

Univerzita Pardubice

Dopravní fakulta Jana Pernera

Optimalizace uchycení sběrače u trolejbusu

Martin Chroust

Diplomová práce

2019

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Martin Chroust**

Osobní číslo: **D16465**

Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**

Studijní obor: **Dopravní prostředky: Silniční vozidla**

Název tématu: **Optimalizace uchycení sběrače u trolejbusu**

Zadávací katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

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

Práci zaměřte na optimalizaci konstrukce svěrného spoje uchycení sběrače trolejbusu. Výpočty pevnosti a únavy standardních částí řešte analyticky. Náročnější výpočty nestandardních konstrukčních uzlů proveďte pomocí MKP. Zpracujte odpovídající výkresovou dokumentaci. Pro vyhodnocení pevnosti a únavy použijte současné poznatky vědy a techniky.

Vypracovat:

1. Úvod
2. Popis stávajících konstrukcí a původního konstrukčního řešení sběrače trolejbusu.
3. Stanovení vstupního zatížení uchycení sběrače pro zvolené režimy jízdy (např.: jízda do zatáčky, přímá jízda, stoupání/klesání,...).
4. Provedení analýz pevnosti a únavy původní konstrukce svěrného spoje a vyhodnocení výsledků.
5. Návrh optimalizace, případně i více variant optimalizace.
6. Ověření optimalizace konstrukce výpočtem. Vyhodnocení a porovnání výsledků optimalizované konstrukce s původní variantou.
7. Závěr

Rozsah grafických prací: podle pokynů vedoucího práce

Rozsah pracovní zprávy: 50 - 60 stran textu a přílohy

Forma zpracování diplomové práce: tištěná

Seznam odborné literatury:

[1] ČSN EN 1993-1 (dříve ČSN 731401). Navrhování ocelových konstrukcí. Česká technická norma. Český normalizační institut, 1998.

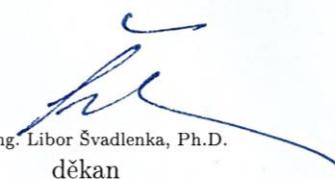
[2] Shigley, J., E., Mischke, Ch., R., Budynas, R., G. Konstruování strojních součástí. Nakladatelství VUTIUM, VUT Brno, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Petr Tomek, Ph.D.

Katedra mechaniky, materiálů a částí strojů

Datum zadání diplomové práce: 19. února 2018

Termín odevzdání diplomové práce: 18. května 2018


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

L.S.


Ing. Jakub Vágner, Ph.D.
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 12. února 2018

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji:

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

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

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

V Pardubicích dne 20. 5. 2019

Bc. Martin Chroust

PODĚKOVÁNÍ:

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Petru Tomkovi PhD. za odborné vedení, za pomoc a rady při zpracování této práce. Dále bych chtěl poděkovat všem, kteří mi při vytváření této práce byli nápomocni cennými radami. V neposlední řadě patří dík mé rodině a přátelům, kteří mě v průběhu celého studia na vysoké škole podporovali.

ANOTACE

Práce se zabývá optimalizací uchycení sběrače u trolejbusu, které je realizováno pomocí svěrného spoje. V práci je stanoveno vstupní zatížení sběrače pro různé režimy jízdy. Pomocí metody konečných prvků je proveden pevnostní výpočet svěrného spoje. Dále jsou navrženy čtyři optimalizační varianty a porovnány s původní konstrukcí.

KLÍČOVÁ SLOVA

Tyčový sběrač, trolejbus, svěrný spoj, MKP, pevnost, nelineární analýza

TITLE

Optimization of trolleybus collector attachment

ANNOTATION

This work deals with optimization of the trolleybus current collector attachment which is realized by clamping joint. In work the input load of the collector is determined for different modes of driving. Using a finite element method, the strength analysis of clamping joint is performed. Further four optimization variants are proposed and compared with the original design.

KEYWORDS

Rod collector, trolleybus, clamping joint, FEM, strength, nonlinear analysis

OBSAH

ÚVOD.....	15
1 STÁVAJÍCÍ KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ SBĚRAČE ELEKTRICKÉHO PROUDU TROLEJBUSU.....	16
1.1 PROVOZNÍ PARAMETRY KONKRÉTNÍHO SBĚRAČE.....	16
1.2 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ TYČOVÉHO SBĚRAČE	17
1.2.1 <i>Základna sběrače</i>	18
1.2.2 <i>Hlavice sběrače</i>	18
1.2.3 <i>Vnitřní a vnější tyč sběrače se svěrným spojem</i>	20
2 STANOVENÍ VSTUPNÍHO ZATÍŽENÍ UCHYCENÍ SBĚRAČE.....	21
2.1 SILOVÝ ROZBOR, VÝPOČET REAKCÍ.....	21
2.2 STANOVENÍ VNITŘNÍCH ÚČINKŮ V NOSNÍKU	26
2.3 ZATÍŽENÍ SBĚRAČE PRO ZVOLENÉ JÍZDNÍ REŽIMY.....	28
2.3.1 <i>Akcelerace</i>	28
2.3.2 <i>Brzdění</i>	31
2.3.3 <i>Jízda do zatáčky</i>	34
2.3.4 <i>Silový rozbor, výpočet reakcí</i>	34
2.3.5 <i>Výpočet vnitřních účinků nosníku</i>	36
2.3.6 <i>Stoupání, klesání</i>	37
2.3.7 <i>Změna dráhy sběrače</i>	37
3 ANALÝZA PEVNOSTI PŮVODNÍ KONSTRUKCE SVĚRNÉHO SPOJE	38
3.1 VÝPOČETNÍ MODEL	38
3.2 PŘÍPRAVA MODELU PRO TVORBU MAPOVANÉ SÍTĚ	39
3.3 PŘÍPRAVA KONEČNO-PRVKOVÉ SÍTĚ	39
3.4 OKRAJOVÉ PODMÍNKY, ZATÍŽENÍ	42
3.4.1 <i>Okrajové podmínky</i>	42
3.4.2 <i>Kontakt</i>	42
3.4.3 <i>Zatížení</i>	42
3.4.4 <i>Materiál</i>	44
3.4.5 <i>Nastavení simulace</i>	45
3.5 VYHODNOCENÍ	46
4 NÁVRH OPTIMALIZACE	49
4.1 SNÍŽENÍ UTAHOVACÍHO MOMENTU	49
4.2 POUŽITÍ ROZPĚRNÝCH VÁLEČKŮ	50
4.3 OPTIMALIZACE TVARU SVĚRNÉHO SPOJE 1	53
4.4 OPTIMALIZACE PŮVODNÍ KONSTRUKCE SVĚRNÉHO SPOJE 2	57
4.4.1 <i>Výpočet utahovací síly šroubu M8</i>	58
4.4.2 <i>Výpočetní model</i>	59

4.4.3	<i>Vyhodnocení výsledků</i>	59
4.5	POROVNÁNÍ JEDNOTLIVÝCH VARIANT.....	61
5	OVĚŘENÍ OPTIMALIZACE VÝPOČTEM	62
5.1	ZATÍŽENÍ SVĚRNÉHO SPOJE	62
5.2	ZÁTĚŽNÉ STAVY	63
5.3	VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ PRO OPTIMALIZACI TVARU – VARIANTA 1.....	65
5.4	VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ PRO OPTIMALIZACI TVARU – VARIANTA 2.....	67
5.5	VÝPOČET ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI ŠROUBU – VARIANTA 2.....	69
5.5.1	<i>Výpočet únavové životnosti šroubu M10</i>	72
6	POROVNÁNÍ TECHNOLOGICKÉ NÁROČNOSTI A NÁKLADŮ NA VÝROBU	74
	ZÁVĚR	76
	POUŽITÁ LITERATURA	77
	PŘÍLOHY	79

SEZNAM ILUSTRACÍ A TABULEK

Tabulka 1. Provozní parametry vyšetřovaného sběrače elektrického proudu	17
Tabulka 2. Vstupní údaje pro výpočet reakcí a sil v pružině.....	22
Tabulka 3. Velikost reakcí a sil v pružinách v závislosti na úhlu natočení sběrače	25
Tabulka 4. Nejmenší dovolené poloměry směrových oblouků	35
Tabulka 5. Velikost sil a momentu během jízdy trolejbusu do zatáčky v závislosti na úhlu natočení sběrače.....	35
Tabulka 6. Rozměry závitu M10	43
Tabulka 7. Mechanické vlastnosti oceli S355	44
Tabulka 8. Mechanické vlastnosti oceli 14 331.....	44
Tabulka 9. Porovnání únosnosti jednotlivých variant svěrných spojů	61
Tabulka 10. Hodnoty vnitřních účinků v nosníku pro předpětí pružiny.....	62
Tabulka 11. Hodnoty zatížení pro jízdní režim akcelerace	63
Tabulka 12. Hodnoty zatížení pro jízdní režim decelerace	63
Tabulka 13. Hodnoty zatížení pro režim jízdy do zatáčky	63
Tabulka 14. Přehled zátěžných stavů konstrukce	63
Tabulka 15. Vyhodnocení výsledků pro různé zátěžné stavy konstrukce - 1. varianta optimalizace	65
Tabulka 16. Vyhodnocení výsledků pro různé zátěžové stavy konstrukce-2. varianta optimalizace	67
Tabulka 17. Přehled sil ve šroubu pro výpočet životnosti	69
Tabulka 18. Technologické operace a náklady na výrobu původní konstrukce svěrného spoje	74
Tabulka 19. Technologické operace a náklady na výrobu optimalizované konstrukce svěrného spoje.....	75
Obrázek 1. Konstrukční řešení tyčového sběrače elektrického proudu.....	16
Obrázek 2. Základní konstrukční prvky sběrače trolejbusu	17
Obrázek 3. Detail konstrukce základny sběrače	18
Obrázek 4. Detail konstrukce hlavice sběrače	19
Obrázek 5. Uhlíkové vložky s ice – cuttery pro provoz při námraze trolejového vedení	19
Obrázek 6. Detail konstrukce svěrného spoje a vnitřní trubky.....	20
Obrázek 7. Rozbor působících sil na sběrač elektrického proudu	22
Obrázek 8. Základní rozměry sběrače elektrického proudu	23
Obrázek 9. Rozměry sběrače vztažené k osám souřadného systému	23
Obrázek 10. Základní rozměry detailu sběrače elektrického proudu	23
Obrázek 11. Velikost síly v pružině a reakčních sil v závislosti na pracovní výšce sběrače ...	25
Obrázek 12. Závislost deformace pružiny na úhlu natočení sběrače při konstantní kontaktní síle.....	26
Obrázek 13. Rozbor působících sil v rámci hlavice sběrače a vnitřní trubky pro stanovení vnitřních účinků	26
Obrázek 14. Průběh posouvající síly $N(x)$ v závislosti na úhlu natočení sběrače	27
Obrázek 15. Průběh posouvající síly $T(x)$ v závislosti na úhlu natočení sběrače.....	27

Obrázek 16. Průběh ohybového momentu $M(x)$ v závislosti na úhlu natočení sběrače	28
Obrázek 17. Rozbor působících sil při akceleraci trolejbusu	29
Obrázek 18. Průběh normálové síly při akceleraci v závislosti na úhlu natočení sběrače	30
Obrázek 19. Průběh posouvající síly při akceleraci v závislosti na úhlu natočení sběrače	30
Obrázek 20. Průběh ohybového momentu při akceleraci v závislosti na úhlu natočení sběrače	31
Obrázek 21. Rozbor působících sil při brzdění trolejbusu.....	31
Obrázek 22. Průběh normálové síly při deceleraci v závislosti na úhlu natočení sběrače	32
Obrázek 23. Průběh posouvající síly při deceleraci v závislosti na úhlu natočení sběrače	33
Obrázek 24. Průběh ohybového momentu při deceleraci v závislosti na úhlu natočení sběrače	33
Obrázek 25. Rozbor působících sil při jízdě trolejbusu do zatáčky.....	34
Obrázek 26. Rozbor působících sil, při jízdě trolejbusu do zatáčky, pro stanovení vnitřních účinků.....	36
Obrázek 27. Průběh vnitřních sil a momentu v nosníku při jízdě do zatáčky	37
Obrázek 28. Konstrukce svěrného spoje.....	38
Obrázek 29. Zjednodušený výpočetní model svěrného spoje.....	39
Obrázek 30. Příprava geometrie pro mapovanou síť	39
Obrázek 31. Rozdělení HEXA elementů a) HEXA8; b) HEXA20; c) HEXA27	40
Obrázek 32. Pomocná 2D mapovaná síť	40
Obrázek 33. Objemová mapovaná síť, včetně šroubových a RBE spojů	40
Obrázek 34. Síťový model, čelní pohled	40
Obrázek 35. Zjednodušený šroubový spoj.....	40
Obrázek 36. Výpočetní model s okrajovými podmínkami, kontakty a zatížením.....	43
Obrázek 37. Von Misesův bilineární model pružně plastického chování materiálu	45
Obrázek 38. Nelineární analýza – redukované napětí von Mises.....	46
Obrázek 39. Nelineární analýza – posuvy X	46
Obrázek 40. Rovnovážná křivka nelineární analýzy pro utahování šroubů svěrného spoje	47
Obrázek 41. Nelineární analýza – průběh kontaktních sil v ose R válcového souřadného systému	48
Obrázek 42. Výpis kontaktních sil: vlevo, válcový souřadný systém, vpravo karteziánský souřadný systém.....	48
Obrázek 43. Redukované napětí von Mises pro utahovací sílu 6 400 N	49
Obrázek 44. Výsledné posuvy ve směru X pro utahovací sílu 6 400 N	50
Obrázek 45. Model svěrného spoje s použitím rozpěrných válečků	50
Obrázek 46. Výpočetní model s gap elementy	52
Obrázek 47. Nastavení vlastností gap elementů	52
Obrázek 48. Redukované napětí von Mises pro různé délkové rozměry rozpěrných válečků	53
Obrázek 49. Optimalizace tvaru svěrného spoje – varianta 1.....	54
Obrázek 50. Detail sítě optimalizované konstrukce svěrného spoje	54
Obrázek 51. Redukované napětí von Mises v optimalizované konstrukci - 52. krok výpočtu	55
Obrázek 52. Rovnovážná křivka nelineární analýzy optimalizované konstrukce	55
Obrázek 53. Redukované napětí optimalizované konstrukce pro zatížení F_{dov}	56
Obrázek 54. Posuvy X pro zatížení F_{dov} – optimalizovaný tvar konstrukce svěrného spoje	56

Obrázek 55. Optimalizace tvaru svěrného spoje-varianta 2	57
Obrázek 56. Optimalizace tvaru svěrného spoje-varianta 2, řez XZ	57
Obrázek 57. Příprava otvoru pro závit metodou flowdrill	58
Obrázek 58. Síť prvků a zatížení optimalizované konstrukce-varianta 2	59
Obrázek 59. Redukované napětí von Mises druhé varianty optimalizované konstrukce svěrného spoje.....	59
Obrázek 60. Schéma zatížení konstrukce svěrného spoje – varianta 1	64
Obrázek 61. Schéma zatížení konstrukce svěrného spoje – varianta 2	64
Obrázek 62. Rovnovážné křivky nelineární analýzy - 1 varianta tvarové optimalizace	66
Obrázek 63. Napětí von Mises na vnější trubce při mezním stavu plasticity - 1. varianta tvar. optimalizace	66
Obrázek 64. Rovnovážné křivky nelineární analýzy - 2 varianta tvarové optimalizace	68
Obrázek 65. Napětí von Mises na vnější trubce při mezním stavu plasticity - 2. varianta tvar. optimalizace	68
Obrázek 66. Optimalizovaná konstrukce uchycení sběrače – varianta 2	69

