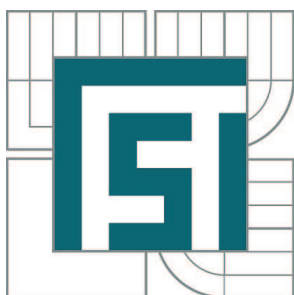


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

ANALÝZA A NÁVRH ULOŽENÍ POJEZDU VÝTAHU V LAKOVNĚ KAROSERÍ

ANALYSIS AND DESIGN OF ELEVATOR STORAGE DRIVE IN THE PAINT CAR BODIES

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. LUKÁŠ POLÁŠEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. JIŘÍ DVOŘÁČEK

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav konstruování

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Lukáš Polášek

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

obor: **Konstrukční inženýrství (2301T037)**

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:

Analýza a návrh uložení pojezdu výtahu v lakovně karoserií

v anglickém jazyce:

Analysis and design of elevator storage drive in the paint car bodies

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem diplomové práce je nalézt vhodnou kombinaci rolny a pojezdové dráhy pro dané provozní podmínky.

- 1.Návrh rozměrů a tvaru rolny s ohledem na cenu a minimalizaci kontaktního napětí
- 2.Návrh materiálu a tepelné zpracování rolny
- 3.Návrh materiálu, opracování a tepelného zpracování pojezdové dráhy
- 4.Posouzení předloženého konstrukčního řešení - kontrola tepelných dilatací
- 5.Návrh variantního řešení

Cíle diplomové práce:

Diplomová práce musí obsahovat:

- 1.Úvod
- 2.Přehled současného stavu poznání
- 3.Formulaci řešeného problému a jeho analýzu
- 4.Vymezení cílů práce
- 5.Návrh metodického přístupu k řešení
- 6.Analýzu a interpretaci získaných údajů
- 7.Závěr

Typ práce: analytická

Účel práce : pro potřeby průmyslu,

Výstup RIV: funkční vzorek, případně publikace

Seznam odborné literatury:

dokumentace pojezdu STROJÍRNY HOLDING a.s

Gohar, R.: Fundamentals Of Tribology. Imperial College Press, 2008, ISBN-10: 1848161840.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jiří Dvořáček

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 22.11.2011

L.S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
Ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Cílem této diplomové práce je provedení analýzy poškozování vodících drah u výtahu karoserií a následné vytvoření konstrukčního návrhu nového řešení pojezdu podle předem získaných poznatků. V první části této práce je sepsána rešerše zabývající se problematikou zvedacích zařízení. Po této části následuje výpočet zatížení s uvažováním dynamických účinků. Na základě tohoto výpočtu jsou vytvořeny čtyři různé varianty nového pojezdu výtahu s využitím různých typů roln (kovové a plastové) pohybujících se po různých typech kolejnic (výtahové a čtvercového profilu). Pro nejvhodnější vybranou variantu jsou vytvořeny 2 nové konstrukční varianty pojezdu výtahu. Konstrukční varianty jsou podrobně popsány a zkontrolovány pomocí metody konečných prvků, na jejímž základě došlo k výběru finální varianty. Pro vybranou variantu je vypracována kompletní výkresová dokumentace.

Klíčová slova: Výtah karoserií, pojezdové ústrojí, rolna, kolejnice

ABSTRACT

The aim of this diploma thesis is making a degradation analysis of guide track for car body elevator and creating a new design of storage drive according to acquired knowledge. In the first part of this thesis is written research dealing with the issue of lifting equipment. After this part follows load calculation with consideration of dynamic effects. Based on this calculation are created four different variants of the new travel lift with the use of various types of rollers (metal and plastic) moving through different types of rails (elevator and square profil). For most appropriate selected variant are created two different designs of the new travel lift. Design variants are described in detail and checked by finite element method, giving rise to the final selection of variants. For the selected variant is produced complete drawings.

Keywords: Elevator of car bodies, storage drive of elevator, roller, rail

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

POLÁŠEK, L. *Analýza a návrh uložení pojezdu výtahu v lakovně karoserií*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 85 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Dvořáček.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tuto diplomovou práci jsem vypracoval a napsal samostatně pod vedením Ing. Jiřího Dvořáčka a veškerou použitou odbornou literaturu jsem uvedl v seznamu použitých zdrojů.

V Brně dne 24. 5. 2012

.....
Lukáš Polášek

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto svému vedoucímu diplomové práce Ing. Jiřímu Dvořáčkovi za cenné rady a připomínky, které vedly ke zdárnému dokončení této práce. Dále bych chtěl poděkovat všem, co mi během psaní diplomové práce a i během studia pomáhali a podporovali mě.

OBSAH

ÚVOD

1	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ.....	14
1.1	Krátký přehled vývoje zdvihacích zařízení.....	14
1.2	Zdvihací zařízení.....	15
1.2.1	Jednoduché zdvihadla.....	15
1.2.2	Jeřáby.....	16
1.2.3	Výtahy	18
1.3	Pohony zvedacích zařízení.....	19
1.3.1	Pohon ruční.....	20
1.3.2	Pohon parní.....	20
1.3.3	Pohon spalovacím motorem	20
1.3.4	Pohon elektrický	20
1.3.5	Pohon hydraulický	21
1.3.6	Pohon pneumatický	21
1.3.7	Pohon sdružený	21
2	FORMULACE ŘEŠENÉHO PROBLÉMU A JEHO ANALÝZA	22
2.1	Popis analyzovaného zařízení	22
2.2	Technické parametry výtahu.....	23
2.3	Popis funkce výtahu.....	23
2.4	Rozbor problému vyskytujícího se na výtahu karoserií.....	23
2.4.1	Předpokládaný mechanismus opotřebení	24
2.5	Pojezdové ústrojí výtahu.....	24
2.5.1	Použité rolny.....	25
2.5.2	Použité kolejnice	27
3	VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE	28
4	NÁVRH METODICKÉHO PŘÍSTUPU K ŘEŠENÍ.....	29
4.1	Výpočet silových reakcí v rolnách.....	29
4.1.1	Určení polohy těžiště soustavy	29
4.1.2	Posouzení a výpočet dynamického zatížení výtahu	30
4.1.3	Výpočet velikosti silových reakcí.....	33
4.2	Návrh variant pojezdového ústrojí.....	34
4.2.1	Varianta A	35
4.2.2	Varianta A2	41
4.2.3	Varianta B.....	44
4.2.4	Varianta C.....	51
4.3	Vybraná varianta.....	56
4.3.1	Tepelné zpracování kolejnice	56
4.3.2	Tepelné zpracování rolny	58
4.4	Konstrukční provedení vybrané varianty.....	58
4.4.1	Konstrukční varianta č. 1	58
4.4.2	Konstrukční varianta č. 2.....	61
5	ANALÝZA A INTERPRETACE ZÍSKANÝCH ÚDAJŮ.....	63
5.1	Síť konečných prvků.....	63
5.2	Analýza konstrukční varianty č. 1	63
5.2.1	Analýza tepelných dilatací	63

5.2.2	Analýza napětí a deformace.....	66
5.3	Analýza konstrukční varianty č. 2.....	69
5.3.1	Analýza tepelných dilatací.....	69
5.3.2	Analýza napětí a deformace.....	70
5.4	Výsledná varianta.....	73
5.4.1	Složení výsledné varianty	73
5.4.2	Cenová rozvaha výsledné varianty	74
5.4.3	Vizualizace výsledné varianty	75
6	ZÁVĚR	76
7	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	77
8	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN.....	80
8.1	Seznam použitých zkratk.....	80
8.2	Seznam použitých symbolů.....	80
9	SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	82
10	SEZNAM TABULEK.....	84
11	SEZNAM PŘÍLOH.....	85

ÚVOD

Zdvihací zařízení jsou neoddělitelnou součástí moderního průmyslu. Můžeme se s nimi setkat ve všech průmyslových odvětvích, kde je potřeba přepravy břemen nebo osob. V dnešní době jsou na ně kladeny různorodé požadavky. Mezi nejdůležitější patří velký výkon a vysoká nosnost, při co nejmenší energetické a ekologické zátěži. Samozřejmostí je vytváření plně automatizovaných zařízení, ve kterých není potřeba častý lidský zásah (člověk se zde využívá hlavně jako dohled a kontrola nad zařízením). V současnosti se vytvářejí zcela nové druhy a typy zvedacích zařízení, využívají různorodé typy pohonů. Velké nároky se kladou na bezpečnost pracovníků pohybujících se v blízkosti těchto zařízení. Jednotlivé druhy těchto zařízení jsou podrobněji popsány v rešeršní části této práce.

V praktické části je popsáno konkrétní zařízení pro zvedání automobilových karoserií umístěné v lakovně těchto karoserií. Podrobněji je rozebráno pojezdové ústrojí, u kterého je proveden návrh vhodné kombinace pojezdové rolny a kolejnice.

1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

1.1 Krátký přehled vývoje zdvihacích zařízení

Na počátku lidské společnosti se těžká břemena přemísťovala pomocí lidské síly. Postupně vznikaly pomocné prostředky a zařízení pro dopravu těžších břemen. Ovšem tato zařízení byla stále poháněna lidmi, nebo tažnými zvířaty. Zhruba před dvěma tisíciletími se začalo využívat síly a energie vody a větru, od této doby až po první průmyslovou revoluci se zařízení pro přepravu těžkých břemen ve vodorovném směru nebo mírném sklonu prakticky nezměnila. [2]

Pro přepravu břemen ve směru svislém bylo potřeba vytvářet nové zařízení splňující vyšší požadavky výkonu a nosnosti. Stále větší nároky na zvedání břemen ve svislém směru byly kladeny v přístavech, jejichž význam s rostoucím obchodem neustále rostl, v hornictví, kde bylo potřeba přepravovat materiál na značnou vzdálenost a také ve stavebnictví. Vlivem rozmachu parních pohonů mohlo dojít k sestrojení zdvihacích zařízení s vyšší nosností (první zmínka o jeřábu na parní pohon pochází z roku 1820). Na obrázku 1 je vyobrazen historický kolejový parní jeřáb z roku 1946 vyrobený firmou Škoda. Dalším zlomem ve vývoji zdvihacích zařízení bylo nasazení elektromotorů (první jeřáb s elektromotorem byl vyroben v roce 1887). Použitím elektromotorů došlo k urychlení vývoje zdvihacích zařízení až do stavu, jak je známe dnes. [2]

Mezi moderní zvedací zařízení můžeme zařadit přístavní jeřáb Liebherr LHM 550 s nosností 144t, viz obr. 2.



Obr. 1 Parní jeřáb škoda o nosnosti 25t z roku 1946 [9]



Obr. 2 Přístavní kontejnerový jeřáb LHM 550 s nosností 144t od firmy Liebherr [10]

1.2 Zdvihací zařízení

1.2

Zdvihadlo je specializované strojní zařízení určené ke zvedání a přepravě břemen a osob nejčastěji ve vertikálním směru, méně pak ve směru horizontálním či skloněném. [4] Pod pojmem zdvihadlo si můžeme představit vše, od jednoduchého kladkostroje používaného ve starověkém Egyptě, až po moderní, několika set tunový stavební jeřáb. Dnes existuje velké množství typů těchto zařízení, můžeme je podle způsobu práce, dopravní vzdálenosti a zásadního konstrukčního provedení rozdělit na 3 základní kategorie, které se vyskytují v mnoha publikacích (uvedeno rozdělení dle [1]):

- Jednoduchá zdvihadla
- Jeřáby
- Výtahy

1.2.1 Jednoduché zdvihadla

1.2.1

Jednoduchá zdvihadla se řadí k malým mechanizačním prostředkům, mají jednoduchou konstrukci a jsou snadno přemístitelná. U těchto zdvihadel se uplatňuje především ruční pohon, ale dnes se do popředí dostává také elektrický a hydraulický pohon, požaduje-li se větší výkon. Jednoduchá zdvihadla můžeme rozdělit do několika základních kategorií (dle [1]):

- Zdviháky – vyznačují se malým zdvihem, přičemž jejich nosnost může být až několik set kilogramů. Mezi zdviháky řadíme zdviháky šroubové, hřebenové (viz obr. 4) a hydraulické.
- Kladkostroje – slouží ke zdvihání menších a středních břemen do výše několika metrů. Kladkostroj vznikne spojením kladky pevné a volné (nebo více kladek), zdvihadlým členem je lano, nebo řetěz. Jednoduchý kladkostroj je vyobrazen na obr. 3.
- Navijáky (vrátky) – Hlavní konstrukční částí navijáku je lanový buben, dále pak brzda, nebo alespoň západkový mechanismus. Navijáky jsou ve většině případů poháněny ruční klikou. Pro jejich jednoduchou obsluhu se používají především ve stavebnictví, při montážích, v lomech, atd.



Obr. 3 Hřebenový zvedák s max. nosností 20t od firmy TEDOX [8]



Obr. 4 Závěsný kladkostroj s max. nosností 10t od firmy TEDOX [8]

1.2.2 Jeřáby

Jeřáb je zdvihadí zařízení, kterým se přemisťují břemena svislým a vodorovným pohybem na vymezené vzdálenosti.[3] Pohybu svislého dosahují zdviháním či spouštěním, pohybu vodorovného pojížděním, otáčením nebo sklápěním.[1] Jeřáby se dnes uplatňují ve všech odvětvích průmyslu, kde je potřeba zvedat a přepravovat malá či velká břemena. Dělí se do několika skupin, podle čtyř základních hledisek: podle celkového tvaru, druhu pohonu, druhu pohybu, druhu práce nebo místa použití. Uvedeno rozdělení dle [3]:

- Celkový tvar jeřábu:
 - Mostové jeřáby
 - Portálové jeřáby (viz obr. 5)
 - Konzolové jeřáby
 - Sloupové jeřáby (viz obr. 6)
 - Silniční a kolejové jeřáby
 - Lanové jeřáby
- Druh pohonu jeřábu: Má podstatný vliv na parametry a celkový charakter jeřábu. Druhy pohonu používané v těchto zařízeních jsou popsány v kapitole 1.3.
- Druh pohybu jeřábu: Podle druhu pohybu jeřábu nebo jeho části rozeznáváme jeřáby pojízdné, nepojízdné, otočné, plovoucí.

- Druh práce a místa použití:
 - Montážní
 - Dílenské
 - Skladištní
 - Drapákové
 - Hutní
 - Stavební
 - Železniční
 - Přístavní (viz obr. 1)

Všechny typy jeřábů mají naprosto rozdílnou konstrukci, ovšem základní požadavky při jejich navrhování jsou vždy totožné: minimální hmotnost a rozměry při zachování požadovaných parametrů jeřábu (nosnost, rozpětí, dosah). [5]



Obr. 5 Mobilní portálový jeřáb ABUS od firmy Iteco [5]



Obr. 6 Sloupový otočný jeřáb od firmy Iteco [5]

1.2.3 Výtahy

Výtahy jsou strojní zařízení sloužící k vertikální přepravě osob nebo břemen mezi dvěma více předem určenými místy. Dopravované osoby, či břemena jsou umístěna v kleci, na plošině nebo ve speciální nádobě. Klec je upevněna k jednomu nebo více nosným orgánům, které klecí pohybují ve vertikálním směru. V tomto směru je klec vedena pevnými vodítky umístěnými ve výtahové šachtě, tudíž nemůže dojít k vybočení a následnému nárazu klece do některé stěny výtahové šachty. Práce výtahů je většinou přerušovaná, to znamená, že nakládání a vykládání nebo nastupování a vystupování probíhá při stojící kabině. Výjimku tvoří pouze oběžné výtahy, tzv. páternostery, kde tyto operace probíhají za plynulého pohybu výtahové kabiny. [6] Při provozu výtahů musí být dokonale zajištěna bezpečnost dopravovaných i obsluhujících osob, proto je pro konstrukci, výrobu a provoz výtahů vydána řada závazných předpisů.[1] V dnešní době existuje několik základních typů používaných výtahů (dle [7]):

Podle druhu pohonu dělíme výtahy na:

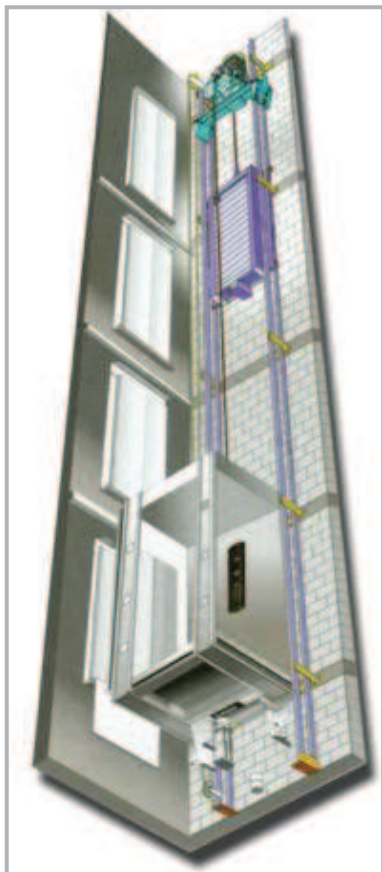
- Elektrické
- Hydraulické
- Pneumatické (velmi zřídka používané)

Podle druhu přepravovaného nákladu dělíme výtahy na:

- Osobní
- Nákladní s možností přepravy osob (viz obr. 7)
- Nákladní se zakázanou přepravou osob

Přestože je účel použití výtahu nebo systém pohonu u jednotlivých typů naprosto odlišný, tak v zásadě je základní sestava výtahu vždy stejná. Příklad výtahové sestavy je uveden na osobním výtahu s elektrickým pohonem (dle [1]). Základní části výtahu, z kterých se tato sestava skládá: (většina částí je viditelná na obr. 8)

- Klec – skládá se z ocelové kostry, ke které jsou připojeny závěsy pro lana, vodící čelisti a zachycovače, dále z kabiny s pevným stropem, průlezem a dveřmi.
- Nosné členy – mohou to být ocelová pouze lana nebo kloubové řetězy. Výtahy musí mít do nosnosti 350 Kg nejméně 3 samostatné nosné orgány, nad tuto nosnost musí mít čtyři nosné orgány.
- Výtahový stroj – je umístěn ve strojovně, skládá se z: motoru, převodového ústrojí, stavěcí brzdy a poháněcího třecího lanového kotouče.
- Šachta – prostor, ve kterém se pohybuje klec a vyvažovací závaží. Jsou v ní umístěny nepohyblivé vodící dráhy.
- Zachycovače – jejich úkolem je zachytit klec na vodítkách v případě, že by došlo k přetržení nosných lan.
- Omezovače rychlosti
- Ovládací zařízení
- Signalizace optická a akustická
- Osvětlení výtahu



Obr. 7 Řez výtahovou šachtou [7]



Obr. 8 Nákladní stavební výtah NV 2000 firmy STROS s nosností 2000kg a výškou zdvihu vyšší než 70m [15]

1.3 Pohony zvedacích zařízení

Všechny typy zvedacích zařízení mohou být poháněny různými způsoby, dle požadovaných výkonů a pracovního prostředí. Proto další kritérium, dle kterého rozdělujeme zdvihací zařízení, je druh použitého pohonu (dle [1,2,3]):

- Ruční
- Parní
- Spalovací motor
- Elektrické
- Hydraulický
- Pneumatický
- Sdružený

1.3.1 Pohon ruční

Ruční pohon na zvedacích zařízeních se uplatňuje tam, kde jediným zdrojem hnací síly je člověk. Užívají se většinou při montážních a opravárenských pracích, pro malé nosnosti a krátké zdvihy.[8] Ruční pohon se instaluje i jako záložní způsob pohonu zařízení. Ruční pohony jsou velmi jednoduché, k přenosu lidské síly se využívá buď ruční klika, nebo řetězová kladka. [1]

1.3.2 Pohon parní

Tento typ pohonu se vyskytoval v minulosti na kolejových a plovoucích jeřábech. Dnes se již nepoužívá a je nahrazen pohonem elektrickým a spalovacími motory. Nevýhodou tohoto typu pohonu byla nutnost stálé lidské obsluhy a dlouhá doba přípravy pro správný chod zařízení.

1.3.3 Pohon spalovacím motorem

Tento typ pohonu se uplatňuje především na zařízeních přemísťujících samy sebe nebo břemena na větší vzdálenosti. Mezi tyto zařízení řadíme automobilové jeřáby, kolejové jeřáby (kde nahradily parní pohon) nebo plovoucí (lodní) jeřáby. Pro menší výkony do zhruba 30 kW se používá motor zážehový a pro výkony větší než 30 kW se využívá motor vznětový. [1]

Výhody spalovacích motorů jsou především v jejich malých rozměrech, malé váze a jejich rychlé pohotovosti. Nevýhodou je jejich malá možnost přetížení (asi o 10% [3]) a také spaliny odcházející z těchto motorů, proto se nepoužívají na zařízeních v uzavřených prostorech. Tyto nevýhody lze odstranit použitím spalovacího motoru na LPG.

1.3.4 Pohon elektrický

Elektrický pohon je nejrozšířenější a nepoužívanější systém pohonu u všech typů zdvihačích zařízení. Provoz elektromotorů je oproti jiným systémům pohonů velmi ekonomický a také ekologický.

Elektrický pohon má velkou řadu výhod, mezi tyto výhody se řadí zejména (dle [1]) možnost samostatného pohonu jednotlivých hnacích ústrojí samostatným motorem, snadná ovladatelnost, pohotovost, velká účinnost, hospodárnost při přerušovaném provozu, reverzovatelnost chodu, atd.

Velkou nevýhodou je závislost na elektrické energii dodávané z elektrické sítě.

1.3.5 Pohon hydraulický

1.3.5

Hydraulický pohon se v dnešní době vyskytuje mnohem častěji, než tomu bylo dříve. Tento druh pohonu se dá využít u různých typů pohybových ústrojí na zdvihacím zařízení (nejčastěji u vysokozdvížných vozíků a jeřábů) pro pojíždění, zvedání, otáčení, sklápění, atd. Nemůžeme však říci, že dodává do zařízení primární pohybovou energii, jedná se spíše o hydraulický převod. Primární energii dodává elektromotor nebo spalovací motor připojený na hydromotor, který předává kinetickou energii jednotlivým poháněcím ústrojím zdvihacího zařízení. Jako hydromotor se používá hydraulický válec, jehož píst koná přímočarý vratný pohyb nebo rotační hydromotor s axiálními a radiálními písty. [3]

Hydraulické systémy mají mnoho výhod, kvůli kterým jsou využívány, patří mezi ně snadná ovladatelnost, možnost plynulého ovládání pracovních rychlostí, jednoduché zabezpečení proti přetížení pojistnými ventily, atd. Mezi hlavní nevýhody tohoto systému pohonu patří velmi přesná výroba komponent hydromotorů, náchylnost na přítomnost vzduchu a nečistot v tlakové kapalině, atd. [1]

1.3.6 Pohon pneumatický

1.3.6

Pneumatické systémy pohonu se využívají jen u malých, dílenských zdvihacích zařízení a to pouze tam, kde je rozvod stlačeného vzduchu (např. ve formovnách). Zvedáky vybavené tímto systémem pohonu mívají menší nosnost (do 1500 kg) a jejich pracovní prostor je omezován délkou přívodní vzduchové hadice. [1,2,3]

Pro jiné zvedací zařízení se tento systém nevyužívá.

1.3.7 Pohon sdružený

1.3.7

Sdružený pohon je takový pohon, ve kterém jsou zkombinovány výše uvedené typy pohonů. Radíme sem například pohon dieselelektrický nebo dieselhydraulický.

U dieselelektrického systému pohání spalovací motor generátor elektrické energie, který roztáčí jednotlivé elektromotory umístěné ve všech částech zdvihacího zařízení. U dieselhydraulického systému pohání spalovací motor čerpadlo, které vytváří potřebný tlak v hydraulické kapalině, ta se pak podle potřeby přivádí k hydraulickým motorům. [2]

2 FORMULACE ŘEŠENÉHO PROBLÉMU A JEHO ANALÝZA

2.1 Popis analyzovaného zařízení

Analyzované zařízení můžeme zařadit do kategorie nákladních výtahů s pohonem elektrickým. Jedná se konkrétně o výtah automobilových karoserií (viz příloha 1), umístěný v lakovně těchto karoserií. Pohon výtahu je zajištěn elektromotorem SEW-Eurodrive R87DV112M4-BMG/TH o výkonu 4 kW, přenos kinetické energie z motoru na pojezd výtahu je zde umožněn pomocí řetězového převodu. [11]

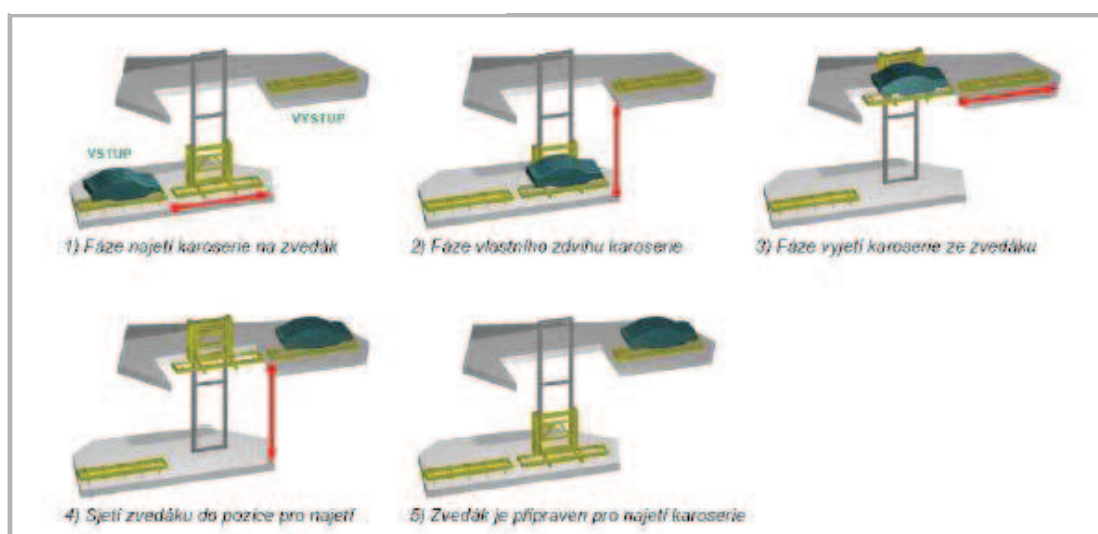
Karoserie automobilu (v našem případě se jedná o automobil Škoda Superb v provedení combi) je umístěna na nosném rámu (SKID), který s karoserií projíždí celým procesem lakování (viz obr. 10). Výtah během jednoho dopravního cyklu může být obsazen pouze jednou karoserií s tímto skidem. Jednotlivé pracovní fáze výtahu jsou znázorněny na obr. 11. [12] Výtah je zde použit pro přenesení karoserií se skidem do druhého dopravníku umístěného v patře lakovny.



