,433\,725 \text{ Nmm}$$

$$\sigma = \frac{M_o}{W_o} = \frac{17\,433\,725}{84\,172} = \underline{207,1 \text{ MPa}}$$

Grashofův vzorec smykového napětí :

$$\tau_{\max} = \frac{T \cdot S_y}{J_o \cdot B} = \frac{R \cdot A \cdot e}{\frac{\pi \cdot D^4}{64} \cdot D} = \frac{R \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{8} \cdot \frac{4 \cdot D}{2 \cdot 3 \cdot \pi}}{\frac{\pi \cdot D^4}{64} \cdot D} = \frac{R \cdot 32}{3 \cdot \pi \cdot D^2} = \frac{242\,135 \cdot 32}{3 \cdot \pi \cdot 95^2} = \underline{45,5 \text{ MPa}}$$

$$\sigma_{red}^{hnh} = \psi \cdot \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau_{\max}^2} = 1,2 \sqrt{207,1^2 + 3 \cdot 45,5^2} = 271,5 \text{ MPa}$$

$$k_{red}^{hnh} = \frac{Re}{\sigma_{red}^{hnh}} = \frac{343}{271,5} = 1,26 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Všechny normou stanovené součinitele jsou započítány jako přítěžující okolnosti a zároveň zahrnuta hodnota od vetknutého uložení, je tedy jisté, že výpočet bezpečnosti k byl proveden s dostatečnou rezervou.



### 8.3 Maximální zdvihaná břemena pomocí hydraulických zdvižných válců

Cílem je propočítat jednotlivých hodnot maximálních zdvihaných zátěží v různých oblastech pracovního rozsahu výložníkového ramene, a to vzhledem k únosnosti zdvihacích hydraulických válců, bez úvahy převážení vozidla a jiných vedlejších okolností. Hodnoty jsou počítány pro zvolené body v pracovním rozsahu dle kapitoly 6.1. V tomto propočtu jsou brány v úvahu hmotnosti jednotlivých ramen spolu s hmotností mechanismu pro výsuv výložníku. Výpočet respektuje fakt, že s výsuvem, nebo naklopením výložníku se mění i vzdálenost působících sil na jednotlivé prvky, a to k místu pevného, nevýsuvného ramene. Výpočet zahrnuje bezpečnost k samotné hmotnosti konstrukce s hodnotou  $k_g = 1,1$  dle normy. Tato hodnota pokrývá nepřesnosti výroby a odchylky skutečné hmotnosti od té teoretické. Dále je hodnota maximální vypočtené zátěže ponížena o bezpečnost od břemene v hodnotě  $k_b = 1,3$  také dle normy.



### *Stanovení sil na mechanismus*

U mechanismu jsou zavedeny síly působící na jednotlivé prvky. Tyto síly jsou stálé, kromě počítané síly od břemene, ta je závislá na pozici výložníku. Hodnoty ramen  $XX_i$  a  $T$  jsou závislé na počítaném bodu v pracovním rozsahu dle kapitoly 6.1. Fáze výpočtu začíná u zvolení pracovního bodu, z kterého plynou parametry  $L_{vys}$  a  $\alpha_1$ . Dále jsou dopočítány jednotlivá ramena, na kterých působí moment od příslušných prvků (ramen - konstrukce). Součet momentů od zátěže konstrukce je v této práci nazýván  $M_{ram}$ . Poté jsou dány do rovnosti proti sobě působící všechny momenty. V tomto stavu je možné dopočítat maximální dovolenou zátěž na konci výložníku.

$$M_{ram}^i = F_1 \cdot XX_1^i + F_2 \cdot XX_2^i + F_3 \cdot XX_3^i + F_4 \cdot XX_4^i + F_{HV} \cdot XX_5^i$$

$$M_V = M_b^i + M_{ram}^i$$

$$j \cdot 2 \cdot F_v = (G_{bmax}^i \cdot k_b \cdot g \cdot T^i) + (F_1 \cdot XX_1^i + F_2 \cdot XX_2^i + F_3 \cdot XX_3^i + F_4 \cdot XX_4^i + F_{HV} \cdot XX_5^i)$$

$$\Rightarrow G_{bmax}^i = \frac{(j \cdot 2 \cdot F_v) - (F_1 \cdot XX_1^i + F_2 \cdot XX_2^i + F_3 \cdot XX_3^i + F_4 \cdot XX_4^i + F_{HV} \cdot XX_5^i)}{k_b \cdot g \cdot T^i}$$

Na obrázku 24 můžeme vidět, že mechanismus výsuvu výložníku pracuje rovnoměrně s výsuvem všech tří výsuvných ramen (tento mechanismus bude podrobněji probrán v kapitole 9). Proto je třeba celkový výsuv dělit třemi, poté správně přerozdělit jednotlivé výsuvy ke vzdálenostem mezi příslušným těžištěm a čepem naklápění. Je nutné také zmínit změnu v označování ramen ( $xx_i$ ,  $t$ ) a ( $XX_i$ ,  $T$ ). Označením malými písmeny se v této práci rozumí hodnota pouze pro nominální stav, kdežto označení velkými je myšleno přepočítané výložníkové rameno respektující výsuv a naklopení v aktuálním bodě pracovního prostoru.

$$F_i = G_i \cdot g \cdot k_g$$

$$F_{b_{\max}}^i = G_{b_{\max}}^i \cdot g \cdot k_{br}$$

$$T^i = t^i + Lvys^i \cdot \cos(\alpha 1^n)$$

$$XX_1^i = x_1 \cdot \cos(\alpha 1^n)$$

$$XX_2^i = \left( x_2 + \frac{1}{3} Lvys^i \right) \cdot \cos(\alpha 1^n)$$

$$XX_3^i = \left( x_3 + \frac{2}{3} Lvys^i \right) \cdot \cos(\alpha 1^n)$$

$$XX_4^i = \left( x_4 + \frac{3}{3} Lvys^i \right) \cdot \cos(\alpha 1^n)$$

$$XX_5^i = \left( x_5 + \frac{1}{3} Lvys^i \right) \cdot \cos(\alpha 1^n)$$

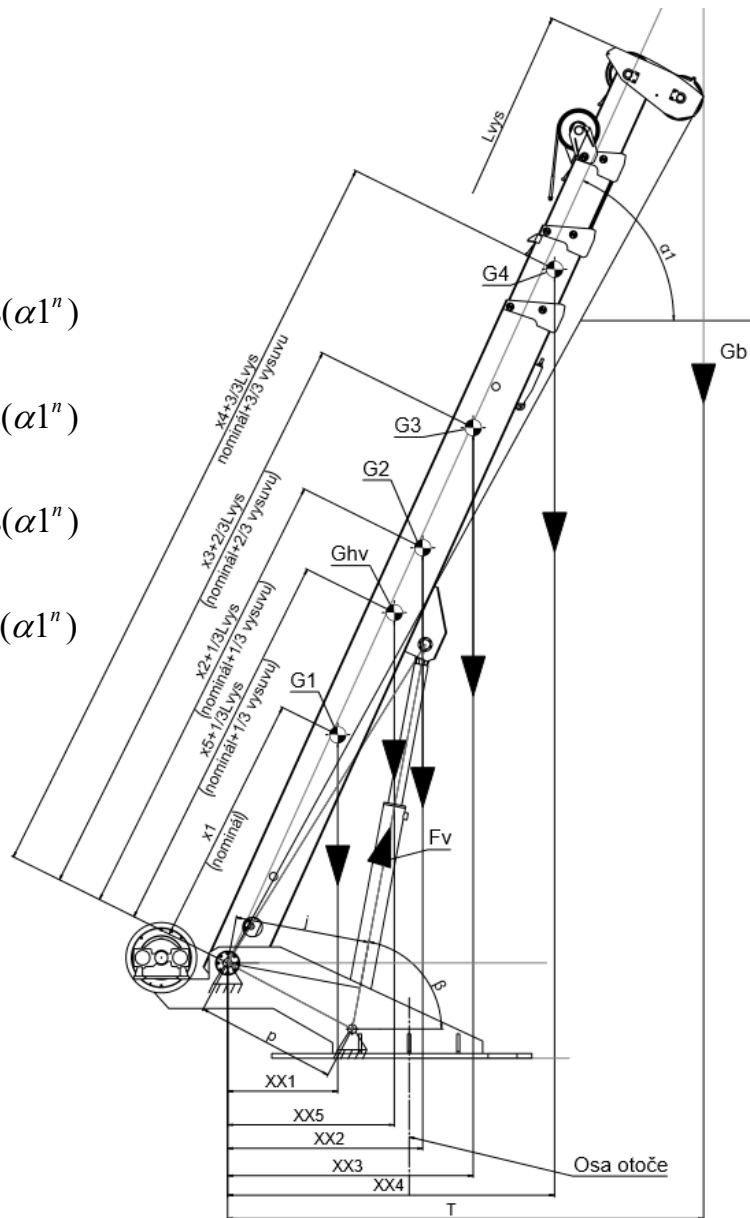
$Lvys$  :

$i = 0 \text{ m}; 4,5 \text{ m}; 9 \text{ m}; 13,5 \text{ m}$

$\alpha 1$  :

$n = 4^\circ; 10^\circ; 25^\circ; 40^\circ;$

$55^\circ; 60^\circ; 75^\circ$



Obrázek 24: silové poměry pro vysouvající a naklápějící se výložník

### Rozložení sil a reakcí

Výsledkem propočtů je reakce v uložení výložníku. Tato síla se mění v závislosti na daném bodu pracovního rozsahu. Proto je potřeba napočítat reakci v každém bodě, dle kap. 6.1, z rozsahu a vyhodnotit maximální reakční sílu. Tato maximální síla nastává ve stavu vysunutí  $L_{vys} = 13,5 \text{ m}$  a naklopení  $\alpha_1 = 4^\circ$ . V tomto rozvržení je síla na čep **Ra=958 kN**