SEZNAM ZKRATEK A ZNAČEK

A_d	(mm ²)	průřezová plocha díku šroubu
A_s	(mm ²)	výpočtový průřez šroubu
d_2, d_3	(mm)	rozměry závitu
$D_{in, out}$	(mm)	vnitřní a vnější průměr podložky
D_p	(mm)	střední průměr stykové plochy podložky
E	(MPa)	youngův modul pružnosti
E_T	(MPa)	tangenciální modul pružnosti
f		součinitel smykového tření
F_a	(N)	únosnost svěrného spoje v axiálním směru
F_i	(N)	setrvačné síly
F_{dov}	(N)	dovolená hodnota utahovací síly ve šroubu
F_k	(N)	součet kontaktních sil v ose R
F_L	(N)	limitní zatížení vycházející z rovnovážné křivky
F_{od}	(N)	odstředivá síla
F_p	(N)	síla v pružině
F_s	(N)	smyková síla ve šroubu
F_t	(N)	třecí síla
F_u	(N)	utahovací síla ve šroubu
F_{umax}	(N)	návrhová únosnost šroubu zatíženého tahem
F_{ved}	(N)	návrhová smyková síla pro jeden šroub v mezním stavu použitelnosti
G	(N)	tíhová síla
g	(m/s ²)	tíhové zrychlení
k		součinitel zohledňující způsob zhotovení závitu
k_{ax}	(N/mm)	axiální tuhost gap elementu

k_i		bezpečnost vůči dosažení meze kluzu pro vnitřní trubku
k_o		bezpečnost vůči dosažení meze kluzu pro vnější trubku
k_p	(N/mm)	tuhost pružiny
l_{rv}	(mm)	délka rozpěrného válce
m	(kg)	hmotnost uvažované konstrukce sběrače
$M(x)$	(Nm)	ohybový moment uvnitř nosníku
m_h	(kg)	hmotnost hlavice sběrače
M_u	(Nm)	utahovací moment šroubu
$N(x)$	(N)	normálová síla uvnitř nosníku
P_h	(mm)	rozteč závitu
q	(N/m)	spojité zatížení
q_m	(kg/m)	spojitá hmota
R_{100}	(m)	poloměr zatáčky pro návrhovou rychlost 100 km/h
R_{Aod}	(N)	reakční síla v bodě A při průjezdu zatáčkou
$R_{ax, ay}$	(N)	reakční síla v bodě A ve směru x, resp. y, pro přímou jízdu
R_c	(N)	reakční síla v bodě C pro přímou jízdu
R_{Cod}	(N)	reakční síla v bodě C při průjezdu zatáčkou
R_m	(MPa)	mez pevnosti materiálu
$R_{p0,2}$	(MPa)	smluvní mez kluzu
S_k		součinitel bezpečnosti vůči mezi kluzu
S_p		součinitel bezpečnosti ke ztrátě stability a meznímu stavu plasticity
S_{rv}	(mm ²)	obsah průřezové plochy rozpěrného válce
$T(x)$	(N)	posouvající síla uvnitř nosníku
v	(m/s)	rychlost trolejbusu
$x_{acc}^{\ddot{}}$	(m/s ²)	maximální zrychlení trolejbusu

x_{dec}''	(m/s ²)	maximální zpomalení trolejbusu
x_{do}''	(m/s ²)	dostředivé zrychlení při průjezdu zatáčkou
α_f	(°)	sklon pružiny při různém úhlu natočení ramene sběrače
δ		součinitel dynamického zatížení
μ		poissonova konstanta
σ_{dov}	(MPa)	dovolená hodnota napětí
σ_{imax}	(MPa)	maximální hodnoty redukovaného napětí von Mises na vnitřní trubce
σ_{omax}	(MPa)	maximální hodnoty redukovaného napětí von Mises na vnější trubce
φ	(°)	úhel natočení sběrače elektrického proudu
ψ	(°)	úhel stoupání závitu
Ω	(°)	třecí úhel v závitu

ÚVOD

Zhotovení této práce bylo iniciováno událostí, při níž došlo k selhání konstrukce sběrače elektrického proudu trolejbusu. Příčina selhání byla přisuzována svěrnému spoji, který spojuje jednotlivé prvky konstrukce. Dosažení havarijního stavu svěrného spoje mělo za následek poruchu celého zařízení, okamžité odstavení trolejbusu z provozu a s tím spojené dopravní komplikace, včetně rizika úrazu pro osoby v bezprostřední blízkosti.

Aby se u zkontrolované, případně modifikované konstrukce předešlo podobným situacím, bude část sběrače, zahrnující svěrný spoj, ověřena pomocí metody konečných prvků. První část práce pojednává o stávající konstrukci sběrače elektrického proudu.

Cílem druhé kapitoly je stanovit vstupní zatížení, kterému je sběrač elektrického proudu během svého provozu vystaven. Charakter zatěžování se bude během jízdy měnit, proto budou zohledněny různé jízdní režimy trolejbusu. Na základě znalosti vstupního zatížení sběrače bude v další kapitole proveden pevnostní výpočet svěrného spoje pomocí numerické analýzy. Vyhodnocení konstrukce bude provedeno na základě současných poznatků vědy a techniky v souladu s příslušnými normami.

V návaznosti na pevnostní výpočty bude věnována kapitola optimalizaci původní konstrukce svěrného spoje. Nová koncepce by měla vést ke zvýšení spolehlivosti zařízení společně s bezpečností během provozu. V neposlední řadě bude při návrhu optimalizace zohledněn i technologický a ekonomický faktor. Navržené optimalizace budou ověřeny výpočtem a porovnány s původní konstrukcí.

1 STÁVAJÍCÍ KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ SBĚRAČE ELEKTRICKÉHO PROUDU TROLEJBUSU

Sběrače elektrického proudu jsou používány u trolejbusů, tramvají nebo elektrických lokomotiv k přenosu elektrické energie z trolejových vedení nebo elektrických kolejnic do elektrických zařízení vozidel. V případě trolejového vedení je zařízení situované na střeše. Naopak pokud je zdrojem elektrické energie třetí kolejnice, je zařízení umístěné na podvozku vozidla. V práci bude dále uvažována pouze kombinace střešního sběrače a trolejového vedení.

Existuje celá řada konstrukčních provedení sběrače jako například tyčový sběrač, kladkový sběrač, pantograf, polo-pantograf nebo sběrače pro třetí kolejnici v případě kolejových vozidel. Tato práce je však zaměřena na oblast silničních vozidel, kde dominují tyčové sběrače. Z toho důvodu bude další text věnován pouze konkrétnímu provedení tyčového sběrače pro trolejbusovou silniční dopravu.

Tyčový sběrač je tvořen jedním nebo více rameny, která jsou pomocí pružin přitlačována k trolejovému vedení. Kontaktní síla se obvykle pohybuje mezi 80 N až 150 N a zajišťuje spolehlivý přenos elektrické energie při provozu vozidla. Přenos elektrického proudu zajišťuje elektricky vodivá konstrukce sběrače, jež je izolována od střechy vozidla. Na jejím konci je vyveden izolovaný kabel, spojující sběrač proudu a elektrické zařízení vozidla (transformátor, elektromotor ...).

1.1 Provozní parametry konkrétního sběrače

Tabulka 1 uvádí provozní parametry konkrétního sběrače elektrického proudu, kterému je věnován další text této práce. Rozměry uvedené v tabulce jsou vztaheny k rovině střechy trolejbusu.



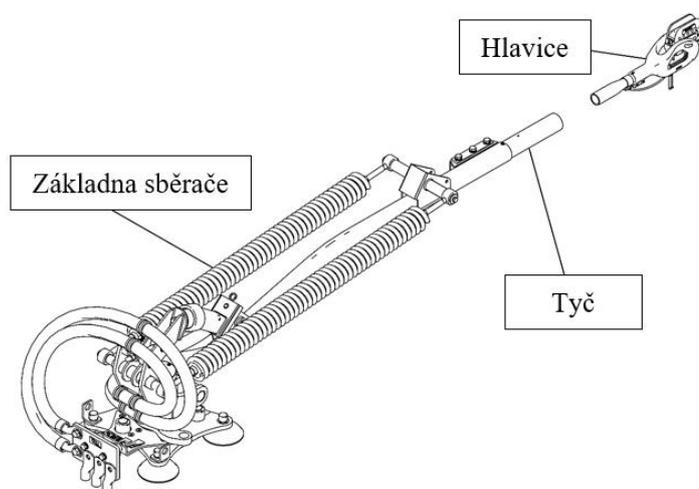
Obrázek 1. Konstrukční řešení tyčového sběrače elektrického proudu

Tabulka 1. Provozní parametry vyšetřovaného sběrače elektrického proudu

Nominální napětí	600 V DC
Maximální proud	1200 A / 10 s
Celková hmotnost	90 kg
Teplotní rozsah	-40 °C až +40 °C
Stupeň znečištění	PD4 (venkovní použití)
Kategorie přepětí	OV4
Celková délka sběrače	6060 mm
Max. úhel natočení (svislá osa)	$\pm 55^\circ$
Minimální výška (pro transport)	500 mm
Maximální výška	3400 mm
Maximální provozní výška	3300 mm
Minimální provozní výška	670 mm
Kontaktní síla hlavice a troleje	85–150 N
Maximální rychlost	90 km/h

1.2 Konstrukční řešení tyčového sběrače

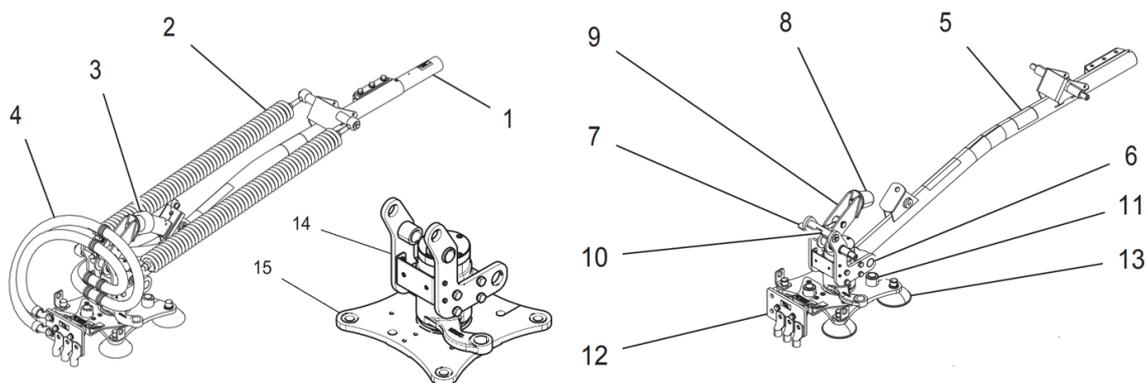
Sběrač trolejbusu je tvořen třemi základními prvky: základna sběrače, vnitřní tyč a na ní umístěná hlavice sběrače, která zajišťuje kontakt s trolejovým vedením. Základní stavební jednotky sběrače jsou znázorněny na obrázku 2.



Obrázek 2. Základní konstrukční prvky sběrače trolejbusu

1.2.1 Základna sběrače

Základna sběrače se skládá ze svislého otočného čepu, ložiskové skříně s ložisky, vnější trubky, dvou zdvihacích pružin a měděné desky, opatřené konektory pro připojení izolovaných kabelů. K základně je svěrným spojem připojena vnitřní trubka sběrače s hlavicí. Spojení se střechou trolejbusu je realizováno pomocí čtyř izolátorů, umístěných na svislém otočném čepu.

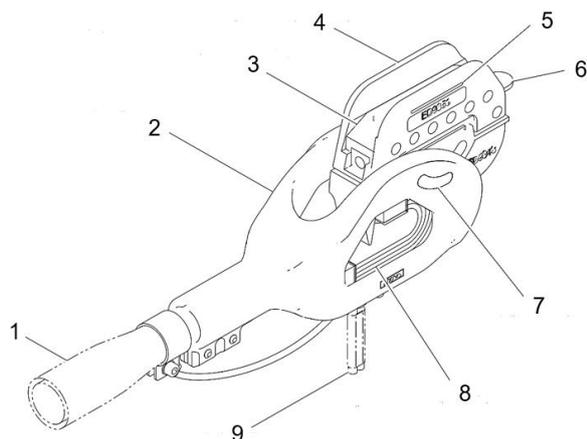


Obrázek 3. Detail konstrukce základny sběrače

Detail základny sběrače je znázorněn na obrázku 3, kde 1 – vnitřní trubka, 2 – zdvihací pružiny, 3 – dorazové rameno, 4 – kabelový svazek, 5 – vnější trubka, 6 – otočný čep vnější trubky, 7 – čep pružiny, 8 – pryžový nárazník, 9 – opěrné rameno, 10 – čep táhla, 11 – nárazník, 12 – deska s konektory, 13 – izolant, 14 – ložisková skříně, 15 – otočný svislý čep s deskou.

1.2.2 Hlavice sběrače

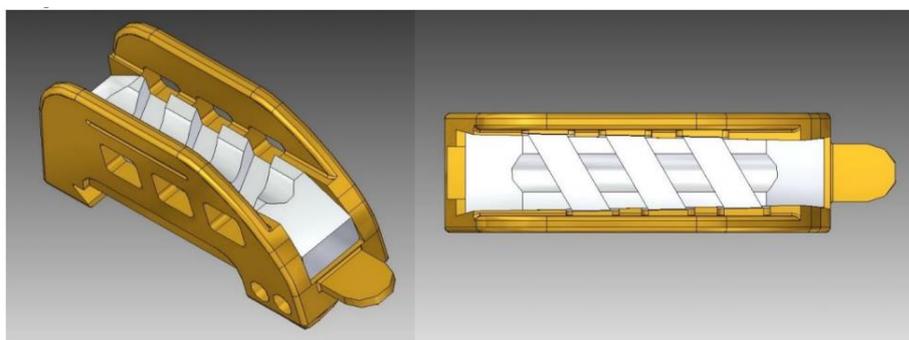
Sběrač je vybaven hlavicí, která se na rozdíl od kladkových systémů neotáčí během jízdy, ale posouvá se vůči trolejovému vedení. Tento systém bývá také označován jako tyčový sběrač s botkou. Vlivem tření dochází během provozu k opotřebení, a proto je hlavice opatřena vyměnitelnou grafitovou vložkou. Hlavice se může během provozu natáčet kolem horizontální osy, čímž je dosaženo pružného přizpůsobení trolejovému drátu např. při vychýlení vozidla nebo směrových zlomech ve vedení trolejového drátu.



Obrázek 4. Detail konstrukce hlavice sběrače

Obrázek 4 znázorňuje detail hlavice sběrače, kde 1 – vnitřní trubka, 2 – hlavice (botka) sběrače, 3 – výměnná uhlíková vložka, 4 – držák uhlíku, 5 – kontrolní značka opotřebení uhlíku, 6 – zábrana proti jiskření, 7 – čep, 8 – pružné uchycení, 9 – lano.