Obr. 9 Karoserie vozu škoda superb umístěná na skidu před vstupem do lázni VHB v lakovně [14]



Obr. 10 Karoserie vozu škoda Superb I. generace umístěná na skidu [13]



Obr. 11 Pracovní fáze výtahu karoserií (jeden vstup a jeden výstup) [12]

2.2 Technické parametry výtahu

Technické parametry výtahu a jeho jednotlivých částí jsou vypsané v následující tabulce. Tyto parametry byly poskytnuty výrobcem výtahu. [11]

Tab. 1 Základní technické parametry výtahu [11]

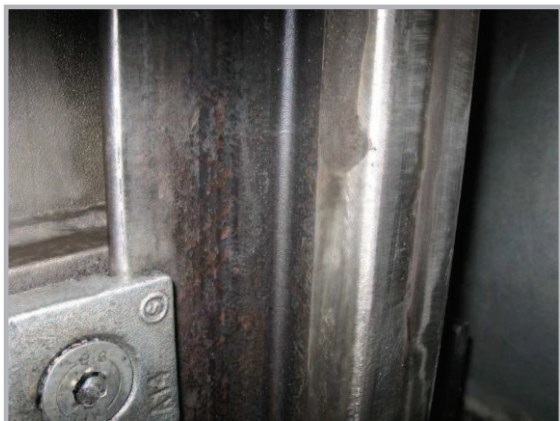
Zdvih výtahu	4100 mm
Maximální nosnost výtahu	800 kg
Hmotnost protizávaží	2350 kg
Hmotnost výtahu	1760 kg
Maximální rychlost zdvihu	30 m/min
Minimální rychlost zdvihu	5 m/min
Celkový čas zdvihu	22 s
Typ použitého motoru	Třífázový asynchronní motor
Výkon motoru	4 kW
Max. šířka zvedaného břemene	1960 mm
Max. délka zvedaného břemene	4700 mm
Max. výška zvedaného břemene	1742 mm

2.3 Popis funkce výtahu

Na nosnou část výtahu automaticky přijede karoserie se skidem a výtah se rozjede na maximální rychlost zdvihu (30 m/min). Přesně 230mm před horní polohou přejede karoserie přes první snímač, což má za následek snížení rychlosti zdvihu na minimální (5 m/min). Po již zmiňované vzdálenosti 230mm přejede karoserie přes druhý snímač, který celý výtah zastaví a umožní karoserii se skidem pokračovat dále po druhém dopravníku. Poté se výtah stejným způsobem přepraví do nájezdové (výchozí) polohy (viz obr. 11).

2.4 Rozbor problému vyskytujícího se na výtahu karoserií

Výtah je v provozu nepřetržitě 24 hodin denně (pouze jeden den v týdnu dochází k servisní odstávce na cca 2 hodiny), po několikaměsíčním provozu bylo zjištěno nadměrné opotřebení vodících kolejnic výtahu a rolen pohybujících se po těchto kolejnicích. Výtah a všechny jeho části byly navrhovány pro používání v agresivním prostředí v lakovně karoserií, ale i tak kolejnice jeví známky nadměrné kontaktní únavy, která se na nich projevuje pittingem (bodová koroze). Z kolejnic tak odpadávají částičky materiálu, které zanáší dráhy pohybu rolen (vodící kolejnice) a samotné rolly (viz obr. 12). Z tohoto důvodu nedochází k dokonalému odvalování rolly po vodící kolejnici, ale dochází ke skluzu po kolejnici (zadrhávání rolly) a tím k nadměrnému opotřebení rolly a především kolejnice. Navíc se částičky materiálu dostávají na samotnou karoserii, což má za následek špatné nalakování karoserie. Z toho plyne, že je potřeba navrhnout kvalitnější stykovou dvojici (rolna a vodící kolejnice) pro tento případ výtahu. A provést kompletní analýzu napětí navrženého řešení pomocí MKP, aby se předešlo případným problémům po montáži nového pojezdového ústrojí.



Obr. 12 Rozvinutý pitting na kontaktní ploše kolejnice [16]



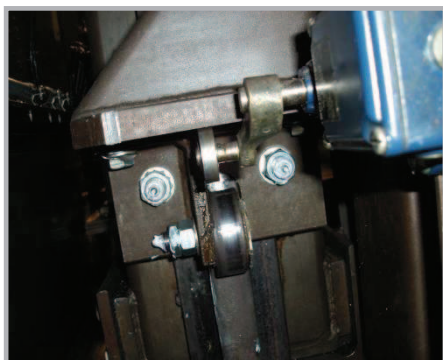
Obr. 13 Kontaktní poškození (viditelné částičky materiálu a zanesená rolna) [11]

2.4.1 Předpokládaný mechanismus opotřebení (viz [16])

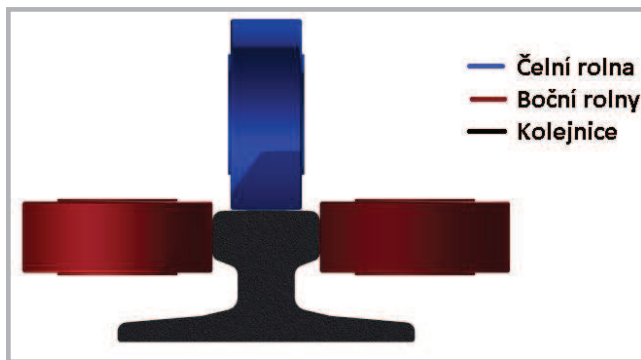
Při pohybu vzhůru, kdy je zatížení maximální, dochází k elastoplastické deformaci pod kontaktním povrchem (v místě max. smykových napětí) se současným efektem vzniku elastické vlny na povrchu před místem styku. Při pohybu dolů je rolna odlehčena, pravděpodobně nastává rozdíl v obvodové rychlosti rolny a rychlosti výtahu (dochází k prokluzu), povrch je namáhán smykovým napětím, které odděluje plasticky přetvořenou povrchovou vrstvu. Tato skutečnost se výrazně projeví při nadměrném mazání povrchu kolejnice a při nepřesnostech vzájemné polohy rolny a kolejnice.

2.5 Pojezdové ústrojí výtahu

Vzhledem k tomu, že k nadměrnému opotřebení dochází výhradně v pojezdové části výtahu, bude proveden podrobný rozbor tohoto uzlu a jeho hlavních částí. Pojezd výtahu je realizován pomocí pevných vodících kolejnic, po kterých se pohybují rolny připevněné k výtahové plošině, na které je umístěn skid s karoserií. Na celém výtahu jsou umístěny celkem 4 pojezdová ústrojí (obr. 14, 15) skládající se ze dvou roln bočních (přenášejí zatížení z výtahu na kolejnici) a jedné rolny čelní (vodící).



Obr. 15 Pojezdové ústrojí s čelní rolnou [16]

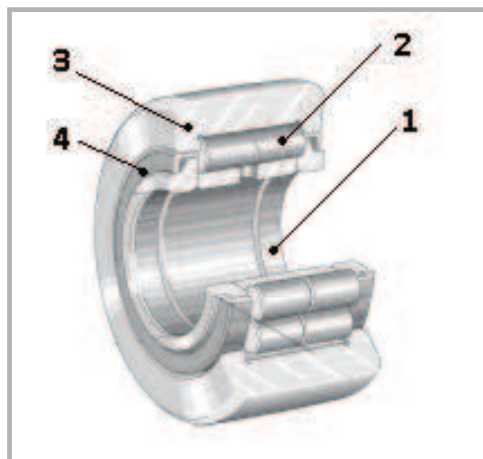


Obr. 14 Řez pojezdovým ústrojím

2.5.1 Použité rolny

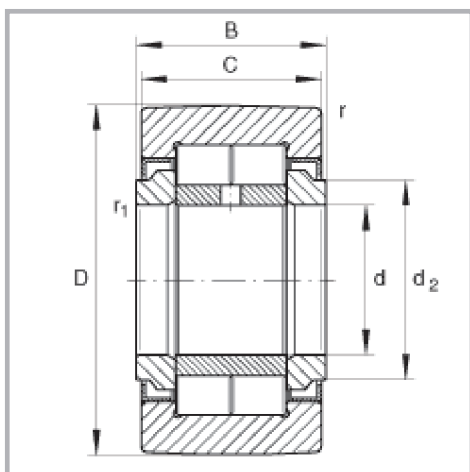
V současné době jsou na výtahu použity rolny NUTR 40 od společnosti Schaeffler group. Tento typ se vyznačuje vysokou životností díky masivnímu vnějšímu kroužku. Tento kroužek je vyroben s tzv. optimalizovaným INA profilem, což výrazně zlepšuje jeho vlastnosti a tím i jeho životnost. Také rozsah pracovních teplot rolny je dostatečně velký pro použití v lakovně karoserií (-30°C až $+140^{\circ}\text{C}$). Řez rolnou NUTR 40 je na obr. 16, tato rolna se skládá ze 4 základních částí: [17]

- Vnitřní kroužek (pozice 1)
- Valivé elementy (pozice 2)
- Vnější kroužek (pozice 3)
- Těsnící kroužek (pozice 4)



Obr. 16 Řez rolnou typu NUTR a její části [17]

Podrobný řez rolnou NUTR 40 je na obrázku 17, jednotlivé rozměry vycházející z tohoto obrázku udává výrobce na svých webových stránkách (viz obr. 18). [18]



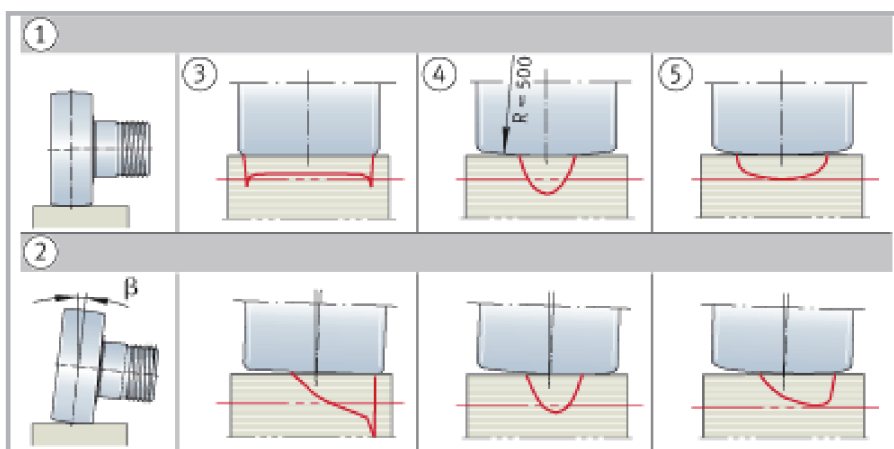
Obr. 17 Geometrie rolny NUTR 40 [18]

d	40 mm
D	80 mm
B	32 mm
C	30 mm
d₂	50,5 mm
r_{1 min}	0,6 mm
r_{min}	1,1 mm

Obr. 18 Velikost rolny NUTR 40 [18]

Rolny typu NUTR využívají optimalizovaného INA profilu na svých vnějších kroužcích. Tvar tohoto profilu je vytvořen kombinací obou typů profilů, které již společnost Schaeffler group vyrábí. Na obr. 19 je zobrazeno základní porovnání optimalizovaného INA profilu (pozice č. 5) s ostatními profily. Červenou křivkou je zde znázorněno rozložení tlaku na kolejnici pod rolnou v pohybu. Tlak u INA profilu je rozložen rovnoměrně na větší ploše než u zbývajících profilů, a to i v případě naklopení rolny. Z toho vyplývají výhody INA profilu a důvody jeho použití [17]:

- Nižší Hertzův tlak při naklopení rolny
- Snížení opotřebení na povrchu kroužku a tím i vodících kolejnic
- Vyšší základní životnost vnějšího kroužku a vodících kolejnic
- Vysoká tuhost vnějšího kroužku



Obr. 19 Porovnání křivek Hertzova tlaku u jednotlivých typů rolen [17]:

- 1 – Odvalování bez naklopení $\beta = 0$ rad
- 2 – Odvalování s naklopením $\beta = 3$ rad
- 3 – Válcový profil
- 4 – Profil $R = 500$ mm
- 5 – Optimalizovaný INA profil

2.5.2 Použité kolejnice

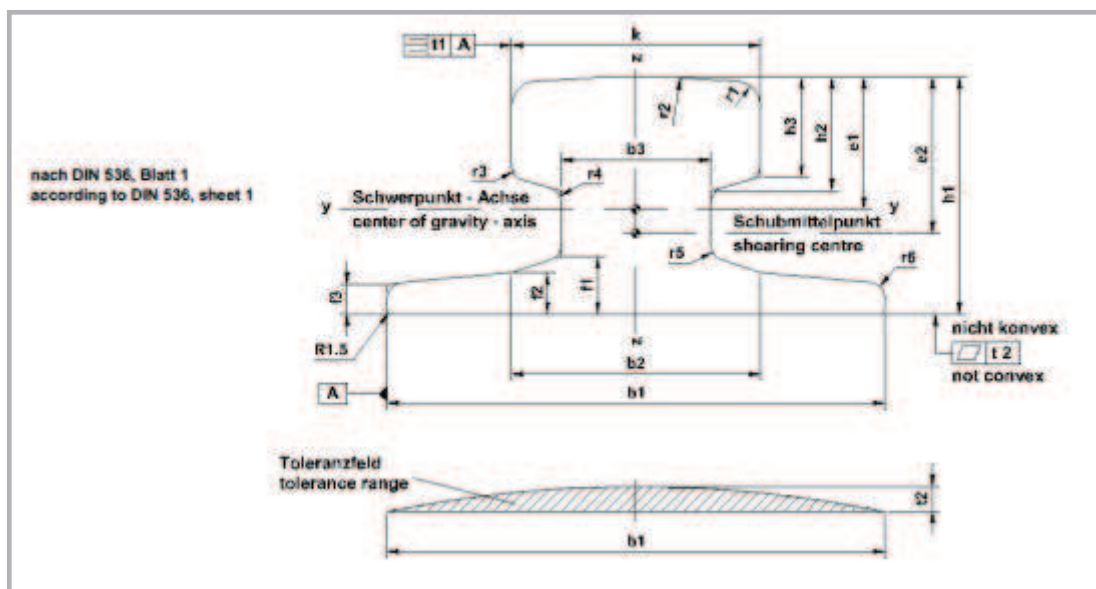
V současné době jsou na výtahu použity kolejnice typu A 45 dle normy DIN 536 od společnosti SM-Schienentechnik GmbH. Kolejnice jsou vyrobeny z materiálu 1.0570 (dle ČSN 11 483), jedná se o jemnozrnnou ocel se zvýšenou mezí kluzu (až 355 MPa). Chemické složení oceli je zobrazeno v následující tabulce.

Tab. 2 Chemické složení materiálu 11483 [19]

Hodnoty v hm. %

Materiál		Fe	C	Cr	Cu	Mn	Ni	P	S	Si	Ti	Ostání
11483	min	zbyt										Cr+Ni+Cu: 0,7
	max		0,2	0,3	0,3	1,4	0,3	0,045	0,045	0,55	0,2	P+S: 0,08

Tvar použité kolejnice je zobrazen na obr. 20. Jednotlivé rozměry udává výrobce ve svém katalogu (viz [20]) a jsou také vyobrazeny na obr. 21.



Obr. 20 Geometrie kolejnice A45 od firmy SM-Schienentechnik GmbH [20]

Nenn- größe size	Abmessungen - dimensions (mm)																	
	k	b ₁	b ₂	b ₃	f ₁	f ₂	f ₃	h ₁	h ₂	h ₃	r ₁	r ₂	r ₃	r ₄	r ₅	r ₆	t ₁	t ₂
A 45	45	125	54	24	14,5	11	8	55	24	20	4	400	3	4	5	4	2	+0,6 0
A 55	55	150	66	31	17,5	12,5	9	65	28,5	25	5		5	6	5			
A 65	65	175	78	38	20	14	10	75	34	30	6							

Obr. 21 Geometrické hodnoty kolejnice A45 [20]

3 VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE

Hlavním cílem diplomové práce je nalézt vhodnou kombinaci rolny a pojezdové dráhy pro daný výtah karoserií. Je potřeba pečlivě analyzovat problém vznikající na pojezdových drahách a vytvořit návrh nového pojezdového ústrojí s ohledem na minimalizaci kontaktního napětí mezi rolnou a kolejnicí.

Dílčí cíle diplomové práce:

1. Analýza problému vyskytujícího se na výtahu karoserií
2. Návrh rozměrů a tvaru rolny s důrazem na minimalizaci kontaktního napětí
3. Návrh materiálu a tepelné zpracování rolny
4. Návrh materiálu, opracování a tepelného zpracování pojezdové dráhy
5. Posouzení předloženého konstrukčního řešení - kontrola tepelných dilatací
6. Výběr optimální varianty

4 NÁVRH METODICKÉHO PŘÍSTUPU K ŘEŠENÍ

4

Analýza funkce výtahu a jeho závady je provedena v kapitole 2. V dalším kroku bude proveden návrh nového řešení, které by mělo odstranit veškeré problémy na současném zařízení. Všechny výpočty jsou prováděny pomocí programu MathCad a návrhy nového řešení jsou provedeny v programu Autodesk Inventor 2011. Veškeré analýzy pomocí metody konečných prvků jsou provedeny v programu ANSYS 12.1.

4.1 Výpočet silových reakcí v rolnách

4.1

4.1.1 Určení polohy těžiště soustavy

4.1.1

Za soustavu je považována karoserie automobilu uchycená ve skidu a umístěná na nosné plošině výtahu. Základní hmotnostní a délkové parametry vycházejí z [11]. Karoserie je zde uvažována od modelu automobilu Superb ve verzi combi, jedná se o nejtěžší verzi karoserie, která může být zvedána. Umístění těžišť (soustavy a jejích jednotlivých částí) je znázorněno na obrázku 22. V prvním kroku je potřeba vypočítat celkovou hmotnost zvedací soustavy.

Celková hmotnost soustavy:
$$m_c = m_a + m_v = 639 \text{ kg} + 1760 \text{ kg}$$
$$m_c = 2399 \text{ kg}$$

kde:

m_c	[kg]	- celková hmotnost soustavy
m_a	[kg]	- hmotnost karoserie a skidu
m_v	[kg]	- hmotnost výtahové plošiny

Poloha těžiště soustavy:
$$r_t = \frac{(m_a \cdot r_a) + (m_v \cdot r_v)}{m_c} = \frac{(639 \text{ kg} \cdot 1550 \text{ mm}) + (1760 \text{ kg} \cdot 1090 \text{ mm})}{2399 \text{ kg}}$$
$$r_t = 1212,5 \text{ mm}$$

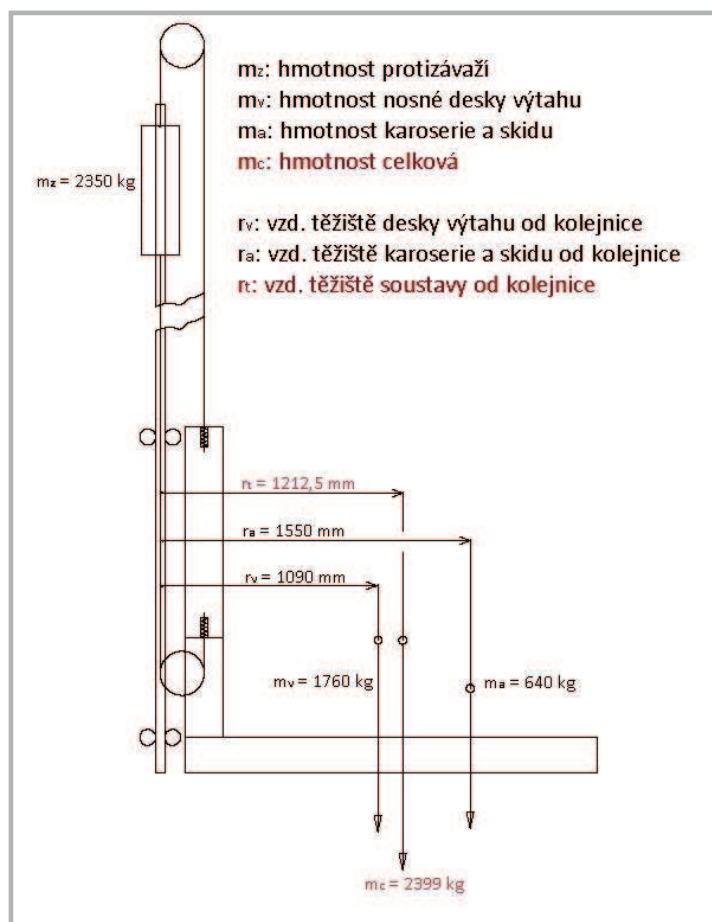
kde:

m_a	[kg]	- hmotnost karoserie a skidu
r_a	[mm]	- vzdálenost těžiště karoserie a skidu od osy kolejnice výtahu
m_v	[kg]	- hmotnost výtahové plošiny
r_v	[mm]	- vzdálenost těžiště výtahu od osy kolejnice výtahu
m_c	[kg]	- celková hmotnost soustavy

Velikost tíhové síly působící v těžišti soustavy:
$$F_g = m_c \cdot g = 2399 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ ms}^{-2}$$
$$F_g = 23\,534,19 \text{ N}$$

kde:

F_g	[N]	- tíhová síla působící v těžišti soustavy
m_c	[kg]	- celková hmotnost soustavy
g	$[\text{ms}^{-2}]$	- tíhové zrychlení



Obr. 22 Umístění těžiště soustavy

4.1.2 Posouzení a výpočet dynamického zatížení výtahu

Dynamické zatížení na výtahu karoserií vzniká především od setrvačných sil při rozjezdu nebo brzdění výtahu. Za nejnebezpečnější je pak považován stav při rozjezdu nebo brzdění plně naloženého výtahu směrem vzhůru. Rychlosti zdvihu výtahu a časy zrychlení a brzdění výtahu vycházejí z jeho technických parametrů.

Maximální rychlost zdvihu výtahu: $v_1 = 30 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1} = 0,5 \text{ ms}^{-1}$

Minimální rychlost zdvihu výtahu: $v_2 = 5 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1} = 0,0833 \text{ ms}^{-1}$

Nulová rychlost zdvihu výtahu: $v_3 = 0 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$

Celkový čas zdvihu výtahu: $t_{\max} = 22 \text{ s}$

Popis funkce výtahu je proveden v kapitole 2.3. Z něj vyplývají následující parametry potřebné pro další výpočet:

Dráha pohybu vyšší rychlostí: $s_1 = 3640 \text{ mm}$

Dráha pohybu nižší rychlostí: $s_2 = 230 \text{ mm}$

Čas pohybu vyšší rychlostí: $t_1 = 19 \text{ s}$

Čas pohybu nižší rychlostí: $t_2 = 1,5 \text{ s}$

Čas brzdění z maximální rychlosti na minimální (odhad): $t_{b1} = 0,25 \text{ s}$

Čas brzdění z minimální rychlosti do úplného zastavení (odhad): $t_{b2} = 0,25 \text{ s}$

Zpomalení z 30 m/min na 5 m/min:
$$a_{12} = \frac{v_1 - v_2}{t_{b1}} = \frac{0,5 \text{ ms}^{-1} - 0,0833 \text{ ms}^{-1}}{0,25 \text{ s}}$$

$$a_{12} = 1,6668 \text{ ms}^{-2}$$

kde:

a_{12}	$[\text{ms}^{-2}]$	- zpomalení z 30 m/min na 5 m/min
v_1	$[\text{ms}^{-1}]$	- maximální rychlost zdvihu výtahu
v_2	$[\text{ms}^{-1}]$	- minimální rychlost zdvihu výtahu
t_{b1}	$[\text{s}]$	- čas brzdění z max. rychlosti na minimální

Zpomalení z 5 m/min na 0 m/min:
$$a_{23} = \frac{v_2 - v_3}{t_{b2}} = \frac{0,0833 \text{ ms}^{-1} - 0 \text{ ms}^{-1}}{0,25 \text{ s}}$$

$$a_{23} = 0,3332 \text{ ms}^{-2}$$

kde:

a_{23}	$[\text{ms}^{-2}]$	- zpomalení z 5 m/min na 0 m/min
v_2	$[\text{ms}^{-1}]$	- minimální rychlost zdvihu výtahu
v_3	$[\text{ms}^{-1}]$	- nulová rychlost zdvihu výtahu
t_{b2}	$[\text{s}]$	- čas brzdění z min. rychlosti do úplného zastavení

Největší zpomalení nastává tedy při brzdění výtahu z 30 m/min na 5 m/min, proto předpokládám, že v tomto okamžiku bude působit na výtah největší dynamické zatížení.

