



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

# PEVNOSTNÍ ANALÝZA RÁMU LESNÍHO LANOVÉHO DOPRAVNÍHO ZAŘÍZENÍ

STRENGTH ANALYSIS OF THE FRAME FOR FORESTRY CABLE YARDER

## DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

**Bc. Radim Kovařík**

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

**Ing. Václav Mergl, Ph.D.**

**BRNO 2023**



# Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	<b>Bc. Radim Kovařík</b>
Studijní program:	Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	<b>Ing. Václav Mergl, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2022/23

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

## **Pevnostní analýza rámu lesního lanového dopravního zařízení**

### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Provedení pevnostní kontroly metodou konečných prvků rámu lesního dopravního zařízení pro soustřeďování dříví. Rám je při transportu nesen na tříbodovém závěsu zemědělského traktoru. Pevnostní kontrola je prováděna při pracovním režimu soustřeďování dříví. Technické parametry – dle dokumentace výrobce Lesní dopravní zařízení LARIX LAMAKO – Školní lesní podnik Masarykův les Křtiny.

### **Cíle diplomové práce:**

Tvorba výpočtového modelu z 3D modelu rámu.  
Pevnostní kontrola stávajícího rámu.  
Určení kritických uzlů konstrukce rámu.  
Provedení tvarové, popřípadě materiálové optimalizace rámu.  
Pevnostní kontrola optimalizovaného rámu.  
Celková sestava původní konstrukce rámu.  
Celková sestava upravené konstrukce rámu.

### **Seznam doporučené literatury:**

HOREK, Přemysl. Lesní lanovky. Kostelec nad Černými lesy: Lesnická práce, 2007. ISBN 978-80-87154-10-6.

NERUDA, Jindřich. Technika a technologie v lesnictví: učební text pro předměty Technika a technologie v lesnictví, Základní procesy těžby a dopravy dříví, Technika a technologie lesní těžby a Technika a technologie dopravy dříví. 2., přeprac. vyd. V Brně: Mendelova univerzita, 2015. ISBN 978-80-7509-193-2.

NERUDA, Jindřich. Harvestorové technologie lesní těžby. V Brně: Mendelova univerzita, 2013. ISBN 9788073758424.

SVÁČEK, Petr a Miloslav FEISTAUER. Metoda konečných prvků. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2006. ISBN 80-01-03522-0.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

---

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

---

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Tato práce je zaměřená na pevnostní analýzu rámu lesního lanového dopravního zařízení Larix Lamako, jako přídatného zařízení univerzálního zemědělského traktoru. Teoretická část práce je zaměřena na základní popis, určení oblasti využití zařízení a rozdělení lesních lanových dopravních zařízení podle několika kritérií. Praktická část práce se zabývá analytickým výpočtem silového působení. Na základě silového působení je numericky vypočtena pevnostní analýza původní konstrukce rámu. Na numerický výpočet navazují konstrukční úpravy rámu a numerický výpočet upravené konstrukce. Výkresy sestavení původní a upravené konstrukce jsou zpracovány na základě původního a modifikovaného modelu zařízení.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Lesní lanové dopravní zařízení, Larix Lamako, lesní lanovka, třílanový univerzální systém, lesní technika, přídatné zařízení, univerzální traktor, pevnostní analýza rámu, metoda konečných prvků

## ABSTRACT

This work is focused on the strength analysis of the frame of the Larix Lamako forestry cable yarder rope, as an additional device of a universal agricultural tractor. The theoretical part of the work is focused on the basic description, determination of the area of use of the equipment and the distribution of forest rope transport equipment according to several criteria. The practical part of the work deals with the analytical calculation of force action. Based on the force action, the strength analysis of the original frame structure is numerically calculated. The numerical calculation is followed by structural modifications of the frame and numerical calculation of the modified structure. Assembly drawings of the original and modified structure are processed based on the original and modified equipment models.

## KEYWORDS

Forestry cable yarder, Larix Lamako, forestry skyline cableway, three-rope universal system, forestry technology, additional equipment, universal tractor, frame strength analysis, finite element method

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KOVAŘÍK, R. *Pevnostní analýza rámu lesního lanového dopravního zařízení*. Brno, 2023. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí diplomové práce Václav Mergl. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/148322>.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Václava Mergla, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 26. května 2023

.....

Radim Kovařík

## PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce Ing. Václavu Merglovi, PhD. za vedení diplomové práce a poskytnutí cenných rad při vypracovávání práce. Dále bych chtěl poděkovat konzultantovi Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, PhD. za cenné a přínosné rady při vypracovávání. Poděkování také patří pracovníkům Výzkumné stanice Křtiny za umožnění zpracování diplomové práce zabývající se pevnostním výpočtem rámu lesního dopravního zařízení, zejména konstruktérovi panu Ing. Tomáši Halámkovi za konzultace a odborné rady během zpracovávání práce.



# OBSAH

Úvod .....	11
<b>1 Lesní lanová dopravní zařízení .....</b>	<b>12</b>
1.1 Rozdělení zařízení podle počtu lan systému .....	13
1.1.1 Jednolanová zařízení .....	13
1.1.2 Dvoulanová zařízení .....	14
1.1.3 Třílanová zařízení .....	16
1.1.4 Čtyřlanová zařízení .....	17
1.2 Rozdělení podle dalších kritérií .....	17
1.2.1 podle způsobu zavěšení břemene .....	17
1.2.2 podle délky trasy .....	18
1.2.3 Podle nosnosti .....	18
1.2.4 podle způsobu pohybu lan .....	18
1.2.5 Podle typu podvozku .....	19
<b>2 Larix Lamako .....</b>	<b>20</b>
2.1 Přenos točivého momentu .....	21
2.2 Brzdění bubnů .....	23
2.3 přibližování proti svahu .....	24
2.4 přibližování po svahu .....	24
2.5 Lanový vozík .....	24
2.5.1 MM Sherpa U3t .....	25
<b>3 Analytický výpočet působení sil .....</b>	<b>26</b>
3.1 Zatížení rámu od stožáru .....	27
3.1.1 Stožár LDZ na kopci – varianta a .....	28
3.1.2 LDZ pod kopcem – vyklizování - varianta b .....	29
3.1.3 LDZ pod kopcem – brzdění nákladu – varianta c .....	31
3.2 Zatížení rámu od stožáru - porovnání .....	34
3.3 Výpočet spojek a brzd .....	35
3.3.1 Výpočet spojky vratného lana .....	35
3.3.2 Výpočet spojky tažného lana .....	37
3.3.3 Výpočet brzd vratného lana .....	38
3.3.4 Výpočet brzd tažného lana .....	39
3.3.5 Výpočet brzdy nosného lana .....	40
3.3.6 Výpočet síly v řetězu při pohonu vratného lana .....	41
3.3.7 Výpočet síly v řetězu při pohonu tažného lana .....	42
3.4 Síly v uložení částí .....	44
3.4.1 Uložení nosné hřídele vratného lana – pohon vratného lana .....	44
3.4.2 Uložení vstupní hřídele – pohon vratného lana .....	46
3.4.3 Uložení nosné hřídele vratného lana – brzdění vratného lana .....	48
3.4.4 Uložení zadní osy brzdy vratného lana (brzda VL1) .....	51
3.4.5 Uložení přední osy brzdy vratného lana (brzda VL2) .....	53
3.4.6 Uložení nosné hřídele tažného lana – pohon tažného lana .....	55
3.4.7 Uložení předloňové hřídele – pohon tažného lana pomalou spojkou .....	58
3.4.8 Uložení vstupní hřídele – pohon TL pomalou spojkou .....	61
3.4.9 Uložení nosné hřídele tažného lana – brzdění tažného lana .....	62

3.4.10	Uložení zadní osy brzdy tažného lana (brzda TL1) .....	65
3.4.11	Uložení přední osy brzdy tažného lana (brzda TL2).....	67
3.4.12	Uložení osy brzdy nosného lana .....	71
<b>4</b>	<b>Zátěžné stavy .....</b>	<b>74</b>
4.1	Provoz proti svahu – pohon vratného lana .....	74
4.2	Provoz proti svahu – brzdění vratného lana .....	74
4.3	Provoz po svahu – pohon tažného lana .....	75
4.4	Provoz po svahu – brzdění tažného lana .....	75
<b>5</b>	<b>Výpočtový model.....</b>	<b>76</b>
5.1	Okrajové podmínky.....	78
<b>6</b>	<b>Vyhodnocovací kritéria pevnostní analýzy.....</b>	<b>79</b>
6.1	Výpočet návrhového napětí únosnosti .....	79
6.1.1	Součinitel spolehlivosti materiálu .....	79
6.1.2	Návrhové napětí únosnosti nosných prvků .....	79
6.1.3	Ekvivalentní návrhové napětí únosnosti nosných prvků.....	80
6.2	Způsob vyhodnocování analýzy napjatosti .....	80
<b>7</b>	<b>Analýza napjatosti původní konstrukce rámu .....</b>	<b>81</b>
7.1	provoz proti svahu – pohon vratného lana .....	81
7.2	provoz proti svahu – brzdění vratného lana .....	83
7.3	provoz po svahu – pohon tažného lana .....	84
7.4	provoz po svahu – brzdění tažného lana .....	86
7.5	Zhodnocení konstrukce rámu .....	87
<b>8</b>	<b>Upravená konstrukce rámu .....</b>	<b>88</b>
8.1	Výpočtový model upraveného rámu .....	89
<b>9</b>	<b>Analýza napjatosti upravené konstrukce rámu .....</b>	<b>90</b>
9.1	provoz proti svahu – pohon vratného lana .....	90
9.2	provoz proti svahu – brzda vratného lana .....	92
9.3	provoz po svahu – pohon tažného lana .....	92
9.4	provoz po svahu – brzda tažného lana.....	93
9.5	Zhodnocení upraveného rámu .....	93
<b>Závěr .....</b>		<b>94</b>
<b>Použité informační zdroje .....</b>		<b>95</b>
<b>Seznam použitých zkratk a symbolů .....</b>		<b>98</b>
<b>Seznam příloh.....</b>		<b>102</b>
<b>Seznam samostatných příloh.....</b>		<b>102</b>

## ÚVOD

Technika používaná pro lesní hospodářství zahrnuje širokou škálu používaných strojů. Od zařízení určených pro pěstební činnost přes techniku zajišťující stavbu a úpravu sítě lesních cest až po těžební stroje. Těžba a soustřeďování dřevní hmoty v závislosti na požadavcích zejména také terénu lesních porostů se provádí různými používanými technologiemi. V přístupných lokalitách se v dnešní době ve velké míře využívá harvestorová technologie, která dosahuje velkých objemových výkonů vytěžené hmoty. Současně s harvestory se využívá také samojízdných vyvážecích strojů a vyvážecích souprav pro odvoz dříví na odvozní místa. Jelikož je však terén lesních porostů často velmi členitý je nutné využívat i další vhodné technologie. Využití tak nalézají také speciální lesní kolové traktory s navijáky, které v dobách před vznikem harvestorů v lesnictví zcela dominovaly. Nejvhodnějším strojním zařízením pro soustřeďování dříví z nepřístupných lesních terénů obsahujících velké množství překážek, často také velmi svažitého terénu, nebo terénů, které mohou mít neúnosné podloží, jsou lesní lanová dopravní zařízení.

Vývoj lesních lanových dopravních zařízení dosáhl od jejich prvního většího využití při těžbě dřevní hmoty značného technického vývoje. V současné době se vyrábějí lesní lanová dopravní zařízení ve velkém množství různých variant, které dlouholetým postupným vývojem vznikaly pro co nejoptimálnější provoz při konkrétních aplikacích. Jednotlivé varianty lanových dopravních zařízení tak umožňují přibližování dřevní hmoty po svazích, proti svahům a také po rovinách. Lesní lanová dopravní zařízení kromě toho, že umožňují těžbu dříví z terénů nepřístupných jinými používanými technologiemi má i velkou řadu dalších výhod. Při využívání lesních lanových dopravních zařízení nedochází k nechtěnému zhutňování půdy, dochází k minimalizaci poškození bylinného patra a je také snižováno riziko nehod lesní techniky. Lesní lanová dopravní zařízení tak mají a stále budou mít v těžbě dříví svou pevnou a nezaměnitelnou pozici. V dnešní době jsou lesní lanová dopravní zařízení poháněna nejčastěji buď od vývodové hřídele traktoru, nebo jsou vybavena vlastním spalovacím motorem. S ohledem na současné světové požadavky kladené na snižování emisí a přestupem na hybridní a elektrická vozidla je v brzké době možné očekávat proniknutí těchto požadavků i do oblasti lesní techniky. Lanová dopravní zařízení se tak mohou stát relativně snadným cílem pro přestavbu na alternativní pohon, který by mohl využívat i rekuperaci energie.

Diplomová práce se nejprve zabývá rozdělením lesních lanových dopravních zařízení podle několika kritérií. Na počáteční rozdělení navazuje představení zařízení Larix Lamako. Počáteční analytické výpočty jsou provedeny na základě všech dostupných informací Výzkumné stanice Křtiny, která je výrobcem tohoto zařízení.

Cílem závěrečné práce je provedení pevnostního výpočtu rámu lesního lanového zařízení Larix Lamako. Pro provedení pevnostní analýzy byl společností dodán 3D model rámu. Na základě 3D modelu rámu a analytických výpočtů dojde k vytvoření výpočtového modelu, následně bude provedena analýza napjatosti při zvolených zátěžných stavech a bude provedeno její následné vyhodnocení. Na základě výsledků analýzy napjatosti konstrukce rámu bude přistoupeno k úpravám stávající konstrukce. Upravená konstrukce bude opět převedena na výpočtový model a bude provedena analýza napjatosti jednotlivých zátěžných stavů s následným vyhodnocením.

# 1 LESNÍ LANOVÁ DOPRAVNÍ ZAŘÍZENÍ

Lesní lanová dopravní zařízení jsou zařízení používající se pro soustředování dříví. Soustředování dříví je souhrnný název pro jednotlivé operace, kterými jsou vyklizování a přibližování dříví z lesních porostů. Pohonná stanice lanových dopravních zařízení nezajíždí do lesních porostů, ale je umístěna na požadovaném místě, odkud bude následně vytěžena dřevní hmota pokud možno snadno odvážena. Dříví je soustředováno pomocí příslušných pracovních lan dle typu lanového dopravního zařízení. Lanové dopravní zařízení je možné používat tam, kde vzhledem kvůli strmým svahům, terénním překážkám či neúnosným půdám lesních porostů není možné využívat pozemní soustředování dříví [1]. Lanová dopravní zařízení jsou vhodná pro soustředování dříví jak po svahu, tak proti svahu tak i po rovině.

Pomocí lanových dopravních zařízení je možné, stejně jako u jiných technologií, provádět všechny používané těžební metody. Těžební metody se rozdělují na tři základní. Metoda sortimentní spočívá v soustředování dříví ve formě výřezů stejných délek [4]. Metoda kmenová soustřeďuje surový odvětvený kmen stromu v celé jeho délce, nebo kmen zkrácený na požadovanou transportní délku [1]. Poslední je metoda stromová. Metoda stromová soustřeďuje celé kmeny stromů včetně větví [4]. Při práci s lanovými dopravními zařízeními se dnes nejčastěji používají metody kmenové a stromové. Vytěžené dříví se pak skládá pod nosným lanem lanového dopravního zařízení, nebo může být přemísťováno na skládku mimo nosné lano [1]. Přemísťování se může provádět pomocí traktorů, mobilních jeřábů, bagrů, nebo jiných zařízení. V případě použití stromové metody je velmi vhodné užití procesorů, které kmen odvětví, rozřežou na požadované délky a uloží na skládku pro následný odvoz. Odvětvení je proces, při kterém dochází k odstranění větví z kmenů stromů [14]. Na *Obr. 1* je znázorněno lanové dopravní zařízení typu Syncrofalke spolu s jeřábem vybaveným procesorovou hlavicí, sloužící k odvětvení kmenů a nařezání výřezů požadovaných délek.

První lanové přibližování dříví se začalo používat přibližně v polovině 19. století. Nejstarším způsobem bylo využívání jednoduchých lanových smyků [1]. Lanové smyky se používaly v svažitých terénech. Jednalo se o gravitační způsob přibližování, neboť mezi místem nakládky, umístěném výše než místo skládky bylo nataženo lano, po kterém se spouštělo přibližované dříví zavěšené na háku, drátu nebo řetězu. Většího rozvoje pak bylo dosaženo až ve 20. století v období během první světové války a po ní zejména v Rakousku, Švýcarsku a Francii, kdy byly lanová dopravní zařízení využívána v těžce přístupných terénech Alp [1]. Do současnosti od prvního využití jednoduchého lanového zařízení uplynula řada let a lesní lanová dopravní zařízení prošla značným technickým vývojem do dnešní podoby moderních strojů ovládaných dálkovým ovládacím zařízením. V současné době se na trhu s lanovými dopravními zařízeními pohybuje značné množství výrobců z různých zemí světa. Pokud se podíváme na střední Evropu, můžeme uvést jména některých společností vyrábějících lanová dopravní zařízení. Švýcarská společnost Wyssen Seilbahnen AG, působící na trhu od roku 1926. Dalšími výrobci jsou také rakouské společnosti MM Forsttechnik GmbH, TST Seilgeräte Tröstl GmbH nebo Koller GmbH. V Německu se výrobou zařízení zabývá společnost Ritter Maschinen GmbH. Na našem území byl v letech 1954-1955 ve Výzkumné stanici Křtiny vyroben první funkční model jednoduchého lanového dopravního zařízení, který po ověření dopomohl ke vzniku prvnímu československému lesnímu lanovému dopravnímu zařízení s označením VLn [25].

Lanová dopravní zařízení často bývají v lesnické praxi označována termínem lanovka. Lanovka však slouží pouze k přepravě, protože dříví nevyklizuje, ani nezdvihá pod nosné lano

a musí proto obsahovat nakládací i vykládací rampu [1]. Podle literatury [5] je rovněž označení lesních lanových dopravních zařízení jako lanovka nepřesné a autoři uvádějí, že pro většinu lesních lanových zařízení je možné užít označení lanovkové jeřáby.

Lesní lanová dopravní zařízení se rozdělují podle několika hledisek, které úzce souvisí s konstrukčním provedením. V následujících podkapitolách bude toto rozdělení krátce provedeno zejména s využitím literatury autorů Nerudy [1], Horka [2] a Lukáče [6].



Obr. 1 Zařízení Syncrofalke s jeřábem vybaveným procesorovou hlavici [24]

## 1.1 ROZDĚLENÍ ZAŘÍZENÍ PODLE POČTU LAN SYSTÉMU

Lanová dopravní zařízení se nejčastěji rozdělují podle počtu pracovních lan systému.

### 1.1.1 JEDNOLANOVÁ ZAŘÍZENÍ

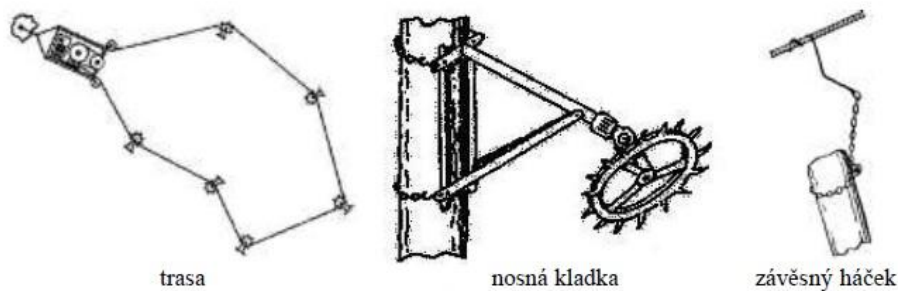
#### LANOVÉ SMYKY

Jedná se o nejstarší způsob přibližování dříví využívající lano. Dříví je zavěšeno pomocí háků, řetězů nebo drátů na lano, které je nejčastěji ukotveno mezi stromy a vedeno ze svahu dolů [1]. Zavěšené břemeno se po laně smýká v důsledku působení tíhové síly dolů.

#### OBĚŽNÉ LANOVÉ SYSTÉMY

Jednolanové oběžné systémy nazývané Lasso-Cable jsou určeny pro přibližování dříví v krátkých délkách, nejčastěji však metrových výřezů [1]. Oběžné lano je poháněné a dochází k jeho neustálému pohybu [6]. Dříví se na oběžné lano zavěšuje za jeho pohybu prostřednictvím zavěšovacích háčků [1]. Při nadlehčení břemene dochází k probíhání lana háčkem, jakmile však není poleno rukama obsluhy nadlehčováno, dochází vlivem vlastní hmotnosti k sevření háčku a dříví je tak oběžným lanem unášeno [1]. Vzhledem k tomu, že se dříví zavěšuje a také na skládce sundává ručně, je nutné, aby trasa lana byla vedená nízko nad zemí. Protože je trať vedená nízko, je oběžné lano podepíráno velkým množstvím

nosných kladek, přes které musí zavěšovací háčky procházet [1]. Na *Obr. 2* je znázorněn tento dnes již historický systém.



*Obr. 2* Oběžný jednolanový systém Lasso-Cable [1]

### SYSTÉMY NOSNÉHO LANO A MOTORIZOVANÉHO VOZÍKU

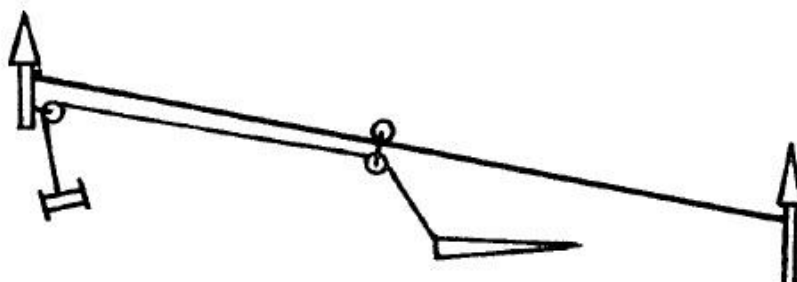
Systém nosného lana a motorizovaného vozíku je založen na pojezdu vozíku po nosném lanu. Nosné lano je na obou koncích ukotveno. Lano je vedeno přes lanáč vozíku. Při otáčení lanáče dochází k změně délky lan na obou stranách. Důsledkem je posouvání vozíku po nosném lanu. Směr posouvání je možný v obou směrech a vychází ze smyslu otáčení lanáče. Systémy nosného lana a motorizovaného se pro dopravu dříví používají spíše výjimečně [1]. Častěji se používají pro dopravu sazenic v horských lokalitách a také pro zásobování chat a usedlostí v horských oblastech [1].

#### 1.1.2 DVOULANOVÁ ZAŘÍZENÍ

##### SYSTÉM NOSNÉ A TAŽNÉ LANO (N+T)

Systém N+T je vybaven dvěma bubny a využívá pro pohyb vozíku po nosném lanu vždy v jednom směru gravitaci [2]. Soustředování dříví je možné provádět proti svahu, kdy vozík se pohybuje do porostu gravitačně. Je možné využít systém i pro přibližování po svahu, avšak je nutné použít příslušných lanových vozíků, které tento způsob tomuto systému umožňují svými funkcemi. Systém N+T je jednoduchý na stavbu i provoz neboť dochází k ovládní jen prostřednictvím jednoho lana poháněného či brzděného navijákem [1].

Na *Obr. 3* je zobrazený nejjednodušší varianta systému N+T. Jednoduchý lanový vozík, skládající se jen z běhounu a padací kladky, umožňuje provoz pouze proti svahu [2]. Lanový vozík do těžební plochy po svahu dolů zajíždí působením tíhové síly. Na konci trasy lanový vozík narazí na zarážku a tažné lano je staženo k zemi pomocí padací kladky [1]. Pro dosažení optimální rychlosti při jízdě prázdného vozíku do porostu je nutné, aby byl sklon trasy více než 15% [1].



*Obr. 3* Dvoulanový systém nosné a tažné lano [1]

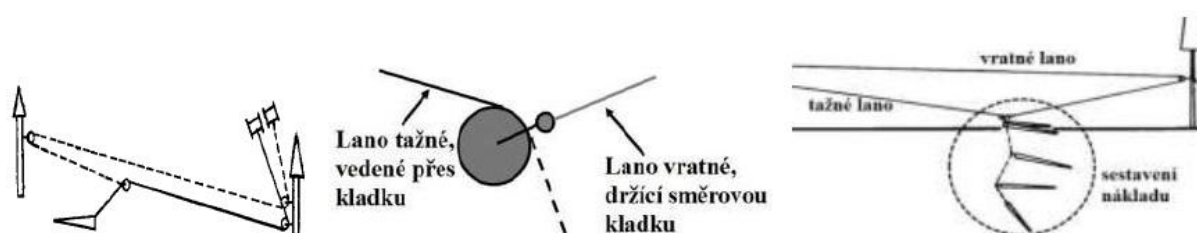
Hlavní předpokladem pro přibližování po svahu je nutnost, aby buben tažného lana disponoval dostatečně dimenzovanou brzdou, nebo aby byl tažný buben vybaven motorickým odvíjením lana [2]. Druhým nezbytným předpokladem je použití lanového vozíku, který umožňuje pomocí svěrných čelistí fixaci na nosném lanu a také fixaci tažného lana. Svěrné čelisti pro jednotlivá lana jsou střídavě zabrzděny nebo odbrzděny [2]. Při jízdě vozíku do porostu jsou zabrzděny čelisti tažného lana. Čelisti nosného lana jsou potom zabrzděny při spouštění tažného lana do porostu a při vyklizování prostoru. Svěrné čelisti jsou automaticky ovládány pomocí hydraulického okruhu vozíku a speciálního mechanismu. Současné lanové vozíky umožňují radiové ovládání svěrných čelistí, například vozík Wyssen HY-2 [2].

### SYSTÉM TAŽNÉ A VRATNÉ LANO (T+V)

Systém T+V je vybaven bubnem tažného lana a bubnem vratného lana. Při provozu zařízení jsou ovládány oba dva bubny. Jeden buben je navíjen a druhý je odbrzděn, přičemž dochází k jeho přibrzdování, aby nedošlo k tzv. navolnění návinů lana na bubnu. O koncepci systému T+V se dá říci, že se v podstatě jedná o dvoububnový velkokapacitní naviják se stožárem [2]. Při systému T+V je vratné lano vedeno na konec trasy odkud přes směrovou kladku směřuje do těžebního prostoru. V Těžebním prostoru je pak různými způsoby spojeno s tažným lanem. Systém T+V je vhodný pro použití na krátkých strmých svazích i pro malé koncentrace těžebního dříví, neboť je jeho montáž velmi rychlá [2].

Nejjednodušší variantou systému tažné a vratné lano může být pouhé spojení obou konců lan spojkou, do které se následně zapojují i úvazky [1]. Jednoduchá varianta s použitím spojky však výrazně znemožňuje vyklizování dříví z boků trasy [1]. U systému T+V při spojení konců lan spojkou není možné dříví zvednout nad úroveň terénu, ale je vlečeno po povrchu půdy [1]

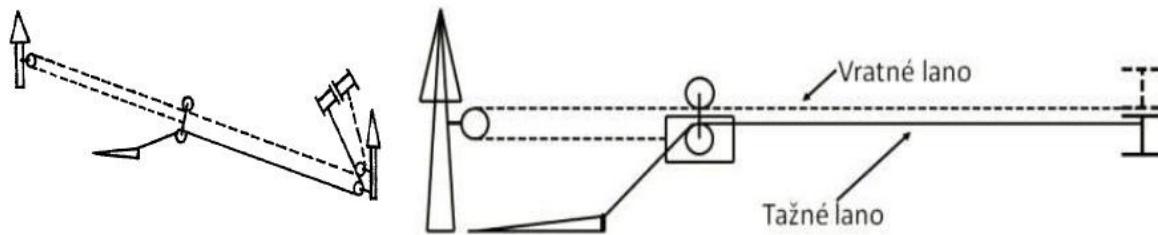
Častější variantou systému T+V je proto pak vedení tažného lana přes koncovou kladku vratného lana [1]. Na Obr. 4 je znázorněno vedení lana přes koncovou kladku častěji využívané varianty systému T+V. Systém T+V využívající koncovou kladku vratného lana při přibrzdování vratného lana a současném navíjení tažného lana vytváří zvedací efekt, který nadzvedává konec dříví nad překážky terénu [2].



Obr. 4 Dvoulanový systém tažné lano a vratné lano (T+V) [1]

### SYSTÉM TAŽNÉ A VRATNÉ LANO VE FUNKCI NOSNÉHO (T+V/N)

Systém T+V/N je od předchozího systému T+V odlišný v použití jednoduchého lanového vozíku. Vratné lano je přes směrovou vratnou kladku na konci trasy vedeno zpět do těžebního prostoru, kde je jeho konec uchycen k lanovému vozíku, který je současně nesen na větvi mezi navijákem a koncem trasy [1]. U systému T+V/N je použitím lanového vozíku docíleno trojnásobného zvedacího efektu na náklad [2]. Trojnásobný zvedací efekt, působící na přibližované dříví, u systému T+V/N je pak jedním z hlavních důvodů, proč se systémy T+V často používají s jednoduchým lanovým vozíkem a vzniká z nich systém T+V/N [2].



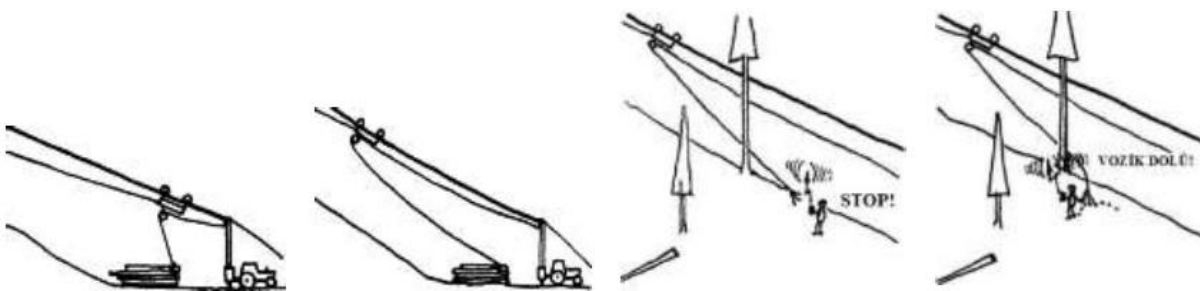
Obr. 5 Dvoulanový systém tažné lano a vratné lano ve funkci nosného (T+V/N) [1]

### 1.1.3 TŘÍLANOVÁ ZAŘÍZENÍ

#### SYSTÉM NOSNÉ, TAŽNÉ A VRATNÉ LANO (N+T+V)

Systém N+T+V má univerzální použití, neboť je schopný provozu proti svahu, po svahu ale i po rovině. [2]. Nosné lano je ukotveno na obou koncích a motoricky napnuto [1]. Po napnutí nosného lana je následně aktivována jeho brzda. Pohyb lanového vozíku po nosném lanu je prováděn prostřednictvím tažného a vratného lana, přičemž jeden lanový buben je poháněn a druhý buben je současně přibrzdován [1]. Třílanový systém N+T+V je mladší než čtyřlanový systém N+T+V+P, který k vysouvání konce lana potřeboval čtvrté pomocné lano. U systému N+T+V při použití mechanických lanových vozíků vzniká problém se získáváním konce lana. V současnosti používané lanové vozíky jsou radiově ovládané, vybavené svěrnými čelistmi pro ukotvení v libovolném místě na nosném lanu a také disponují mechanismem umožňujícím vysouvání volného konce lana [2].

V případě použití jednoduchého mechanického lanového vozíku u systému N+T+V je vratné lano vedeno na konec tratě a přes vratnou kladku je vedeno k lanovému vozíku, kde je konec lana uchycen. Tažné lano je vedeno na kladku vozíku. Volný konec tažného lana je možné získat například upevněním konce tažného lana na skládku se současným odbrzděním bubnu tažného lana a jízdou vozíku do porostu pomocí vratného lana [1]. Jakmile lanový vozík mine vazače, dojde k zastavení navíjení vratného lana a dochází k uvolnění tažného lana a spuštění jeho navíjení [1]. Tažné lano dojde na úroveň vazače a lanový vozík je také spuštěn na úroveň vazače, čímž je získán dostatečně dlouhý volný konec tažného lana [1]. Získání volného konce lana při použití mechanického vozíku u systému N+T+V je zobrazeno na Obr. 6.



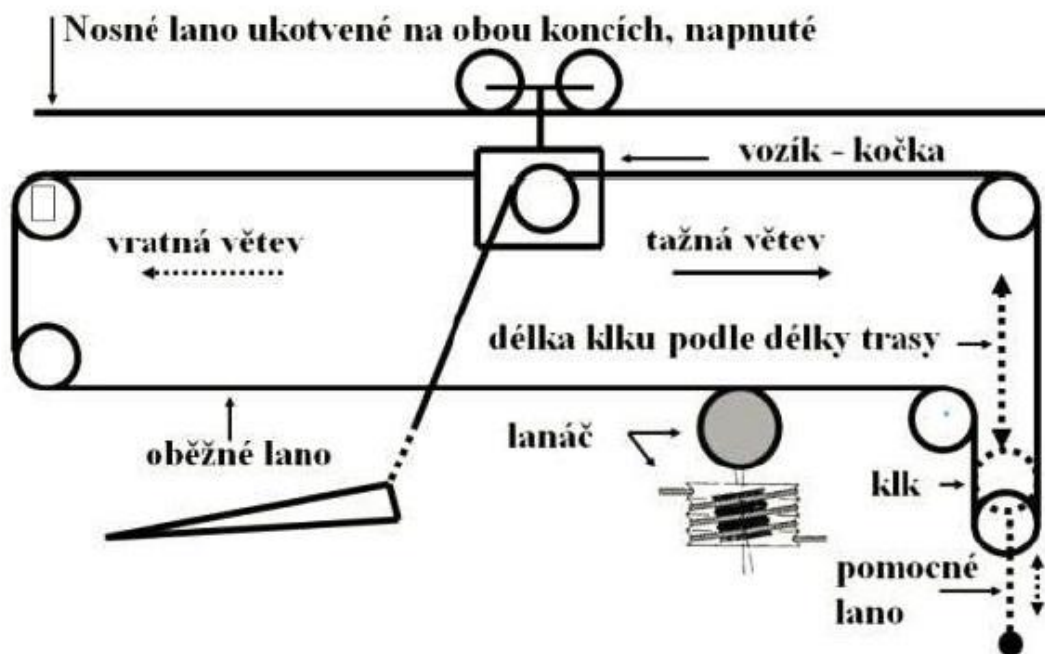
Obr. 6 Třílanový systém N+T+V získávání lana při použití mechanického vozíku [1]

#### SYSTÉM NOSNÉ OBĚŽNÉ A POMOCNÉ LANO (N+O+P)

Systém N+O+P má nosné lano ukotvené na obou koncích a napnuté. Po nosném lanu pojíždí lanový vozík, ke kterému je pevně uchycen jeden konec oběžného lana. Druhý konec oběžného lana prochází přes kladku lanového vozíku, kde plní funkci volného konce tažného



lana. Vytažení volného konce lana z vozíku je umožněna pomocí zkrácení pomocné smyčky oběžného lana [1]. Pomocná smyčka, tzv. klk, je zkracována či prodlužována pomocným lanem [2]. Pohon oběžného lana je realizován pomocí otáčení lanáče, který se může otáčet v obou směrech. Princip funkce systému N+O+P je znázorněn na *Obr. 7*.



*Obr. 7* Třílanový systém N+O+P [1]

#### 1.1.4 ČTYŘLANOVÁ ZAŘÍZENÍ

##### SYSTÉM NOSNÉ TAŽNÉ, VRATNÉ A POMOCNÉ LANO (N+T+V+P)

Čtyřlanový systém N+T+V+P má nosné lano na obou stranách ukotvené a napnuté. Na nosném lanu pojíždí lanový vozík. Na lanový vozík je pevně uchycen konec vratného lana. Konec tažného lana je veden přes kladku v lanovém vozíku [1]. Kladka ve vozíku je spojena s bubínkem, na kterém je navinuto pomocné lano. Pomocné lano slouží k vysouvání tažného lana z vozíku. Při navíjení pomocného lana na buben lanového dopravního zařízení dochází k roztáčení a odvíjení z bubínku ve vozíku [2]. Bubínek pomocného lana zároveň roztáčí kladku tažného lana, která svým otáčením vypuzuje lano z vozíku [2]. Funkční schéma systému N+T+V+P je zobrazeno na *Obr. 8*.

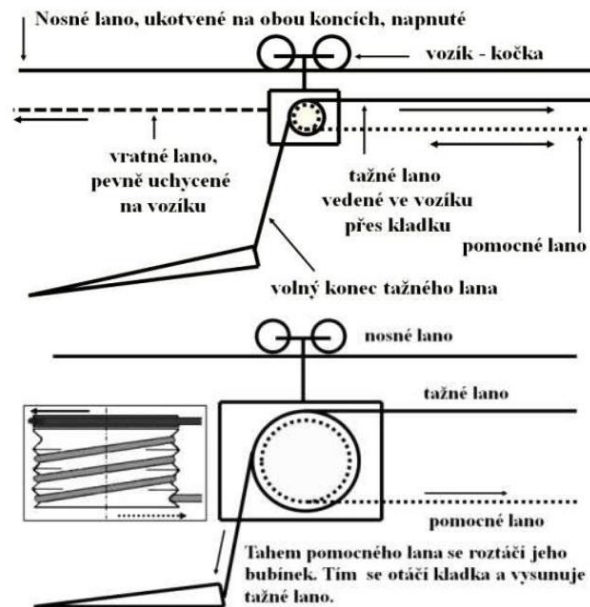
## 1.2 ROZDĚLENÍ PODLE DALŠÍCH KRITÉRIÍ

Vedle rozdělení lanových dopravních zařízení podle počtu pracovních lan se také tato zařízení mohou rozdělovat podle vybraných následujících hledisek. V dostupných literaturách [1], [2], [5], [6] však autoři v rozdělení lanových dopravních zařízení podle nosnosti a délky trasy používají odlišné hodnoty.

### 1.2.1 PODLE ZPŮSOBU ZAVĚŠENÍ BŘEMENE

Podle způsobu zavěšení břemene rozlišujeme tři kategorie a to konkrétně: vlečení po zemi, polozávěs a plný závěs [1]. V případě vlečení po zemi je kmen stromu tažen po zemi. Polozávěs znamená, že je jeden konec kmene zdvižený u lanového vozíku a druhý konec

kmene je tažen po zemi. Třetí kategorií je plný závěs. Plný závěs rozdělujeme na dvě subvarianty a to na jednoduchý plný závěs a horizontální plný závěs. Jednoduchý plný závěs má kmen zavěšený na úvazku a visí pod lanovým vozíkem svisle ve vzduchu. Jednoduchý plný závěs také bývá označován jako tzv. vis [1]. Horizontální plný závěs má kmen na dvou úvazcích zavěšených rovnoběžně s nosným lanem. Horizontální plný závěs vyžaduje použití speciálních lanových vozíků [1].



Obr. 8 Čtyřlanový systém  $N+T+V+P$  [1]

### 1.2.2 PODLE DÉLKY TRASY

Další možností, jak lanová dopravní zařízení rozdělovat je podle délky trasy. Podle délky trasy rozeznáváme čtyři skupiny. Pro nejkratší trasy do 150 m se používají adaptační lanové systémy [1]. Krátkotrat'ová lanová dopravní zařízení mají obvykle trasu dlouhou do přibližně 300 m [6]. Následující skupinou jsou střednetrat'ová lanová dopravní zařízení, jejichž délka trasy se pohybuje v přibližném rozmezí od 300 m do 700 m [1]. Pro trasy delší než 700 m se jedná o dlouhotrat'ové lanové dopravní zařízení [1].

### 1.2.3 PODLE NOSNOSTI

Podle nosnosti se lanová dopravní zařízení dělí do tří skupin, jejichž rozpětí nosností je často orientační [1]. Lehkotonážní jsou zařízení s nosností do přibližně 1000 kg [2]. Nosnost mezi 1100 kg až 4000 kg mají zařízení střednětonážní. Zařízení s nosností více než 4000 kg se řadí do skupiny těžkotonážních lanových dopravních zařízení [2].

### 1.2.4 PODLE ZPŮSOBU POHYBU LAN

Lana lanových dopravních zařízení mohou být uváděna do pohybu třemi možnými způsoby.

#### OBĚŽNÉ LANOVÉ SYSTÉMY

První možností jsou lanové systémy, které mají oběžné lano určené pro pohyb lanového vozíku [1]. Oběžné lano u oběžných lanových systémů je uváděno do pohybu otáčením lanáče [1]. Směr pohybu vozíku vychází ze smyslu otáčení lanáče oběžného lanového systému. Při konstantních otáčkách lanáče je udílěna také konstantní rychlost oběžnému lanu.

## KYVADLOVÉ LANOVÉ SYSTÉMY

Kyvadlové lanové systémy využívají pro pohyb lan navíjení nebo odvíjení lana na buben navijáku [1]. V případě systémů s tažným a vratným lanem dochází k problému s rozdílnými rychlostmi lan. Rozdílnou rychlost lan při konstantních otáčkách bubnu způsobuje měnící se poloměr navinutí lana. V současné době se pro vyrovnání rychlostí lan používají systémy interlock [2].

## LANOVÁ DOPRAVNÍ ZAŘÍZENÍ S MOTORICKÝM VOZÍKEM

U těchto systémů dochází k pohybu lanového vozíku po nosném lanu prostřednictvím motoru, umístěného v lanovém vozíku [1].

### 1.2.5 PODLE TYPU PODVOZKU

Lanová dopravní zařízení se v současnosti vyrábějí s velkým množstvím typů podvozků. Zvolený typ podvozku zcela zásadně ovlivňuje terénní dostupnost zařízení [1]. Lanová dopravní zařízení mohou být vyráběna s následujícími typy podvozků: LDZ nesená na třibodovém závěsu traktoru, LDZ na samostatném podvozku, LDZ nesená traktorem, LDZ na vyvážeci, LDZ na saňovém podvozku, LDZ samohybná, LDZ na automobilním podvozku nebo LDZ na plošinovém kontejneru [1]. V současnosti se jako podvozek pro lanová dopravní zařízení stávají také rypadla. Na *Obr. 9* je znázorněno zařízení Koller KX-304, které využívá podvozku rypadla.



*Obr. 9 Zařízení Koller KX-304 [27]*

## 2 LARIX LAMAKO

Lanové dopravní zařízení Larix Lamako zařazujeme do skupiny třílanových univerzálních systémů, využívajících nosné lano (NL), tažné lano (TL) a vratné lano (VL). Zařízení je univerzální což znamená, že umožňuje vyklizování a přibližování dříví jak po svahu, tak proti svahu a dokonce i po rovině [3]. Larix Lamako slouží pro dopravu dříví v terénech, které jsou obtížně přístupné. Může se jednat ať už o svažité lesní porosty, členité terény, nebo také o území s neúnosným podložím, které neumožňuje pozemní soustředování dříví. Přibližování dříví ke stožáru zařízení tímto systémem je možné jak v plném závěsu tak i v polozávěsu [3]. Dle podkladů výrobce k zařízení je možné se setkat také s označením tažného lana jako dlouhé lano a označením vratného lana jako krátké lano [3]. Pohon zařízení je realizován kloubovým hřídelem od vývodové hřídele traktoru [3]. Kromě pracovních lan je zařízení vybaveno také kotevními lany a lanem montážním. Pro ukotvení stožáru zařízení Larix Lamako se používají dvě hlavní kotevní lana a dvě pomocná kotevní lana [3]. Hlavní kotevní lana jsou poutána a dopínána ke kotevním stromům pomocí zkracovacích spon [3]. Pro napínání pomocných lan slouží kotevní vrátky. Buben montážního lana je poháněn prostřednictvím hydromotoru s přívodem tlakového oleje od vnějšího okruhu hydrauliky traktoru [3]. Lanové dopravní zařízení Larix Lamako je dostupné v několika variantách [20]. První vyráběnou variantou je zavěšení lanového dopravního zařízení do tříbodových závěsů zemědělského traktoru. Druhá varianta je koncipovaná jako nástavba pro nákladní automobil [20]. Poslední možností je lanové dopravní zařízení konstruované jako nástavba pro přívěs [20]. V této práci je věnována pozornost variantě zařízení pro agregaci se zemědělským traktorem pomocí tříbodových závěsů. Na *Obr. 10* je Larix Lamako v agregaci s traktorem při pracovním režimu přibližování dříví po svahu.



*Obr. 10 Larix Lamako v agregaci s traktorem Zetor Forterra HD 140 [20]*

Pro agregaci zařízení Larix Lamako je vyžadován traktor o výkonu 80 kW a více [20]. Při dopravě na pracoviště se využívá kromě zadního tříbodového závěsu, ve kterém je zařízení zavěšeno, také předního tříbodového závěsu. V předním tříbodovém závěsu je při přepravě nesený lanový vozík, buben s montážními lany a zásobní bubny [20]. Díky rozložení hmotností mezi zadní a přední tříbodový závěs je zemědělský traktor lépe zatížen, což má pozitivní vliv na stabilitu soupravy při jízdě těžko přístupnými terény na pracoviště [20].

Pro řízení lanového dopravního zařízení se využívají povelové radiostanice [3]. Ovládání je možné ať už z vyklizovaného místa v porostu, tak i z prostoru u pohonné stanice [3]. Jízda lanového vozíku při jízdě s nákladem, nebo bez nákladu probíhá automatizovaně [3]. Potřebnou brzdovou sílu v laně vyhodnocuje řídicí jednotka LDZ s ohledem na hmotnosti dříví, sklonu nosného lana případně s ohledem na povrch terénu [3].

Zařízení Larix Lamako je pro přenos točivého momentu vybaveno kuželovými třecími spojkami. Pro brzdění slouží pásové brzdy. Ovládání spojek i brzd je pomocí pneumatických přímočarých motorů, které využívají stlačeného vzduchu z okruhu traktoru.

V Tab. 1 jsou uvedeny údaje o zařízení Larix Lamako dle podkladů výrobce.