Sběrač je provozován i při teplotách hluboko pod bodem mrazu, proto se používají speciální uhlíkové vložky, které zajistí spolehlivý přenos elektrické energie i při námraze na trolejovém vedení. Uhlíková vložka je pro tento případ opatřena tzv. ice – cuttery, viz obrázek 5.



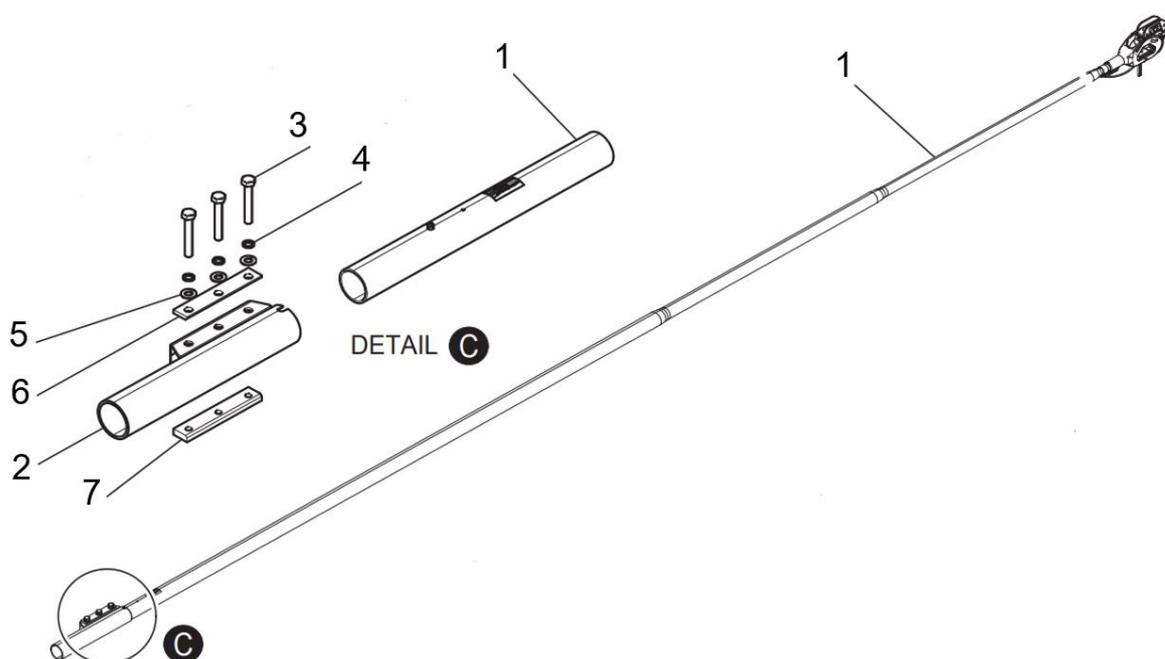
Obrázek 5. Uhlíkové vložky s ice – cuttery pro provoz při námraze trolejového vedení

K hlavici sběrače je dále uchyceno lano (viz obrázek 4, pozice 9), které slouží jako ochrana před poškozením sběrače či troleje. Opačný konec lana je navinutý na cívce stahováku, který při prudkém uvolnění sběrače navine lano a ustaví tím sběrač do vodorovné polohy. K prudkému uvolnění sběrače dochází při vypadnutí sběrače z drátu. Lano je také využíváno pro manipulaci při nasazování sběrače na trolejový drát.

1.2.3 Vnitřní a vnější tyč sběrače se svěrným spojem

Vnější trubka je zhotovena z trubkového profilu o největším průměru 57 mm. Na jedné straně je uchycena k svislému otočnému čepu sběrače otočně, kolem horizontální osy. Na druhé straně je pomocí svěrného spoje připevněna vnitřní trubka. Průměr vnitřní trubky je natřikrát odstupňovaný. V místě svěrného spoje s vnější trubkou disponuje průměrem 51 mm a na konci, kde je připojena hlavice sběrače činí průměr 25,5 mm. Natočením sběrače v rovině kolmé na vozovku je možný provoz v rozsahu výšek od 670 mm do 3300 mm.

Stěžejním prvkem, pro tuto diplomovou práci, je svěrný spoj, kterému bude věnován další text práce.



Obrázek 6. Detail konstrukce svěrného spoje a vnitřní trubky

Obrázek 6 ilustruje detail svěrného spoje a vnitřní trubky sběrače kde 1 – vnitřní trubka, 2 – vnější trubka, 3 – Šroub M10x65, 4 – pružná podložka, 5 – plochá podložka, 6 – horní příložka, 7 – spodní příložka.

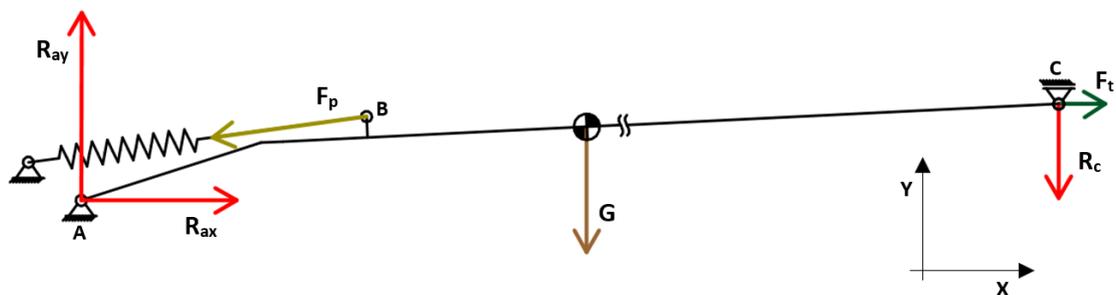
2 STANOVENÍ VSTUPNÍHO ZATÍŽENÍ UCHYCENÍ SBĚRAČE

Sběrač elektrického proudu trolejbusu je během svého provozu vystaven celé řadě zatížení. Dominantním zatížením, působícím po celou dobu provozu sběrače, je síla vyvolaná předpětím dvou pružin, čímž je dosaženo předepsané kontaktní síly (viz tabulka 1) mezi sběračem elektrického proudu a trolejovým vedením. Toto zatížení bude konstantní při nulové rychlosti. Během jízdy se velikost zatížení mění v závislosti na stavu vozovky. Při různých režimech jízdy trolejbusu budou na sběrač působit další zatížení vyvolané setrvačnými a odstředivými silami. Výpočet vstupního zatížení sběrače bude v této kapitole proveden pro následující jízdní režimy: akcelerace, brzdění, jízda do zatáčky, stoupání a klesání. Vliv nerovností na vozovce bude při výpočtech zohledněn součinitelem dynamického zatížení δ .

Zmiňovaná zatížení se budou dále měnit v závislosti na operačním režimu sběrače. Tento režim představuje pracovní výšku, která může být v rozmezí od 670 mm do 3300 mm (vzdálenost mezi rovinou střechy trolejbusu a trolejovým vedením). Cílem této kapitoly je stanovit vstupní zatížení sběrače a jeho závislost na pracovní výšce, přičemž další výpočty budou provedeny vždy pro 3 stavy, odpovídající minimální, maximální a střední pracovní výšce. Dále bude stanovena hodnota potřebného stlačení pružin tak, aby bylo dosaženo předepsané kontaktní síly sběrače a trolejového vedení pro každou pracovní výšku.

2.1 Silový rozbor, výpočet reakcí

Schéma působících sil je znázorněno na obrázku 7. Vstupní hodnotou je velikost reakce R_c , která reprezentuje kontaktní sílu mezi sběračem a trolejovým vedením. Velikost této síly bude násobena součinitelem dynamického zatížení δ , s výjimkou případu stanovení hodnoty předpětí pružiny v rámci doporučení pro montážní postup. Pro výpočet reakcí je uvažován zjednodušený, dokonale tuhý nosník.



Obrázek 7. Rozbor působících sil na sběrač elektrického proudu

Sběrač elektrického proudu je uchycen otočně v rovině XY ke střeše trolejbusu, čemuž odpovídá kloubová podpora v bodě A na obrázku 7. Pro výpočet reakcí je uvažována tíhová síla G , působící v těžišti konstrukce. Dvě pružiny, uchycené ke sběrači v bodě B, vyvolají svým předpětím, o velikosti $2 \cdot F_p$, reakční sílu R_c v místě kontaktu sběrače a trolejového vedení. Reakční síla v kloubové podpoře A je pro výpočet rozložena do dvou směrů R_{ax} a R_{ay} . Při jízdě trolejbusu působí dále v místě kontaktu třecí síla F_t (směr jízdy v ose $-X$).

Tabulka 2. Vstupní údaje pro výpočet reakcí a sil v pružině

m [Kg]	R_c [N]	δ [-]	f [-]
30,2	150	2	0,35

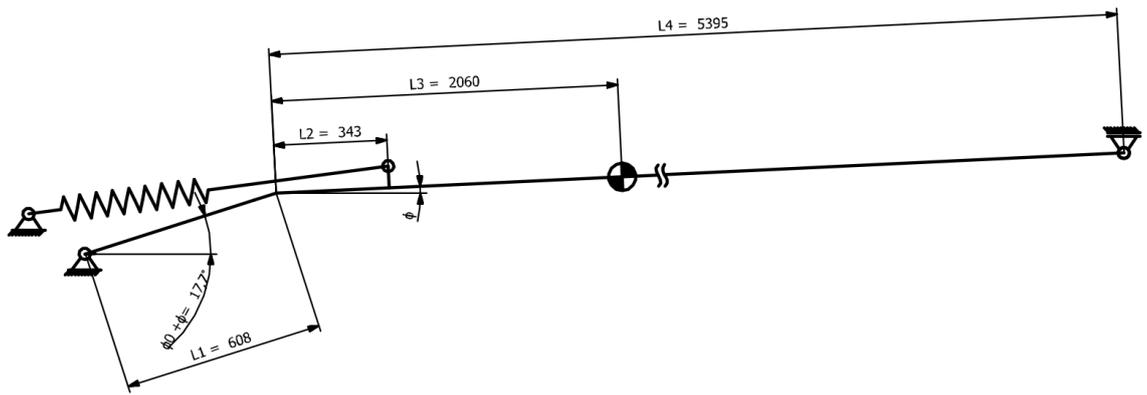
- m hmotnost konstrukce, zahrnující hlavičku sběrače, vnitřní a vnější trubku (viz kapitola 1.2)
- R_c velikost kontaktní síly mezi sběračem a trolejovým vedením vychází z pokynů výrobce sběrače elektrického proudu.
- f součinitel smykového tření, hodnota doporučena výrobcem
- δ součinitel dynamického zatížení vychází z normy pro návrh jeřábových konstrukcí

Tíhová síla G :

$$G = m \cdot g = 30 \cdot 9,81 = 294,3 \text{ N}$$

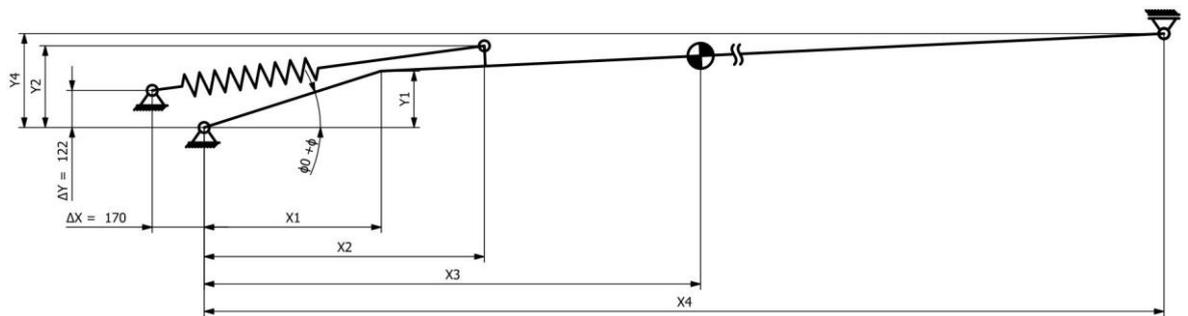
Třecí síla F_t :

$$F_t = R_c \cdot f \cdot \delta = 150 \cdot 0,35 \cdot 2 = 105 \text{ N}$$

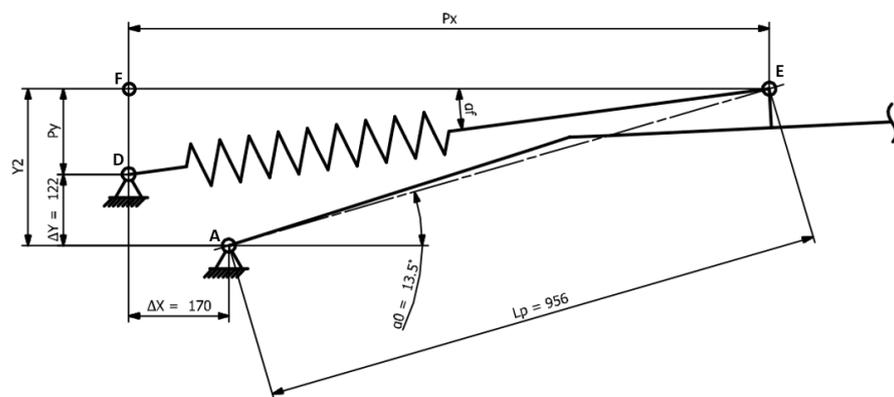


Obrázek 8. Základní rozměry sběrače elektrického proudu

Na obrázku 8 jsou uvedeny základní rozměry sběrače elektrického proudu. Detailní výkresová dokumentace sestavy sběrače je k nahlédnutí v příloze F. Vzhledem ke skutečnosti, že poloha působišť sil, včetně jejich velikosti, se bude měnit v závislosti na pracovní výšce sběrače, bude poloha jednotlivých uzlů vyjádřena v souřadnicích x a y v závislosti na úhlu natočení sběrače ϕ , viz obrázek 9 a 10. Rozsah konstrukční výšky Y_4 je 670–3300 mm a odpovídá rozpětí úhlu ϕ od $2,7^\circ$ do 32° .