*S tan o veni sil :*

$$F_i = G_i \cdot g \cdot k_g$$

$$F_b^i = G_b^i \cdot g \cdot k_b$$

*sily od hydraulických valcu :*

$$F_{V_x}^i = F_V \cdot \cos \beta^i$$

$$F_{V_y}^i = F_V \cdot \sin \beta^i$$

*Momentová rovnováha ve smeru Y :*

$$Y : F_1^i + F_2^i + F_3^i + F_4^i + F_{hv}^i + F_b^i = F_{V_y}^i + R_{ay}^i$$

$$R_{ay}^i = F_1^i + F_2^i + F_3^i + F_4^i + F_{hv}^i + F_b^i - F_{V_y}^i$$

*Momentová rovnováha ve smeru X :*

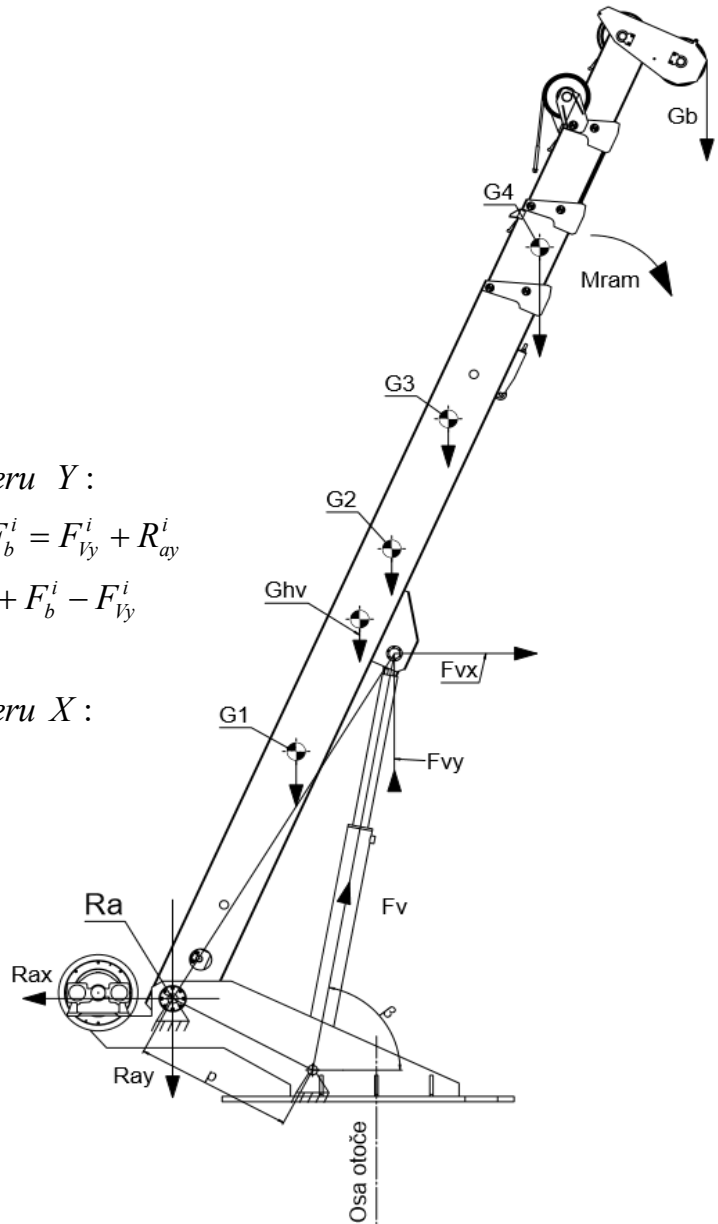
$$X : R_{ax}^i = F_{V_x}^i$$

*Celková síla na čep :*

$$R_a^i = \sqrt{R_{ay}^i + R_{ax}^i}$$

*Maximální reakční síla :*

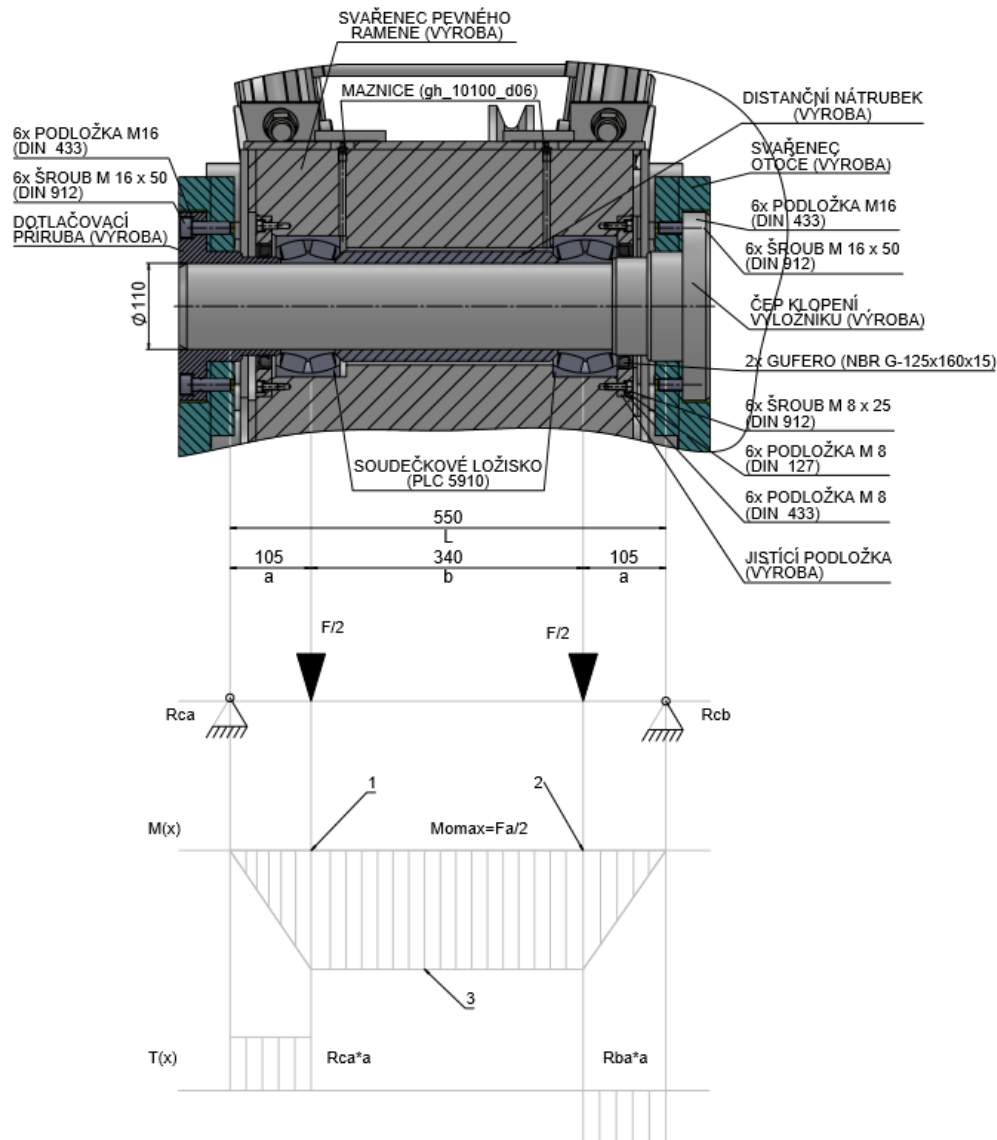
$$\underline{\underline{R_{a \max} = 958 \text{ kN}}}$$



Obrázek 25: silové poměry a zachycující reakce do čepu klopení

### Návrh uložení výložníku

Nevýsuvné rameno je v místě vyklápění osazeno dvěma soudečkovými ložisky, které jsou rozepřeny distančním nátrubkem a následně zajištěny z venkovních stran jisticími podložkami. Proti úniku maziva a vniknutí nečistot do ložisek slouží jisticí podložky opatřeny z každé strany jedním guferem. Tento komplet je součástí nevýsuvného ramene. Spojení se svařencem tvoří čep, který spolu s dotlačovací přírubou vymezuje přes vnitřní kroužky ložisek polohu výložníku ve středu nosného svařence. Soudečková ložiska jsou zde z důvodu možného průhybu hřídele a jejich vlastnosti přenášet velké síly.



Obrázek 26: silové poměry pro vysouvající se výložník





### Výpočet velikosti čepu v místě 3 ( $x=a$ až $x=a+b$ )

Vstupní parametry:

$$\text{Síla do čepu : } F = 958 \text{ kN} = 958\,000 \text{ N}$$

$$\text{Volba mat., - ocel 11 700; } Re = 539 \text{ MPa}$$

Rozložení sil na čep je symetrické, proto můžeme říci:

$$R_{ca} = R_{cb} = \frac{1}{2} F$$

Z toho plyne i zatěžující moment na čep:

$$M_{\max} = \frac{F_{ca}}{2} \cdot a$$

Maximální napětí na čepu:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{o\max}}{W_o} \leq \sigma_D$$

Vyjádření minimálního průměru čepu pro maximální moment:

$$Re \geq \frac{M_{o\max} \cdot \psi}{W_o} = \frac{\frac{F_{ca} \cdot a}{2} \cdot \psi}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{32 \cdot F_{ca} \cdot a \cdot \psi}{2 \cdot \pi \cdot d^3}$$
$$\Rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot F_{ca} \cdot a \cdot \psi}{Re \cdot 2 \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 958\,000 \cdot 105 \cdot 1,2}{539 \cdot 2 \cdot \pi}} = 104 \text{ mm} \Rightarrow \text{volba} = 110 \text{ mm}$$

### Kontrola v bodu 1 a 2 ( $x=a$ )

Výpočet probíhá dle výpočtu pro kombinované namáhání dle kapitoly 8.2

$$M_o(a) = R_{ca} \cdot a = \frac{958\,000}{2} \cdot 105 = 50\,295\,000 \text{ Nmm}$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 110^3}{32} = 130\,670 \text{ mm}^3$$

$$\sigma(a) = \frac{M_o(a)}{W_o} = \frac{50\,295\,000}{130\,670} = 384 \text{ MPa}$$



*Grashofův vzorec*

$$\tau_{\max} = \frac{T \cdot S_y}{J_o \cdot B} = \frac{Rca \cdot A \cdot e}{\frac{\pi \cdot D^4}{64} \cdot D} = \frac{Rca \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{8} \cdot \frac{4 \cdot D}{2 \cdot 3 \cdot \pi}}{\frac{\pi \cdot D^4}{64} \cdot D} = \frac{Rca \cdot 32}{3 \cdot \pi \cdot D^2} = \frac{958\,000 \cdot 32}{2 \cdot 3 \cdot 110^2} = 134 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red}^{hnh} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau_{\max}^2} = \sqrt{384^2 + 3 \cdot 134^2} = 448 \text{ MPa}$$

$$k_{red}^{hnh} = \frac{Re}{\sigma_{red}^{hnh}} = \frac{539}{448} = 1,2 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Z výpočtů je patrné, že hřídel je nejvíce namáhána v místě se spojitým zatížením od smykové síly a momentu v ohybu. Tento stav nastává v místě 1 a 2. Pro tento případ byl použit materiál o dosti vysoké mezi kluzu. V takovémto návržení nenastane žádný problém při pracovním vytížení. Navíc nám zde působí vratný moment od uložení v určitém stupni vetknutí. Tento vratný moment napomáhá hřídeli. Výsledná bezpečnost se dá očekávat ještě vyšší. Pro přenesení reakce do svařeného rámu otočné konstrukce jsou zde využity soudečková ložiska PLC 59-10 od firmy ZKL (8) o nosnosti jednoho ložiska v radiálním směru 839 kN. Tato nosnost splňuje požadavky na uložení s bezpečností 2.



## 9. Proces výsuvu výložníku

Děj, při kterém se délka výložníku zkracuje, nebo prodlužuje.

### *Možné řešení*

Výsuv výložníku je řešen teleskopicky, kdy se z jednoho nevýsuvného ramene vysouvá jeden nebo více výsuvných dílů. Určujícím aspektem pro počet výsuvných dílů je délka požadovaného dosahu daného autojeřábu. Běžně například u autojeřábů z ČKD jsou voleny vzdálenosti dle nosnosti jeřábů. Od toho se také liší počet výsuvných ramen.

### *AD 20*

U tohoto autojeřábu jsou navrženy vždy dvě výsuvná ramena vysouvající se rovnoměrně. Mechanismus, který toto zajišťuje, se skládá z obráceného hydraulického válce umístěného pístnicí do pevného ramene. Při výsuvu se hydraulický válec vysouvá stejnou rychlostí jako první výsuvné rameno, protože je s ramenem pevně začepován. Druhé výsuvné rameno je taženo řetězem, který je tažen kladkou na konci hydraulického válce. Přičemž jeden konec řetězu je upnutý v nevýsuvném rameni a druhý konec táhne druhé výsuvné rameno ven. Opačný chod je řešen stejným principem, ale opačného smyslu. Princip výsuvu je naznačen na obrázku 28.

### *AD 30*

U tohoto autojeřábu jsou tři výsuvná ramena. Výsuv je řešen odstupňovaným hydraulickým válcem, kde výsuv jednotlivých ramen využívá rozdílných ploch v hydraulickém válci. To také znamená rozdíl tlaků. Při malém tlaku je větší síla tvořena na ploše pístu s velkou plochou. Proto je možné předem odhadnout, jakým způsobem se výložník bude vysouvat. Nevýhodou je možná chybovost rovnoměrného výsuvu. Bohužel více informací k systému nebylo dohledatelné. Nicméně systém tohoto typu bude nejspíše složitý a relativně nákladný.

## 9.1 Návrh mechanismu teleskopického výložníku

Teleskopický výsuvný mechanismus řeší každá firma svým osvědčeným způsobem. Velmi záleží na vlastnostech daného výložníku. Může být řešen pomocí jednoho a více za sebe skládaných hydraulických válců, pomocí více hydraulických válců skládaných za sebou vně výsuvných ramen, nebo jedním teleskopickým hydraulickým válcem. Vždy záleží na možné prostorové



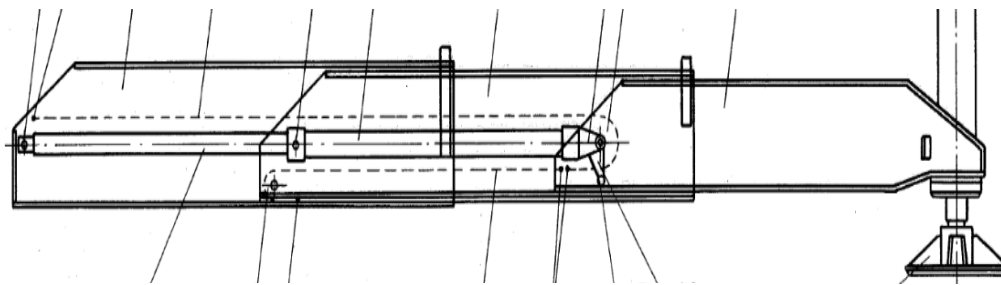
zástavbě a síle, kterou jsme nuceni vyvodit pro požadovanou únosnost.

Obrázek 27 demonstruje, jak je možné řešit 45metrový výsuv s celkem skladnou zasunutou zástavbou ramen. Jeřábové vozidlo je navrženo firmou ČKD – Slaný. Je určeno k hasičským účelům. (22)

Obrázek 27: teleskopický výsuv

V našem případě je teleskopický výsuv inspirován obdobnými mechanismy, které se používají standardně například ve výsuvu patkovací nohy, nebo u teleskopického výložníku klasické verze autojeřábu o nosnosti 20 tun s dvěma výsuvy. Jedná se o systém, který je

založen na výsuvu jednoho hydraulického válce, který s mechanismem kladek tvoří rovnoměrný výsuv. Na druhou stranu je možné i zpětně ramena zasunovat.