Velikost maximální setrvačné síly: $F_{s \max} = m_c \cdot a_{12} = 2399 \text{ kg} \cdot 1,6668 \text{ ms}^{-2}$

$$F_{s \max} = 3998,65 \text{ N}$$

kde:

$F_{s \max}$	$[\text{N}]$	- maximální setrvačná síla působící na výtah
m_c	$[\text{kg}]$	- celková hmotnost soustavy
a_{12}	$[\text{ms}^{-2}]$	- zpomalení z 30 m/min na 5 m/min

Síla působící na výtah: $F = F_g + F_{s\ max}$
 $F = 23534,19\ N + 3998,65\ N$
 $F = 27\ 532,84\ N$

kde:

- F [N] - síla působící na výtah
 F_g [N] - tíhová síla působící v těžišti soustavy
 $F_{s\ max}$ [N] - maximální setrvačná síla působící na výtah

Poměr tíhové síly a síly působící na výtah: $\frac{F}{F_g} \cdot 100 = \frac{27532,84\ N}{23532,84} \cdot 100 = 117\%$

kde:

- F [N] - síla působící na výtah
 F_g [N] - tíhová síla působící v těžišti soustavy

Z výpočtů jasně vyplývá, že zahrnutí setrvačných sil zvětší sílu působící na výtah až o 17%, což není zanedbatelná hodnota, proto je potřeba dále ve výpočtech uvažovat s těmito setrvačnými silami.

Další dynamické zatížení výtahu může vznikat z nerovnoměrnosti chodu řetězového převodu, vibrací, vnitřních a vnějších dynamických sil z hlediska pohonu. Tyto aspekty vzniku dynamického zatížení nejsou podrobněji analyzovány z důvodu nedostatečných informací o technických parametrech pohonu a řetězovém převodu na výtahu.

Proto veškeré zbývající a nepředvídatelné dynamické zatížení budou zahrnuty do celkové maximální síly působící na výtah pomocí koeficientu $K_{dz} = 1,2$.

Celková maximální síla působící na výtah: $F_{max} = F \cdot K_{dz} = 27532,84\ N \cdot 1,2$
 $F_{max} = 33\ 039,4\ N$

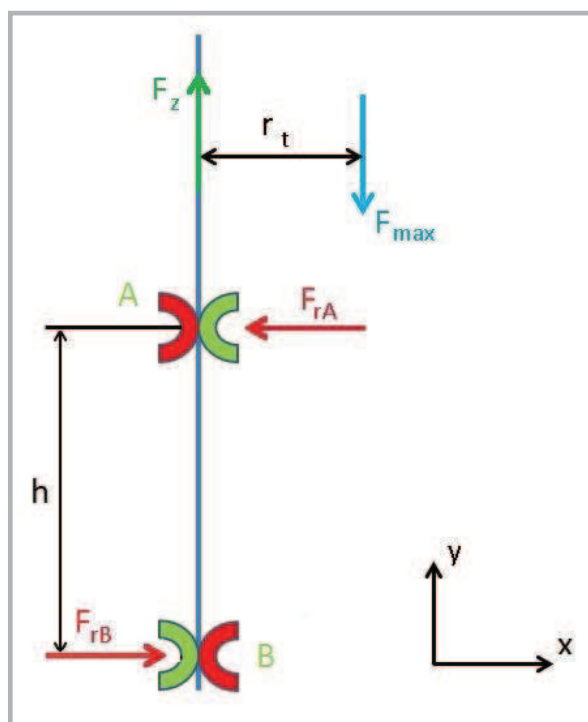
kde:

- F_{max} [N] - maximální síla působící na výtah
 F [N] - síla působící na výtah
 K_{dz} [-] - koeficient dynamických zatížení

Při použití koeficientu dynamických zatížení celková síla působící na výtah vzroste o 20%. Proto bude dále ve výpočtech počítáno s touto celkovou silou $F_{max} = 33\ 040\ N$.

4.1.3 Výpočet velikosti silových reakcí

Velikost síly působící na výtah byla vypočtena již v předchozí kapitole, proto je možné určit i velikost síly, kterou působí jedna rolna na kolejnici výtahu. Rolny jsou zde uvažovány ve stálém kontaktu s kolejnicí. Mezi kolejnicí a rolnou je obecná vazba typu podpora. Vzhledem k tomu, že rolly jsou po obou stranách kolejnice (jak již bylo zmíněno v kapitole 2.4), můžeme vždy jednu rolnu z pojezdového ústrojí považovat za nefunkční (mezní případ). Vzhledem k použití dvou kolejnic na výtahu (přední a zadní kolejnice) je zatížení rovnoměrně rozloženo mezi tyto dvě kolejnice. Na obrázku 23 je znázorněno schéma výpočtového modelu výtahu jako nosníku. V ose y působí na rameni r_t celková síla $F_{\max}$, proti této síle působí v ose kolejnice síla F_z (od motoru) zvedající výtahovou plošinu s karoserií a skidem, která musí být minimálně stejně velká jako $F_{\max}$ pro udržení výtahu v rovnováze. Síla $F_{\max}$ dále vytváří ohybový moment se středem ve vazbě B, díky čemuž jsou ke kolejnici přitlačovány boční (červené rolly) silami F_A a F_B . Proti těmto silám působí ve vazbách reakční síly o stejné velikosti. V dalším kroku budou sestaveny podmínky rovnováhy pro tento výpočtový model.



Obr. 23 Schéma výpočtového modelu výtahu jako nosníku (červené rolly jsou zatíženy silou, zelené rolly jsou nezatíženy)

1. $\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0$ $-F_{rA} + F_{rB} = 0$
2. $\sum_{i=1}^n F_{iy} = 0$ $F_z - F_{\max} = 0$
3. $\sum_{i=1}^n M_i = 0$ $(F_{\max} \cdot r_t) - (F_{rA} \cdot h) = 0$

Z rovnice č. 1 plyne: $F_{rA} = F_{rB}$

F_{rA} [N] - reakční síla ve vazbě A

F_{rB} [N] - reakční síla ve vazbě B

Z rovnice č. 3 plyne: $\frac{F_{max} \cdot r_t}{h} = F_{rA}$

Reakční síla ve vazbě A: $F_{rA} = \frac{F_{max} \cdot r_t}{h} = \frac{33040 \text{ N} \cdot 1,2125 \text{ m}}{1,5 \text{ m}}$

$$F_{rA} = 26707,3 \text{ N}$$

kde:

F_{rA} [N] - reakční síla ve vazbě A

F_{max} [N] - maximální síla působící na výtah

r_t [m] - poloha těžiště soustavy

h [m] - vzdálenost vazeb

Reakční síla ve vazbě B: $F_{rB} = F_{rA} \Rightarrow F_{rB} = 26707,3 \text{ N}$

kde:

F_{rB} [N] - reakční síla ve vazbě B

F_{rA} [N] - reakční síla ve vazbě A

Z reakčních sil ve vazbách je možné spočítat velikost síly, kterou působí jedna rolna na kolejnici. Vzhledem ke stejné velikosti reakčních sil ve vazbách A i B mohou říci, že síla působící od rolny na kolejnici je u všech zatížených roln stejná. Zatížení je rovnoměrně rozloženo mezi přední a zadní kolejnici, proto:

Síla působící od rolny na kolejnici: $F_A = \frac{F_{rA}}{2} = \frac{26707,3 \text{ N}}{2} = 13353,65 \text{ N}$

kde:

F_A [N] - síla působící od rolny na kolejnici

F_{rA} [N] - reakční síla ve vazbě A

Ve výpočtech dále uvažuji $F_A = 13354 \text{ N}$.

4.2 Návrh variant pojezdového ústrojí

Pojezdové ústrojí se skládá ze dvou bočních roln přenášejících zatížení výtahu na kolejnici a jedné čelní vodící rolly (viz kapitola 2.4). Je potřeba navrhnout takové pojezdové ústrojí, u kterého bude co nejmenší tlak mezi rolnou a kolejnicí. Nebude tak docházet k poškozování kolejnice a následnému poškození samotné karoserie. Zejména je potřeba věnovat pozornost výběru vhodného materiálu rolly a kolejnice. V této kapitole jsou představeny 4 varianty řešení pojezdového ústrojí:

Varianta A: Rolny typu NUTR o větším průměru než u současného řešení.

Varianta A2: Dvojnásobek roln NUTR, než ve variantě A

Varianta B: Použití plastových roln

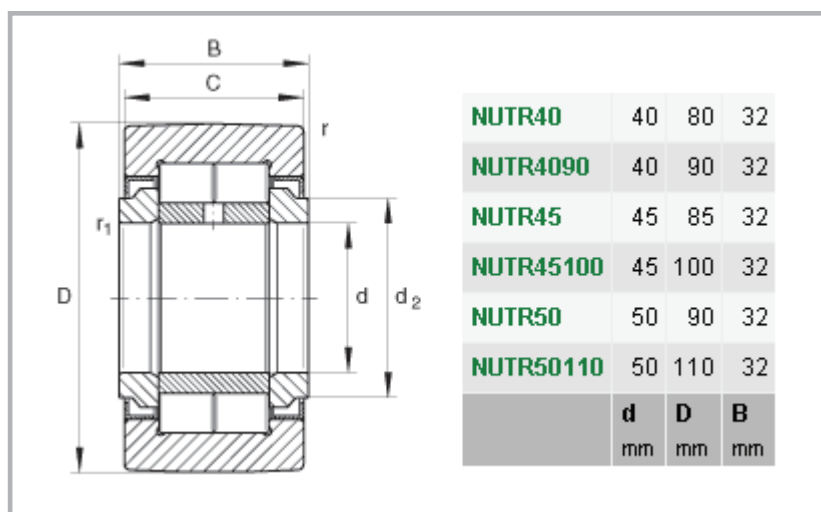
Varianta C: Použití čtvercového profilu jako kolejnice pro pohyb roln

4.2.1 Varianta A

Tato varianta se skládá z roln typu NUTR, které již byly popsány v kapitole 2.4.1 a z kolejničky typu „A“ z kapitoly 2.4.2. Zde jsou použity rolly většího průměru, než jsou stávající rolly a také použita kolejničky o větší šířce, což má za následek zvětšení kontaktní plochy mezi rolnou a kolejničkou a snížení tlaku mezi nimi. Nižší tlak mezi rolnou a kolejničkou zaručí jejich menší opotřebení. Jako vodící čelní rolka je zvolena rolka NUTR 40 z kapitoly 2.4.1, protože tato rolka nepřenáší žádné zatížení, není tudíž potřeba nijak měnit její rozměry. Toto řešení je zobrazeno na obrázcích 14 a 15. Rolly NUTR jsou v této variantě použity kvůli jejich výborným vlastnostem, plynoucím z použití optimalizovaného INA profilu na jejich vnějším kroužku (viz [17]). V této variantě provedu výpočet kontaktního tlaku stávající varianty pro porovnání se mnou navrženými řešeními.

Volba rolly a kolejničky

Výrobce roln NUTR uvedený v kapitole 2.4.1 vyrábí tyto rolly s různými rozměry. [21] V této kapitole provedu výpočet kontaktního tlaku s použitím roln o větším průměru než 40 mm (včetně), všechny počítané rolly jsou zobrazeny na obrázku 24.



Obr. 24 Geometrie a rozměry roln řady NUTR pro variantu A [21]

Z obr. 24 je patrné, že šířka všech potenciálně možných roln je stejná, proto je možné použít jeden typ kolejničky pro všechny rolly. Rozhodl jsem se použít kolejničku typu A65 od společnosti SM-Schiententechnik GmbH (viz [20]), která má šířku 30 mm (viz obr. 20 a 21). Kolejnička je z oceli 11 483.

V prvním kroku je proveden výpočet tlaku, kterým působí rolka na kolejničku, dle kterého dojde k výběru nejvhodnější kombinace rolly a materiálu kolejničky (detailní výpočet je proveden pro rolku NUTR 40). Pro výpočet tlaku je důležité znát tvar a velikost kontaktní plochy. V tomto případě je kontaktní plocha ve tvaru elipsy, je potřeba spočítat velikosti jednotlivých poloos. Výpočet velikosti poloos a samotného kontaktního tlaku je proveden dle [22]:

Elastické konstanty stýkajících se těles [23]:

Modul pružnosti rolny: $E_1 = 210\,000\text{ MPa}$

Modul pružnosti kolejnice: $E_2 = 210\,000\text{ MPa}$

Poissonovo číslo rolny: $\mu_1 = 0,3$

Poissonovo číslo kolejnice: $\mu_2 = 0,3$

Pomocná elastická konstanta rolny:

$$\vartheta_1 = \frac{4 \cdot (1 - \mu_1^2)}{E_1} = \frac{4 \cdot (1 - 0,3^2)}{210000\text{ MPa}} = 1,73 \cdot 10^{-5} \text{ mm}^2 \text{N}^{-1}$$

kde:

ϑ_1 [mm²N⁻¹] - pomocná elastická konstanta rolny
 μ_1 [-] - poissonovo číslo rolny
 E_1 [MPa] - modul pružnosti rolny

Pomocná elastická konstanta kolejnice:

$$\vartheta_2 = \frac{4 \cdot (1 - \mu_2^2)}{E_2} = \frac{4 \cdot (1 - 0,3^2)}{210000\text{ MPa}} = 1,73 \cdot 10^{-5} \text{ mm}^2 \text{N}^{-1}$$

kde:

ϑ_2 [mm²N⁻¹] - pomocná elastická konstanta kolejnice
 μ_2 [-] - poissonovo číslo kolejnice
 E_2 [MPa] - modul pružnosti kolejnice

Poloměry a křivosti rolny ve směru valení a kolmo na směr valení [21]:

Poloměr ve směru valení: $r_{1x} = 40\text{ mm}$

Poloměr rolny kolmo na směr valení není nikde výrobcem uveden (jedná se o optimalizovaný INA profil), proto ve výpočtech je uvažováno s poloměrem o velikosti 500 mm (ze kterého INA profil vychází).

Poloměr kolmo na směr valení: $r_{1y} = 500\text{ mm}$

Hlavní křivosti v místě dotyku těles: $\rho_{1x} = \frac{1}{r_{1x}} = \frac{1}{40\text{ mm}} = 0,025\text{ mm}^{-1}$

$$\rho_{1y} = \frac{1}{r_{1y}} = \frac{1}{500\text{ mm}} = 0,002\text{ mm}^{-1}$$

kde:

ρ_{1x} [mm⁻¹] - hlavní křivost rolny ve směru valení
 ρ_{1y} [mm⁻¹] - hlavní křivost rolny kolmo na směr valení
 r_{1x} [mm] - poloměr rolny ve směru valení
 r_{1y} [mm] - poloměr rolny kolmo na směr valení

Poloměry a křivosti kolejnice ve směru valení a kolmo na směr valení [20]:

Boční rolny se odvalují po rovinné ploše kolejnice, proto poloměry jsou nekonečné.

Poloměr ve směru valení: $r_{2x} = \infty \text{ mm}$

Poloměr kolmo na směr valení: $r_{2y} = \infty \text{ mm}$

Hlavní křivosti v místě dotyku těles: $\rho_{2x} = \frac{1}{r_{2x}} = \frac{1}{\infty \text{ mm}} = 0 \text{ mm}^{-1}$

$$\rho_{2y} = \frac{1}{r_{2y}} = \frac{1}{\infty \text{ mm}} = 0 \text{ mm}^{-1}$$

kde:

ρ_{2x}	$[\text{mm}^{-1}]$	- hlavní křivost kolejnice ve směru valení
ρ_{2y}	$[\text{mm}^{-1}]$	- hlavní křivost kolejnice kolmo na směr valení
r_{2x}	$[\text{mm}]$	- poloměr kolejnice ve směru valení
r_{2y}	$[\text{mm}]$	- poloměr kolejnice kolmo na směr valení

Určení elipticky a eliptických integrálů [22]:

Hodnoty eliptických integrálů jsou vyjádřeny v závislosti na pomocném úhlu τ . Po určení tohoto pomocného úhlu je možno z obrázku 25 odečíst požadované hodnoty.

Pomocný úhel:

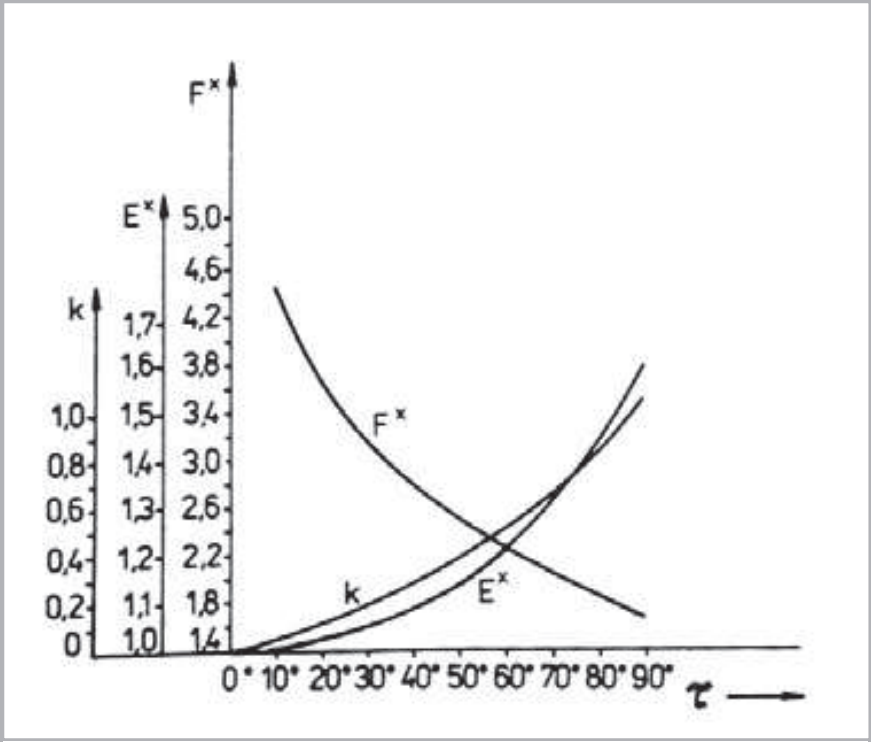
$$\tau = \arccos \frac{(\rho_{1x} + \rho_{2x}) - (\rho_{1y} + \rho_{2y})}{\rho_{1x} + \rho_{2x} + \rho_{1y} + \rho_{2y}}$$

$$\tau = \arccos \frac{(0,025\text{mm}^{-1} + 0\text{mm}^{-1}) - (0,002\text{mm}^{-1} + 0\text{mm}^{-1})}{0,025\text{mm}^{-1} + 0\text{mm}^{-1} + 0,002\text{mm}^{-1} + 0\text{mm}^{-1}}$$

$$\tau = 31,586 \text{ deg}$$

kde:

τ	$[\text{deg}]$	- pomocný úhel
ρ_{1x}	$[\text{mm}^{-1}]$	- hlavní křivost rolny ve směru valení
ρ_{1y}	$[\text{mm}^{-1}]$	- hlavní křivost rolny kolmo na směr valení
ρ_{2x}	$[\text{mm}^{-1}]$	- hlavní křivost kolejnice ve směru valení
ρ_{2y}	$[\text{mm}^{-1}]$	- hlavní křivost kolejnice kolmo na směr valení



Obr. 25 Graf pro určení parametru elipticky a eliptických integrálů [22]

Hodnoty určené z grafu: Parametr elipticity: $k = 0,21$

Elíptický integrál prvního druhu: $E^x = 1,03$

Eliptický integrál druhého druhu: $F^x = 3,12$

Velikost stykové plošky:

Vycházím ze vzorců pro výpočet stykové plošky (viz [22]).

$$\text{První poloosa: } a^3 = \frac{3 \cdot F_A}{4 \cdot \pi} \cdot \frac{\vartheta_1 + \vartheta_2}{\rho_{1x} + \rho_{2x} + \rho_{1y} + \rho_{2y}} \cdot \frac{E^x}{k^2}$$

$$a = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot F_A}{4 \cdot \pi} \cdot \frac{\vartheta_1 + \vartheta_2}{\rho_{1x} + \rho_{2x} + \rho_{1y} + \rho_{2y}} \cdot \frac{E^x}{k^2}}$$

$$a = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 13354 N}{4 \cdot \pi} \cdot \frac{1,73 \cdot 10^{-5} \text{ mm}^2 \text{ N}^{-1} + 1,73 \cdot 10^{-5} \text{ mm}^2 \text{ N}^{-1}}{0,025 \text{ mm}^{-1} + 0 \text{ mm}^{-1} + 0,002 \text{ mm}^{-1} + 0 \text{ mm}^{-1}} \cdot \frac{1,03}{0,21^2}}$$

$$a = 4,573 \text{ mm}$$

Druhá poloosa:
$$b^3 = \frac{3 \cdot F_A}{4 \cdot \pi} \cdot \frac{\vartheta_1 + \vartheta_2}{\rho_{1x} + \rho_{2x} + \rho_{1y} + \rho_{2y}} \cdot (k \cdot F^x)$$

$$b = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot F_A}{4 \cdot \pi} \cdot \frac{\vartheta_1 + \vartheta_2}{\rho_{1x} + \rho_{2x} + \rho_{1y} + \rho_{2y}} \cdot (k \cdot F^x)}$$

$$b = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 13354 \text{ N}}{4 \cdot \pi} \cdot \frac{1,73 \cdot 10^{-5} \text{ mm}^2 \text{ N}^{-1} + 1,73 \cdot 10^{-5} \text{ mm}^2 \text{ N}^{-1}}{0,025 \text{ mm}^{-1} + 0 \text{ mm}^{-1} + 0,002 \text{ mm}^{-1} + 0 \text{ mm}^{-1}} \cdot (0,21 \cdot 3,12)}$$

$$b = 1,389 \text{ mm}$$

kde: (platí pro obě předchozí rovnice)

a	[mm]	- první poloosa stykové plochy
b	[mm]	- druhá poloosa stykové plochy
F _A	[N]	- síla působící od rolny na kolejnici
ϑ ₁	[mm ² N ⁻¹]	- pomocná elastická konstanta rolny
ϑ ₂	[mm ² N ⁻¹]	- pomocná elastická konstanta kolejnice
ρ _{1x}	[mm ⁻¹]	- hlavní křivost rolny ve směru valení
ρ _{1y}	[mm ⁻¹]	- hlavní křivost rolny kolmo na směr valení
ρ _{2x}	[mm ⁻¹]	- hlavní křivost kolejnice ve směru valení
ρ _{2y}	[mm ⁻¹]	- hlavní křivost kolejnice kolmo na směr valení
E ^x	[-]	- eliptický integrál prvního druhu
k	[-]	- parametr elipticity
F ^x	[-]	- eliptický integrál druhého druhu

Rozměry stykové plošky: $2 \cdot a = 2 \cdot 4,573 \text{ mm} = 9,146 \text{ mm}$
 $2 \cdot b = 2 \cdot 1,389 \text{ mm} = 2,778 \text{ mm}$

kde:

a	[mm]	- první poloosa stykové plochy
b	[mm]	- druhá poloosa stykové plochy

Maximální stykový tlak:
$$P_{max} = \frac{3 \cdot F_A}{2 \cdot \pi \cdot a \cdot b} = \frac{3 \cdot 13354 \text{ N}}{2 \cdot \pi \cdot 4,573 \text{ mm} \cdot 1,389 \text{ mm}} = 1004 \text{ MPa}$$

kde:

P _{max}	[MPa]	- maximální stykový tlak
F _A	[N]	- síla působící od rolny na kolejnici
a	[mm]	- první poloosa stykové plochy
b	[mm]	- druhá poloosa stykové plochy

Dle velikosti maximálního stykového tlaku volím materiál kolejnice, který musí mít dovolený tlak vyšší, než tento maximální. I když do výpočtu byl zahrnut koeficient dynamických zatížení, je potřeba volit materiál se značnou rezervou mezi dovoleným a maximálním stykovým tlakem, abychom předešli dalším jevům, které mohou na výtlahu vznikat a ve výpočtech nebyly zahrnuty.

Velikost kontaktního tlaku mezi rolnou NUTR 40 a kolejnicí A45 (současná varianta řešení) je zapsána v následující tabulce. Také je zde uveden dovolený kontaktní tlak materiálu kolejnice. Tyto hodnoty slouží k porovnání s dalšími vypočtenými kontaktními dvojicemi (rolna – kolejnice).

Typ rolny	$P_{\max}$ [MPa]	Materiál kolejnice	P_{dov} [MPa]	$P_{\text{dov}} / P_{\max}$
NUTR 40	1004	11 483	980	0,97

Stejný výpočet byl proveden u všech roln typu NUTR (viz obr. 24). Materiál kolejnice byl též vybrán pro každou rolnu zvlášť. Hodnoty vypočtených maximálních stykových tlaků a dovolených tlaků kolejnice jsou zapsány v následující tabulce.