Obrázek 9. Rozměry sběrače vztahované k osám souřadného systému



Obrázek 10. Základní rozměry detailu sběrače elektrického proudu

Vyjádření rozměrů v závislosti na úhlu natočení φ :

$$X_1 = L_1 \cdot \cos(\varphi_0 + \varphi)$$

$$X_2 = L_p \cdot \cos(\alpha_0 + \varphi)$$

$$X_3 = X_1 + L_3 \cdot \cos \varphi$$

$$X_4 = X_1 + L_4 \cdot \cos \varphi$$

$$Y_1 = L_1 \cdot \sin(\varphi_0 + \varphi)$$

$$Y_2 = L_p \cdot \sin(\alpha_0 + \varphi)$$

$$Y_4 = L_1 \cdot \sin(\varphi_0 + \varphi) + L_4 \cdot \sin(\varphi)$$

Závislost úhlu působení síly v pružině α_f na úhlu natočení ramene φ byla vyjádřena jedním z několika možných způsobů, pomocí trojúhelníku DEF (viz obrázek 10):

$$P_x(\varphi) = X_2(\varphi) + \Delta_x$$

$$P_y(\varphi) = Y_2(\varphi) - \Delta_y$$

$$\alpha_f(\varphi) = \tan^{-1} \left(\frac{P_y(\varphi)}{P_x(\varphi)} \right)$$

Rovnice rovnováhy sil a momentů pro výpočet reakcí (schéma působících sil viz obrázek 7):

$$\sum F_i x = 0; \quad R_{ax} - 2 \cdot F_p \cdot \cos(\alpha_f) + F_t = 0$$

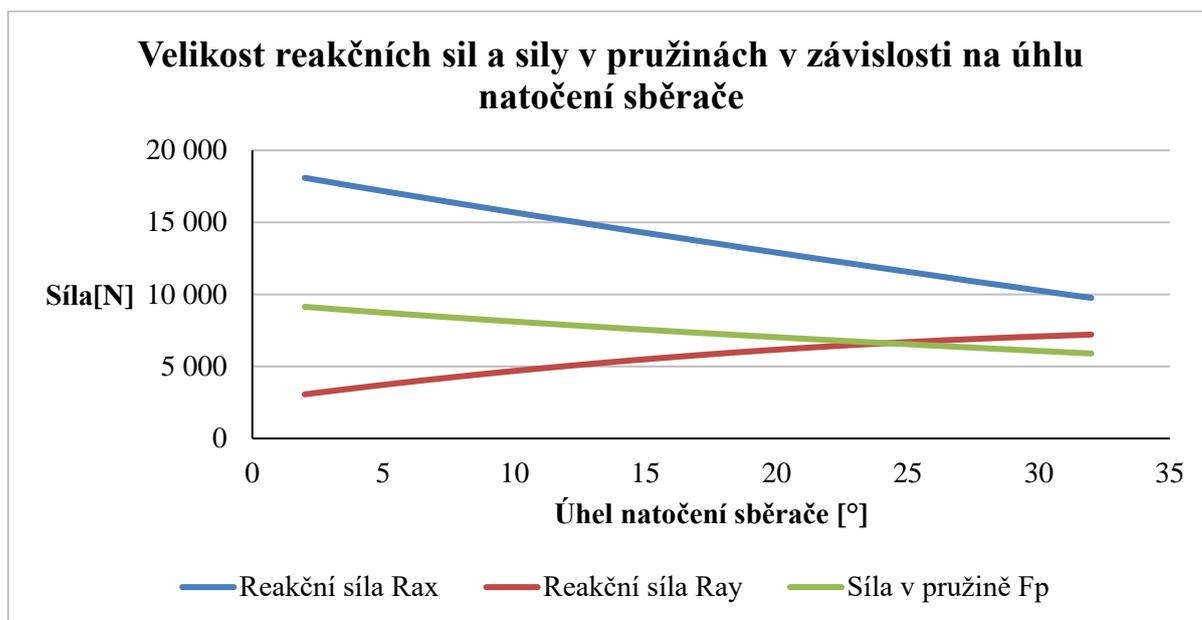
$$\sum F_i y = 0; \quad R_{ay} - 2 \cdot F_p \cdot \sin(\alpha_f) - G - \delta \cdot R_c = 0$$

$$\sum M_i A = 0; \quad 2 \cdot F_p \cdot \sin(\alpha_f) \cdot X_2 - 2 \cdot F_p \cdot \cos(\alpha_f) \cdot Y_2 + G \cdot X_3 + \delta \cdot R_c \cdot X_4 + F_t \cdot Y_4 = 0$$

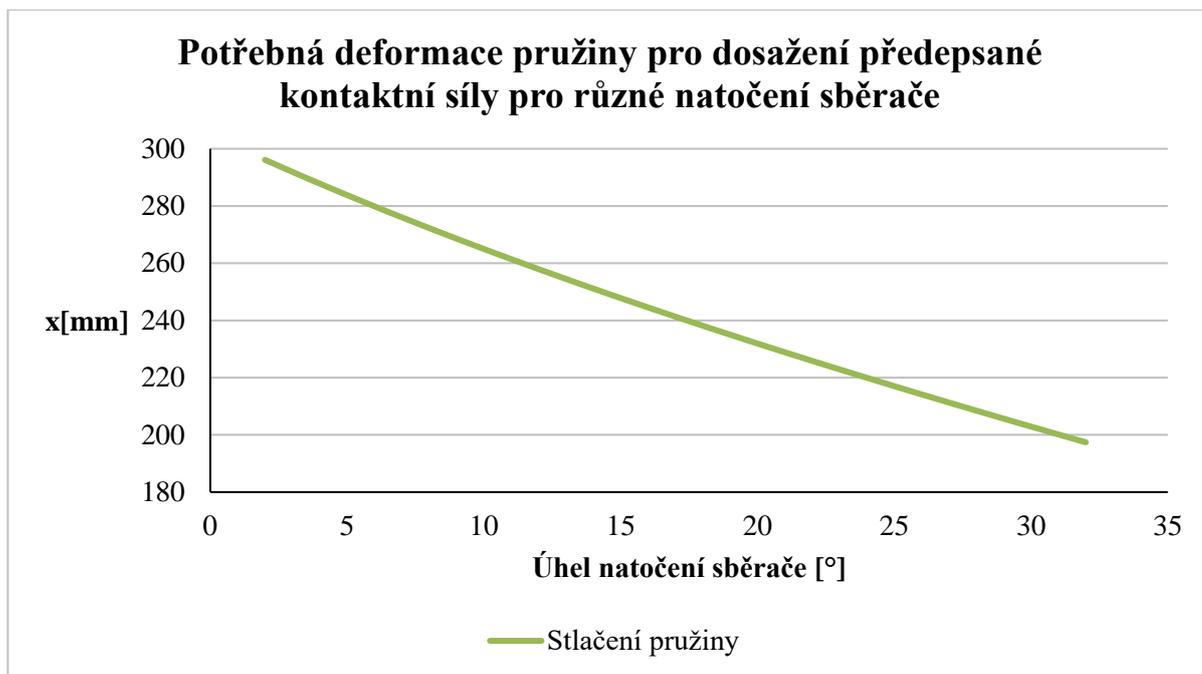
Úprava rovnic a vyjádření neznámých veličin R_{ax} , R_{ay} a F_p je popsána v příloze A. V dalším textu bude uveden pouze průběh velikosti sil R_{ax} , R_{ay} a F_p v závislosti na úhlu natočení ramene φ . Dále budou uvedeny hodnoty pro tři zmiňované provozní stavy – minimální, maximální a střední pracovní výška, kterým přísluší úhel $\varphi = 2,7^\circ$; 15° a 32° . Tyto hodnoty poslouží jako vstupní údaje do MKP analýz v dalších kapitolách.

Tabulka 3. Velikost reakcí a sil v pružinách v závislosti na úhlu natočení sběrače

φ [°]	$2 \cdot F_p$ [N]	R_{ax} [N]	R_{ay} [N]
2,7	18 080	17 870	2 993
15	15 090	14 270	5 347
32	11 800	9 759	7 146



Obrázek 11. Velikost síly v pružině a reakčních sil v závislosti na pracovní výšce sběrače

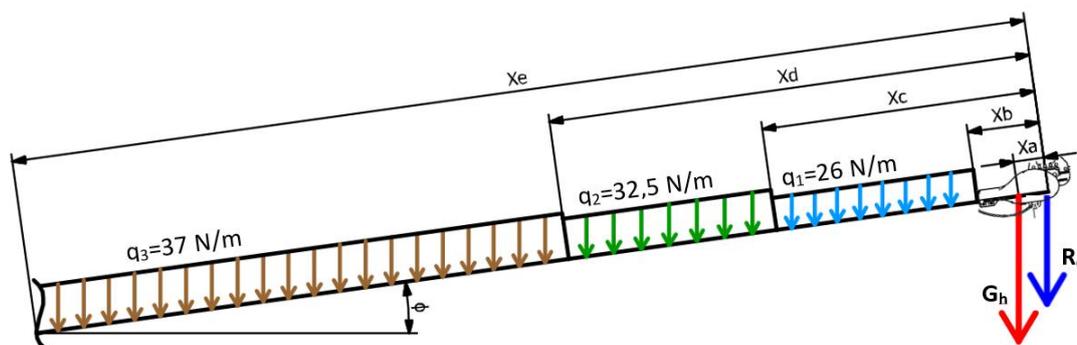


Obrázek 12. Závislost deformace pružiny na úhlu natočení sběrače při konstantní kontaktní síle

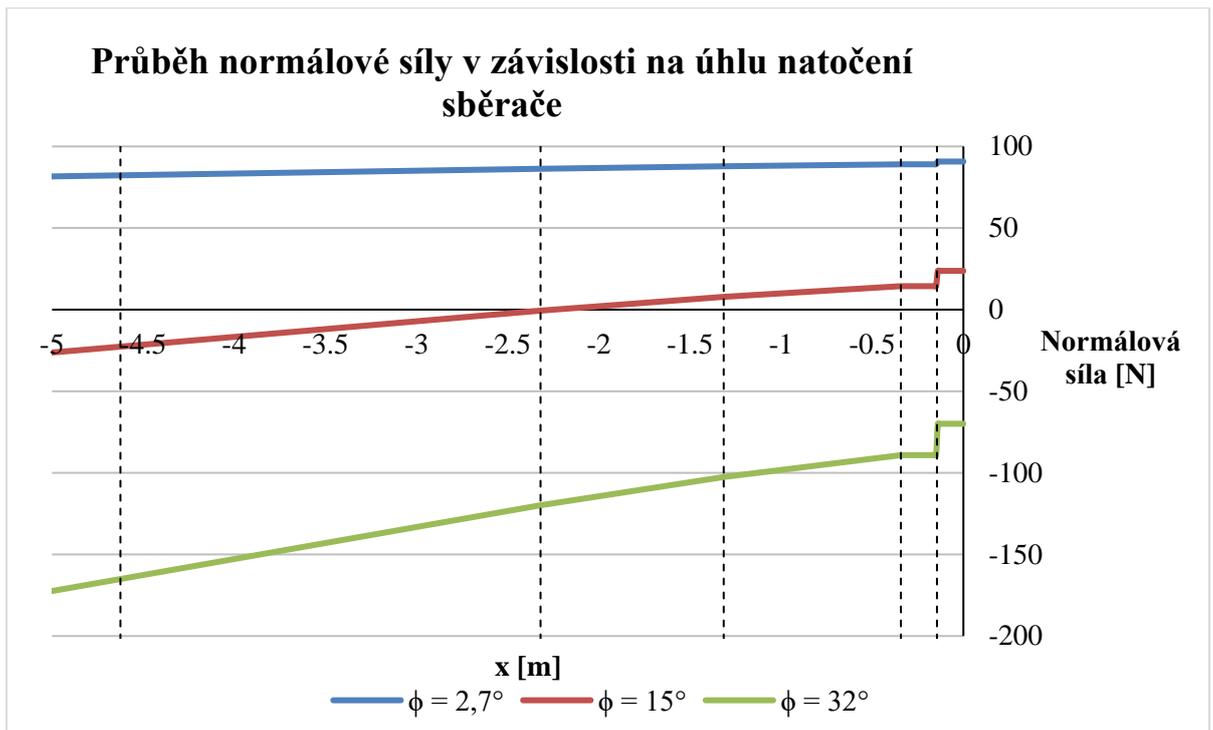
Na obrázku 12 je uvedena velikost stlačení pružiny v závislosti na pracovní výšce sběrače tak, aby bylo dosaženo konstantní velikosti kontaktní síly sběrače a trolejového vedení 150 N. Deformace pružiny byla stanovena pomocí vztahu $x = F_p/k_p$, kde F_p je síla v pružině bez uvažování dynamického součinitele δ a k_p je tuhost pružiny, kterou udává výrobce 20 N/mm.

2.2 Stanovení vnitřních účinků v nosníku

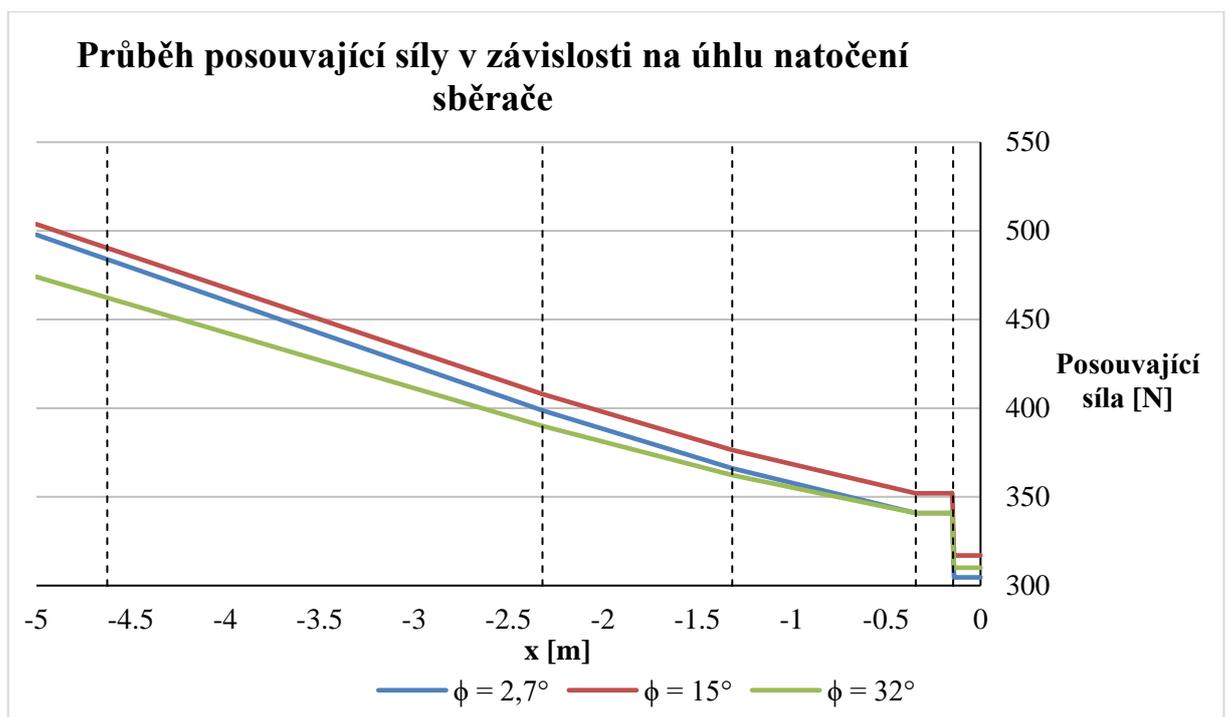
Postup výpočtu vnitřních účinků v nosníku je k nahlédnutí v příloze B. Při výpočtu vnitřních účinků bylo postupováno směrem zprava. V rámci diplomové práce nejsou řešeny vnitřní účinky celého lomeného nosníku, ale jen sestavy hlavice a části trubky, po rozdělení v rámci idealizovaného výpočtového modelu (viz kapitola 3.1). V místě rozdělení budou odečteny hodnoty vnitřních sil a momentů a použity jako vstupní zatížení pro MKP analýzu.