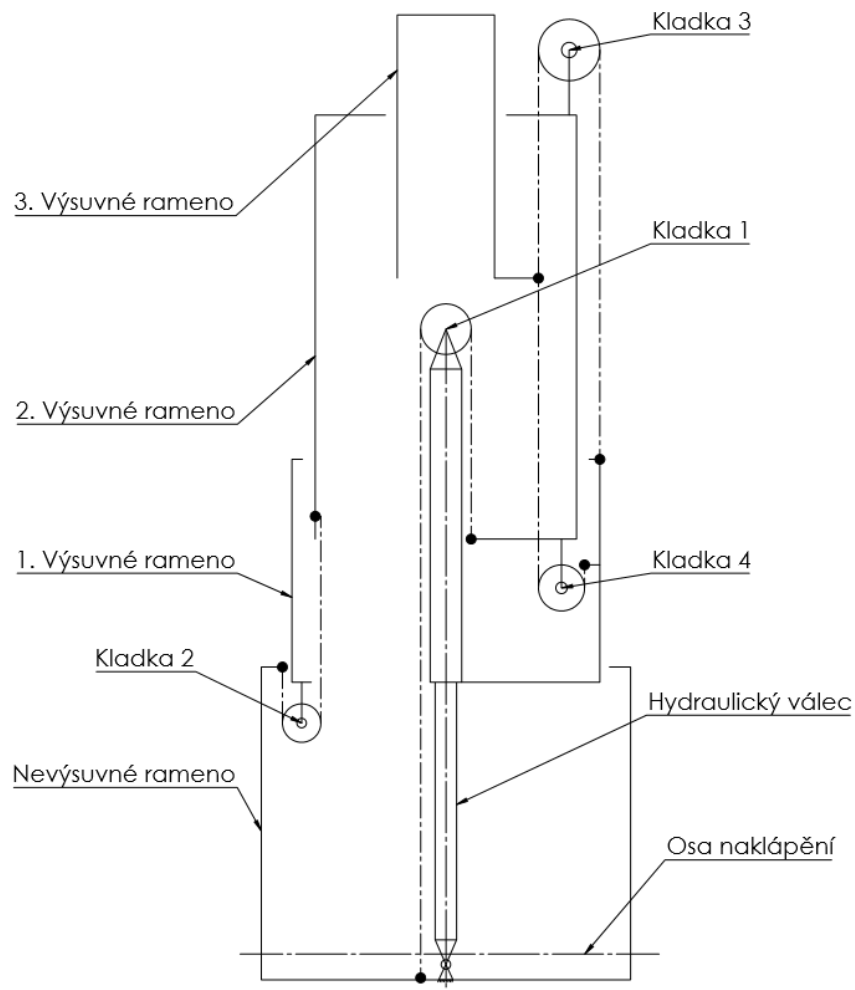


Obrázek 28: Systém rovnoměrného výsuvu dvou výsuvných ramen (19)

V našem případě (obr. 29 je hydraulický válec uchycen do rámu nevýsuvného ramene, a to uchycením navařeného oka pístnice. Při výsuvu je hydraulickým válcem taženo 1. výsuvné rameno, které je s ním pevně spojeno ve spodní části dvěma čepy. Na tomto 1. výsuvném rameni tak můžeme zvenku výložníku pozorovat rychlost, kterou se válec a první výsuvné rameno pohybuje. Druhou funkci, kterou hydraulický válec zastává, je zdvihání 2. výsuvného ramene, a to přes kladku 1, kterou má válec umístěnou v horní části. Tato kladka táhne výsuvné rameno 2 pomocí jedné větve řetězu, přičemž druhá větev je pevně uchycena u paty hydraulického válce. 3. výsuvné rameno je zdviháno za pomoci kladek 3, které táhnou rameno dvěma za sebou jdoucími větvemi lana, zbývající dvě za sebou jdoucí větve lana jsou uchycena pevně v 1. výsuvném rameni. Aby nebyl mechanismus s žádným stupněm volnosti, je třeba mít ještě dvě propojení, které ve výsledku zajišťují tažení ramen zpětně, a to při zasouvání výložníku. Jedno řetězové propojení je mezi nevýsuvným ramenem a 2. výsuvným ramenem přes kladku 2. Druhé, zde lanové propojení je mezi 3. výsuvným ramenem a 1. výsuvným ramenem. Takovýto mechanismus je relativně jednoduchý a zajišťuje bezpečný rovnoměrný pohyb hydraulického zdvihání teleskopického ramene i jeho spouštění zpět.

U tohoto provedení vidíme nevýhody dvě. První v orientaci hydraulického válce, kdy je nutné zajistit dopravu hydraulického oleje tažením hadic s přísunem oleje vnitřkem pístnice. Výsledkem jsou dvě hadice, přičemž jedna zásobuje válec z vrchu pístu pro výsuv ramen a druhá zásobuje olej pod píst pro zpětný chod výložníku-zasunování. Tyto procesy jsou

doprovázeny příslušným spínáním průchodnosti dvou hydraulických okruhů společně s vypínáním a zapínáním škrticích ventilů. Klasická varianta s přisunem oleje zevnějšku hydraulického válce není možná z důvodu prostorové náročnosti a náchylnosti na poškození při posunu hadic společně s válcem. Druhá nevýhoda byla zjištěna na konci propočtů a plyne z celkového systému kladek, kde je celková využitelná síla hydrauliky zmenšena o 4násobek spolu s účinností převodu.

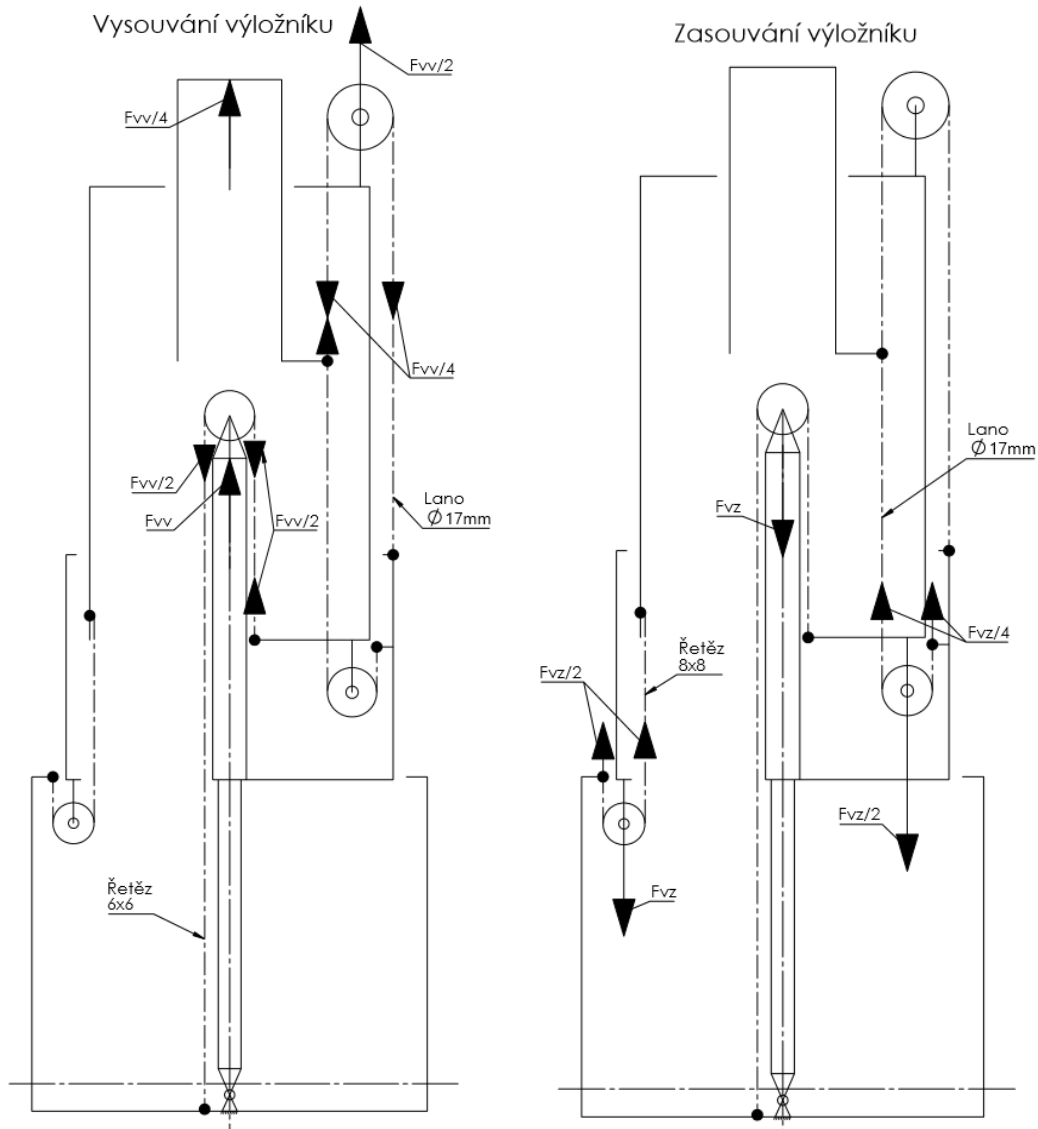


Obrázek 29: Schéma výsuvného mechanismu popis

## 9.2 Rozložení sil na teleskopickém mechanismu

Na obrázku jsou vidět naznačené síly, které mechanismus doprovází. Je zřejmé, že z důvodu zkrácení hydraulického válce na minimum, což je nutné pro zástavbu složeného

mechanismu, a využití kladek pro výsuv všech tří výsuvných ramen bude potřeba vynaložit více síly pro výsuv. Při takto rovnoměrném pohybu podle schématu bylo jednoduše odvozeno, že k výsuvu je zapotřebí 4x větší síla na hydraulickém válci, než je potřebná síla pro samotný zdvih 20t břemene z nominální polohy.



Obrázek 30: Rozložení sil na mechanismu výsuvu

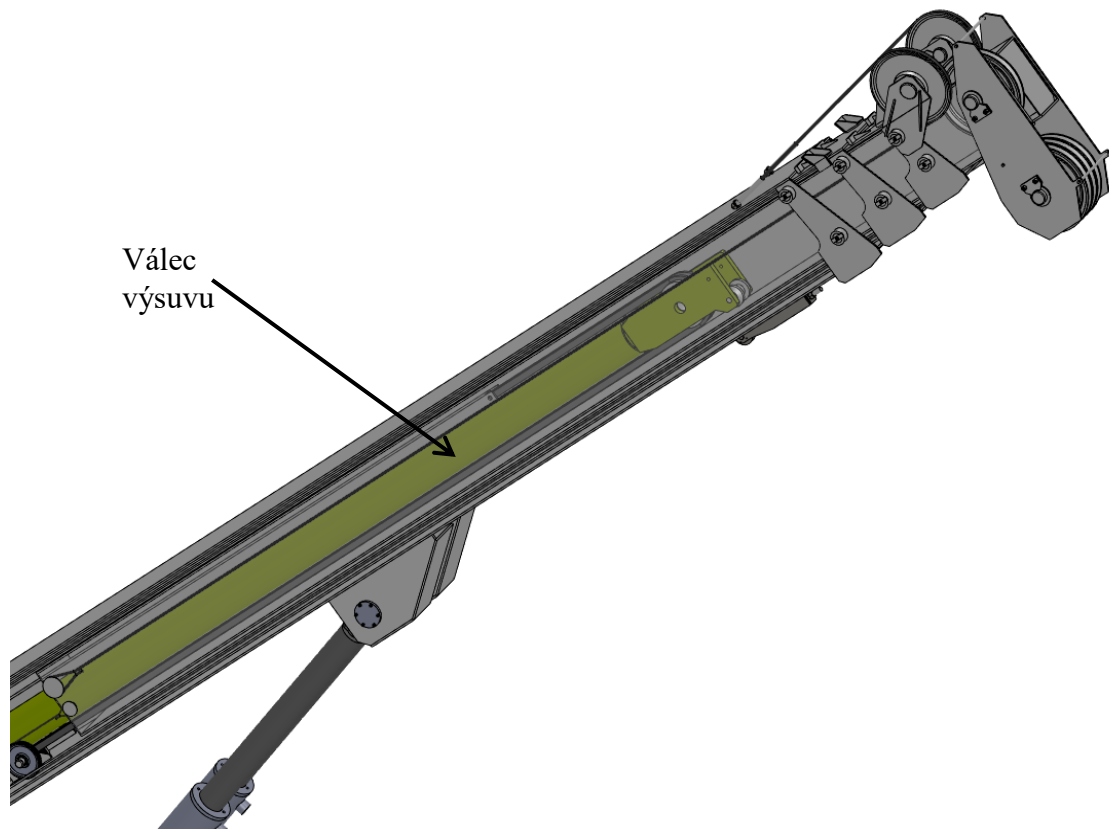
### 9.3 Teleskopování

Pojem, který označuje vysouvání či zasouvání teleskopického výložníku. Teleskopování s břemenem u jeřábových vozidel nemůže být prováděno s příslušným

zatížením odečteného z mapy zdvihu, tato síla je daleko nižší. Je to z důvodu velkých ztrát při výsuvu způsobené třením v kluzátkách mezi jednotlivými rameny, tyto síly snižují účinnost výsuvu cca o 30-40 %. Další ztráty, které snižují sílu výsuvu, jsou tzv. volné kladky mechanismu. Pokud by však při práci s jeřábem bylo zapotřebí pohybovat s těžším břemenem než je povolená mez pro teleskopování ve směru od vozidla nebo k němu, je možné měnit naklonění výložníku a tak i měnit polohu břemene. Přesná účinnost mechanismu výsuvu se zjišťuje na zhotoveném jeřábu. Na základě změřených dat můžeme odvodit parametry zdvihaneho břemene pro teleskopování v určité oblasti pracovního zdvihu.