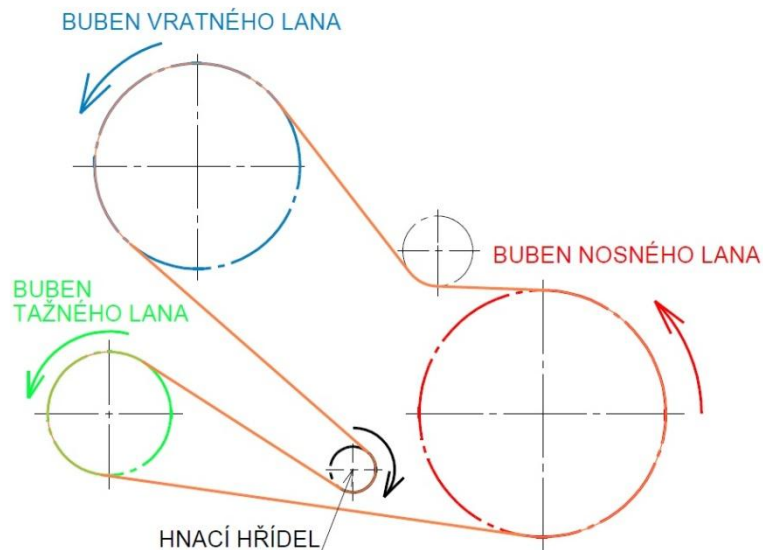
Tab. 1 Technické parametry Larix Lamako DT dle [3]

parametry jednotlivých lan						
lano	průměr [mm]	délka [mm]	tažná síla [kN] (plný buben - jádro)	max. navíjecí rychlost [m/s]	pevnost [kN]	typ
nosné	16	550	napínání: 50 brzda: 93	1,2	232	válcované
tažné	10	1100	20-28	pomalá spojka:1 rychlá spojka:6	99	válcované
vratné	10	550	21-30	3	99	válcované
montážní	10	1200	4-6	2	20	polysteel
kotevní	16/12,5	2x30/2x50	-	-	140/100	klasické
parametry lanového dopravního zařízení						
hmotnost				4100	[kg]	
výška stožáru				8	[m]	
rozměry v přepravní poloze (délka x šířka x výška)				7,4 x 2,2 x 3,3	[m]	

## 2.1 PŘENOS TOČIVÉHO MOMENTU

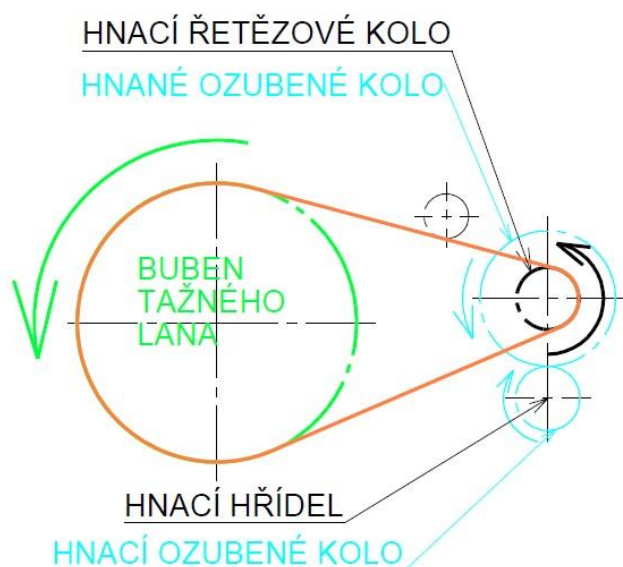
Přenos točivého momentu ze vstupní hřídele na axiálně posuvné kotouče kuželových třecích spojek s vnějšími třecími plochami je realizován prostřednictvím příslušných převodů. Zařízení obsahuje dva řetězové převody pomocí válečkových řetězů typu 24B-1 a jeden převod ozubeným soukolím s čelním ozubením.

Hlavní řetězový převod, na *Obr. 11*, slouží k pohonu bubnu nosného lana, bubnu vratného lana a rychlé spojky bubnu tažného lana. Hlavní řetězový převod přenáší vstupní točivý moment z hnacího řetězového kola, umístěného na vstupní hřídeli na jednotlivé kotouče třecích kuželových spojek s vnější kuželovou plochou.



*Obr. 11 Schéma hlavního řetězového převodu*

Druhý řetězový převod bude nazýván jako řetězový převod pomalé spojky tažného lana, protože slouží výhradně k pohonu bubnu tažného lana pomocí tzv. pomalé spojky bubnu tažného lana. Točivý moment je přenášen ze vstupní hřídele pomocí převodu ozubenými koly na hřídel pohonu pomalé spojky tažného lana, která bude dále nazývána jako předlohová hřídel. Na předlohové hřídeli je umístěno hnací řetězové kolo, které přes řetězový převod pohání kotouč pomalé spojky tažného lana. Na *Obr. 12* je schematicky znázorněn převod řetězem a ozubenými koly pro pohon pomalé spojky tažného lana.



*Obr. 12 Schéma převodu pomalé spojky tažného lana*

Kotoučům s vnější třecí kuželovou plochou je umožněn axiální posuv. Potřebná axiální síla k přenosu požadovaného točivého momentu je vyvozena pomocí pákového mechanismu. Pákový mechanismus je ovládaný pomocí pneumatických přímočarých motorů (tzv. brzdových válců). Ovládání potřebného tlaku pro jednotlivé pneumatické přímočaré motory je realizováno prostřednictvím elektromagnetických proporcionálních ventilů. Pro rozepnutí jednotlivých spojek slouží vratné pružiny.

Zařízení obsahuje celkem čtyři kuželové třecí spojky. Buben vratného a nosného lana disponují jednou spojkou. Buben tažného lana disponuje dvěma spojkami. Spojky bubnu tažného lana jsou poháněny rozdílnými převody. Rychlá spojka tažného lana je poháněna přes hlavní řetězový převod a pomalá spojka tažného lana je poháněna pomocí řetězového převodu pomalé spojky tažného lana. Spojky bubnu tažného lana fungují nezávisle na sobě a udělují bubnu rozdílné otáčky při konstantních otáčkách vstupní hřídele. Na *Obr. 13* je znázorněn pohon tzv. rychlé spojky bubnu tažného lana.



*Obr. 13 Pohon rychlé spojky bubnu tažného lana [21]*

## 2.2 BRZDĚNÍ BUBNŮ

Pro vyvození brzdné síly jsou bubny pracovních lan vybaveny pásovými brzdami. Buben nosného lana je brzděn pomocí jedné pásové brzdy. Buben tažného lana i buben vratného lana

jsou brzděny pomocí dvou pásových brzd. Všechny pásové brzdy zařízení jsou konstruovány jako součtové pásové brzdy. K ovládní pák jednotlivých brzd slouží přímočaré pneumatické motory (tzv. brzdové válce). Pro zajištění potřebné ovládací síly pásových brzd je pneumatický okruh zařízení vybaven elektromagnetickými proporcionálními ventily [3].

Brzda nosného lana je po napnutí lana zabrzděna a během doby přiblížování je trvale aktivována. Brzda tažného lana při provozu po svahu slouží k brzdění nákladu při jízdě vozíku ke stožáru a také ke spouštění nákladu u stožáru. Brzda vratného lana brzdí prázdný vozík při jízdě do porostu a také brzdí náklad při spouštění u stožáru při provozu proti svahu. Brzdy slouží rovněž k přibrzdování bubnů při odvíjení lana.

## 2.3 PŘIBLIŽOVÁNÍ PROTI SVAHU

Pokud je dříví přiblížováno proti svahu, je pohonná stanice lanového dopravního zařízení se stožárem umístěna na kopci. Tažné lano je přes směrové kladky vedeno na druhou stranu trasy a odtud přes vratnou kladku směřuje do spodní strany vozíku, kde je jeho konec navinut na buben vozíku [3]. Vratné lano je vedeno přímo k horní straně vozíku [3]. Při tomto druhu provozu plní jednotlivá lano následující funkce.

Tažné lano slouží k vysouvání lana z vozíku a pro jízdu prázdného vozíku do porostu [3].

Vratné lano slouží pro vyklizování nákladu pod nosné lano, přiblížování nákladu ke stožáru, brzdění prázdného vozíku při jízdě do porostu a brzdění při spouštění nákladu u stožáru [3].

## 2.4 PŘIBLIŽOVÁNÍ PO SVAHU

Při přiblížování dříví po svahu je pohonná stanice lanového dopravního zařízení se stožárem umístěna pod kopcem. Tažné lano je vedeno na druhou stranu přes směrové kladky a přes vratnou kladku je nasměrováno do horní strany vozíku [3]. Vratné lano je vedeno do vozíku, kde je jeho konec navinut na buben vozíku [3].

Tažné lano slouží k vyklizování nákladu pod nosné lano, pro jízdu prázdného vozíku do porostu, k brzdění nákladu při jízdě ke stožáru a k brzdění nákladu při spouštění u stožáru [3].

Vratné lano slouží k vysouvání lana z vozíku a k přiblížování nákladu ke stožáru [3].

## 2.5 LANOVÝ VOZÍK

Vozík je důležitou součástí lanového dopravního zařízení. Současně používané moderní lanové vozíky slouží k ukotvení na libovolném místě lana, vysouvání konce lana z vozíku a zajištění nákladu pod vozíkem v požadované výšce nad terénem.

Pro lanové dopravní zařízení Larix Lamako je prioritně určen lanový vozík MM Sherpa U3t rakouského výrobce MM FORSTTECHNIK GmbH, tento vozík je zobrazený na *Obr. 14*. Také je však možné využít i alternativy v podobě vozíku Horal, případně vozíku Koller USKA 2,5 [3].





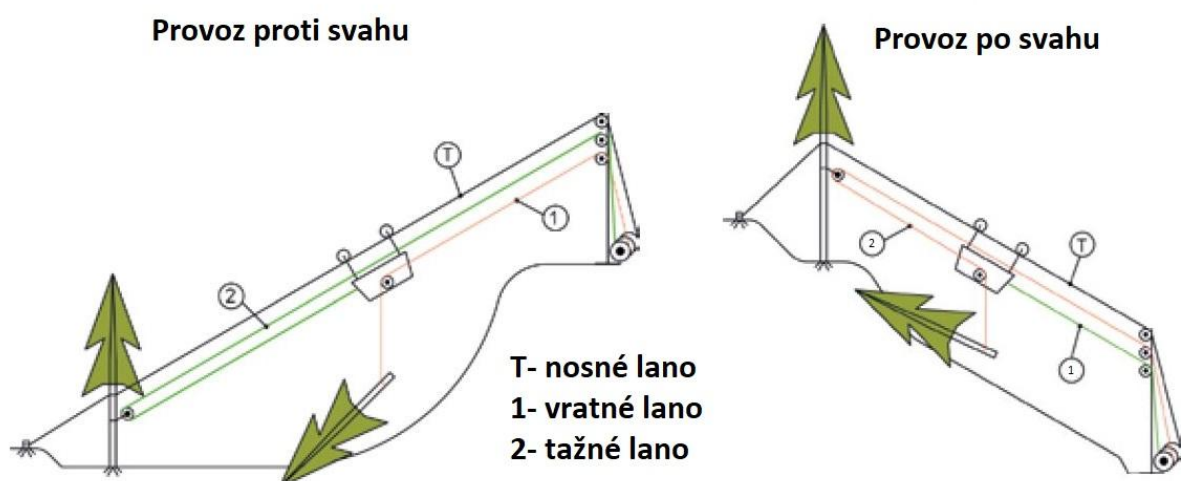
Obr. 14 lanový vozík MM SHERPA U3t [22]

### 2.5.1 MM SHERPA U3T

Jedná se o univerzální vozík pro třílanové systémy. Slouží k vyklizování a přibližování dříví. Je možné ho používat se systémem typu MM Syncrofalke, který je možné vidět na Obr. 1, od výrobce MM Fortsttechnik GmbH. Lanový vozík MM Sherpa U3t je však možné používat i s ostatními lanovými dopravními zařízeními od jiných výrobců.

Tab. 2 Technické parametry vozíku MM Sherpa U3t dle zdroje [23]

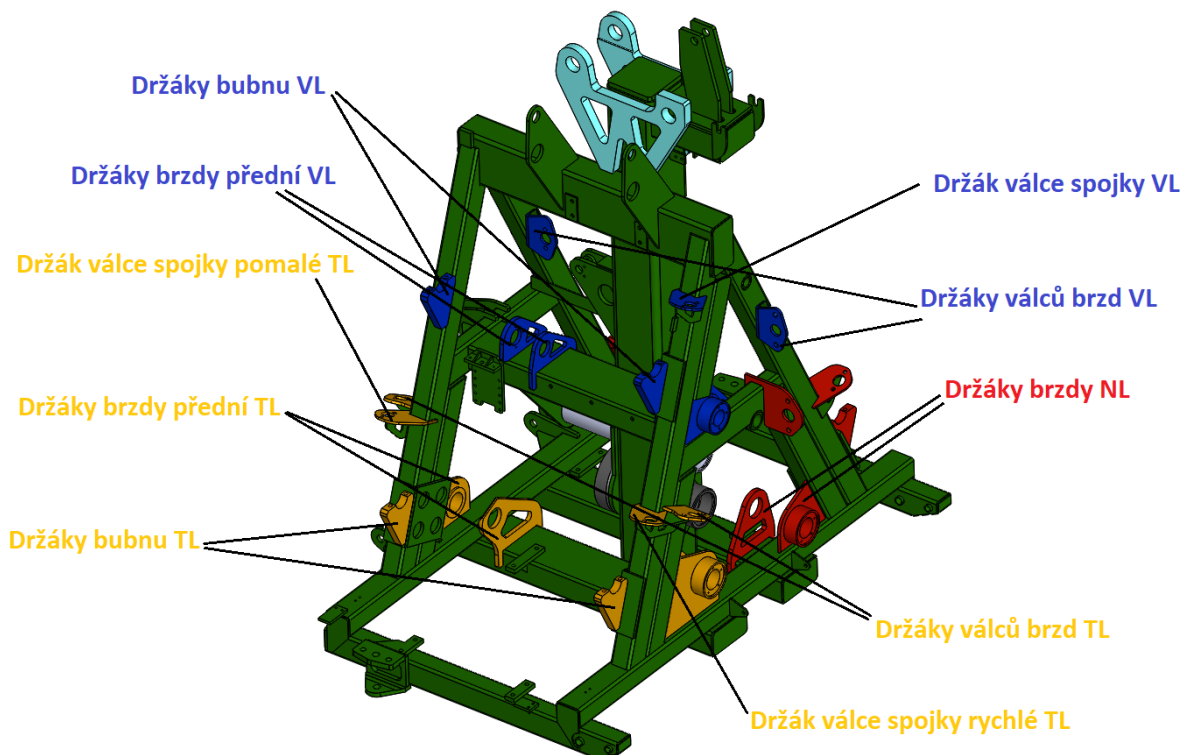
nosnost	3000	[kg]
průměr nosného lana	14-20	[mm]
hmotnost	460	[kg]



Obr. 15 Nákres typů provozů převzato a upraveno z [22]

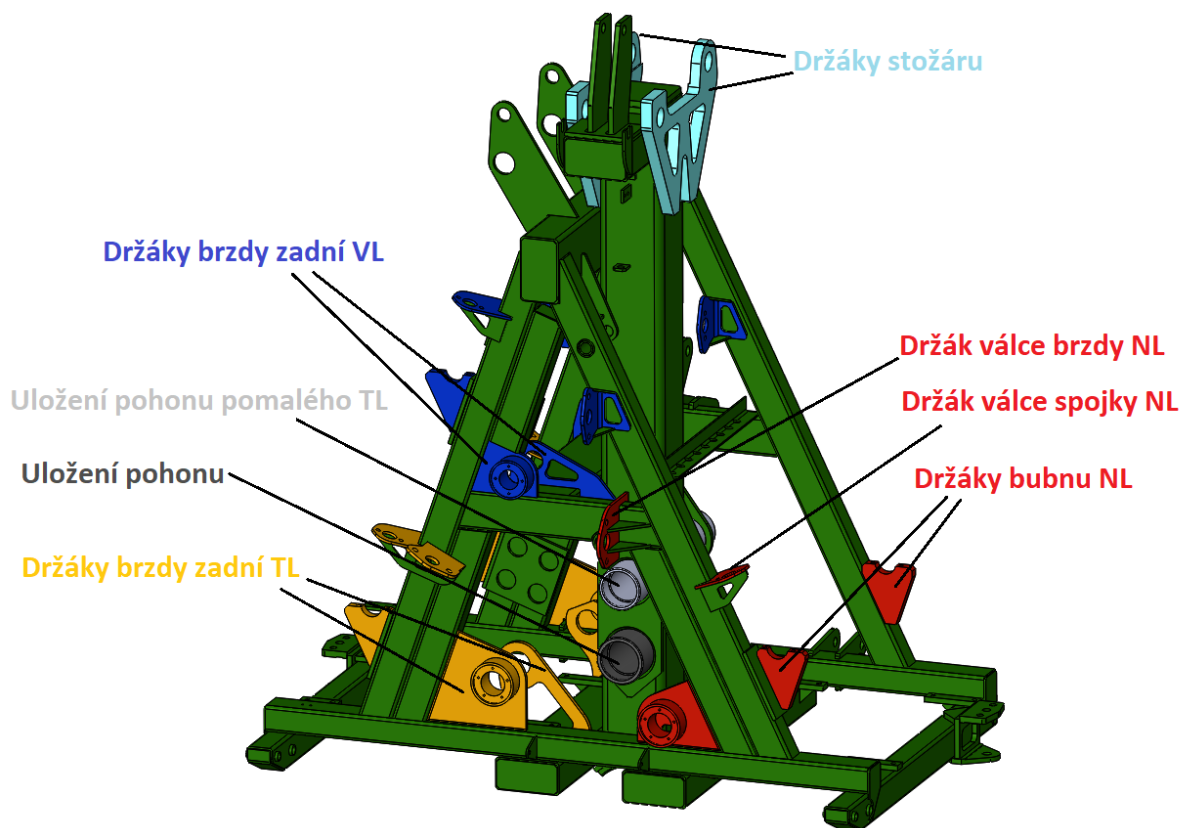
### 3 ANALYTICKÝ VÝPOČET PŮSOBNÍ SIL

Pro pevnostní analýzu rámu lesního lanového dopravního zařízení je nejprve zcela nezbytné stanovit velikosti a směry působících sil jednotlivých částí, které jsou při provozu zatěžovány. Výpočet bude proveden pro statické zatížení, přičemž budou v lanech uvažovány maximální síly, které mohou při provozu tohoto zařízení nastat podle technických údajů od výrobce zařízení. Nejprve bude vypočítáno zatížení působící na rám od stožáru. Následně budou určeny reakční síly v uložení nosných hřídelí bubnů, v uložení os jednotlivých brzd a v uložení přímočarých pneumatických motorů (tzv. brzdových válců), sloužících k ovládní spojek a brzd jednotlivých bubnů. Pro pevnostní analýzy vytvořených zatěžných stavů pak budou vypočtené síly různě kombinovány podle toho, zda pro daný stav budou, nebo nebudou vznikat. Na *Obr. 16* a *Obr. 17* jsou na 3D modelu rámu znázorněny součásti rámu, které jsou při provozu přímo zatěžovány. Na obrázcích jsou držáky pneumatických přímočarých motorů zkráceně nazvány jako tzv. držáky válců.



*Obr. 16* Znáznornění jednotlivých držáků Larix Lamako

Pro výpočty reakčních sil budou sestaveny momentové rovnice rovnováhy dle obecných znalostí pružnosti a pevnosti dle literatury [10]. Pro výpočty jsou však známy pouze síly v lanech a rozměry dle výkresů jednotlivých součástí poskytnutých výrobcem zařízení Larix Lamako. Nejprve je proto nutné určit síly působící ve válečkových řetězech, ovládací síly třecích kuželových spojek a dále také síly v pásových brzdách. Ovládací síly pásových brzd budou vypočteny až při výpočtu sil v uložení os jednotlivých brzd.



Obr. 17 Znárodnění držáků a uložení Larix Lamako

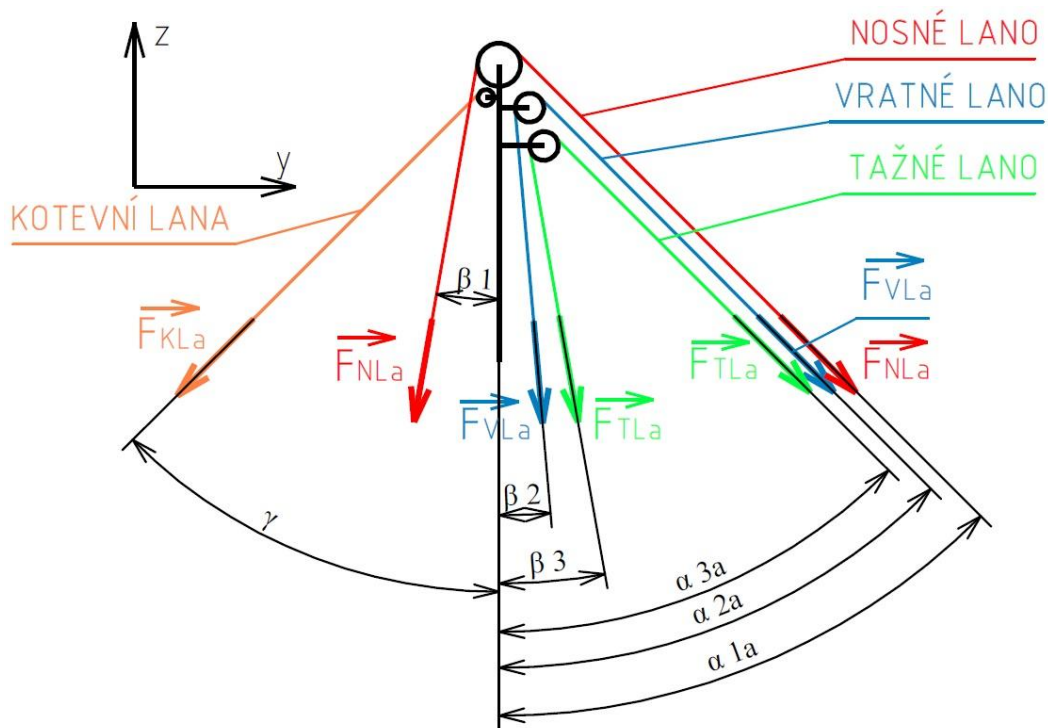
### 3.1 ZATÍŽENÍ RÁMU OD STOŽÁRU

Při provozu lanového dopravního zařízení působí na stožár síly od lan vedených přes kladky umístěné v horní části stožáru. Podle zatížení a také podle různého sklonu lan vznikají rozdílné složky sil působící v horizontálním a vertikálním směru. Zařízení je koncipováno tak, že horizontální složky sil vznikající v pracovních lanech jsou vždy zachyceny v kotevních lanech. Do uložení stožáru na rám je proto přenášena vždy jen vertikální složka síly, která musí vždy směřovat dolů. Při provozu nesmí nikdy nastat stav, ve kterém by bylo zařízení silami v lanech nadlehčováno. Stožár je uložen na čepu, který umožňuje složení stožáru pro transport zařízení mezi jednotlivými pracovišti. Pohyb se stožárem se provádí prostřednictvím přímočarého hydromotoru. Při pracovním režimu soustředování dříví je stožár proti pohybu zajištěn pomocí utažení speciálních příložek.

Při provozu lanového dopravního zařízení po svahu mají tažné a vratné lano rozdílnou funkci v porovnání s provozem proti svahu. V následujících podkapitolách budou vypočteny tři varianty, které způsobují rozdílné silové působení na rám. První varianta uvažuje umístění pohonné stanice lanového dopravního zařízení se stožárem na kopci. Druhá varianta i třetí uvažují umístění pohonné stanice lanového dopravního zařízení se stožárem pod kopcem, přičemž se od sebe odlišují prováděnou operací, která pro tyto dvě varianty způsobí odlišné zatížení. Při výpočtech jednotlivých variant budou uvažovány úhly sklonu lan, které jsou považovány za maximální hodnoty pro dané varianty dle podkladů výrobce zařízení Larix Lamako.

### 3.1.1 STOŽÁR LDZ NA KOPCI – VARIANTA A

První varianta spočívá v umístění lanového dopravního zařízení na kopci, při současném vyklizování, přibližování dříví, nebo pro brzdění nákladu při spouštění u stožáru. Při umístění na kopci zařízení zajišťuje všechny tyto výše uvedené funkce vratné lano, v němž bude uvažována maximální možná síla. Tažné lano se nijak na těchto činnostech nepodílí, nicméně dochází k přibrzdování bubnu tažného lana z důvodu, aby nedošlo k tzv. navolnění lana. Pro zjednodušení bude uvažována síla v tažném lanu nulová. Na Obr. 18 je zobrazeno rozložení jednotlivých působících sil. Znázorněné úhly, které svírají jednotlivá lana se stožárem, uvažují limitní hodnoty, které udává výrobce tohoto zařízení. Obecně však úhly odklonu lan od stožáru leží v následujícím intervalu  $(\alpha_{1a} = \alpha_{2a} = \alpha_{3a}) \in \langle 45^\circ; 90^\circ \rangle$ .



Obr. 18 Působení sil v lanech při umístění stožáru LDZ na kopci (a)

#### SÍLA V KOTEVNÍCH LANECH (A)

Síla v kotevních lanech se určí ze silové rovnováhy v ose y, ze které je vyjádřena jako jediná neznámá.

$$\sum F_y = F_{NLa} \cdot \sin(\alpha_{1a}) + F_{VLa} \cdot \sin(\alpha_{2a}) + F_{TLa} \cdot \sin(\alpha_{3a}) - F_{NLa} \cdot \sin(\beta_1) + F_{VLa} \cdot \sin(\beta_2) + F_{TLa} \cdot \sin(\beta_3) - F_{KLa} \cdot \sin(\gamma) = 0 \quad (1)$$

$$F_{KLa} = \frac{F_{NLa} \cdot \sin(\alpha_{1a}) + F_{VLa} \cdot \sin(\alpha_{2a}) + F_{TLa} \cdot \sin(\alpha_{3a}) - F_{NLa} \cdot \sin(\beta_1) + F_{VLa} \cdot \sin(\beta_2) + F_{TLa} \cdot \sin(\beta_3)}{\sin(\gamma)}$$

$$F_{KLa} = \frac{93000 \cdot \sin(45^\circ) + 30000 \cdot \sin(45^\circ) + 0 \cdot \sin(0^\circ) - 93000 \cdot \sin(0^\circ) + 30000 \cdot \sin(0^\circ) + 0 \cdot \sin(0^\circ)}{\sin(45^\circ)}$$

$$F_{KLa} = 123000 \text{ N}$$

Kde:  $\alpha_{1a} = \alpha_{2a} = \alpha_{3a} = 45$  [°] Maximální úhly odklonu lan stožáru (a)

$\beta_1 = \beta_2 = \beta_3 = 0$  [°] Úhel mezi lany směřujícími od kladek k bubnu a stožárem

$\gamma = 45$  [°] Úhel mezi kotevními lany a stožárem

$F_{NLa}$  [N] Maximální síla v nosném lanu (a)

$F_{TLa} = 0$  [N] Síla v tažném lanu (a)

$F_{VLa}$  [N] Maximální síla ve vratném lanu (a)

### HORIZONTÁLNÍ SÍLA OD ZATÍŽENÍ (A)

Kotevní lana slouží k vyrovnání horizontálních sil. Složka sil vlivem zatížení v ose y je tedy rovna složce sil v kotevních lanech v ose y.

$$F_{Hya} = F_{KLa} \cdot \sin(\gamma) \quad (2)$$

$$F_{Hya} = 123000 \cdot \sin(45^\circ)$$

$$F_{Hya} = 86974 \text{ N}$$

### CELKOVÁ VERTIKÁLNÍ SÍLA (A)

Celkovou vertikální sílu působící na stožár lanového dopravního zařízení určíme z rovnováhy sil v ose z.

$$\sum F_z = -F_{NLa} \cdot \cos(\alpha_{1a}) - F_{VLa} \cdot \cos(\alpha_{2a}) - F_{TLa} \cdot \cos(\alpha_{3a}) - F_{NLa} \cdot \cos(\beta_1) - F_{VLa} \cdot \cos(\beta_2) - F_{TLa} \cdot \cos(\beta_3) - F_{KLa} \cdot \cos(\gamma) + F_{Vza} = 0 \quad (3)$$

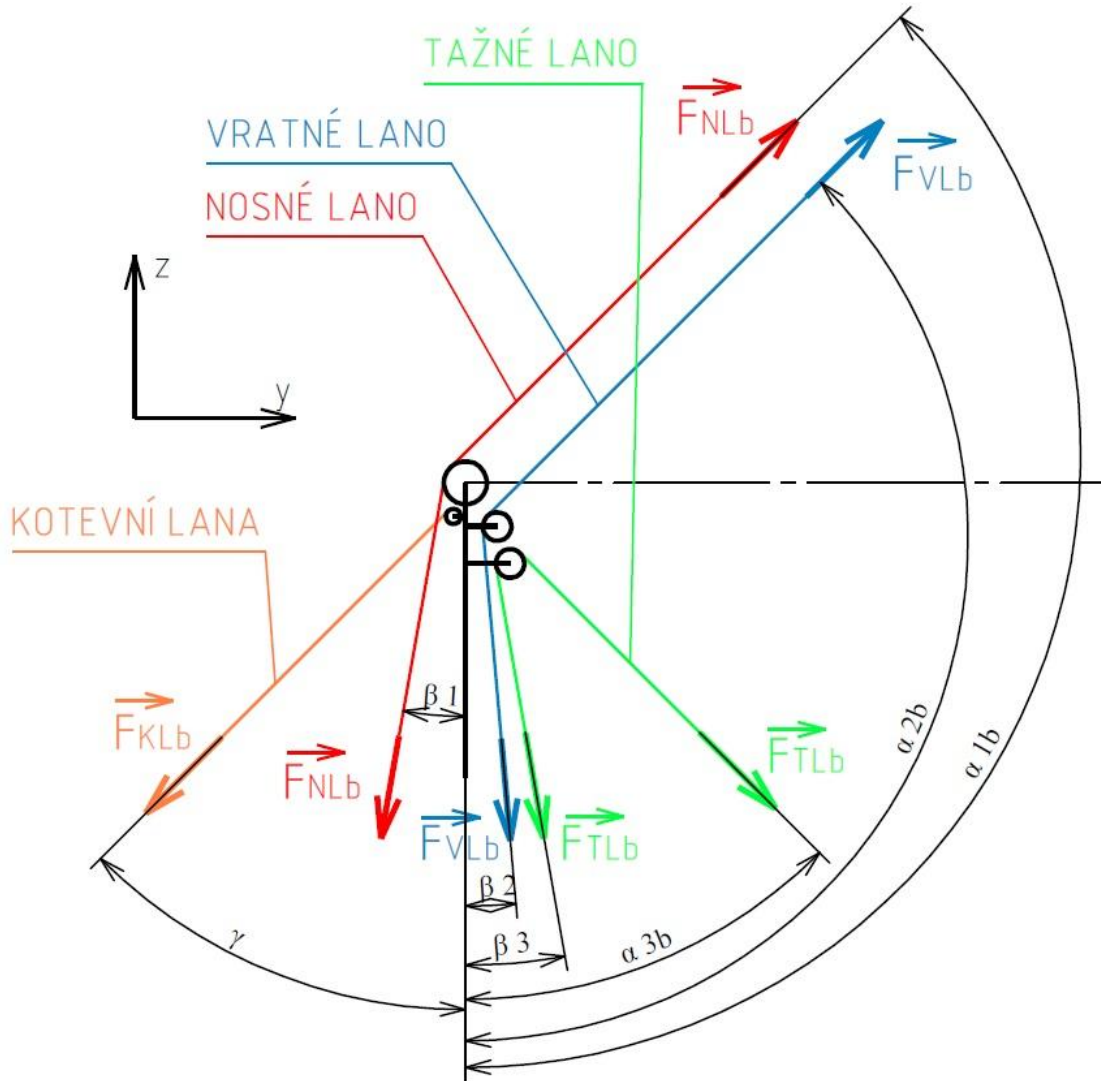
$$F_{Vza} = F_{NLa} \cdot \cos(\alpha_{1a}) + F_{VLa} \cdot \cos(\alpha_{2a}) + F_{TLa} \cdot \cos(\alpha_{3a}) + F_{NLa} \cdot \cos(\beta_1) + F_{VLa} \cdot \cos(\beta_2) + F_{TLa} \cdot \cos(\beta_3) + F_{KLa} \cdot \cos(\gamma)$$

$$F_{Vza} = 93000 \cdot \cos(45^\circ) + 30000 \cdot \cos(45^\circ) + 0 \cdot \cos(0^\circ) + 93000 \cdot \cos(0^\circ) + 30000 \cdot \cos(0^\circ) + 0 \cdot \cos(0^\circ) + 123000 \cdot \cos(45^\circ)$$

$$F_{Vza} = 296948 \text{ N}$$

### 3.1.2 LDZ POD KOPCEM – VYKLIZOVÁNÍ - VARIANTA B

V druhé variantě znázorněné na *Obr. 19* je lanového dopravního zařízení umístěno pod kopcem. Při umístění zařízení pod kopcem slouží k vyklizování tažné lano. Bude tedy uvažována maximální síla vyvinutá v tažném lanu. Pro tuto variantu je uvažováno vedení tažného lana přes směrové kladky do vozíku. Směrové kladky mohou být obecně umístěny libovolně, zde je však uvažováno, že nasměrují tažné lano dolů. Nasměrováním tažného lana přes vodící kladky je dosaženo většího zatížení stožáru. Úhly odklonu lana nosného a vratného od stožáru mohou obecně pro umístění zařízení pod kopcem ležet v intervalu  $(\alpha_{1b} = \alpha_{2b}) \in (0^\circ; 135^\circ)$ .



Obr. 19 Působení sil v lanech při umístění stožáru LDZ pod kopcem (b)

### SÍLA V KOTEVNÍCH LANECH (B)

Pro výpočet síly v kotevních lanech je sestavena silová rovnováha v ose y.

$$\sum F_y = F_{NLb} \cdot \cos(\alpha_{1b} - 90^\circ) + F_{VLb} \cdot \cos(\alpha_{2b} - 90^\circ) + F_{TLb} \cdot \sin(\alpha_{3b}) - F_{NLb} \cdot \sin(\beta_1) + F_{VLb} \cdot \sin(\beta_2) + F_{TLb} \cdot \sin(\beta_3) - F_{KLb} \cdot \sin(\gamma) = 0 \quad (4)$$

$$F_{KLb} = \frac{F_{NLb} \cdot \cos(\alpha_{1b} - 90^\circ) + F_{VLb} \cdot \cos(\alpha_{2b} - 90^\circ) + F_{TLb} \cdot \sin(\alpha_{3b}) - F_{NLb} \cdot \sin(\beta_1) + F_{VLb} \cdot \sin(\beta_2) + F_{TLb} \cdot \sin(\beta_3)}{\sin(\gamma)}$$

$$F_{KLb} = \frac{93000 \cdot \cos(135^\circ - 90^\circ) + 0 \cdot \cos(135^\circ - 90^\circ) + 28000 \cdot \sin(45^\circ) - 93000 \cdot \sin(0^\circ) + 0 \cdot \sin(0^\circ) + 28000 \cdot \sin(0^\circ)}{\sin(\gamma)}$$

$$F_{Klb} = 121000N$$

Kde:	$\alpha_{1b} = \alpha_{2b} = 135$	[°]	Maximální úhly odklonu lan od stožáru (b)
	$\alpha_{3b} = 45$	[°]	Úhel odklonu lana tažného od stožáru (b)
	$F_{NLb}$	[N]	Maximální síla v nosném lanu (b)
	$F_{TLb}$	[N]	Maximální síla v nosném lanu (b)
	$F_{VLb} = 0$	[N]	Síla ve vratném lanu (b)

### HORIZONTÁLNÍ SÍLA OD ZATÍŽENÍ (B)

Kotevní lana slouží k vyrovnání horizontálních sil. Složka sil vlivem zatížení v ose y je tedy rovna složce sil v kotevních lanech v ose y.

$$F_{Hyb} = F_{Klb} \cdot \sin(\gamma) \quad (5)$$

$$F_{Hyb} = 121000 \cdot \sin(45^\circ)$$

$$F_{Hyb} = 85560 N$$

### CELKOVÁ VERTIKÁLNÍ SÍLA (B)

Celkovou vertikální sílu působící na stožár lanového dopravního zařízení určíme z rovnováhy sil v ose z.

$$\begin{aligned} \sum F_z = F_{NLb} \cdot \sin(\alpha_{1b} - 90^\circ) + F_{VLb} \cdot \sin(\alpha_{2b} - 90^\circ) - F_{TLb} \cdot \cos(\alpha_{3b}) \\ - F_{NLb} \cdot \cos(\beta_1) - F_{VLb} \cdot \cos(\beta_2) - F_{TLb} \cdot \cos(\beta_3) - F_{Klb} \cdot \cos(\gamma) \\ + F_{Vzb} = 0 \end{aligned} \quad (6)$$

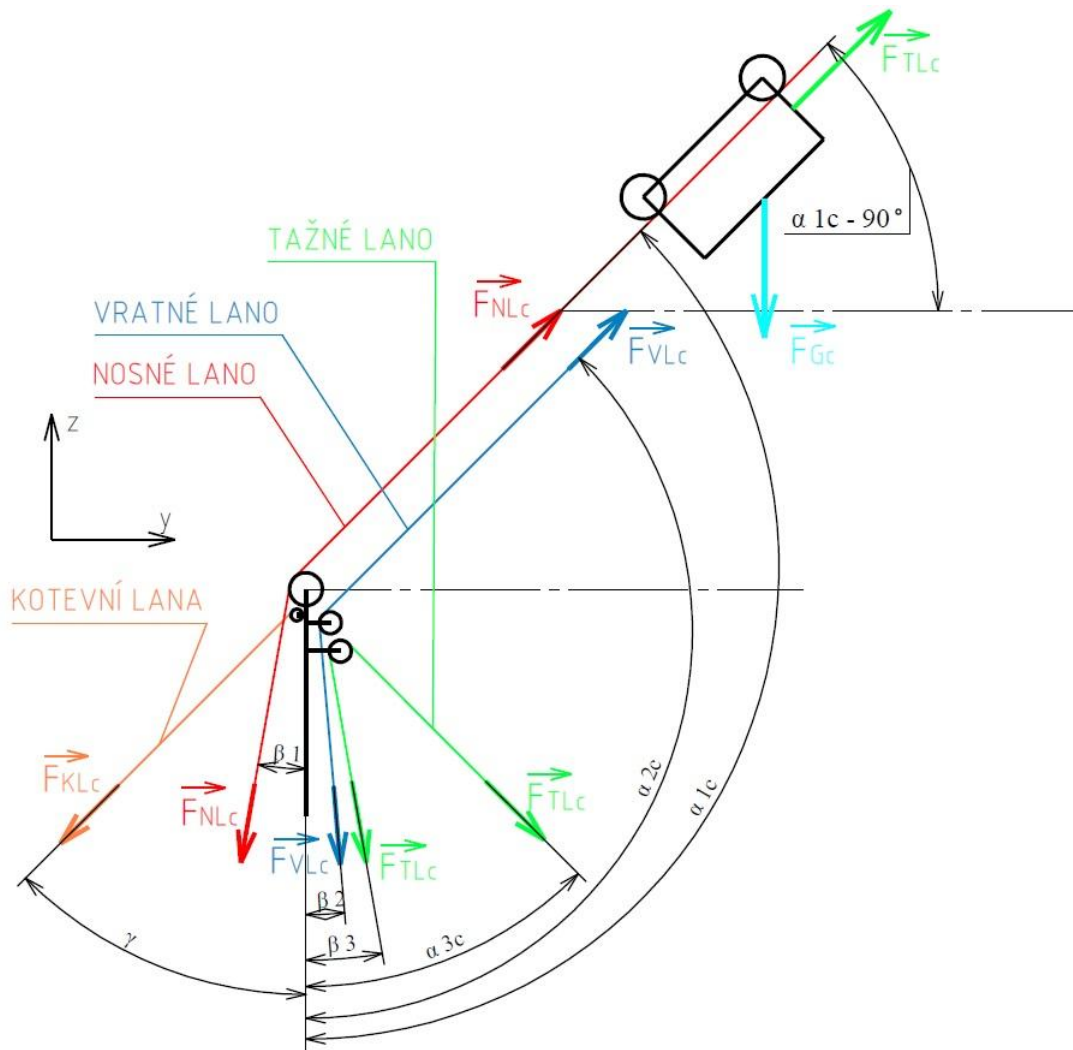
$$F_{Vzb} = -F_{NLb} \cdot \sin(\alpha_{1b} - 90^\circ) - F_{VLb} \cdot \sin(\alpha_{2b} - 90^\circ) + F_{TLb} \cdot \cos(\alpha_{3b}) + F_{NLb} \cdot \cos(\beta_1) \\ + F_{VLb} \cdot \cos(\beta_2) + F_{TLb} \cdot \cos(\beta_3) + F_{Klb} \cdot \cos(\gamma)$$

$$F_{Vzb} = -93000 \cdot \sin(135^\circ - 90^\circ) - 0 \cdot \sin(0^\circ - 90^\circ) + 28000 \cdot \cos(45^\circ) \\ + 93000 \cdot \cos(0^\circ) + 0 \cdot \cos(0^\circ) + 28000 \cdot \cos(0^\circ) + 121000 \cdot \cos(45^\circ)$$

$$F_{Vzb} = 160598 N$$

### 3.1.3 LDZ POD KOPCEM – BRZDĚNÍ NÁKLADU – VARIANTA C

Při přibližování dříví po svahu v plném závěsu, nebo v horizontálním závěsu dochází vlivem tíhového zrychlení zemského pole k zrychlování vozíku s nákladem. Z důvodu zrychlování lanového vozíku s nákladem je nutné vozík brzdit, aby rychlost vozíku byla tímto způsobem udržována na požadované hodnotě. Úhly mezi stožárem LDZ a lany jsou uvažovány stejné, jako ve variantě B. Rozdíl je zde ovšem pouze v síle tažného lana, kterou ovlivňuje hmotnost nákladu, hmotnost vozíku a také sklon trasy, respektive sklon nosného lana. Varianta uvažující brzdění vozíku je znázorněna na *Obr. 20*.



Obr. 20 Působení sil v lanech při umístění stožáru LDZ pod kopcem a při brzdění (c)

### TÍHOVÁ SÍLA VOZÍKU

$$F_{Gc} = m \cdot g \quad (7)$$

$$F_{Gc} = 460 \cdot g$$

$$F_{Gc} = 4513 \text{ N}$$

Kde:  $g$  [m·s<sup>-2</sup>] tíhové zrychlení

$m_{voz}$  [kg] hmotnost vozíku MM Sherpa U3t dle [23]

### CELKOVÁ SÍLA V TAŽNÉM LANĚ PŘI BRZDĚNÍ (c)

$$F_{TLc} = (F_{TL} + F_{Gc}) \cdot \sin(\alpha_{1c} - 90^\circ) \quad (8)$$

$$F_{TLc} = (28000 + 4513) \cdot \sin(135^\circ - 90^\circ)$$

$$F_{TLc} = 22990 \text{ N}$$



Kde:  $F_{TL}$  [N] Maximální síla v tažném lanu

### SÍLA V KOTEVNÍCH LANECH (C)

$$\sum F_y = F_{NLC} \cdot \cos(\alpha_{1c} - 90^\circ) + F_{VLC} \cdot \cos(\alpha_{2c} - 90^\circ) + F_{TLC} \cdot \sin(\alpha_{3c}) - F_{NLC} \cdot \sin(\beta_1) + F_{VLC} \cdot \sin(\beta_2) + F_{TLC} \cdot \sin(\beta_3) - F_{KLC} \cdot \sin(\gamma) = 0 \quad (9)$$

$$F_{KLC} = \frac{F_{NLC} \cdot \cos(\alpha_{1c} - 90^\circ) + F_{VLC} \cdot \cos(\alpha_{2c} - 90^\circ) + F_{TLC} \cdot \sin(\alpha_{3c}) - F_{NLC} \cdot \sin(\beta_1) + F_{VLC} \cdot \sin(\beta_2) + F_{TLC} \cdot \sin(\beta_3)}{\sin(\gamma)}$$

$$F_{KLC} = \frac{93000 \cdot \cos(135^\circ - 90^\circ) + 0 \cdot \cos(135^\circ - 90^\circ) + 22990 \cdot \sin(45^\circ) - 93000 \cdot \sin(0^\circ) + 0 \cdot \sin(0^\circ) + 22990 \cdot \sin(0^\circ)}{\sin(45^\circ)}$$

$$F_{KLC} = 115989 \text{ N}$$

Kde:  $\alpha_{1c} = \alpha_{2c} = 135$  [°] Maximální úhly odklonu lan od stožáru (b)

$\alpha_{3c} = 45$  [°] Úhel odklonu lana tažného od stožáru (b)

$F_{NLC}$  [N] Maximální síla v nosném lanu (b)

$F_{TL}$  [N] Maximální síla v nosném lanu (b)

$F_{VLC} = 0$  [N] Síla ve vratném lanu (b)

### HORIZONTÁLNÍ SÍLA OD ZATÍŽENÍ (C)

$$F_{Hyc} = F_{KLC} \cdot \sin(\gamma) \quad (10)$$

$$F_{Hyc} = 115989 \cdot \sin(45^\circ)$$

$$F_{Hyc} = 82016 \text{ N}$$

### CELKOVÁ VERTIKÁLNÍ SÍLA (C)

Celkovou vertikální sílu působící na stožár lanového dopravního zařízení určíme z rovnováhy sil v ose z.

$$\sum F_z = F_{NLC} \cdot \sin(\alpha_{1c} - 90^\circ) + F_{VLC} \cdot \sin(\alpha_{2c} - 90^\circ) - F_{TLC} \cdot \cos(\alpha_{3c}) - F_{NLC} \cdot \cos(\beta_1) - F_{VLC} \cdot \cos(\beta_2) - F_{TLC} \cdot \cos(\beta_3) - F_{KLC} \cdot \cos(\gamma) + F_{Vzc} = 0 \quad (11)$$

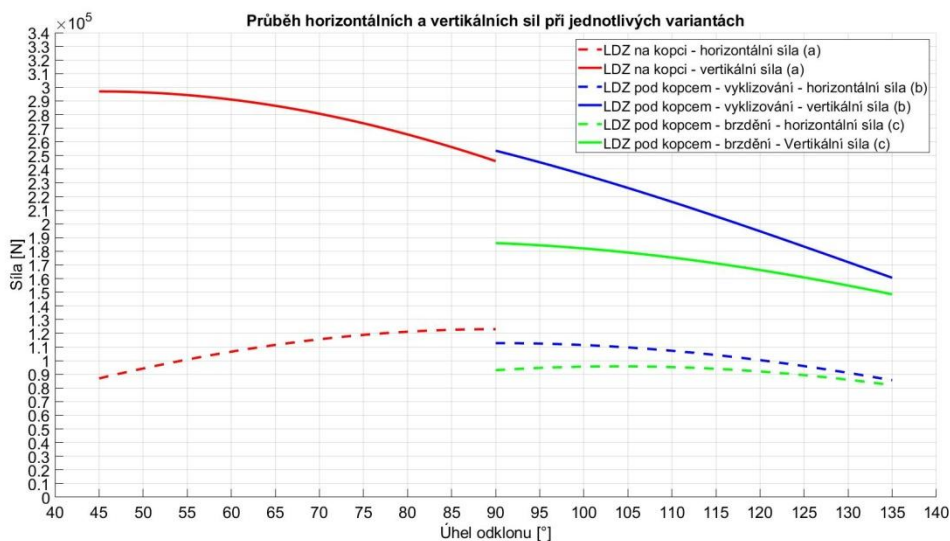
$$F_{Vzc} = -F_{NLC} \cdot \sin(\alpha_{1c} - 90^\circ) - F_{VLC} \cdot \sin(\alpha_{2c} - 90^\circ) + F_{TLC} \cdot \cos(\alpha_{3c}) + F_{NLC} \cdot \cos(\beta_1) + F_{VLC} \cdot \cos(\beta_2) + F_{TLC} \cdot \cos(\beta_3) + F_{KLC} \cdot \cos(\gamma)$$

$$F_{Vzc} = -93000 \cdot \sin(135^\circ - 90^\circ) - 0 \cdot \sin(135^\circ - 90^\circ) + 22990 \cdot \cos(45^\circ) + 93000 \cdot \cos(0^\circ) + 0 \cdot \cos(0^\circ) + 28000 \cdot \cos(0^\circ) + 115989 \cdot \cos(45^\circ)$$

$$F_{Vzc} = 148500 \text{ N}$$

### 3.2 ZATÍŽENÍ RÁMU OD STOŽÁRU - POROVNÁNÍ

Pro jednotlivé varianty umístění a typu činnosti lesního lanového dopravního zařízení je sestaven graf v programu MatLab. Graf znázorňuje průběh vertikálních a horizontálních složek působících sil v závislosti na dovoleném intervalu úhlů odklonu lan. Pro lanové dopravní zařízení umístěné na kopci z Obr. 21 je zřejmé, že největšího zatížení rámu od stožáru dochází při uvažované hodnotě úhlu odklonu lan, směřujících k vozíku, 45° od stožáru. Pro lanové dopravní zařízení umístěné pod kopcem však uvažovaný maximální dovolený odklon lan, směřujících k vozíku, od stožáru 135° nezpůsobuje největší zatížení rámu. Je to kvůli tomu, že při působení sil vzhůru je stožár nadlehčován. Proto pro pevnostní analýzu bude pro stav, kdy se lanové dopravní zařízení nachází pod kopcem uvažována hodnota, která vychází dle obr. pro úhel odklonu lan 90°, což je přibližování po rovině.