Tab. 3 Rolny NUTR a jejich stykový tlak s kolejnicí + vybraný materiál kolejnice (varianta A)

Typ rolny	$P_{\max}$ [MPa]	Materiál kolejnice	P_{dov} [MPa]	$P_{\text{dov}} / P_{\max}$
NUTR 4090	986,5	42 2305	1150	1,17
NUTR 45	996	42 2305	1150	1,15
NUTR 45100	965,5	42 2305	1150	1,19
NUTR 50	986,5	42 2305	1150	1,16
NUTR 50110	936	42 2305	1150	1,23

Výsledná varianta A

Z vypočtených tlaků a navrhnutých materiálů jsem vybral nejvhodnější variantu s největším poměrem tlaků 1,23:

Boční rolny:	NUTR 50110	průměr rolny	110 mm
		vnitřní průměr rolny	50 mm
		šířka rolny	32 mm
Čelní rolna:	NUTR 40	průměr rolny	80 mm
		vnitřní průměr rolny	40 mm
		šířka rolny	32 mm
Kolejnice:	A 65	materiál 42 2305	
		šířka dráhy pro boční rolny	30 mm
		šířka dráhy pro čelní rolnu	65 mm

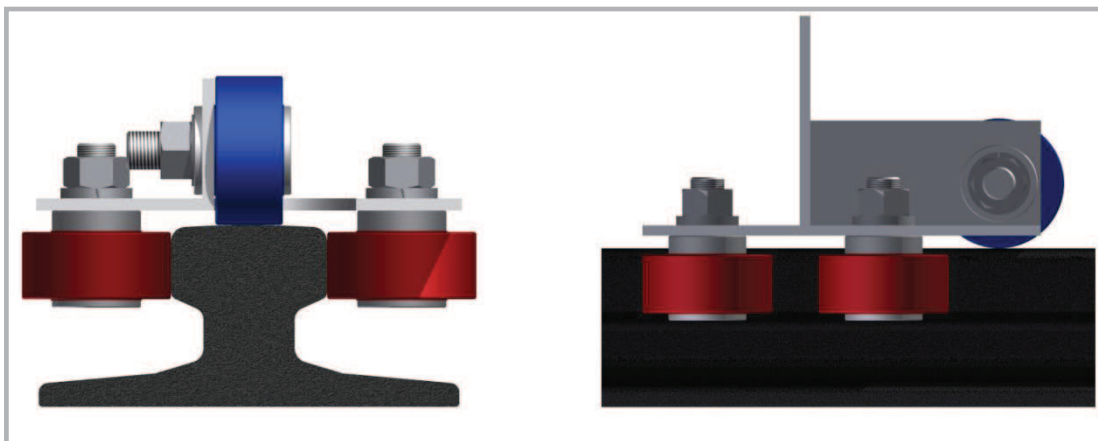
Zhodnocení varianty A

Mezi vybranou rolnou a kolejnicí je velikost tlaku podstatně nižší, než je maximální dovolený tlak materiálu kolejnice. Nedojde tak k poškození roln a vodících drah kolejnice ani při výskytu nepředvídaných dynamických jevů na výtahu.

Tato varianta umožňuje celou řadu konstrukčních variant, které by měly mít za následek značné snížení kontaktního tlaku mezi rolnou a kolejnicí. Vhodnější konstrukční varianta (větší počet roln v pojezdovém ústrojí) je představena v následující kapitole jako varianta A2.

4.2.2 Varianta A2

Varianta A2 je odvozena od varianty A (jedná se o její modifikaci), je založena na ocelových rolnách pohybující se po ocelové kolejnici. U této varianty došlo ke změně konstrukčního uspořádání rolen. Po obou bočních stěnách kolejnice se nepohybuje pouze jedna rolna, ale dvě rolny umístěné nad sebou, což má za následek rozložení síly působící od rolny na kolejnici a zvětšení kontaktní plochy mezi nimi (viz obr. 26). Rolny pro tuhle variantu jsem vybral opět typu NUTR od společnosti Schaeffler group kvůli jejich výborným vlastnostem popsáných v. [17]



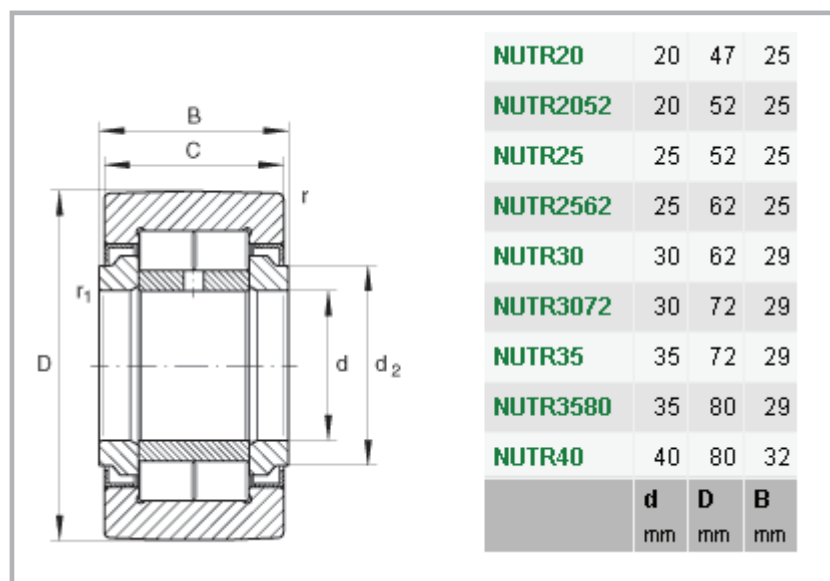
Obr. 26 Ukázka uspořádání rolen u varianty A2

Návrh vhodné rolny a kolejnice

Velikost síly, kterou působí rolna na kolejnici, byla již spočítaná v kapitole 4.1.3. V tomto případě působící síla zůstává stejná, avšak na kolejnici se přenáší pomocí dvou rolen umístěných nad sebou v pojezdovém ústrojí, které se pohybují po boční stěně kolejnice. Proto je možné volit rolny o menším průměru, které jsou levnější, protože dochází ke zdvojnásobení stykové plochy. Rolny, které budou při návrhu uvažovány, je možné vidět na obr. 27.

Vodící čelní rolnu volím stejnou jako boční, aby se nemuselo nakupovat více druhů rolen, protože tato rolna nepřenáší žádné zatížení.

Kolejnici volím typu A65 od společnosti SM-Schiententechnik GmbH (viz [20]) která má šířku 30 mm (viz obr. 20 a 21).



Obr. 27 Geometrie a rozměry rolny řady NUTR pro variantu B [21]

Pro všechny tyto druhy rolny NUTR vypočtu kontaktní tlak mezi rolnou a kolejnicí. Dle velikosti tohoto tlaku dojde k rozhodnutí, kterou rolnu bude nejvhodnější použít. Výpočet rozměrů stykové plochy je proveden stejně jako v předchozí kapitole 4.2.1, vychází z [22]. Ovšem v této variantě A2 působí jedna přítláčná síla F_A na dvě stykové plochy, proto je potřeba modifikovat vzorec pro výpočet maximálního stykového tlaku.

Všechny vypočtené hodnoty jsou zobrazeny v následující tabulce.

Maximální stykový tlak:
$$P_{max} = \frac{3 \cdot F_A}{2 \cdot (2 \cdot \pi \cdot a \cdot b)} \quad [MPa]$$

kde:

P_{max}	[MPa]	- maximální stykový tlak
F_A	[N]	- síla působící od rolny na kolejnici
a	[mm]	- první poloosa stykové plochy
b	[mm]	- druhá poloosa stykové plochy

Tab. 4 Rolny NUTR a jejich stykový tlak s kolejnicí + vybraný materiál kolejnice (varianta A2)

Typ rolny	P_{max} [MPa]	Materiál kolejnice	P_{dov} [MPa]	P_{dov} / P_{max}
NUTR 20	657	11 443	860	1,3
NUTR 2052	615,5	11 443	860	1,39
NUTR 25	615,5	11 443	860	1,39
NUTR 2562	565,5	11 373	690	1,22
NUTR 30	565,5	11 373	690	1,22
NUTR 3072	528,5	11 373	690	1,3
NUTR 35	528,5	11 373	690	1,3
NUTR 3580	502	11 373	690	1,37
NUTR 40	502	11 373	690	1,37

Výsledná varianta A2

Z vypočtených tlaků a navrhnutých materiálů jsem vybral nejvhodnější variantu s vhodným poměrem tlaků 1,22:

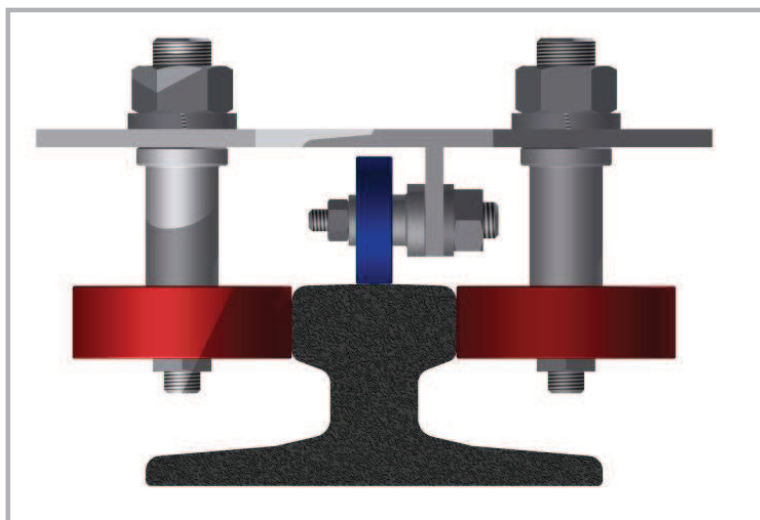
Boční rolny:	NUTR 3072	průměr rolny	72 mm
		vnitřní průměr rolny	30 mm
		šířka rolny	29 mm
Čelní rolna:	NUTR 3072	průměr rolny	72 mm
		vnitřní průměr rolny	30 mm
		šířka rolny	29 mm
Kolejnice:	A 65	materiál 11 373	
		šířka dráhy pro boční rolny	30 mm
		šířka dráhy pro čelní rolnu	65 mm

Zhodnocení varianty A2

Vzhledem k použití dvou rolen umístěných nad sebou, došlo ke zmenšení maximálního stykového tlaku, oproti standardní variantě A. Proto je možné použít levnější materiál s nižším dovoleným tlakem na kolejnici. Nevýhodou této varianty je potřeba velmi přesné výroby pojezdového ústrojí a hlavně montáže rolen, aby byl skutečně kontaktní tlak rozdělen mezi nimi rovnoměrně.

4.2.3 Varianta B

Tato varianta je taktéž založena na kolejnici typu A od společnosti SM-Schientechnik GmbH (viz [20]). Po této kolejnici se ale pohybují boční plastové rolly (viz obr. 28). Plasty mají výrazně nižší modul pružnosti oproti kovům, díky tomu bude stykový tlak mezi plastovou rolou a kolejnici menší než u předchozích variant. Plasty jsou vhodné pro použití v této variantě i díky jejich dobrým vlastnostem, mezi něž patří: nízký součinitel tření a ořezuvzdornosti, houževnatost v širším rozsahu teplot, elastické chování a schopnost mechanického tlumení rázů. [24]



Obr. 28 Ukázka upořádání rolen dle varianty B

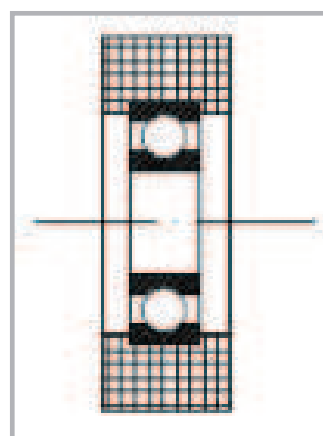
Druhy používaných plastových rolen

Mezi přední výrobce plastových rolen se řadí polská společnost ZABI Sp. Z o.o., již na českém trhu zastupuje a do ČR dováží výrobky firma ZABI Czech s.r.o. Tato společnost vyrábí čistě plastové rolly (viz obr. 31) z materiálu polyamid PA6 bílý. Tyto rolly se skládají z jednořadého kuličkového ložiska, které je uvnitř polyamidového těla rolly. Geometrie a rozměry jednotlivých rolen jsou zobrazeny na následujících obrázcích 29 a 30. [25]

Polyamid PA6 (silon) je fyziologicky nezávadný tuhý plast snášející vysokou zátěž a je velmi dobře obrobitelný, dobře tlumí rázy a chvění. [27].



Obr. 29 Plastová vodící rolka ložisková od společnosti ZABI [25]



Obr. 30 Řez plastovou rolkou [25]

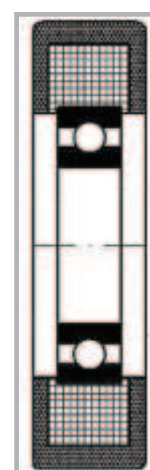
	Symbol				druh ložiska	číslo ložiska
28	R-28/8	8	10,5	0,008		698
33	RB-33L	8	25	0,028		628
35	R-35/10	10	10	0,029		6000
38	R-38	8	15	0,03		628
40	R-40-16/10	10	16	0,03		6000
41	R-41	12	14	0,02		6001
43	R-43	12	14	0,02		6001
46	R-46	12	12	0,034		6001
60	R-60/20/15	15	20	0,088		6202
62	R-62	17	11	0,097		6203
80	R-80/15	15	16	0,17		6202

Obr. 31 Druhy plastových roln od společnosti ZABI [25]

Společnost ZABI dále vyrábí plastové rolny s polyuretanovým běhounem. Tělo rolny je vyrobeno také u polyamidu PA6, ve kterém je umístěno jednořadé kuličkové ložisko. Na toto tělo je dále nanesena vrstva polyuretanu (jak je patrné z obr. 32 a 33). Polyuretan je lehký a přitom velmi pevný polymer, který má vynikající schopnost přilnout na podkladové materiály.



Obr. 32 Plastová rolna s polyuretanovým běhounem [26]

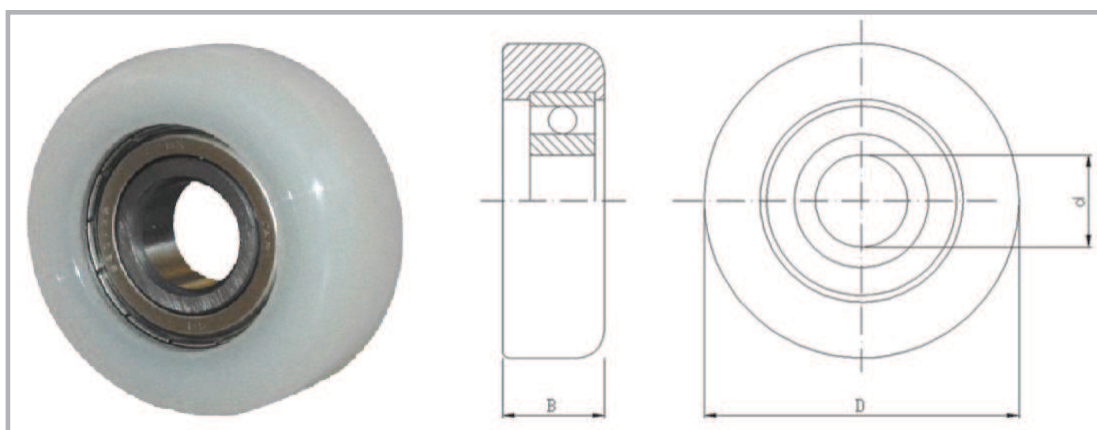


Obr. 33 Řez plastovou rolnou s polyuretanovým běhounem [26]

	Symbol				druh ložiska	číslo ložiska
50	RBCL-50-26/10	10	26	0.07		2x6300
50	RBCL-50-26/15	15	26	0.07		2x6202
64	RPC-64	17	17	0.07		6203
90	RPC-90	20	25	0.32		6304
100	RPC-100	35	25	0.37		6007

Obr. 34 Druhy plastových rolen s polyuretanovým běhounem od společnosti ZABI [25]

Další společností dodávající plastové rolly jsou Brány posuvné s.r.o. z Lanškrouna. Dodávají rolly se silonovým tělem, ve kterém jsou umístěna jednořadá kuličková ložiska. Silonovou rollu a její řez je možné vidět na obr. 35, dále jsou uvedeny všechny rozměrové variace tohoto typu rolen (obr. 36) [28].



Obr. 35 Silonová rolla je její řez [28]

Kód	D[mm]	d[mm]	B[mm]	Váha
RSL-1-43	43	12	15	53,00 g
RSL-2-60	60	20	20	110,00 g
RSL-3-68	68	20	22	140,00 g
RSL-4-70	70	20	22	140,00 g
RSL-5-80	80	20	20	150,00 g
RSL-6-90	90	20	23	230,00 g

Obr. 36 Druhy silonových rolen [28]

Návrh vhodné rolny a kolejnice

Síla F_A působící od rolny na kolejnici byla již spočítána v kapitole 4.1.2, proto je možné určit stykový tlak mezi kolejnicí a rolnou. Tento stykový tlak je vypočítán dle [29], kde vzorec pro maximální stykový tlak je:

$$P_{max} = \frac{2 \cdot F_A}{\pi \cdot b \cdot l} \quad [MPa]$$

kde:

P_{max}	[MPa]	- maximální stykový tlak
F_A	[N]	- síla působící od rolny na kolejnici
b_1	[mm]	- poloviční šířka stykové plošky
l	[mm]	- šířka rolny

Neznámé „ b_1 “ a „ l “ v tomto výpočtu znázorňují velikosti jednotlivých os stykové plošky. Vzorec pro výpočet velikosti poloviční šířky „ b “ stykové plochy je taktéž z [29], kde slouží především k výpočtu této šířky při kontaktu dvou válců s rovnoběžnými osami.

$$b_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot F_A}{\pi \cdot l} \cdot \frac{(1 - \mu_1^2)/E_1 + (1 - \mu_2^2)/E_2}{1/d_1 + 1/d_2}} \quad [mm]$$

kde:

b_1	[mm]	- poloviční šířka stykové plošky
F_A	[N]	- síla působící od rolny na kolejnici
l	[mm]	- šířka rolny
μ_1	[-]	- poissonovo číslo rolny
E_1	[Mpa]	- modul pružnosti rolny
μ_2	[-]	- poissonovo číslo kolejnice
E_2	[Mpa]	- modul pružnosti kolejnice
d_1	[mm]	- průměr rolny
d_2	[mm]	- průměr kolejnice (rovinná plocha)

Tuto rovnici lze ale také použít pro výpočet, kdy je válec (rolna) přitlačován na rovinnou plochu (kolejnici), dosazením $d_2 = \infty$ pro rovinnou plochu, což je tento případ.

Za neznámou „ l “ dosazujeme šířku válce (rolny). Styková ploška v tomto případě je úzký obdélník šířky „ $2b_1$ “ a délky „ l “. [29]

Výpočet zde je proveden pouze pro rolnu R-28/8 od společnosti Zabi (viz obr. 31). Tento výpočet byl samozřejmě proveden pro všechny plastové rolny uvedené výše. Rolny a jejich výsledky kontaktního tlaku jsou uvedeny v následujících tabulkách, na jejichž základě dojde k vyhodnocení nejlepší kombinace rolny a materiálu kolejnice.

Elastické konstanty stýkajících se těles [23] [27]:

Modul pružnosti rolny:	$E_1 = 3200 \text{ MPa}$
Modul pružnosti kolejnice:	$E_2 = 210\,000 \text{ MPa}$
Poissonovo číslo rolny:	$\mu_1 = 0,45$
Poissonovo číslo kolejnice:	$\mu_2 = 0,3$

Rozměry stýkajících se těles (viz obr. 31):

Průměr rolny:	$d_1 = 28 \text{ mm}$
Šířka rolny:	$l = 10,5 \text{ mm}$
Průměr kolejnice (rovinná plocha):	$d_2 = \infty \text{ mm}$

Velikost stykové plošky:

Všechny potřebné parametry pro tento výpočet jsou známe. Vycházím ze vzorců pro výpočet stykové plošky uvedených výše.

$$\text{Poloviční šířka stykové plošky: } b_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot F_A}{\pi \cdot l} \cdot \frac{(1-\mu_1^2)/E_1 + (1-\mu_2^2)/E_2}{1/d_1 + 1/d_2}}$$

$$b_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot 13354 \text{ N}}{\pi \cdot 10,5 \text{ mm}} \cdot \frac{(1-0,45^2)/3200 \text{ MPa} + (1-0,3^2)/210000 \text{ MPa}}{1/28 \text{ mm} + 1/\infty \text{ mm}}}$$

$$b_1 = 2,936 \text{ mm}$$

kde:

b_1	[mm]	- poloviční šířka stykové plošky
F_A	[N]	- síla působící od rolny na kolejnici
l	[mm]	- šířka rolny
μ_1	[-]	- poissonovo číslo rolny
E_1	[Mpa]	- modul pružnosti rolny
μ_2	[-]	- poissonovo číslo kolejnice
E_2	[Mpa]	- modul pružnosti kolejnice
d_1	[mm]	- průměr rolny
d_2	[mm]	- průměr kolejnice (rovinná plocha)

Plocha stykové plošky: $S = 2b_1 \cdot l = 2 \cdot 2,936 \text{ mm} \cdot 10,5 \text{ mm} = 61,67 \text{ mm}^2$

kde:

S	[mm ²]	- plocha stykové plošky
b_1	[mm]	- poloviční šířka stykové plošky
l	[mm]	- šířka rolny

Maximální stykový tlak:
$$P_{max} = \frac{2 \cdot F_A}{\pi \cdot b_1 \cdot l} = \frac{2 \cdot 13354 \text{ N}}{\pi \cdot 2,936 \text{ mm} \cdot 10,5 \text{ mm}} = 275,74 \text{ MPa}$$

kde:

P_{max}	[MPa]	- maximální stykový tlak
F_A	[N]	- síla působící od rolny na kolejnici
b_1	[mm]	- poloviční šířka stykové plošky
l	[mm]	- šířka rolny

V následující tabulce jsou zapsány hodnoty stykového tlaku pro polyamidové rolny od společnosti ZABI (viz obr. 31)

Tab. 5 Polyamidové rolny a jejich stykový tlak s kolejnicí (varianta B)

Typ rolny	P_{max} [MPa]	Typ rolny	P_{max} [MPa]
R-28/8	276	R-43	193
RB-33L	164,5	R-46	201
R-35/10	253	R-60/20/15	136,5
R-38	198	R-62	181
R-40-16/10	187	R-80/15	132
R-41	197,5	R-80/10	132

Dále byl výpočet proveden i pro rolny s polyuretanovým běhounem od společnosti ZABI (viz obr. 34). Vzhledem k použití polyuretanu na rolně došlo ke změně modulu pružnosti této rolny, který je nyní $E_1 = 1300 \text{ MPa}$ a změně poissonova čísla na $\mu_1 = 0,5$. Jinak byl výpočet zcela totožný s výpočtem pro polyamidové rolny. Výsledky jsou zapsány v následující tabulce.

Tab. 6 Polyamidové rolny a polyuretanovým běhounem a jejich stykový tlak s kolejnicí

Typ rolny	P_{max} [MPa]
RBCL-50-26/10	86,5
RBCL-50-26/15	86,5
RPC-64	94,5
RPC-90	66
RPC-100	62,5

Pro rolny od společnosti Brána posuvné s.r.o. byl proveden výpočet totožný s výpočtem pro polyamidové rolny, protože tyto rolny jsou taktéž vyrobeny z polyamidu PA6 (silon). Z obr. 36 je patrné, že tyto rolny mají zaoblení na jednom ze svých konců (hodnotu tohoto zaoblení výrobce neudává). Díky tomu se nebudou dotýkat kolejnice celou svojí šířkou, proto ve výpočtech je uvažována výpočtová šířka „lv“, která má velikost rovnající se $\frac{3}{4}$ skutečné šířky „l“ rolny. Výsledky jsou zapsány pro všechny rolny v následující tabulce.

Tab. 7 Silonové rolny a jejich stykový tlak s kolejnicí

Typ rolny	$P_{\max}$ [MPa]
RSL-1-43	215
RSL-2-60	157,5
RSL-3-68	141
RSL-4-70	139
RSL-5-80	136,5
RSL-6-90	120

Z výsledků je patrné, že nejmenších kontaktních tlaků dosahují rolny s polyuretanovým běhounem. Ovšem tyto rolny jsou až o 40% dražší než rolny z polyamidu PA6, u kterého kontaktní tlaky byly taky nízké. Z tohoto důvodu volím jako boční zatížené rolny pro variantu B rolnu R-60/20/15 od společnosti ZABI. Jako vodící čelní rolnu volím rolnu R-35/10, protože tato rolna nepřenáší žádné zatížení a může být tudíž menší a levnější než boční rolny.

Kolejnice je zde použita od společnosti Schienentechnik GmbH (viz [20]), konkrétně pak typ A45, jejíž šířka bočního vedení je 20 mm. Jako materiál kolejnice volím konstrukční ocel 11 373, která má dovolený kontaktní tlak mnohem vyšší než maximální vypočtený kontaktní tlak rolen, a to 690 MPa.

Výsledná varianta B

Z vypočtených tlaků a navrhnutých materiálů jsem vybral nejvhodnější variantu:

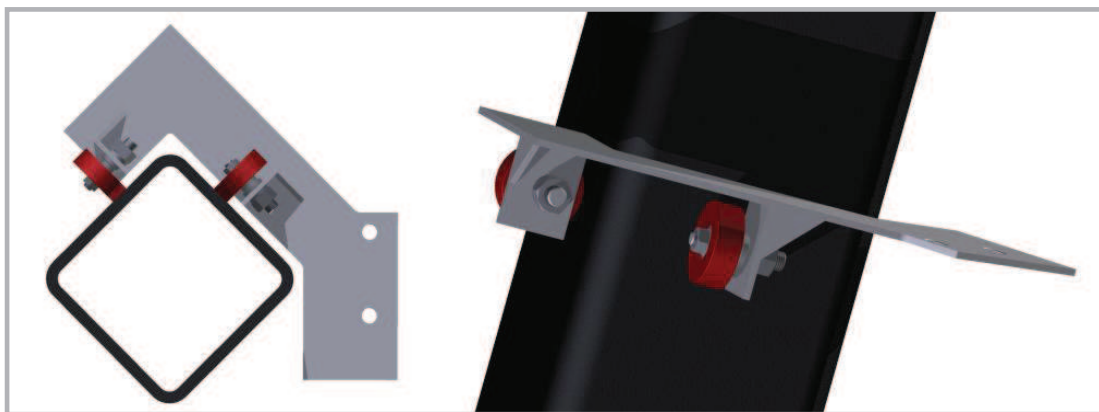
Boční rolny:	R-60/20/15	průměr rolny	60 mm
		vnitřní průměr rolny	15 mm
		šířka rolny	20 mm
Čelní rolna:	R-35/10	průměr rolny	35 mm
		vnitřní průměr rolny	10 mm
		šířka rolny	10 mm
Kolejnice:	A 45	materiál 11 373	
		šířka dráhy pro boční rolny	20 mm
		šířka dráhy pro čelní rolnu	45 mm

Zhodnocení varianty B

Vypočtený kontaktní tlak mezi rolnou a kolejnicí je podstatně nižší, než dovolený kontaktní tlak materiálu kolejnice, proto nedojde k poškození rolny ani pojezdové dráhy kolejnice a následnému poškození karoserie.