#### 9.4 Výpočet a návrh hydraulického válce pro výsuv

Hydraulický válec výsuvu je limitován vzhledem k prostoru, který je pro něj vymezen. Z modelu byl určen možný průměr válce, z kterého je následně dopočítaná síla pro zdvih v jednotlivých polohách. Na obrázku je vidět zastavení válce a okolní prostor pro ostatní komponenty.



Obrázek 31: hydraulický válec pro vysouvání





### Výpočet maximální síly ve válci

Vstupní parametry:

prumer valce  $D = 180\text{mm}$ , max tlak ve valci pro vysuv –  $P_{VV \max} = 20 \text{ Mpa}$

$$P_{VV \max} = \frac{F_{VV} \cdot \psi}{S} \Rightarrow F_{VV} = \frac{P_{VV \max} \cdot S}{\psi} = 20 \cdot \frac{\pi \cdot 180^2}{4 \cdot 1,2} = 509,5 \text{ kN}$$

### Zohlednění mechanismu výsuvu

- Zde se neuvažuje tření. Výpočet slouží pro stanovení maximální zátěže od břemene, ne pro teleskopování. Tření v tomto případě zvětšuje možné udržitelné břemeno.
- Výsuvný mechanismu nám zmenšuje sílu na konci výložníku oproti síle vyvozené na hydraulickém válci, a to parametrem kladkového převodu.

$F_{VVP}$  – prepoci tan a sila na konci vylozniku

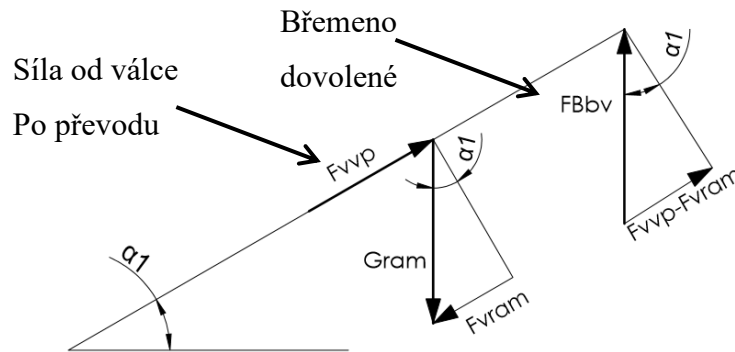
$$F_{VVP} = \frac{F_{VV}}{i_k} = \frac{508}{4} = 127 \text{ kN}$$

### Výpočet maximálního břemene

Na schématu z obrázku 32 můžeme vidět, které síly působí na výsuv výložníku. Proti výsuvu působí složka síly od zatížení konstrukce výsuvu. Také je zde nutné zahrnout ponížení zdvihaného břemene o bezpečnost  $k_b$  a navýšení hmotnosti konstrukce o bezpečnost  $k_g$ .

Výpočet břemen je omezením zdvihové mapy v závislosti na úhlu naklonění, nikoliv pro výsuv výložníku.

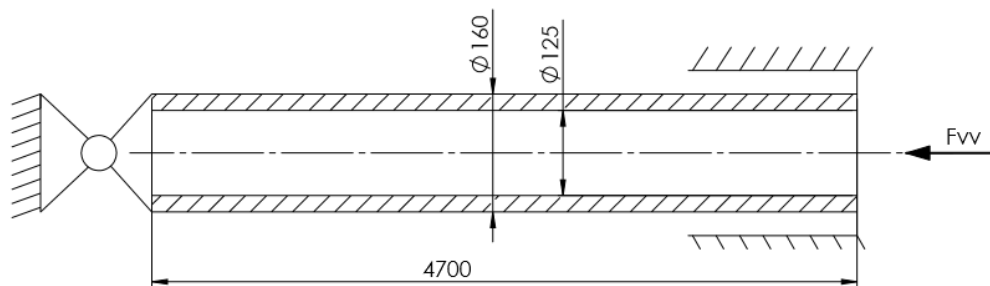
$$F_{Vram}^n = (G_2 + G_3 + G_4 + G_{HV}) \cdot g \cdot k_g \cdot \sin \alpha_1^n$$
$$F_{bv}^n = \frac{F_{VVP} - F_{Vram}^n}{\sin \alpha_1^n \cdot k_b} \Rightarrow G_B = \frac{F_{bv}^n}{1000 \cdot g} = [tun]$$



Obrázek 32: silové poměry pro vysouvající se výložník

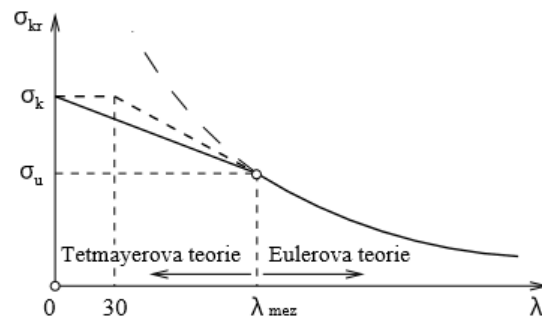
### Vzpěr hydraulického válce

Největší namáhání je očekávané na pístnici hydraulického válce, který je namáhán na vzpěr. Pístnice je vyrobena z nakupovaného polotovaru o daných průměrech. Materiál 11 523 (9). Hodnoty pro výpočet jsou brány ze strojnických tabulek. (10)



Obrázek 33: vzpěr pístnice vysouvání

V našem případě vzpěr vychází do oblasti nepružného vzpěru dle obrázku 34. Proto je nutné počítat kritické napětí dle teorie Tetmayera. Doporučená bezpečnost vzpěru se pohybuje v rozmezí  $k=2,5$  až  $3,5$ . (11) Proto můžeme konstatovat, že v našem případě se nacházíme v bezpečné oblasti vzpěru.



Obrázek 34: diagram oblastí vzpěru



$$Re = \sigma_k = 280 \text{ MPa} \Rightarrow \sigma_u = 0,6 \cdot 280 = 170 \text{ MPa}$$

$$D = 160 \text{ mm}, d = 125 \text{ mm}, L = 4700 \text{ mm}, E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

$$F_{VV \max} = 424 \text{ kN}$$

Výpočet mezní stihlosti :

$$\lambda_m = \sqrt{n \cdot \frac{\pi^2 \cdot E}{\sigma_u}} = \sqrt{1 \cdot \frac{\pi^2 \cdot 210\,000}{170}} = 111$$

Kvadratický moment průřezu :

$$J = \frac{\pi}{64} \cdot (160^4 - 125^4) = 20\,184\,683 \text{ mm}^4$$

Plocha v řezu :

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot (160^2 - 125^2) = 7\,834 \text{ mm}^2$$

Napětí od  $F_{VV \max}$  :

$$\sigma = \frac{F_{VV \max}}{S} = \frac{424\,115}{7\,830} = 54,1 \text{ MPa}$$

Redukovaná délka prutu :

$$L_0 = n \cdot L = 1 \cdot 4700 = 4700 \text{ mm}$$

Polomer kvadratického momentu průřezu :

$$i = \sqrt{\frac{J}{S}} = \sqrt{\frac{20\,184\,683}{7\,834}} = 50,76 \text{ mm}$$

Štíhlost :

$$\lambda = \frac{L_0}{i} = \frac{4700}{50,76} = 92,59 \leq \lambda_m \Rightarrow \text{Nepružný vzper}$$

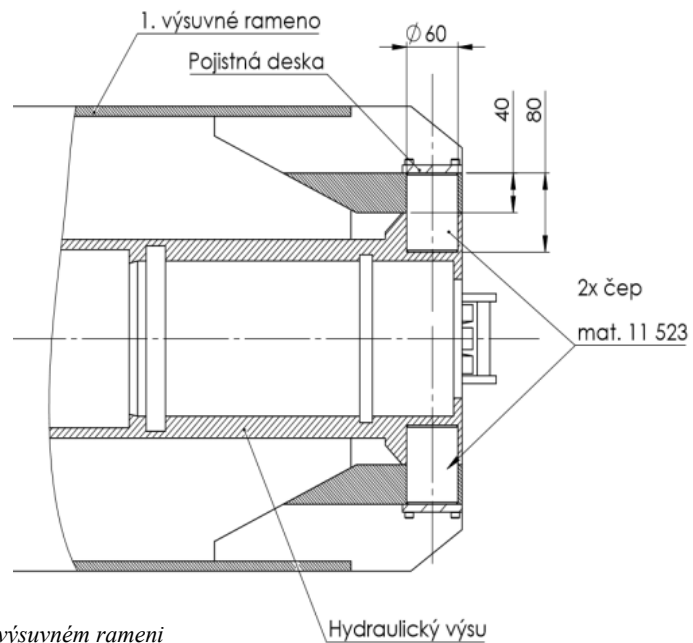
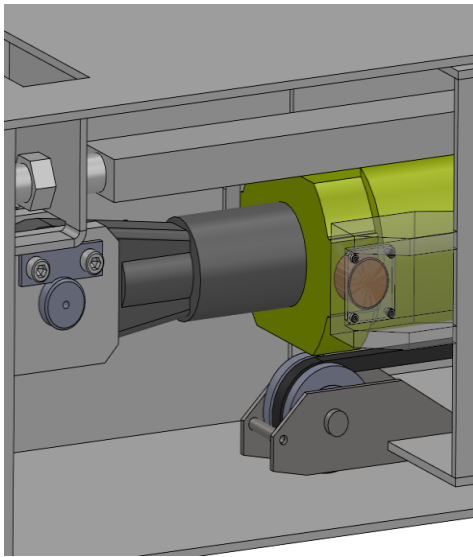
$$\sigma_T = \sigma_k + \frac{\lambda}{\lambda_m} \cdot (\sigma_u - \sigma_k) = 280 + \frac{92,6}{111} \cdot (168 - 280) = 186 \text{ MPa}$$

Výpočet bezpečnosti :

$$k = \frac{\sigma_T}{\sigma} = \frac{186}{54,1} = 3,45 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

## 9.5 Uchycení hydraulického válce do prvního výsuvného ramene

Uchycení je provedeno začepováním ramene s patičí hydraulického válce.



Obrázek 35: uložení hydraulického válce v první výsuvném rameni

Průměr čepu	$D=60$ mm
Počet čepů	$i=2$
Mat. 11 523	$R_e=412$ MPa (7)
Mez kluzu ve smyku	$\tau_s=0,6 \cdot R_e=247$ MPa (12)
dyn. bezpečnost	$\psi=1,2$
Celková síla	$F_c=509\,426$ N

*Celková plocha čepu :*

$$S_c = D \cdot i \cdot l = 60 \cdot 2 \cdot 40 = 5\,654 \text{ mm}$$

*Napeti :*

$$\tau = \frac{F_c}{S_c} \cdot \psi = \frac{509426}{5\,654} \cdot 1,2 = 108 \text{ MPa}$$

*Bezpečnost :*

$$k = \frac{412}{108} = 2,28$$

## 9.6 Návrh prvků výsuvu

### Řetěz pro vysouvání

Pro výsuv druhého výsuvného ramene je použit Flyerův řetěz. Tento typ řetězu je navrhnut pouze k přenosu tažné síly, nikoliv jako pohon. Tyto válečkové řetězy dokáží přenášet mnohem větší síly nežli obvyklé druhy řetězů na úkor jejich váhy. (13) Zvýšená váha řetězu nebude pro naše výpočty patrná. Výhodou také je, že kladka, přes kterou je řetěz veden, nemusí být oproti lanové kladce tak rozměrná.