Obr. 21 Průběh sil na stožáru

V Tab. 3 je uveden přehled vertikálních sil pro vybrané úhly odklonu lan jednotlivých uvažovaných variant. Pro pevnostní analýzu budou z tabulky vybrány maximální hodnoty příslušné varianty. Vertikální síla působí vždy v ose stožáru. Pokud by však síla působila mimo osu stožáru, docházelo by k vytvoření momentu, který by zařízení převracel. Protože vzdálenosti mezi osou a uložením čepu a dosedací plochou jsou stejné, bude pro analýzu vertikální síla rovnoměrně rozdělena mezi tyto čtyři místa.

Tab. 3 Vertikální síly jednotlivých variant umístění LDZ

LDZ na kopci				
úhel odklonu lan [°]	45	60	75	90
vertikální síla [N]	296948	291021	273644	246000
LDZ pod kopcem - vyklizování				
úhel odklonu lan [°]	90	105	120	135
vertikální síla [N]	253598	226359	194638	160598
LDZ pod kopcem - brzdění				
úhel odklonu lan [°]	90	105	120	135
vertikální síla [N]	186000	179076	166287	148502

### 3.3 VÝPOČET SPOJEK A BRZD

V následující podkapitole budou vypočteny síly, které působí při sepnutí kuželových třecích spojek vratného nebo tažného lana. Dále je také nutné určit síly vznikající v pásech jednotlivých brzd vratného, tažného i nosného při pracovním režimu soustředování dříví. Všechny uvedené síly je nezbytné stanovit, neboť budou uvažovány pro další výpočty momentových rovnic. Budou také vypočteny potřebné ovládací síly přímočarých pneumatických motorů spojek (tzv. brzdových válců). Pro jednotlivé zátěžné stavy bude rovněž uvažováno silové působení přímočarých pneumatických motorů na příslušné držáky.

#### 3.3.1 VÝPOČET SPOJKY VRATNÉHO LANA

Pro výpočty reakčních sil v uložení hřídele vratného lana při navíjení lana je nejprve nutné vypočítat silové účinky vyvolané sepnutím kuželové spojky.

##### PŘENÁŠENÝ MOMENT SPOJKOU VL

$$M_{t\_VLmax} = F_{VL} \cdot \frac{d_{b\_VLmin}}{2} \quad (12)$$

$$M_{t\_VLmax} = 30000 \cdot \frac{0,410}{2}$$

$$M_{t\_VLmax} = 6150 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kde:  $F_{VL}$  [N] Maximální síla ve vratném lanu

$d_{b\_VLmin}$  [m] průměr prvního návínu na bubnu vratného lana

##### POTŘEBNÁ PŘÍTLAČNÁ SÍLA SPOJKY VL

Požadovanou přítláčnou sílu kuželové třecí spojky je vyjádřena z rovnice pro rovnoměrné opotřebení třecí kuželové spojky dle literatury [7]. Rozměry spojky vratného lana jsou znázorněny na *Obr. 22*.

$$F_{ps\_VL\_ax} = \frac{M_{t\_VLmax} \cdot 4 \cdot \sin(\alpha_{VL})}{f_{SO} \cdot (D_{sp\_VL} + d_{sp\_VL})} \quad (13)$$

$$F_{ps\_VL\_ax} = \frac{6150 \cdot 4 \cdot \sin(26^\circ)}{0,32 \cdot (0,542 + 0,484)}$$

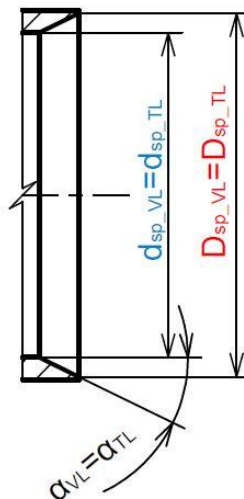
$$F_{ps\_VL\_ax} = 32845,79 \text{ N}$$

Kde:  $\alpha_{VL}$  [°] třecí úhel spojky vratného lana

$f_{SO}$  [-] součinitel tření obložení spojky

$D_{sp\_VL}$  [m] velký průměr spojky vratného lana

$d_{sp\_VL}$  [m] malý průměr spojky vratného lana



Obr. 22 Schéma rozměrů kuželové spojky pohonu tažného lana

### POTŘEBNÁ SÍLA VYVINUTÁ PNEUMATICKÝM PŘÍMOČARÝM MOTOREM SPOJKY VL

Potřebná ovládací síla spojky vratného lana se určí z momentové rovnice. Schéma ovládací páky spojky vratného lana je zobrazeno na Obr. 23.

$$F_{ps\_VL} = \frac{F_{ps\_VL\_ax} \cdot b_{s\_VL} \cdot \sin(\psi)}{a_{s\_VL} \cdot \sin(\psi)} \quad (14)$$

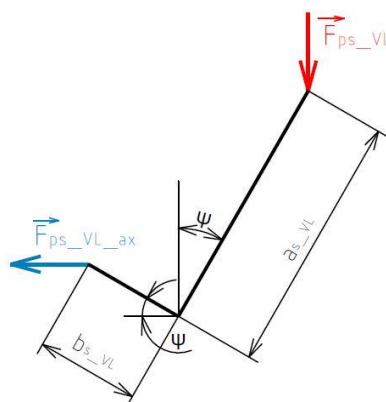
$$F_{ps\_VL} = \frac{32845,79 \cdot 8 \cdot \sin(30^\circ)}{55 \cdot \sin(30^\circ)}$$

$$F_{ps\_VL} = 4777,57 \text{ N}$$

Kde:  $a_{s\_VL}$  [mm] délka kratšího ramene páky spojky VL

$b_{s\_VL}$  [mm] délka delšího ramene páky spojky VL

$\psi$  [°] úhel odklonu páky



Obr. 23 Schéma uvolnění páky ovládání spojky vratného lana

### 3.3.2 VÝPOČET SPOJKY TAŽNÉHO LANA

Pro výpočty reakčních sil v uložení hřídele tažného lana při navíjení lana, stejně jako u hřídele vratného lana, je nejprve nutné vypočítat silové účinky vyvolané sepnutím kuželové třecí spojky.

#### PŘENÁŠENÝ MOMENT SPOJKOU TL

$$M_{t\_TLmax} = F_{TL} \cdot \frac{d_{b\_TLmin}}{2} \quad (15)$$

$$M_{t\_TLmax} = 28000 \cdot \frac{0,475}{2}$$

$$M_{t\_TLmax} = 6650 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kde:  $F_{TL}$  [N] Maximální síla v tažném lanu

$d_{b\_TLmin}$  [m] průměr prvního návínu na bubnu tažného lana

#### POTŘEBNÁ PŘÍTLAČNÁ SÍLA SPOJKY TL

Požadovanou přítláčnou sílu kuželové spojky je stejně jako pro spojku vratného lana vyjádřena z rovnice pro rovnoměrné opotřebení třecí kuželové spojky dle literatury [7]. Rozměry spojky jsou stejné jako u spojky vratného lana a jsou znázorněny na *Obr. 22*.

$$F_{ps\_TL\_ax} = \frac{M_{s\_TLmax} \cdot 4 \cdot \sin(\alpha_{TL})}{f_{SO} \cdot (D_{sp\_TL} + d_{sp\_TL})} \quad (16)$$

$$F_{ps\_TL\_ax} = \frac{6650 \cdot 4 \cdot \sin(26^\circ)}{0,32 \cdot (0,542 + 0,484)}$$

$$F_{ps\_TL\_ax} = 35516,18 \text{ N}$$

Kde:  $\alpha_{TL}$  [°] třecí úhel spojky tažného lana

$D_{sp\_TL}$  [m] velký průměr spojky tažného lana

$d_{sp\_TL}$  [m] malý průměr spojky tažného lana

#### POTŘEBNÁ SÍLA VYVINUTÁ PNEUMATICKÝM PŘÍMOČARÝM MOTOREM SPOJKY TL

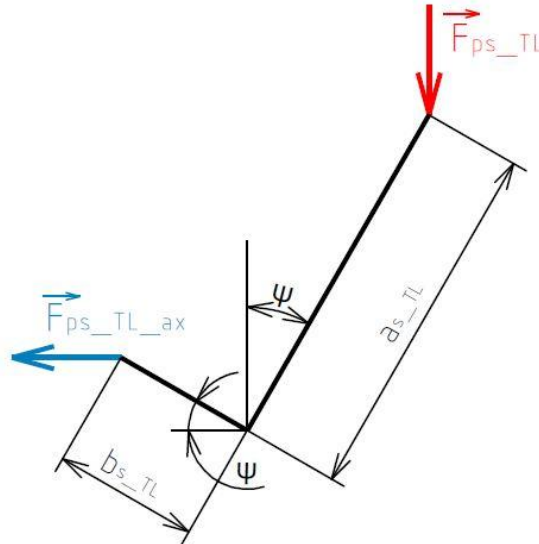
Potřebná ovládací síla pomalé spojky tažného lana se určí z momentové rovnice. Schéma ovládací páky je na *Obr. 24*.

$$F_{ps\_TL} = \frac{F_{ps\_TL\_ax} \cdot b_{s\_TL} \cdot \sin(\psi)}{a_{s\_TL} \cdot \sin(\psi)} \quad (17)$$

$$F_{ps\_TL} = \frac{32845,79 \cdot 8 \cdot \sin(30^\circ)}{55 \cdot \sin(30^\circ)}$$

$$F_{ps\_TL} = 4777,57 \text{ N}$$

Kde:  $a_{s\_TL}$  [mm] délka kratšího ramene páky spojky TL  
 $b_{s\_TL}$  [mm] délka delšího ramene páky spojky TL  
 $\psi$  [°] úhel odklonu páky



Obr. 24 Schéma uvolnění páky ovládání spojky tažného lana

### 3.3.3 VÝPOČET BRZD VRATNÉHO LANA

Brzda vratného lana při umístění pohonné stanice na kopci slouží pro brzdění při jízdě vozíku do porostu a také pro spouštění nákladu u stožáru. Buben vratného lana obsahuje dvě součtové pásové brzdy. Pro výpočet je uvažováno, že je potřebný brzdný moment, vycházející z maximální síly v laně. Moment je rozdělen rovnoměrně mezi obě brzdy. Norma pro lesní lanová dopravní zařízení [13] uvádí, že brzdná síla má být počítána na hodnotu 1,2 násobku síly v laně.

#### BRZDĚNÁ SÍLA NA BUBNU BRZDY VL

$$F_{o\_VL} = \frac{M_{t\_VLmax} \cdot k_b}{\frac{D_{bb\_VL}}{2} \cdot x_{bVL}} \quad (18)$$

$$F_{o\_VL} = \frac{6150 \cdot 1,2}{\frac{0,550}{2} \cdot 2}$$

$$F_{o\_VL} = 13418 \text{ N}$$

Kde:  $D_{bb\_VL}$  [m] průměr bubnu pásové brzdy vratného lana

$x_{bVL}$  [-] počet brzd bubnu vratného lana

$k_b$  [-] součinitel navýšení brzdného účinku stanoven dle normy [13]

**VELKÝ TAH V PÁSU BRZDY VL**

$$F_{T\_VL} = F_{o\_VL} \cdot \frac{e^{f_{BO} \cdot \beta_{VL}}}{e^{f_{BO} \cdot \beta_{VL}} - 1} \quad (19)$$

$$F_{T\_VL} = 13418 \cdot \frac{e^{0,38 \cdot 268,7^\circ}}{e^{0,38 \cdot 268,7^\circ} - 1}$$

$$F_{T\_VL} = 15713 \text{ N}$$

Kde:  $e$  [-] Eulerovo číslo

$f_{BO}$  [-] součinitel tření materiálu brzdového obložení zvolen dle literatury [7]

$\beta_{VL}$  [°] úhel opásání pásové brzdy vratného lana

**MALÝ TAH V PÁSU BRZDY VL**

$$F_{t\_VL} = F_{o\_VL} \cdot \frac{1}{e^{f_{BO} \cdot \beta_{VL}} - 1} \quad (20)$$

$$F_{t\_VL} = 13418 \cdot \frac{1}{e^{0,38 \cdot 268,7^\circ} - 1}$$

$$F_{t\_VL} = 2294 \text{ N}$$

**3.3.4 VÝPOČET BRZD TAŽNÉHO LANA**

Buben tažného lana obsahuje stejně jako buben vratného lana dvě součtové pásové brzdy. Pro výpočet je dále uvažováno, že brzdový moment vyplývá z maximální síly v laně. Moment je rozdělen rovnoměrně mezi obě dvě součtové brzdy. Brzdový moment bude stejně jako v podkapitole 3.3.3 navýšen o 1,2 násobek podle normy [13].

**BRZDĚNÁ SÍLA NA BUBNU BRZDY TL**

$$F_{o\_TL} = \frac{M_{t\_TLmax} \cdot k_b}{\frac{D_{bb\_TL}}{2} \cdot x_{bTL}} \quad (21)$$

$$F_{o\_TL} = \frac{6650 \cdot 1,2}{\frac{0,475}{2} \cdot 2}$$

$$F_{o\_TL} = 11400 \text{ N}$$

Kde:  $D_{bb\_TL}$  [m] průměr bubnu pásové brzdy tažného lana

$x_{bTL}$  [-] počet brzd bubnu tažného lana

**VELKÝ TAH V PÁSU BRZDY TL**

$$F_{T\_TL} = F_{o\_TL} \cdot \frac{e^{f_{BO} \cdot \beta_{TL}}}{e^{f_{BO} \cdot \beta_{TL}} - 1} \quad (22)$$

$$F_{T_{TL}} = 11400 \cdot \frac{e^{0,38 \cdot 288,9^\circ}}{e^{0,38 \cdot 288,9^\circ} - 1}$$

$$F_{T_{TL}} = 13368 \text{ N}$$

Kde:  $\beta_{TL}$  [°] úhel opásání pásové brzdy vratného lana

### MALÝ TAH V PÁSU BRZDY TL

$$F_{t_{TL}} = F_{o_{TL}} \cdot \frac{1}{e^{f_{BO} \cdot \beta_{TL}} - 1} \quad (23)$$

$$F_{t_{TL}} = 11400 \cdot \frac{1}{e^{0,38 \cdot 288,9^\circ} - 1}$$

$$F_{t_{TL}} = 1968 \text{ N}$$

### 3.3.5 VÝPOČET BRZDY NOSNÉHO LANA

Buben nosného lana je konstruován pouze s jednou součtovou pásovou brzdou. Brzdny moment se vypočte z maximální síly v nosném lanu pro stav zabrzděno dle podkladů výrobce.

#### BRZDNÝ MOMENT BRZDY NL

$$M_{bb_{NLmax}} = F_{NL_B} \cdot \frac{d_{b_{NLmin}}}{2} \quad (24)$$

$$M_{bb_{NLmax}} = 93000 \cdot \frac{0,336}{2}$$

$$M_{bb_{NLmax}} = 15624 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kde:  $F_{NL_B}$  [mm] maximální síla v nosném laně pro brzdění

$d_{b_{NLmin}}$  [m] průměr prvního návínu na bubnu nosného lana

#### BRZDĚNÁ SÍLA NA BUBNU BRZDY NL

$$F_{o_{NL}} = \frac{M_{bb_{NLmax}}}{\frac{D_{bb_{NL}}}{2}} \quad (25)$$

$$F_{o_{NL}} = \frac{15624}{\frac{0,550}{2}}$$

$$F_{o_{NL}} = 56815 \text{ N}$$

Kde:  $D_{bb_{NL}}$  [m] průměr bubnu pásové brzdy nosného lana



**VELKÝ TAH V PÁSU BRZDY NL**

$$F_{T\_NL} = F_{o\_NL} \cdot \frac{e^{f_{BO} \cdot \beta_{NL}}}{e^{f_{BO} \cdot \beta_{NL}} - 1} \quad (26)$$

$$F_{T\_NL} = 56815 \cdot \frac{e^{0,38 \cdot 268,7^\circ}}{e^{0,38 \cdot 268,7^\circ} - 1}$$

$$F_{T\_NL} = 68310 \text{ N}$$

Kde:  $\beta_{NL}$  [°] úhel opásání pásové brzdy nosného lana

**MALÝ TAH V PÁSU BRZDY NL**

$$F_{t\_NL} = F_{o\_NL} \cdot \frac{1}{e^{f_{BO} \cdot \beta_{NL}} - 1} \quad (27)$$

$$F_{t\_NL} = 56815 \cdot \frac{1}{e^{0,38 \cdot 268,7^\circ} - 1}$$

$$F_{t\_NL} = 11496 \text{ N}$$

**3.3.6 VÝPOČET SÍLY V ŘETĚZU PŘI POHONU VRATNÉHO LANA**

Přenos točivého momentu na spojku vratného lana je ze vstupní hřídele lanového dopravního zařízení realizován prostřednictvím řetězu. Je použitý jednořadý válečkový řetěz 24B-1. Řetěz je veden přes více řetězových kol, které při aktivaci příslušné spojky přenáší točivý moment na daný buben. Řetěz je společný pro pohon vratného lana, nosného lana a pro pohon rychlé spojky tažného lana. V následující podkapitole bude vypočtena obvodová síla v řetězu. Následně bude vypočtena síla v napnuté a ochablé části řetězů.

Výpočet sil v řetězu proveden dle literatury [9], přičemž je zanedbána tahová síla vznikající v důsledku vlastní hmotnosti řetězu. Na *Obr. 25* jsou na obecném schématu znázorněny směry působení sil v řetězovém převodu. Podle stejného principu jsou síly uvažovány i na hlavním řetězovém převodu zařízení.

**OBVODOVÁ SÍLA V ŘETĚZU VL**

$$F_{o\_VL} = \frac{M_{t\_VLmax}}{\frac{d_{sk\_VL}}{2}} \quad (28)$$

$$F_{o\_VL} = \frac{6150}{\frac{0,60678}{2}}$$

$$F_{o\_VL} = 20271 \text{ N}$$

Kde:  $d_{sk\_VL}$  [m] roztečný průměr hnaného řetězového kola pohonu VL

**TAHOVÁ SÍLA ŘETĚZU VL ZPŮSOBENÁ Odstředivou silou**

$$F_{c\_VL} = \rho_l \cdot v_{\dot{r}\_VL}^2 \quad (29)$$

$$F_{c\_VL} = 7,12 \cdot 3^2$$

$$F_{c\_VL} = 64 \text{ N}$$

Kde:  $\rho_l$  [kg·m<sup>-1</sup>] hmotnost jednoho metru řetězu dle literatury [11]

$v_{\dot{r}\_VL}$  [m·s<sup>-1</sup>] obvodová rychlost řetězu VL dle podkladů

**SÍLA V NAPNUTÉ ČÁSTI ŘETĚZU VL**

$$F_{\dot{r}\_1} = F_{o\_VL} + F_{c\_VL} \quad (30)$$

$$F_{\dot{r}\_1} = 20271 + 64,08$$

$$F_{\dot{r}\_1} = 20335 \text{ N}$$

**SÍLA V OCHABLÉ ČÁSTI ŘETĚZU VL**

$$F_{\dot{r}\_2} = F_{c\_VL} \quad (31)$$

$$F_{\dot{r}\_2} = 64 \text{ N}$$

**3.3.7 VÝPOČET SÍLY V ŘETĚZU PŘI POHONU TAŽNÉHO LANA**

Při pohonu pomalé spojky tažného lana je ze vstupní hřídele lanového dopravního zařízení točivý moment nejprve veden na předlohou hřídel přes soukolí s čelním ozubením. Z předlohou hřídele je točivý moment přenášen prostřednictvím řetězového převodu. Pro řetězový převod je rovněž použitý jednořadý válečkový řetěz 24B-1. Tento řetězový převod slouží výhradně pro pohon pomalé spojky tažného lana.

**OBVODOVÁ SÍLA V ŘETĚZU TL**

$$F_{o\_TL} = \frac{M_{t\_TLmax}}{\frac{d_{sk\_TL}}{2}} \quad (32)$$

$$F_{o\_TL} = \frac{6650}{\frac{606,78}{2}}$$

$$F_{o\_TL} = 21919 \text{ N}$$

Kde:  $d_{sk\_TL}$  [m] roztečný průměr hnaného řetězového kola pohonu TL

**TAHOVÁ SÍLA ŘETĚZU TL ZPŮSOBENÁ Odstředivou silou**

$$F_{c\_TL} = \rho_l \cdot v_{\dot{r}\_TL}^2 \quad (33)$$

$$F_{c\_TL} = 7,12 \cdot 1^2$$

$$F_{c\_TL} = 7 \text{ N}$$

Kde:  $v_{\dot{r}\_VL}$  [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ] obvodová rychlost řetězu TL dle podkladů

#### SÍLA V NAPNUTÉ ČÁSTI ŘETĚZU TL

$$F_{\dot{r}3} = F_{o\_TL} + F_{c\_TL} \quad (34)$$

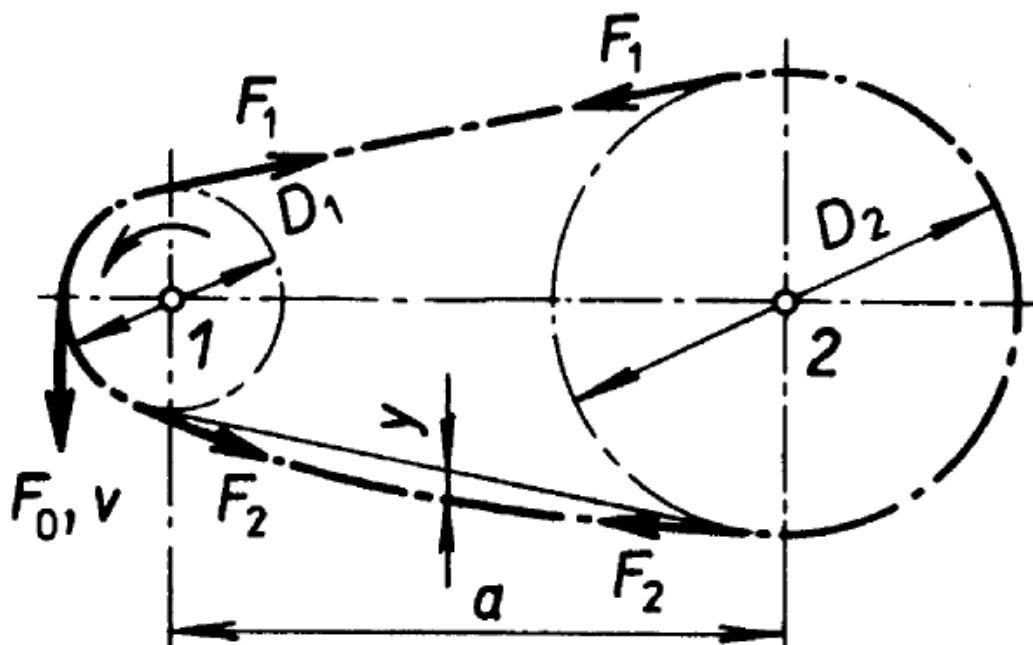
$$F_{\dot{r}3} = 21919 + 7$$

$$F_{\dot{r}3} = 21926 \text{ N}$$

#### SÍLA V OCHABLÉ ČÁSTI ŘETĚZU VL

$$F_{\dot{r}4} = F_{c\_TL} \quad (35)$$

$$F_{\dot{r}4} = 7 \text{ N}$$



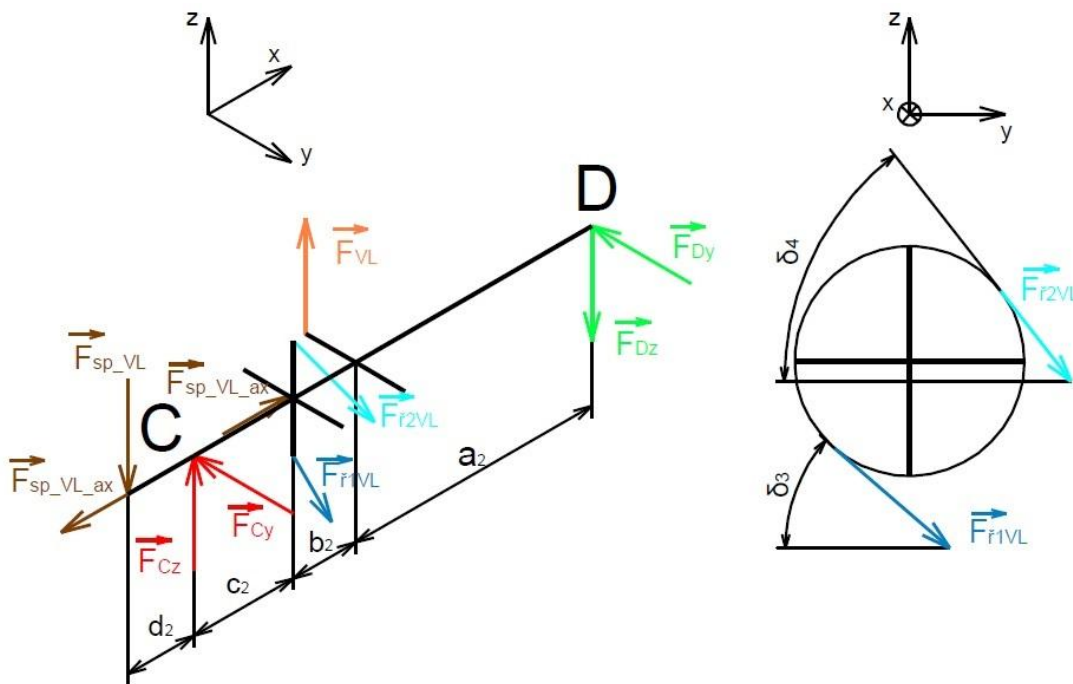
Obr. 25 Schéma působení sil v řetězovém převodu [9]

### 3.4 SÍLY V ULOŽENÍ ČÁSTÍ

V následujících podkapitolách budou vypočteny reakční síly v uložení jednotlivých částí. V podkapitolách věnujících se výpočtu reakčních sil uložení nosných hřídelí bubnů provozních lan budou vypočteny dva stavy. Dva stavy budou uvažovány z důvodu změny polohy zatěžující síly v laně vůči nosné hřídeli při navíjení, nebo brzdění lana na bubnu. Změna polohy je způsobena ukládáním lana na buben po celé jeho šířce. Jeden stav tedy uvažuje lano u předního čela (čelo blíže k traktoru) a druhý stav uvažuje lano u zadního čela (čelo dál od traktoru). Pro oba dva stavy vždy platí stejné momentové rovnice. Na základě výsledných sil bude vybrána potenciálně horší varianta pro sestavení zátěžných stavů. Používané vzdálenosti středů částí  $a_x, b_x, c_x, d_x$  v uvolněních a ve vzorcích vychází z rozměrů součástí dle poskytnuté výkresové dokumentace od výrobce zařízení.

#### 3.4.1 ULOŽENÍ NOSNÉ HŘÍDELE VRATNÉHO LANA – POHON VRATNÉHO LANA

Vratné lano mění při navíjení svoji polohu střídavě od jednoho čela k druhému. Pro ukázkou budou vypočteny reakční síly pro variantu lano u předního čela. Následně budou výsledky obou variant uvedeny v *Tab. 4*, kde jsou zároveň uvedeny i používané vzdálenosti součástí pro obě varianty. Na *Obr. 26* je znázorněno zjednodušené schéma uvolnění pro sestavení momentových rovnic.



Obr. 26 Schéma uvolnění hřídele vratného lana - pohon

#### AXIÁLNÍ SÍLA

Vzhledem k provedení dochází na nosné hřídeli k vyrovnání silového působení v ose x, tedy v axiálním směru. Do rámu se axiální síla vlivem sepnutí spojky pohonu vratného lana nepřenáší.

$$\sum F_x = 0: F_{ps\_VL\_ax} - F_{ps\_VL\_ax} = 0 \quad (36)$$

**BOD C – SLOŽKA SÍLY V OSE Y**

$$\sum M_{Dz} = 0: F_{\dot{r}1VL} \cdot \cos(\delta_3) \cdot (a_2 + b_2) - F_{\dot{r}2VL} \cdot \cos(\delta_4) \cdot (a_2 + b_2) - F_{Cy} \cdot (a_2 + b_2 + c_2) = 0 \quad (37)$$

$$F_{Cy} = \frac{F_{\dot{r}1VL} \cdot \cos(\delta_3) \cdot (a_2 + b_2) + F_{\dot{r}2VL} \cdot \cos(\delta_4) \cdot (a_2 + b_2)}{(a_2 + b_2 + c_2)}$$

$$F_{Cy} = \frac{20335 \cdot \cos(41^\circ) \cdot (395 + 460,5) + 64 \cdot \cos(52^\circ) \cdot (395 + 460,5)}{(395 + 460,5 + 64,5)}$$

$$F_{Cy} = 14308 \text{ N}$$

Kde:  $\delta_3 = 41$  [°] úhel mezi řetězem a rovinou XY na napnuté části

$\delta_4 = 52$  [°] úhel mezi řetězem a rovinou XY na ochablé části

**BOD C – SLOŽKA SÍLY V OSE Z**

$$\sum M_{Dy} = 0: -F_{VL} \cdot a_2 + F_{\dot{r}1VL} \cdot \sin(\delta_3) \cdot (a_2 + b_2) + F_{\dot{r}2VL} \cdot \sin(\delta_4) \cdot (a_2 + b_2) + F_{ps\_VL} \cdot (a_2 + b_2 + c_2 + d_2) - F_{Cz} \cdot (a_2 + b_2 + c_2) = 0 \quad (38)$$

$$F_{Cz} = \frac{-F_{VL} \cdot a_2 + F_{\dot{r}1VL} \cdot \sin(\delta_3) \cdot (a_2 + b_2) + F_{\dot{r}2VL} \cdot \sin(\delta_4) \cdot (a_2 + b_2) + F_{ps\_VL} \cdot (a_2 + b_2 + c_2 + d_2)}{(a_2 + b_2 + c_2)}$$

$$F_{Cz} = \frac{-30000 \cdot 395 + 20335 \cdot \sin(41^\circ) \cdot (395 + 460,5) + 64 \cdot \sin(52^\circ) \cdot (395 + 460,5) + 4778 \cdot (395 + 460,5 + 64,5 + 50)}{(395 + 460,5 + 64,5)}$$

$$F_{Cz} = 4609 \text{ N}$$

**BOD C – CELKOVÁ SÍLA**

$$F_C = \sqrt{F_{Cy}^2 + F_{Cz}^2} \quad (39)$$

$$F_C = \sqrt{14308^2 + 4609^2}$$

$$F_C = 15032 \text{ N}$$

**BOD D – SLOŽKA SÍLY V OSE Y**

$$\sum M_{Cz} = 0: -F_{\dot{r}1VL} \cdot \cos(\delta_3) \cdot c_2 - F_{\dot{r}2VL} \cdot \cos(\delta_4) \cdot c_2 + F_{Dy} \cdot (a_2 + b_2 + c_2) = 0 \quad (40)$$

$$F_{Dy} = \frac{F_{\dot{r}1VL} \cdot \cos(\delta_3) \cdot c_2 + F_{\dot{r}2VL} \cdot \cos(\delta_4) \cdot c_2}{(a_2 + b_2 + c_2)}$$

$$F_{Dy} = \frac{20335 \cdot \cos(41^\circ) \cdot 64,5 + 64 \cdot \cos(52^\circ) \cdot 64,5}{(395 + 460,5 + 64,5)}$$

$$F_{Dy} = 1079N$$

#### BOD D – SLOŽKA SÍLY V OSE Z

$$\sum M_{Cy} = 0: F_{VL} \cdot (b_2 + c_2) - F_{\dot{r}_{1VL}} \cdot \sin(\delta_3) \cdot c_2 - F_{\dot{r}_{2VL}} \cdot \sin(\delta_4) \cdot c_2 + F_{ps\_VL} \cdot d_2 - F_{Dz} \cdot (a_2 + b_2 + c_2) = 0 \quad (41)$$

$$F_{Dz} = \frac{F_{VL} \cdot (b_2 + c_2) - F_{\dot{r}_{1VL}} \cdot \sin(\delta_3) \cdot c_2 - F_{\dot{r}_{2VL}} \cdot \sin(\delta_4) \cdot c_2 + F_{ps\_VL} \cdot d_2}{(a_2 + b_2 + c_2)}$$

$$F_{Dz} = \frac{30000 \cdot (460,5 + 64,5) - 20335 \cdot \sin(41^\circ) \cdot 64,5 - 64 \cdot \sin(52^\circ) \cdot 64,5 + 4778 \cdot 50}{(395 + 460,5 + 64,5 + 50)}$$

$$F_{Dz} = 16440 N$$

#### BOD D – CELKOVÁ SÍLA

$$F_D = \sqrt{F_{Dy}^2 + F_{Dz}^2} \quad (42)$$

$$F_D = \sqrt{1079^2 + 16440^2}$$

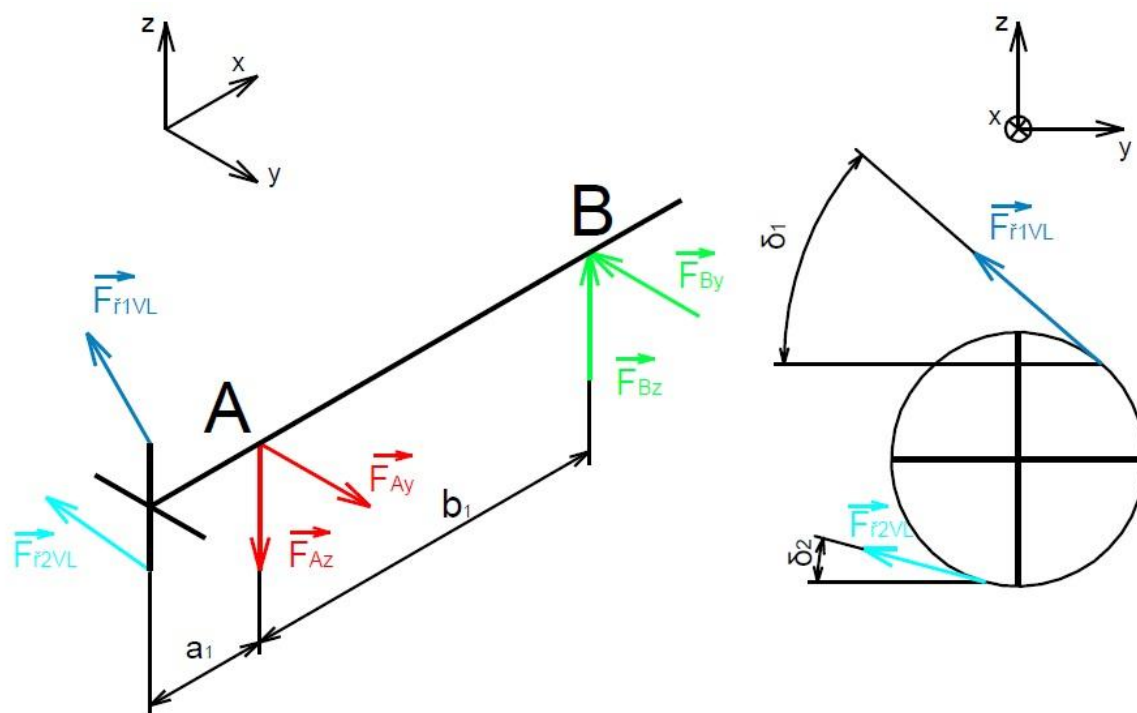
$$F_D = 16476 N$$

Tab. 4 Vzdálenosti a síly variant v uložení hřídele vratného lana - pohon

Vratné lano u předního čela bubnu - pohon						
Vzdálenosti středů částí	a <sub>2</sub>	b <sub>2</sub>	c <sub>2</sub>	d <sub>2</sub>		
[mm]	395	460,5	64,5	50		
Reakční síla	F <sub>Cy</sub>	F <sub>Cz</sub>	F <sub>C</sub>	F <sub>Dy</sub>	F <sub>Dz</sub>	F <sub>D</sub>
[N]	14308	4609	15032	1079	16440	16476
Vratné lano u zadního čela bubnu - pohon						
Vzdálenosti středů částí	a <sub>2</sub>	b <sub>2</sub>	c <sub>2</sub>	d <sub>2</sub>		
[mm]	715	140,5	64,5	50		
Reakční síla	F <sub>Cy</sub>	F <sub>Cz</sub>	F <sub>C</sub>	F <sub>Dy</sub>	F <sub>Dz</sub>	F <sub>D</sub>
[N]	14308	-5825	15448	1079	6006	6102

### 3.4.2 ULOŽENÍ VSTUPNÍ HŘÍDELE – POHON VRATNÉHO LANÁ

Na Obr. 27 je znázorněno zjednodušené schéma uložení vstupní hřídele, přičemž je uvažován pohon vratného lana. Úhel řetězu na jeho ochablé části není stejný jako v podkapitole 3.4.1, protože je hlavní řetězový převod veden přes více řetězových kol jako bylo uvedeno dříve viz. Obr. 11. Vzdálenosti a vypočtené síly jsou uvedeny v Tab. 5.



Obr. 27 Schéma uvolnění vstupní hřídele při pohonu vratného lana

**BOD A - SLOŽKA SÍLY V OSE Y**

$$\sum M_{Bz} = 0: -F_{r1VL} \cdot \cos(\delta_1) \cdot (a_1 + b_1) - F_{r2VL} \cdot \cos(\delta_2) \cdot (a_1 + b_1) + F_{Ay} \cdot b_1 = 0 \quad (43)$$

$$F_{Ay} = \frac{F_{r1VL} \cdot \cos(\delta_1) \cdot (a_1 + b_1) + F_{r2VL} \cdot \cos(\delta_2) \cdot (a_1 + b_1)}{b_1}$$

$$F_{Ay} = \frac{20335 \cdot \cos(41^\circ) \cdot (123,5 + 249) + 64 \cdot \cos(31^\circ) \cdot (123,5 + 249)}{249}$$

$$F_{Ay} = 23041 \text{ N}$$

Kde:  $\delta_1 = \delta_3 = 41$  [°] úhel mezi řetězem a rovinou XY na napnuté části

$\delta_2 = 31$  [°] úhel mezi řetězem a rovinou XY na ochablé části

**BOD A - SLOŽKA SÍLY V OSE Z**

$$\sum M_{By} = 0: -F_{r1} \cdot \sin(\delta_1) \cdot (a_1 + b_1) - F_{r2} \cdot \sin(\delta_2) \cdot (a_1 + b_1) + F_{Az} \cdot b_1 = 0 \quad (44)$$

$$F_{Az} = \frac{F_{r1} \cdot \sin(\delta_1) \cdot (a_1 + b_1) + F_{r2} \cdot \sin(\delta_2) \cdot (a_1 + b_1)}{b_1}$$

$$F_{Az} = \frac{20335 \cdot \sin(41^\circ) \cdot (123,5 + 249) + 64 \cdot \sin(31^\circ) \cdot (123,5 + 249)}{249}$$

$$F_{Az} = 20007 \text{ N}$$

#### BOD B - SLOŽKA SÍLY V OSE Y

$$\sum M_{Az} = 0: -F_{r1} \cdot \cos(\delta_1) \cdot a_1 - F_{r2} \cdot \cos(\delta_2) \cdot a_1 + F_{By} \cdot b_1 = 0 \quad (45)$$

$$F_{By} = \frac{F_{r1} \cdot \cos(\delta_1) \cdot a_1 + F_{r2} \cdot \cos(\delta_2) \cdot a_1}{b_1}$$

$$F_{By} = \frac{20335 \cdot \cos(41^\circ) \cdot 123,5 + 64 \cdot \cos(31^\circ) \cdot 123,5}{249}$$

$$F_{By} = 7639 \text{ N}$$

#### BOD B - SLOŽKA SÍLY V OSE Z

$$\sum M_{Ay} = 0: -F_{r1} \cdot \sin(\delta_1) \cdot a_1 - F_{r2} \cdot \sin(\delta_2) \cdot a_1 + F_{Bz} \cdot b_1 = 0 \quad (46)$$

$$F_{Bz} = \frac{F_{r1} \cdot \sin(\delta_1) \cdot a_1 + F_{r2} \cdot \sin(\delta_2) \cdot a_1}{b_1}$$

$$F_{Bz} = \frac{20335 \cdot \sin(41^\circ) \cdot 123,5 + 64 \cdot \sin(31^\circ) \cdot 123,5}{249}$$

$$F_{Bz} = 6633 \text{ N}$$

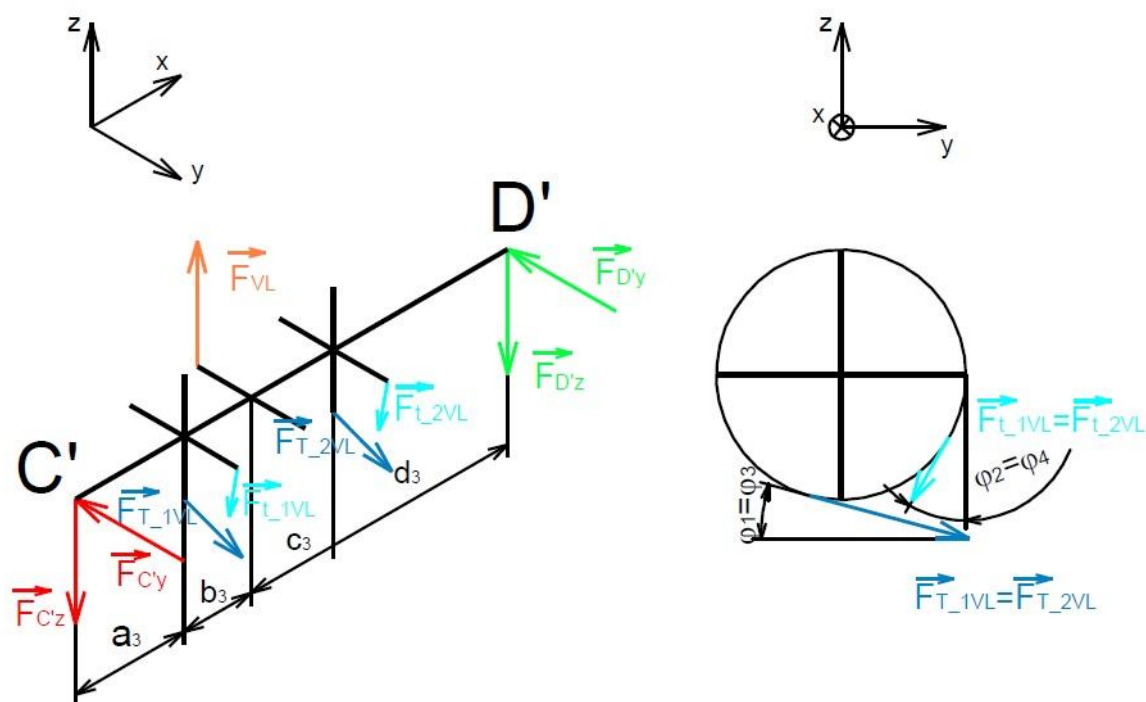
Tab. 5 Vzdálenosti a síly v uložení vstupní hřídele – pohon VL

Vstupní hřídel – pohon vratného lana				
Vzdálenosti středů částí	a <sub>1</sub>		b <sub>1</sub>	
[mm]	249		123,5	
Reakční síla	F <sub>Ay</sub>	F <sub>Az</sub>	F <sub>By</sub>	F <sub>Bz</sub>
[N]	23041	20007	7639	6633

### 3.4.3 ULOŽENÍ NOSNÉ HŘÍDELE VRATNÉHO LANA – BRZDĚNÍ VRATNÉHO LANA

Pro variantu brzdění vratného lana je zjednodušené schéma pro sestavení momentových rovnic znázorněno na Obr. 28. V této podkapitole je proveden výpočet pro variantu lano u zadního čela. Výsledky obou dvou variant pak jsou uvedeny v Tab. 6 včetně vzdáleností středů součástí.