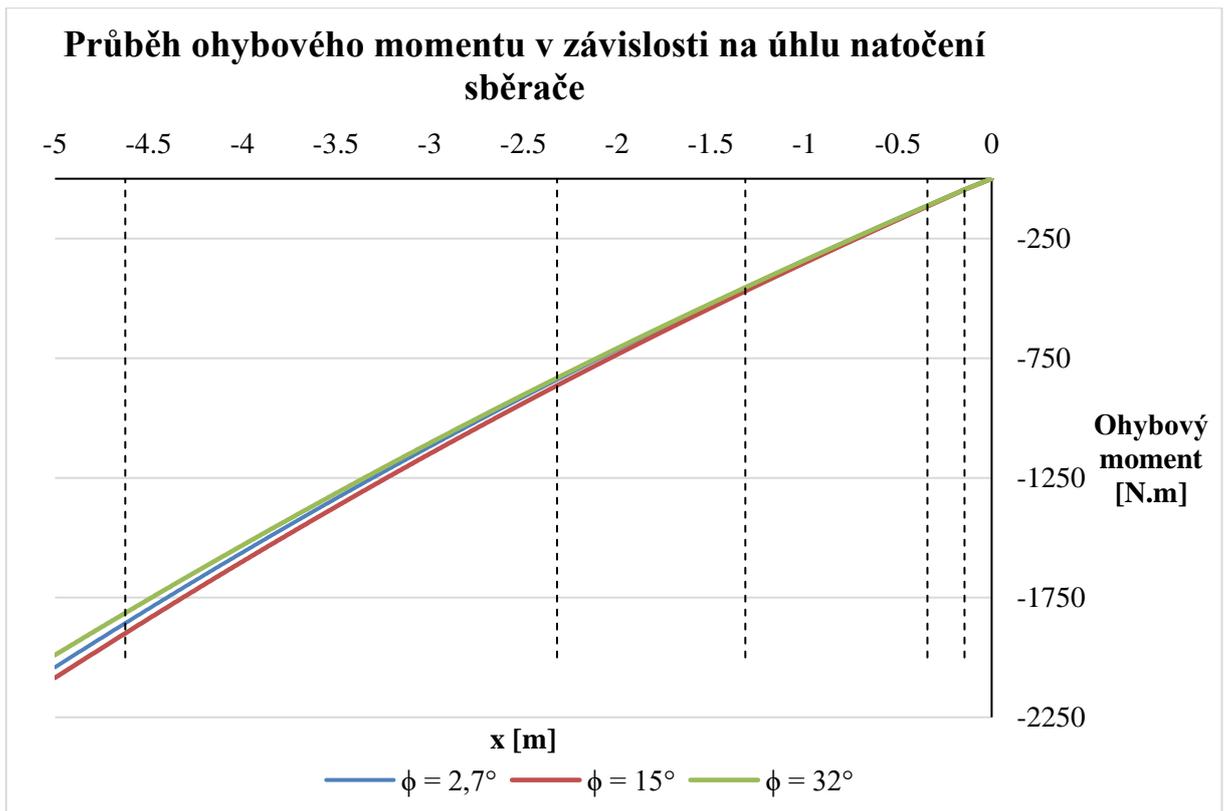
Obrázek 13. Rozbor působících sil v rámci hlavice sběrače a vnitřní trubky pro stanovení vnitřních účinků



Obrázek 14. Průběh posouvající síly $N(x)$ v závislosti na úhlu natočení sběrače



Obrázek 15. Průběh posouvající síly $T(x)$ v závislosti na úhlu natočení sběrače

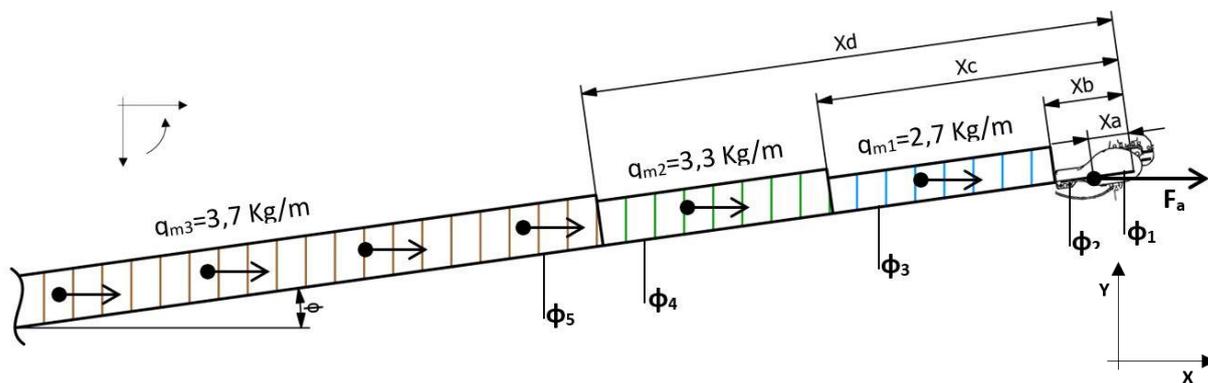


Obrázek 16. Průběh ohybového momentu $M(x)$ v závislosti na úhlu natočení sběrače

2.3 Zatížení sběrače pro zvolené jízdní režimy

2.3.1 Akcelerace

Při akceleraci trolejbusu působí na sběrač elektrického proudu spojitě zatížení v podobě setrvačných účinků. Diplomová práce je zaměřena primárně na problematiku svěrného spoje, proto nebude řešen lomený nosník jako celek. Na základě silového rozboru z obrázku bude stanoven průběh vnitřních účinků v nosníku směrem zprava, po rozdělení geometrie v rámci idealizovaného výpočtového modelu (viz kapitola 3.1). V místě rozdělení budou odečteny hodnoty vnitřních sil a momentů a použity jako vstupní zatížení pro MKP analýzu (viz kapitola 5).



Obrázek 17. Rozbor působících sil při akceleraci trolejbusu

Bylo uvažováno maximální zrychlení 2 m/s^2 . Hodnota zrychlení vychází z technických požadavků na vozidlo, zakotvených v normě ČSN 30 0250 (viz [1]).

Spojité zatížení $q_i \text{ [N/m]}$, uvažované pro výpočet v kapitole 2.2 bylo transformováno na spojitou hmotu $q_{mi} \text{ [kg/m]}$ dle vztahu $q_{mi} = \frac{q_i}{g}$

Setrvačnou sílu F_a lze vyjádřit následovně:

$$F_a = m_h \cdot x_{acc}''$$

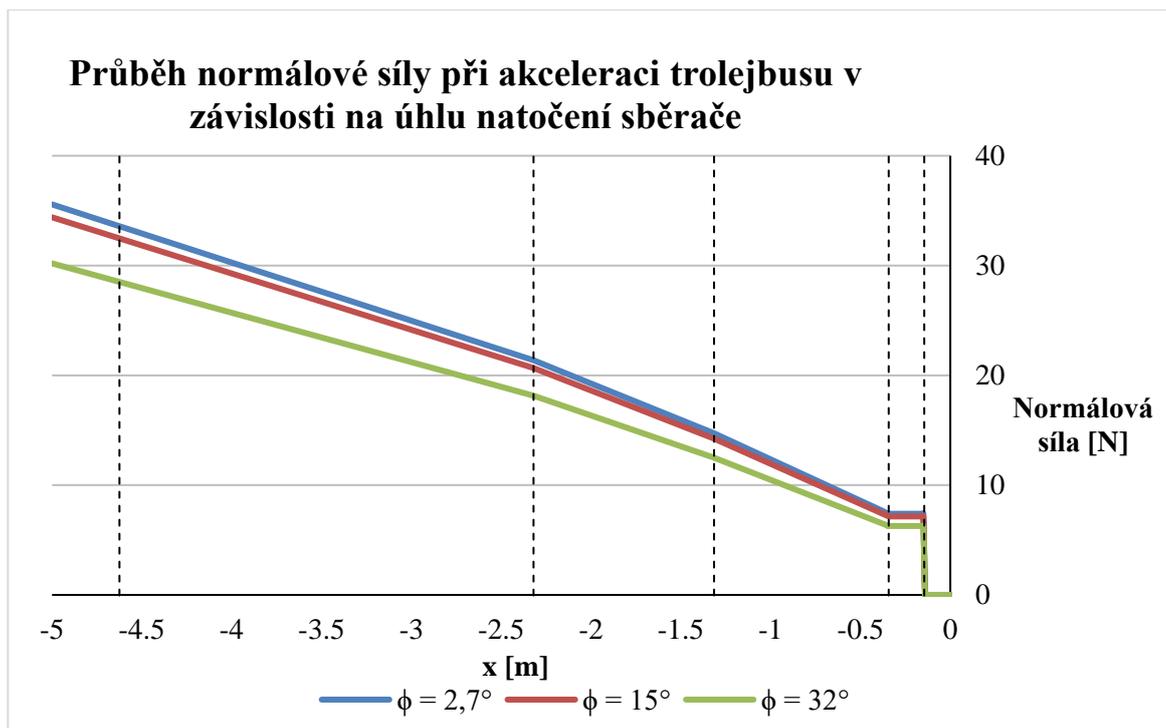
kde

m_h hmotnost hlavice sběrače

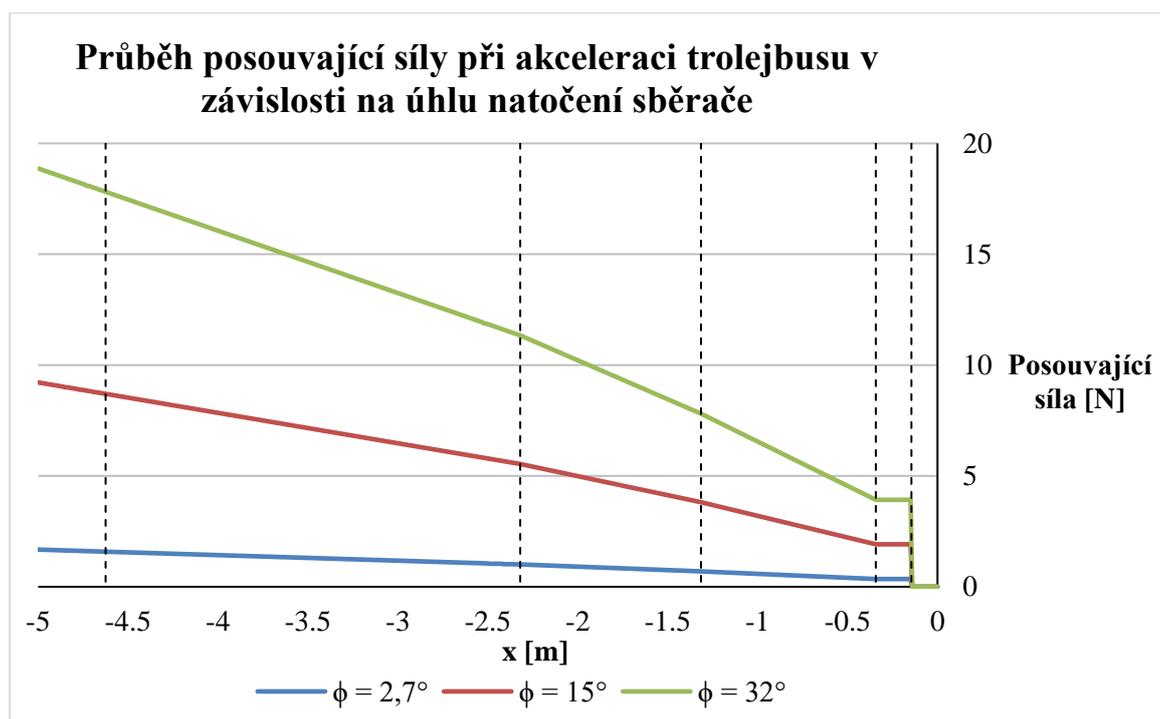
x_{acc}'' maximální zrychlení trolejbusu

x délkový rozměr

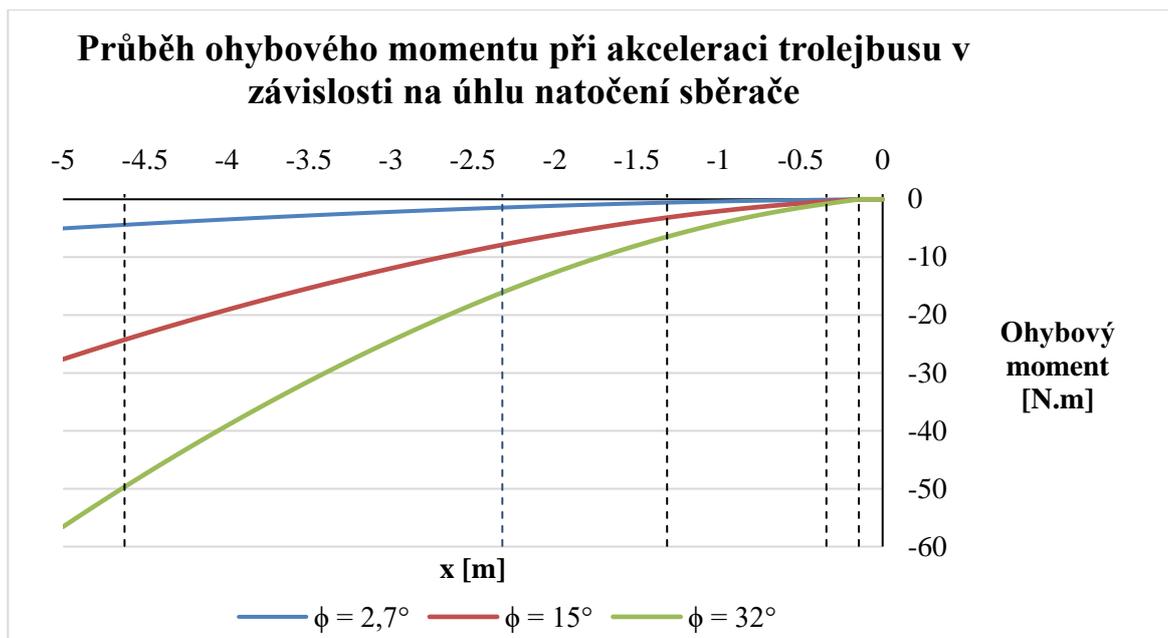
Jednotlivé kroky výpočtu jsou k nahlédnutí v příloze C. Velikost vnitřních účinků se bude měnit v závislosti na úhlu natočení ramene ϕ . Průběhy sil a momentu jsou znázorněny na obrázku 18,19 a 20.



Obrázek 18. Průběh normálové síly při akceleraci v závislosti na úhlu natočení sběrače



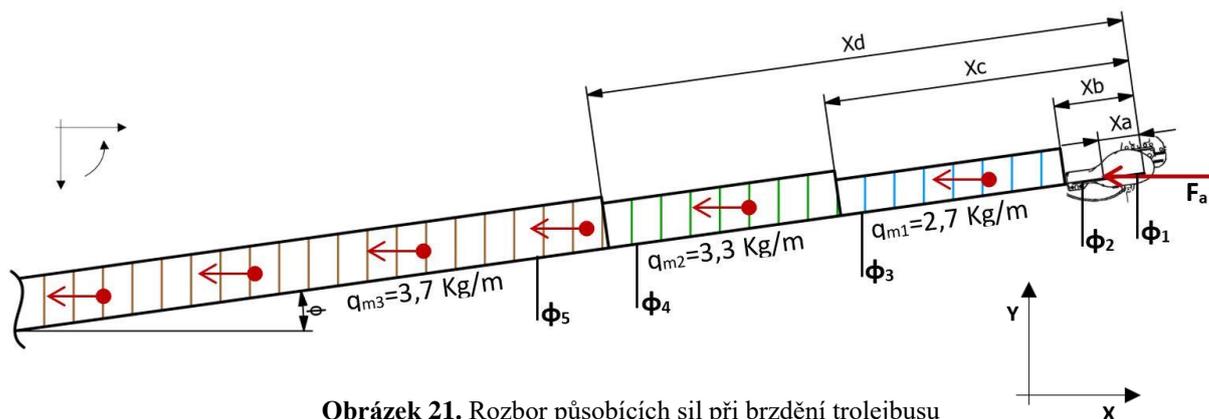
Obrázek 19. Průběh posouvající síly při akceleraci v závislosti na úhlu natočení sběrače



Obrázek 20. Průběh ohybového momentu při akceleraci v závislosti na úhlu natočení sběrače

2.3.2 Brzdění

Pro stanovení zatížení během brzdění trolejbusu je použitý stejný zjednodušený model nosníku jako v případě akcelerace. Při brzdění figuruje trolejové vedení jako posuvná podpora s určitou tuhostí v ose Y. Při zanedbání posuvné podpory budou výsledné hodnoty vnitřních účinků vyšší, řešení bude tudíž konzervativnější. Z toho důvodu nebude posuvná podpora uvažována a nosník bude řešen obdobně jako v předchozím případě. Rozdíl oproti akceleraci spočívá pouze ve smyslu a velikosti působení setrvačných sil.