Pro výpočet řetězu se uvažuje s nejnepříznivějším stavem. V tomto případě to je výpočet od vyvozené síly hydraulického válce. Protože maximální silou vycházející z hydraulického válce je definováno maximální zdvihané břemeno v závislosti na tíže od konstrukce. Jednoduše řečeno, pro každý mezní bod na mapě zdvihů platí maximální tlak ve válci. Tento tlak je výše stanoven na 20 MPa. Proto se dá říci, že v každém bodě může nastat maximální síla, kterou válec může vyvodit.

$$F_{VV \max} = 424 \text{ kN}$$

$$F_{\text{nomiř}} = 525 \text{ kN} - \text{řetěz norma DIN 8187}$$

označení řetězu :

$$F386 - \text{hmotnost} \Rightarrow 12,2 \text{ kg/m}, 6 \times 6 (6,5 \text{ m})$$

hmotnost řetězu :

$$G = 6,5 * 12,2 = 80 \text{ kg}$$

velikost řetězu :

$$b = 62 \text{ mm}, h = 33 \text{ mm}$$

$$F_{\text{vř}} = \frac{F_{VV \max} \cdot \psi}{2} = \frac{424 \cdot 1,2}{2} = 254,5 \text{ kN}$$

bezpečnost :

$$k = \frac{F_{\text{nomiř}}}{F_{\text{vř}}} = \frac{525}{254} = 2,06 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$



Obrázek 36: Flyerův řetěz



### **Řetěz pro zasouvání**

Pro sílu zasunovací je výpočet proveden také pro maximální sílu hydraulického válce. Tentokrát je síla vytvářena tlakem na plochu mezikruží.

$$P_{\max} = 20 \text{ MPa}$$

$$F_{VZ \max} = P_{\max} \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = 20 \frac{\pi \cdot (180^2 - 160^2)}{4} = 106 \text{ kN}$$

$$F_{\text{nomř}} = 133,4 \text{ kN} - \text{řetěz norma ANSI B29.8}$$

$$F_{\text{vr}} = \frac{F_{VZ \max} \cdot \psi}{2} = \frac{106 \cdot 1,2}{2} = 64 \text{ kN}$$

oznaceni řetězu :

$$AL688 \text{ Čz} - \text{hmotnost} \Rightarrow 3,9 \text{ kg / m, } 8 \times 8 \text{ (7 m)}$$

hmotnost řetězu :

$$G = 7 * 3,9 = 27,3 \text{ kg}$$

velikost řetězu :

$$b = 42,6 \text{ mm, } h = 15,7 \text{ mm}$$

bezpecnost :

$$k = \frac{F_{\text{nomř}}}{F_{\text{vr}}} = \frac{133,4}{64} = 2,08 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

### Ocelové lano vysouvání

Pro bezpečnosti ocelových lan je sepsána norma (14), která říká: bezpečnost pro lano kladkostroje s motorickým pohybem, lana kyvných a stavitelných výložníků je rovno hodnotě 4,1, nebo je větší. Jelikož se nejedná o klasický motorový pohon, bude tato bezpečnost zcela dostačující. Navíc zde započítáváme opět součinitel dynamických účinků, který bezpečnost zvyšuje. Lano bylo zvoleno i s ohledem na velikost kladky s vhodným rozměrem pro zástavbu. Norma (15) stanovuje, že minimální průměr kladky je součinem průměru průřezu lana a součinitelem  $\alpha$  z normy (16) tabulky 1. Hodnota součinitele  $\alpha$  je pro náš případ vybrána 24. Pro tento lanový převod tak musí být nejmenší průměr kladky 400 mm. Lano je možné sehnat běžně u specializovaných firem (17). Uchycení lana je v 1. výsuvném rameni, kde je toto lano možné pomocí matice dopnout. Přes kladku je lano dále vedeno mezi 3. a 2. výsuvným ramenem k patě 3. výsuvného ramene, kde je upnuté. Takto je vedeno po obou stranách výložníku.

$$F_{VV \max} = 424 \text{ kN}; \quad F_{\text{lana}} = 316 \text{ kN} - \text{lano } \phi 17 \text{ označena Diepa H53}$$

napeti max. v jednom drátu dle výrobce : 2160 N/mm

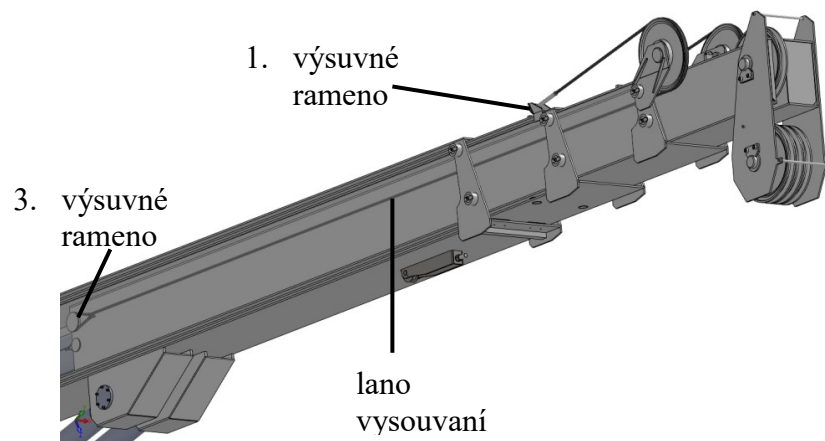
$$i = 2 \text{ (dvě lana)}$$

Dle schematu :

$$\frac{i \cdot F_{vl}}{\psi} = \frac{F_{VV \max}}{4} \Rightarrow F_{vl} = \frac{F_{VV \max} \cdot \psi}{i \cdot 4} = \frac{424 \cdot 1,2}{8} = 64,9 \text{ kN}$$

bezpečnost :

$$k = \frac{316}{64,9} = 4,87 \geq 4,1 \Rightarrow \text{vyhovuje normě}$$



Obrázek 37: Tažné lano vysouvání

### Ocelové lano vysouvání

V tomto místě byla zvolena lana průměru 10 mm, přičemž lanová kladka dle normy nesmí být menší než 240 mm. Tato lana jsou využita k zasouvání 3. výsuvného ramene zpět. Lano je ukotveno uvnitř výložníku, kde jsou upevněny konce k 3. a 1. výsuvnému rameni. Kladka, která na lano působí silou pro zasouvání, je ukotvena ve svařenci 2. výsuvného ramene. Tato lana jsou opět ve výložníku dvě.

$$F_{VZ_{\max}} = 106,8 \text{ kN}; \quad F_{\text{lana}} = 67 \text{ kN} - \text{lano } \phi 10 \text{ označeno Diepa B40 D1315}$$

napětí max. v jednom drátu dle výrobce : 2160 N/mm

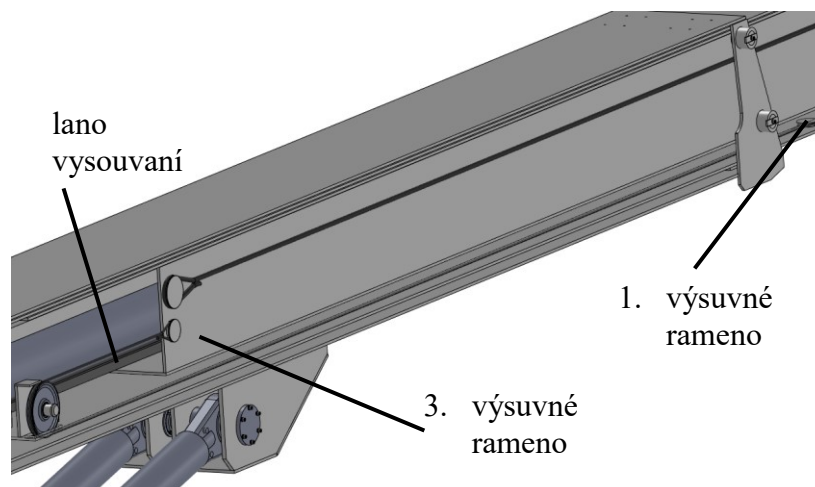
$$i = 2 \text{ (dvě lana)}$$

Dle schematu :

$$\frac{i \cdot F_{vl}}{\psi} = \frac{F_{VZ_{\max}}}{4} \Rightarrow F_{vl} = \frac{F_{VZ_{\max}} \cdot \psi}{i \cdot 4} = \frac{106,8 \cdot 1,2}{8} = 16 \text{ kN}$$

bezpečnost :

$$k = \frac{67}{16} = 4,18 \geq 4,1 \Rightarrow \text{vyhovuje normě}$$

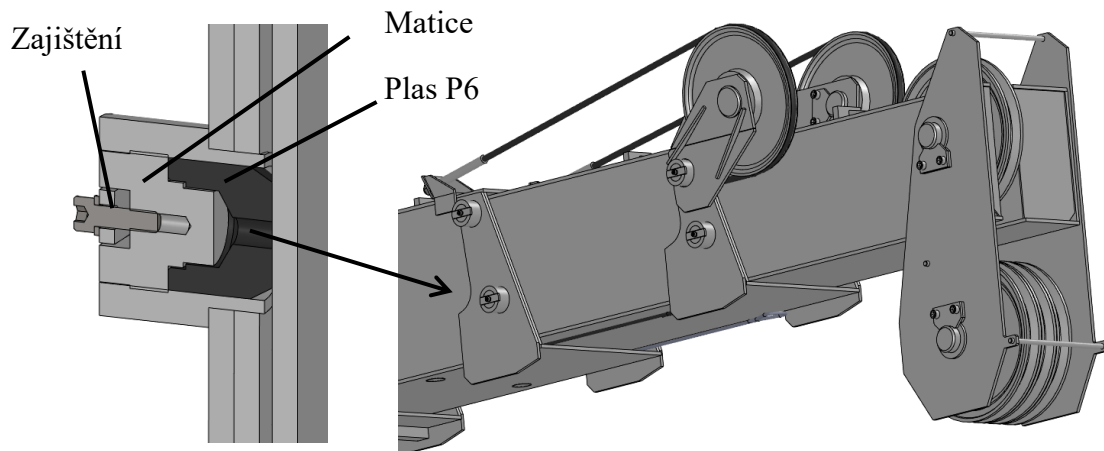


Obrázek 38: Tažné lano zasouvání



### ***Boční vedení jednotlivých ramen výsuvu***

Při vysouvání je řešeno vedení jednotlivých ramen kluzným stykem. Většinou se používají plastové díly, které jsou k tomuto určeny. Například firma Murtfeldt vyrábí mnoho variant materiálů nejrůznějších vlastností. Jedná se o plasty s velmi nízkým koeficientem tření, který není náchylný na úbytek materiálu. Plastová „kluzátka“ jsou, jak je patrné z obrázku, uložena vždy na konci ramene, ve kterém dochází k posuvu ramene dalšího. V této části ramen jsou kluzátka navržena s ohledem na možné boční seřízení vůle. Dále jsou kluzátka uložena na bocích vždy ve spodní části výsuvného ramene.

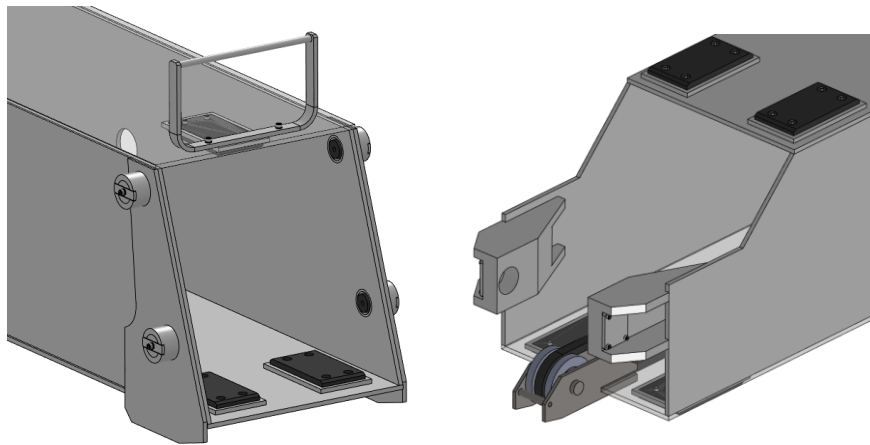


Obrázek 39: Boční vedení ramen

### ***Hlavní vedení ramen výsuvu (horní a spodní)***

Hlavní vedení je řešeno také kluzným stykem. Jedná se vždy o plochý díl, který je uchycen čtyřmi šrouby do svařence ramena. Tyto plastové díly jsou usazeny do rámečků, které jsou součástí svařence a je tak zajištěna jejich stálá poloha.

Kluzátka jsou umístěna v každém rameni na konci, jak je vyobrazeno vlevo na obr. 40, vyjma 3. výsuvného ramene. Tam není žádné další výsuvné rameno. Dále tato kluzátka plní svou funkci na začátku každého výsuvného ramene, jak můžeme vidět na obr 40. vpravo.



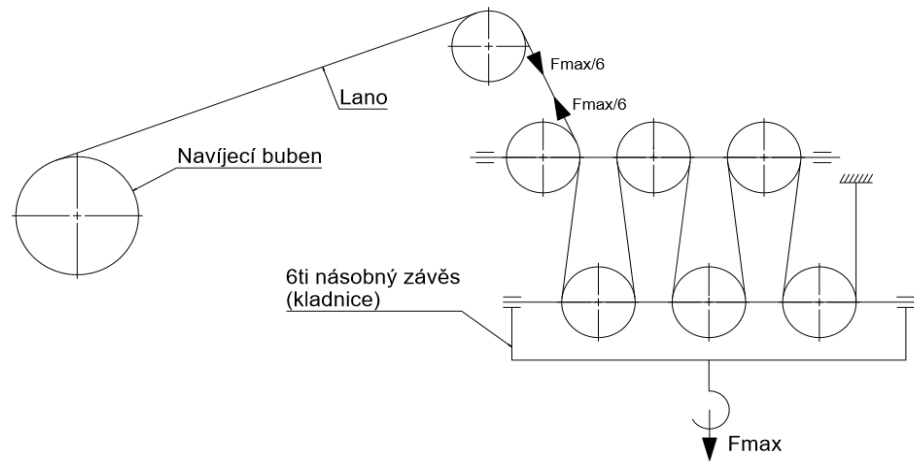
Obrázek 40: Hlavní vedení ramen výsuvu (horní a spodní)

### ***Konstrukce jednotlivých ramen***

Konstrukce ramen byla přizpůsobena tak, aby vzhledem k vozidlu Tatra T815-7 FORCE byl minimální přesah. Profily ramen se skládají z plechů tl. pouze 10 mm. V ČKD – Slaný se jednotlivé profily skládají z různých tloušťek plechů, které mají ověřené v rozsahu 5-12 mm. A materiálem, který je zde využíván je vysokopevnostní ocel o mezi kluzu  $Re=700$  MPa – jedná se o materiál Kodur e700.