Obr. 28 Schéma uvolnění hřídele vratného lana - brzdění

**BOD C' - SLOŽKA SÍLY V OSE Y**

$$\sum M_{D'z} = 0: F_{T\_VL1} \cdot \cos(\varphi_1) \cdot (b_3 + c_3 + d_3) + F_{T\_VL2} \cdot \cos(\varphi_3) \cdot d_3 - F_{t\_VL1} \cdot \sin(\varphi_2) \cdot (b_3 + c_3 + d_3) - F_{t\_VL2} \cdot \sin(\varphi_4) \cdot d_3 - F_{C'y} \cdot (a_3 + b_3 + c_3 + d_3) = 0 \quad (47)$$

$$F_{C'y} = \frac{F_{T\_VL1} \cdot \cos(\varphi_1) \cdot (b_3 + c_3 + d_3) + F_{T\_VL2} \cdot \cos(\varphi_3) \cdot d_3 - F_{t\_VL1} \cdot \sin(\varphi_2) \cdot (b_3 + c_3 + d_3) - F_{t\_VL2} \cdot \sin(\varphi_4) \cdot d_3}{(a_3 + b_3 + c_3 + d_3)}$$

$$F_{C'y} = \frac{15713 \cdot \cos(9^\circ) \cdot (52 + 381 + 334) + 15713 \cdot \cos(9^\circ) \cdot 334 - 2294 \cdot \sin(30^\circ) \cdot (52 + 381 + 334) - 2294 \cdot \sin(30^\circ) \cdot 334}{(153 + 52 + 381 + 334)}$$

$$F_{C'y} = 17199 \text{ N}$$

Kde:  $\varphi_1 = \varphi_3 = 9 \quad [^\circ]$  úhly odklonu pásů na straně nabíhající od roviny XY

$\varphi_2 = \varphi_4 = 30 \quad [^\circ]$  úhly odklonu pásů na straně sbíhající od roviny XZ

**BOD C' - SLOŽKA SÍLY V OSE Z**

$$\sum M_{D'y} = 0: -F_{VL} \cdot (c_3 + d_3) + F_{T\_VL1} \cdot \sin(\varphi_1) \cdot (b_3 + c_3 + d_3) + F_{T\_VL2} \cdot \sin(\varphi_3) \cdot d_3 + F_{t\_VL1} \cdot \cos(\varphi_2) \cdot (b_3 + c_3 + d_3) + F_{t\_VL2} \cdot \cos(\varphi_4) \cdot d_3 + F_{C'z} \cdot (a_3 + b_3 + c_3 + d_3) = 0 \quad (48)$$

$$F_{C'z} = \frac{F_{VL} \cdot (c_3 + d_3) - F_{T_{VL1}} \cdot \sin(\varphi_1) \cdot (b_3 + c_3 + d_3) - F_{T_{VL2}} \cdot \sin(\varphi_3) \cdot d_3 - F_{t_{VL1}} \cdot \cos(\varphi_2) \cdot (b_3 + c_3 + d_3) - F_{t_{VL2}} \cdot \cos(\varphi_4) \cdot d_3}{(a_3 + b_3 + c_3 + d_3)}$$

$$F_{C'z} = \frac{30000 \cdot (381 + 334) - 15713 \cdot \sin(9^\circ) \cdot (52 + 381 + 334) - 15713 \cdot \sin(9^\circ) \cdot 334 - 2294 \cdot \cos(30^\circ) \cdot (52 + 381 + 334) - 2294 \cdot \cos(30^\circ) \cdot 334}{(153 + 52 + 381 + 334)}$$

$$F_{C'z} = 17854 \text{ N}$$

### BOD C' – CELKOVÁ SÍLA

$$F_{C'} = \sqrt{F_{C'y}^2 + F_{C'z}^2} \quad (49)$$

$$F_{C'} = \sqrt{17199^2 + 17854^2}$$

$$F_{C'} = 24791 \text{ N}$$

### BOD D' SLOŽKA SÍLY V OSE Y

$$\sum M_{C'z} = 0: -F_{T_{VL1}} \cdot \cos(\varphi_1) \cdot a_3 - F_{T_{VL2}} \cdot \cos(\varphi_3) \cdot (a_3 + b_3 + c_3) + F_{t_{VL1}} \cdot \sin(\varphi_2) \cdot a_3 + F_{t_{VL2}} \cdot \sin(\varphi_4) \cdot (a_3 + b_3 + c_3) + F_{D'y} \cdot (a_3 + b_3 + c_3 + d_3) = 0 \quad (50)$$

$$F_{D'y} = \frac{F_{T_{VL1}} \cdot \cos(\varphi_1) \cdot a_3 + F_{T_{VL2}} \cdot \cos(\varphi_3) \cdot (a_3 + b_3 + c_3) - F_{t_{VL1}} \cdot \sin(\varphi_2) \cdot a_3 - F_{t_{VL2}} \cdot \sin(\varphi_4) \cdot (a_3 + b_3 + c_3)}{(a_3 + b_3 + c_3 + d_3)}$$

$$F_{D'y} = \frac{15713 \cdot \cos(9^\circ) \cdot 153 + 15713 \cdot \cos(9^\circ) \cdot (153 + 52 + 381) - 2294 \cdot \sin(30^\circ) \cdot 153 - 2294 \cdot \sin(30^\circ) \cdot (153 + 52 + 381)}{(153 + 52 + 381 + 334)}$$

$$F_{D'y} = 11544 \text{ N}$$

### BOD D' - SLOŽKA SÍLY V OSE Z

$$\sum M_{C'y} = 0: F_{VL} \cdot (a_3 + b_3) - F_{T_{VL1}} \cdot \sin(\varphi_1) \cdot a_3 - F_{T_{VL2}} \cdot \sin(\varphi_3) \cdot (a_3 + b_3 + c_3) - F_{t_{VL1}} \cdot \cos(\varphi_2) \cdot a_3 - F_{t_{VL2}} \cdot \cos(\varphi_4) \cdot (a_3 + b_3 + c_3) - F_{D'z} \cdot (a_3 + b_3 + c_3 + d_3) = 0 \quad (51)$$

$$F_{D'z} = \frac{F_{VL} \cdot (a_3 + b_3) - F_{T_{VL1}} \cdot \sin(\varphi_1) \cdot a_3 - F_{T_{VL2}} \cdot \sin(\varphi_3) \cdot (a_3 + b_3 + c_3) - F_{t_{VL1}} \cdot \cos(\varphi_2) \cdot a_3 - F_{t_{VL2}} \cdot \cos(\varphi_4) \cdot (a_3 + b_3 + c_3)}{(a_3 + b_3 + c_3 + d_3)}$$

$$F_{D'z} = \frac{30000 \cdot (153 + 52) - 15713 \cdot \sin(9^\circ) \cdot 153 - 15713 \cdot \sin(30^\circ) \cdot (153 + 52 + 381) - 2294 \cdot \cos(9^\circ) \cdot 153 - 2294 \cdot \cos(30^\circ) \cdot (153 + 52 + 381)}{(153 + 52 + 381 + 334)}$$

$$F_{D'z} = 3019 \text{ N}$$

**BOD D' – CELKOVÁ SÍLA**

$$F_{D'} = \sqrt{F_{D'y}^2 + F_{D'z}^2} \quad (52)$$

$$F_{D'} = \sqrt{11544^2 + 3019^2}$$

$$F_{D'} = 11933 \text{ N}$$

Tab. 6 Vzdálenosti a síly variant v uložení hřídele VL - brzdění

Vratné lano u předního čela bubnu – brzdění vratného lana							
Vzdálenosti středů částí	a <sub>3</sub>		b <sub>3</sub>		c <sub>3</sub>		d <sub>3</sub>
[mm]	153		372		61		334
Reakční síla	F <sub>C'y</sub>	F <sub>C'z</sub>	F <sub>C'</sub>	F <sub>D'y</sub>	F <sub>D'z</sub>	F <sub>D'</sub>	
[N]	17199	7420	18731	11544	13454	17728	
Vratné lano u zadního čela bubnu – brzdění vratného lana							
Vzdálenosti středů částí	a <sub>3</sub>		b <sub>3</sub>		c <sub>3</sub>		d <sub>3</sub>
[mm]	153		52		381		334
Reakční síla	F <sub>C'y</sub>	F <sub>C'z</sub>	F <sub>C'</sub>	F <sub>D'y</sub>	F <sub>D'z</sub>	F <sub>D'</sub>	
[N]	17199	17854	24791	11544	3019	11933	

**3.4.4 ULOŽENÍ ZADNÍ OSY BRZDY VRATNÉHO LANÁ (BRZDA VL1)**

Na Obr. 29 je zjednodušené schéma uvolnění zadní osy brzdy vratného lana (brzda vzdálenější od traktoru). Vypočtené hodnoty a používané vzdálenosti jsou uvedeny v Tab. 7.

**SÍLA NA OVLÁDACÍ PÁČE BRZDY VL**

Potřebná ovládací síla jedné brzdy vratného lana se určí z momentové rovnice pro osu x.

$$M_x = 0: -F_{pv\_B\_VL} \cdot s_{VL} + F_{T\_VL} \cdot b_{VL} + F_{t\_VL} \cdot a_{VL} = 0 \quad (53)$$

$$F_{pv\_B\_VL} = \frac{F_{T\_VL} \cdot b_{VL} + F_{t\_VL} \cdot a_{VL}}{s_{VL}}$$

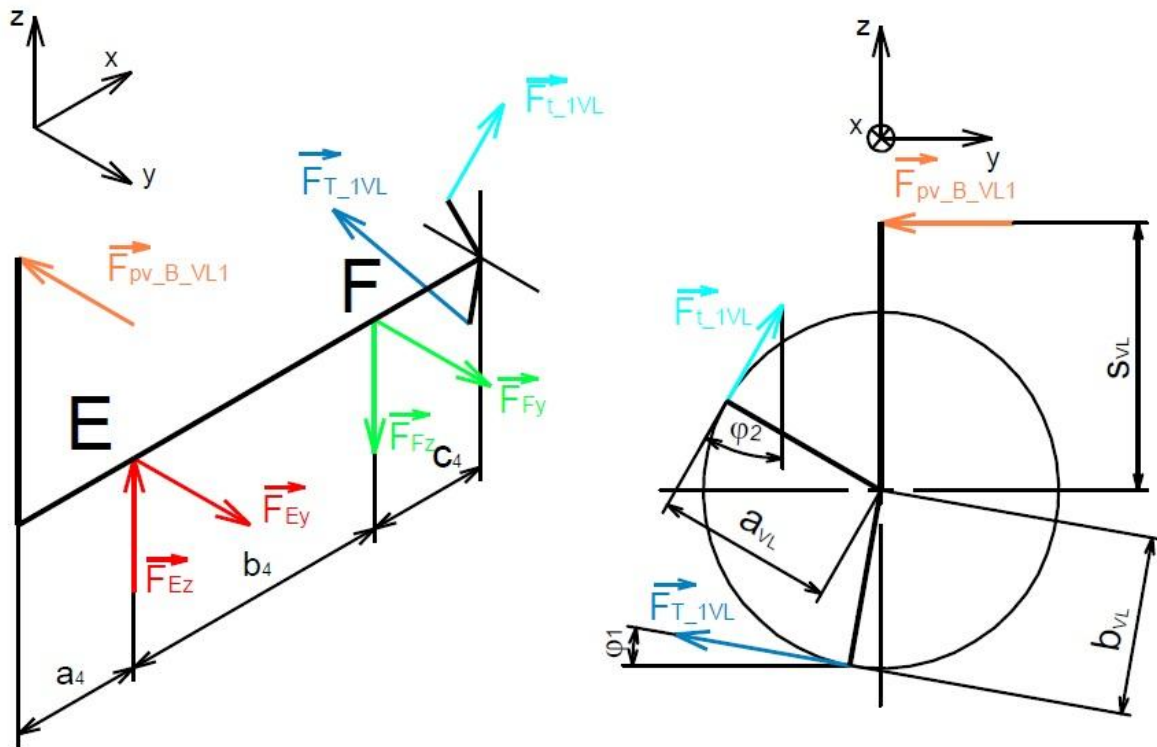
$$F_{pv\_B\_VL} = \frac{15713 \cdot 40 + 2294 \cdot 40}{237}$$

$$F_{pv\_B\_VL} = 3039 \text{ N}$$

Kde:  $b_{VL}$  [mm] rameno páky náboje brzdy VL velkého tahu

$a_{VL}$  [mm] rameno páky náboje brzdy VL malého tahu

$s_{VL}$  [mm] rameno páky brzdy VL



Obr. 29 Schéma uvolnění osy brzdy VL1

**BOD E - SLOŽKA SÍLY V OSE Y**

$$\sum M_{Fz} = 0: F_{T_{VL1}} \cdot \cos(\varphi_1) \cdot c_4 - F_{t_{VL1}} \cdot \sin(\varphi_2) \cdot c_4 - F_{PV\_B\_VL1} \cdot (a_4 + b_4) + F_{Ey} \cdot b_4 = 0 \quad (54)$$

$$F_{Ey} = \frac{-F_{T_{VL1}} \cdot \cos(\varphi_1) \cdot c_4 + F_{t_{VL1}} \cdot \sin(\varphi_2) \cdot c_4 + F_{PV\_B\_VL1} \cdot (a_4 + b_4)}{b_4}$$

$$F_{Ey} = \frac{15713 \cdot \cos(9^\circ) \cdot 54 + 2294 \cdot \sin(30^\circ) \cdot 54 + 3039 \cdot (88 + 181)}{181}$$

$$F_{Ey} = 229 \text{ N}$$

**BOD E - SLOŽKA SÍLY V OSE Z**

$$\sum M_{Fy} = 0: F_{T_{VL1}} \cdot \sin(\varphi_1) \cdot c_4 + F_{t_{VL1}} \cdot \cos(\varphi_2) \cdot c_4 - F_{Ez} \cdot b_4 = 0 \quad (55)$$

$$F_{Ez} = \frac{F_{T_{VL1}} \cdot \sin(\varphi_1) \cdot c_4 + F_{t_{VL1}} \cdot \cos(\varphi_2) \cdot c_4}{b_4}$$

$$F_{Ez} = \frac{15713 \cdot \sin(9^\circ) \cdot 54 + 2294 \cdot \cos(30^\circ) \cdot 54}{181}$$

$$F_{Ez} = 1361 \text{ N}$$

**BOD F - SLOŽKA SÍLY V OSE Y**

$$\sum M_{Ez} = 0: F_{T_{VL1}} \cdot \cos(\varphi_1) \cdot (b_4 + c_4) - F_{t_{VL1}} \cdot \sin(\varphi_2) \cdot (b_4 + c_4) - F_{PV\_B\_VL1} \cdot a_4 - F_{Fy} \cdot b_4 = 0 \quad (56)$$

$$F_{Fy} = \frac{F_{T_{VL1}} \cdot \cos(\varphi_1) \cdot (b_4 + c_4) - F_{t_{VL1}} \cdot \sin(\varphi_2) \cdot (b_4 + c_4) - F_{PV\_B\_VL1} \cdot a_4}{b_4}$$

$$F_{Fy} = \frac{15713 \cdot \cos(9^\circ) \cdot (181 + 54) - 2294 \cdot \sin(30^\circ) \cdot (181 + 54) - 3039 \cdot 88}{181}$$

$$F_{Fy} = 17182 \text{ N}$$

**BOD F - SLOŽKA SÍLY V OSE Z**

$$\sum M_{Ey} = 0: F_{T_{VL1}} \cdot \sin(\varphi_1) \cdot (b_4 + c_4) + F_{t_{VL1}} \cdot \cos(\varphi_2) \cdot (b_4 + c_4) - F_{Fz} \cdot (b_4) = 0 \quad (57)$$

$$F_{Fz} = \frac{F_{T_{VL1}} \cdot \sin(\varphi_1) \cdot (b_4 + c_4) + F_{t_{VL1}} \cdot \cos(\varphi_2) \cdot (b_4 + c_4)}{b_4}$$

$$F_{Fz} = \frac{15713 \cdot \sin(9^\circ) \cdot (181 + 54) + 2294 \cdot \cos(30^\circ) \cdot (181 + 54)}{181}$$

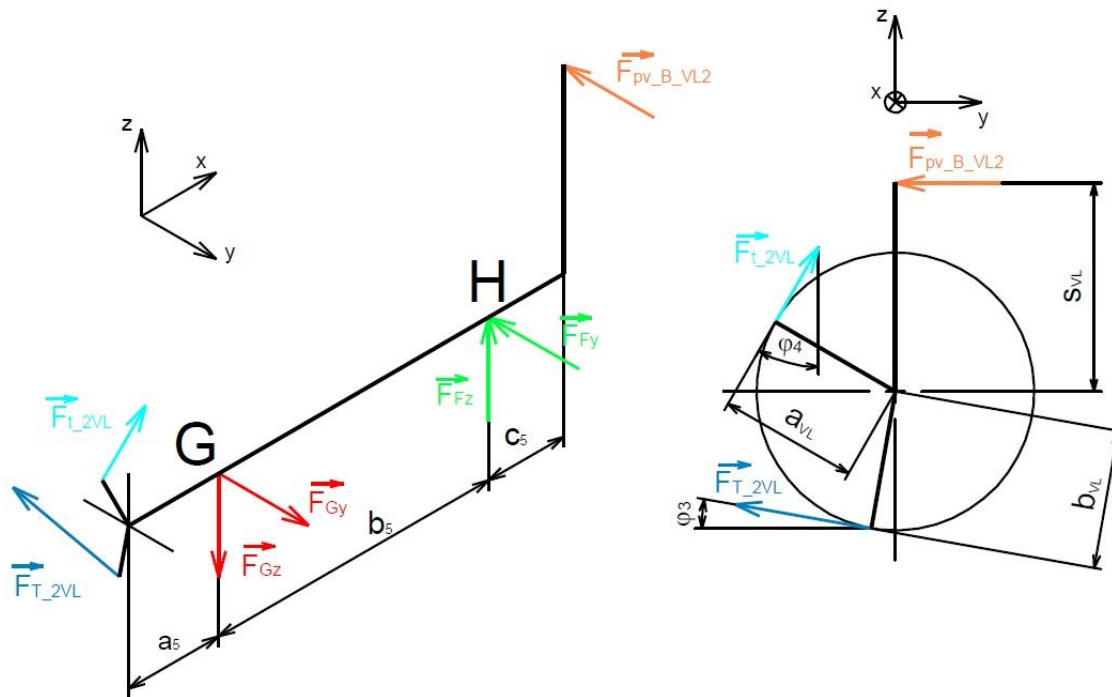
$$F_{Fz} = 5925 \text{ N}$$

Tab. 7 Vzdálenosti a síly v uložení osy brzdy VL1

Zadní osa brzdy vratného lana				
Vzdálenosti středů částí	a <sub>4</sub>	b <sub>4</sub>	c <sub>4</sub>	
[mm]	88	181	54	
Reakční síla	F <sub>Ey</sub>	F <sub>Ez</sub>	F <sub>Fy</sub>	F <sub>Fz</sub>
[N]	229	1361	17182	5925

**3.4.5 ULOŽENÍ PŘEDNÍ OSY BRZDY VRATNÉHO LANA (BRZDA VL2)**

Na Obr. 30 je zjednodušené schéma uvolnění osy brzdy vratného lana (brzda blíže k traktoru). Vypočtené hodnoty a používané vzdálenosti jsou uvedeny v Tab. 8. Ovládací síla přední brzdy vratného lana je stejná jako u zadní brzdy vratného lana vypočtená v předchozí podkapitole 3.4.4.



Obr. 30 Schéma uvolnění osy brzdy VL2

**BOD G - SLOŽKA SÍLY V OSE Y**

$$\sum M_{Hz} = 0: -F_{T\_VL2} \cdot \cos(\varphi_3) \cdot (a_5 + b_5) + F_{t\_VL2} \cdot \sin(\varphi_4) \cdot (a_5 + b_5) + F_{PV\_B\_VL2} \cdot c_5 + F_{Gy} \cdot b_5 = 0 \quad (58)$$

$$F_{Gy} = \frac{F_{T\_VL2} \cdot \cos(\varphi_3) \cdot (a_5 + b_5) - F_{t\_VL2} \cdot \sin(\varphi_4) \cdot (a_5 + b_5) - F_{PV\_B\_VL2} \cdot c_5}{b_5}$$

$$F_{Gy} = \frac{15713 \cdot \cos(9^\circ) \cdot (54 + 123,5) - 2294 \cdot \sin(30^\circ) \cdot (54 + 123,5) - 3039 \cdot 57,8}{123,5}$$

$$F_{Gy} = 19233 \text{ N}$$

**BOD G - SLOŽKA SÍLY V OSE Z**

$$\sum M_{Hy} = 0: -F_{T\_VL2} \cdot \sin(\varphi_3) \cdot (a_5 + b_5) - F_{t\_VL2} \cdot \cos(\varphi_4) \cdot (a_5 + b_5) + F_{Gz} \cdot b_5 = 0 \quad (59)$$

$$F_{Gz} = \frac{F_{T\_VL2} \cdot \sin(\varphi_3) \cdot (a_5 + b_5) + F_{t\_VL2} \cdot \cos(\varphi_4) \cdot (a_5 + b_5)}{b_5}$$

$$F_{Gz} = \frac{15713 \cdot \sin(9^\circ) \cdot (54 + 123,5) + 2294 \cdot \cos(30^\circ) \cdot (54 + 123,5)}{123,5}$$

$$F_{Gz} = 6558 \text{ N}$$

**BOD H – SLOŽKA SÍLY V OSE Y**

$$\sum M_{Gz} = 0: -F_{T_{VL2}} \cdot \cos(\varphi_3) \cdot a_5 + F_{t_{VL2}} \cdot \sin(\varphi_4) \cdot a_5 + F_{PV\_B\_VL2} \cdot (b_5 + c_5) + F_{Hz} \cdot b_5 = 0 \quad (60)$$

$$F_{Hy} = \frac{F_{T_{VL2}} \cdot \cos(\varphi_3) \cdot a_5 - F_{t_{VL2}} \cdot \sin(\varphi_4) \cdot a_5 - F_{PV\_B\_VL2} \cdot (b_5 + c_5)}{b_5}$$

$$F_{Hy} = \frac{15713 \cdot \cos(9^\circ) \cdot 54 - 2294 \cdot \sin(30^\circ) \cdot 54 - 3039 \cdot (123,5 + 57,8)}{123,5}$$

$$F_{Hy} = 1823 \text{ N}$$

**BOD H - SLOŽKA SÍLY V OSE Z**

$$\sum M_{Gy} = 0: -F_{T_{VL2}} \cdot \sin(\varphi_3) \cdot a_5 - F_{t_{VL2}} \cdot \cos(\varphi_4) \cdot a_5 + F_{Hz} \cdot b_5 = 0 \quad (61)$$

$$F_{Hz} = \frac{F_{T_{VL2}} \cdot \sin(\varphi_3) \cdot a_5 + F_{t_{VL2}} \cdot \cos(\varphi_4) \cdot a_5}{b_5}$$

$$F_{Hz} = \frac{15713 \cdot \sin(9^\circ) \cdot 54 + 2294 \cdot \cos(30^\circ) \cdot 54}{123,5}$$

$$F_{Hz} = 1995 \text{ N}$$

Tab. 8 Vzdálenosti a síly v uložení osy brzdy VL2

Osa přední brzdy vratného lana				
Vzdálenosti středů částí	a <sub>5</sub>	b <sub>5</sub>	c <sub>5</sub>	
[mm]	54	123,5	57,8	
Reakční síla	F <sub>Gy</sub>	F <sub>Gz</sub>	F <sub>Hy</sub>	F <sub>Hx</sub>
[N]	19233	6558	1823	1995

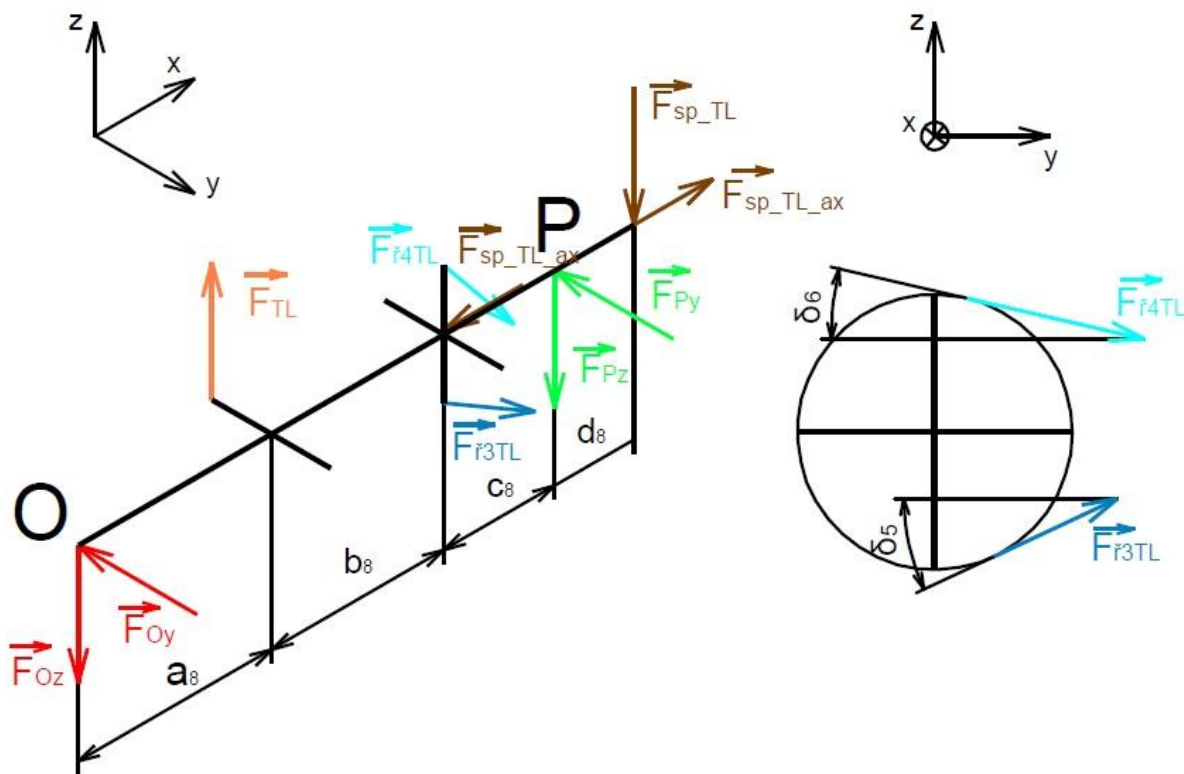
**3.4.6 ULOŽENÍ NOSNÉ HŘÍDELE TAŽNÉHO LANNA – POHON TAŽNÉHO LANNA**

Na Obr. 31 je znázorněno zjednodušené schéma uvolnění uložení nosné hřídele tažného lana. Následující ukázkový výpočet je proveden pro stav lana u zadního čela (čelo vzdálenější od traktoru) výsledné hodnoty obou dvou variant a používané vzdálenosti jsou uvedeny v Tab. 9.

**AXIÁLNÍ SÍLA**

Vzhledem k provedení dochází stejně jako u hřídele vratného lana na nosné hřídeli tažného lana k vyrovnání silového působení v ose x. Do rámu se axiální síla vlivem sepnutí spojky pohonu tažného lana nepřenáší.

$$\sum F_x = 0: F_{ps_{TL_{ax}}} - F_{ps_{TL_{ax}}} = 0 \quad (62)$$



Obr. 31 Schéma uvolnění hřídele tažného lana - pohon

**BOD O – SLOŽKA SÍLY V OSE Y**

$$\sum M_{Pz} = 0: F_{F3TL} \cdot \cos(\delta_7) \cdot c_8 + F_{F4TL} \cdot \cos(\delta_8) \cdot c_8 - F_{Oy} \cdot (a_8 + b_8 + c_8) = 0 \quad (63)$$

$$F_{Oy} = \frac{F_{F3TL} \cdot \cos(\delta_7) \cdot c_8 + F_{F4TL} \cdot \cos(\delta_8) \cdot c_8}{(a_8 + b_8 + c_8)}$$

$$F_{Oy} = \frac{21926 \cdot \cos(25^\circ) \cdot 85,5 + 7 \cdot \cos(13^\circ) \cdot 85,5}{(196 + 638 + 85,5)}$$

$$F_{Oy} = 1847 \text{ N}$$

Kde:  $\delta_7 = 25 \text{ [}^\circ\text{]}$  úhel mezi řetězem pohonu TL a rovinou XY na napnuté části

$\delta_8 = 13 \text{ [}^\circ\text{]}$  úhel mezi řetězem pohonu TL a rovinou XY na ochablé části

**BOD O – SLOŽKA SÍLY V OSE Z**

$$\sum M_{Py} = 0: -F_{TL} \cdot (b_8 + c_8) - F_{F3TL} \cdot \sin(\delta_7) \cdot c_8 + F_{F4TL} \cdot \sin(\delta_8) \cdot c_8 - F_{ps\_TL} \cdot d_8 + F_{Oz} \cdot (a_8 + b_8 + c_8) = 0 \quad (64)$$

$$F_{Oz} = \frac{F_{TL} \cdot (b_8 + c_8) + F_{F3TL} \cdot \sin(\delta_7) \cdot c_8 - F_{F4TL} \cdot \sin(\delta_8) \cdot c_8 + F_{ps\_TL} \cdot d_8}{(a_8 + b_8 + c_8)}$$



$$F_{Oz} = \frac{28000 \cdot (638,5 + 85,5) + 21926 \cdot \sin(25^\circ) \cdot 85,5 - 7 \cdot \sin(13^\circ) \cdot 85,5 + 5166 \cdot 50}{(196 + 638,5 + 85,5)}$$

$$F_{Oz} = 23177 \text{ N}$$

**BOD O – CELKOVÁ SÍLA**

$$F_O = \sqrt{F_{Oy}^2 + F_{Oz}^2} \quad (65)$$

$$F_O = \sqrt{1847^2 + 23177^2}$$

$$F_O = 23250 \text{ N}$$

**BOD P – SLOŽKA SÍLY V OSE Y**

$$\sum M_{Oz} = 0: -F_{\check{r}3TL} \cdot \cos(\delta_7) \cdot (a_8 + b_8) - F_{\check{r}4TL} \cdot \cos(\delta_8) \cdot (a_8 + b_8) + F_{Py} \cdot (a_8 + b_8 + c_8) = 0 \quad (66)$$

$$F_{Py} = \frac{F_{\check{r}3TL} \cdot \cos(\delta_7) \cdot (a_8 + b_8) + F_{\check{r}4TL} \cdot \cos(\delta_8) \cdot (a_8 + b_8)}{(a_8 + b_8 + c_8)}$$

$$F_{Py} = \frac{21926 \cdot \cos(25^\circ) \cdot (196 + 638,5) + 7 \cdot \cos(13^\circ) \cdot (196 + 638,5)}{(196 + 638,5 + 85,5)}$$

$$F_{Py} = 18031 \text{ N}$$

**BOD P – SLOŽKA SÍLY V OSE Z**

$$\sum M_{Oy} = 0: F_{TL} \cdot a_8 + F_{\check{r}3TL} \cdot \sin(\delta_7) \cdot (a_8 + b_8) - F_{\check{r}4TL} \cdot \sin(\delta_8) \cdot (a_8 + b_8) - F_{ps\_TL} \cdot (a_8 + b_8 + c_8 + d_8) - F_{Pz} \cdot (a_8 + b_8 + c_8) = 0 \quad (67)$$

$$F_{Pz} = \frac{F_{TL} \cdot a_8 + F_{\check{r}3TL} \cdot \sin(\delta_7) \cdot (a_8 + b_8) - F_{\check{r}4TL} \cdot \sin(\delta_8) \cdot (a_8 + b_8) - F_{ps\_TL} \cdot (a_8 + b_8 + c_8 + d_8)}{(a_8 + b_8 + c_8)}$$

$$F_{Pz} = \frac{28000 \cdot 196 + 21926 \cdot \sin(25^\circ) \cdot (196 + 638,5) - 7 \cdot \sin(13^\circ) \cdot (196 + 638,5) - 5166 \cdot (196 + 638,5 + 85,5 + 50)}{(196 + 638,5 + 85,5)}$$

$$F_{Pz} = 8922 \text{ N}$$

**BOD P – CELKOVÁ SÍLA**

$$F_P = \sqrt{F_{Py}^2 + F_{Pz}^2} \quad (68)$$

$$F_P = \sqrt{18031^2 + 8922^2}$$

$$F_P = 20118 \text{ N}$$

Tab. 9 Vzdálenosti a síly variant v uložení hřídele TL - pohon

Tažné lano u předního čela bubnu – pohon tažného lana						
Vzdálenosti středů částí	a <sub>g</sub>		b <sub>g</sub>		c <sub>g</sub>	
[mm]	416		418,5		85,5	
Reakční síla	F <sub>Oy</sub>	F <sub>Oz</sub>	F <sub>O</sub>	F <sub>Py</sub>	F <sub>Pz</sub>	F <sub>P</sub>
[N]	1847	16481	16584	18031	15618	23855
Tažné lano u zadního čela bubnu – pohon tažného lana						
Vzdálenosti středů částí	a <sub>g</sub>		b <sub>g</sub>		c <sub>g</sub>	
[mm]	196		638,5		85,5	
Reakční síla	F <sub>Oy</sub>	F <sub>Oz</sub>	F <sub>O</sub>	F <sub>Py</sub>	F <sub>Pz</sub>	F <sub>P</sub>
[N]	1847	23177	23250	18031	8922	20118

### 3.4.7 ULOŽENÍ PŘEDLOHOVÉ HŘÍDELE – Pohon tažného lana pomalou spojkou

Při vyklizování a přibližování dříví při umístění pohonné stanice lanového dopravního zařízení pod kopem pomocí tažného lana je buben poháněn prostřednictvím pomalé spojky tažného lana. Točivý moment přiváděný na vstupní hřídel zařízení je přenášán prostřednictvím ozubeného soukolí s čelními zuby na předlohovou hřídel. Z předlohové hřídele je dále přenášán na spojku a buben přes řetězový převod. Pro výpočet reakčních sil v uložení je nutné znát tečnou a radiální složku sil v ozubení. Vstupní hodnotou je maximální síla v laně a síly v řetězu vypočtené v podkapitole 3.3.7. Na Obr. 32 je znázorněno zjednodušené schéma uložení vstupní hřídele spolu s předlohovou hřídelí pohonu tažného lana. Vzdálenosti částí a výsledné reakční síly jsou v Tab. 10.

#### TEČNÁ SÍLA OZUBENÉHO SOUKOLÍ

$$F_{t2k} = \frac{F_{o\_TL} \cdot \frac{d_{r\_TL\_p}}{2}}{\frac{d_{2k}}{2}} \quad (69)$$

$$F_{t2k} = \frac{21919 \cdot \frac{135,232}{2}}{\frac{295}{2}}$$

$$F_{t2k} = 10048 \text{ N}$$

Kde:  $d_{r\_TL\_p}$  [mm] průměr roztečné kružnice hnacího řetězového kola pomalé spojky TL

$d_{2k}$  [mm] průměr roztečné kružnice hnaného ozubeného kola

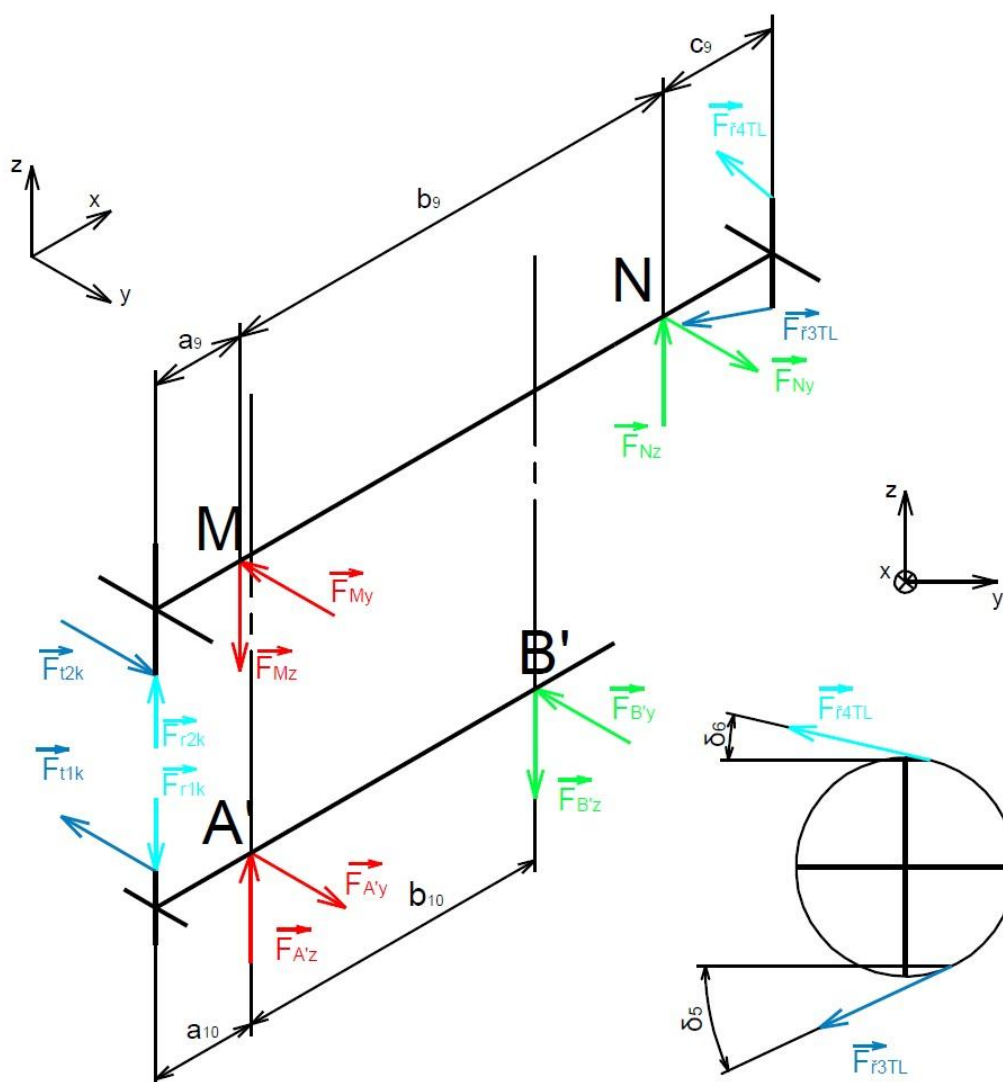
#### RADIÁLNÍ SÍLA OZUBENÉHO SOUKOLÍ

$$F_{r2k} = F_{t2k} \cdot \tan(\alpha_z) \quad (70)$$

$$F_{r2k} = 10048 \cdot \tan(20^\circ)$$

$$F_{r2k} = 3657 \text{ N}$$

Kde:  $\alpha_z$  [°] úhel záběru ozubeného soukolí



Obr. 32 Schéma uvolnění vstupní a předlokové hřídele při pohonu TL pomalou spojkou

#### BOD M – SLOŽKA SÍLY V OSE Y

$$\sum M_{Nz} = 0: F_{t2k} \cdot (a_9 + b_9) + F_{r3TL} \cdot \cos(\delta_5) \cdot c_9 + F_{f4TL} \cdot \cos(\delta_6) \cdot c_9 - F_{My} \cdot b_9 = 0 \quad (71)$$

$$F_{My} = \frac{F_{t2k} \cdot (a_9 + b_9) + F_{r3TL} \cdot \cos(\delta_5) \cdot c_9 + F_{f4TL} \cdot \cos(\delta_6) \cdot c_9}{b_9}$$

$$F_{My} = \frac{10048 \cdot (62,5 + 575) + 21926 \cdot \cos(25^\circ) \cdot 72,5 + 7 \cdot \cos(13^\circ) \cdot 72,5}{575}$$

$$F_{My} = 13647 \text{ N}$$

Kde:  $\delta_5 = 25$  [°] úhel mezi řetězem pohonu TL a rovinou XY na napnuté části

$\delta_6 = 13 \text{ [}^\circ\text{]}$  úhel mezi řetězem pohonu TL a rovinou XY na ochablé části

### BOD M – SLOŽKA SÍLY V OSE Z

$$\sum M_{Ny} = 0: -F_{r2k} \cdot (a_9 + b_9) + F_{\check{r}3TL} \cdot \sin(\delta_5) \cdot c_9 - F_{\check{r}4TL} \cdot \sin(\delta_6) \cdot c_9 + F_{Mz} \cdot b_9 = 0 \quad (72)$$

$$F_{Mz} = \frac{F_{r2k} \cdot (a_9 + b_9) + F_{\check{r}3TL} \cdot \sin(\delta_5) \cdot c_9 - F_{\check{r}4TL} \cdot \sin(\delta_6) \cdot c_9}{b_9}$$

$$F_{Mz} = \frac{3657 \cdot (62,5 + 575) + 21926 \cdot \sin(25^\circ) \cdot 72,5 - 7 \cdot \sin(13^\circ) \cdot 72,5}{575}$$

$$F_{Mz} = 5223 \text{ N}$$

### BOD N – SLOŽKA SÍLY V OSE Y

$$\sum M_{Mz} = 0: F_{t2k} \cdot a_9 + F_{\check{r}3TL} \cdot \cos(\delta_5) \cdot (b_9 + c_9) + F_{\check{r}4TL} \cdot \cos(\delta_6) \cdot (b_9 + c_9) - F_{Ny} \cdot b_9 = 0 \quad (73)$$

$$F_{Ny} = \frac{F_{t2k} \cdot a_9 + F_{\check{r}3TL} \cdot \cos(\delta_5) \cdot (b_9 + c_9) + F_{\check{r}4TL} \cdot \cos(\delta_6) \cdot (b_9 + c_9)}{b_9}$$

$$F_{Ny} = \frac{10048 \cdot 62,5 + 21926 \cdot \cos(25^\circ) \cdot (575 + 72,5) + 7 \cdot \cos(13^\circ) \cdot (575 + 72,5)}{575}$$

$$F_{Ny} = 23477 \text{ N}$$

### BOD N – SLOŽKA SÍLY V OSE Z

$$\sum M_{My} = 0: -F_{r2k} \cdot a_9 - F_{\check{r}3TL} \cdot \sin(\delta_5) \cdot (b_9 + c_9) + F_{\check{r}4TL} \cdot \sin(\delta_6) \cdot (b_9 + c_9) + F_{Nz} \cdot b_9 = 0 \quad (74)$$

$$F_{Nz} = \frac{F_{r2k} \cdot a_9 + F_{\check{r}3TL} \cdot \sin(\delta_5) \cdot (b_9 + c_9) - F_{\check{r}4TL} \cdot \sin(\delta_6) \cdot (b_9 + c_9)}{b_9}$$

$$F_{Nz} = \frac{3657 \cdot 62,5 + 21926 \cdot \sin(25^\circ) \cdot (575 + 72,5) - 7 \cdot \sin(13^\circ) \cdot (575 + 72,5)}{575}$$

$$F_{Nz} = 10830 \text{ N}$$

Tab. 10 Vzdálenosti a síly variant v uložení předlohové hřídele TL

Předlohová hřídel - pohon tažného lana pomalou spojkou				
Vzdálenosti středů částí	a <sub>9</sub>		b <sub>9</sub>	c <sub>9</sub>
[mm]	62,5		575	72,5
Reakční síla	F <sub>My</sub>	F <sub>Mz</sub>	F <sub>Ny</sub>	F <sub>Nz</sub>
[N]	13647	5223	23477	10830

**3.4.8 ULOŽENÍ VSTUPNÍ HŘÍDELE – POHON TL POMALOU SPOJKOU**

Schéma uvolnění vstupní hřídele při pohonu bubnu tažného lana prostřednictvím pomalé spojky je společné s uložením předlohové hřídele na *Obr. 32*. Výsledné hodnoty jsou uvedeny v *Tab. 11*.