4.2.4 Varianta C

V této variantě je jako kolejnice, po které se pohybují 2 rolny přenášející zatížení z výtahu, použit silnostěnný čtvercový profil (jekl), viz obr. 37. Tento profil je použit místo stávající kolejnice na výtahu A45 od firmy SM-Schientek GmbH (viz [20]). Protože tato kolejnice má ve výtahu i nosnou a kotvící funkci, je potřeba zvolit profil větších rozměrů (obr. 38). Jako rolny je zde možné použít jak klasické kovové, tak polyamidové z předchozí varianty. K výběru nejvhodnější rolny dojde v závěru této varianty z porovnání kontaktních tlaků. Jak je patrné na obr. 37, tak u této varianty chybí čelní rolna. Není zde potřeba mít vodící rolnu, protože obě zatížené rolny jsou vůči sobě umístěny o 90° , tudíž nemůže dojít k vybočení pojezdového ústrojí z kolejnice



Obr. 37 Ukázka uspořádání rolen podle varianty C (rolny pohybující se po jeklu)

Silový rozbor zatížení rolen

V této variantě jsou zatíženy obě rolny pohybující se po kolejnici (viz obr. 37, 38, 39). Rozložení sil je tudíž jiné než v předchozích variantách. Při výpočtech zatížení rolen vycházím, z velikosti síly F_A , která byla vypočtena v kapitole 4.1.3. Rozložení sil je vidět na obr. 38, 39 a jejich přesné velikosti jsou dále vypočteny (viz [29]). Síly od jednotlivých rolen působící na kolejnici (F_{R1} a F_{R2}) jsou vůči síle F_A pootočený o 45° .

Výpočet síly od první rolny: $\cos 45^\circ = \frac{F_{R1}}{F_A} \Rightarrow \cos 45^\circ \cdot F_A = F_{R1}$

$$F_{R1} = \cos 45^\circ \cdot 13354 \text{ N} = 9442,7 \text{ N}$$

kde:

F_{R1} [N] - síla působící od první rolny na kolejnici (varianta C)
 F_A [N] - síla působící od rolny na kolejnici

Výpočet síly od druhé rolly: $\cos 45^\circ = \frac{F_{R2}}{F_A} \Rightarrow \cos 45^\circ \cdot F_A = F_{R2}$

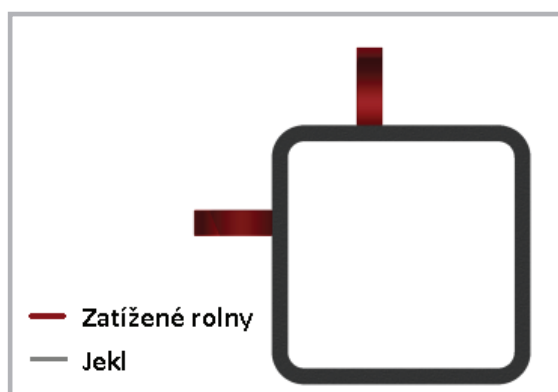
$$F_{R2} = \cos 45^\circ \cdot 13354 \text{ N} = 9442,7 \text{ N}$$

kde:

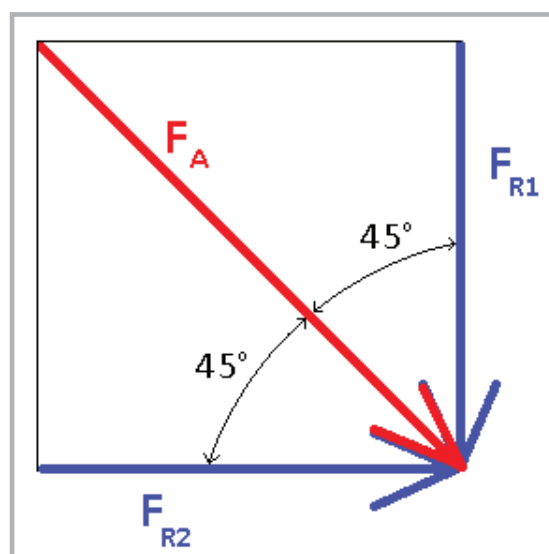
F_{R2} [N] - síla působící od druhé rolly na kolejnici (varianta C)

F_A [N] - síla působící od rolly na kolejnici

Dále ve výpočtech budu uvažovat síly F_{R1} a F_{R2} s hodnotou 9443 N.



Obr. 38 Řez variantou C



Obr. 39 Rozložení sil na kolejnici ve variantě C

Návrh vhodné rolly a kolejnice

V prvním kroku dojde k návrhu rolly pojezdového ústrojí, poté může dojít k návrhu kolejnice přesně na rozměry daných rol. Jak již bylo zmíněno, je možné zde použít rolly kovové i polyamidové. Nejdříve bude proveden výpočet kontaktního tlaku mezi kovovou rolnou a kolejnicí. Poté přistoupím k výpočtu s polyamidovou rolnou, u které předpokládám nižší kontaktní tlak z důvodů větší kontaktní plošky a mnohem nižšího modulu pružnosti polyamidu PA6.

Jako kovové rolly volím rolly NUTR z první varianty, protože se vyznačují velmi dobrými vlastnostmi a vysokou životností.

Rolny NUTR

Tyto rolny mají na svém vnějším kroužku optimalizovaný INA profil, díky kterému mají výborné vlastnosti. Co to je optimalizovaný INA profil a všechny výhody NUTR rolen byly již popsány v kapitole 2.4.1. Všechny rolny, ze kterých budu pro tuto variantu vycházet, a jejich geometrie jsou vyobrazeny na obr. 24.

Výpočet kontaktního tlaku mezi rolnou a kolejnicí (jeklem) je proveden dle [22] a je identický jako ve variantě A, kde rozměry poloos kontaktní plošky jsou řešeny pomocí vzorců:

$$a^3 = \frac{3 \cdot F_A}{4 \cdot \pi} \cdot \frac{\vartheta_1 + \vartheta_2}{\rho_{1x} + \rho_{2x} + \rho_{1y} + \rho_{2y}} \cdot \frac{E^x}{k^2} \quad b^3 = \frac{3 \cdot F_A}{4 \cdot \pi} \cdot \frac{\vartheta_1 + \vartheta_2}{\rho_{1x} + \rho_{2x} + \rho_{1y} + \rho_{2y}} \cdot (k \cdot F^x)$$

kde: (platí pro obě předchozí rovnice)

a	[mm]	- první poloosa stykové plochy
b	[mm]	- druhá poloosa stykové plochy
F _A	[N]	- síla působící od rolny na kolejnici
ϑ ₁	[mm ² N ⁻¹]	- pomocná elastická konstanta rolny
ϑ ₂	[mm ² N ⁻¹]	- pomocná elastická konstanta kolejnice
ρ _{1x}	[mm ⁻¹]	- hlavní křivost rolny ve směru valení
ρ _{1y}	[mm ⁻¹]	- hlavní křivost rolny kolmo na směr valení
ρ _{2x}	[mm ⁻¹]	- hlavní křivost kolejnice ve směru valení
ρ _{2y}	[mm ⁻¹]	- hlavní křivost kolejnice kolmo na směr valení
E ^x	[-]	- eliptický integrál prvního druhu
k	[-]	- parametr elipticity
F ^x	[-]	- eliptický integrál druhého druhu

Výsledné hodnoty těchto poloos jsou uváděny v milimetrech. Kontaktní ploška zde má tvar malé elipsy. Vzorec pro velikost kontaktního tlaku je také identický jako ve variantě A, ovšem místo síly F_A jsou zde jako přítláčné síly použity F_{R1} a F_{R2} vypočtené v předchozí kapitole. Síly F_{R1} a F_{R2} mají stejnou hodnotu, proto kontaktní tlak bude vždy vypočten mezi první rolnou se silou F_{R1}. Pro druhou rolnu jsou hodnoty tlaku stejné.

Maximální stykový tlak: $P_{max} = \frac{3 \cdot F_{R1}}{2 \cdot \pi \cdot a \cdot b} \quad [MPa]$

kde:

P _{max}	[MPa]	- maximální stykový tlak
F _{R1}	[N]	- síla působící od první rolny na kolejnici (varianta C)
a	[mm]	- první poloosa stykové plochy
b	[mm]	- druhá poloosa stykové plochy

Výpočet byl proveden pro všechny rolny z obr. 24 a jejich výsledné hodnoty jsou zapsány v následující tabulce.

Tab. 8 Kontaktní tlak mezi kolejnicí a rolnama NUTR (varianta C)

Typ rolny	$P_{\max}$ [MPa]
NUTR 40	894
NUTR 4090	879
NUTR 45	887,5
NUTR 45100	860
NUTR 50	879
NUTR 50110	843

Plastové rolny

Jako plastové rolny volím rolny od společnosti ZABI vyrobené z polyamidu PA6, které jsou, použity ve variantě B. Tyto rolny mají polyamidové tělo, ve kterém je umístěno jednořadé kuličkové ložisko. Mají rovnou boční stěnu, proto zde bude větší kontaktní plocha než u rolen nutr. Polyamidová rolna a její řez jsou zobrazeny na obr. 29 a 30.

Všechny rolny, pro které bude proveden výpočet kontaktního tlaku mezi rolnou a kolejnicí jsou zobrazeny na obr. 31. [25]

Výpočet stykové tlaku je proveden dle [29], stejně jako u varianty B. Ovšem zde nepůsobí přítláčná síla F_A , ale jsou zde síly F_{R1} a F_{R2} pro dvě rolny. Tyto síly mají pro obě rolny stejnou hodnotu, proto bude přítláčný tlak počítán pouze pro rolnu jedna. Pro druhou rolnu jsou hodnoty tlaku stejné.

Maximální stykový tlak:
$$P_{\max} = \frac{2 \cdot F_{R1}}{\pi \cdot b \cdot l} \quad [MPa]$$

kde:

$P_{\max}$	[MPa]	- maximální stykový tlak
F_{R1}	[N]	- síla působící od první rolny na kolejnici (varianta C)
b_1	[mm]	- poloviční šířka stykové plošky
l	[mm]	- šířka rolny

Hodnota „b“ udává velikost poloviny šířky kontaktní plochy. Kontaktní ploška má tvar obdélníku o délce „l“. Vzorec pro výpočet poloviny šířky kontaktní plochy je následující:

$$b = \sqrt{\frac{2 \cdot F_A}{\pi \cdot l} \cdot \frac{(1 - \mu_1^2)/E_1 + (1 - \mu_2^2)/E_2}{1/d_1 + 1/d_2}} \quad [mm]$$

kde:

b_1	[mm]	- poloviční šířka stykové plošky
F_A	[N]	- síla působící od rolny na kolejnici
l	[mm]	- šířka rolny
μ_1	[-]	- poissonovo číslo rolny
E_1	[Mpa]	- modul pružnosti rolny
μ_2	[-]	- poissonovo číslo kolejnice
E_2	[Mpa]	- modul pružnosti kolejnice
d_1	[mm]	- průměr rolny
d_2	[mm]	- průměr kolejnice (rovinná plocha)

Hodnoty stykového tlaku pravšechny polyamidové rolny jsou zapsány v následující tabulce.

Tab. 9 Polyamidové rolny a jejich stykový tlak s kolejnicí (varianta C)

Typ rolny	P_{max} [MPa]	Typ rolny	P_{max} [MPa]
R-28/8	232	R-43	162
RB-33L	138,5	R-46	169
R-35/10	212,5	R-60/20/15	115
R-38	166,5	R-62	152,5
R-40-16/10	157	R-80/15	111
R-41	166	R-80/10	111

Z výsledků kontaktních tlaků vyplývá, že plastové rolny mají jednoznačně menší kontaktní tlak mezi nimi a kolejnicí. Proto pro variantu C použiji plastovou rolnu, konkrétně typ R-60/20/15.

Jako kolejnice je zde použit silnostěnný čtvercový profil s rozměrem 200x12,5. Tento profil je vyroben z konstrukční oceli 11 503. [30]

Výsledná varianta C

Z vypočtených tlaků jsem vybral nejvhodnější variantu:

Rolny:	R-60/20/15	průměr rolny	60 mm
		vnitřní průměr rolny	15 mm
		šířka rolny	20 mm
Kolejnice:	čtvercový profil 200x12,5	materiál 11 503	
		šířka dráhy pro rolny	150 mm
		tloušťka stěny	12,5 mm

Zhodnocení varianty C

Použití rolny z polyamidu PA6 zajistí nízký kontaktní tlak mezi rolnou a kolejnici. Použití čtvercového profilu jako kolejnice a natočení rolen o 90° oproti sobě, umožňuje zanedbat u této varianty vodící rolnu, protože obě zatížené rolny zaujmají i funkci vedení a nedojde tudíž k vybočení pojezdového ústrojí z kolejnice. Nevýhodou této varianty je samotné použití silnostěnného čtvercového profilu jako kolejnice, protože na tento profil není výtah přizpůsoben. Muselo by proto dojít ke značným úpravám konstrukce výtahu, aby se čtvercový profil dal použít jako kolejnice, což by mělo za následek výrazné prodražení této varianty

4.3

4.3 Vybraná varianta

Jako vybranou variantu volím variantu B, plastové rolny pohybující se po kolejnici typu A45 z konstrukční oceli 11 373. Tato ocel není dnes tak široce používána, proto zde bude použita alternativní ocel 11 375, která má velice podobné vlastnosti. Z důvodů nízkého maximálního stykového tlaku mezi rolnou a kolejnici, může být použit méně kvalitní materiál kolejnice, než například u varianty A, který je levnější. Kolejnice u varianty B je ta samá, která se v dnešní době na výtahu používá, proto nebude muset dojít k podstatným změnám v konstrukci výtahu a ukotvení kolejnice, jako by tomu bylo v případě varianty C.

V následující tabulce je provedeno porovnání vybrané varianty se stávající variantou používanou na výtahu:

Tab. 10 Srovnání stávajícího řešení s vybranou variantou

	Používaná varianta	Vybraná varianta
Typ rolny	NUTR 40 (ocel)	R-60/20/15 (polyamid)
Vypočtený kontaktní tlak [MPa]	1004	136,5
Typ kolejnice	A 45(11 483)	A 45 (11 375)
Dovolený kontaktní tlak kolejnice [MPa]	980	690

Samozřejmě existuje možnost zlepšit vlastnosti použitých kolejnic a rolen za pomoci tepelného zpracování (toto je podrobněji rozebráno v kapitolách 4.3.1, 4.3.2) V dalším kroku bude proveden kompletní technický rozbor vybrané varianty a její analýza pomocí metody konečných prvků.

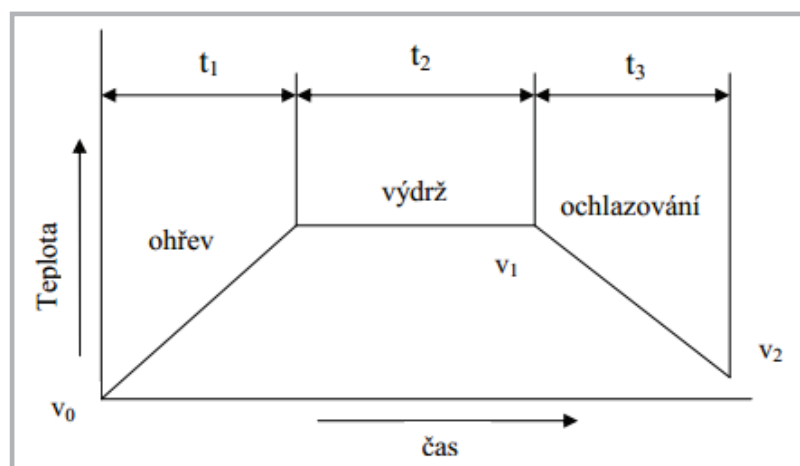
4.3.1

4.3.1 Tepelné zpracování kolejnice

Kolejnice je u vybrané varianty vyrobena z neušlechtilé konstrukční oceli 11 375 s obsahem uhlíku do 0,2%.

Tepelné zpracování obecně slouží ke zlepšení mechanických vlastností ocelí, jako jsou tvrdost, pevnost, houževnatost, tažnost, odolnost proti opotřebení, atd., v mnoha případech je s tím však spojena změna struktury materiálu.

Dosahuje se toho záměrným zahříváním oceli na předem stanovené teploty (nad nebo pod překrystalizační teploty), výdrží na této teplotě a regulovaným ochlazováním po určitou dobu (viz obr. 42). [29, 31, 32, 33]



Obr. 40 Ukázka průběhu tepelného zpracování [31]

Mezi tepelné zpracování, které by bylo vhodné na vodící kolejnice použít, patří:

- **Kalení** Účelem kalení je zvýšit tvrdost oceli. Ocel se zahřeje na danou teplotu (kolem 800 °C, záleží na materiálu), podrží se na této teplotě a ochladí se kritickou rychlostí (vodou, olejem, solnou lázní). Dosažená pevnost záleží na procentu uhlíku a procentu martenzitu, který se po ochlazení kritickou rychlostí vytvoří v jádru materiálu. Ocel zakalená na martenzitickou strukturu má značné vnitřní pnutí a kromě toho, že má velkou tvrdost, je také velmi křehká. Aby se snížilo vnitřní pnutí, a tím i křehkost, je vhodné ocel po kalení popouštět. [29, 31, 32, 33]
- **Žihání** Pomocí žihání se snažíme dosáhnout stavu materiálu blízkého rovnovážnému stavu materiálu. Jedná se o ohřev na žihací teplotu, výdrž na této teplotě a následné velmi pomalé ochlazování. Pomocí žihání odstraňujeme vnitřní pnutí v materiálu. [29, 31, 32, 33]
- **Popouštění** Označované i jako Temperování. Provádí se za účelem snížení vnitřního pnutí a křehkosti, převážně po kalení. Jedná se o ohřev na popouštěcí teplotu (u nízkých teplot dosahujeme zmírnění křehkosti, u vyšších teplot dosahujeme vysoké meze pružnosti), výdrž na teplotě a postupné ochlazení. [29, 31, 32, 33]

Vzhledem k použití plastových rolen, které se budou pohybovat po vodících kolejnicích, není potřeba zlepšovat žádnou vlastnost základního materiálu, proto nebude kolejnice nijak tepelně upravena.

4.3.2

4.3.2 Tepelné zpracování rolny

Možné tepelné zpracování byly popsány, v předchozí kapitole. A jak již bylo řečeno u výsledné varianty je použita plastová rolka z polyamidu PA6, který snáší vysokou zátěž, tlumí dobře rázy a chvění. [27] Proto zde není provedeno žádné tepelné zpracování rolny.

4.4

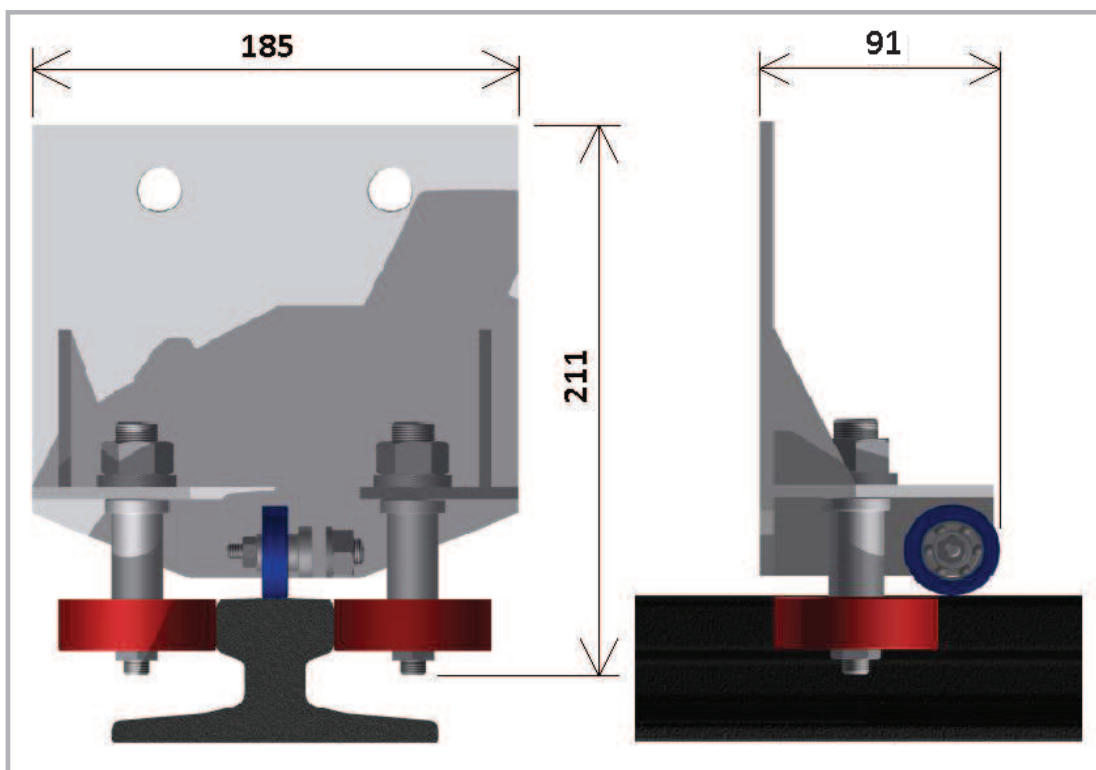
4.4 Konstrukční provedení vybrané varianty

V dalším kroku je potřeba vytvořit reálné modely vybrané varianty. V této kapitole jsou představeny 2 varianty konstrukčního řešení, které je možno použít na stávající výtah karoserií. Obě varianty budou pomocí metody konečných prvků podrobeny analýze zatížení a tepelných dilatací, na jejichž základě bude vybrána nejvhodnější varianta konstrukčního řešení.

4.4.1

4.4.1 Konstrukční varianta č. 1

Základem varianty je svařované tělo pojezdového ústrojí, na které jsou připojeny rolky. Rozměry této varianty jsou patrné na obr. 41. Má také pouze 2 připojovací otvory pro připojení ke zbytku nosné části výtahu.

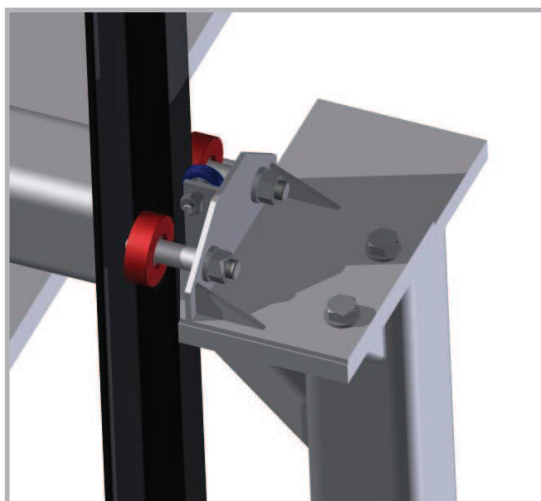


Obr. 41 Sestava varianty č.1 a její rozměry (hodnoty uvedené v mm)

Nosné tělo pojezdového ústrojí je řešeno jako svarek (viz obr. 42) svařený z pěti dílců. Všechny jsou vyrobeny z plochých ocelových tyčí válcovaných za tepla z materiálu 11 523 (materiál vhodný ke svařování) o šířce 8 mm. Na toto tělo jsou připevněny všechny rolly, které se pohybují po kolejnici. Na obr 43 je vidět připojení pojezdového ústrojí ke konstrukci výtahu pomocí šroubů M16x1,5. Tuhost desky pro připojení pojezdového ústrojí ke konstrukci výtahu je zvýšena pomocí 2 žeber, které jsou na ni přivařeny.

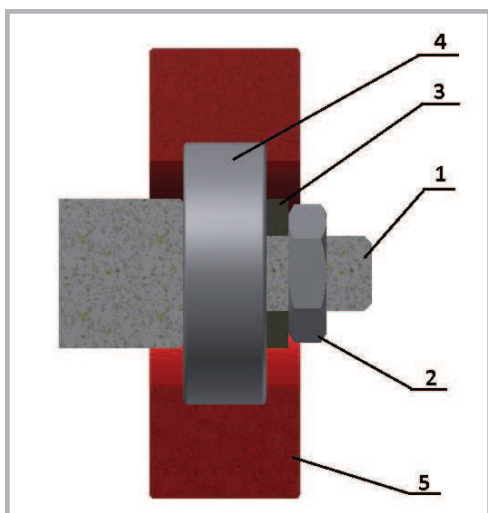


Obr. 42 Svařované tělo pojezdového ústrojí varianty 1

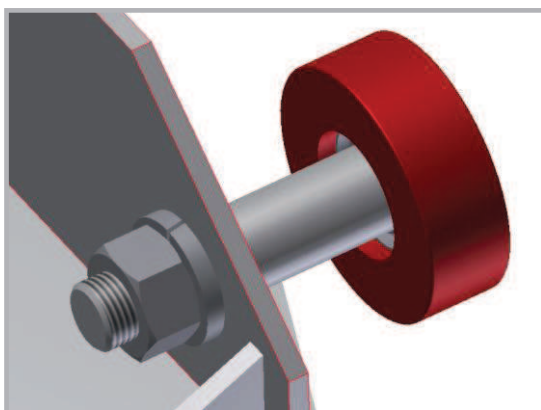


Obr. 43 Upevnění pojezdového ústrojí k rámu výtahu pomocí dvou šroubů M16 (var. 1)

Boční rolly (na obr. 41 jsou zvýrazněny červenou barvou) jsou nalisovány na čep, na kterém jsou pomocí matice M16 a vymezovacího kroužku zajištěny proti uvolnění (viz obr. 44: pozice 1 – čep, pozice 2 – matice M16, pozice 3 – vymezovací kroužek, pozice 4 – ložisko 6202, pozice 5 – polyamidové tělo rolly). Čep i s rolnou je další maticí M16 a pružnou podložkou upevněn k základnímu tělu pojezdového ústrojí (obr. 45).