## 9.7 Návrh zdvižného lana a soustrojí kladek

Dalším z důležitých prvků je nosné soustrojí lana a kladek. V našem případě uvažujeme s maximální zdvihanou zátěží 20 tun. Je zde použito lano o nominálním průměru 17mm. Požadavek normy na bezpečnost je v tomto případě rovněž 4,1 jako v předchozích propočtech lan.



Obrázek 41: schéma vedení ocelového lana pro zdvih břemene

$$F_{\max} = 200 \text{ kN};$$

$$F_{\text{lana-nom}} = 316 \text{ kN} - \text{lano } \phi 17 \text{ oznaceno Diepa H53}$$

napeti max. v jednom dratu dle výrobce : 2160 N/mm

$$i = 6 \text{ (6 nosných vetvi lana)}$$

Dle schématu :

$$F_{\text{lan}} = \frac{F_{\max} \cdot kb \cdot \psi}{i} = \frac{200\,000 \cdot 1,3 \cdot 1,2}{6} = 52\,000 \text{ N}$$

bezpečnost :

$$k = \frac{F_{\text{lan}}}{F_{\text{lana-nom}}} = \frac{316\,000}{52\,000} = 6 \geq 4,1 \Rightarrow \text{vyhovuje normě}$$



## 10. Zdvihová mapa a její omezující parametry

Pro zdvihovou mapu je důležité znát omezení a spočítat maximální přípustné hodnoty zdvihaného břemene v určitých místech pracovního rozsahu. Zdvihání je omezeno těmito parametry:

- maximální vyvinutou silou od zdvižných hydraulických válců v jednotlivých bodech viz: kapitola 8.3
- omezení od převážení v pracovním postavení vzad viz: 10.1
- omezení od převážení v pracovním postavení v bok viz: 10.2
- maximální možnou přenášenou silou v mechanismu výsuvu viz: 9.4

### 10.1 Stanovení únosnosti břemen vzhledem k převážení vozidla vzad

Dalším kritériem pro vypracování mapy zdvihů, neboli její omezení, jsou maximální zdvihané zátěže v pracovním rozsahu vzhledem k převážení vozidla. Při výpočtu jsou zahrnuty jednotlivé hmotnosti konstrukce na proměnlivé vzdálenosti vzhledem ke stavu vysunutí a naklopení výložníku, a to stejně jako v předešlých výpočtech. Propočítání vychází z proměnlivého momentu, který je vytvářen tíhou jednotlivých ramen a tíhou vnitřního hydraulického válce, který slouží k výsuvu výložníku.

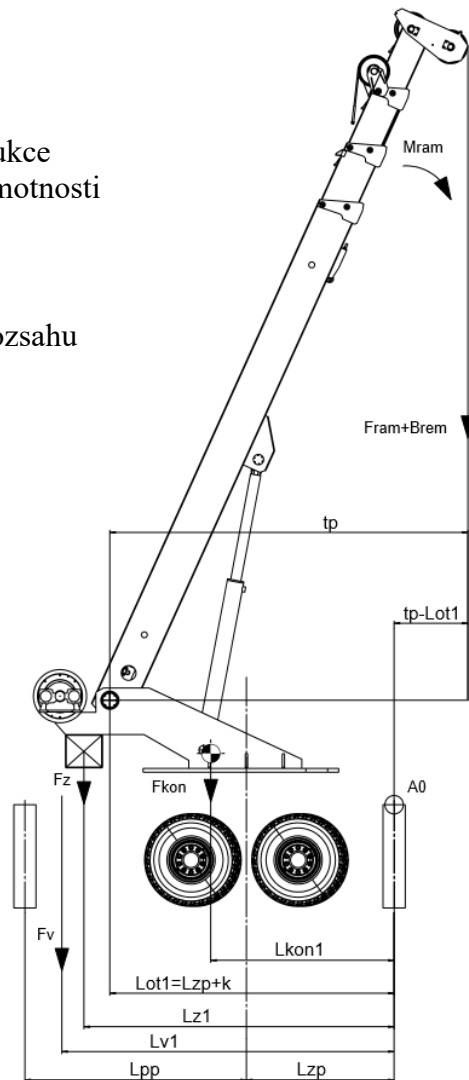
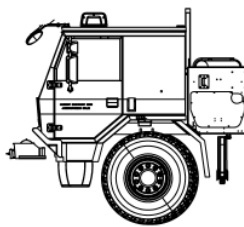
$F_z$	síla od hmotnosti protizávaží
$F_v$	síla od hmotnosti rámu Tatry
$F_{kon}$	síla od hmotnosti otočné konstrukce
$F_{ram}$	přepočítaná síla od hmotnosti výložníku
$B_{brem}$	zdvíhaná zátěž počítáme $G_b$
$M_{ram}, t_p$	proměnné v celém pracovním rozsahu

$L_{výš}$  :

$i = 0\text{ m}; 4,5\text{ m}; 9\text{ m}; 13,5\text{ m}$

$\alpha_1$  :

$n = 4^\circ; 10^\circ; 25^\circ; 40^\circ;$   
 $55^\circ; 60^\circ; 75^\circ$



Obrázek 42: maximální zdvíhané břemeno vzhledem k převážení vozidla vzad

Následující rovnice ukazuje výpočet obecného bodu v pracovním rozsahu. Výpočet je třeba provést opět pro všechny zvolené body v pracovním rozsahu zvlášť. Proměnné ve vzorcích jsou moment od ramen  $M_{ram}$  a vzdálenost  $t_p$ . Výpočet naznačen v obrázku 42.

$$k_b = 1,3$$

$$\psi = 1,2$$

$$F_{rampr} = \frac{M_{ram}}{t_p}$$



$M_{ram}$	proměnný moment od jednotlivých ramen
$M_v$	Moment od hmotnosti vozidla
$M_{kon}$	moment od hmotnosti otočné konstrukce
$F_z$	moment od hmotnosti protizávaží
$M_{brpr1}$	moment doplněný pro rovnovážný stav převážení vzad
$i$	zástupný exponent pro jednotlivé body pracovního rozsahu

*Moment k bodu A0*

$$A0: M_V = M_{brpr}^i + M_{ram}^i + M_z + M_{kon}$$

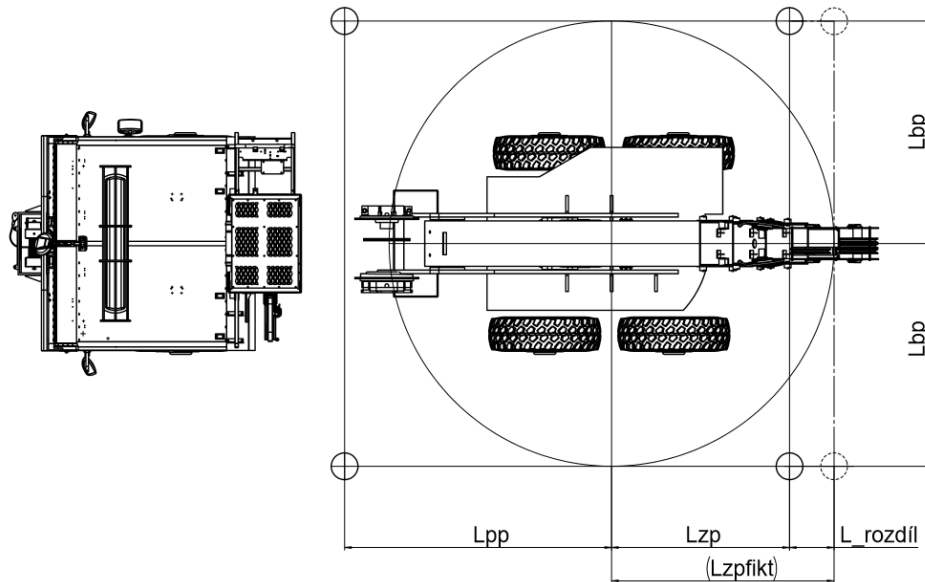
$$G_v \cdot g \cdot L_{v1} + F_z \cdot L_{z1} + F_{kon} \cdot L_{kon1} = (G_{brpr1}^i \cdot g \cdot k_b \cdot \psi + F_{ram}) \cdot (t_p^i - L_{ot1})$$

$$\Rightarrow G_{brpr1}^i = \frac{G_v \cdot g \cdot L_{v1} + F_z \cdot L_{z1} + F_{kon} \cdot L_{kon1} - F_{ram}}{g \cdot k_b \cdot \psi \cdot 1000} = [tun]$$

Výsledek výpočtů pro jednotlivé body v pracovním rozsahu můžeme vidět na obrázku 45.

## 10.2 Stanovení únosnosti břemen vzhledem k převážení vozidla vbok

Při práci s jeřábem vbok je rozložení sil oproti práci vzad nepříznivější, a to hlavně v ohledu působení hmotnosti vozidla, které působí vratným momentem v ose otáčení horní konstrukce proti převážení. Proti tomuto faktu se pozitivně staví moment od všech zatěžujících sil na výložník oproti práci vzad, a to z důvodu rozdílu mezi vzdálenostmi od osy otáčení a příslušnými patkami viz obrázek 43. Při práci vzad jsou opěrné patky blíže k ose otáčení z důvodu menší celkové konstrukce vozidla. Vbok jsou vysunovány patky co možná nejvíce, jelikož se tato pracovní dispozice ukazuje jako zásadní omezující faktor pro maximální přípustný zdvih břemene v určité oblasti pracovního rozsahu.



Obrázek 43: rozložení patek na vozidle

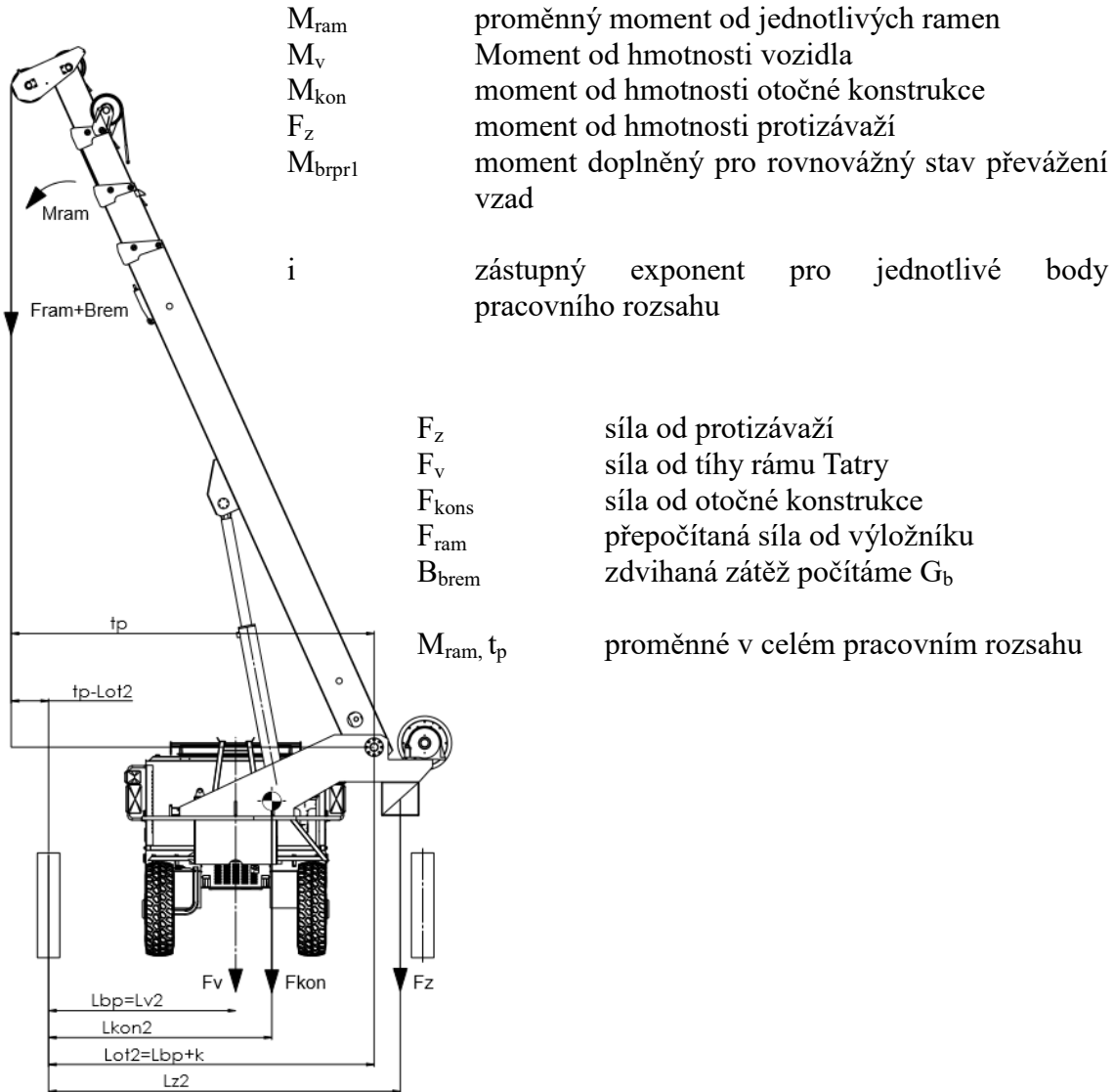
$$k_b = 1,3; F_{rampr} = \frac{M_{ram}}{t_p}$$