**BOD A' – SLOŽKA SÍLY V OSE Y**

$$\sum M_{Bz} = 0: -F_{t1k} \cdot (a_{10} + b_{10}) + F_{Ay} \cdot b_{10} = 0 \quad (75)$$

$$F_{Ay} = \frac{F_{t1k} \cdot (a_{10} + b_{10})}{b_{10}}$$

$$F_{Ay} = \frac{10048 \cdot (63,5 + 249)}{249}$$

$$F_{Ay} = 12610 \text{ N}$$

Kde:  $F_{t1k} = F_{t2k}$  [N] tečná síla v ozubení na hnacím kole (pastorku)

**BOD A' – SLOŽKA SÍLY V OSE Z**

$$\sum M_{By} = 0: F_{r1k} \cdot (a_{10} + b_{10}) - F_{Az} \cdot b_{10} = 0 \quad (76)$$

$$F_{Az} = \frac{F_{r1k} \cdot (a_{10} + b_{10})}{b_{10}}$$

$$F_{Az} = \frac{3657 \cdot (63,5 + 249)}{249}$$

$$F_{Az} = 4590 \text{ N}$$

Kde:  $F_{r1k} = F_{r2k}$  [N] radiální síla v ozubení na hnacím kole (pastorku)

**BOD B' – SLOŽKA SÍLY V OSE Y**

$$\sum M_{Az} = 0: -F_{t1k} \cdot a_{10} + F_{By} \cdot b_{10} = 0 \quad (77)$$

$$F_{By} = \frac{F_{t1k} \cdot a_{10}}{b_{10}}$$

$$F_{By} = \frac{10048 \cdot 63,5}{249}$$

$$F_{By} = 2562 \text{ N}$$

**BOD B' – SLOŽKA SÍLY V OSE Z**

$$\sum M_{Ay} = 0: F_{r1k} \cdot a_{10} - F_{Bz} \cdot b_{10} = 0 \quad (78)$$

$$F_{Bz} = \frac{F_{r1k} \cdot a_{10}}{b_{10}}$$

$$F_{Bz} = \frac{3657 \cdot 63,5}{249}$$

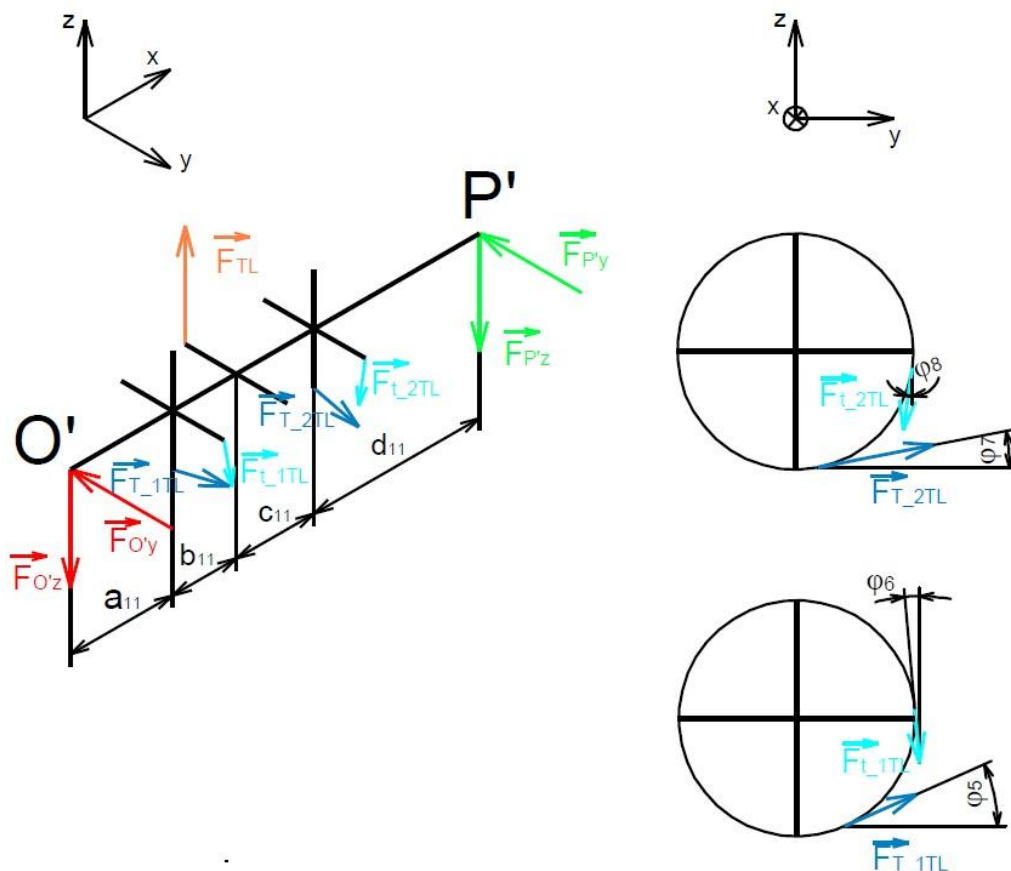
$$F_{Bz} = 933 \text{ N}$$

Tab. 11 Vzdálenosti a síly v uložení vstupní hřídele při pohonu TL

Vstupní hřídel – pohon tažného lana pomalou spojkou				
Vzdálenosti středů částí	a <sub>10</sub>		b <sub>10</sub>	
[mm]	63,5		249	
Reakční síla	F <sub>A'y</sub>	F <sub>A'z</sub>	F <sub>B'y</sub>	F <sub>B'z</sub>
[N]	12610	4590	2562	933

### 3.4.9 ULOŽENÍ NOSNÉ HŘÍDELE TAŽNÉHO LANA – BRZDĚNÍ TAŽNÉHO LANA

Na Obr. 33 je zjednodušené schéma uvolnění nosné hřídele tažného lana pro sestavení momentových rovnic při brzdění. Níže uvedený výpočet je znázorněn pro variantu lano u zadního čela bubnu. Vzdálenosti středů částí a vypočtené složky sil v jednotlivých bodech jsou uvedeny v Tab. 12.



Obr. 33 Uvolnění nosné hřídele bubnu tažného lana - brzdění

**BOD O' – SLOŽKA SÍLY V OSE Y**

$$\sum M_{P'z} = 0: F_{T_{TL1}} \cdot \cos(\varphi_5) \cdot (b_{11} + c_{11} + d_{11}) + F_{T_{TL2}} \cdot \cos(\varphi_7) \cdot d_{11} + F_{t_{TL1}} \cdot \sin(\varphi_6) \cdot (b_3 + c_3 + d_3) - F_{t_{TL2}} \cdot \sin(\varphi_8) \cdot d_{11} - F_{O'y} \cdot (a_{11} + b_{11} + c_{11} + d_{11}) = 0 \quad (79)$$

$$F_{O'y} = \frac{F_{T_{TL1}} \cdot \cos(\varphi_5) \cdot (b_{11} + c_{11} + d_{11}) + F_{T_{TL2}} \cdot \cos(\varphi_7) \cdot d_{11} + F_{t_{TL1}} \cdot \sin(\varphi_6) \cdot (b_3 + c_3 + d_3) - F_{t_{TL2}} \cdot \sin(\varphi_8) \cdot d_{11}}{(a_{11} + b_{11} + c_{11} + d_{11})}$$

$$F_{O'y} = \frac{13368 \cdot \cos(21^\circ) \cdot (43 + 571 + 153) + 13368 \cdot \cos(11^\circ) \cdot 153 + 1968 \cdot \sin(3^\circ) \cdot (43 + 571 + 153) - 1968 \cdot \sin(8^\circ) \cdot 153}{(153 + 43 + 571 + 153)}$$

$$F_{O'y} = 12585 \text{ N}$$

Kde:  $\varphi_5 = 21$  [°] odklon zadního pásu brzdy TL na straně nabíhající od roviny XY

$\varphi_6 = 3$  [°] odklon zadního pásu brzdy TL na straně sbíhající od roviny XZ

$\varphi_7 = 11$  [°] odklon předního pásu brzdy TL na straně nabíhající od roviny XY

$\varphi_8 = 8$  [°] odklon zadního pásu brzdy TL na straně sbíhající od roviny XY

**BOD O' – SLOŽKA SÍLY V OSE Z**

$$\sum M_{P'y} = 0: -F_{TL} \cdot (c_{11} + d_{11}) - F_{T_{TL1}} \cdot \sin(\varphi_5) \cdot (b_{11} + c_{11} + d_{11}) - F_{T_{TL2}} \cdot \sin(\varphi_7) \cdot d_{11} + F_{t_{TL1}} \cdot \cos(\varphi_6) \cdot (b_3 + c_3 + d_3) + F_{t_{TL2}} \cdot \cos(\varphi_8) \cdot d_{11} + F_{O'z} \cdot (a_{11} + b_{11} + c_{11} + d_{11}) = 0 \quad (80)$$

$$F_{O'z} = \frac{F_{TL} \cdot (c_{11} + d_{11}) + F_{T_{TL1}} \cdot \sin(\varphi_5) \cdot (b_{11} + c_{11} + d_{11}) + F_{T_{TL2}} \cdot \sin(\varphi_7) \cdot d_{11} - F_{t_{TL1}} \cdot \cos(\varphi_6) \cdot (b_3 + c_3 + d_3) - F_{t_{TL2}} \cdot \cos(\varphi_8) \cdot d_{11}}{(a_{11} + b_{11} + c_{11} + d_{11})}$$

$$F_{O'z} = \frac{28000 \cdot (571 + 153) + 13368 \cdot \sin(21^\circ) \cdot (43 + 571 + 153) + 13368 \cdot \sin(11^\circ) \cdot 153 - 1968 \cdot \cos(3^\circ) \cdot (43 + 571 + 153) - 1968 \cdot \cos(8^\circ) \cdot 153}{(153 + 43 + 571 + 153)}$$

$$F_{O'z} = 24559 \text{ N}$$

**BOD O' – CELKOVÁ SÍLA**

$$F_{O'} = \sqrt{F_{O'y}^2 + F_{O'z}^2} \quad (81)$$

$$F_{O'} = \sqrt{12585^2 + 24559^2}$$

$$F_{O'} = 27596 \text{ N}$$

**BOD P' – SLOŽKA SÍLY V OSE Y**

$$\sum M_{O'z} = 0: -F_{T_{TL1}} \cdot \cos(\varphi_5) \cdot a_{11} - F_{T_{TL2}} \cdot \cos(\varphi_7) \cdot (a_{11} + b_{11} + c_{11}) - F_{t_{TL1}} \cdot \sin(\varphi_6) \cdot a_{11} + F_{t_{TL2}} \cdot \sin(\varphi_8) \cdot (a_{11} + b_{11} + c_{11}) + F_{P'y} \cdot (a_{11} + b_{11} + c_{11} + d_{11}) = 0 \quad (82)$$

$$F_{P'y} = \frac{F_{T_{TL1}} \cdot \cos(\varphi_5) \cdot a_{11} + F_{T_{TL2}} \cdot \cos(\varphi_7) \cdot (a_{11} + b_{11} + c_{11}) + F_{t_{TL1}} \cdot \sin(\varphi_6) \cdot a_{11} - F_{t_{TL2}} \cdot \sin(\varphi_8) \cdot (a_{11} + b_{11} + c_{11})}{(a_{11} + b_{11} + c_{11} + d_{11})}$$

$$F_{P'y} = \frac{13368 \cdot \cos(5^\circ) \cdot 153 + 13368 \cdot \cos(11^\circ) \cdot (153 + 43 + 571) + 1968 \cdot \sin(3^\circ) \cdot 153 - 1968 \cdot \sin(8^\circ) \cdot (153 + 43 + 571)}{(153 + 43 + 571 + 153)}$$

$$F_{P'y} = 12799 \text{ N}$$

**BOD P' – SLOŽKA SÍLY V OSE Z**

$$\sum M_{O'y} = 0: F_{TL} \cdot (a_{11} + b_{11}) + F_{T_{TL1}} \cdot \sin(\varphi_5) \cdot a_{11} + F_{T_{TL2}} \cdot \sin(\varphi_7) \cdot (a_{11} + b_{11} + c_{11}) - F_{t_{TL1}} \cdot \cos(\varphi_6) \cdot a_{11} - F_{t_{TL2}} \cdot \cos(\varphi_8) \cdot (a_{11} + b_{11} + c_{11}) - F_{P'z} \cdot (a_{11} + b_{11} + c_{11} + d_{11}) = 0 \quad (83)$$

$$F_{P'z} = \frac{F_{TL} \cdot (a_{11} + b_{11}) + F_{T_{TL1}} \cdot \sin(\varphi_5) \cdot a_{11} + F_{T_{TL2}} \cdot \sin(\varphi_7) \cdot (a_{11} + b_{11} + c_{11}) - F_{t_{TL1}} \cdot \cos(\varphi_6) \cdot a_{11} - F_{t_{TL2}} \cdot \cos(\varphi_8) \cdot (a_{11} + b_{11} + c_{11})}{(a_{11} + b_{11} + c_{11} + d_{11})}$$

$$F_{P'z} = \frac{28000 \cdot (153 + 43) + 13368 \cdot \sin(21^\circ) \cdot 153 + 13368 \cdot \sin(11^\circ) \cdot (153 + 43 + 571) - 1968 \cdot \cos(3^\circ) \cdot 153 - 1968 \cdot \cos(8^\circ) \cdot (153 + 43 + 571)}{(153 + 43 + 571 + 153)}$$

$$F_{P'z} = 6932 \text{ N}$$

**BOD P' – CELKOVÁ SÍLA**

$$F_{P'} = \sqrt{F_{P'y}^2 + F_{P'z}^2} \quad (84)$$

$$F_{P'} = \sqrt{12799^2 + 6932^2}$$

$$F_{P'} = 24556 \text{ N}$$



Tab. 12 Vzdálenosti a síly variant v uložení hřídele TL - brzdění

Tažné lano u předního čela bubnu – brzdění tažného lana							
Vzdálenosti středů částí	a <sub>11</sub>		b <sub>11</sub>		c <sub>11</sub>		d <sub>11</sub>
[mm]	153		263		351		153
Reakční síla	F <sub>O'y</sub>	F <sub>O'z</sub>	F <sub>O'</sub>	F <sub>P'y</sub>	F <sub>P'z</sub>	F <sub>P'</sub>	
[N]	12585	17863	21851	12799	13628	18696	
Tažné lano u zadního čela bubnu – brzdění tažného lana							
Vzdálenosti středů částí	a <sub>11</sub>		b <sub>11</sub>		c <sub>11</sub>		d <sub>11</sub>
[mm]	153		43		571		153
Reakční síla	F <sub>O'y</sub>	F <sub>O'z</sub>	F <sub>O'</sub>	F <sub>P'y</sub>	F <sub>P'z</sub>	F <sub>P'</sub>	
[N]	12585	24559	27596	12799	6932	14556	

### 3.4.10 ULOŽENÍ ZADNÍ OSY BRZDY TAŽNÉHO LANA (BRZDA TL1)

Zjednodušené schéma uvolnění pro sestavení momentových rovnic zadní osy brzdy tažného lana (brzda vzdálenější od traktoru) je znázorněno na *Obr. 34*. Výsledné reakční síly a vzdálenosti středů jednotlivých částí jsou uvedeny v *Tab. 13*.

#### SÍLA NA OVLÁDACÍ PÁČE BRZDY TL

Potřebná ovládací síla jedné brzdy vratného lana se určí z momentové rovnice pro osu x.

$$M_x = 0: -F_{pv\_B\_TL} \cdot s_{TL} + F_{T\_TL} \cdot b_{TL} + F_{t\_TL} \cdot a_{TL} = 0 \quad (85)$$

$$F_{pv\_B\_TL} = \frac{F_{T\_TL} \cdot b_{TL} + F_{t\_TL} \cdot a_{TL}}{s_{TL}}$$

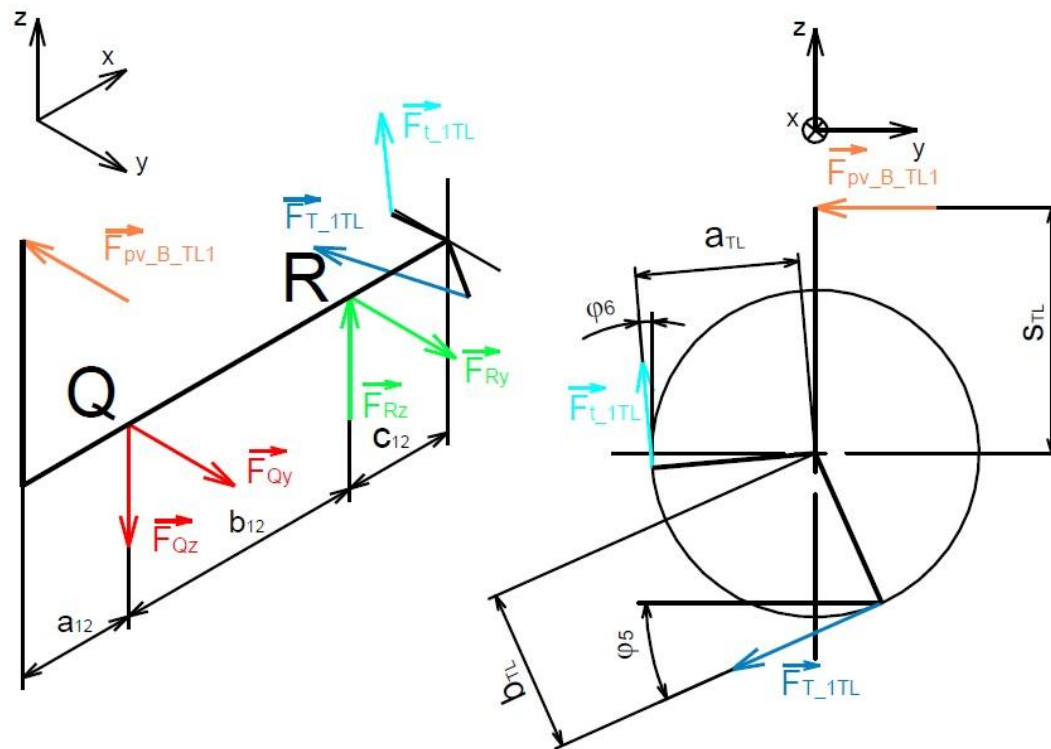
$$F_{pv\_B\_TL} = \frac{13368 \cdot 50 + 21968 \cdot 50}{322,5}$$

$$F_{pv\_B\_TL} = 2378 \text{ N}$$

Kde:  $b_{TL}$  [mm] rameno páky náboje brzdy TL velkého tahu

$a_{TL}$  [mm] rameno páky náboje brzdy TL malého tahu

$s_{TL}$  [mm] rameno páky brzdy TL



Obr. 34 Uvolnění zadní osy brzdy tažného lana (brzda TL1)

**BOD Q – SLOŽKA SÍLY V OSE Y**

$$\sum M_{Rz} = 0: -F_{pv\_B\_TL1} \cdot (a_{12} + b_{12}) + F_{T\_TL1} \cdot \cos(\varphi_5) \cdot c_{12} + F_{t\_TL1} \cdot \sin(\varphi_6) \cdot c_{12} + F_{Qy} \cdot b_{12} = 0 \quad (86)$$

$$F_{Qy} = \frac{F_{pv\_B\_TL1} \cdot (a_{12} + b_{12}) - F_{T\_TL1} \cdot \cos(\varphi_5) \cdot c_{12} - F_{t\_TL1} \cdot \sin(\varphi_6) \cdot c_{12}}{b_{12}}$$

$$F_{Qy} = \frac{2378 \cdot (90 + 191) - 13368 \cdot \cos(21^\circ) \cdot 42 - 1968 \cdot \sin(3^\circ) \cdot 42}{191}$$

$$F_{Qy} = 742 \text{ N}$$

**BOD Q – SLOŽKA SÍLY V OSE Z**

$$\sum M_{Ry} = 0: -F_{T\_TL1} \cdot \sin(\varphi_5) \cdot c_{12} + F_{t\_TL2} \cdot \cos(\varphi_6) \cdot c_{12} - F_{Qz} \cdot b_{12} = 0 \quad (87)$$

$$F_{Qz} = \frac{F_{T\_TL1} \cdot \sin(\varphi_5) \cdot c_{12} - F_{t\_TL2} \cdot \cos(\varphi_6) \cdot c_{12}}{b_{12}}$$

$$F_{Qz} = \frac{13368 \cdot \sin(21^\circ) \cdot 42 - 1968 \cdot \cos(3^\circ) \cdot 42}{191}$$

$$F_{Qz} = 640 \text{ N}$$

**BOD R – SLOŽKA SÍLY V OSE Y**

$$\sum M_{Qz} = 0: -F_{pv\_B\_TL1} \cdot a_{12} + F_{T\_TL1} \cdot \cos(\varphi_5) \cdot (b_{12} + c_{12}) + F_{t\_TL1} \cdot \sin(\varphi_6) \cdot (b_{12} + c_{12}) - F_{Ry} \cdot b_{12} = 0 \quad (88)$$

$$F_{Ry} = \frac{-F_{pv\_B\_TL1} \cdot a_{12} + F_{T\_TL1} \cdot \cos(\varphi_5) \cdot (b_{12} + c_{12}) + F_{t\_TL1} \cdot \sin(\varphi_6) \cdot (b_{12} + c_{12})}{b_{12}}$$

$$F_{Ry} = \frac{-2378 \cdot 90 + 13368 \cdot \cos(21^\circ) \cdot (191 + 42) + 1968 \cdot \sin(3^\circ) \cdot (191 + 42)}{191}$$

$$F_{Ry} = 14167N$$

**BOD R – SLOŽKA SÍLY V OSE Z**

$$\sum M_{Qy} = 0: -F_{T\_TL1} \cdot \sin(\varphi_5) \cdot (b_{12} + c_{12}) + F_{t\_TL1} \cdot \cos(\varphi_6) \cdot (b_{12} + c_{12}) + F_{Rz} \cdot b_{12} = 0 \quad (89)$$

$$F_{Rz} = \frac{F_{T\_TL1} \cdot \sin(\varphi_5) \cdot (b_{12} + c_{12}) - F_{t\_TL1} \cdot \cos(\varphi_6) \cdot (b_{12} + c_{12})}{b_{12}}$$

$$F_{Rz} = \frac{13368 \cdot \sin(21^\circ) \cdot (191 + 42) - 1968 \cdot \cos(3^\circ) \cdot (191 + 42)}{191}$$

$$F_{Rz} = 3552 N$$

Tab. 13 Vzdálenosti a síly v uložení zadní osy brzdy TLI

Zadní osa brzdy tažného lana					
Vzdálenosti středů částí	a <sub>12</sub>		b <sub>12</sub>		c <sub>12</sub>
[mm]	90		191		42
Reakční síla	F <sub>Qy</sub>	F <sub>Qz</sub>	F <sub>Ry</sub>	F <sub>Rz</sub>	
[N]	742	640	14167	3552	

**3.4.11 ULOŽENÍ PŘEDNÍ OSY BRZDY TAŽNÉHO LANÁ (BRZDA TL2)**

Zjednodušené schéma uvolnění pro sestavení momentových rovnic přední osy brzdy tažného lana je znázorněno na Obr. 35. Výsledné reakční síly a vzdálenosti středů jednotlivých částí jsou uvedeny v Tab. 14. Ovládací síla přední brzdy tažného lana je stejná jako u zadní brzdy tažného lana vypočtené v předchozí podkapitole 3.4.10.

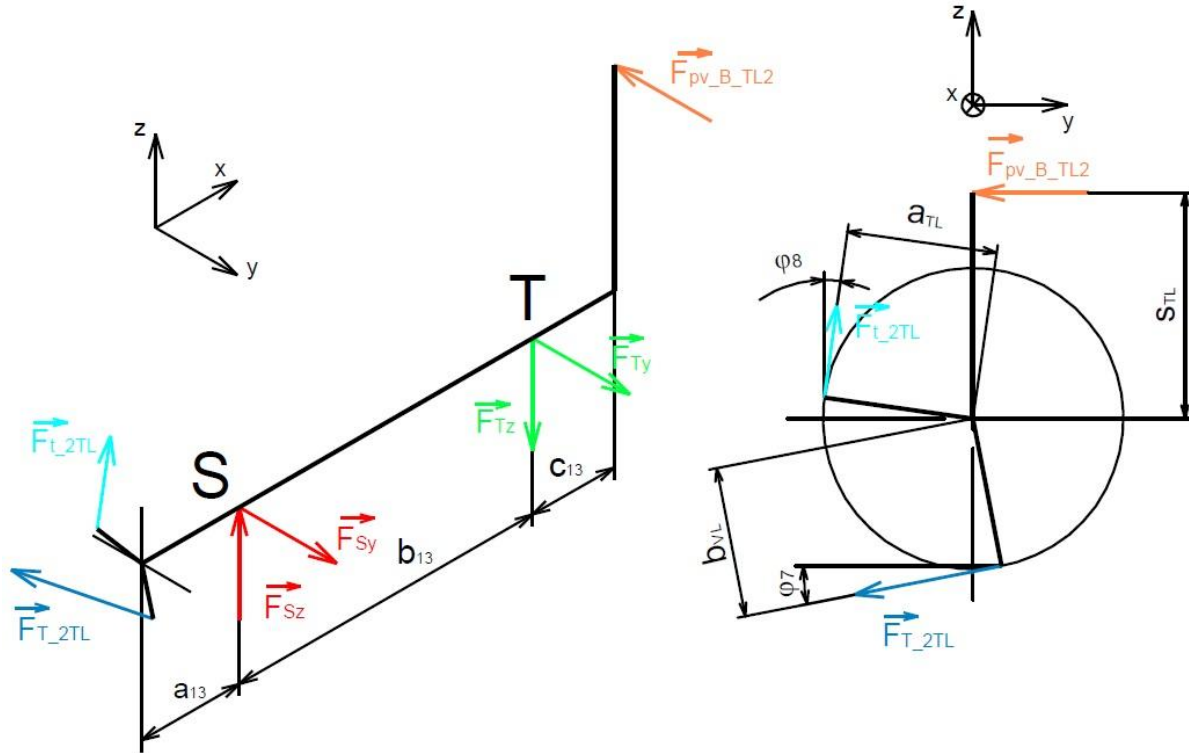
**BOD S – SLOŽKA SÍLY V OSE Y**

$$\sum M_{Tz} = 0: F_{pv\_B\_TL2} \cdot c_{13} - F_{T\_TL2} \cdot \cos(\varphi_7) \cdot (a_{13} + b_{13}) + F_{t\_TL2} \cdot \sin(\varphi_8) \cdot (a_{13} + b_{13}) + F_{Sy} \cdot b_{13} = 0 \quad (90)$$

$$F_{Sy} = \frac{-F_{pv\_B\_TL2} \cdot c_{13} + F_{T\_TL2} \cdot \cos(\varphi_7) \cdot (a_{13} + b_{13}) - F_{t\_TL2} \cdot \sin(\varphi_8) \cdot (a_{13} + b_{13})}{b_{13}}$$

$$F_{Sy} = \frac{1968 \cdot 90 + 13368 \cdot \cos(11^\circ) \cdot (42 + 191) - 1968 \cdot \sin(8^\circ) \cdot (42 + 191)}{191}$$

$$F_{Sy} = 17312 \text{ N}$$



Obr. 35 Uvolnění přední osy brzdy tažného lana (brzda TL2)

### BOD S – SLOŽKA SÍLY V OSE Z

$$\sum M_{Ty} = 0: F_{T_{TL2}} \cdot s \sin(\varphi_7) \cdot (a_{13} + b_{13}) - F_{t_{TL2}} \cdot \cos(\varphi_8) \cdot (a_{13} + b_{13}) + F_{Sz} \cdot b_{13} = 0 \quad (91)$$

$$F_{Sz} = \frac{F_{T_{TL2}} \cdot s \sin(\varphi_7) \cdot (a_{13} + b_{13}) + F_{t_{TL2}} \cdot \cos(\varphi_8) \cdot (a_{13} + b_{13})}{b_{13}}$$

$$F_{Sz} = \frac{13368 \cdot \sin(11^\circ) \cdot (42 + 191) + 1968 \cdot \cos(8^\circ) \cdot (42 + 191)}{191}$$

$$F_{Sz} = 312 \text{ N}$$

### BOD T – SLOŽKA SÍLY V OSE Y

$$\sum M_{Sz} = 0: F_{pv_B_{TL2}} \cdot (b_{13} + c_{13}) - F_{T_{TL2}} \cdot \cos(\varphi_7) \cdot a_{13} + F_{t_{TL2}} \cdot \sin(\varphi_8) \cdot a_{13} - F_{Ty} \cdot b_{13} = 0 \quad (92)$$

$$F_{Ty} = \frac{F_{pv_B_{TL2}} \cdot (b_{13} + c_{13}) - F_{T_{TL2}} \cdot \cos(\varphi_7) \cdot a_{13} + F_{t_{TL2}} \cdot \sin(\varphi_8) \cdot a_{13}}{b_{13}}$$

$$F_{Ty} = \frac{2378 \cdot (191 + 90) - 13368 \cdot \cos(11^\circ) \cdot 42 + 1968 \cdot \sin(8^\circ) \cdot 42}{191}$$

$$F_{Ty} = 175 \text{ N}$$

**BOD T – SLOŽKA SÍLY V OSE Z**

$$\sum M_{Sy} = 0: F_{T_{TL2}} \cdot \sin(\varphi_7) \cdot a_{13} - F_{t_{TL2}} \cdot \cos(\varphi_8) \cdot a_{13} - F_{Tz} \cdot b_{13} = 0 \quad (93)$$

$$F_{Tz} = \frac{F_{T_{TL2}} \cdot \sin(\varphi_7) \cdot a_{13} - F_{t_{TL2}} \cdot \cos(\varphi_8) \cdot a_{13}}{b_{13}}$$

$$F_{Tz} = \frac{13368 \cdot \sin(11^\circ) \cdot 42 - 1968 \cdot \cos(8^\circ) \cdot 42}{191}$$

$$F_{Tz} = 56 \text{ N}$$

Tab. 14 Vzdálenosti a síly v uložení přední osy brzdy TL2

Přední osa brzdy tažného lana					
Vzdálenosti středů částí	a <sub>13</sub>		b <sub>13</sub>		c <sub>13</sub>
[mm]	42		191		90
Reakční síla	F <sub>Sy</sub>	F <sub>Sz</sub>	F <sub>Ty</sub>	F <sub>Tz</sub>	
[N]	17312	312	175	56	

**ULOŽENÍ HŘÍDELE BUBNU NOSNÉHO LANA – ZABRZDĚNO**

Stejně jako u bubnů vratného a tažného lana dochází i u bubnu nosného lana k měnícímu se místu působení síly na buben nosným lanem. Pro výpočet jsou vybrány dvě varianty. První varianta uvažuje lano u předního čela bubnu nosného lana, to je čelo blíže k traktoru. Druhá varianta uvažuje lano u zadního čela bubnu nosného lana. Na Obr. 36 je schéma uvolnění hřídele nosného lana. Výpočet je znázorněn pro variantu lano u předního čela. Mezní hodnoty proměnných vzdáleností a<sub>6</sub>, b<sub>6</sub>, c<sub>6</sub> a také výsledky obou variant jsou uvedeny v Tab. 15.

**BOD I – SLOŽKA SÍLY V OSE Y**

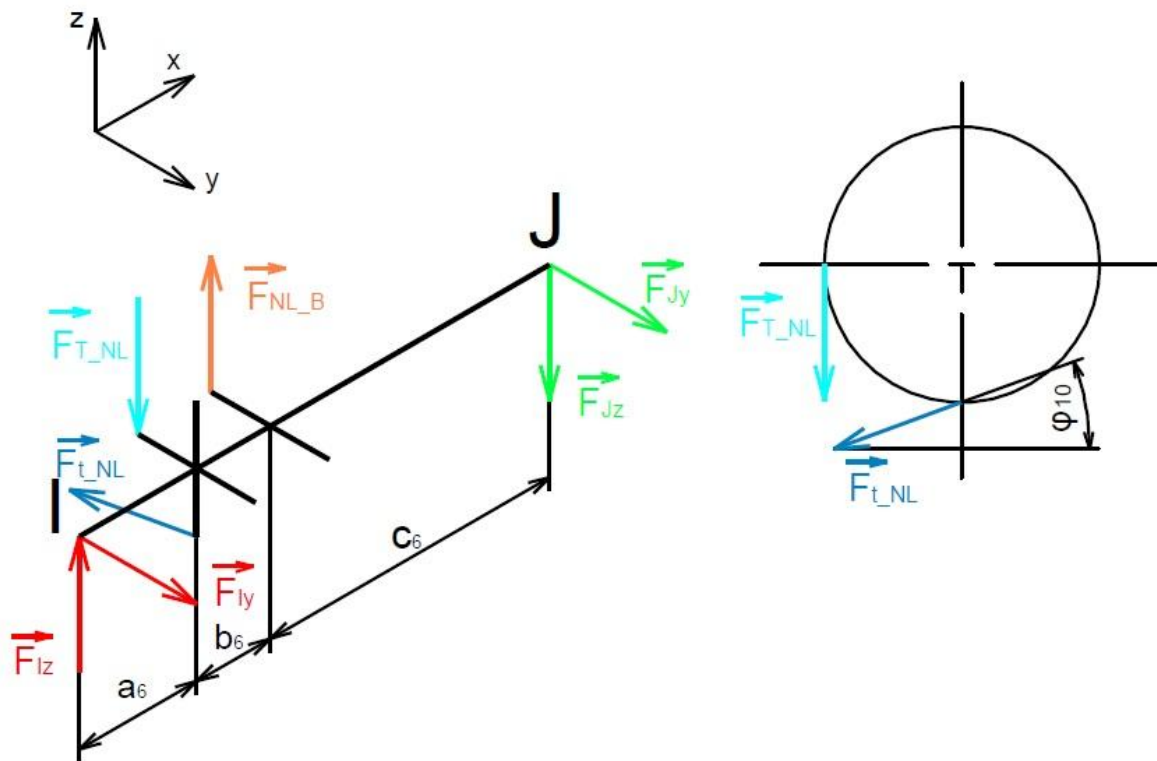
$$\sum M_{Jz} = 0: -F_{t_{NL}} \cdot \cos(\varphi_{10}) \cdot (b_6 + c_6) + F_{Iy} \cdot (a_6 + b_6 + c_6) = 0 \quad (94)$$

$$F_{Iy} = \frac{F_{t_{NL}} \cdot \cos(\varphi_{10}) \cdot (b_6 + c_6)}{(a_6 + b_6 + c_6)}$$

$$F_{Iy} = \frac{11496 \cdot \cos(1,3^\circ) \cdot (311 + 436)}{(173 + 311 + 436)}$$

$$F_{Iy} = 9332 \text{ N}$$

Kde:  $\varphi_{10} = 1,3$  [°] odklon pásu brzdy NL na straně sbíhající od roviny XY



Obr. 36 Schéma uvolnění hřídele nosného lana

**BOD I – SLOŽKA SÍLY V OSE Z**

$$\sum M_{Jy} = 0: F_{T\_NL} \cdot (b_6 + c_6) - F_{NL\_B} \cdot c_6 + F_{t\_NL} \cdot \sin(\varphi_{10}) \cdot (b_6 + c_6) - F_{Iz} \cdot (a_6 + b_6 + c_6) = 0 \quad (95)$$

$$F_{Iz} = \frac{F_{T\_NL} \cdot (b_6 + c_6) + F_{t\_NL} \cdot \sin(\varphi_{10}) \cdot (b_6 + c_6) - F_{NL\_B} \cdot c_6}{(a_6 + b_6 + c_6)}$$

$$F_{Iz} = \frac{68310 \cdot (311 + 436) + 11496 \cdot \sin(1,3^\circ) \cdot (311 + 436) - 93000 \cdot 436}{(173 + 311 + 436)}$$

$$F_{Iz} = 11603 \text{ N}$$

**BOD J – SLOŽKA SÍLY V OSE Y**

$$\sum M_{Iz} = 0: -F_{t\_NL} \cdot \cos(\varphi_{10}) \cdot a_6 + F_{Jy} \cdot (a_6 + b_6 + c_6) = 0 \quad (96)$$

$$F_{Jy} = \frac{F_{t\_NL} \cdot \cos(\varphi_{10}) \cdot a_6}{(a_6 + b_6 + c_6)}$$

$$F_{Jy} = \frac{11496 \cdot \cos(1,3^\circ) \cdot 173}{(173 + 311 + 436)}$$

$$F_{Jy} = 2161 \text{ N}$$

**BOD J – SLOŽKA SÍLY V OSE Z**

$$\sum M_{Iy} = 0: F_{T_{NL}} \cdot a_6 - F_{NL_B} \cdot (a_6 + b_6) + F_{t_{NL}} \cdot \sin(\varphi_{10}) \cdot a_6 + F_{Jz} \cdot (a_6 + b_6 + c_6) = 0 \quad (97)$$

$$F_{Jz} = \frac{-F_{T_{NL}} \cdot a_6 + F_{NL_B} \cdot (a_6 + b_6) - F_{t_{NL}} \cdot \sin(\varphi_{10}) \cdot a_6}{(a_6 + b_6 + c_6)}$$

$$F_{Jz} = \frac{-68310 \cdot 173 + 93000 \cdot (173 + 311) - 11496 \cdot \sin(1,3^\circ) \cdot 173}{(173 + 311 + 436)}$$

$$F_{Jz} = 36032 \text{ N}$$

Tab. 15 Vzdálenosti a síly variant brzdění nosného lana

Nosné lano u předního čela bubnu - zabrzděno						
Vzdálenosti středů částí	a <sub>6</sub>		b <sub>6</sub>		c <sub>6</sub>	
[mm]	173		57		690	
Reakční síla	F <sub>Iy</sub>	F <sub>Iz</sub>	F <sub>I</sub>	F <sub>Jy</sub>	F <sub>Jz</sub>	F <sub>J</sub>
[N]	2161	11603	14890	2161	36032	36097
Nosné lano u zadního čela bubnu - zabrzděno						
Vzdálenosti středů částí	a <sub>6</sub>		b <sub>6</sub>		c <sub>6</sub>	
[mm]	173		311		436	
Reakční síla	F <sub>Iy</sub>	F <sub>Iz</sub>	F <sub>I</sub>	F <sub>Jy</sub>	F <sub>Jz</sub>	F <sub>J</sub>
[N]	9332	-14073	16886	2161	10356	10579

**3.4.12 ULOŽENÍ OSY BRZDY NOSNÉHO LANA**

Osa brzdy nosného lana je zatížena malým a velkým tahem v pásu brzdy nosného lana. Schéma uvolnění osy je znázorněno na Obr. 37. Vzdálenosti a výsledné reakční síly jsou uvedeny v Tab. 16 Vzdálenosti a reakční síly v ose brzdy nosného lana Tab. 16.

**SÍLA NA OVLÁDACÍ PÁČE BRZDY NL**

Potřebná ovládací síla brzdy nosného lana se určí z momentové rovnice pro osu x.

$$M_x = 0: -F_{pv_B_{NL}} \cdot s_{NL} + F_{T_{TL}} \cdot b_{NL} + F_{t_{NL}} \cdot a_{NL} = 0 \quad (98)$$

$$F_{pv_B_{NL}} = \frac{F_{T_{NL}} \cdot b_{NL} + F_{t_{NL}} \cdot a_{NL}}{s_{NL}}$$

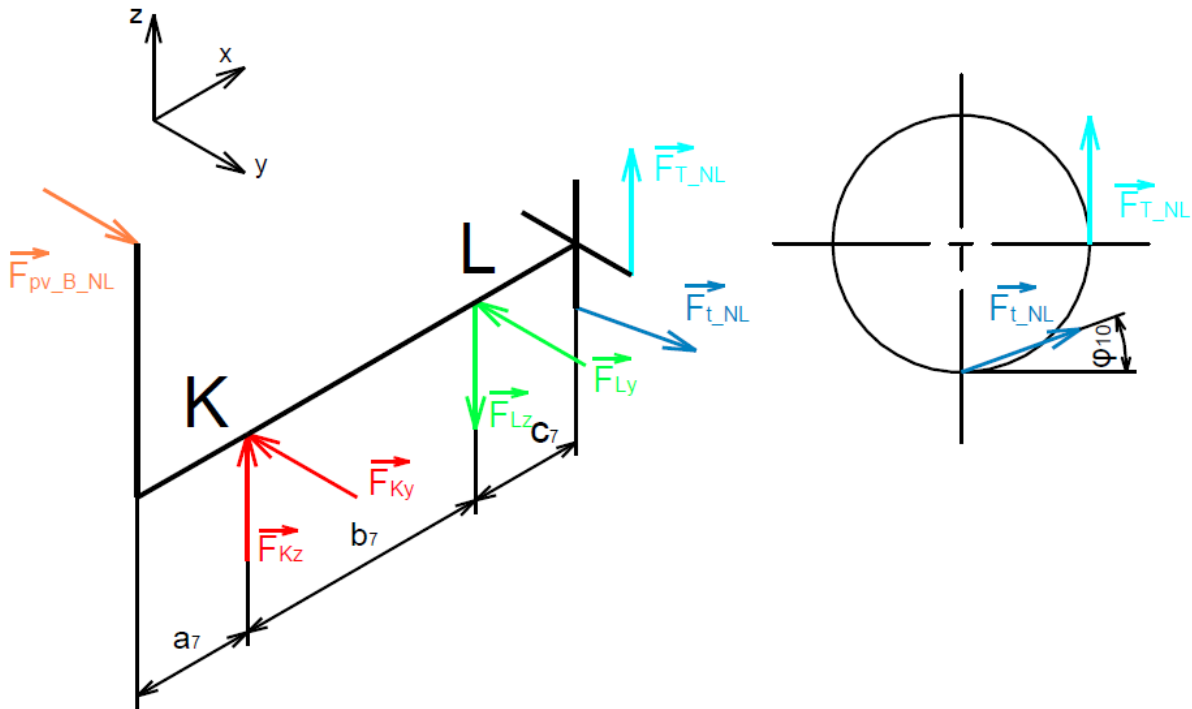
$$F_{pv_B_{NL}} = \frac{68310 \cdot 50 + 11496 \cdot 50}{568}$$

$$F_{pv_B_{NL}} = 7025 \text{ N}$$

Kde:  $b_{NL}$  [mm] rameno páky náboje brzdy NL velkého tahu

$a_{NL}$  [mm] rameno páky náboje brzdy NL malého tahu

$s_{NL}$  [mm] rameno páky brzdy NL



Obr. 37 Schéma uvolnění osy brzdy nosného lana

#### BOD K – SLOŽKA SÍLY V OSE Y

$$\sum M_{Lz} = 0: F_{pv\_B\_NL} \cdot (a_7 + b_7) - F_{t\_NL} \cdot \cos(\varphi_{10}) \cdot c_7 - F_{Ky} \cdot b_7 = 0 \quad (99)$$

$$F_{Ky} = \frac{F_{pv\_B\_NL} \cdot (a_7 + b_7) - F_{t\_NL} \cdot \cos(\varphi_{10}) \cdot c_7}{b_7}$$

$$F_{Ky} = \frac{7025 \cdot (76,5 + 195,5) - 11496 \cdot \cos(1,3^\circ) \cdot 61}{195,5}$$

$$F_{Ky} = 6188 \text{ N}$$

#### BOD K – SLOŽKA SÍLY V OSE Z

$$\sum M_{Ly} = 0: F_{T\_NL} \cdot c_7 + F_{t\_NL} \cdot \sin(\varphi_{10}) \cdot c_7 - F_{Kz} \cdot b_7 = 0 \quad (100)$$

$$F_{Kz} = \frac{F_{T\_NL} \cdot c_7 + F_{t\_NL} \cdot \sin(\varphi_{10}) \cdot c_7}{b_7}$$

$$F_{Kz} = \frac{68310 \cdot 61 + 11496 \cdot \sin(1,3^\circ) \cdot 61}{195,5}$$



$$F_{Kz} = 21396 \text{ N}$$

**BOD L – SLOŽKA SÍLY V OSE Y**

$$\sum M_{Kz} = 0: F_{pv\_B\_NL} \cdot a_7 - F_{t\_NL} \cdot \cos(\varphi_{10}) \cdot (b_7 + c_7) - F_{Ly} \cdot b_7 = 0 \quad (101)$$

$$F_{Ly} = \frac{-F_{pv\_B\_NL} \cdot a_7 + F_{t\_NL} \cdot \cos(\varphi_{10}) \cdot (b_7 + c_7)}{b_7}$$

$$F_{Ly} = \frac{-7025 \cdot 76,5 + 11496 \cdot \cos(1,3^\circ) \cdot (195,5 + 61)}{195,5}$$

$$F_{Ly} = 12330 \text{ N}$$

**BOD L – SLOŽKA SÍLY V OSE Z**

$$\sum M_{Ky} = 0: F_{T\_NL} \cdot (b_7 + c_7) + F_{t\_NL} \cdot \sin(\varphi_{10}) \cdot (b_7 + c_7) - F_{Lz} \cdot b_7 = 0 \quad (102)$$

$$F_{Lz} = \frac{F_{T\_NL} \cdot (b_7 + c_7) + F_{t\_NL} \cdot \sin(\varphi_{10}) \cdot (b_7 + c_7)}{b_7}$$

$$F_{Lz} = \frac{68310 \cdot (195,5 + 61) + 11496 \cdot \sin(1,3^\circ) \cdot (195,5 + 61)}{195,5}$$

$$F_{Lz} = 89967 \text{ N}$$

Tab. 16 Vzdálenosti a reakční síly v ose brzdy nosného lana

Osa brzdy nosného lana				
Vzdálenosti středů částí	$a_7$	$b_7$	$c_7$	
[mm]	76,5	195,5	61,5	
Reakční síla	$F_{Ky}$	$F_{Kz}$	$F_{Ly}$	$F_{Lz}$
[N]	6188	21396	12330	89967

## 4 ZÁTĚŽNÉ STAVY

Na základě analytických výpočtů jsou sestaveny čtyři zátěžné stavy, ve kterých je uvažováno maximální zatížení, které může při provozu zařízení nastat. Ve všech zátěžných stavech budou shodně uvažovány zátěžné síly od nosného lana, které je při pracovním režimu soustředování dříví motoricky napnuto na 50kN a potom trvale zabrzděno na maximální sílu v laně 93kN. Při navíjení vratného nebo tažného lana dochází vždy k odvinování druhého lana z bubnu. Aby nedošlo k nechtěnému tzv. navolnění lana na bubnu, jsou vždy odvíjené bubny přibrzdovány. Brzdná síla pro přibrzdování bubnů při odvíjení lana je však pro pevnostní výpočet konstrukce rámu zanedbána.

### 4.1 PROVOZ PROTI SVAHU – POHON VRATNÉHO LANA

První zátěžný stav uvažuje postavení pohonné stanice se stožárem lanového dopravního zařízení na kopec, přičemž dochází k soustředování dříví proti svahu. Je uvažováno navíjení vratného lana, které pro zařízení Larix Lamako při provozu proti svahu zajišťuje vyklizování těžebního prostoru a také jízdu vozíku s nákladem k věži.