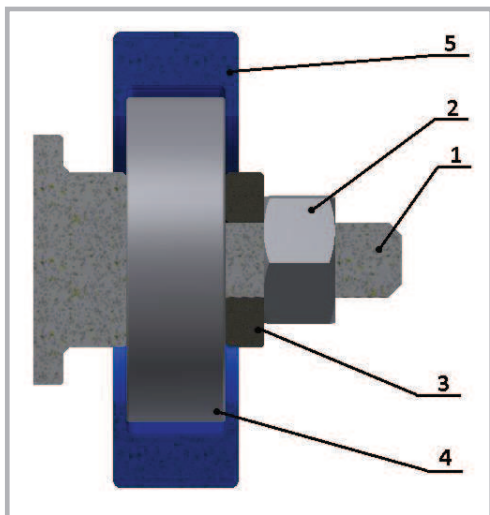


Obr. 44 Řez čepem a rolnou R-60/20/25

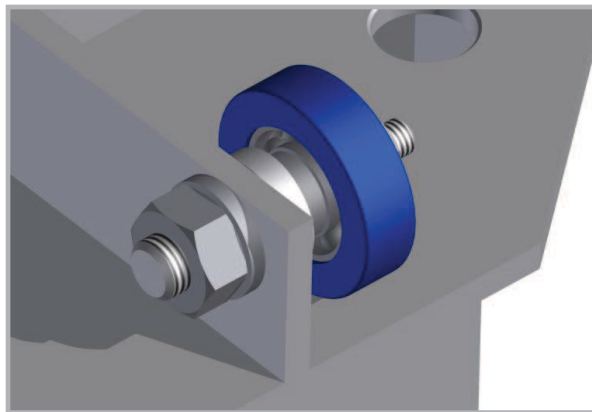


Obr. 45 Připevnění čepu k tělu pojezdového ústrojí

Vodící rolna o průměru 32 mm (na obr. 41 zvýrazněna modrou barvou) je taktéž nalisována na čep a pomocí vymešovacího kroužku a matice M10 je zajištěna proti uvolnění (viz obr. 46: pozice 1 – čep, pozice 2 – matice M10, pozice 3 – vymešovací kroužek, pozice 4 – ložisko 6200, pozice 5 – polyamidové tělo rolny). Čep i s rolnou je pomocí matice M12 a pružné podložky upevněn k základnímu tělu pojezdového ústrojí (obr. 46).



Obr. 47 Řez rolnou R-35/10



Obr. 46 Připojení čepu k tělu pojezdového ústrojí

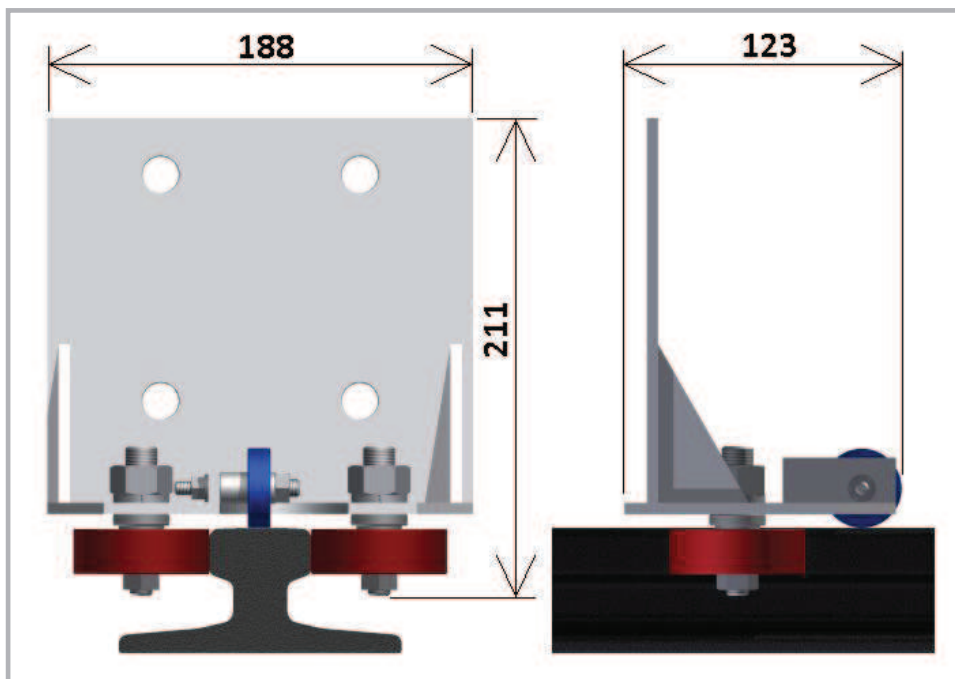
Na výtahu jsou umístěny celkem čtyři tyto pojezdové ústrojí pohybující se po vodnicích kolejničích (viz obr. 48 – zvýrazněny červenou barvou).



Obr. 48 Konstrukce výtahu pohybující se po vodnicích kolejničích se čtyřmi pojezdovými ústrojími

4.4.2 Konstrukční varianta č. 2

Tato konstrukční varianta má také základní svařované tělo, na které jsou připevněny všechny rolly a v těle jsou navíc otvory pro připojení ke zbytku konstrukce výtahu. Tato varianta je oproti předchozí variantě rozměrově menší, její rozměry jsou patrné na obr. 49.

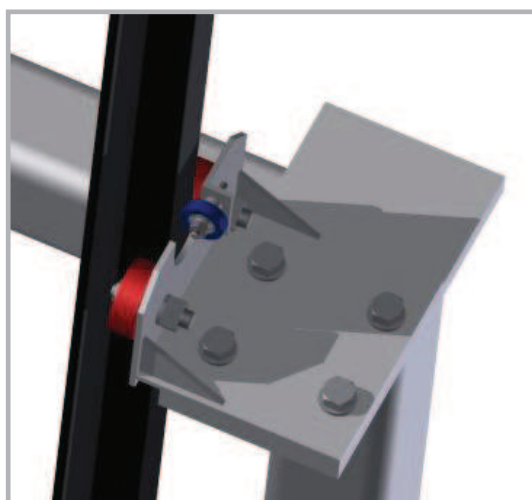


Obr. 49 Sestava varianty č.2, a její rozměry (hodnoty uvedené v mm)

Nosné tělo pojezdového ústrojí je v této variantě opět svařovaná sestava (viz obr. 51) jejíž jednotlivé dílce jsou vyrobeny z plochých ocelových tyčí válcovaných za tepla z materiálu 11 523 (materiál vhodný ke svařování) o šířce 8 mm. K tělu jsou připevněny rolly, které se pohybují po kolejnici. Toto pojezdové ústrojí je možno připojit ke zbytku konstrukce výtahu pomocí 4 šroubů M16 (viz obr 50). Svařované tělo je vyztuženo pomocí dvou žeber, které zvyšují únosnost celého ústrojí.



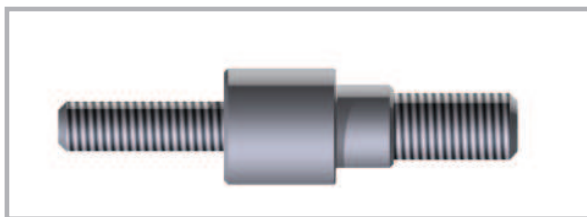
Obr. 51 Svařované tělo pojezdového ústrojí varianty 2



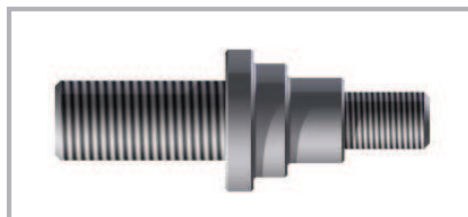
Obr. 50 Upevnění pojezdového ústrojí k rámu výtahu pomocí dvou šroubů M16 (var. 2)

Upevnění zatížených rolen na čep a upevnění čepu ke svařovanému tělu pojezdového ústrojí je v této variantě provedeno stejně jako ve variantě předchozí (viz obr 44 a 45) pomocí matic M16. Pouze geometrie čepu je zde jiná, kvůli kompaktnosti této varianty (viz obr. 53).

U vodící rolly je to stejné. Upevnění vodící rolly na čep a upevnění čepu k svařovanému tělu pojezdového ústrojí je taktéž stejné jako v předchozí variantě (viz obr. 47 a 48) pomocí matic M10 a M12. Pouze geometrie čepu je jiná (viz obr. 52)



Obr. 52 Čep pro vodící rolnu (var. 2)



Obr. 53 Čep pro zatížené rolly (var. 2)

Na celé sestavě výtahu jsou umístěny celkem 4 tyto pojezdové ústrojí jako v předchozí variantě (viz obr. 48).

5 ANALÝZA A INTERPRETACE ZÍSKANÝCH ÚDAJŮ

5

Pro obě předchozí konstrukční varianty jsou provedeny analýzy pomocí metody konečných prvků. Analýzy jsou provedeny na zjednodušeném modelu výtahu, kde jsou odstraněny všechny šrouby, matice atd. Všechny zkosené a zaoblené hrany jsou taktéž odstraněny, kvůli co nejmenší náročnosti výpočtu. Model rámu výtahu je ve výpočtech pouze informativní. Důležité hodnoty napětí, deformace a teplot, pro tuto diplomovou práci, se nacházejí na pojezdových ústrojích.

Na závěr této kapitoly je vybrána a popsána finální varianta pojezdového ústrojí výtahu karoserií.

5.1 Síť konečných prvků

5.1

Síť je vytvořena pomocí generátoru v programu Ansys workbench. Na síti jsou použity prvky:

- Solid 186 – Objemový 3-D prvek, 20-ti uzlový šesti stěn.
- Solid 187 – Objemový 3-D prvek, s 10-ti uzly. Vhodný pro síťování modelů vytvořených v CAD programech.
- Solid 87- Objemový 3-D prvek, s 10-ti uzly. Vhodný pro tepelné úlohy.
- Solid 90 - Objemový 3-D prvek, s 10-ti uzly. Vhodný pro tepelné úlohy.

5.2 Analýza konstrukční varianty č. 1

5.2

Rozměry a uspořádání konstrukční varianty č. 1 viz kapitola 4.4.1.

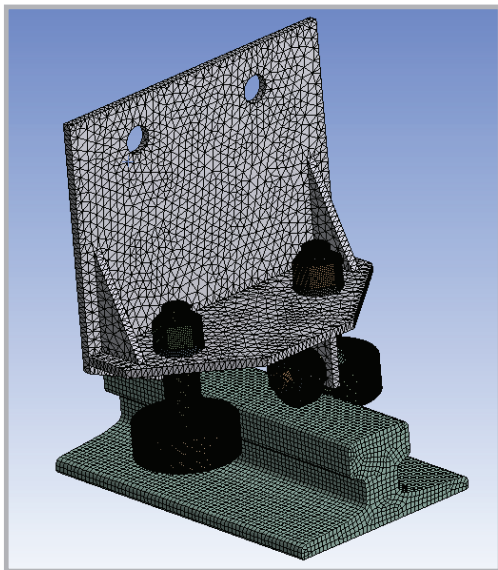
5.2.1 Analýza tepelných dilatací

5.2.1

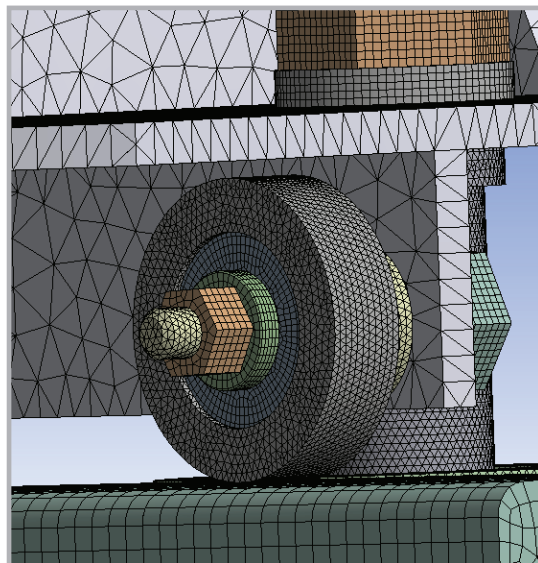
V prvním kroku je provedena analýza tepelných dilatací na pojezdovém ústrojí a malé části kolejnice. Soustava je vložena do vzduchového okolí, které má teplotu 22°C. Teplo, které má za následek ohřívání částí pojezdového ústrojí vzniká pouze mezi vodíci plochami kolejnice a rolnami se po nich pohybujícími. Tepelná vodivost polyamidu je poměrně malá $\lambda=0,25$ W/mK, proto nedojde k tak velkému přenosu tepla z rolny na zbylé části pojezdového ústrojí.

V okolí rolen (kde předpokládám nejvyšší teploty) je síť zjemněna na velikost 1 mm.

Síť konečných prvků (viz obr. 54 a 55):	Velikost prvků:	3 mm
	Zjemněná síť:	1 mm
	Počet prvků:	1 788 662
	Počet uzlů:	2 677 829

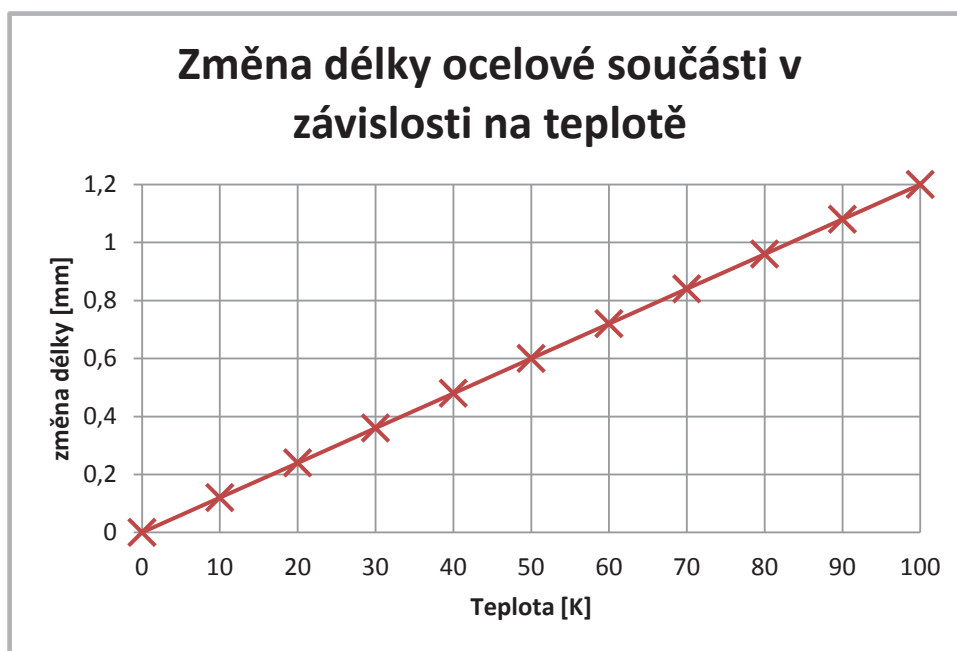


Obr. 54 Síť prvků na pojezdovém ústrojí (var. 1)



Obr. 55 Zjemnění síť prvků v okolí rolen (var. 1) na 1 mm

V následujícím grafu je zobrazena změna délky ocelové součásti v závislosti na teplotě, kde je zahrnut součinitel délkové roztažnosti oceli $\alpha = 12 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$. [27] Graf je vytvořen na základě vzorce pro výpočet délky ocelové tyče (1m) po zahřátí: $l = l_0 \cdot (1 + \alpha \cdot \Delta t)$ [34] Z grafu je patrné, že i při 100 °C je délková roztažnost oceli pouhých 1,2mm (při délce součásti 1m). Ocelové součásti při změně teploty mění ale také objem, který je závislý na součiniteli objemové roztažnosti β . Tento součinitel není nikde uveden v tabulkách, ale obecně platí že $\beta = 3\alpha$. Změna objemu oceli v závislosti na teplotě je v grafu na obr. 57, z něž plyne, že objemová roztažnost pro malé součásti je zanedbatelná. Tento graf je vytvořen na základě vzorce pro výpočet objemu ocelové součásti po zahřátí: $V = V_0 \cdot (1 + \beta \cdot \Delta t)$ (počítáno pro těleso o objemu 1 m^3) [34]



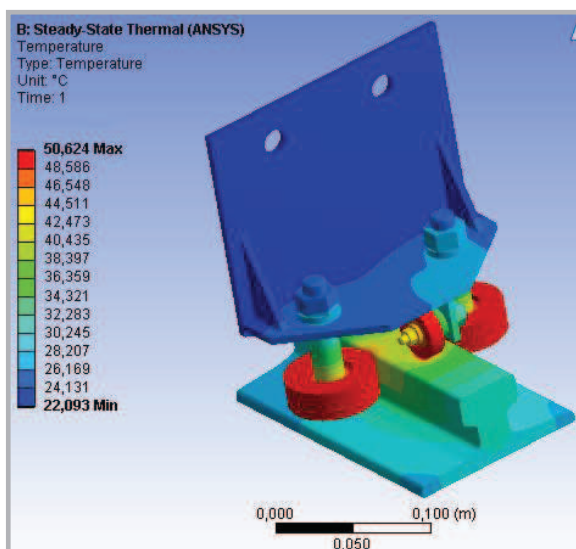
Obr. 56 Graf tepelné roztažnosti oceli (definováno pro tyč o délce 1 m)



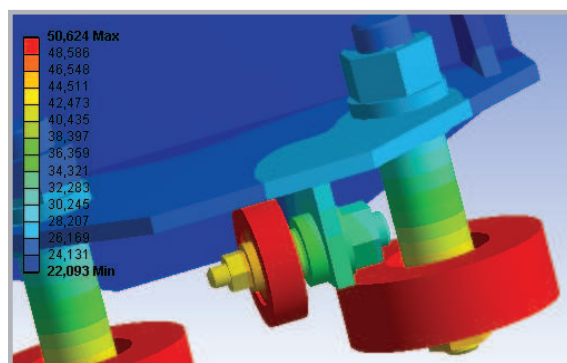
Obr. 57 Graf objemové roztažnosti oceli (definováno pro těleso o objemu 1 m³)

Vzhledem k tomu, že mezi rolami a kolejnicí není předpokládán vznik tak vysokých teplot, je následující analýza tepelné vodivosti vytvořena při 50°C (teplota 50°C umístěna pro analýzu na obvodové plochy rolen).

Na obr. 58 a 59 je zobrazeno rozložení teploty ve funkčním uzlu. Z nich vyplývá, že nejvíce tepelně namáhány jsou čepy rolen a součásti v přímém styku s čepy. Vzhledem k malým rozměrům součástí, se nepředpokládá vznik problémů spojených s jejich tepelnou dilatací.



Obr. 58 Rozložení teploty na pojezdovém ústrojí (var. 1)



Obr. 59 Detail rozložení teploty od rolen na pojezdovém ústrojí (var. 1)

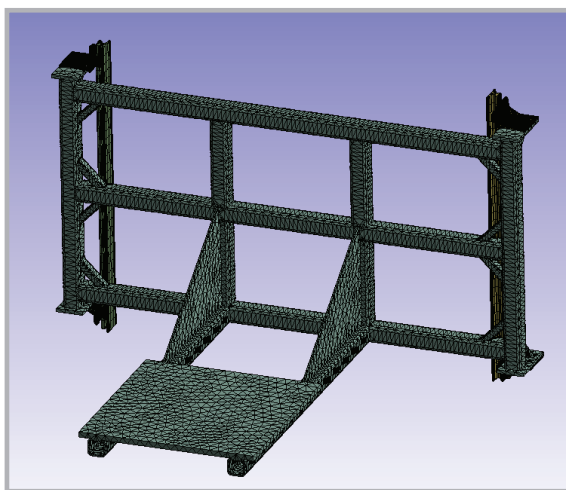
5.2.2 Analýza napětí a deformace

Model výtahu je zjednodušený, jak již bylo psáno výše a navíc neodstraněn základní nosný rám výtahu, z důvodů co nejmenší náročnosti výpočtu. Zatěžující síla působící v těžišti výtahu je $F_{\max} = 33\,040\text{ N}$.

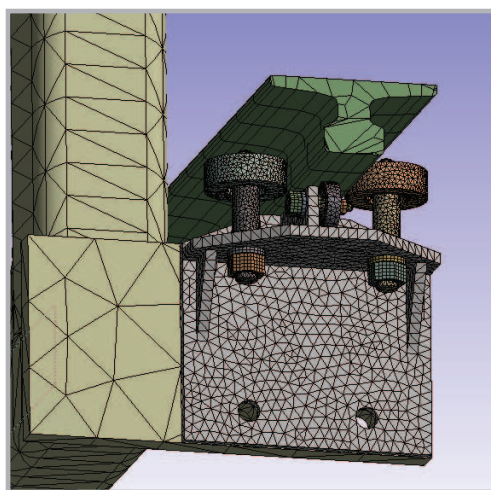
Vzhledem k velikosti výtahu byly na jeho model použity prvky větších rozměrů (viz obr. 60). Na rámu výtahu a kolejnici jsou použity prvky o velikosti 50 mm, na svařované tělo pojezdového ústrojí o velikosti 8 mm a na rolny a součásti v přímém styku s nimi jsou prvky o velikosti 3 mm (viz obr. 61).

Síť konečných prvků (viz obr. 60 a 61):

Velikost prvku:	50 mm
Velikost prvku:	8 mm
Velikost prvku:	3 mm
Počet elementů:	171 799
Počet uzlů:	373 709

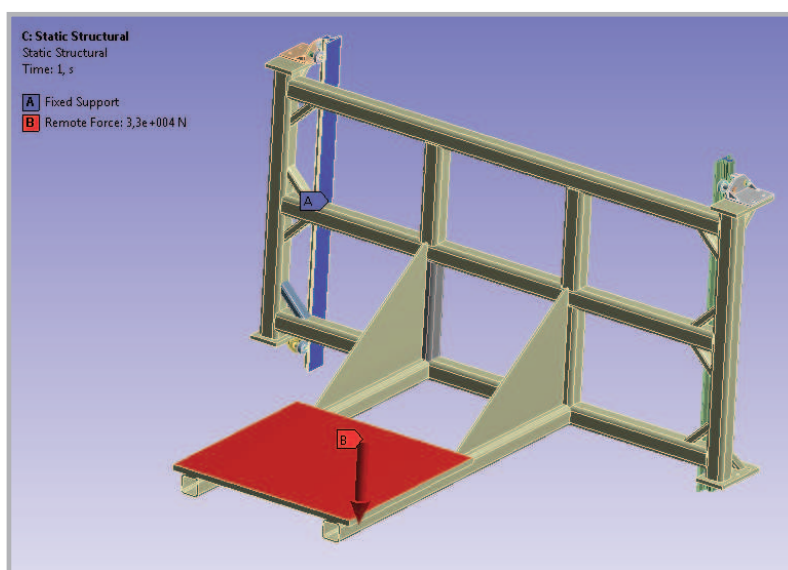


Obr. 60 Síť konečných prvků na výtahu (var. 1)



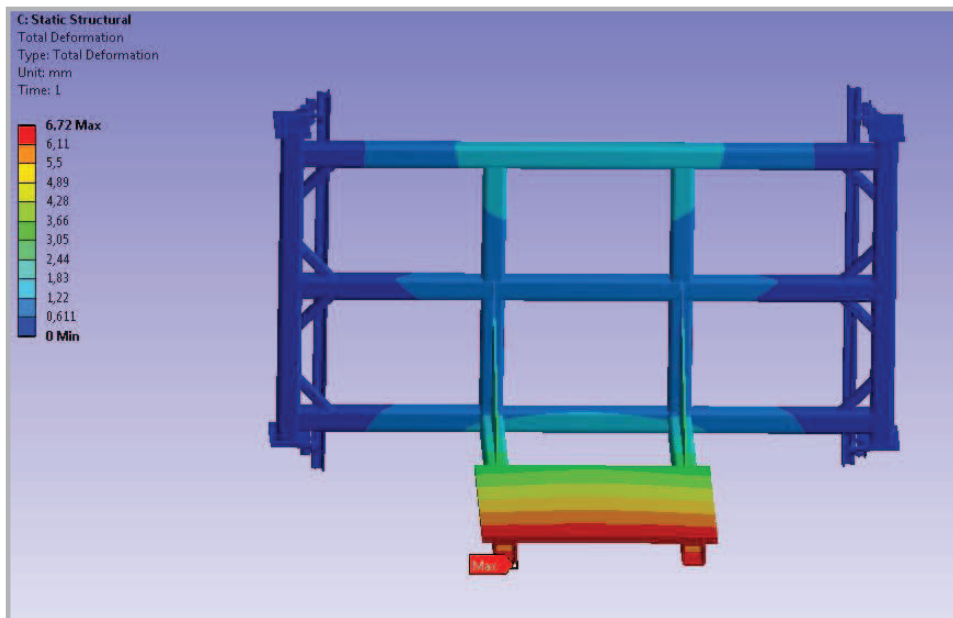
Obr. 61 Detail na zjemnění síť (var. 1)

Na obr. 62 je znázorněno umístění zatěžující síly výtahu v jeho těžišti a také umístění pevné vazby (vymezující všechny stupně volnosti) na plochy kolejnice, kterými je ve skutečnosti kolejnice pevně připojena k rámu výtahu.