Moment k bodu A0

$$A0: M_v = M_{bpr2}^i + M_{ram}^i + M_z + M_{kon}$$

$$G_v \cdot g \cdot L_{v2} + F_z \cdot L_{z2} + F_{kon} \cdot L_{kon2} = (G_{bpr2}^i \cdot g \cdot k_{br} \cdot \psi + F_{ram}) \cdot (t_p^i - L_{ot2})$$

$$\Rightarrow G_{bpr2}^i = \frac{G_v \cdot g \cdot L_{v2} + F_z \cdot L_{z2} + F_{kon} \cdot L_{kon2} - F_{ram}}{t_p^i - L_{ot2}} \cdot \frac{1}{g \cdot k_{br} \cdot \psi \cdot 1000} = [tun]$$



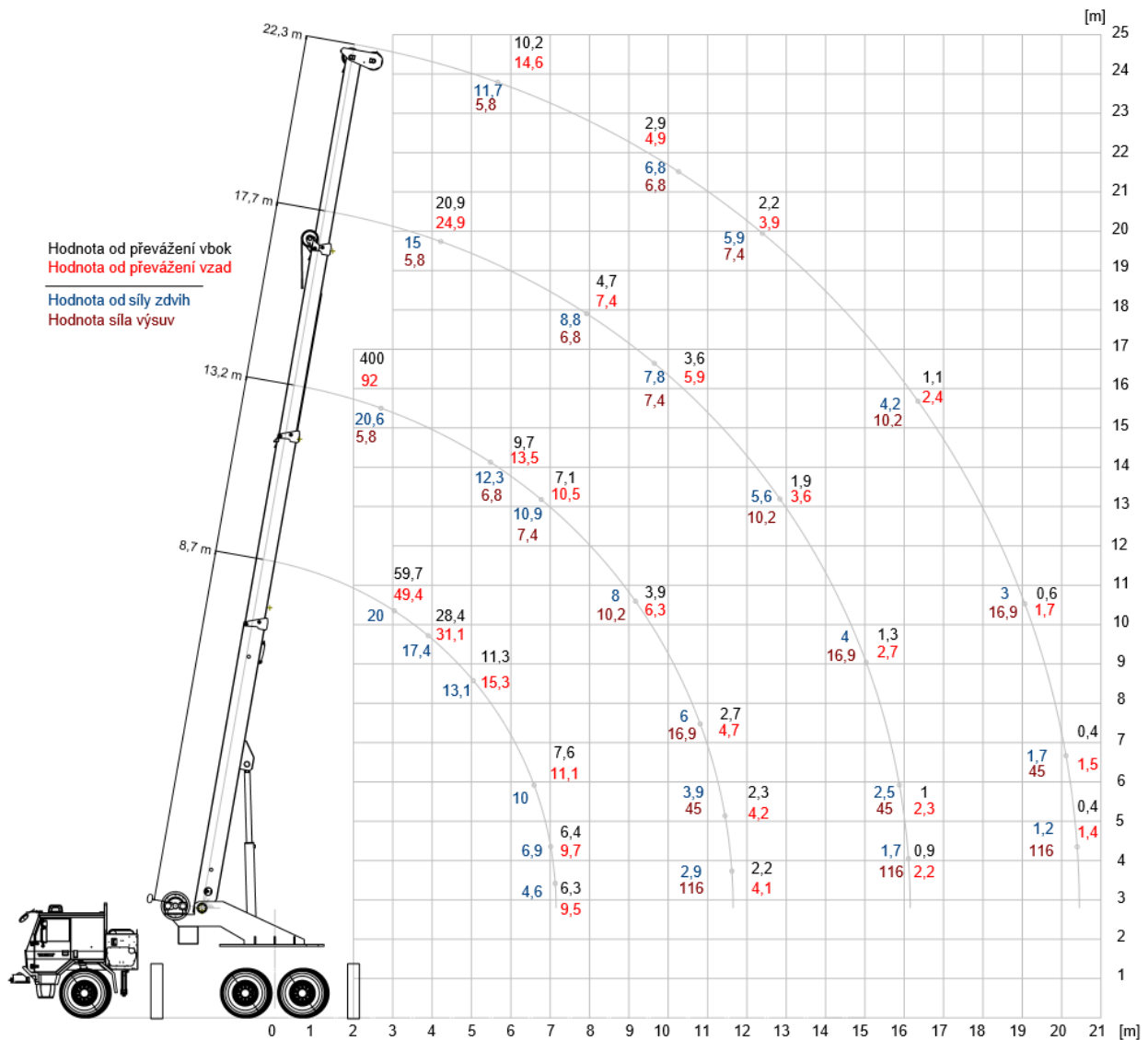
Obrázek 44: maximální zdvihané břemeno vzhledem k převážení do boku(v tunách)

### 10.3 Vyhodnocení zdvihové mapy

Výsledkem zdvihové mapy je porovnání a vyhodnocení maximálních zdvihaných břemen od všech pracovních podmínek, které by mohly tuto maximální zátěž ovlivňovat. V obrázku 45. jsou zaznamenány vypočtené hodnoty od únosnosti zdvižných hydraulických válců, od převážení vzad, či převážení do boku a omezení od maximální únosnosti vnitřního mechanismu výsuvu výložníku. Nelze jednoznačně určit jeden omezující parametr a



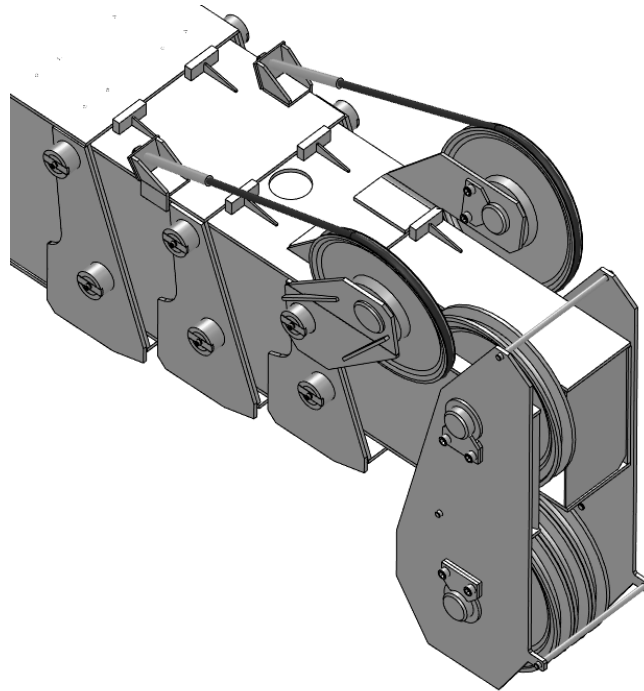
považovat za dostatečný, protože z hlediska různých silových namáhání autojeřábu při manipulaci v různých oblastech pracovního diagramu se mění zatěžující síly.



Obrázek 45: pracovní rozsah se všemi omezujícími parametry (v tunách)

Takto zanesené hodnoty v diagramu musíme porovnat v jednotlivých bodech pracovního rozsahu a vyhodnotit nejnižší povolenou zátěž. Tyto vyhodnocené zátěže přepíšeme do nové finální mapy. Je nutné říci, že v zasunutém stavu nedochází k vyvození jakýchkoliv sil v mechanismu výsuvu, protože se využívá dosedu všech ramen na své krajní polohy, takzvané pevné dorazy. Tyto dorazy jsou součástí jednotlivých ramen. Z tohoto

důvodu není zahrnuta omezující dovolená zdvižná zátěž od této únosnosti do diagramu. Tento konstrukční prvek lze vidět na obrázku 46.



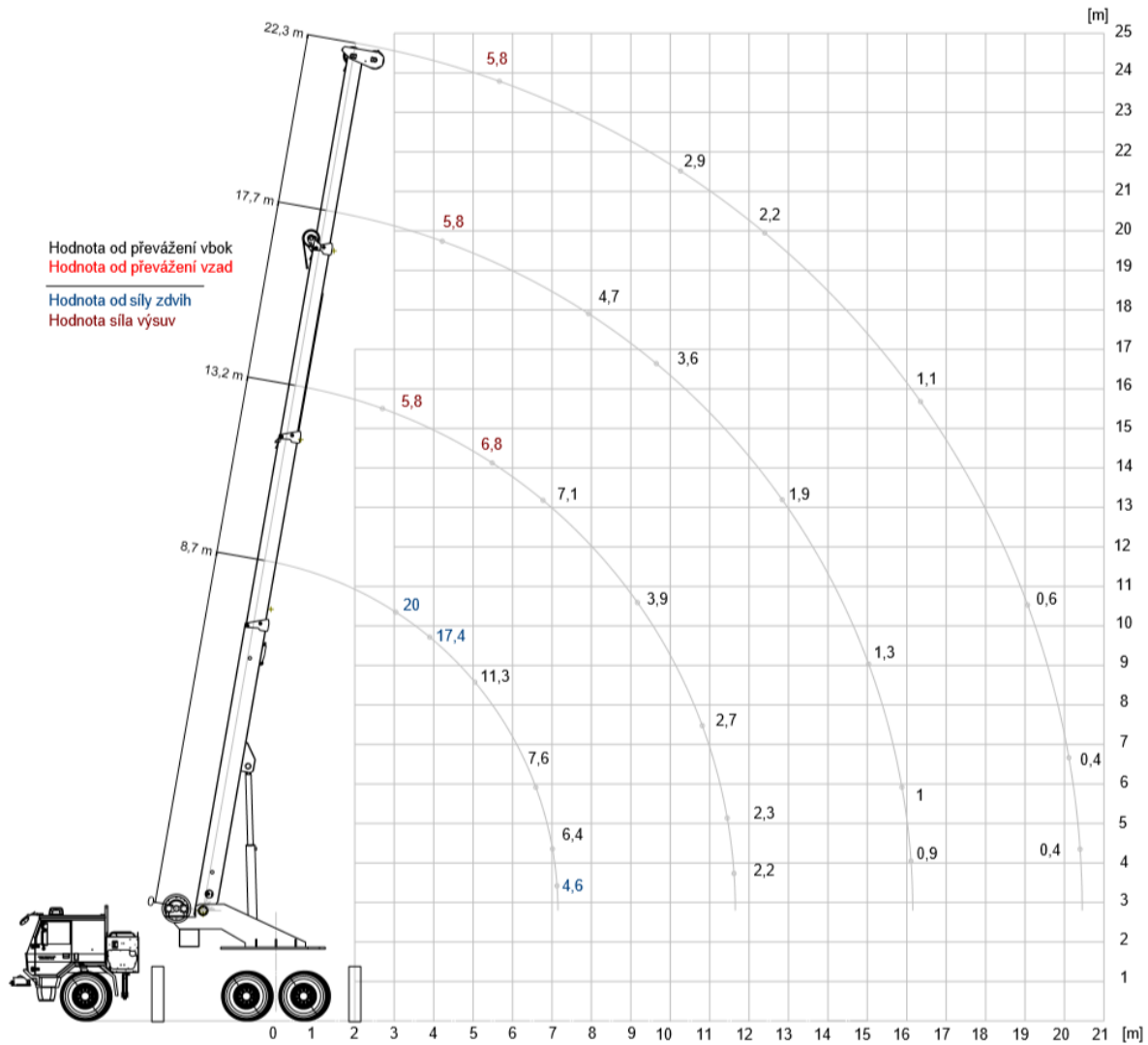
Obrázek 46: výložník zasunut na pevných dorazech

### ***Finální mapa zdvihů***

Mapa na obrázku 47 je koncovou mapou, která je pro tento jeřáb použitelná. Z mapy můžeme usoudit charakteristiku celého mechanismu, pokud víme, které hodnoty co představují dle obrázku 45.