Pro zátěžný stav provoz proti svahu s pohonem vratného lana je uvažováno působení následujících zátěžných sil na konstrukci rámu. Pro zatížení konstrukce rámu stožárem je uvažována síla pro úhel odklonu lan  $45^\circ$  od stožáru (varianta LDZ na kopci) podle Tab. 3. Pro zatížení držáků nosné hřídele bubnu nosného lana jsou uvažovány reakce na reakční síly podle Tab. 15, přičemž jsou použity reakční síly pro stav nosné lano u předního čela bubnu. Pro zatížení držáků osy brzdy nosného lana jsou uvažovány reakce na reakční síly z Tab. 16. Pro držáky nosné hřídele bubnu vratného lana jsou uvažovány reakce na reakční síly z Tab. 4 pro stav lano u předního čela bubnu. Při pohonu vratného lana jsou také uvažovány zátěžné síly v uložení vstupní hřídele, které jsou reakcí na reakční síly podle Tab. 5. Také je uvažováno zatížení držáků od pneumatických přímočarých motorů pro brzdu nosného lana dle podkapitoly 3.4.12 a také pro spojku vratného lana podle podkapitoly 3.3.1.

### 4.2 PROVOZ PROTI SVAHU – BRZDĚNÍ VRATNÉHO LANA

Druhý zátěžný stav uvažuje stejně jako v podkapitole 4.1 umístění pohonné stanice se stožárem lanového dopravního zařízení na kopec. Odlišení je však v tom, že nyní se uvažuje brzdění vratného lana. Pro stav je uvažováno brzdění vratného lana při spouštění nákladu u stožáru zařízení.

Pro zátěžný stav provoz proti svahu s brzděním vratného lana je uvažováno působení následujících zátěžných sil na konstrukci rámu. Pro zatížení konstrukce rámu stožárem je uvažována síla pro úhel odklonu lan  $45^\circ$  od stožáru (varianta LDZ na kopci) podle Tab. 3. Pro zatížení držáků nosné hřídele bubnu nosného lana jsou uvažovány reakce na reakční síly podle Tab. 15, přičemž jsou použity reakční síly pro stav nosné lano u předního čela bubnu. Pro zatížení držáků osy brzdy nosného lana jsou uvažovány reakce na vazebné síly z Tab. 16. Pro držáky nosné hřídele bubnu vratného lana jsou uvažovány reakce na reakční síly z Tab. 6 pro stav lano u zadního čela bubnu. Jsou také uvažovány zátěžné účinky jako reakce na reakční síly os přední i zadní brzdy vratného lana podle Tab. 7 a Tab. 8. Pro zátěžný stav je dále uvažováno zatížení držáku pneumatického přímočarého motoru brzdy nosného lana silou určenou dle 3.4.12 a také držáků přímočarých pneumatických motorů brzd vratného lana podle 3.4.4.

### 4.3 PROVOZ PO SVAHU – POHON TAŽNÉHO LANA

Při provozu po svahu je pohonná stanice se stožárem lanového dopravního zařízení umístěná pod kopcem. Zařízení Larix Lamako při provozu po svahu využívá pro vyklizování dříví z těžebního prostoru k lanovému vozíku navíjení tažného lana prostřednictvím jeho pohonu pomocí tzv. pomalé spojky.

Pro zatížení konstrukce rámu stožárem je uvažována síla pro sklon lan  $90^\circ$  od stožáru varianty LDZ pod kopcem – vyklizování, podle *Tab. 3*. Maximální dovolený odklon lan, se kterým je proveden výpočet v podkapitole 3.1.2, totiž nezpůsobuje maximální vertikální sílu ve stožáru. Průběh vertikální síly v závislosti na úhlu odklonu lan je možné vidět na porovnání variant umístění stožáru dle *Obr. 21*. Odklon lan blíží se úhlu  $90^\circ$  odpovídá provozu po rovině. Pro zvětšení zatížení je však pro tažné uvažován úhel odklonu  $45^\circ$  od stožáru z důvodu uvažování použití vodící kladky. Zatížení držáků nosné hřídele bubnu nosného lana uvažuje reakce na reakční síly podle *Tab. 15*, přičemž jsou použity reakční síly pro stav nosné lano u předního čela bubnu. Pro zatížení držáků osy brzdy nosného lana jsou uvažovány reakce na reakční síly z *Tab. 16*. Pro držáky nosné hřídele bubnu tažného lana jsou uvažovány reakce na reakční síly pro lano u zadního čela bubnu tažného lana podle *Tab. 9*. Zátěžné účinky v uložení vstupní hřídele jsou odlišné od účinků v podkapitole 4.1. Pro pohon tažného lana jsou v uložení vstupní hřídele uvažovány reakce na reakční síly dle *Tab. 11*. Protože při pohonu tažného lana pomalou spojkou je točivý moment veden přes předlohovou hřídel, jsou také uváženy reakce na reakční síly podle *Tab. 10*. Pro zátěžný stav je také uvažováno zatížení držáků pneumatických přímočarých motorů brzdy nosného lana a spojky tažného lana. Síla pneumatického přímočarého motoru brzdy nosného lana je určena v podkapitole 3.4.12 a síla pneumatického přímočarého motoru pomalé spojky tažného lana je určena v podkapitole 3.3.2.

### 4.4 PROVOZ PO SVAHU – BRZDĚNÍ TAŽNÉHO LANA

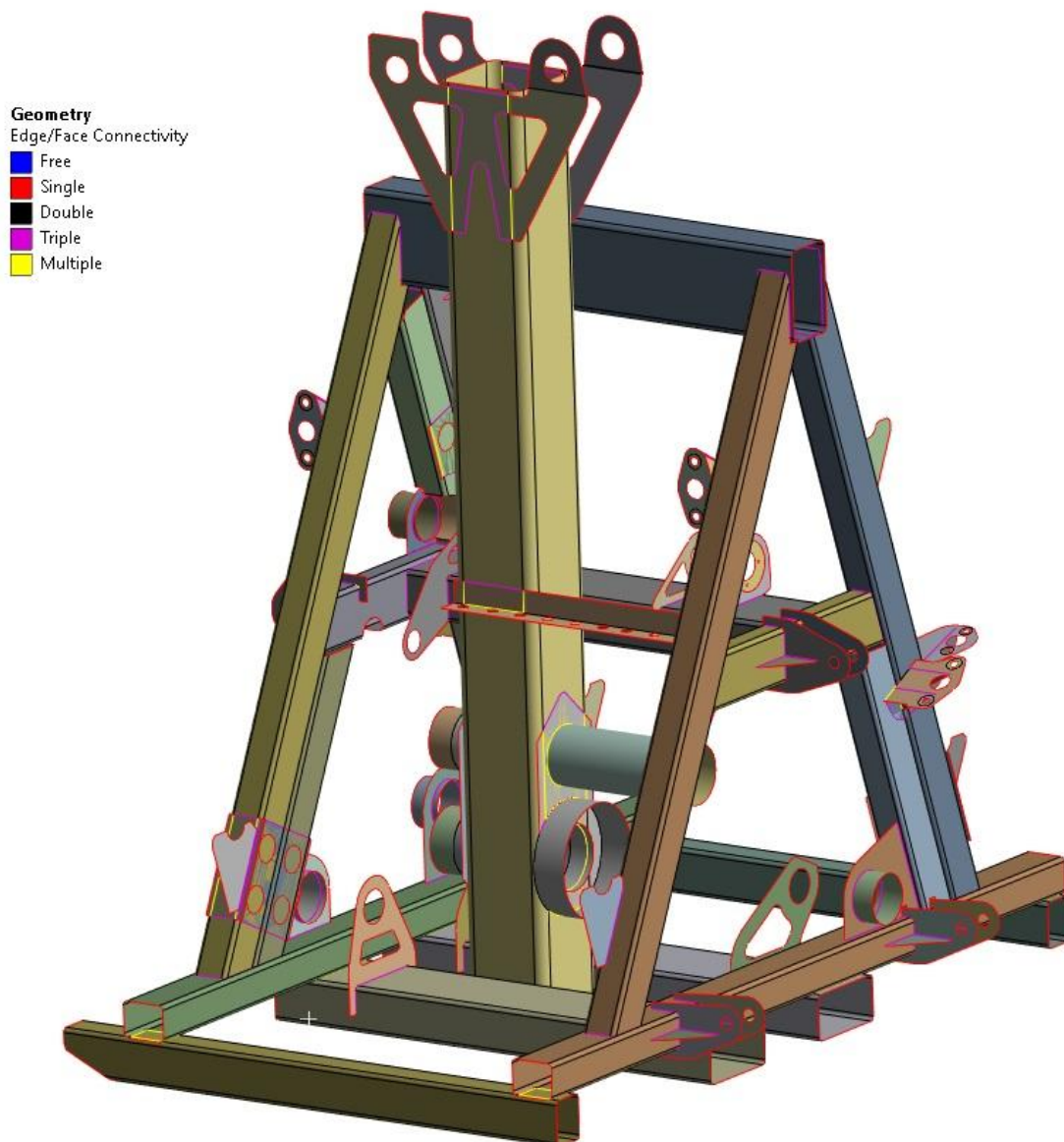
Poslední zátěžný stav uvažuje brzdění tažného lana při provozu po svahu. Při výpočtu zatížení rámu stožárem při brzdění v podkapitole 3.1.3 je při dané variantě způsobena tíhovou silou menší výsledná zátěž stožáru. Pro zátěžný stav však bude uvažováno stejné zatížení konstrukce rámu stožárem jako v předchozí podkapitole 4.3 z důvodu potenciálně možného rozdílného směru vedení tažného lana. Rozdílným vedením tažného lana by došlo ke změně výsledné působící vertikální síly na stožár a také síly ve větvi tažného lana, směřující z vozíku přes vodící kladky k zařízení.

Poslední zátěžný stav uvažuje sílu pro sklon lan  $90^\circ$  od stožáru (varianta LDZ pod kopcem - vyklizování) podle *Tab. 3*. Zatížení držáků nosné hřídele bubnu nosného lana uvažuje reakce na reakční síly podle *Tab. 15*, přičemž jsou použity reakční síly pro stav nosné lano u předního čela bubnu. Pro zatížení držáků osy brzdy nosného lana jsou uvažovány reakce na reakční síly z *Tab. 16*. Pro držáky nosné hřídele bubnu tažného lana jsou uvažovány reakce na reakční síly pro lano u zadního čela bubnu tažného lana podle *Tab. 12*. Pro zatížení držáků přední a zadní osy brzd tažného lana jsou uvažovány reakce na reakční síly určeny v *Tab. 13* a *Tab. 14*. Pro zátěžný stav je také uvažováno zatížení držáků pneumatických přímočarých motorů brzdy nosného lana a brzd tažného lana. Síla pneumatického přímočarého motoru brzdy nosného lana je určena v podkapitole 3.4.12 a síla pneumatických přímočarých motorů brzd tažného lana je vypočtena v podkapitole 3.4.10.

## 5 VÝPOČTOVÝ MODEL

Pro provedení pevnostní analýzy součásti metodou konečných prvků je vždy nezbytné vytvořit výpočtový model. Podle tvaru a rozměrů součástí je možné vytvořit výpočtový model pomocí prutových prvků, objemových prvků, plošných prvků, případně jejich vzájemnou kombinací [19]. Prutové prvky mají model tvořený pouze křivkami. Plošné prvky, nejčastěji skořepinové, jsou takové prvky, které jsou určeny plochami. Objemové prvky umožňují nejpřesnější reprezentaci tělesa avšak za předpokladu použití kvalitní sítě.

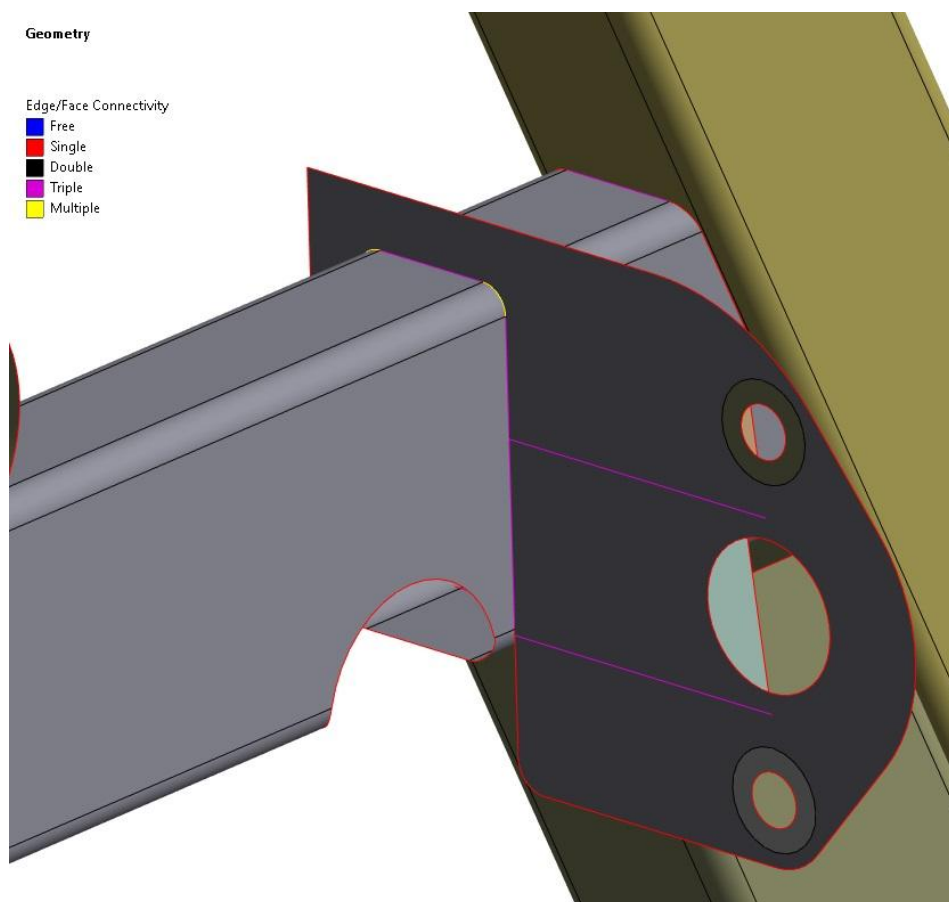
Pro analýzu rámu lesního lanového dopravního zařízení se jako nejvhodnější varianta tvorby modelu nabízí využití skořepinových prvků. Skořepinové prvky jsou vybrány zejména pro velikost analyzovaného rámu a také s ohledem na použité komponenty, kterými jsou uzavřené čtvercové trubky a plechy. Díly, z kterých je rám vytvořen jsou pro převedení na skořepinový model vhodné.



Obr. 38 Geometrie výpočtového modelu rámu

Výpočtový model je vytvářen v prostředí Ansys Workbench. Základní geometrie rámu byla importována z 3D modelu, který byl poskytnutý výrobcem v programu SolidWorks. Dále docházelo k úpravám v Ansys SpaceClaim. Pro zjednodušení modelu jsou následně odstraněny díly, které nemají zásadní vliv na pevnostní analýzu v daných zátěžných stavech. Došlo k odstranění dílů sloužících k upevnění žebříku nebo držáku přímočarého hydromotoru pro vztyčování stožáru. Dále byly také odstraněny některé díly pro uchycení napínáků řetězů pohonu bubnů a držáky podpěr, které slouží k zajištění stability zařízení při jeho odpojení od traktoru. Jako poslední byly odstraněny úchyty bezpečnostních krytů zařízení a došlo také k odstranění malých závitových děr, sloužících pro upevnění přidavných bezpečnostních komponent. Došlo k odstranění prvků, jako jsou zaoblení, zkosení hran, drážky pro pojistné kroužky a také díry pro šrouby, sloužící pro připojení pohonu ke vstupní hřídeli.

Následovalo vytvoření skořepinových ploch z objemových těles. Byly vytvářeny jak plochy reprezentující prostřední plochu („middle“) tak i plochy tvořící horní nebo spodní plochu dílů („top“ a „bottom“). Každý skořepinový prvek má poté přidělenou vlastní tloušťku. Následně byly některé nenavazující plochy prodlouženy a případně přidány i další pomocné plochy pro zajištění spojitosti budoucí sítě. Na držácích přímočarých pneumatických motorů pro ovládání jednotlivých spojek a brzd jsou rozděleny plochy pro optimálnější definici působení sil motorů na tyto držáky. Rozdělení plochy držáku je znázorněno na držáku pro přímočarý pneumatický motor brzdy nosného lana na *Obr. 39*. Plochy jsou následně v místech svarových spojů propojeny pomocí funkce „share“, čímž následně vzniká spojitá navazující geometrie mezi jednotlivými plochami modelu znázorněná na *Obr. 38*.

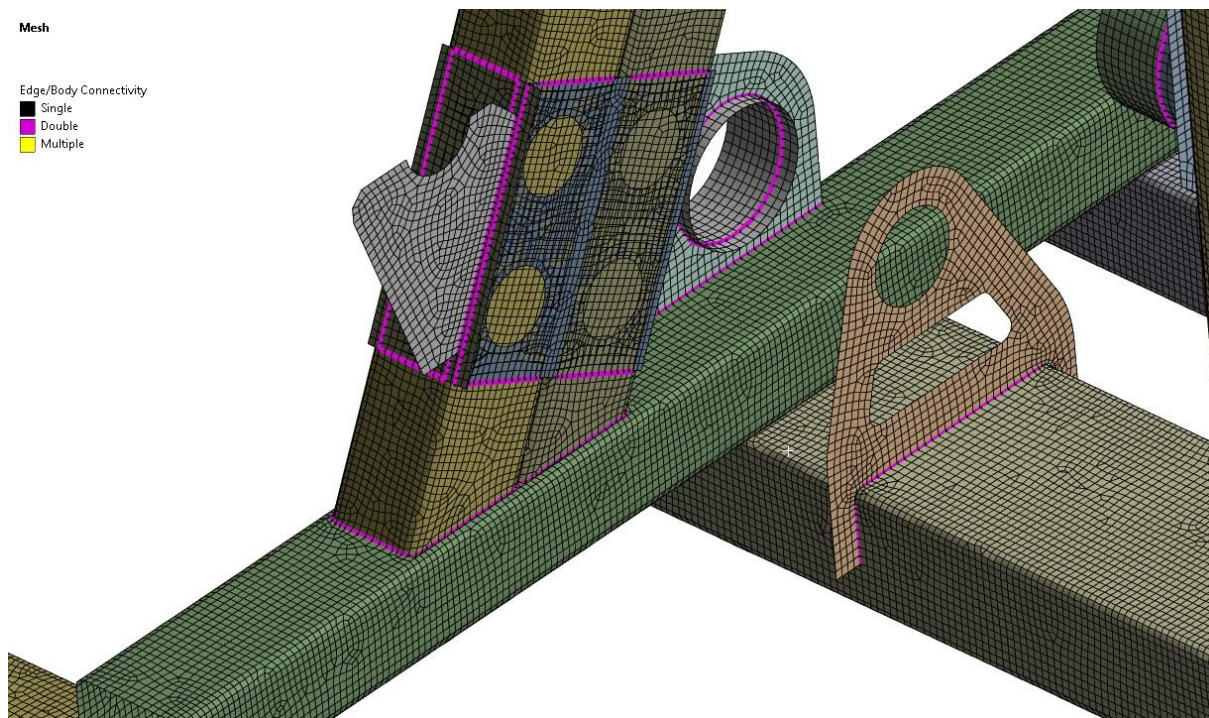


*Obr. 39 Detail držáku uchycení přímočarého pneumatického motoru brzdy nosného lana*

Na vzniklé navazující geometrii rámu je vytvořena síť s převahou čtyřúhelníkových prvků o velikosti 7 mm. Síť je tvořena 310 971 prvky a 307 416 uzly. Vzhledem k rozměrům prvků je zobrazena pouze část sítě na detailním pohledu na část rámu na *Obr. 40*.

## 5.1 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Působící síly na rám jsou definovány na příslušné plochy nebo hrany umístění jednotlivých částí pomocí funkce „Force“. Dále bylo nutné modelu odebrat požadované stupně volnosti. Při skutečném provozu je rám podepřen na dřevěné kulatině a je odpojeno horní táhlo tříbodového závěsu traktoru. Spodní ramena tříbodového závěsu však umožňují rámu pohyb nahoru a dolů a také částečné naklápění kolem osy dřevěné kulatiny. Další stupně volnosti jsou odebrány pomocí vazeb lany na horní části stožáru. Vzhledem k náročnosti definování skutečného stavu došlo ke zjednodušení. Pro zjednodušení skutečného stavu vazeb, odebírajících rámu stupně volnosti pro zabránění pohybu, je na modelu odebráno 6 stupňů volnosti pomocí funkce „Remote Displacement“ umístěné na plochu ležící při provozu na dřevěné kulatině.



*Obr. 40 Detailní pohled na síť částí rámu – zadní držák bubnu nosného lana*

## 6 VYHODNOCOVACÍ KRITÉRIA PEVNOSTNÍ ANALÝZY

Pro vyhodnocení výsledků pevnostní analýzy rámu je postupováno v souladu s normou ČSN EN 16 517 [13], která se mobilními lesními lanovými dopravními zařízeními zabývá. Podle normy ČSN EN 16517 se má pro rám provést statická analýza napjatosti pro všechny možné nebezpečné zátěžné stavy při pracovním režimu soustředování dříví. Norma ČSN EN 16517 [13] dále uvádí, že vyhodnocení statické analýzy napjatosti se provádí podle normy EN 13001-3-1:2012+A2:2018 [15]. Deformační analýza konstrukce rámu nebude prováděna, neboť není ani příslušnou normou vyžadována.

Provádí se kontrola statické únosnosti, která má zabránit vzniku nadměrných deformací při potenciálním překročení meze kluzu daného materiálu nosných prvků a spojů [15]. Kontrola se provádí pro nosné prvky a spoje přičemž uvažuje zohlednění nejméně příznivých účinků od zatížení [15]. Pro prvky a spoje, které jsou pravidelně proměnlivě zatěžované, je obecně možné prokázat způsobilost ekvivalentním statickým zatížením, které používá tzv. dynamický součinitel [15]. V následujících podkapitolách dojde k výpočtu návrhového napětí únosnosti a ekvivalentního návrhového napětí únosnosti s uvažováním dynamického součinitele podle normy [15].

S rostoucí tloušťkou stěny podle normy o konstrukčních ocelích [17] klesá minimální mez kluzu materiálu i mez pevnosti materiálu. Rám je vytvořen z nelegované konstrukční oceli se značkou oceli S355J0. Podle normy ČSN EN 10025-2 [17] platí pro všechny použité prvky rámu stejná minimální mez kluzu 355 MPa.

### 6.1 VÝPOČET NÁVRHOVÉHO NAPĚTÍ ÚNOSNOSTI

#### 6.1.1 SOUČINITEL SPOLEHLIVOSTI MATERIÁLU

$$\gamma_{Rm} = \gamma_m \cdot \gamma_{Sm} \quad (103)$$

$$\gamma_{Rm} = 1,1 \cdot 1,0$$

$$\gamma_{Rm} = 1,1$$

Kde:  $\gamma_m$  [-] obecný součinitel spolehlivosti materiálu, zvoleno dle normy [15]

$\gamma_{Sm}$  [-] dílčí součinitel spolehlivosti materiálu, zvoleno dle normy [15]

#### 6.1.2 NÁVRHOVÉ NAPĚTÍ ÚNOSNOSTI NOSNÝCH PRVKŮ

$$f_{Fd,\sigma} = \frac{f_y}{\gamma_{Rm}} \quad (104)$$

$$f_{Fd,\sigma} = \frac{355}{1,1}$$

$$f_{Fd,\sigma} = 322 \text{ MPa}$$

Kde:  $f_y$  [MPa] mez kluzu materiálu S355J0 zvoleno dle normy [17]

$\gamma_{Rm}$  [-] součinitel spolehlivosti materiálu

### 6.1.3 EKVIVALENTNÍ NÁVRHOVÉ NAPĚTÍ ÚNOSNOSTI NOSNÝCH PRVKŮ

$$f_{Fd_{\sigma_{Dyn}}} = \frac{f_y}{\psi} \quad (105)$$

$$f_{Fd_{\sigma_{Dyn}}} = \frac{355}{2}$$

$$f_{Fd_{\sigma_{Dyn}}} = 177,5 \text{ MPa}$$

Kde:  $\psi$  [-] dynamický součinitel zvolen dle normy [16]

## 6.2 ZPŮSOB VYHODNOCOVÁNÍ ANALÝZY NAPJATOSTI

Analýzy napjatosti budou vyhodnocovány vzhledem návrhovému napětí únosnosti  $f_{Fd_{\sigma}} = 322 \text{ MPa}$  a také k ekvivalentnímu návrhovému napětí únosnosti nosných prvků, které obsahuje uvažování dynamického součinitele  $f_{Fd_{\sigma_{Dyn}}} = 177,5 \text{ MPa}$ . Norma [15] dále uvádí, že napětí ve svarech při statickém zatížení by se mělo vyhodnocovat podle návrhového napětí únosnosti svarových spojů. Výpočtový model rámu však neobsahuje svary. Pokud by model obsahoval svary, docházelo by v místech svarů k menšímu napětí, neboť absence svarů rám oslabuje. V místech svarů bude vyhodnocení zjednodušeně prováděno tedy rovněž vzhledem k návrhovým napětím únosnosti nosných prvků, které budou už dále zkráceně označovány jen jako návrhové napětí únosnosti a ekvivalentní návrhové napětí únosnosti.

Vzhledem k použití skořepinových prvků a absenci svarových spojů je pravděpodobné, že se na analyzovaném rámu vyskytnou lokální špičky napětí. Tyto napěťové špičky vznikají nedokonalostí výpočtového modelu, který je však záměrně pro nižší výpočetní nároky a snížení výpočetního času modelován zjednodušeně. Špičky napětí, vznikající při numerickém výpočtu, se nazývají jako singularity [26]. Singularity jsou obecně způsobeny ostrými rohy, bodovým zatížením nebo trhlinami. Napětí v těchto místech při zjemňování sítě může vést k nekonečným hodnotám [26]. U houževnatých materiálů reálně obvykle dojde k místnímu přerozdělení napětí [26]. Pro statickou analýzu je dle literatury [26] možné tyto singularity zanedbat. V případě dlouhodobého cyklického zatěžování však tyto místa mohou způsobovat inicializaci případných trhlin a únavových lomů součásti [26].

Pro co nejpřesnější výpočet proměnného zatěžování konstrukce rámu by bylo vhodné vyhodnotit konstrukci na únavu podle normy ČSN EN 1993-1-9 [18]. Svarové spoje by rovněž bylo optimální hodnotit na únavu svarových spojů. Možné metody kontroly svarových spojů popisuje literatura [12]. Pro pevnostní analýzu konstrukce rámu však není známa přesná historie zatěžování. Z důvodu absence přesné historie zatěžování je proto pro vyhodnocování proměnného zatěžování využito pouze ekvivalentního návrhového napětí únosnosti. Ekvivalentní návrhové napětí odpovídá superponování proměnného zatížení na základní statické zatížení [8]. Superponování je prováděno na základě dynamických součinitelů [8].

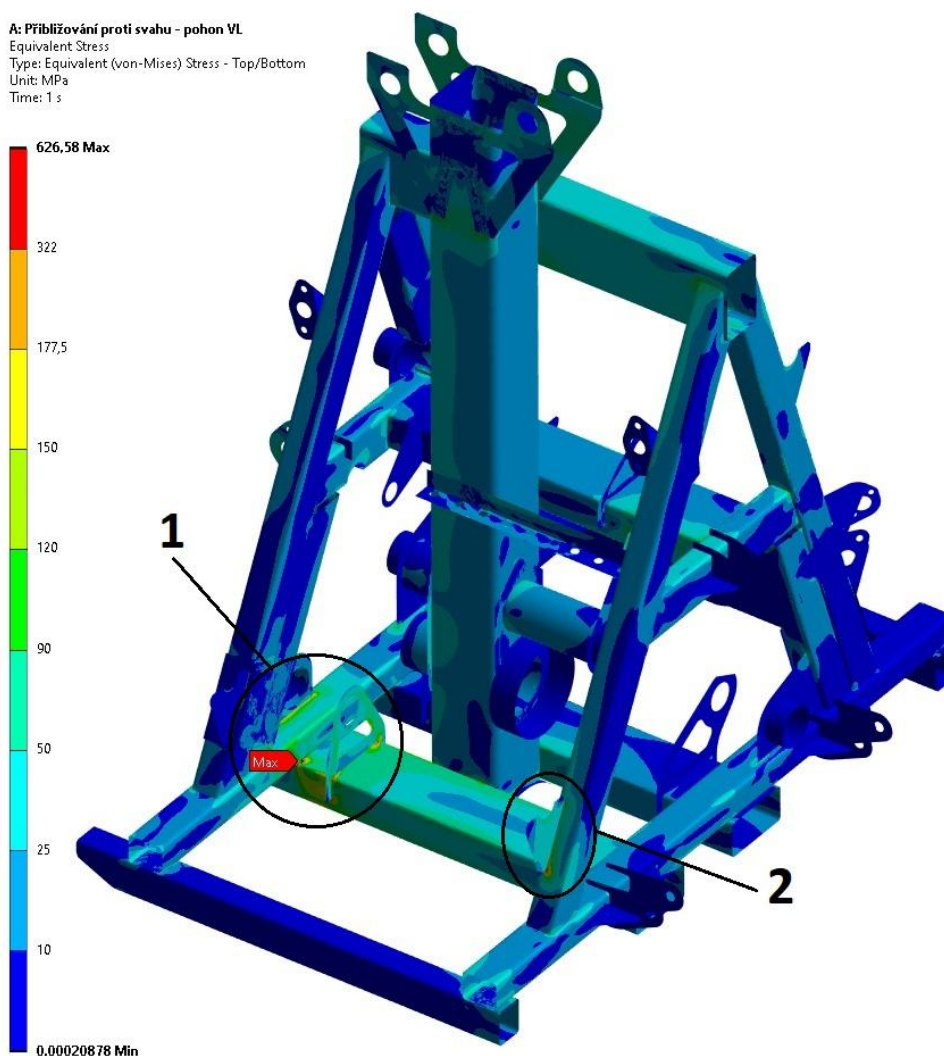


## 7 ANALÝZA NAPJATOSTI PŮVODNÍ KONSTRUKCE RÁMU

V programu Ansys Mechanical byly numericky vypočteny napjatosti konstrukce rámu při všech uvažovaných kritických zátěžných stavech. Analýzy zátěžných stavů budou vyhodnocovány způsobem, který již byl popsán v podkapitole 6.2. Vyhodnocení proběhne vzhledem k návrhovému napětí únosnosti  $f_{Fd,\sigma} = 322$  MPa a ekvivalentnímu napětí únosnosti  $f_{Fd,\sigma\_Dyn} = 177,5$  MPa. Napjatost konstrukce je určena podle redukovaného napětí HMH, nazývaného také jako napětí Von-Mises. Stupnice napjatosti je pro všechny zátěžné stavy zvolena tak, že při překročení ekvivalentní návrhové napětí únosnosti (177,5 MPa) dochází k oranžovému zbarvení a při překročení návrhového napětí únosnosti (322 MPa) je zbarvení červené. Konstrukce je pro lepší přehlednost zobrazována ve stavu nedeformovaném.

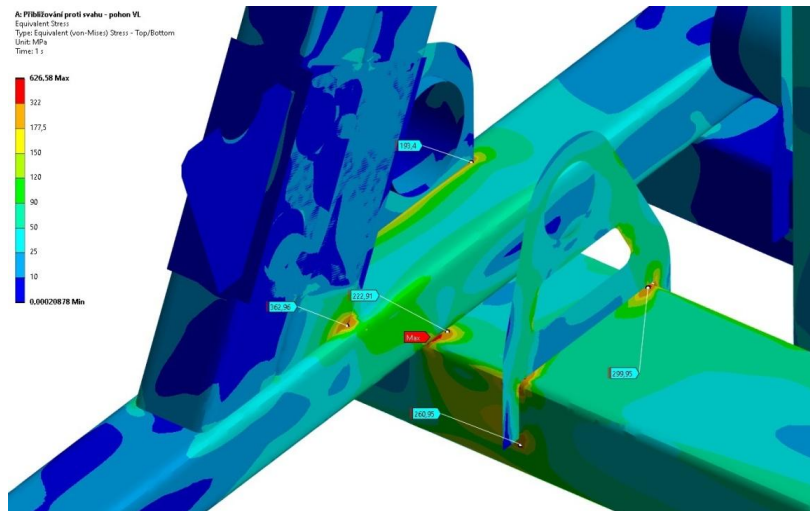
### 7.1 PROVOZ PROTI SVAHU – POHON VRATNÉHO LANA

Na Obr. 41 je celkový pohled na analýzu napjatosti při provozu zařízení proti svahu s pohonem vratného lana. Na konstrukci se nachází dvě hlavní oblasti se zvýšeným napětím. Maximální napětí 626,58 MPa překračuje ekvivalentní návrhové napětí únosnosti, návrhové napětí únosnosti ale i mez kluzu materiálu.



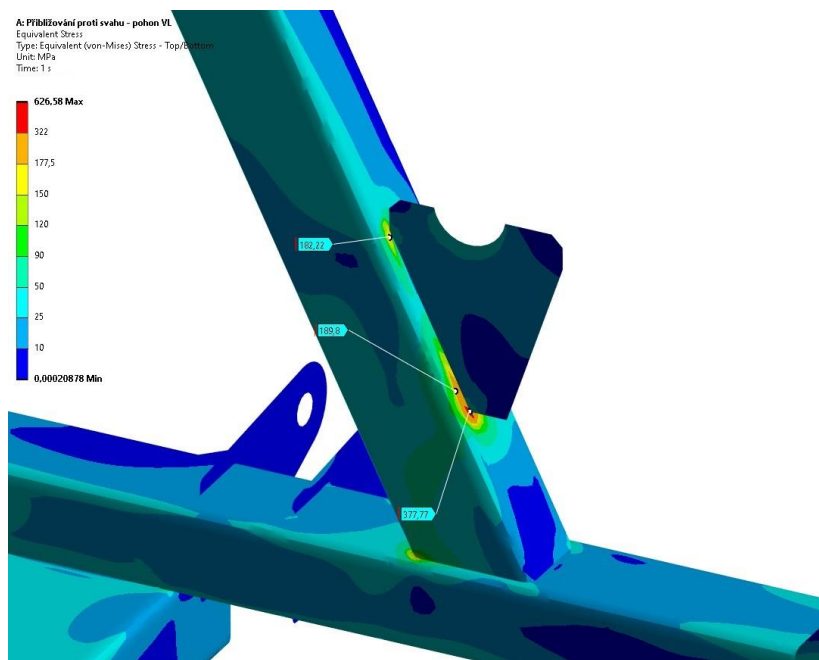
Obr. 41 Průběh napjatosti podle redukovaného napětí HMH, provoz proti svahu – pohon VL

První oblast zobrazená na *Obr. 42* zahrnuje dvě podoblasti, na kterých jsou vyznačena vznikající napětí. První podoblast se nachází v okolí držáku osy brzdy nosného lana. Druhá podoblast je v místech napojení podélného, příčného a šikmého nosníku. Napětí v těchto podoblastech lokálně přesahuje hodnotu ekvivalentního návrhového napětí únosnosti  $f_{Fd\_σ\_Dyn}$ . Vyskytuje se však i překročení návrhového napětí únosnosti  $f_{Fd\_σ}$ , které je však vzhledem k rozsahu možno zanedbat. Vzhledem k překročení ekvivalentního návrhového napětí je vhodné věnovat této oblasti pozornost a provést dále patřičné konstrukční úpravy konstrukce rámu.



*Obr. 42 Detail: Oblast 1 zvýšeného napětí, redukováno napětí HMM*

Druhá oblast se zvýšeným napětím zobrazuje na *Obr. 43* přední držák nosné hřídele bubnu nosného lana. Jelikož v tomto místě napětí přesahuje hodnotu ekvivalentního návrhového napětí únosnosti a lokálně i hodnotu návrhového napětí únosnosti je velmi vhodné provést konstrukční úpravy, protože se jedná o držák, který je při provozu proměnlivě zatěžován.



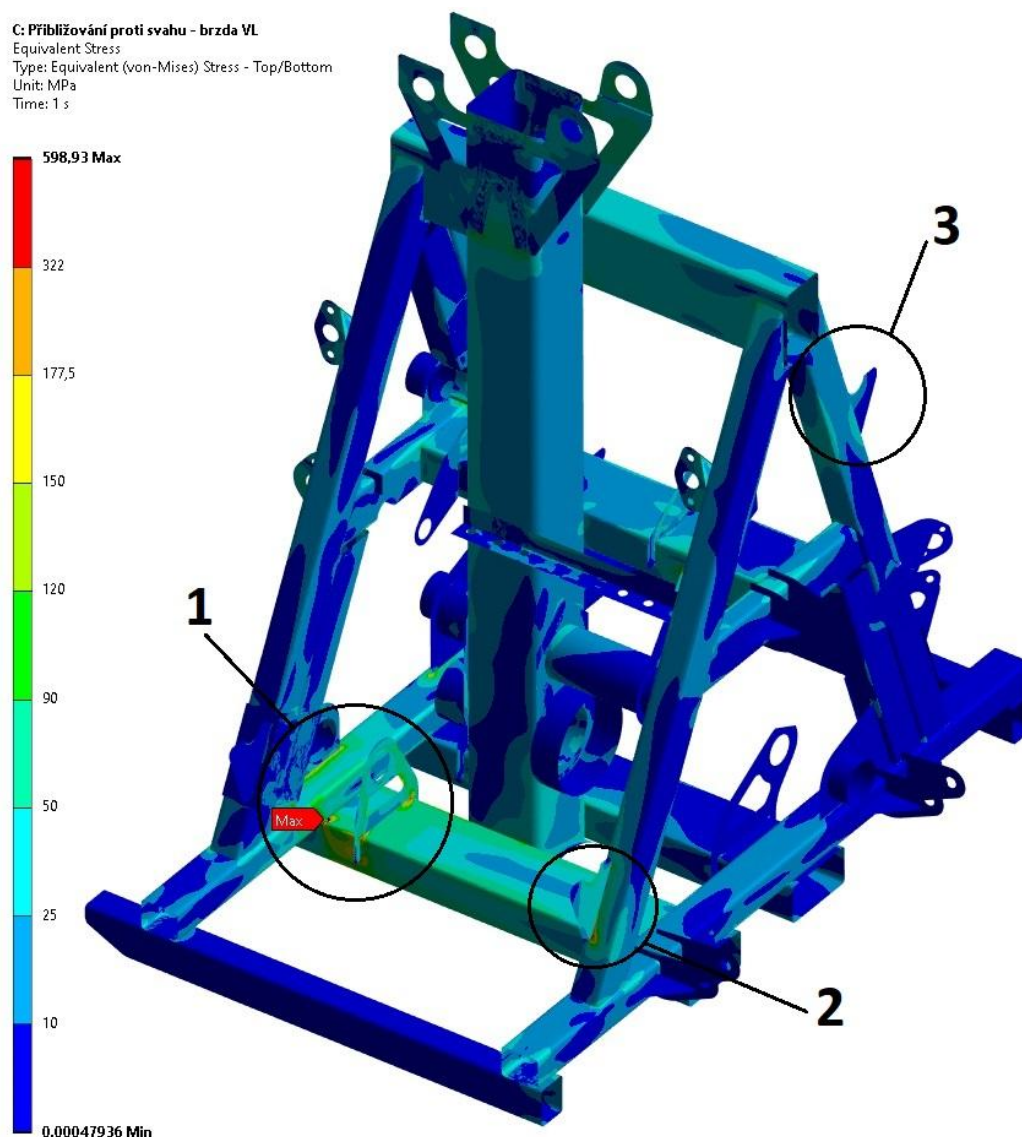
*Obr. 43 Detail: Oblast 2 zvýšeného napětí, redukováno napětí HMM*

Oblasti se zvýšeným napětím v okolí držáků brzdy nosného lana i předního držáku nosné hřídele bubnu nosného lana se vyskytují s velmi podobným průběhem napjatosti i v ostatních zátěžných stavech. Vzhledem k velmi podobnému průběhu nebudou u dalších zátěžných stavů popisovány detailně jako v této podkapitole.

Na konstrukci se vyskytuje ještě několik dalších míst, které mají však jen ve velmi malé oblasti (téměř bodové) zvýšené napětí. V těchto případech jsou tyto zvýšená napětí zanedbaná, neboť se pravděpodobně jedná o singularity a jejich vznik je spojen s výpočtovým modelem, který je vzhledem k reálné konstrukci rámu zjednodušený. Celkově až na výše zmíněné oblasti je napjatost konstrukce pod mezí ekvivalentní návrhové únosnosti.

## 7.2 PROVOZ PROTI SVAHU – BRZDĚNÍ VRATNÉHO LANA

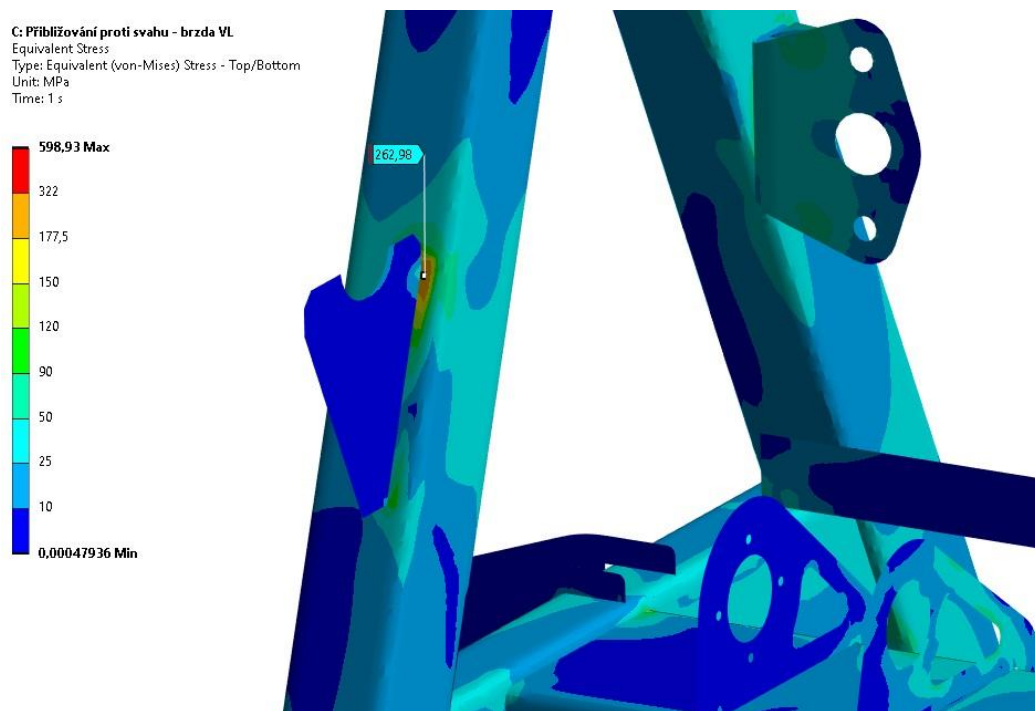
Při provozu proti svahu při brzdění vratného lana při spouštění nákladu u stožáru zařízení dochází v konstrukci rámu ke vzniku napjatosti zobrazené na *Obr. 44*.



*Obr. 44* Průběh napjatosti podle redukováného napětí HMM, provoz proti svahu – brzda VL

Maximální napětí 598,93 MPa přesahuje hodnotu ekvivalentního návrhového napětí únosnosti i hodnotu návrhového napětí únosnosti a také mez kluzu materiálu. Konstrukce obsahuje dvě potenciálně nebezpečné oblasti s velmi podobným průběhem napjatosti jako v předchozí podkapitole 7.1.

Kromě oblastí 1 a 2 se u tohoto zátěžného stavu vyskytuje zvýšené napětí i na předním držáku nosné hřídele bubnu nosného lana. Detailní pohled na oblast 3 se zvýšeným napětím je na *Obr. 45*. V oblasti 3 dosahuje maximální napětí hodnoty 262,98 MPa a tato hodnota překračuje ekvivalentní návrhové napětí únosnosti. Špičkové napětí může být způsobeno geometrií výpočtového modelu, a proto může být považováno za singularitu. Vzhledem k velikosti oblasti a proměnlivému působení sil na přední držák při pohonu a brzdění bubnu vratného lana ale může být zvýšené napětí potenciálním rizikem pro vznik únavového porušení. Je vhodné provést konstrukční úpravy této oblasti.

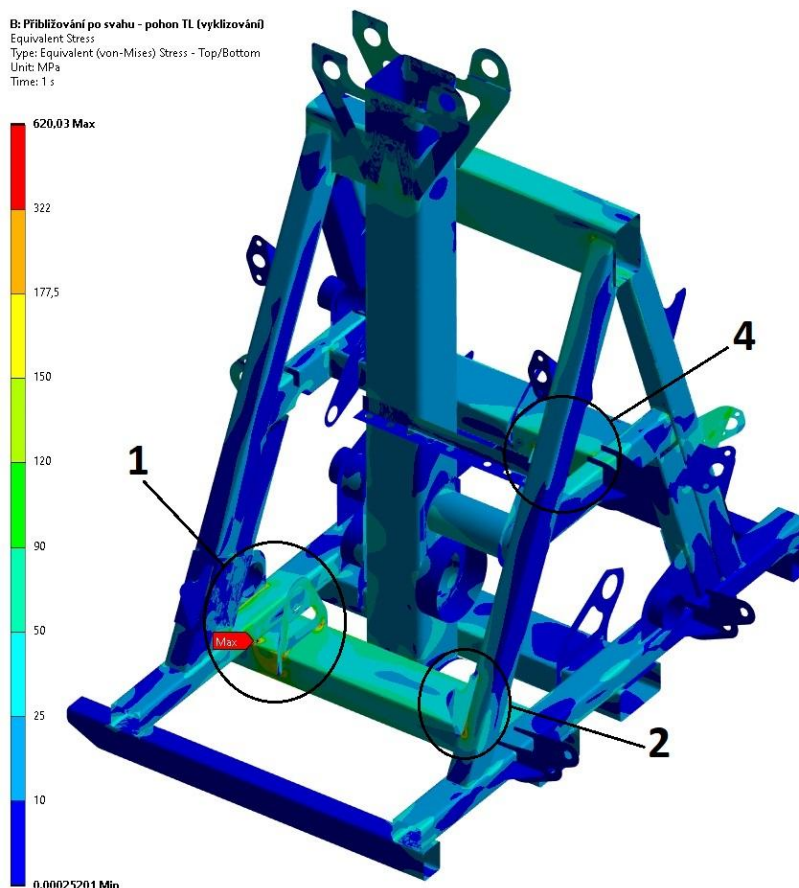


*Obr. 45 Detail: Oblast 3 zvýšeného napětí, redukováno napětí HMH*

Kromě zmíněných kritických oblastí se na konstrukci nevyskytují žádná další významná kritická místa. Pominou-li se tato uvedená kritická místa, má rám napjatost pod hodnotou ekvivalentní návrhové únosnosti.