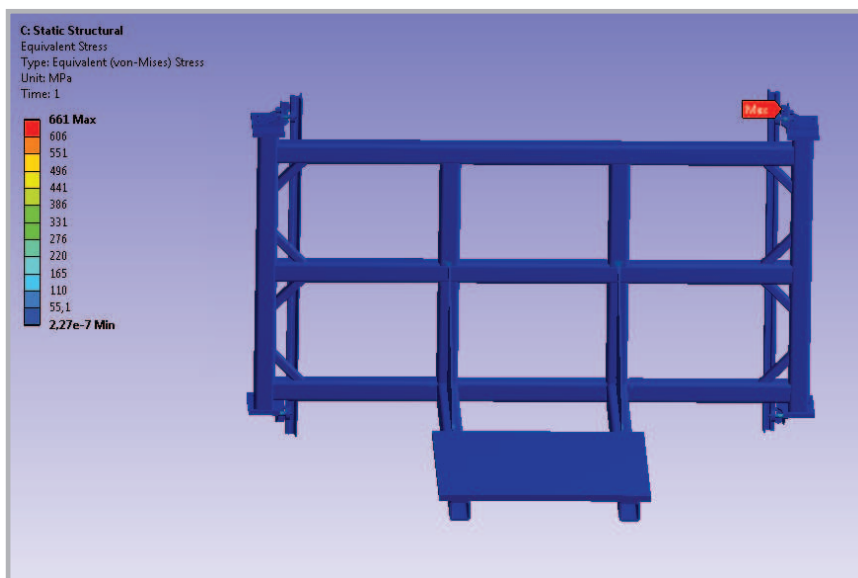
Obr. 62 Síla v těžišti výtahu a pevná vazba na kolejnici výtahu (var. 1)

K největší deformaci konstrukce výtahu dochází v místě umístění karoserie se skidem na výtahovou plošinu (viz obr. 63). Tato deformace je poměrně značná (až 6,7 mm), ale v návrhu pojezdového ústrojí nehraje žádnou roli. Protože jak je patrné na obr. 63, tak pojezdové ústrojí není deformováno vůbec

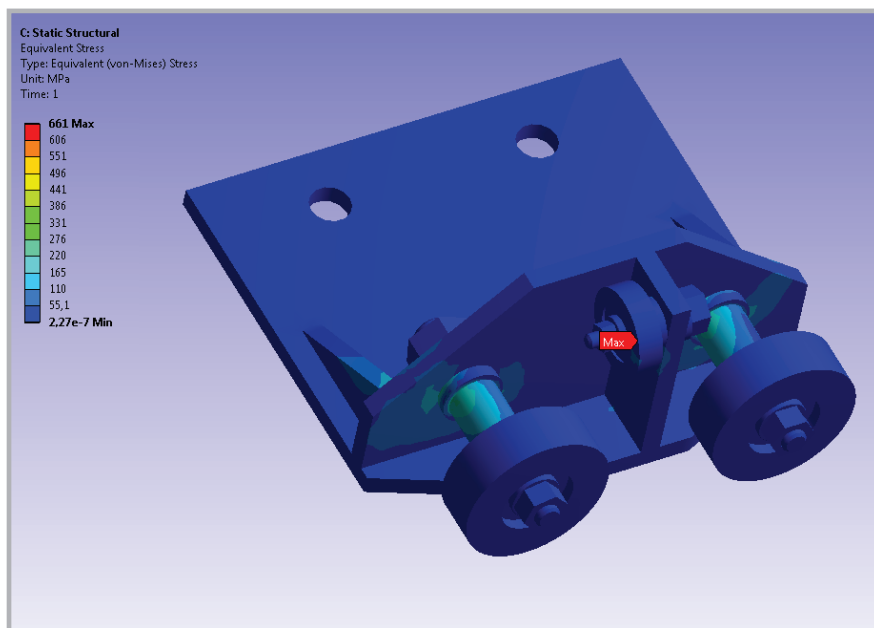


Obr. 63 Deformace výtahu - varianta 1

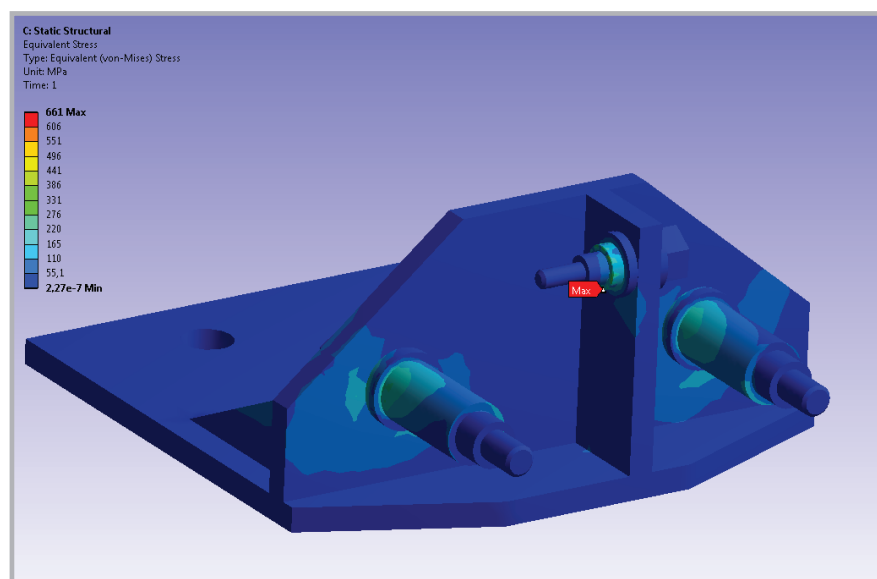
Největší napětí, jak bylo předpokládáno, se vykytuje na pojezdovém ústrojí (viz obr. 64. 65 a 66). Vzhledem k použití velkých čepů bočních roln, je největší napětí na čepu rolny vodící, což je naprosto nepřijatelné, protože vodící rolna a její čep nejsou navrhovány pro přenášení velkých zatížení. Toto zatížení dosahuje lokálně hodnoty 661 MPa, ale na zbytku čepu se pohybuje okolo hodnoty 200 MPa. Tato špička napětí je způsobena ostrou hranou na čepu, která na reálné součásti nebude (bude zkosení $1 \times 45^\circ$). Ve výpočtu je zkosení nahrazenou pouze hranou. Proto na reálném čepu, se takto vysoká hodnota napětí nebude vyskytovat.



Obr. 64 Redukované napětí dle podmínky HMM (von Misses) na výtahu – varianta 1



Obr. 65 Maximum napětí na detailu pojezdového ústrojí – varianta 1



Obr. 66 Detail maxima napětí na čepu zatížené rolly – varianta 1

5.3 Analýza konstrukční varianty č. 2

5.3

Rozměry a uspořádání konstrukční varianty č. 2 viz kapitola 4.4.2.

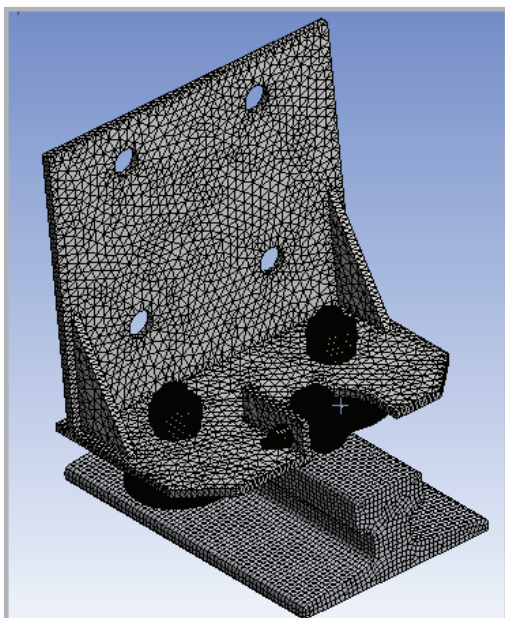
5.3.1 Analýza tepelných dilatací

5.3.1

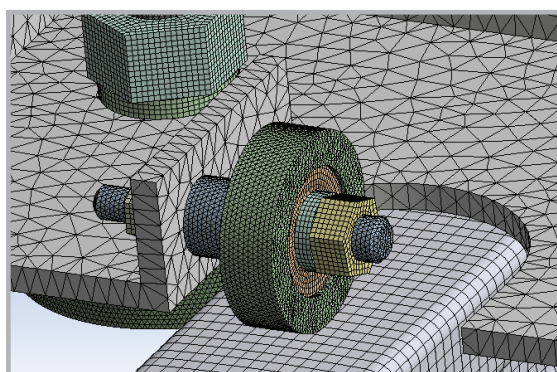
U varianty č. 2 je taktéž provedena teplotní analýza. Okolní teplota je zde nastavena na 22°C. Vyšší teplota, která má za následek ohřívání pojezdového ústrojí, vzniká na pojezdových drahách mezi rolnou a kolejnicí. Prostup tepla z rolny na zbytek pojezdového ústrojí, tak jako u předchozí varianty nebude velký, vzhledem k použití polyamidu na rolnách.

Síť konečných prvků (viz obr. 67 a 68):

Velikost prvků:	3 mm
Zjemněná síť:	1 mm
Počet prvků:	1 074 812
Počet uzlů:	1 767 800



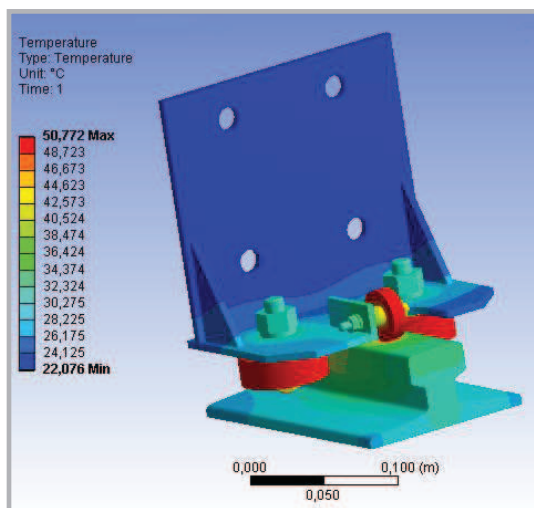
Obr. 67 Síť prvků na pojezdovém ústrojí (var. 2)



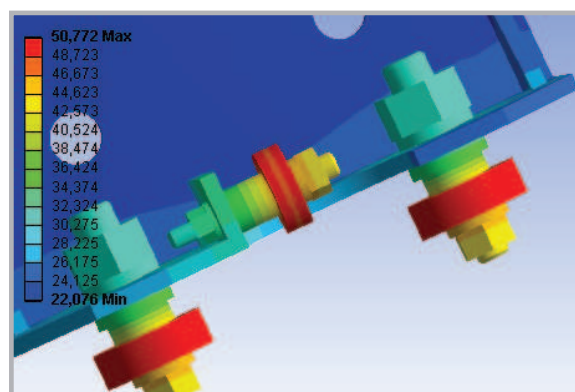
Obr. 68 Zjemnění síť prvků v okolí rolen (var. 2) na 1 mm

Jak je z obr. 69 a 70 patrné, tak prostup teploty z rolny na pojezdové ústrojí není příliš velký (analyzováno při 50°C – na obvodových plochách rolen). Největší teplota je na čepích rolen a součástech v přímém styku s čepy, proto je předpoklad, že tyto části budou nejvíce namáhány na tepelnou roztažnost.

Z grafů 56 a 57 vyplývá, že i při teplotách kolem 100 °C je roztažnost ocelových součástí poměrně malá. Vzhledem malým rozměrům tepelně ovlivněných součástí pojezdového ústrojí, nedojde ke vzniku problémů spojených s tepelnou dilatací těchto součástí.



Obr. 70 Rozložení teploty na pojezdovém ústrojí (var. 2)



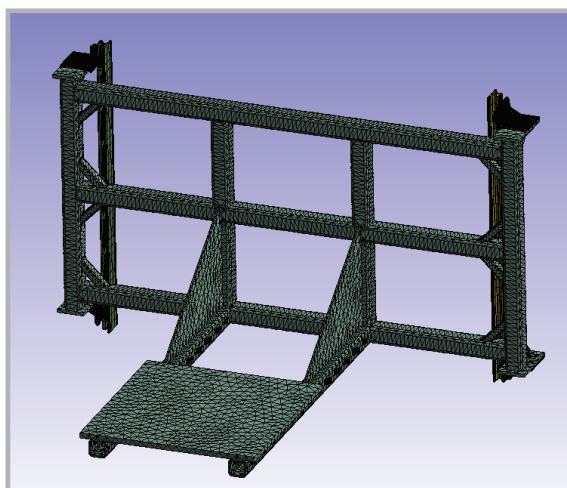
Obr. 69 Detail rozložení teploty od rolen na pojezdovém ústrojí (var. 2)

5.3.2 Analýza napětí a deformace

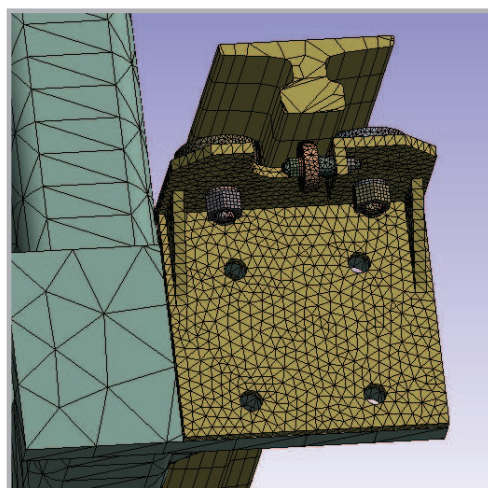
U varianty č. 2 byl také použit zjednodušený model výtahu. Velikosti a rozmístění zjemněných sítí prvků na výtahu jsou shodné s předchozí variantou.

Síť konečných prvků (viz obr. 71 a 72):

Velikost prvku:	50 mm
Velikost prvku:	8 mm
Velikost prvku:	3 mm
Počet elementů:	168 489
Počet uzlů:	360 174



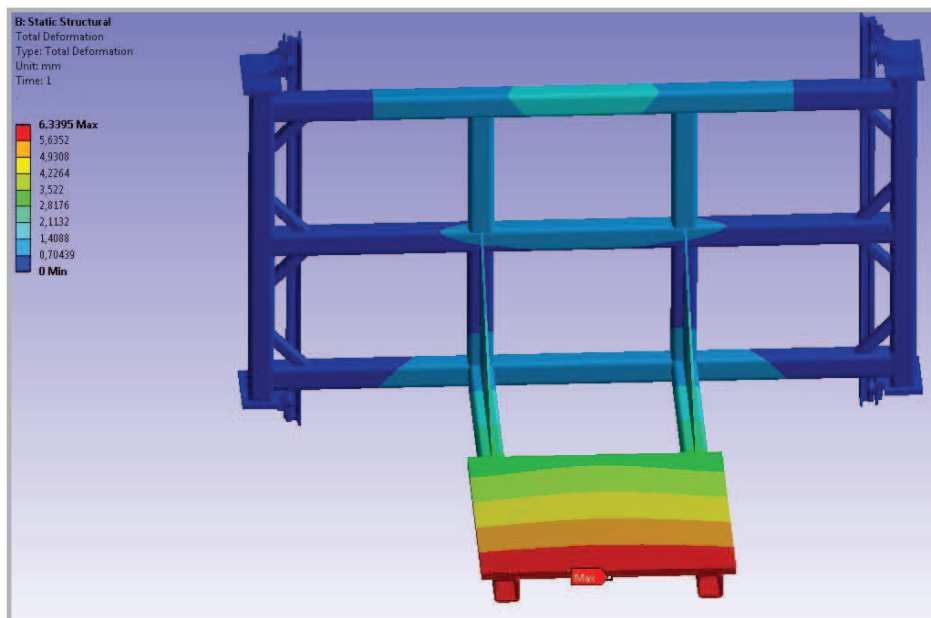
Obr. 71 Síť konečných prvků na výtahu (var. 2)



Obr. 72 Detail na zjemnění síť (var. 2)

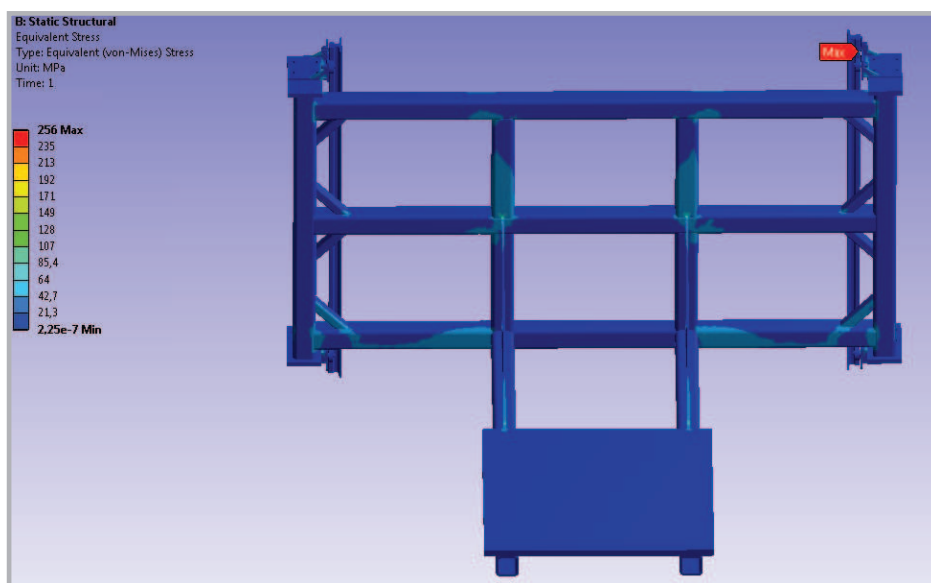
Síla působící na výtahu jsou totožná jako v předchozí variantě a její umístění je stejné. Ustavení výtahu pomocí pevné vazby na kolejnici je provedeno identicky s předchozí variantou.

Největší deformace na výtahu je zde také v místě působení zatěžující síly (od karoserie a skidu) Deformace rámu výtahu pro návrh pojezdového ústrojí není důležitá, protože jak je patrné na obr. 73, tak pojezdové ústrojí není deformováno vůbec

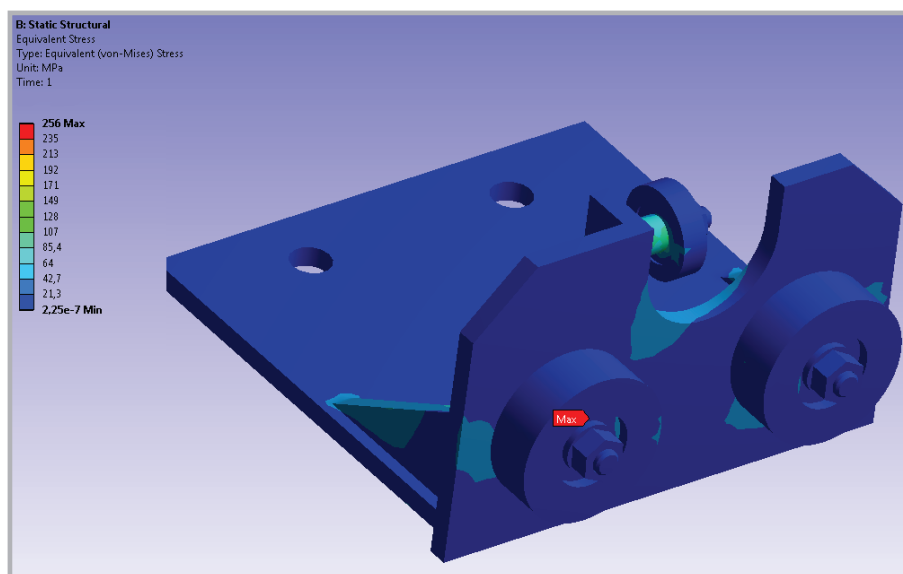


Obr. 73 Deformace výtahu – varianta 2

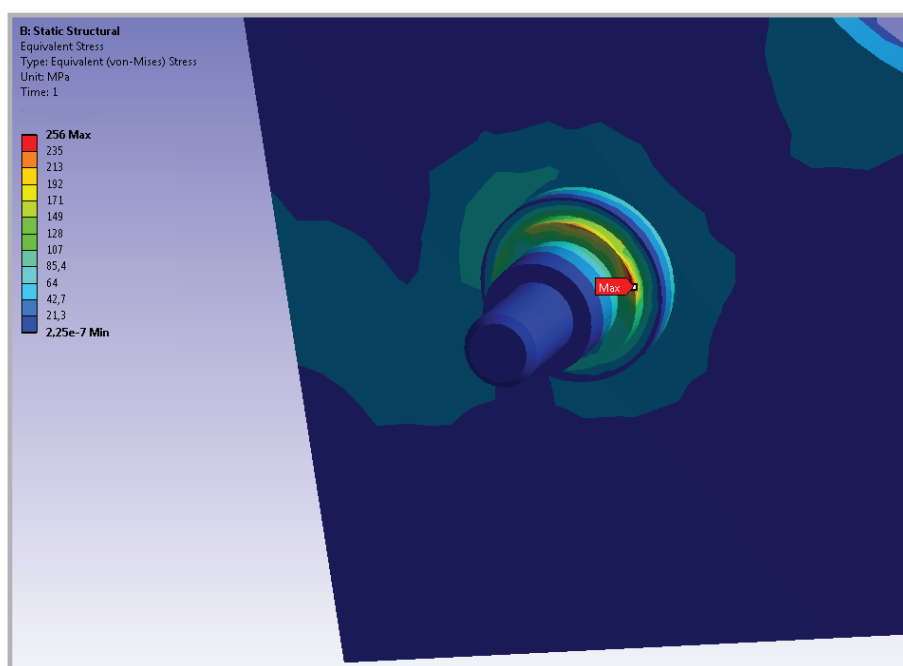
Největší napětí, jak bylo předpokládáno, se vyskytuje lokálně na čepu zatížených rolen (viz obr. 74, 75 a 76), přímo v místě opření ložiska rolny o čep. Toto napětí dosahuje lokálně hodnoty 256 MPa. Tato špička napětí je způsobena ostrou hranou na čepu, která na reálné součásti nebude (bude zkosení $1 \times 45^\circ$). Ve výpočtu je zkosení nahrazenou pouze hranou. Proto existuje předpoklad, že na reálném modelu čepu, se tato hodnota napětí nebude vyskytovat. Použitý čep je vyroben z oceli 12050, jejíž mez kluzu je $R_e = 305$ MPa.



Obr. 74 Redukované napětí dle podmínky HMM (von Misses) na výtahu – varianta 2



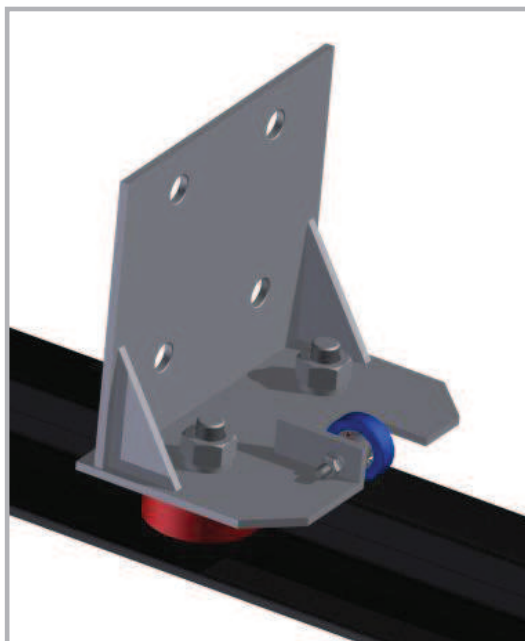
Obr. 75 Maximum napětí na detailu pojezdového ústrojí – varianta 2



Obr. 76 Detail maxima napětí na čepu zatížené rolny – varianta 2

5.4 Výsledná varianta

Jako výslednou variantu jsem vybral konstrukční variantu č. 2 (viz kapitola 4.4.2). Vybrána byla především pro její kompaktnost oproti variantě č. 1. Její přednosti zobrazuje i analýza rozložení teploty na pojezdovém ústrojí, která ukazuje, rozložení teploty na větší část pojezdového ústrojí než je tomu u varianty č. 1. Proto nebudou součásti v přímém styku s rolnou tak moc tepelně namáhány (teplota bude lépe rozložena). Z porovnání deformační a napěťové analýzy u obou variant vychází vybraná varianta mnohem lépe než varianta č. 1.



Obr. 77 Výsledná varianta pojezdu

5.4.1 Složení výsledné varianty

Rozměry varianty a jednotlivé součásti umístěné v této variantě viz kapitola 4.4.2. Výkres sestavení a jednotlivé výrobní výkresy součástí této varianty viz přílohy diplomové práce.

Hmotnost pojezdového ústrojí finální varianty je 2,667 kg (bez kolejnice).