Mechanismus má hlavní své úskalí v naklonění výložníku nad  $60^\circ$ . V této oblasti jsme omezeni nosností mechanismem vysouvání. Je to způsobeno velkou složkovou silou do osy  $y$  od břemene. Téměř celou váhu tak nese systém kladek, který přenáší sílu 4x větší do hydraulického válce, než je přibližně síla břemene. Tomuto faktu můžeme předejít návrhem rozměrnějšího hydraulického válce na úkor zvětšení celého výložníkového ramene. Tímto krokem porostou váhy jednotlivých ramen a válce samotného. Dále můžeme využít hydraulického válce s větším pracovním tlakem, což vede opět k nárůstu rozměrů a pořizovacích nákladů. Pokud bychom se odprostilí od požadavku na co nejmenší přesah

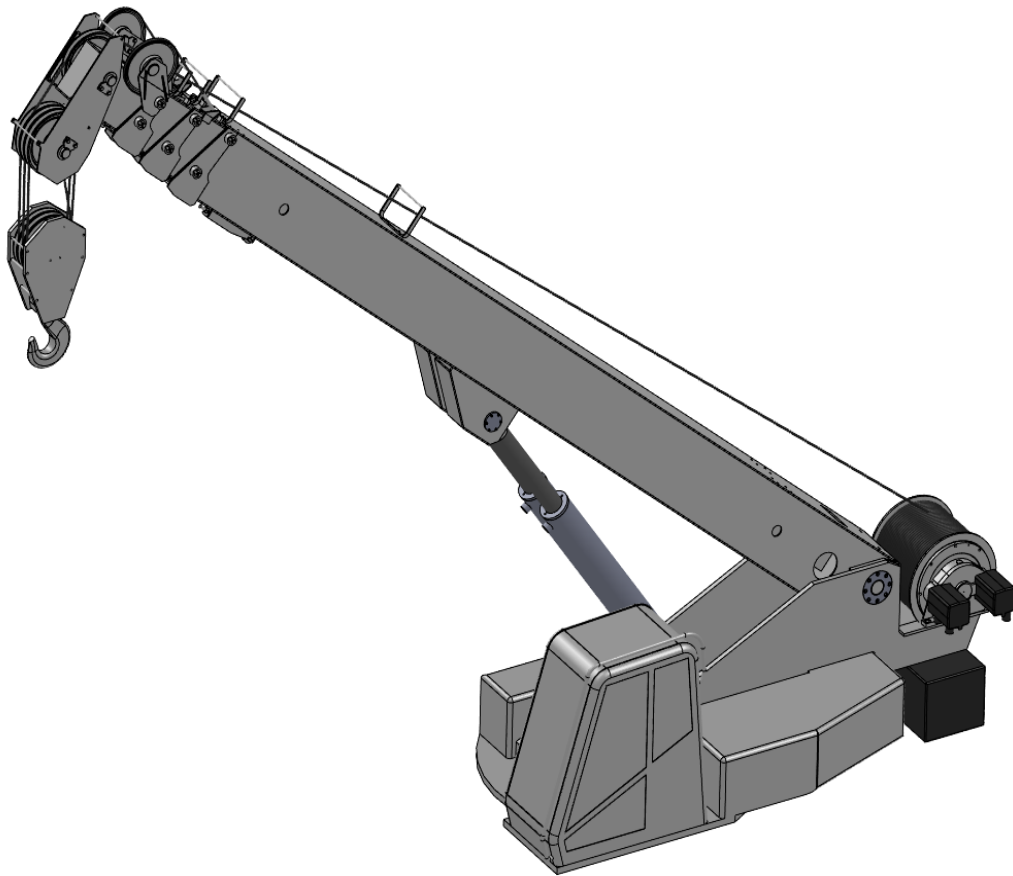
vozidla Tatra při přepravní poloze, je vhodné použít pro zadání klasický výložník ze sortimentu Tatra, a to s celkovým počtem tří ramen. V porovnání s klasickým autojeřábem od Tatra AD – 30 z tohoto mechanismu plyne pouze jedna výhoda - zaručený rovnoměrný výsuv i zasouvání všech ramen.



Obrázek 47: souhrnný pracovní rozsah (v tunách)

## 11. Doplnující obrázky z konstrukce

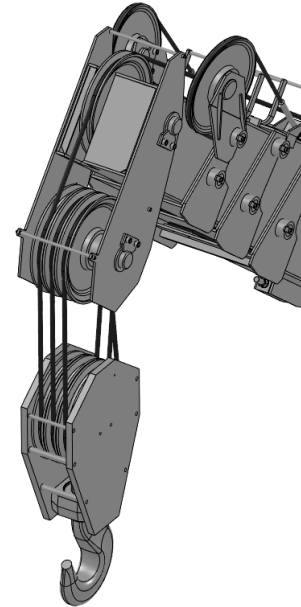
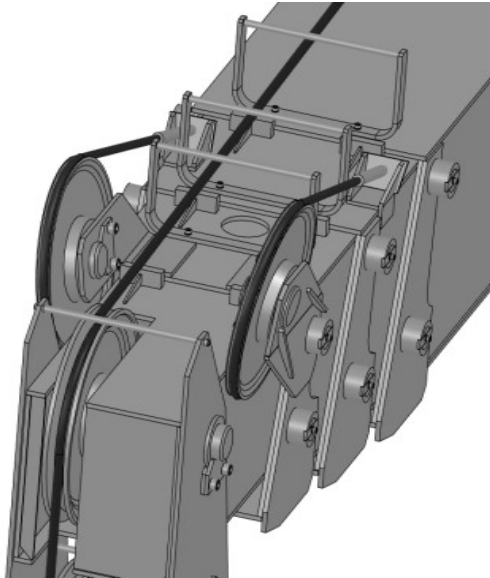
Model ve finálním provedení je doplněn staženou kladnicí ve step-souboru spolu s navíjecím bubnem, který byl doplněn lanem a dvěma hydraulickými motory. Tyto součásti se dají zakoupit. Pro navíjecí buben byla výpočtem stanovena navíjecí síla minimálně 6kN. Dále je pouze schématicky doplněna kabina pro obsluhu, a krytování konstrukce. Jsou zde doplněny vedení lana na každém rameni výložníku. Aby při výsuvu nedošlo k náhodnému vykmitávání lana mimo požadovanou trasu.



Obrázek 48: obrázek celku

### ***Bližší obrázky modelu***

Obrázky pro představu zajímavých uzlů.



*Obrázek 39: Bližší obrázky konstrukce*



## 12. Závěr a zhodnocení práce

Cílem projektu bylo navrhnout horní otočnou konstrukci, která by splňovala požadavek montáže na zvolené vozidlo Tatra T815-7 FORCE, a to s minimálním přesahem vozidla před kabinou osádky. Dosah výložníku byl volen v počátku mé práce na 22m a nosnost výložníku je v nominální pozici 20 t.

V diplomové práci byla navržena horní konstrukce jeřábového vozidla. Bylo zde nutné zhotovit svařovanou zástavbu, do které je usazen v otočném čepu výložník autojeřábu. Pro výklopný pohyb výložníku v pracovním rozsahu 0-80 ° bylo třeba navrhnout velikost, rozsah a uložení dvou hydraulických válců o průměru pístu 200 mm. Pro výsuvný pohyb výložníku je využit jeden dvoučinný hydraulický válec o průměru 180 mm. Tento válec pomocí systému kladek, řetězů a lan je schopen vykonávat rovnoměrný výsuvný pohyb všech tří výsuvných ramen, a to i ve zpětném chodu zasouvání. U takto navrhnutého systému odpadá nákladný hydraulický válec typu teleskop. Pro systém výsuvu byly navrženy dílčí komponenty řetězů, lan a kladek vzhledem k maximální dosažitelné síle od hydrauliky.

Pro vyjádření charakteristiky takto předem navrhnutého autojeřábu byly vypočteny limitní stavy pro práci s břemen, takzvaná „mapa zdvihů“. Limitní stavy můžeme chápat jako omezení autojeřábu ve svém pracovním rozsahu. Jedná se o maximální dovolené zátěže, které je možné v jednotlivých bodech pracovního rozsahu dopustit s uvážením omezujících parametrů. Omezující parametry jsou: převážení vozidla s manipulací výložníku od vozidla vzad a v bok. Pro tyto výpočty je stěžejní kontrola polohy těžiště samotného vozidla a jeho hmotnost. V našem případě byla zjištěna hmotnost vozidla pouze rozdílem již vyrobeného autojeřábu Tatra AD20 a v této práci řešené „Horní otočné konstrukce“. Tento výpočet je do jisté míry orientační, jelikož každé vozidlo Tatra má jiné vybavení, počet náprav a jiné odlišnosti. Proto při skutečném návrhu je třeba znát kompletní a přesnější data. Nicméně i u mapy zdvihů je nutné na konci návrhu udělat kontrolu konečných dat. Limitní stavy mapy zdvihů dále byly kontrolovány v závislosti na únosnosti výsuvného hydraulického válce uvnitř teleskopického výložníku. Tento parametr se u takto navrhnutého systému ukázal ve srovnání s běžně vyráběnými autojeřáby jako zásadní. Jelikož potřebná síla na hydraulickém válci je



díky systému kladek 4x větší než síla potřebná pro udržení břemene. Toto omezení je největší a převažující nad ostatními limity v oblasti naklopení výložníku od 60-75°. Této skutečnosti by se bylo možné vyhnout například pevnou aretací ramen po vysunutí výložníku do požadované vzdálenosti. Aretace by vyžadovala systém elektronického řízení, které bohužel vede ke složitějšímu provedení a je tak nepravděpodobné toto realizovat. Další opatření, které by vedlo ke zlepšení nosnosti v této pracovní oblasti je navýšení síly od hydraulického válce. Tímto krokem by však narostl rozměr průměru pístu válce a spolu s ním celá řada rozměrů konstrukce výložníku. To by mělo neblahý vliv na změnu hmotnosti.

V diplomové práci je návrh, který je reálný a ověřený výpočty. Pokud by se našlo využití pro tento druh výsuvu z hlediska svých nosností, nebo by byl nalezen přijatelný způsob, který by vedl ke zlepšení nosnosti v oblasti naklopení výložníku 60-75°. Mohl by projekt pokračovat návrhem samotného rámu, který by byl osazen „patkovacím“ systémem v rozmístění dle návrhu v kapitole 10.1 a 10.2. Tento rám by obsahoval mimo jiné systém uchycení k vozidlu a pohon k otáčení „Horní otočné konstrukce“ spolu s uchycením a návrhem točny dle možných zástavbových parametrů.

Projekt se podařilo zhotovit díky konzultaci v ČKD–Slaný. Zde jsem mohl vidět naživo výrobní halu jeřábových nástaveb a také se poradit s problematikou mého návrhu. Diplomová práce je do jisté míry inspirována výrobcem autojeřábů. Poznatky o pracovních strojích, mimo bohaté informace obdržené při konzultaci, bylo možné obstarat v terénu, nebo z fotografií na internetu.



## 13. Seznam použitých zdrojů

1. ČSN ISO 4306-2 Jeřáby-názvosloví. Část 2: Mobilní jeřáby. 1998.
2. ČSN 27 0503. Jeřáby samohybné na pneumatika. 1991.
3. Hydraulické válce. [Online] 2017. [www.hydraulicky-valec.cz](http://www.hydraulicky-valec.cz).
4. ČSN 27 0103. Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů. 1989.
5. vyhlaska\_ rozmeru. [Online] dostupné na [www.zakonyprolidi.cz/cs/2014-341#p33](http://www.zakonyprolidi.cz/cs/2014-341#p33).
6. Katalog hydraulických prvků. <http://www.contarini.net/cms/ENG/catalogues.html>. [Online] Contarini.
7. Fiala, Bebr, Matoška. Strojnické tabulky 1. místo neznámé : SNTL, 1990.
8. ZKL - Ložiska. [Online] 2017. <http://www.zkl.cz/cs/cat/2013/drsrbplcb/plc-59-10>.
9. Katalog hutního materiálu. [Online] 2017. [http://www.hydraulics.cz/katalog\\_hutniho\\_materialu.pdf#page=15](http://www.hydraulics.cz/katalog_hutniho_materialu.pdf#page=15).
10. kol., Ing. Pavel Vávra a. strojnické tabulky. místo neznámé : SNTL, 1983.
11. Vzpěr. [Online] 2017. <https://www.kme.zcu.cz/kmet/pp2/vzper-primych-prutu/shrnuti.pdf>.
12. dovolene napětí smyk. [Online] [http://www.sspu-opava.cz/UserFiles/File/Mechanika\\_II\\_vyukovy\\_manual\\_na\\_SSPU\\_Opava.pdf](http://www.sspu-opava.cz/UserFiles/File/Mechanika_II_vyukovy_manual_na_SSPU_Opava.pdf).
13. Řetězy Flayerovy. [Online] <https://bmc-tech.cz/category/valeckove-retezy-valeckove-retezy-flyer-flyeruv-retez->.
14. ČSN 27 0100. Zdvihací zařízení. Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla. 1977.
15. ČSN 27 1820. Zdvihací zařízení, Kladky bubny pro ocelová lana. 1956.
16. ČSN 27 0310. Jeřáby. Navrhování ocelových konstrukcí. 1951.





17. Obchod-ocelová lana. [Online] 2017. <http://www.pavlinek.cz/ocelove-lano-diepa-h53/>.
18. ČSN 27 0101 - ČSN 27 0310. *Jeřáby. Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů.* 1960,1962.
19. Patenty sk - Opěra. [Online] [skpatents.com/6-236993-teleskopicka-opera-mobilniho-jerabu](http://skpatents.com/6-236993-teleskopicka-opera-mobilniho-jerabu).
20. Výpočet těžiště. [Online] 2017. [https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/330/.content/files/VZORNIK\\_STATIKA\\_TEZISTE.pdf](https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/330/.content/files/VZORNIK_STATIKA_TEZISTE.pdf).
21. Dovolené smykové napětí . [Online] 2017. <http://fast10.vsb.cz/lausova/Komb-03%20smyk.pdf>.
22. ČKD-JEŘÁBY. [Online] 2017. <http://www.ckd-jeaby.cz/produkty.htm>.



## 14. Přílohy