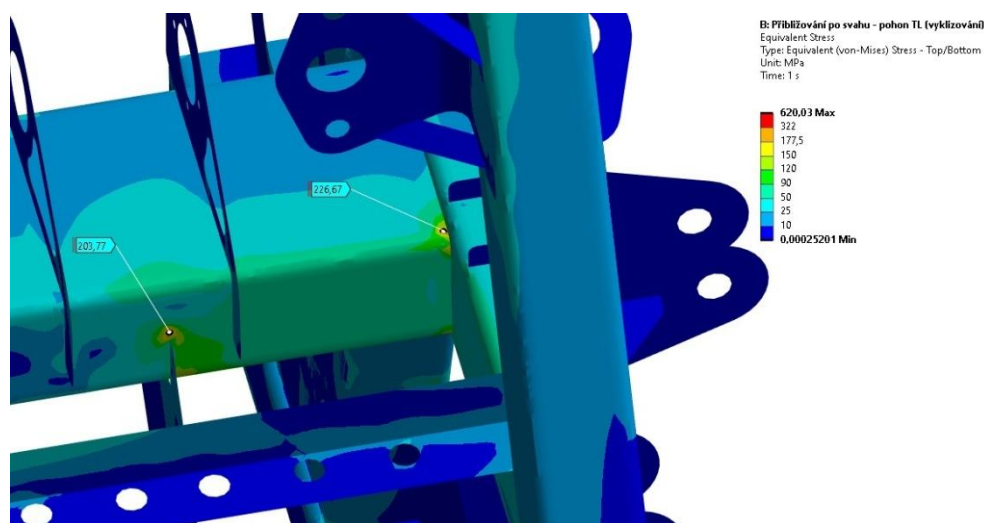
### 7.3 PROVOZ PO SVAHU – POHON TAŽNÉHO LANA

Při provozu po svahu při vyklizování dříví pomocí tažného lana je na *Obr. 46* zobrazena analýza napjatosti konstrukce. Maximální napětí dosahuje hodnoty 620,03 MPa a přesahuje jak ekvivalentní návrhové napětí únosnosti, návrhové napětí únosnosti a také mez kluzu materiálu. Napjatost, stejně jako v předchozích zátěžných stavech, obsahuje nebezpečné oblasti 1 a 2. Oproti předchozím stavům je v tomto stavu navíc zaznamenáno další potenciálně nebezpečné místo označené jako oblast 4. Oblast 4 se nachází mezi prostředním příčným nosníkem a podélným nosníkem a také mezi podélným nosníkem a výtuhou uložení předlohové hřídele. Tato oblast bude detailněji analyzována.



Obr. 46 Průběh napjatosti podle redukovaného napětí HMH, provoz po svahu – pohon TL

Oblast 4 znázorněná na Obr. 47 má dvě místa se zvýšeným napětím. Napětí 203,77 MPa i napětí 226,67 MPa v kritických místech přesahují hodnotu ekvivalentního návrhového napětí únosnosti. Místa se zvýšeným napětím jsou však velmi malá a mají velmi lokální charakter. Tyto místa mohou být zanedbána, neboť se nejpravděpodobněji jedná o singularity, vznikající vlivem zjednodušeného výpočtového modelu a reálně v konstrukci rámu při provozu zařízení nevznikají.



Obr. 47 Detail: Oblast 4 zvýšeného napětí, redukované napětí HMH

## 7.4 PROVOZ PO SVAHU – BRZDĚNÍ TAŽNÉHO LANA

Na *Obr. 48* je znázorněná napjatost posledního zátěžného stavu. Poslední zátěžný stav uvažuje brzdění tažného lana. Maximální napětí dosahuje hodnoty 657,16 MPa a je tedy výrazně nad hodnotami ekvivalentního návrhového napětí únosnosti, návrhového napětí únosnosti i meze kluzu materiálu. Stejně jako v předchozích případech obsahuje oblasti 1 a 2 se zvýšeným napětím. Kromě oblastí 1 a 2 se zvýšené napětí nachází také v místech zadních držáků brzdy tažného lana. Místo u zadních držáků brzdy tažného lana bude nazváno jako oblast 5.

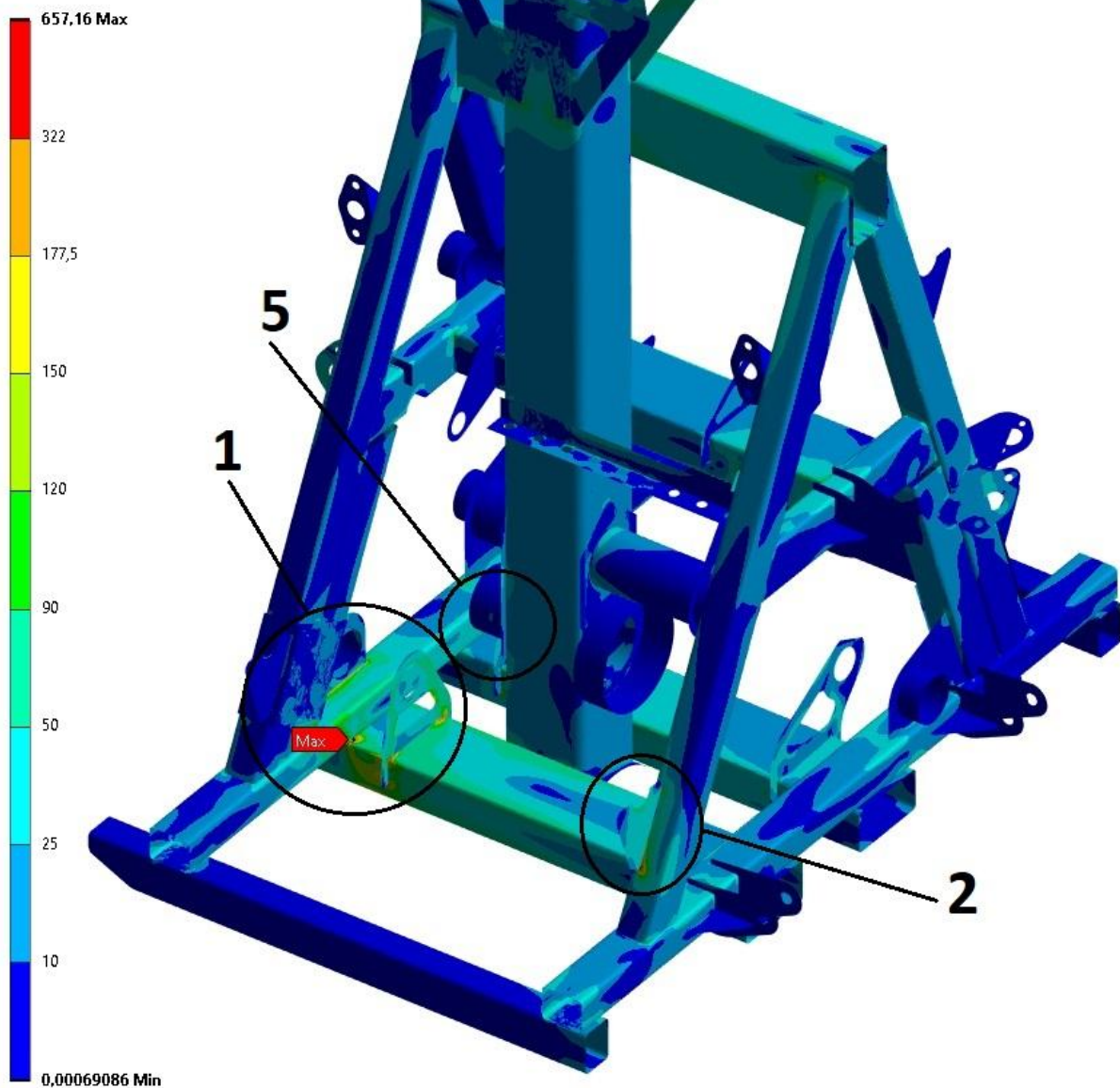
D: Přibližování po svahu - brzdění TL

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

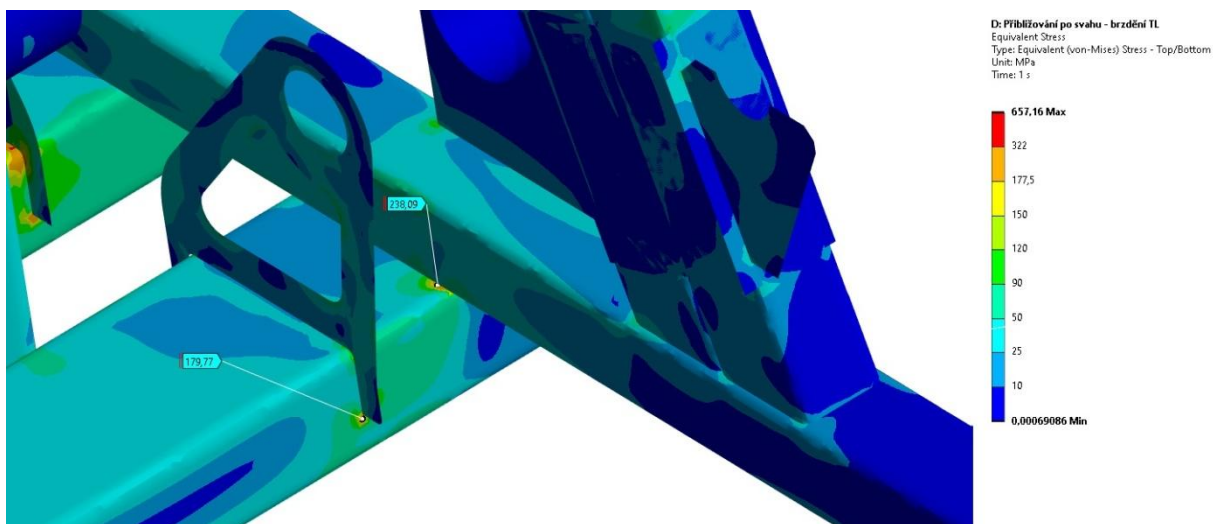
Unit: MPa

Time: 1 s



*Obr. 48* Průběh napjatosti podle redukovaného napětí HMH, provoz po svahu – brzda TL

Oblast 5 na *Obr. 49* obsahuje dvě místa se zvýšeným napětím. Napětí dosahuje hodnoty 238,09 MPa v místě napojení příčného a podélného nosníku. U držáku brzdového lana vzniká napětí 179,77 MPa. Hodnoty převyšují ekvivalentní návrhové napětí únosnosti, ale nepřevyšují návrhové napětí únosnosti. Vzhledem k mírně zvýšenému napětí v okolí by bylo i v těchto místech vhodné provést konstrukční úpravy těchto míst s ohledem na proměnlivé zatěžování konstrukce.



*Obr. 49 Detail: Oblast 5 zvýšeného napětí*

## 7.5 ZHODNOCENÍ KONSTRUKCE RÁMU

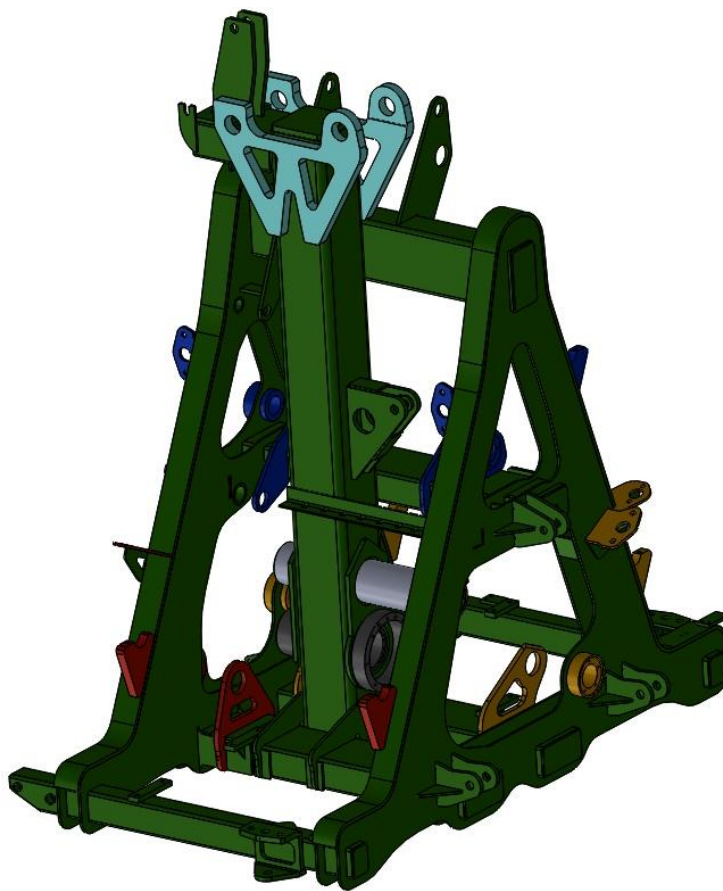
Konstrukce rámu, při zanedbání špičkových napětí, je vyhovující pro statické zatížení vzhledem k návrhovému napětí únosnosti  $f_{Fd_\sigma} = 322$  MPa. Na konstrukci se však vyskytlo několik míst s napětím přesahujícím ekvivalentní návrhové napětí únosnosti  $f_{Fd_\sigma\_Dyn} = 177,5$  MPa. Protože při provozu zařízení dochází k proměnlivému působení zátěžných účinků, je vhodné provést konstrukční úpravy rámu. Konstrukční úpravy rámu by měly být provedeny v oblastech 1, 2, 3 a 5. Cílem úprav je omezení vzniku větších oblastí s napětím převyšujícím ekvivalentní návrhové napětí únosnosti  $f_{Fd_\sigma\_Dyn} = 177,5$  MPa.

## 8 UPRAVENÁ KONSTRUKCE RÁMU

Vzhledem k výsledným analýzám napjatosti původní konstrukce v jednotlivých zátěžných stavech je vhodné provést konstrukční úpravy, jejichž cílem je zejména odstranit z konstrukce rámu větší oblasti s napětím přesahujícím ekvivalentní návrhové napětí únosnosti, obsahující dynamický součinitel. S ohledem na velikost míst se zvýšeným napětím je vhodné provést konstrukční úpravy oblasti 1 zobrazené na *Obr. 42*, oblasti 2 na *Obr. 43*, oblasti 3 na *Obr. 45* a také oblasti 5 na *Obr. 49*.

Na základě požadavku výrobce zařízení by úpravy konstrukce mohly být rozsáhlejšího charakteru s cílem minimalizace použití uzavřených profilů. Modifikovaná konstrukce rámu lesního lanového dopravního zařízení by však měla mít co nejvíce shodných montážních rozměrů hlavních částí s původní konstrukcí. Pro montáž komponentů jako jsou celkové sestavy nosných hřídeli s jednotlivými bubny, jednotlivých komponentů brzd a přímočarých pneumatických motorů (tzv. brzdových válců) musí být dodrženy všechny požadované rozměry a vzdálenosti jako u původní konstrukce. Vzhledem k nutnosti dodržení všech podmínek pro jednoduchou integraci součástí z původního rámu na modifikovaný rám je rozsah úprav těmito podmínkami značně omezen.

Původní konstrukce je navržena z konstrukční nelegované oceli S355J0. Materiál S355J0, s mezí kluzu 355MPa, má zaručenou svařitelnost do tloušťky materiálu 25 mm [11]. Literatura [11] dále uvádí, že je materiál vhodný pro mostní i jiné svařované konstrukce namáhané staticky i dynamicky.



*Obr. 50 Upravená konstrukce rámu*



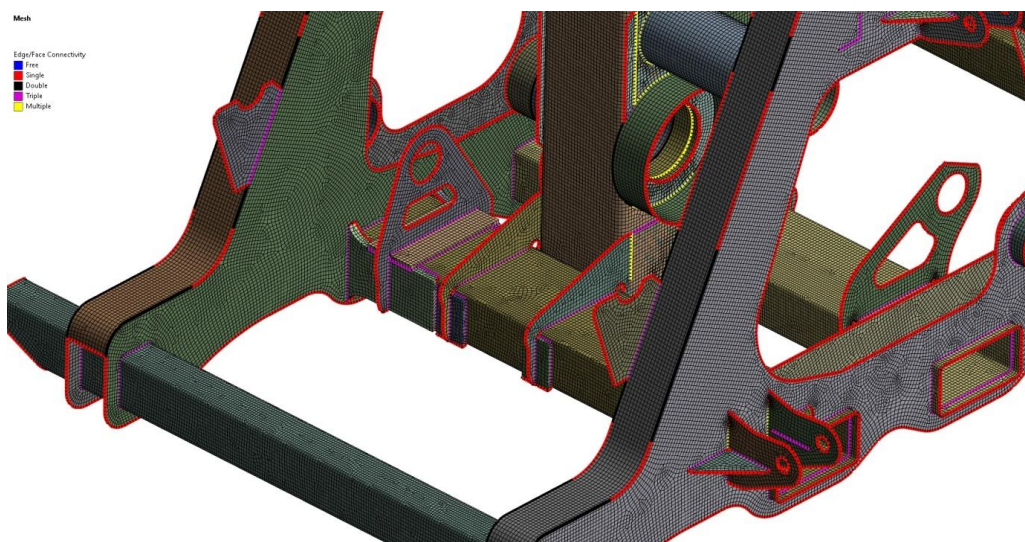
V současné době jsou na trhu kromě klasických používaných konstrukčních ocelí i vysokopevnostní oceli, které nabízí společnost SSAB. Vysokopevnostní konstrukční oceli Strenx podle zvoleného typu dosahují meze kluzu 700 MPa až 1300 MPa [28]. Strenx se dodává ve formě za tepla válcovaných plechů, svitků, profilů, nebo trubek. Materiál Strenx je možné svařovat všemi obvyklými metodami a lze také obrábět a tvářet [29]. Vysokopevnostní materiály tak umožňují navrhovat konstrukce s menší hmotností při zachování požadovaných vlastností.

Jelikož upravované díly budou navazovat na stávající rám, je pro upravované a nově navrhované komponenty volen materiál stejný, jako v případě původního rámu tedy ocel S555J0.

Úpravy konstrukce byly prováděny v programu SolidWorks Na *Obr. 50* je zobrazená upravená konstrukce rámu. Došlo k nahrazení šikmých nosníků a příčných nosníků z uzavřených profilů. Nahrazení bylo provedeno pomocí plechových výpalků tzv. čel. Každá strana má dvě od sebe vzdálená čela propojená pomocí ohýbané ploché oceli. Na takto vzniklých sestavách jsou přivařeny komponenty jako držáky nosných hřídelí bubňů, držáky přímočarých pneumatických motorů, náboje os brzd, držáky třibodového závěsu a další komponenty.

## 8.1 VÝPOČTOVÝ MODEL UPRAVENÉHO RÁMU

Vzhledem k rozsahu úprav bylo nutné vytvořit nový výpočtový model rámu v prostředí Ansys SpaceClaim. Byl využit stejný postup jako v případě původní konstrukce rámu. Vytváření zahrnuje odstranění nepodstatných částí pro výpočet uvažovaných zátěžných stavů a úpravě zbylých komponent, z kterých byly odstraněny otvory, zkosení nebo zaoblení. Detailní postup tvorby výpočtového modelu původní konstrukce rámu již byl uvedený v kapitole 5.



*Obr. 51 Detail sítě upravené konstrukce rámu*

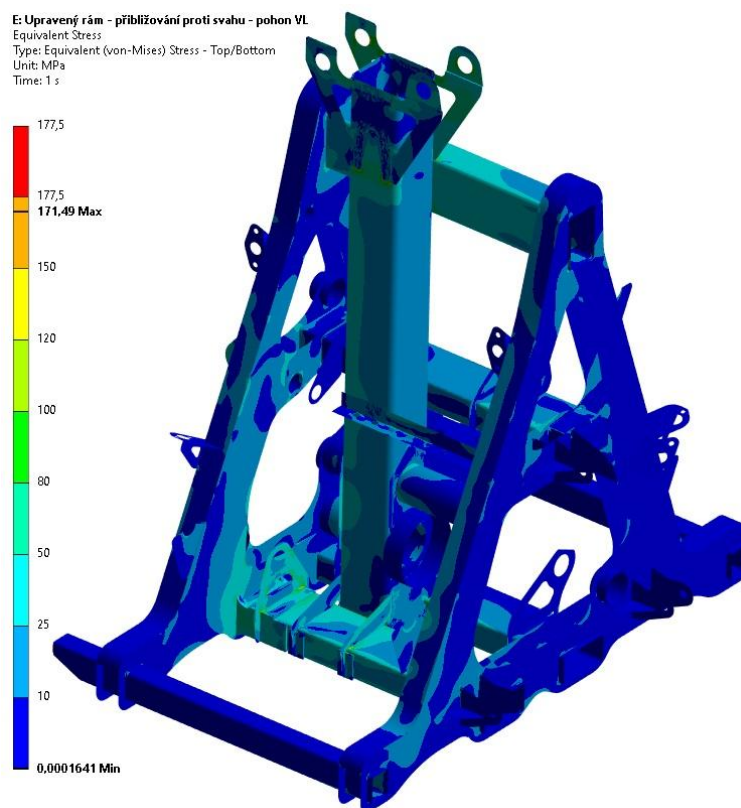
Na *Obr. 51* je znázorněná zasíťovaná část rámu. Na zobrazené části je možné vidět upravený držák brzdového lana, který byl doplněn výztuhami podélného nosníku. Došlo i k přidání výztuh mezi hlavním profilem nosoucím stožár a podélnými nosníky. Síť upravené konstrukce rámu je tvořena stejně jako u původní konstrukce rámu prvky o velikosti 7 mm a má 278 127 uzlů a 276 615 mm.

## 9 ANALÝZA NAPJATOSTI UPRAVENÉ KONSTRUKCE RÁMU

Na základě výpočtového modelu upravené konstrukce rámu byl proveden numerický výpočet všech uvažovaných zátěžných stavů. Analýzy napjatosti budou vyhodnocovány podle stejných vyhodnocovacích kritérií jako konstrukce původní. Vyhodnocovací kritéria byla popsána v kapitole 6. Bude tak prováděno vyhodnocení konstrukce vzhledem k ekvivalentnímu návrhovému napětí únosnosti  $f_{Fd, \sigma_{Dyn}}=177,5$  MPa, které obsahuje dynamický součinitel. Napjatost konstrukce pro jednotlivé zátěžné stavy je určena dle redukovaného napětí HMM, označovaného také jako napětí Von-Mises. Pro všechny zátěžné stavy je volena stupnice napjatosti 0-177,5 MPa. Konstrukce je zobrazována v nedeformovaném stavu. Při překročení hodnoty 177,5 MPa, což je hodnota ekvivalentního návrhového napětí únosnosti, by mělo docházet k červenému zbarvení míst. V žádném zátěžném stavu upravené konstrukce však k překročení hodnoty ekvivalentního návrhového napětí únosnosti nedošlo. V následující kapitole bude zobrazen jeden vybraný zátěžný stav. Na zobrazený vybraný zátěžný stav bude navazovat zobrazení detailů oblastí. Bude se jednat o detaily oblastí v příslušných zátěžných stavech, které byly u původní konstrukce rámu vyhodnoceny jako potenciálně nebezpečné oblasti.

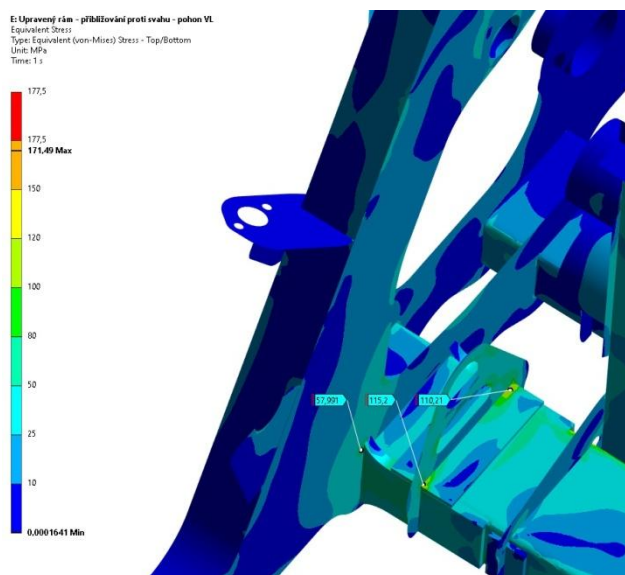
### 9.1 PROVOZ PROTI SVAHU – Pohon VRATNÉHO LANA

Na Obr. 52 je zobrazená analýza napjatosti upravené konstrukce rámu. Maximální napětí při zátěžném stavu provozu proti svahu – pohon vratného lana dosahuje hodnoty 171,49 MPa. Vzniklé maximální napětí nepřesahuje ekvivalentní návrhové napětí únosnosti.



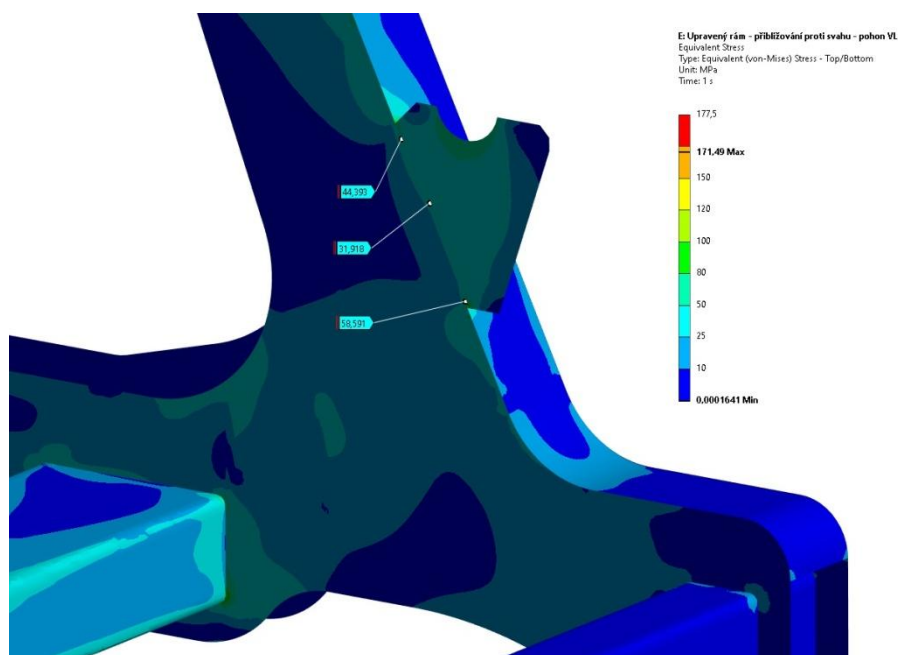
Obr. 52 Upravená konstrukce rámu - Průběh napjatosti podle redukovaného napětí HMM, provoz proti svahu – pohon VL

Na *Obr. 53* je znázorněna oblast 1, která byla ve všech zátěžných stavech hodnocena jako potenciálně nebezpečná. Oblast 1 je znázorněna v zátěžném stavu provoz proti svahu – pohon VL, ale je opět velmi podobná u všech zátěžných stavů jako u původní konstrukce rámu. V oblasti, která byla upravená výztuhami, již nedošlo k překročení hodnoty ekvivalentního napětí návrhové únosnosti zahrnující dynamický součinitel.



*Obr. 53 Detail: Oblast 1 upravené konstrukce rámu*

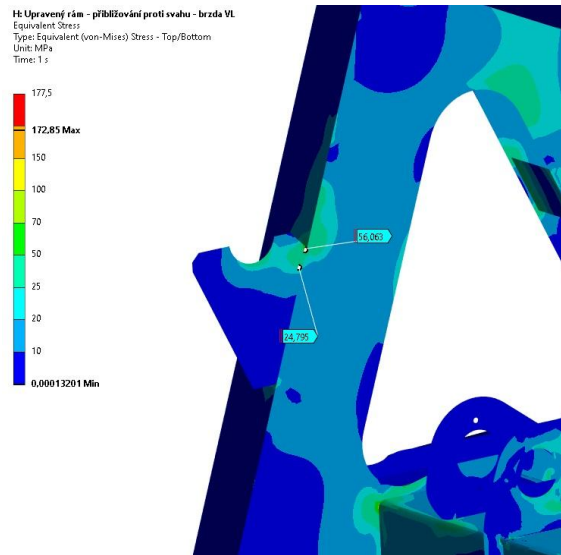
Druhou oblastí, která byla velmi podobná ve všech zátěžných stavech, je oblast předního držáku nosné hřídele bubnu nosného lana zobrazená na *Obr. 54*. Změnou konstrukce došlo i v této oblasti k odstranění místa se zvýšeným napětím a výsledné napětí upraveného rámu je pod hodnotou ekvivalentního návrhového napětí únosnosti.



*Obr. 54 Detail: Oblast 2 upravené konstrukce rámu*

## 9.2 PROVOZ PROTI SVAHU – BRZDA VRATNÉHO LANA

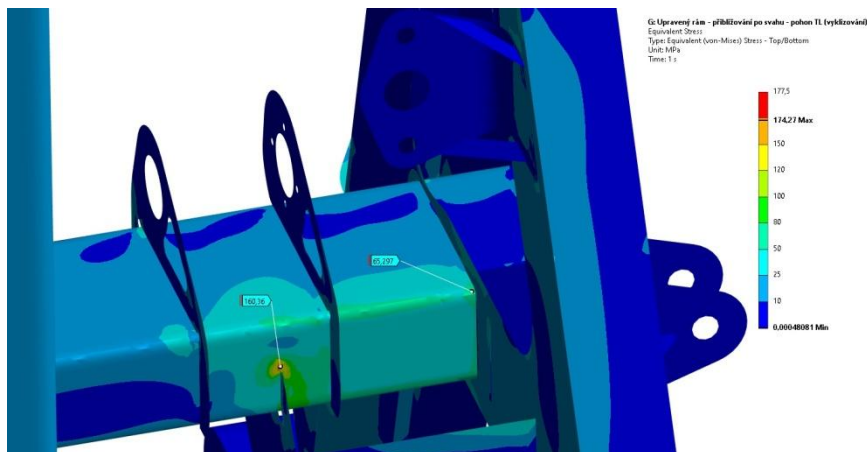
Při zátěžném stavu provoz po svahu – brzda vratného lana je maximální dosažené napětí 172,85 MPa. Vzniklé napětí je pod ekvivalentním návrhovým napětím únosnosti. Na Obr. 55 je zobrazen detailní pohled na oblast 3, která u původní konstrukce vykazovala potenciálně nebezpečné místo. Na upravené konstrukci rámu v této oblasti nedochází ke vzniku zvýšeného napětí nad hranici ekvivalentního návrhového napětí jako u původní konstrukce.



Obr. 55 Detail: Oblast 3 upravené konstrukce rámu

## 9.3 PROVOZ PO SVAHU – POHON TAŽNÉHO LANA

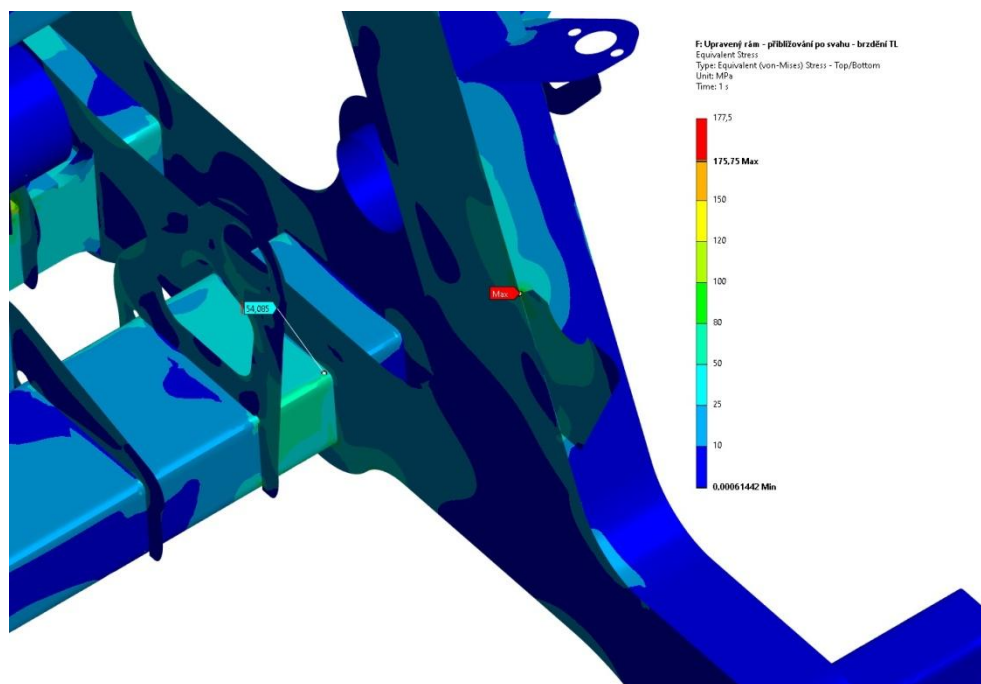
Při zátěžném stavu provoz po svahu – pohon tažného lana nebyly u původní konstrukce shledány kromě oblasti 1 a oblasti 2 shledány žádné větší nedostatky. Byla však zobrazena oblast 4, která však byl vyhodnocena jako bezpečná. Maximální napětí upravené konstrukce dosahuje 174,27 MPa a je pod hodnotou ekvivalentního návrhového napětí únosnosti. Na Obr. 56 je znázorněna oblast 4 pro porovnání změny oproti původnímu rámu. V napojení příčného nosníku k čelu výrazně kleslo napětí a nevzniká špička. V oblasti výztuhy uložení předlokové hřídele pro pohon tažného lana však zůstává lokální zvýšené napětí. Napětí je však pod ekvivalentním návrhovým napětím únosnosti.



Obr. 56 Detail: Oblast 4 upravené konstrukce rámu

## 9.4 PROVOZ PO SVAHU – BRZDA TAŽNÉHO LANA

Při zátěžném stavu provoz po svahu – brzda tažného lana vychází na upravené konstrukci rámu maximální hodnota napětí 175,75 MPa. Maximální napětí je pod hodnotou ekvivalentního návrhového napětí. Na *Obr. 57* je zobrazena oblast 5, která byla u původního rámu určena jako vhodná k úpravě. V oblasti byl proto upraven držák zadní brzdy tažného lana. V oblasti napojení spodního podélného nosníku na čelo již nevzniká žádné zvýšené napětí nad hodnotu ekvivalentního návrhového napětí jako u původní konstrukce.



*Obr. 57 Detail: Oblast 5 zvýšeného napětí*

## 9.5 ZHODNOCENÍ UPRAVENÉHO RÁMU

Upravená konstrukce rámu má ve všech zátěžných stavech maximální napětí pod hodnotou ekvivalentního návrhového napětí únosnosti  $f_{Fd,\sigma_{Dyn}} = 177,5$  MPa. Vzniklé maximální napětí jsou však špičková napětí jako například na zadním držáku nosné hřídele bubnu tažného lana na *Obr. 57*. Vzniklá špičková napětí nevytváří žádné větší oblasti se zvýšenou napjatostí a jsou víceméně bodové. Maximální napětí se na konstrukci ve všech zátěžných stavech při pomnutí špičkových napětí pohybuje do hodnoty 125 MPa. Upravený rám je vhodný pro statické zatížení i pro proměnné zatížení.

## ZÁVĚR

Práce se ve svém úvodu nejprve zabývala stručným popisem lesních lanových zařízení. Součástí rešeršní části bylo také rozdělení lesních lanových zařízení podle vybraných kritérií. Hlavním rozdělovacím kritériem těchto strojů je bezesporu zejména rozřídění podle počtu pracovních lan systému. Byly rozebrány systémy jednolanové, dvoulanové, třílanové a vícelanové. Na všeobecnou rešeršní část navazoval popis a uvedení technických parametrů lesního lanového dopravního zařízení Larix Lamako, jehož rám byl předmětem navazujících pevnostních výpočtů.

Na základní popis funkce zařízení Larix Lamako navazovaly nejprve analytické výpočty. V první části analytických výpočtů došlo k určení vertikálních sil vznikajících ve stožáru od provozních i kotevních lan. Pro výpočet byly uvažovány různé varianty umístění stožáru, které při provozu běžně nastávají. Analytické výpočty dále pokračovali výpočtem sil v řetězových převodech, třecích kuželových spojkách a pásových brzdách. Na základě výsledků sil v převodech, spojkách i brzdách bylo provedeno vypočtení reakčních sil uložení jednotlivých částí při uvažované maximální dovolené síle v lanech. Rozsáhlé analytické výpočty pak byly stěžejní částí pro dostatečné vymezení všech důležitých zátěžných stavů. Na základě analytických výpočtů došlo k popisu čtyř potenciálně nejhorších zátěžných stavů, které mohou při provozu lesního lanového dopravního zařízení nastat.

V Další části se práce zabývala vytvořením výpočtového modelu konstrukce rámu lesního lanového dopravního zařízení v programu Ansys. Výpočtový model byl vytvořen zjednodušením 3D modelu importovaného do prostředí Ansys SpaceClaim z programu SolidWorks. Pro numerický výpočet byl vytvořen příslušný skořepinový model, který se pro obdobné konstrukce nejčastěji používá. Výpočtovému modelu byly definovány okrajové podmínky a následně byly vytvořeny analýzy napjatosti pro jednotlivé zátěžné stavy. Analýzy napjatosti konstrukce rámu byly vyhodnoceny podle příslušných norem platných pro lesní lanová dopravní zařízení. Napjatost rámu byla hodnocena podle návrhového napětí únosnosti a ekvivalentního návrhového napětí únosnosti, které zahrnuje dynamický součinitel. Rám byl vyhodnocen jako vyhovující pro statické zatížení.

Vzhledem k proměnlivému zatížení bylo nutné provést patřičné konstrukční úpravy. Byly provedeny úpravy většího rozsahu vzhledem k požadavku Výzkumné stanice Křtiny, jakožto výrobce zařízení. Pro upravenou konstrukci rámu lesního lanového dopravního zařízení byl vytvořen nový výpočtový model a provedeny analýzy napjatosti pro definované zátěžné stavy. Upravený rám vyhověl přísným kritériím jak pro statické zatížení tak i proměnlivé zatížení konstrukce.

Pro nejpřesnější vyhodnocení by bylo vhodné kontrolovat konstrukci na únavu podle příslušných používaných metod. Jelikož však není známá přesná historie napětí, která by byla možná zjistit dlouhodobými experimentálními měřeními, byla použita metoda využívající hodnocení na základě ekvivalentního návrhového napětí únosnosti vhodnou alternativou pro posouzení konstrukce rámu pro proměnlivá zatížení a je plně v souladu s příslušnými normami.

Sestava původní i upravené konstrukce rámu lesního lanového dopravního zařízení byla vytvořena podle předem stanovených požadavků.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] NERUDA, Jindřich. Technika a technologie v lesnictví: učební text pro předměty Technika a technologie v lesnictví, Základní procesy těžby a dopravy dříví, Technika a technologie lesní těžby a Technika a technologie dopravy dříví. 2., přeprac. vyd. V Brně: Mendelova univerzita, 2015. ISBN 978-80-7509-193-2.
- [2] HOREK, Přemysl. Lesní lanovky. Kostelec nad Černými lesy: Lesnická práce, 2007. ISBN 978-80-87154-10-6.
- [3] Lesní Lanovka Larix Lamako DT, Návod k obsluze, údržbě a seřizování. Školní lesní podnik Masarykův les Křtiny, Mendelova univerzita v Brně, 2008.
- [4] SIMANOV, Vladimír a Václav KOHOUT. Těžba a doprava dříví. Písek: Matice lesnická, 2004. ISBN 80-86271-14-5.
- [5] PETR, Jiří a Zdeněk BARTOŠ. Lanová dopravní zařízení. Brno: Mendelova zemědělská a lesnická univerzita, 1995, 67 s. ISBN 80-7157-158-X.
- [6] LUKÁČ, Tibor. Lanovky v lesníctve. Zvolen: Ústav pre výchovu a vzdelávanie pracovníkov lesného a vodného hospodárstva SR, 2001, 167 s. ISBN 80-88677-82-3.
- [7] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE, Richard G. (Richard Gordon) BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. Konstruování strojních součástí. V Brně: VUTIUM, 2010, xxv, 1159 s. : il. ; 26 cm. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [8] VLK, Miloš. Dynamická pevnost a životnost. Brno: Vysoké učení technické, 1987, 1. vydání, 224 s
- [9] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. Části strojů. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990. Technický průvodce. ISBN 80-03-00426-8.
- [10] JANÍČEK, Přemysl, Emanuel ONDRÁČEK, Jan VRBKA a Jiří BURŠA. Mechanika těles: pružnost a pevnost I. Brno: CERM, 2004, 287 s. ISBN 80-214-2592-X
- [11] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [12] HOBACHER, A. F. Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components. 2nd ed. 2016. Imprint: Springer, 2016. IIW Collection. ISBN 9783319237572.
- [13] ČSN EN 16 517. Zemědělské a lesnické stroje – Mobilní lanovky pro těžbu dřeva – Bezpečnost. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví 2023, 40s. Třídící znak 470670.
- [14] ČSN ISO 6814. Lesnické stroje – Mobilní a samojízdné stroje – termíny, definice a třídění. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví 2015, 16s. Třídící znak 476000.