Obrázek 21. Rozbor působících sil při brzdění trolejbusu

Hodnota maximálního zpomalení trolejbusu při brzdění byla stanoveno $6,3 \text{ m/s}^{-2}$. Tato hodnota vychází z experimentálního měření v reálném provozu trolejbusu, při různých dopravních situacích (náhlé zastavení před přechodem pro chodce aj.) [2].

Spojité zatížení q_i [N/m], uvažované pro výpočet v kapitole 2.2 bylo transformováno na spojitou hmotu q_{mi} [kg/m] dle vztahu $q_{mi} = \frac{q_i}{g}$

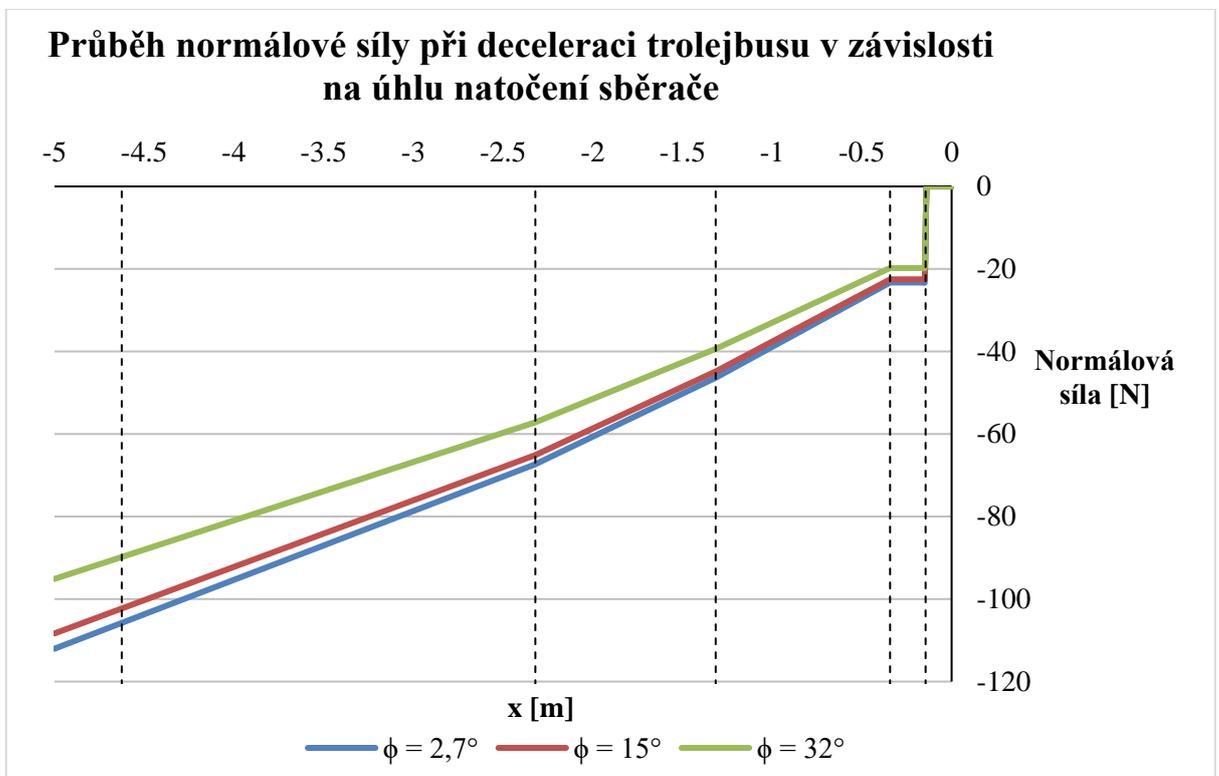
Setrvačnou sílu F_a při brzdění lze vyjádřit následovně:

$$F_a = m_h \cdot x_{dec}''$$

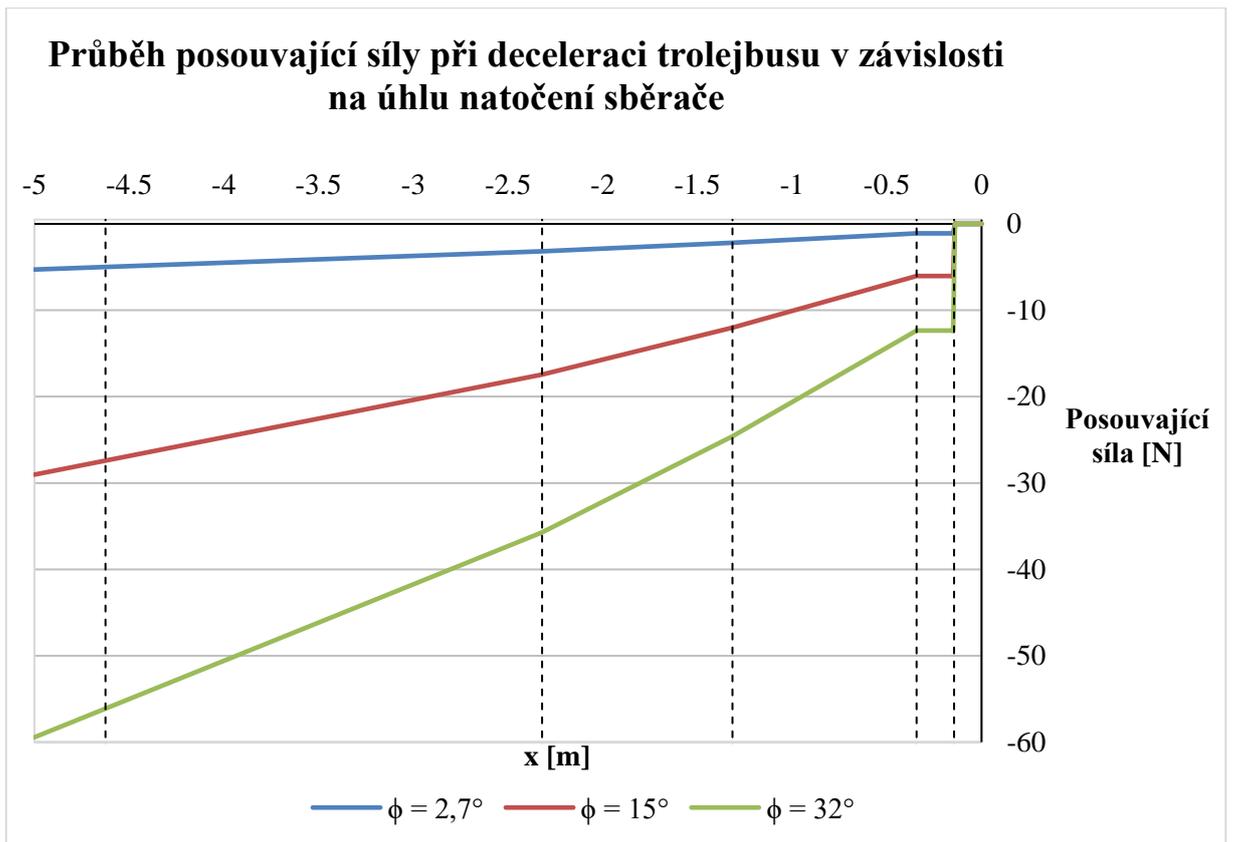
kde

x_{dec}'' maximální zpomalení trolejbusu

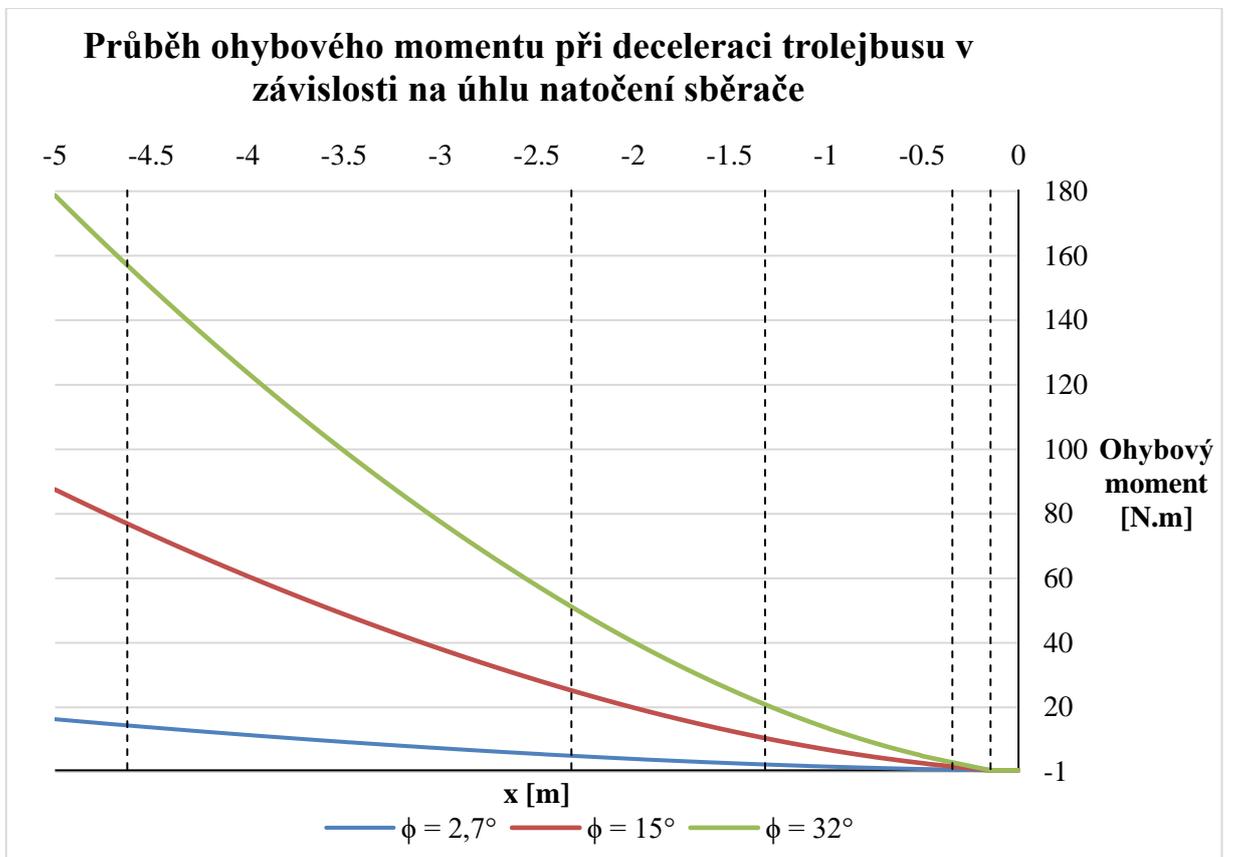
Jednotlivé kroky výpočtu jsou k nahlédnutí v příloze D. Velikost vnitřních účinků se bude měnit v závislosti na úhlu natočení ramene ϕ . Průběhy sil a momentu jsou znázorněny na obrázku 22, 23 a 24.



Obrázek 22. Průběh normálové síly při deceleraci v závislosti na úhlu natočení sběrače



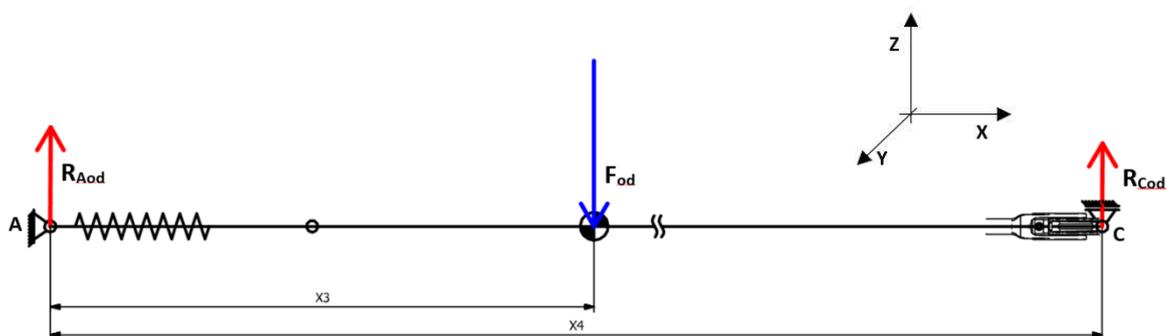
Obrázek 23. Průběh posouvající síly při deceleraci v závislosti na úhlu natočení sběrače



Obrázek 24. Průběh ohybového momentu při deceleraci v závislosti na úhlu natočení sběrače

2.3.3 Jízda do zatáčky

Při jízdě trolejbusu do zatáčky působí na vozidlo, včetně sběrače elektrického proudu, odstředivá síla F_{od} . V tomto případě bude, na rozdíl od jízdního režimu akcelerace či brzdění, uvažována celá délka sběrače, včetně kloubové i posuvné podpory. Pro výpočet reakcí se předpokládá působíště setrvačných sil v těžišti konstrukce. Výpočtový model představuje jednoduchý, staticky určitý nosník, vyšetřovaný v rovině XZ. Sběrač elektrického proudu se může volně otáčet kolem osy Y v místě upevnění ke karoserii trolejbusu, proto je zde uvažována kloubová podpora a posuvná podpora v místě kontaktu s trolejovým vedením, viz obrázek 25. Cílem je stanovit velikost reakcí v uložení, a dále průběh posouvající síly a ohybového momentu v rovině XZ. Získané hodnoty sil a momentů pro konkrétní bod konstrukce budou v další části této práce použity jako vstupní zatížení pro MKP pevnostní analýzu.



Obrázek 25. Rozbor působících sil při jízdě trolejbusu do zatáčky

2.3.4 Silový rozbor, výpočet reakcí

Pro stanovení velikosti odstředivé síly je nutné znát rychlost trolejbusu a poloměr zatáčky, kterou projíždí. Sběrač elektrického proudu je konstruován pro maximální rychlost 90 km/h a tato rychlost bude uvažována pro výpočet. Norma ČSN 73 6102 (viz [3]) uvádí nejmenší dovolené poloměry směrových oblouků pro různé hodnoty dostředného sklonu vozovky, viz tabulka 4. Hodnoty jsou uvedeny pro rychlosti 100 a 80 km/h. V rámci dodržení jisté míry bezpečnosti by se nabízelo použít poloměr pro nižší rychlost (80 km/h). Vzhledem k tomu, že při výpočtu je uvažováno trolejové vedení jako dokonale tuhé, obdržené výsledky jsou oproti skutečnosti značně konzervativní, a proto bude dále uvažován poloměr oblouku příslušící návrhové rychlosti 100 km/h a nejvyšší hodnotě dostředného sklonu 6 %.