Tato varianta se především skládá z:

Boční rolny:	R-60/20/15	průměr rolny	60 mm
		vnitřní průměr rolny	15 mm
		šířka rolny	20 mm
Čelní rolna:	R-35/10	průměr rolny	35 mm
		vnitřní průměr rolny	10 mm
		šířka rolny	10 mm
Kolejnice:	A 45	materiál 11 373	
		šířka dráhy pro boční rolny	20 mm
		šířka dráhy pro čelní rolnu	45 mm

5.4.2 Cenová rozvaha výsledné varianty

V následující tabulce je vytvořena cenová rozvaha na výrobu jednoho kusu pojezdového ústrojí. V cenové rozvaze jsou zahrnuty i částky za práci:

- Cena za hodinu práce dělníka: 200 Kč
- Cena za hodinu svařování: 400 Kč
- Cena za dělení materiálu: 200 Kč

Tab. 11 Cenová rozvaha na výrobu jednoho pojezdového ústrojí

Název	Počet kusů	Cena za kus	Cena celkem
Plastová rolna R-60/20/15	2	63 Kč	126 Kč
Plastová rolna R-35/10	1	35 Kč	35 Kč
Kulatina průměr 25 mm – 1 m	1	400 Kč	400 Kč
Široká ocel 170x8 – 1 m	1	300 Kč	250 Kč
Spojovací součásti (matice + podložky)	10	1 Kč	10 Kč
Výroba čepů a vymezovacích kroužků	3 hodiny	200 Kč	600 Kč
Vypalování plochých dílů	1 hodina	200 Kč	200 Kč
Svařování a vrtání	1 hodina	400 Kč	400 Kč
Výsledná částka			2021 Kč

Výsledná částka za jedno pojezdové ústrojí finální varianty při započítání práce vychází na 2021Kč. Polotovary jsou kupovány vždy ve větších, to znamená, že ne celý polotovar bude spotřebován.

5.4.3 Vizualizace výsledné varianty

5.4.3



Obr. 78 Vizualizace výtahu s výslednou variantou pojezdového ústrojí (v detailu)

6 ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo nalézt vhodnou kombinaci rolny a kolejnice pro výtah karoserií v lakovně těchto karoserií. V úvodu práce je provedena podrobná analýza problému vyskytujícího se na tomto výtahu. Na analýzu je navázáno výpočtem tíhových sil, polohou těžiště celé soustavy (výtah + karoserie a skid) a výpočtem setrvačných sil působících na výtahu. Z toho vychází síly, které jsou mezi rolnou pojezdového ústrojí a kolejnicí výtahu.

Na základě výsledků sil působících na výtahu je v práci proveden výpočet kontaktního tlaku mezi rolnou a kolejnicí, které se na výtahu nyní vyskytují. V dalším kroku je tento výpočet aplikován na návrhy variant, u kterých jsou použity různé typy rolen (kovové, plastové, s polyamidovým běhounem) a různé kolejnice (jeřábová kolejnice, čtvercový profil silnostěnný). Z výsledků kontaktních tlaků je vybrána nejvhodnější kontaktní dvojice (plastové rolno + jeřábová kolejnice), pro kterou jsou v dalším kroku vytvořeny 2 konstrukční varianty uspořádání rolen. Tyto varianty jsou podrobeny analýze pomocí MKP, kde jsou řešeny tepelné dilatace, napětí a deformace pojezdových ústrojí. Na základě MKP analýz proběhl výběr nejvhodnější konstrukční varianty, která je představena v kapitole 5.4, včetně cenového rozboru této varianty a vizualizace celého výtahu karoserií. V přílohách diplomové práce jsou umístěny výkresy sestavení a výrobní výkresy jednotlivých komponent výsledné varianty.

Všechny dílčí cíle práce byly splněny a byla navržena nejvhodnější varianta pojezdového ústrojí s vybraným typem rolen. Použití této varianty na výtah karoserií bude mít za následek odstranění problému nadměrného opotřebení vodících drah a následnému poškození zvedané karoserie automobilu.

7 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

7

[1] DRAŽAN František, KUPKA Ladislav. Transportní zařízení. Vydání první. Praha: SNTL - Státní nakladatelství technické literatury, 1966. 456 s.

[2] REMTA František, KUPKA Ladislav, DRAŽAN František. Jeřáby: 1. Díl. Vydání druhé. Praha: SNTL - Státní nakladatelství technické literatury, 1974. 648 s.

[3] DRAŽAN František, KUPKA Ladislav. Jeřáby. Vydání první. Praha: SNTL - Státní nakladatelství technické literatury, 1968. 664 s.

[4] Zdvihadlo. In: Cojeco: Vaše encyklopedie [online]. Brno, 1999-2012, 19.7.2006 [cit. 2012-02-14]. Dostupné z: http://www.cojeco.cz/index.php?detail=1&id_desc=108287&title=zdvihadlo&s_lang=2

[5] ITECO S.R.O. ITECO: Jeřáby a zvedací technika [online]. 2006 [cit. 2012-02-20]. Dostupné z: <http://www.iteco.cz/>

[6] VĚTRÁK Tomáš. ELEKTRICKÉ ZDVIHACÍ ÚSTROJÍ VÝTAHŮ. Zdvihací zařízení v teorii a praxi: Elektronický odborný časopis o konstrukci a provozu zdvihacích, manipulačních a transportních zařízení a dopravních prostředků [online]. 2006, roč. 2006, č. 1, 74 - 79 s. [cit. 2012-02-27]. Dostupné z: <http://www.id.vsb.cz/zdvihacizarizeni/zz-2006-1.pdf>

[7] PUŠKÁŠ Henrik, KULKA Jozef. VÝTAHY – VÝVOJ, SÚČASNOSŤ A TRENDY. Zdvihací zařízení v teorii a praxi: Elektronický odborný časopis o konstrukci a provozu zdvihacích, manipulačních a transportních zařízení a dopravních prostředků [online]. 2006, roč. 2006, č. 2, 41 - 46 s. [cit. 2012-02-27]. Dostupné z: <http://www.id.vsb.cz/zdvihacizarizeni/zz-2006-2.pdf>

[8] Ruční zvedací zařízení. Vázací a manipulační prostředky: Katalog č. 8 firmy TEDOX [online]. 52 - 60 s. [cit. 2012-02-27]. Dostupné z: http://www.tedox.cz/editor/filestore/File/katalog_2008/Tedox_katalog_2008.pdf

[9] ŠIMSA Jiří. Železniční jeřáby - atlas: PARNÍ JEŘÁBY ZE ŠKODOVKY. Vytopna.hekttor [online]. 30.06.2010 [cit. 2012-02-27]. Dostupné z: <http://vytopna.hekttor.biz/view.php?cislocianku=2009070003#1>

[10] Mobile harbour crane: LHM 550. LIEBHERR. [online]. [cit. 2012-02-27]. Dostupné z: http://www.liebherr.com/MCP/en-GB/products_mcp.wfw/id-14329-0/tab-9958_779

[11] Technické materiály zapůjčené firmou Strojírny holding a.s.

[12] ŠTOČEK, Jiří. Optimalizace materiálového toku ve vybraném závodě. 2004. 114 s., VUT FSI v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Dizertační práce.

- [13] HOLOUBEK Vladimír. Historie Kvasinské automobilky: 4. část. Kvasinský zpravodaj [online]. 2004, č. 29, 19 - 24 s. [cit. 2012-03-12]. Dostupné z: <http://www.obec-kvasiny.cz/file.php?nid=4303&oid=624160>
- [14] VOLF Marek. ZABEZPEČENÍ DVEŘÍ KAROSÉRIÍ PŘI LAKOVÁNÍ [online]. Brno, 2007 [cit. 2012-03-12]. Dostupné z: http://dl.uk.fme.vutbr.cz/zobraz_soubor.php?id=270. Bakalářská práce. VUT FSI Brno. Vedoucí práce Ing. Jiří Dvořáček.
- [15] Výtah NV 1500 - NV 2000. STROS SEDLČANSKÉ STROJÍRNY. STROS – NÁKLADNÍ VÝTAHY [online]. 2009 [cit. 2012-05-23]. Dostupné z: <http://www.stros.cz/cs/index.php/nakladni-vytahy/22.html>
- [16] VAVERKA, Michal. ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ, FSI VUT v Brně, Odborný posudek kontrolního výpočtu kolejnic (vodících šín) výtahu v lakovně Kvasiny Škoda Auto a.s., Brno, 2011.
- [17] Design and safety guidelines NUTR40. SCHAEFFLER GROUP MEDIAS. [online]. Hirschaid, Germany [cit. 2012-03-13]. Dostupné z: http://medias.schaeffler.com/medias/en!hp.info/NUTR*UK*kshinweise;bHIBtkcwNtX6
- [18] Yoke type track rollers NUTR40. SCHAEFFLER GROUP MEDIAS. [online]. Hirschaid, Germany [cit. 2012-03-13]. Dostupné z: http://medias.schaeffler.com/medias/en!hp.ec.br.pr/NUTR*NUTR40;bHIBtkcwNtX6
- [19] Fe slitiny - oceli, litiny: Materiál ČSN 411483 11483. ČESKÁ SPOLEČNOST PRO NOVÉ MATERIÁLY A TECHNOLOGIE. Informace z materiálových věd [online]. 2006 [cit. 2012-03-27]. Dostupné z: <http://cesar.fme.vutbr.cz/informace/nezelezo/Fe55.htm>
- [20] Data sheet: Rails: diverse profiles. SM-SCHIENENTECHNIK GMBH. [online]. 2004 [cit. 2012-03-27]. Dostupné z: <http://www.sm-schienentechnik.de/4694/DIN536.pdf>
- [21] GOHAR, Ramsey a Homer RAHNEJAT. Fundamentals of Tribology. Singapore: Imperial College Press, 2008. ISBN 10 1-84816-184-0. Dostupné z: http://www.google.cz/books?hl=cs&lr=&id=5rfzOdvDSM4C&oi=fnd&pg=PA1&dq=Gohar,+R.:+Fundamentals+Of+Tribology.+Imperial+College+Press&ots=0QmKctItM1&sig=TMtNV1p8oQTmA30XLJJHc6WHSkI&redir_esc=y#v=onepage&q&f=false
- [22] KOLÁŘ Dušan. VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ, Fakulta strojního Inženýrství. Části a mechanismy strojů: Konstrukční cvičení I, návody, podklady. vydání první. Brno: Nakladatelství VUT Brno, 1991. ISBN 80-214-0371-3.

[23] JANÍČEK Přemysl, ONDRÁČEK Emanuel, VRBKA Jan, BURŠA Jiří. VUT BRNO. Mechanika těles: Pružnost a pevnost I. Brno: CERM, s.r.o., 2004. ISBN 80-214-2592-X.

[24] Plasty v těžkém strojírenství. MM Průmyslové spektrum [online]. 2001, č. 11 [cit. 2012-04-25]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/plasty-v-tezkem-strojirenstvi.html>

[25] Vodicí rolny Standard ložiskové. ZABI CZECH s.r.o. ZABI [online]. 2006 [cit. 2012-04-25]. Dostupné z: http://kola.zabi.pl/index.php?kola=cze_rolki_A-2

[26] Pojezdová kola, Kladky a rolny, Vybavení pro posuvné brány: Katalog firmy ZABI CZECH s.r.o. [online]. 56 s. [cit. 2012-04-25]. Dostupné z: http://www.zabi.cz/files/File/KATALOG_ZABI_2011.pdf

[27] LEINVEBER Jan, VÁVRA Pavel. Strojnické tabulky. Vydání čtvrté. Úvaly: Albra - pedagogické nakladatelství, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7

[28] Rolna silonová ložisková. BRÁNY POSUVNÉ S.R.O. Branyposuvne.cz [online]. Lanškroun, 2008 - 2012 [cit. 2012-04-25]. Dostupné z: <http://branyposuvne.cz/na-posuvnou-branu/rolna-silonova-loziskova>

[29] SHIGLEY Joseph, MISCHKE Charles, BUDYNAS Richard. Konstruování strojních součástí. Brno: Nakladatelství VITIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2628-0

[30] Sortimentální katalog: Profil uzavřený svařovaný černý se čtvercovým průřezem. FERONA A.S. Ferona: velkoobchod s hutním materiálem [online]. 2004, 2012 [cit. 2012-05-02]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=25848>

[31] Tepelné zpracování oceli. Strojari.cz [online]. 2007 [cit. 2012-05-13]. Dostupné z: <http://www.strojnilyceum.wz.cz/maturita/tep/tep8.pdf>

[32] DVOŘÁK Zdeněk, LAMBOROVÁ Romana. Základy výrobních procesů: Tepelné zpracování oceli a koroze. In: [online]. Zlín, 2007 [cit. 2012-05-13]. Dostupné z: http://web.ft.utb.cz/cs/docs/T1PR_tepelne_zpracovani_oceli_a_koroze.pdf

[33] Tepelné zpracování: Tepelné zpracování oceli. KILLICH. Killich.cz: spojovací materiály [online]. Liberec, 2007 [cit. 2012-05-13]. Dostupné z: <http://www.killich.cz/stranky/technicke-info/ocelovy-spojovaci-material/tepelne-zpracovani.htm>

[34] Teplotní roztažnost pevných těles. Rg-projekt [online]. 2009 [cit. 2012-05-23]. Dostupné z: http://rg-projekt.cz/files/fyzika/4._rocnik/05_struktura_a_vlas/5_8_teplotni_roztaznost_pevnych_teles.pdf

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

8.1 Seznam použitých zkratk

atd.	a tak dále
cca.	přibližně
č.	číslo
ČR	česká republika
hm.	hmotnost
LPG	zkapalněný ropný plyn
max.	maximální
min.	minimální
MKP	Metoda konečných prvků
obr.	obrázek
var.	varianta
vzd.	vzdálenost
zbyt.	zbytkový

8.2 Seznam použitých symbolů

a	[mm]	první poloosa stykové plochy
a_{12}	[ms ⁻²]	zpomalení z 30 m/min na 5 m/min
a_{23}	[ms ⁻²]	zpomalení z 5 m/min na 0 m/min
b	[mm]	druhá poloosa stykové plochy
b_1	[mm]	poloviční šířka stykové plošky
d_1	[mm]	průměr rolny
d_2	[mm]	průměr kolejnice (rovinná plocha)
E_1	[Mpa]	modul pružnosti rolny
E^x	[-]	eliptický integrál prvního druhu
E_2	[MPa]	modul pružnosti kolejnice
F	[N]	síla působící na výtah
F^x	[-]	eliptický integrál druhého druhu
F_A	[N]	síla působící od rolny na kolejnici
F_g	[N]	tíhová síla působící v těžišti soustavy
F_{ix}	[N]	součet sil působících v ose x
F_{iy}	[N]	součet sil působících v ose y
$F_{\max}$	[N]	maximální síla působící na výtah
$F_{s \max}$	[N]	maximální setrvačná síla působící na výtah
F_{rA}	[N]	reakční síla ve vazbě A
F_{rB}	[N]	reakční síla ve vazbě B
F_{R1}	[N]	síla působící od první rolny na kolejnici (varianta C)
F_{R2}	[N]	síla působící od druhé rolny na kolejnici (varianta C)
F_z	[N]	síla zvedající výtahovou plošinu
g	[ms ⁻²]	tíhové zrychlení
h	[m]	vzdálenost vazeb
k	[-]	parametr elipticity
K_{dz}	[-]	koefficient dynamických zatížení
l	[mm]	šířka rolny

l	[mm]	výsledná délka ocelové součásti
l_0	[mm]	počáteční délka ocelové součásti
l_v	[mm]	výpočtová šířka rolny
m_a	[kg]	hmotnost karoserie a skidu
m_c	[kg]	celková hmotnost soustavy
M_i	[Nm]	součet momentů působících na nosníku
m_v	[kg]	hmotnost výtahové plošiny
$P_{\max}$	[MPa]	maximální stykový tlak
P_{dov}	[MPa]	dovolený kontaktní tlak materiálu kolejnice
r_{1x}	[mm]	poloměr rolny ve směru valení
r_{1y}	[mm]	poloměr rolny kolmo na směr valení
r_{2x}	[mm]	poloměr kolejnice ve směru valení
r_{2y}	[mm]	poloměr kolejnice kolmo na směr valení
r_a	[mm]	vzdálenost těžiště karoserie a skidu od osy kolejnice výtahu
r_t	[m]	poloha těžiště soustavy
r_v	[mm]	vzdálenost těžiště výtahu od osy kolejnice výtahu
s_1	[mm]	dráha pohybu vyšší rychlostí
s_2	[mm]	dráha pohybu nižší rychlostí
S	[mm ²]	plocha stykové plošky
t_1	[s]	čas pohybu vyšší rychlostí
t_2	[s]	čas pohybu nižší rychlostí
t_{b1}	[s]	čas brzdění z max. rychlosti na minimální
t_{b2}	[s]	čas brzdění z min. rychlosti do úplného zastavení
$t_{\max}$	[s]	celkový čas zdvihu výtahu
V	[m ³]	výsledný objem ocelové součásti
V_0	[m ³]	původní objem ocelové součásti
v_1	[ms ⁻¹]	maximální rychlost zdvihu výtahu
v_2	[ms ⁻¹]	minimální rychlost zdvihu výtahu
v_3	[ms ⁻¹]	nulová rychlost zdvihu výtahu
α	[K ⁻¹]	součinitel délkové roztažnosti oceli
β	[K ⁻¹]	součinitel objemové roztažnosti oceli
ϑ_1	[mm ² N ⁻¹]	pomocná elastická konstanta rolny
ϑ_2	[mm ² N ⁻¹]	pomocná elastická konstanta kolejnice
λ	[W/mK]	tepelná vodivost
Δt	[°C]	rozdíl teplot
μ_1	[-]	poissonovo číslo rolny
μ_2	[-]	poissonovo číslo kolejnice
ρ_{1x}	[mm ⁻¹]	hlavní křivost rolny ve směru valení
ρ_{1y}	[mm ⁻¹]	hlavní křivost rolny kolmo na směr valení
ρ_{2x}	[mm ⁻¹]	hlavní křivost kolejnice ve směru valení
ρ_{2y}	[mm ⁻¹]	hlavní křivost kolejnice kolmo na směr valení
τ	[mm ⁻¹]	pomocný úhel
Σ	[-]	suma

9 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 1 Parní jeřáb škoda o nosnosti 25t z roku 1946 [9]	14
Obr. 2 Přístavní kontejnerový jeřáb LHM 550 od firmy Liebherr [10].....	14
Obr. 3 Hřebenový zvedák s max. nosností 20t od firmy TEDOX [8]	16
Obr. 4 Závěsný kladkostroj s max. nosností 10t od firmy TEDOX [8].....	16
Obr. 5 Mobilní portálový jeřáb ABUS od firmy Iteco [5].....	17
Obr. 6 Sloupový otočný jeřáb od firmy Iteco [5]	17
Obr. 7 Řez výtahovou šachtou [7]	19
Obr. 8 Nákladní stavební výtah NV 2000 firmy STROS [15].....	19
Obr. 9 Karoserie vozu škoda superb umístěná na skidu [14]	22
Obr. 10 Karoserie vozu škoda Superb I.generace umístěná na skidu [13]	22
Obr. 11 Pracovní fáze výtahu karoserií (jeden vstup a jeden výstup) [12].....	22
Obr. 12 Rozvinutý pitting na kontaktní ploše kolejnice [16]	24
Obr. 13 Kontaktní poškození [11]	24
Obr. 14 Řez pojezdovým ústrojím	24
Obr. 15 Pojezdové ústrojí s čelní rolnou [16]	24
Obr. 16 Řez rolnou typu NUTR a její části [17].....	25
Obr. 17 Geometrie rolny NUTR 40 [18]	25
Obr. 18 Velikost rolny NUTR 40 [18].....	25
Obr. 19 Porovnání křivek Hertzova tlaku u jednotlivých typů rolen [17].....	26
Obr. 20 Geometrie kolejnice A45 od firmy SM-Schiententechnik GmbH [20].....	27
Obr. 21 Geometrické hodnoty kolejnice A45 [20]	27
Obr. 22 Umístění těžiště soustavy	30
Obr. 23 Schéma výpočtového modelu výtahu jako nosníku	33
Obr. 24 Geometrie a rozměry rolen řady NUTR pro variantu A [21].....	35
Obr. 25 Graf pro určení parametru elipticky a eliptických integrálů [22].....	38
Obr. 26 Ukázka uspořádání rolen u varianty A2	41
Obr. 27 Geometrie a rozměry rolen řady NUTR pro variantu B [21]	42
Obr. 28 Ukázka upořádání rolen dle varianty B	44
Obr. 29 Plastová vodící rolna ložisková od společnosti ZABI [25]	44
Obr. 30 Řez plastovou rolnou [25]	44
Obr. 31 Druhy plastových rolen od společnosti ZABI [25]	45
Obr. 32 Plastová rolna s polyuretanovým běhounem [26]	45
Obr. 33 Řez plastovou rolnou s polyuretanovým běhounem [26].....	45
Obr. 34 Druhy plastových rolen s polyuretanovým běhounem [25]	46
Obr. 35 Silonová rolna je její řez [28]	46
Obr. 36 Druhy silonových rolen [28].....	46
Obr. 37 Ukázka uspořádání rolen podle varianty C.....	51
Obr. 38 Řez variantou C	52
Obr. 39 Rozložení sil na kolejnici ve variantě C	52
Obr. 40 Ukázka průběhu tepelného zpracování [31]	57
Obr. 41 Sestava varianty č.1 a její rozměry	58
Obr. 42 Svařované tělo pojezdového ústrojí varianty 1.....	59
Obr. 43 Upevnění pojezdového ústrojí k rámu výtahu (var. 1)	59
Obr. 44 Řez čepem a rolnou R-60/20/25	59
Obr. 45 Připevnění čepu k tělu pojezdového ústrojí.....	59

Obr. 46 Řez rolnou R-35/10	60
Obr. 47 Připojení čepu k tělu pojezdového ústrojí	60
Obr. 48 Konstrukce výtahu se čtyřmi pojezdovými ústrojími	60
Obr. 49 Sestava varianty č.2, a její rozměry.....	61
Obr. 51 Upevnění pojezdového ústrojí k rámu výtahu (var. 2).....	61
Obr. 50 Svařované tělo pojezdového ústrojí varianty 2	61
Obr. 52 Čep pro vodící rolnu (var. 2).....	62
Obr. 53 Čep pro zatížené rolny (var. 2).....	62
Obr. 54 Zjemnění sítě prvků v okolí rolen (var. 1).....	64
Obr. 55 Síť prvků na pojezdovém ústrojí (var. 1)	64
Obr. 56 Graf tepelné roztažnosti oceli.....	64
Obr. 57 Graf objemové roztažnosti oceli.....	65
Obr. 58 Rozložení teploty na pojezdovém ústrojí (var. 1)	65
Obr. 59 Detail rozložení teploty od rolen na pojezdovém ústrojí (var. 1).....	65
Obr. 60 Síť konečných prvků na výtahu (var. 1).....	66
Obr. 61 Detail na zjemnění sítě (var. 1)	66
Obr. 62 Síla v těžišti výtahu a pevná vazba na kolejnici výtahu (var. 1)	66
Obr. 63 Deformace výtahu - varianta 1	67
Obr. 64 Redukované napětí dle podmínky HMM na výtahu – varianta 1	67
Obr. 65 Maximum napětí na detailu pojezdového ústrojí – varianta 1	68
Obr. 66 Detail maxima napětí na čepu zatížené rolny – varianta 1	68
Obr. 67 Síť prvků na pojezdovém ústrojí (var. 2)	69
Obr. 68 Zjemnění sítě prvků v okolí rolen (var. 2).....	69
Obr. 69 Rozložení teploty na pojezdovém ústrojí (var. 2)	70
Obr. 70 Detail rozložení teploty od rolen na pojezdovém ústrojí (var. 2).....	70
Obr. 71 Síť konečných prvků na výtahu (var. 2).....	70
Obr. 72 Detail na zjemnění sítě (var. 2)	70
Obr. 73 Deformace výtahu – varianta 2	71
Obr. 74 Redukované napětí dle podmínky HMM na výtahu – varianta 2	71
Obr. 75 Maximum napětí na detailu pojezdového ústrojí – varianta 2	72
Obr. 76 Detail maxima napětí na čepu zatížené rolny – varianta 2.....	72
Obr. 77 Výsledná varianta pojezdu	73
Obr. 78 Vizualizace výtahu s výslednou variantou pojezdového ústrojí	75

10 SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Základní technické parametry výtahu [11].....	23
Tab. 2 Chemické složení materiálu 11483 [19].....	27
Tab. 3 Rolny NUTR a jejich stykový tlak s kolejnicí (varianta A)	40
Tab. 4 Rolny NUTR a jejich stykový tlak s kolejnicí (varianta A2)	42
Tab. 5 Polyamidové rolny a jejich stykový tlak s kolejnicí (varianta B).....	49
Tab. 6 Polyamidové rolny a polyuretanovým běhounem	49
Tab. 7 Silonové rolny a jejich stykový tlak s kolejnicí.....	50
Tab. 8 Kontaktní tlak mezi kolejnicí a rolnama NUTR (varianta C)	54
Tab. 9 Polyamidové rolny a jejich stykový tlak s kolejnicí (varianta C).....	55
Tab. 10 Srovnání stávajícího řešení s vybranou variantou	56
Tab. 11 Cenová rozvaha na výrobu jednoho pojízdného ústrojí.....	74

11 SEZNAM PŘÍLOH

11

- Příloha č. 1:** Schematické zobrazení výtahu s karoserií a skidem.
Příloha č. 2: Výkres sestavy pojezdového ústrojí
Příloha č. 3: Svařované tělo pojezdového ústrojí
Příloha č. 4: Výrobní výkres desky pro boční rolny
Příloha č. 5: Výrobní výkres desky pro vodící rolnu
Příloha č. 6: Výrobní výkres desky pro připojení
Příloha č. 7: Výrobní výkres žeber
Příloha č. 8: Výrobní výkres čepu pro vodící rolnu
Příloha č. 9: Výrobní výkres čepu pro boční rolnu
Příloha č. 10: Výrobní výkres vymežovacího kroužku vodící rolny
Příloha č. 11: Výrobní výkres vymežovacího kroužku boční rolny