- [15] ČSN EN 13001-3-1+A2. Jeřáby – Obecný návrh – Část 3-1: Mezní stavy a prokázání způsobilosti ocelových konstrukcí. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví 2018, 98s. Třídící znak: 270105.
- [16] ČSN EN 13001-2. Jeřáby – Návrh obecně – Část 2: Účinky zatížení. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví 2022, 64s. Třídící znak: 270105.
- [17] ČSN EN 10025-2. Výrobky válcované za tepla z konstrukčních ocelí – Část 2: Technické dodací podmínky pro nelegované konstrukční ocelí. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví 2020, 40s. Třídící znak: 420904
- [18] ČSN EN 1993-1-9. Eurokód 3: Navrhování ocelových konstrukcí – Část 1-9: Únava. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví 2013, 44s. Třídící znak: 731401.
- [19] PETRUŠKA, Jindřich. MKP v inženýrských výpočtech [online] [cit. 2023-05-01]. Dostupné z: <http://www.umt.fme.vutbr.cz/images/opory/MKP%20v%20inzenyrskych%20vypoctech/RIV.pdf>
- [20] Forest Machinery - Školní lesní podnik Masarykův les Mendelova univerzita v Brně: Larix Lamako [online]. Křtiny 175, 679 05 Křtiny, 2023 [cit. 2023-02-01]. Dostupné z: <https://www.forest-machinery.cz/cs/stroje-pro-soustredovani-drivi/larix-lamako/>
- [21] Forest Machinery - Školní lesní podnik Masarykův les Mendelova univerzita v Brně: Servis strojů [online]. Křtiny 175, 679 05 Křtiny, 2023 [cit. 2023-02-01]. Dostupné z: <https://www.forest-machinery.cz/cs/servis-stroju/>
- [22] MM Forsttechnik GmbH:MM Sherpa performance [online]. Mayr-Melnhof-Strase 9, A-8130 Frohnleiten, Austria, 2023 [cit. 2023-17-4]. Dostupné z: <https://www.mm-forsttechnik.at/de/mm-sherpa/performance.php>
- [23] MM Forsttechnik GmbH:MM Sherpa – technische details [online]. Mayr-Melnhof-Strase 9, A-8130 Frohnleiten, Austria, 2023 [cit. 2023-17-04]. Dostupné z: <https://www.mm-forsttechnik.at/de/mm-sherpa/technische%20Details.php>
- [24] MM Forsttechnik GmbH: Syncrofalke [online]. Mayr-Melnhof-Strase 9, A-8130 Frohnleiten, Austria, 2023 [cit. 2023-17-4]. Dostupné z: <https://www.mm-forsttechnik.at/de/syncrofalke/performance.php>
- [25] Městys Křtiny: Výzkumná stanice Křtiny [online]. Křtiny 26, 679 05 Křtiny, 2023 [cit. 2023-02-01]. Dostupné z <https://www.krtiny.cz/vyzkumna-stanice/>
- [26] COMSOL – Software for multiphysics simulation: Singularities in Finite Element Models:Dealing with Red Spots [online]. 2023 [cit. 2023-05-03]. Dostupné z: <https://www.comsol.com/blogs/singularities-in-finite-element-models-dealing-with-red-spots/>



- [27] Koller GmbH: KX 304 Bagger-Yarder [online]. Kufsteiner Wald 26, A-6334 Schwoich bei Kufstein, Austria, 2023 [cit. 2023-17-4]. Dostupné z: <https://www.kollergmbh.com/de/kippmastgeraete/kx304>
- [28] SSAB: Strenx – produktová nabídka a materiálové listy [online]. 2023 [cit. 2023-05-14]. Dostupné z: [https://www.ssab.com/cs-cz/obchodni-znacky-vyrobky/strenx/nabidka-produktu?gclid=EAIaIQobChMIyfm70\\_iN\\_wIVWvN3Ch32egCBEAAYASAAEgI8xfD\\_BwE](https://www.ssab.com/cs-cz/obchodni-znacky-vyrobky/strenx/nabidka-produktu?gclid=EAIaIQobChMIyfm70_iN_wIVWvN3Ch32egCBEAAYASAAEgI8xfD_BwE)
- [29] SSAB: Vysokopevnostní ocel Strenx [online]. 2023 [cit. 2023-05-14]. Dostupné z: <https://www.ssab.com/cs-cz/obchodni-znacky-vyrobky/strenx>

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$a_{s\_TL}; b_{s\_TL}$	[mm]	Ramena páky spojky tažného lana
$a_{s\_VL}; b_{s\_VL}$	[mm]	Ramena páky spojky vratného lana
$a_x; b_x; c_x; d_x$	[mm]	Vzdálenosti středů částí součástí
$b_{NL}; a_{NL}$	[mm]	Ramena páky náboje brzdy nosného lana
$b_{TL}; a_{TL}$	[mm]	Ramena páky náboje brzdy tažného lana
$b_{VL}; a_{VL}$	[mm]	Ramena páky náboje brzdy vratného lana
$d_{2k}$	[mm]	Průměr roztečné kružnice hnaného ozubeného kola
$d_{b\_NLmin}$	[m]	Průměr prvního návínu na bubnu nosného lana
$d_{b\_TLmin}$	[m]	Průměr prvního návínu na bubnu tažného lana
$d_{b\_VLmin}$	[m]	Průměr prvního návínu na bubnu vratného lana
$D_{bb\_NL}$	[m]	Průměr bubnu brzdy nosného lana
$D_{bb\_TL}$	[mm]	Průměr bubnu brzdy tažného lana
$D_{bb\_VL}$	[mm]	Průměr bubnu brzdy vratného lana
$d_{f\_TL\_p}$	[mm]	Průměr roztečné kružnice hnacího řetězového kola tažného lana
$d_{sk\_TL}$	[m]	Roztečný průměr hnaného řetězového kola pohonu tažného lana
$d_{sk\_VL}$	[m]	Roztečný průměr hnaného řetězového kola pohonu vratného lana
$D_{sp\_TL}$	[m]	Velký průměr spojky tažného lana
$D_{sp\_VL}$	[m]	Velký průměr spojky vratného lana
$d_{sp\_VL}$	[m]	Malý průměr spojky vratného lana
$d_{sp\_VL}$	[m]	Malý průměr spojky tažného lana
$e$	[-]	Eulerovo číslo
$F_{A'y}; F_{A'z}$	[N]	Osové síly v bodě A'
$F_{Ay}; F_{Az}$	[N]	Osové síly v bodě A
$F_{B'y}; F_{B'z}$	[N]	Osové síly v bodě B
$f_{BO}$	[-]	Součinitel tření materiálu brzdového obložení
$F_{By}; F_{Bz}$	[N]	Osové síly v bodě B
$F_{c\_TL}$	[N]	Tahová síla v řetězu tažného lana způsobená odstředivou silou
$F_{c\_VL}$	[N]	Tahová síla v řetězu vratného lana způsobená odstředivou silou
$F_{C'y}; F_{C'z}$	[N]	Osové síly v bodě C'
$F_{Cy}; F_{Cz}$	[N]	Osové síly v bodě C
$F_{D'y}; F_{D'z}$	[N]	Osové síly v bodě D'
$F_{Dy}; F_{Dz}$	[N]	Osové síly v bodě D

$F_{Ey}; F_{Ez}$	[N]	Osové síly v bodě E
$f_{Fd_\sigma}$	[MPa]	Návrhové napětí únosnosti nosných prvků
$f_{Fd_\sigma\_Dyn}$	[MPa]	Ekvivalentní návrhové napětí únosnosti nosných prvků
$F_{Fy}; F_{Fz}$	[N]	Osové síly v bodě F
$F_{Gc}$	[N]	Tíhová síla vozíku
$F_{Gy}; F_{Gz}$	[N]	Osové síly v bodě G
$F_{Hy}; F_{Hz}$	[N]	Osové síly v bodě H
$F_{Hya}; F_{Hyb}; F_{Hyc}$	[N]	Horizontální síla od zatížení varianty a; b; c
$F_{Iy}; F_{Iz}$	[N]	Osové síly v bodě I
$F_{Jy}; F_{Jz}$	[N]	Osové síly v bodě J
$F_{KLa}; F_{KLb}; F_{KLc}$	[N]	Síla v kotevním lanu varianty a; b; c
$F_{Ky}; F_{Kz}$	[N]	Osové síly v bodě K
$F_{Ly}; F_{Lz}$	[N]	Osové síly v bodě L
$F_{My}; F_{Mz}$	[N]	Osové síly v bodě M
$F_{NL\_B}$	[N]	Maximální brzdná síla v nosném lanu
$F_{NLa}; F_{NLb}; F_{NLc}$	[N]	Síla v nosném lanu varianty a; b; c
$F_{Ny}; F_{Nz}$	[N]	Osové síly v bodě N
$F_{o\_NL}$	[N]	Brzděná síla na obvodu brzdy
$F_{o\_TL}$	[N]	Brzděná síla na bubnu brzdy tažného lana
$F_{o\_TL}$	[N]	Obvodová síla v řetězu při pohonu tažného lana
$F_{o\_VL}$	[N]	Brzděná síla na bubnu brzdy vratného lana
$F_{o\_VL}$	[N]	Obvodová síla v řetězu při pohonu vratného lana
$F_{O'y}; F_{O'z}$	[N]	Osové síly v bodě O'
$F_{Oy}; F_{Oz}$	[N]	Osové síly v bodě O
$F_{P'y}; F_{P'z}$	[N]	Osové síly v bodě P'
$F_{ps\_TL}$	[N]	Potřebná síla vyvinutá motorem spojky tažného lana
$F_{ps\_TL\_ax}$	[N]	Přítlačná síla spojky tažného lana
$F_{ps\_VL}$	[N]	Potřebná síla vyvinutá motorem spojky vratného lana
$F_{ps\_VL\_ax}$	[N]	Přítlačná síla spojky vratného lana
$F_{pv\_B\_NL}$	[N]	Síla na ovládací páce brzdy nosného lana
$F_{pv\_B\_TL}$	[N]	Síla na ovládací páce brzdy tažného lana
$F_{pv\_B\_VL}$	[N]	Síla na ovládací páce brzdy vratného lana
$F_{Py}; F_{Pz}$	[N]	Osové síly v bodě P

$F_{Qy}; F_{Qz}$	[N]	Osové síly v bodě Q
$F_{r1k}; F_{r2k}$	[N]	Radiální síla v ozubeném soukolí
$F_{Ry}; F_{Rz}$	[N]	Osové síly v bodě R
$F_{f1}$	[N]	Síla v napnuté části řetězu vratného lana
$F_{f2}$	[N]	Síla v ochablé části řetězu vratného lana
$F_{f3}$	[N]	Síla v napnuté části řetězu tažného lana
$F_{f4}$	[N]	Síla v ochablé části řetězu tažného lana
$f_{SO}$	[-]	Součinitel tření obložení spojky
$F_{Sy}; F_{Sz}$	[N]	Osové síly v bodě S
$F_{T\_NL}$	[N]	Velký tah v pásu brzdy nosného lana
$F_{T\_TL}$	[N]	Velký tah v pásu brzdy tažného lana
$F_{t\_TL}$	[N]	Malý tah v pásu brzdy tažného lana
$F_{t\_TL}$	[N]	Malý tah v pásu brzdy nosného lana
$F_{T\_VL}$	[N]	Velký tah v pásu brzdy vratného lana
$F_{t\_VL}$	[N]	Malý tah v pásu brzdy vratného lana
$F_{t1k}; F_{t2k}$	[N]	Tečná síla v ozubeném soukolí
$F_{TL}$	[N]	Maximální síla v tažném lanu
$F_{TLa}; F_{TLb}; F_{TLc}$	[N]	Síla v tažném lanu varianty a; b; c
$F_{Ty}; F_{Tz}$	[N]	Osové síly v bodě T
$F_{VL}$	[N]	Maximální síla ve vratném lanu
$F_{VLa}; F_{VLb}; F_{VLc}$	[N]	Síla ve vratném lanu varianty a; b; c
$F_{Vza}; F_{Vzb}; F_{Vzc}$	[N]	Celková vertikální síla varianty a; b; c
$f_y$	[MPa]	Mez kluzu
$g$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Tíhové zrychlení
$k_b$	[-]	Součinitel navýšení brzdného účinku
$LDZ$	[min <sup>-1</sup> ]	Lanové dopravní zařízení
$M_{bb\_NLmax}$	[N·m]	Brzdny moment brzdy nosného lana
$M_{t\_TLmax}$	[N·m]	Točivý moment přenášený spojkou tažného lana
$M_{t\_VLmax}$	[N·m]	Točivý moment přenášený spojkou vratného lana
$m_{voz}$	[kg]	Hmotnost vozíku MM Sherpa U3t
$N; NL$		Nosné lana
$S_{NL}$	[mm]	Rameno páky brzdy nosného lana
$S_{TL}$	[mm]	Rameno páky brzdy tažného lana

$s_{VL}$	[mm]	Rameno páky brzdy vratného lana
$T; TL$		Tažné lana
$V; VL$		Vratné lana
$v_{f\_TL}$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Obvodová rychlost řetězu tažného lana
$v_{f\_VL}$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Obvodová rychlost řetězu vratného lana
$x_{bTL}$	[-]	Počet brzd bubnu tažného lana
$x_{bVL}$	[-]	Počet brzd bubnu vratného lana
$\alpha_{TL}$	[°]	Třecí úhel spojky tažného lana
$\alpha_{VL}$	[°]	Třecí úhel spojky vratného lana
$\alpha_x$	[°]	Úhly odklonu lan od stožáru jednotlivých variant
$\alpha_z$	[°]	Úhel záběru ozubeného soukolí
$\beta_{TL}$	[°]	Úhel opásání pásové brzdy tažného lana
$\beta_{VL}$	[°]	Úhel opásání pásové brzdy vratného lana
$\beta_x$	[°]	Úhly mezi lany a stožárem směrem k bubnům jednotlivých variant
$\gamma$	[°]	Úhel mezi kotevními lany a stožárem
$\gamma_m$	[-]	Obecný součinitel spolehlivosti materiálu
$\gamma_{Rm}$	[-]	Součinitel spolehlivosti materiálu
$\gamma_{Sm}$	[-]	Dílčí součinitel spolehlivosti materiálu
$\delta_1; \delta_3$	[°]	Úhly řetězu na napnuté části při pohonu vratného lana
$\delta_2; \delta_2$	[°]	Úhly řetězu na ochablé části při pohonu vratného lana
$\delta_5; \delta_7$	[°]	Úhly řetězu na napnuté části při pohonu tažného lana
$\delta_6; \delta_8$	[°]	Úhly řetězu na ochablé části při pohonu tažného lana
$\rho_1$	[kg·m <sup>-1</sup> ]	Délková hmotnost řetězu
$\varphi; \varphi_8$	[°]	Úhly odklonu pásů brzdy tažného lana na sbíhající straně
$\varphi_1; \varphi_3$	[°]	Úhly odklonu pásů brzdy vratného lana na nabíhající straně
$\varphi_{10}$	[°]	Úhly odklonu pásů brzdy nosného lana na sbíhající straně
$\varphi_2; \varphi_4$	[°]	Úhly odklonu pásů brzdy vratného lana na sbíhající straně
$\varphi_5; \varphi_7$	[°]	Úhly odklonu pásů brzdy tažného lana na nabíhající straně
$\psi$	[°]	Úhel odklonu páky
$\Psi$	[-]	Dynamický součinitel

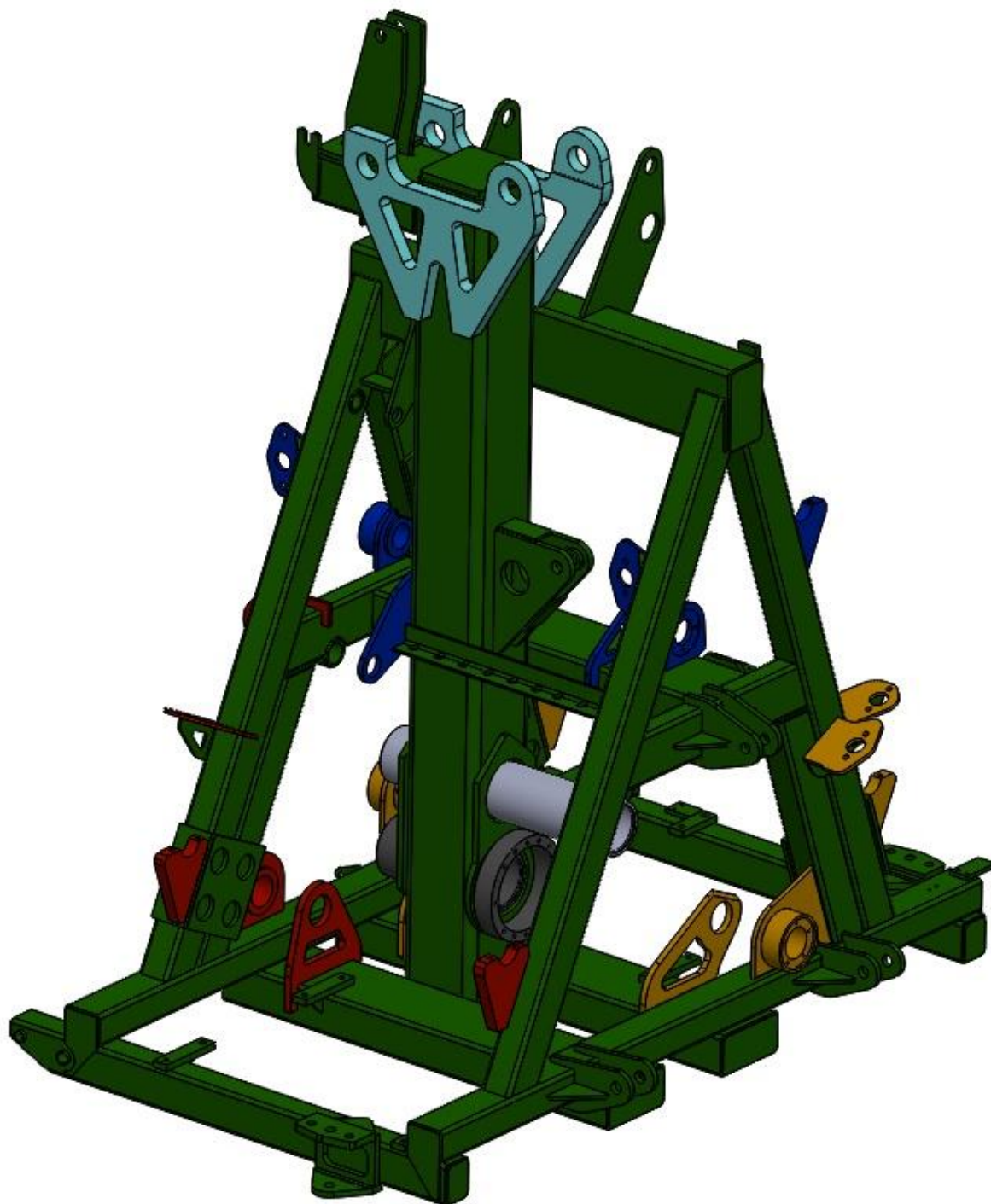
## SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1: Původní konstrukce rámu .....	i
Příloha 2: Analýza napjatosti původní konstrukce rámu Zátěžový stav provoz proti svahu – pohon vratného lana.....	ii
Příloha 3: Analýza napjatosti původní konstrukce rámu Zátěžový stav provoz proti svahu – brzdění vratného lana.....	iii
Příloha 4: Analýza napjatosti původní konstrukce rámu Zátěžový stav provoz po svahu – pohon tažného lana .....	iv
Příloha 5: Analýza napjatosti původní konstrukce rámu Zátěžový stav provoz po svahu – brzdění tažného lana .....	v
Příloha 6: Upravená konstrukce rámu.....	vi
Příloha 7: Analýza napjatosti upravené konstrukce rámu Zátěžový stav provoz proti svahu – pohon vratného lana.....	vii
Příloha 8: Analýza napjatosti upravené konstrukce rámu Zátěžový stav provoz proti svahu – brzdění vratného lana.....	viii
Příloha 9: Analýza napjatosti upravené konstrukce rámu Zátěžový stav provoz po svahu – pohon tažného lana .....	ix
Příloha 10: Analýza napjatosti upravené konstrukce rámu Zátěžový stav provoz po svahu – brzdění tažného lana .....	x

## SEZNAM SAMOSTATNÝCH PŘÍLOH

výkres sestavy původní konstrukce rámu	0-LDZ-S01-UADI-2023
výkres sestavy upravené konstrukce rámu	0-LDZ-S02-UADI-2023

**PŘÍLOHA 1: PŮVODNÍ KONSTRUKCE RÁMU**



## PŘÍLOHA 2: ANALÝZA NAPJATOSTI PŮVODNÍ KONSTRUKCE RÁMU ZÁTĚŽOVÝ STAV PROVOZ PROTI SVAHU – POHON VRATNÉHO LANA

- Maximální redukované napětí podle teorie HMH 626,58 MPa, nedeformovaný stav

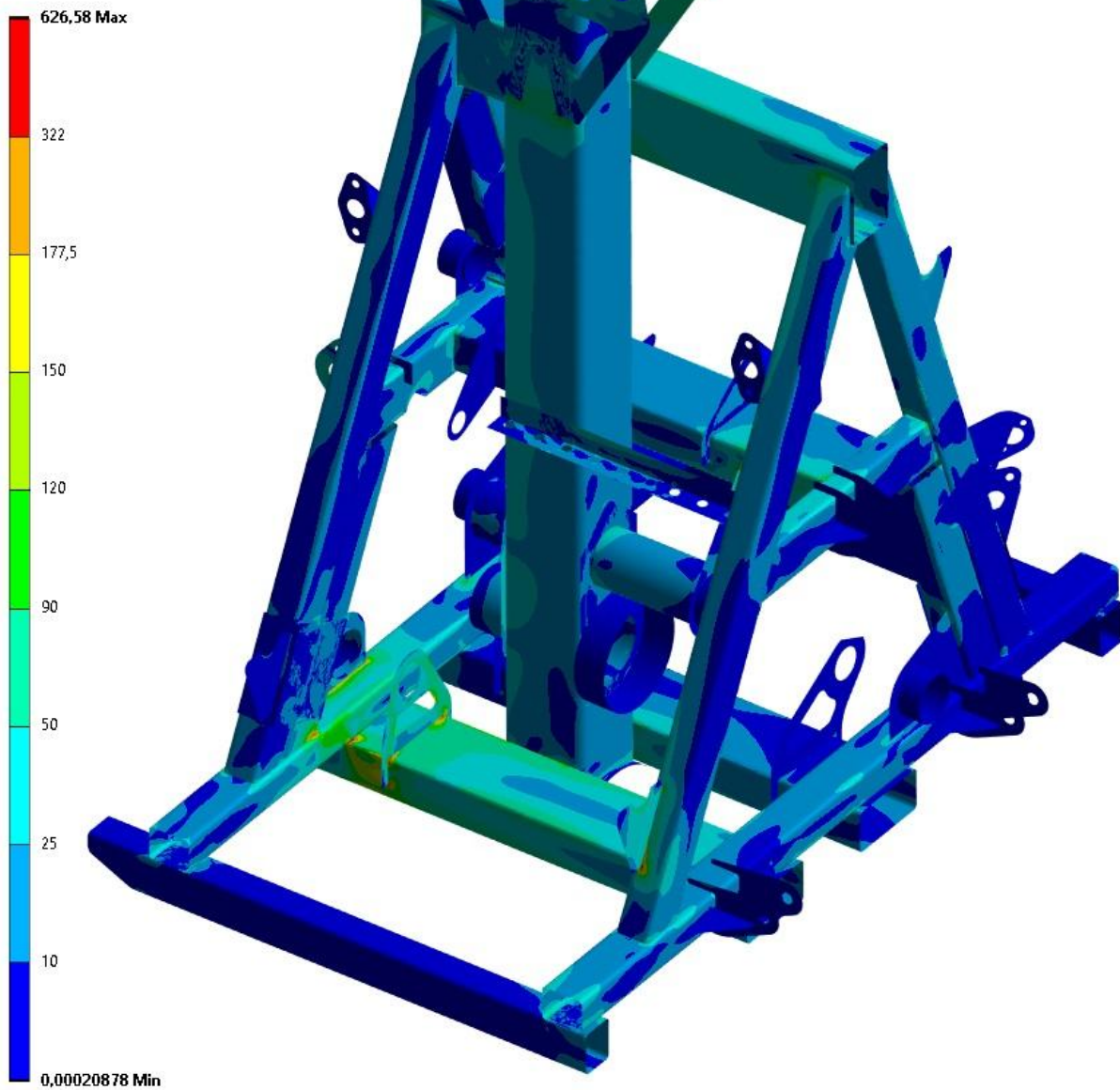
A: Přibližování proti svahu - pohon VL

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1 s

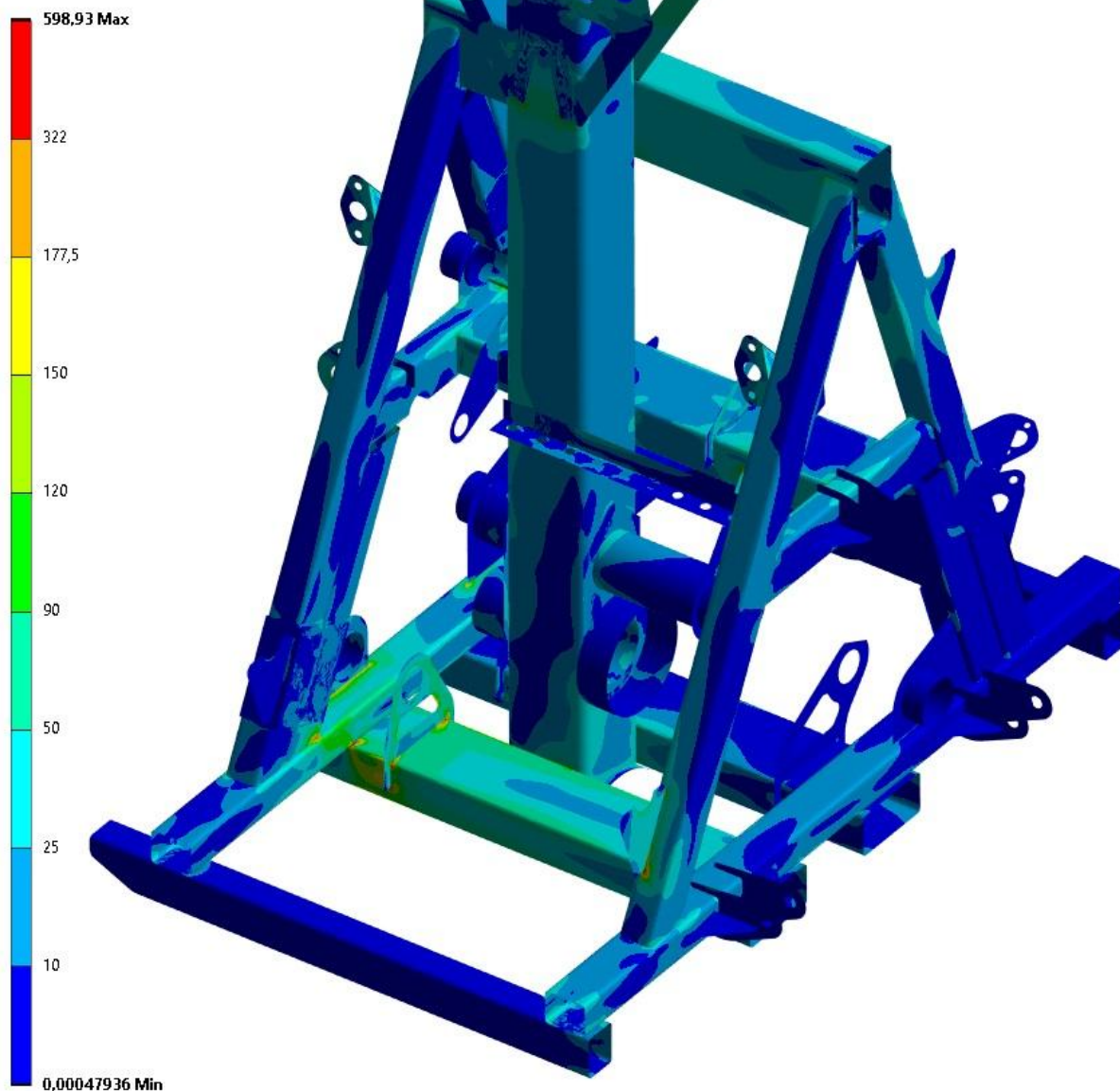




### PŘÍLOHA 3: ANALÝZA NAPJATOSTI PŮVODNÍ KONSTRUKCE RÁMU ZÁTĚŽOVÝ STAV PROVOZ PROTI SVAHU – BRZDĚNÍ VRATNÉHO LANÁ

- Maximální redukované napětí podle teorie HMH 598,93 MPa, nedeformovaný stav

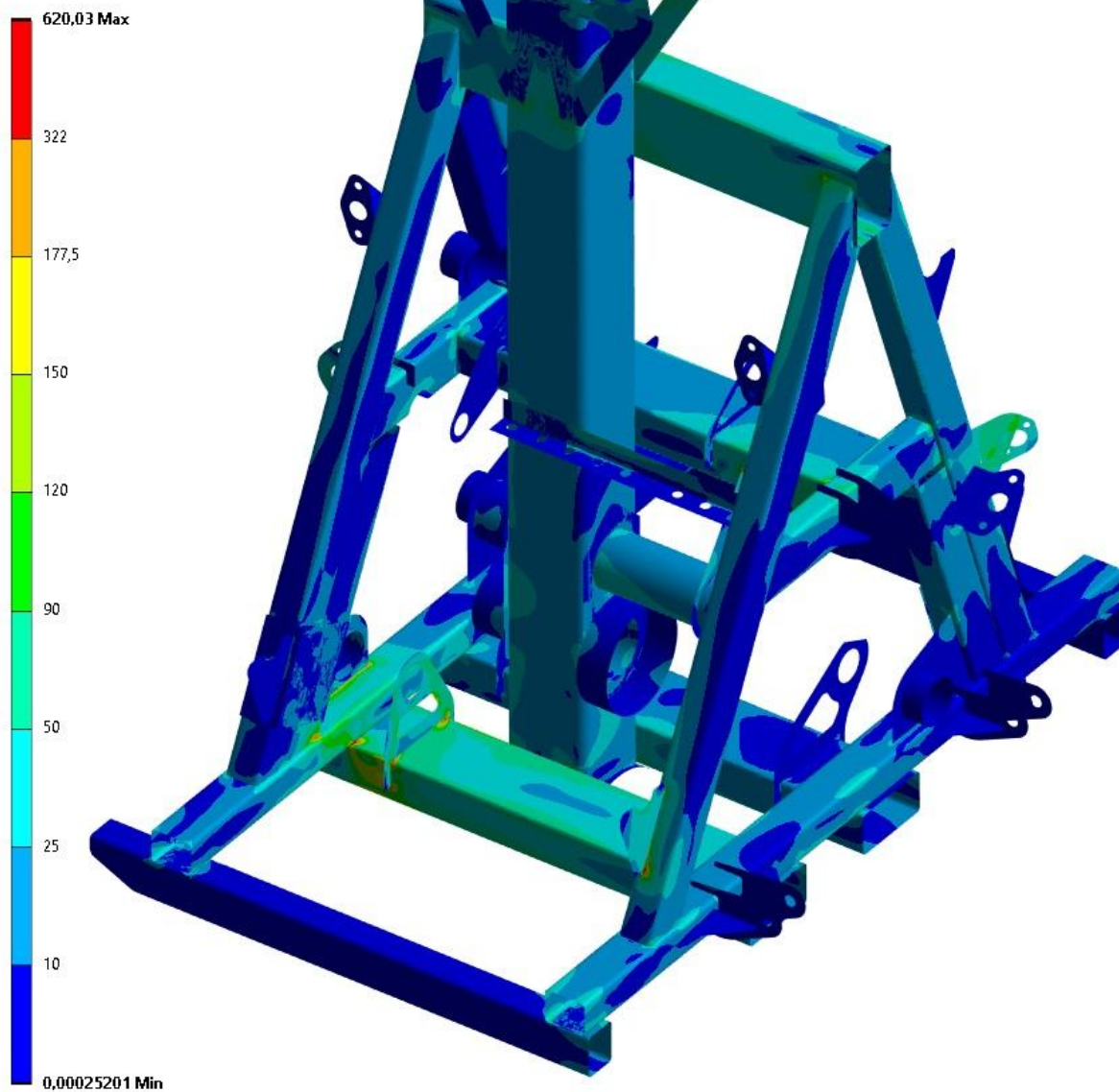
C: Přibližování proti svahu - brzda VL  
Equivalent Stress  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom  
Unit: MPa  
Time: 1 s



#### PŘÍLOHA 4: ANALÝZA NAPJATOSTI PŮVODNÍ KONSTRUKCE RÁMU ZÁTĚŽOVÝ STAV PROVOZ PO SVAHU – POHON TAŽNÉHO LANA

- Maximální redukované napětí podle teorie HMH 620,03 MPa, nedeformovaný stav

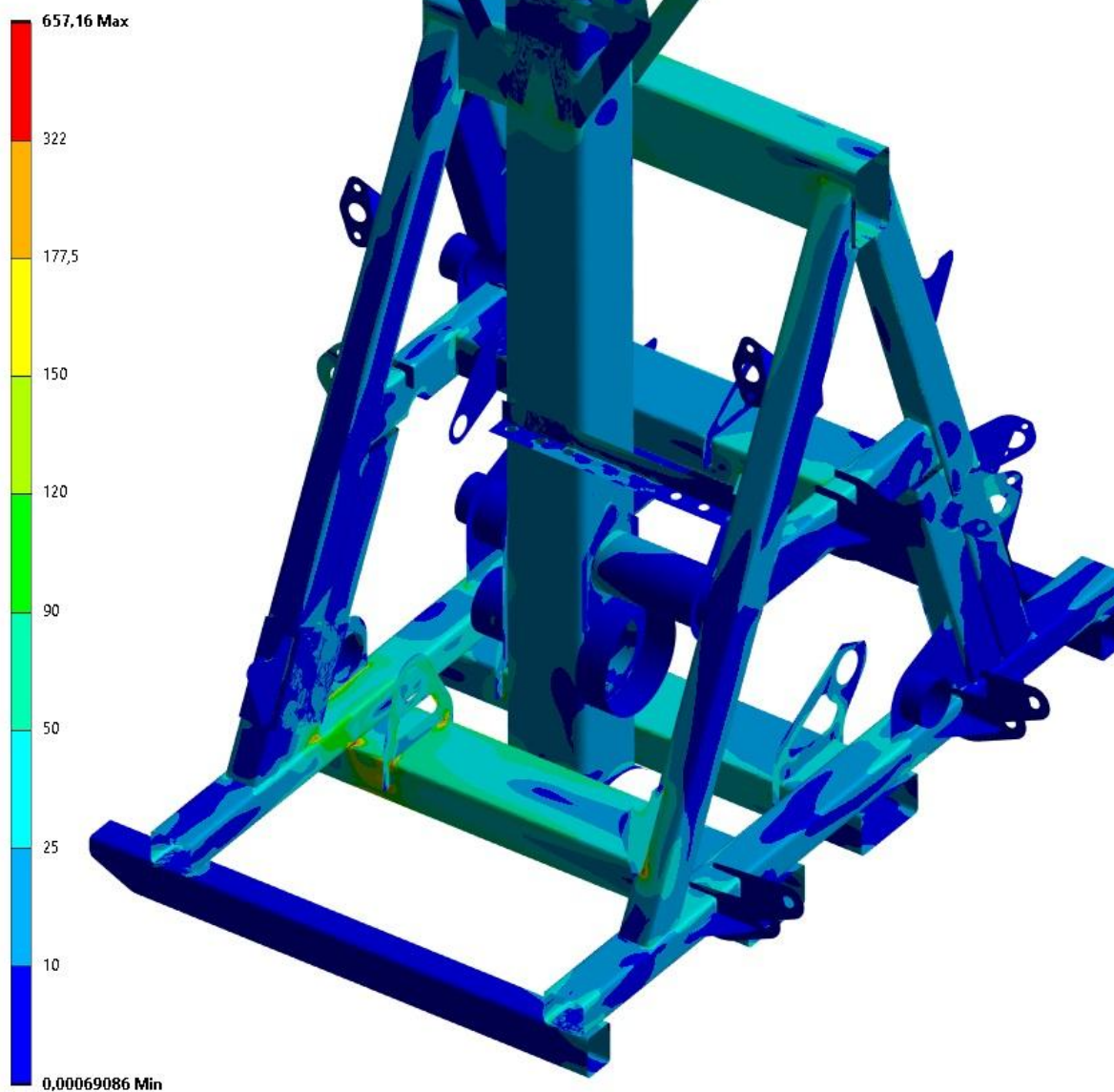
B: Přiblížování po svahu - pohon TL (vyklizování)  
Equivalent Stress  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom  
Unit: MPa  
Time: 1 s



**PŘÍLOHA 5: ANALÝZA NAPJATOSTI PŮVODNÍ KONSTRUKCE RÁMU  
ZÁTĚŽOVÝ STAV PROVOZ PO SVAHU – BRZDĚNÍ TAŽNÉHO LANA**

- Maximální redukované napětí podle teorie HMH 657,16 MPa, nedeformovaný stav

D: Přibližování po svahu - brzdění TL  
Equivalent Stress  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom  
Unit: MPa  
Time: 1 s



## PŘÍLOHA 6: UPRAVENÁ KONSTRUKCE RÁMU



### PŘÍLOHA 7: ANALÝZA NAPJATOSTI UPRAVENÉ KONSTRUKCE RÁMU ZÁTĚŽOVÝ STAV PROVOZ PROTI SVAHU – POHON VRATNÉHO LANA

- Maximální redukované napětí podle teorie HMH 171,49 MPa, nedeformovaný stav

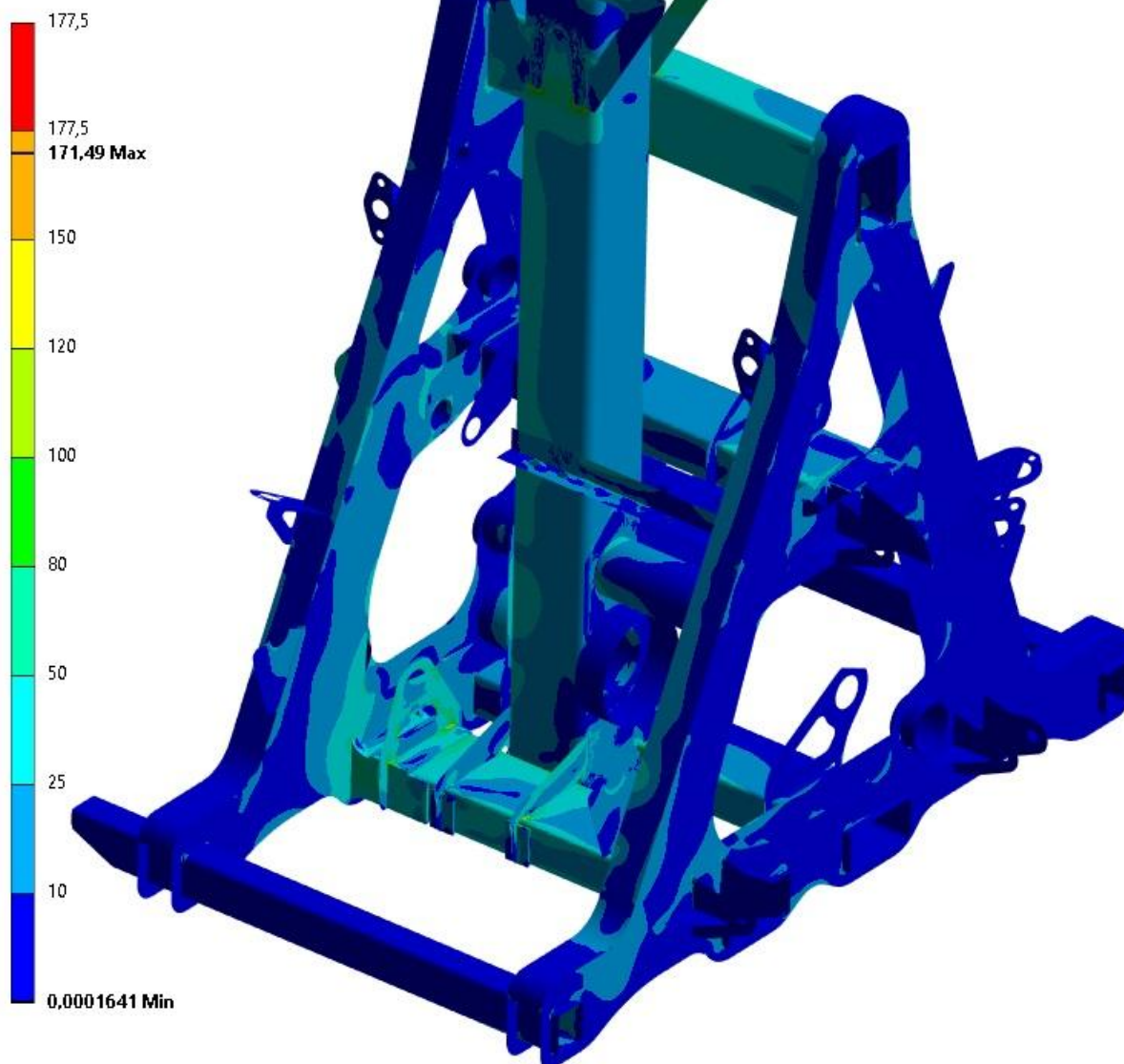
E: Upravený rám - přibližování proti svahu - pohon VL

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1 s



## PŘÍLOHA 8: ANALÝZA NAPJATOSTI UPRAVENÉ KONSTRUKCE RÁMU ZÁTĚŽOVÝ STAV PROVOZ PROTI SVAHU – BRZDĚNÍ VRATNÉHO LANA

- Maximální redukované napětí podle teorie HMH 172,85 MPa, nedeformovaný stav

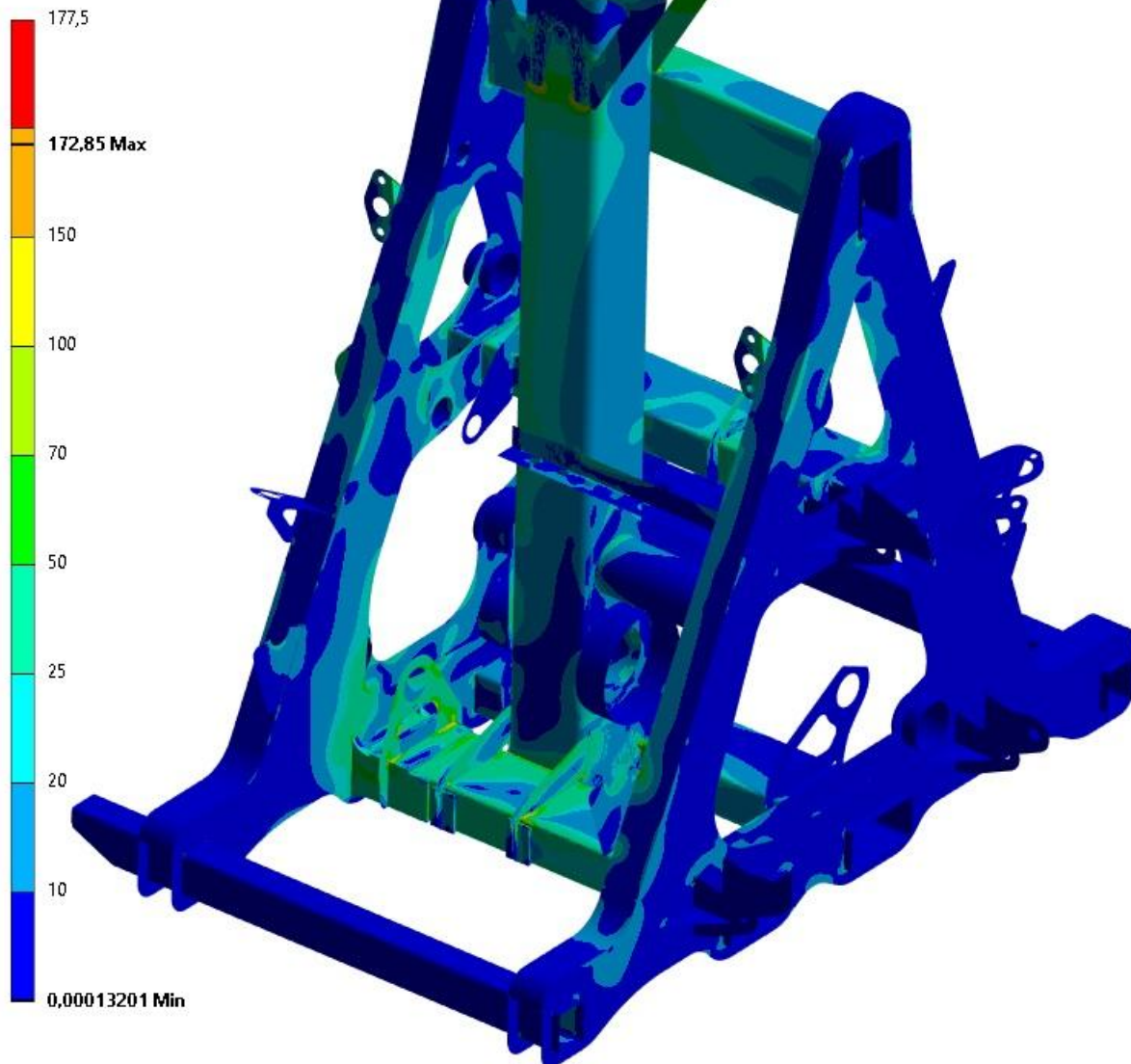
H: Upravený rám - přibližování proti svahu - brzda VL

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1 s



**PŘÍLOHA 9: ANALÝZA NAPJATOSTI UPRAVENÉ KONSTRUKCE RÁMU  
ZÁTĚŽOVÝ STAV PROVOZ PO SVAHU – POHON TAŽNÉHO LANA**

- Maximální redukované napětí podle teorie HMM 174,27 MPa, nedeformovaný stav

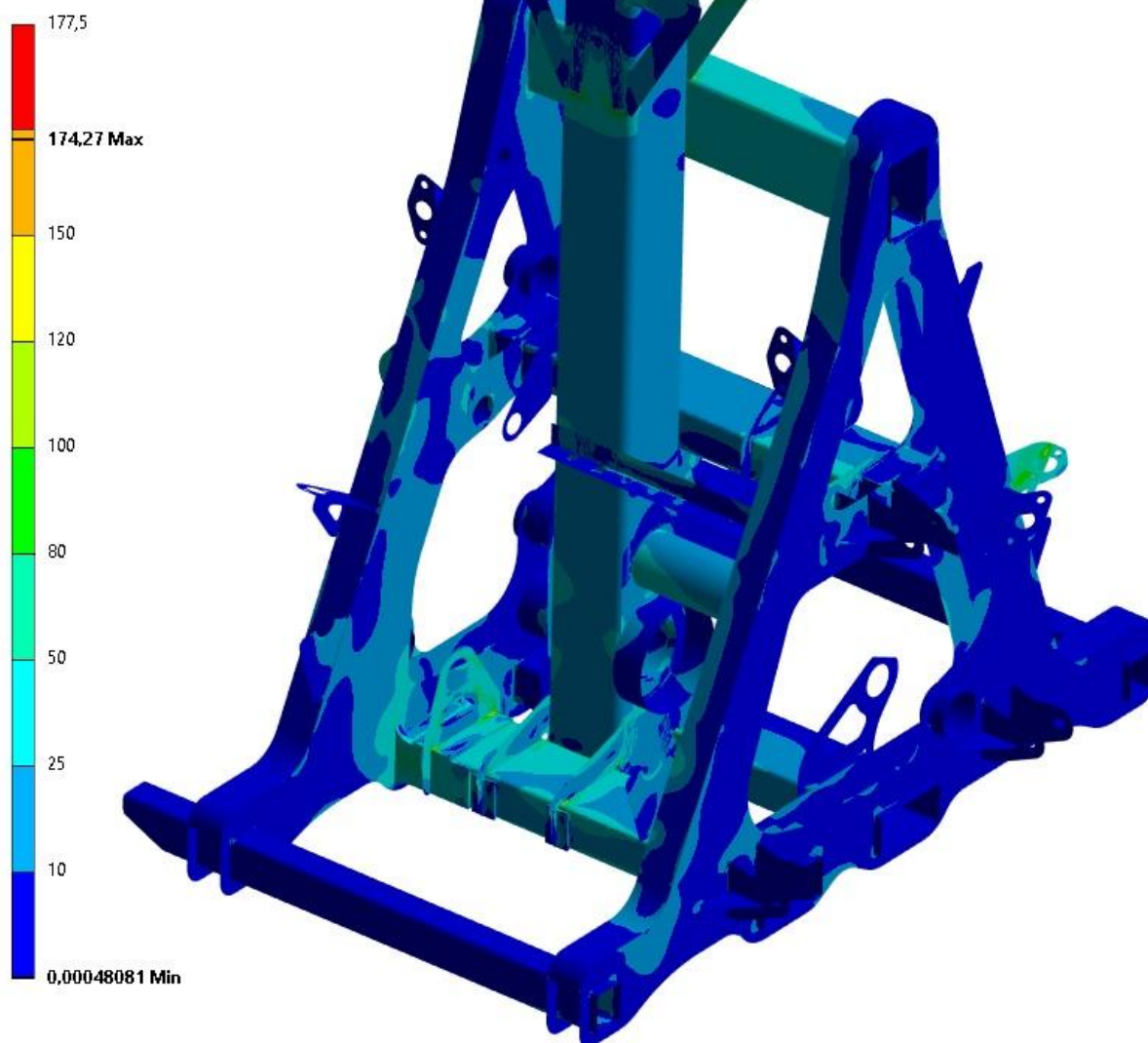
G: Upravený rám - přibližování po svahu - pohon TL (vyklizování)

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1 s



## PŘÍLOHA 10: ANALÝZA NAPJATOSTI UPRAVENÉ KONSTRUKCE RÁMU ZÁTĚŽOVÝ STAV PROVOZ PO SVAHU – BRZDĚNÍ TAŽNÉHO LANA

- Maximální redukované napětí podle teorie HMH 175,75 MPa, nedeformovaný stav

F: Upravený rám - přibližování po svahu - brzdění TL

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1 s