Tabulka 4. Nejmenší dovolené poloměry směrových oblouků

Dostředný sklon v %	Poloměr kružnicového oblouku v m							
	Návrhová rychlost km/h							
	100	80	70	60	50	40	30	20
2	525	315	230	160	100	50	28	12
2,5	510	305	220	155	100	50	27	11
3	495	300	215	150	95	50	27	11
4	465	280	205	145	90	50	26	11
5	440	265	195	135	85	45	25	11
6	415	255	185	130	85	45	25	10

Zdroj: [3]

$$F_{od} = \frac{m \cdot v^2}{R_{100}} = \frac{30,2 \cdot \left(\frac{90}{3,6}\right)^2}{415} = 45,5N$$

kde

v maximální rychlost trolejbusu

R₁₀₀ Poloměr zatáčky pro návrhovou rychlost 100 km/h a dostředný sklon 6%.

Rovnice rovnováhy sil a momentů:

$$\sum F_{iz} = 0; \quad R_{Aod} + R_{Cod} - F_{od} = 0$$

$$\sum M_i A = 0; \quad F_{od} \cdot X_3 - R_{Cod} \cdot X_4 = 0$$

V rovnicích rovnováhy sil a momentů figurují délkové rozměry X₃ a X₄, jejichž hodnota se mění v závislosti na úhlu natočení ramene sběrače. V příloze E je uveden výpočet reakcí, včetně grafické závislosti velikosti sil na úhlu natočení sběrače. V dalším textu budou uvedeny hodnoty pro různé pracovní výšky sběrače a k nim stanovený průběh vnitřních sil a momentů nosníku.

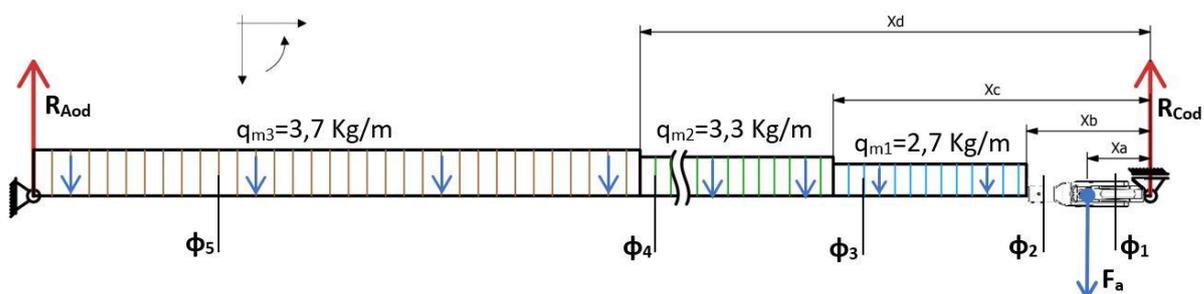
Tabulka 5. Velikost sil a momentu během jízdy trolejbusu do zatáčky v závislosti na úhlu natočení sběrače

φ [°]	F _{od} [N]	RA _{od} [N]	RC _{od} [N.m]
2,7	45,5	14,4	31
15	45,5	14,5	30,9
32	45,5	14,6	30,8

Z tabulky 5 vyplývá, že silové poměry ve sběrači, při působení odstředivé síly, jsou pro různé úhly natočení sběrače téměř konstantní. Z toho důvodu nebude v dalším textu vyšetřována závislost vnitřních účinků na úhlu natočení φ.

2.3.5 Výpočet vnitřních účinků nosníku

Metodou řezu byly vyhodnoceny vnitřní účinky v nosníku, směrem zprava. Pro stanovení posouvajících sil a ohybového momentu byl nosník rozdělen řezy $\phi 1$ až $\phi 5$ (viz obrázek 26).



Obrázek 26. Rozbor působících sil, při jízdě trolejbusu do zatáčky, pro stanovení vnitřních účinků
Spojité zatížení q_i [N/m] bylo transformováno na spojitou hmotu q_{mi} [kg/m] dle vztahu $q_{mi} = \frac{q_i}{g}$. Na spojitou hmotu působí dostředivé zrychlení, které je popsáno vztahem:

$$x_{d\ddot{o}} = \frac{v^2}{R_{100}} = \frac{\left(\frac{90}{3,6}\right)^2}{415} = 1,506 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

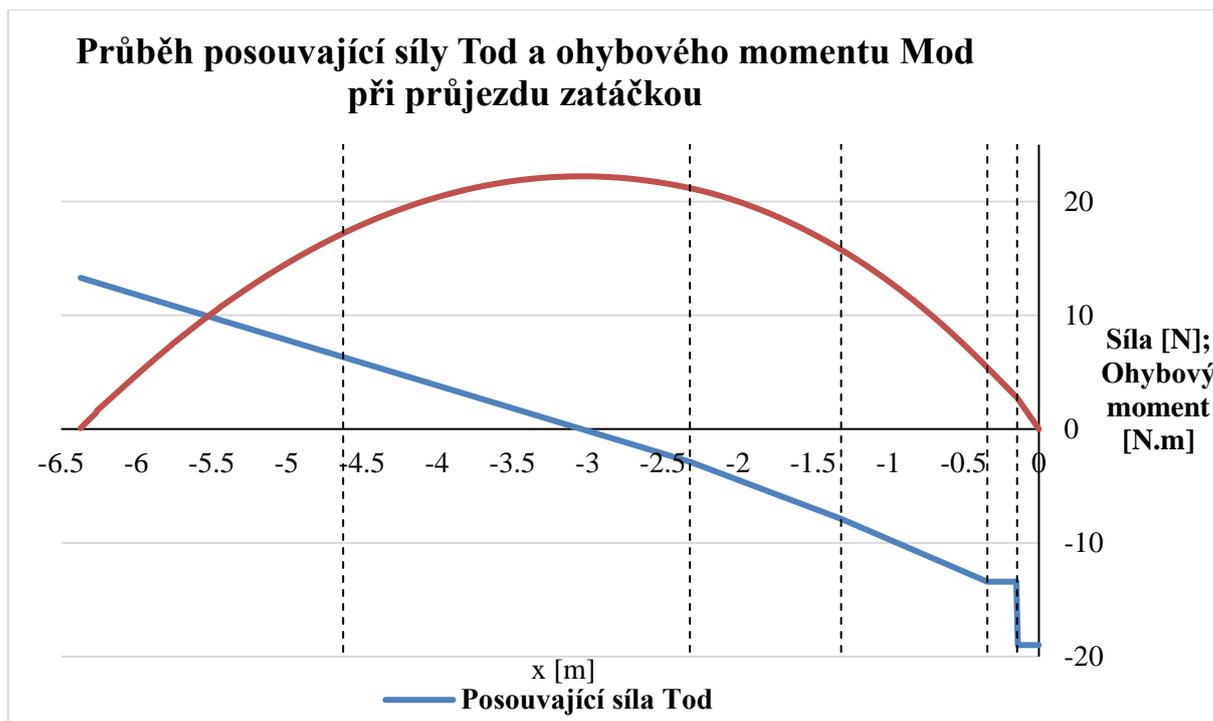
Setrvačné síly při jízdě do zatáčky potom lze vyjádřit následovně:

- pro F_a platí: $F_a = m_h \cdot x_{d\ddot{o}}$
- pro spojité zatížení: $F_x = q_{mi} \cdot x \cdot x_{d\ddot{o}}$

kde

$x_{d\ddot{o}}$ maximální dostředivé zrychlení sběrače

Výpočet vnitřních účinků v nosníku je k nahlédnutí v příloze E. Obrázek 27 znázorňuje průběh posouvající síly a ohybového nosníku při jízdě trolejbusu do zatáčky.



Obrázek 27. Průběh vnitřních sil a momentu v nosníku při jízdě do zatáčky

2.3.6 Stoupání, klesání

Během jízdy trolejbusu do stoupání, resp. klesání se mění poloha těžiště a tím pádem i rozložení působících sil ve sběrači. Trolejbusové tratě dosahují zpravidla maximální stoupání 9–12 %. Vliv stoupání, resp. klesání bude vzhledem k ostatním zatížením zanedbatelný a nebude proto při dalších výpočtech uvažován. Změna polohy těžiště a rozložení působících sil je obecně a významnější měrou zohledněna uvažováním různých pracovních výšek sběrače elektrického proudu.

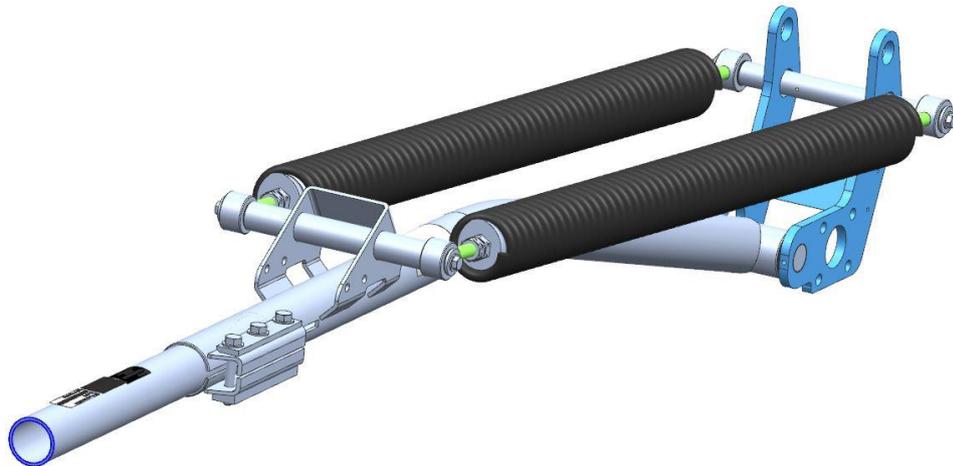
2.3.7 Změna dráhy sběrače

Náhlé změny dráhy sběrače nejsou zdrojem významného zatížení, neboť sběrač je otočně připevněn ke střeše trolejbusu a změny směru se tak kompenzují příslušným natočením sběrače v rovině vodorovné nebo kolmé k vozovce.

Riziko spojené s náhlou změnou dráhy spočívá ve vypadnutí sběrače z trolejového vedení, což by mělo za následek prudké vymrštění sběrače. Z toho důvodu je konstrukce doplněna o lano, navinuté na předepnutém navijáku, které tomuto jevu zabrání (viz kapitola 1.2.2)

3 ANALÝZA PEVNOSTI PŮVODNÍ KONSTRUKCE SVĚRNÉHO SPOJE

Tato kapitola je zaměřená na pevnostní výpočet původního konstrukčního řešení svěrného spoje. Pomocí svěrného spoje je realizováno spojení trubky s hlavicí sběrače, která je v přímém kontaktu s trolejovým vedením, a konstrukce, otočně připevněné ke karoserii trolejbusu. Konstrukce svěrného spojení je zřejmá z obrázku 28 (schematicky viz obrázek 6, kapitola 1).



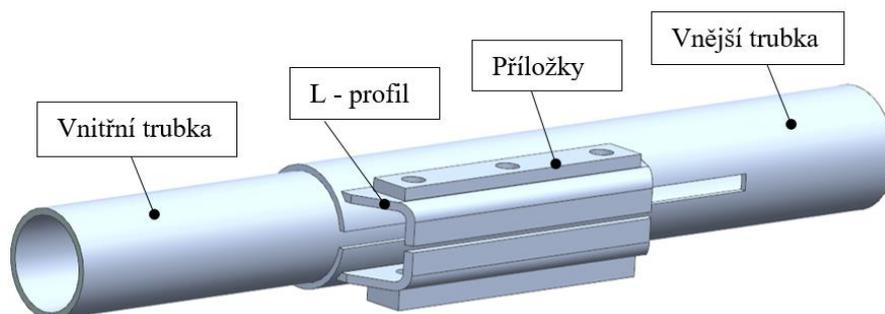
Obrázek 28. – Konstrukce svěrného spoje

3.1 Výpočetní model

Výpočetní model byl zhotoven pomocí softwaru Siemens NX. Model obsahuje svěrný spoj a jeho nejbližší okolí, tj. část vnitřní trubky (ocel 14 331), vnější trubky, L-profilů a příložky (ocel 11 503). Rozměry výpočetního modelu vycházejí z výkresové dokumentace výrobce, která je k nahlédnutí v příloze F. Tloušťky profilů byly sníženy o 12,5 % dle rozměrové normy ČSN 42 5716 [18]. Délka vnější trubky byla volena tak, aby okrajová podmínka vetknutí (viz kapitola 3.4.3) neovlivňovala velikost kontaktních sil na styčných plochách obou trubek. Celková délka části vnější trubky činí 320 mm. Podobně je pro výpočet uvažována pouze část vnitřní trubky o délce 280 mm.

L-profilů jsou nerozebíratelně spojeny s vnější trubkou svarovým spojem. Jedná se o plný průvar svařovací elektrodou OK 46.16 (zaručená mez kluzu 440 MPa). Svary jsou vybroušeny a rentgenovány. L-profilů jsou společně s trubkou uvažovány jako jedno těleso. Detail svaru není v tomto případě modelován. Horní příložka obsahuje tři průchozí otvory pro dřík šroubu. Do otvorů spodní příložky je vyřezán metrický závit M10 se standardním stoupáním 1,5 mm. Šrouby, jakožto objemová tělesa, nejsou pro výpočet uvažovány a budou dále nahrazeny

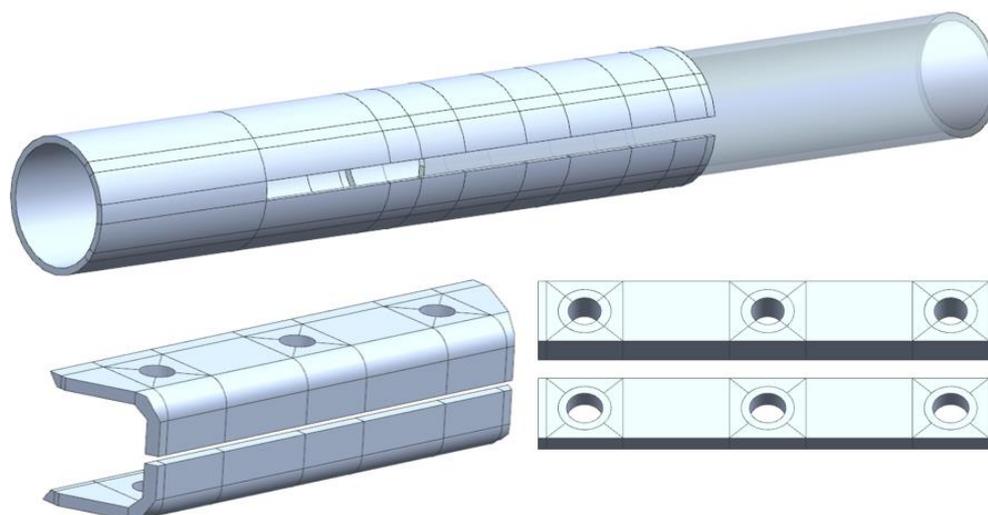
prutovými elementy (viz kapitola 3.3). Zjednodušený výpočetní model je znázorněn na obrázku 29.



Obrázek 29. – Zjednodušený výpočetní model svěrného spoje

3.2 Příprava modelu pro tvorbu mapované sítě

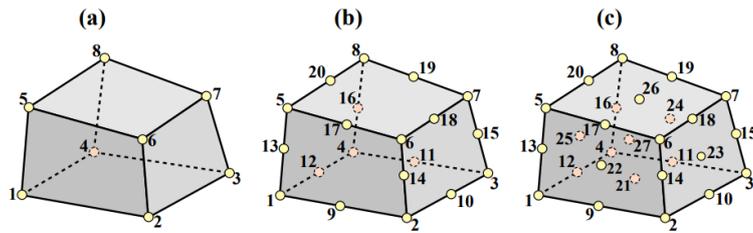
Pro tvorbu mapované sítě je nutné rozdělit řešenou oblast na sub-oblasti, které topologicky vyhovují pro rozdělení geometrie, v tomto případě na šestistěnné elementy (HEXA elementy) a zároveň splňují požadavky pro velikosti prvků na křivkách, plochách atd. Nevýhodou mapované sítě je časová náročnost přípravy geometrie. Použitím mapované sítě však lze v řadě případů snížit celkový počet elementů a uzlů v rámci výpočetního modelu. [5] Menší počet uzlů vede na méně rovnic v řešení, čímž klesají časové a paměťové nároky na výpočet.



Obrázek 30. - Příprava geometrie pro mapovanou síť

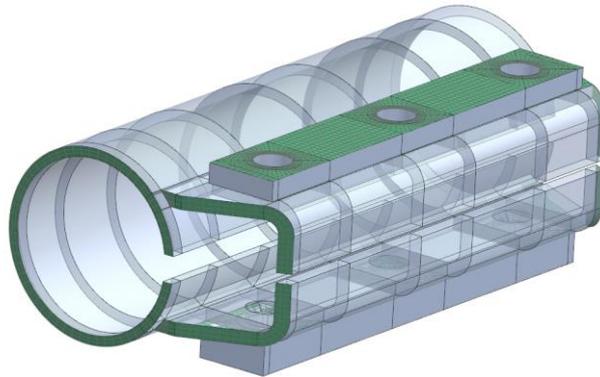
3.3 Příprava konečno-prvkové sítě

Síť konečných prvků byla vytvořena pomocí objemových, osmi-uzlových elementů HEXA8 o velikosti 2,5 mm (viz obrázek 31a). V celém modelu jsou dodrženy minimálně 3 elementy napříč tloušťkou profilu.

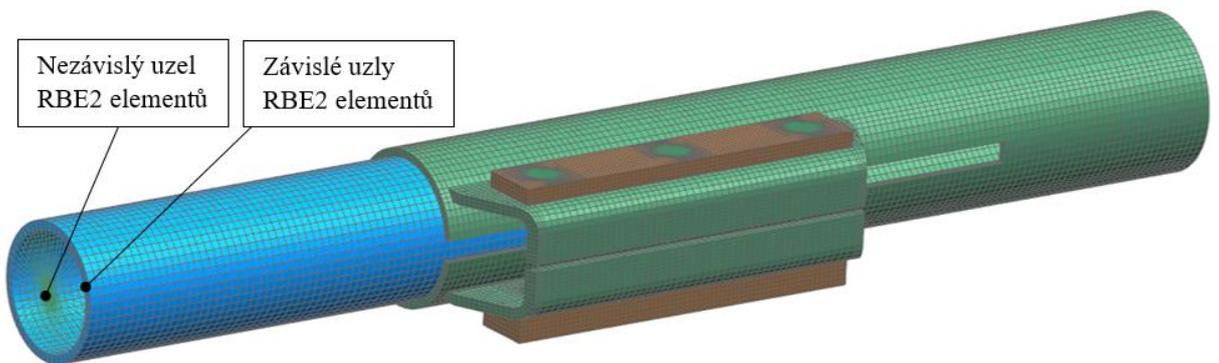


Zdroj: [13]

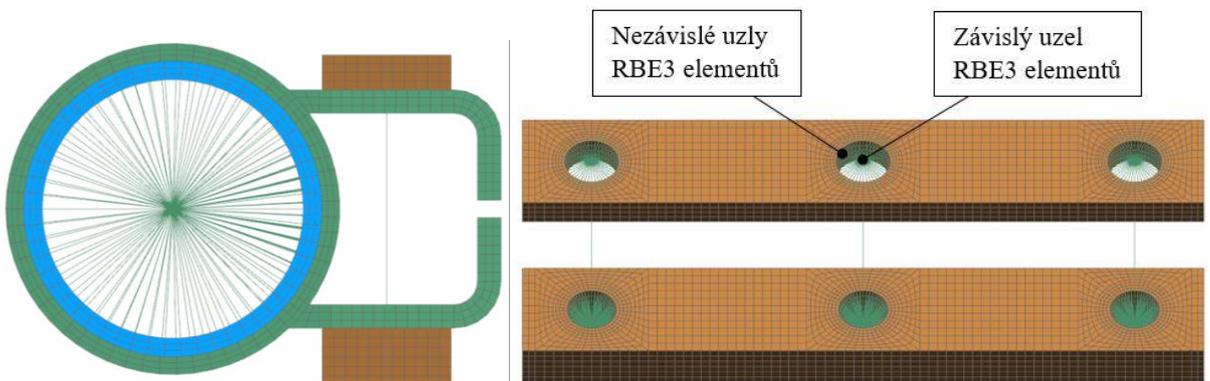
Obrázek 31. - Rozdělení HEXA elementů a) HEXA8; b) HEXA20; c) HEXA27



Obrázek 32. - Pomocná 2D mapovaná síť



Obrázek 33. Objemová mapovaná síť, včetně šroubových a RBE spojů



Obrázek 34. Síťový model, čelní pohled

Obrázek 35. Zjednodušený šroubový spoj

Předepsané šrouby M10x65, pevnostní třídy 8.8, se stoupáním závitu 1,5mm byly nahrazeny beam elementy. Reálnou konstantou pro definici průřezové charakteristiky 1D elementu je výpočtový průřez šroubu $A_s = 58\text{mm}^2$ [6]. Na straně hlavy šroubu je koncový uzel beam elementu propojen s plochou, reprezentující plochu podložky, pomocí RBE3 elementů (Rigid Beam Element). Na protilehlé straně šroubu je koncový uzel propojen pomocí RBE3 elementů do válcové plochy příložky, ve které je ve skutečnosti zhotoven závit. Použité 1D elementy mají 6 stupňů volnosti (3 posuvné a 3 rotační), zatímco objemové elementy pouze 3 posuvné. Pro správný přenos zatížení je nutné ztotožnit počet stupňů volnosti obou elementů. Jelikož objemové elementy mají pouze tři translační stupně volnosti, je v rámci nastavení vlastností 1D prvků zabráněno natočení RBE elementů vůči elementům objemovým. Výpočetní model šroubu je znázorněn na obrázku 35.

RBE2 a RBE3 spojení představují tuhé vazby, používané pro přenos zatížení. Tyto prvky se nedeformují, protože jsou považovány za nekonečně tuhé a jediným účelem těchto prvků je přenášet zatížení mezi nezávislými a závislými uzly RBE elementů. RBE2 přenášejí zatížení tak, že všechny závislé uzly (dependent nodes) mají po aplikaci zatížení nulový posuv, relativně k uzlu nezávislému (independent node). Naproti tomu v případě RBE3 jsou nezávislé uzly situovány v místě spojení s objemovou sítí (viz obrázek 35). Těmto uzlům je umožněn vzájemný posuv, a to i relativně ke středovému, závislému uzlu. Při aplikaci zatížení nefiguruje plocha, propojená RBE3 elementy, jako dokonale tuhá, ale může se deformovat, čímž dochází k vzájemným posuvům nezávislých uzlů RBE3 prvků k ní připojených. Výsledný posuv závislého uzlu je potom určen váženým průměrem posuvů jednotlivých nezávislých uzlů. Díky tomuto spojení jsou eliminovány napěťové špičky v důsledku vložené fiktivní tuhosti, jako v případě RBE2 prvků. [7]

Čelní plocha vnitřní i vnější trubky na volném konci je propojena s jejím středem pomocí RBE2 elementů.

Problém s rozdílným počtem stupňů volnosti by bylo možné alternativně řešit pomocí 2D sítě se zanedbatelně malou tloušťkou tak, aby nedošlo k ovlivnění výsledků. Taková síť se koincidentně (uzel na uzel) aplikuje na plochu objemových elementů, do které jsou propojeny 1D elementy. Prostřednictvím 2D sítě, která má rovněž 6 stupňů volnosti, se docílí správného přenosu zatížení, bez nutnosti omezování stupňů volnosti 1D elementů.

Propojení uzlů z čelní plochy do středového bodu je výhodné z hlediska snazšího odečtení průběhu reakční síly. Je však nevyhnutelné pro aplikaci vnějšího zatížení, v podobě ohybového

momentu, které není možné definovat na plochu. Ohybový moment se proto aplikuje na nezávislý uzel RBE elementů ve středu kružnice.

3.4 Okrajové podmínky, zatížení

V první fázi výpočtů je uvažováno pouze zatížení vyvolané předpětím šroubů. Vnější zatížení, stanovené v kapitole 2, bude uvažováno až na optimalizované konstrukci svěrného spoje.

3.4.1 Okrajové podmínky

Jedinou použitou okrajovou podmínkou je fixní geometrie, aplikovaná na nezávislý uzel RBE2 propojení čelní plochy volného konce vnější trubky se středovým bodem (viz obrázek 36). Podmínka fixní geometrie odebrává soustavě 6 stupňů volnosti.

3.4.2 Kontakt

Vzhledem ke skutečnosti, že se jedná o sestavu dílů, je třeba definovat kontakt mezi jednotlivými díly. Kontakt je v tomto případě vytvořen pomocí plošných kontaktních elementů mezi vnitřní a vnější trubkou, příložkami a L profily a L profily navzájem. Hodnota statického součinitele smykového tření f se uvažuje 0,15. Je třeba zaměřit pozornost na kontakt mezi vnitřní a vnější trubkou. Při působení osově síly ve šroubu bude docházet k relativnímu pohybu dvou válcových ploch (vnitřní a vnější trubky). V rámci výpočtového modelu se však nejedná o ideální válcovou plochu nýbrž polygonální geometrii s ostrými vrcholy. Při vzájemném pohybu dochází k penetraci uzlů jednoho tělesa do druhého, což vede ke vzniku napěťových špiček v oblasti penetrace a tím i k celkovému zkreslení výsledků. Jednou z možností, jak tomuto problému předejít je použití dostatečně jemné sítě s parabolickými elementy HEXA27. Další variantou, která byla použita v tomto případě, je nastavení řešiče pomocí parametru INIPENE (Initial Penetration). Řešič vyhodnotí počáteční průniky elementů a ignoruje je po celý průběh řešení. Kontaktní plochy jsou znázorněny na obrázku 31.

3.4.3 Zatížení

Pro utahování šroubů svěrného spoje je výrobcem předepsaný utahovací moment 48 Nm. Utahovací moment je nutné převést na axiální sílu v ose šroubu. Tato síla bude zadána na beam elementy, reprezentující šrouby ve výpočetním modelu.

Tabulka 6 uvádí jednotlivé rozměry metrického závitu M10:

Tabulka 6. Rozměry závitu M10

Jmenovitý průměr závitu d	Rozteč Ph	d2	d3
10	1,5	8,994	8,128

Výpočet osové síly ve šroubu:

a) Stoupání závitu ψ

$$\Psi = \arctg \frac{P_h}{d_2 \cdot \pi} = \arctg \frac{1,5}{8,994 \cdot \pi} = 3^\circ$$

b) Třecí úhel Ω

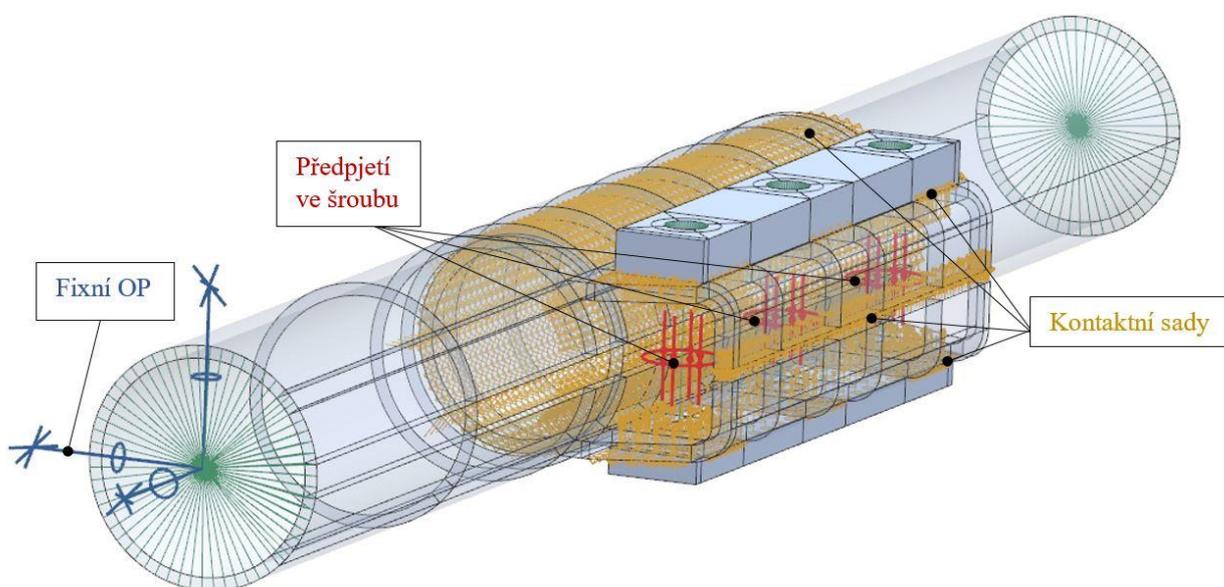
$$\Omega = \arctgf = \arctg 0,15 = 8,53^\circ$$

c) Střední průměr stykové plochy podložky

$$D_p = \frac{D_{in} + D_{out}}{2} = \frac{20 + 10,5}{2} = 15,25 \text{ mm}$$

d) Osová síla ve šroubu

$$F_a = \frac{M_u}{\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \Omega) + \frac{D_p}{2} \cdot f} = \frac{48}{\frac{0,008994}{2} \cdot \operatorname{tg}(3 + 8,53) + \frac{0,01525}{2} \cdot 0,15} = 23\,280 \text{ N}$$



Obrázek 36. Výpočetní model s okrajovými podmínkami, kontakty a zatížením

3.4.4 Materiál

Vnější trubka, L-profily a příložky jsou vyráběny z konstrukční oceli 11 503 (S355NL). Jedná se o nelegovanou konstrukční jemnozrnnou jakostní ocel, vhodnou pro použití při snížených atmosférických teplotách pod $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ [10]. Použitelnost oceli při nízkých teplotách je nezbytná vzhledem ke skutečnosti, že teplotní rozsah používání sběrače elektrického proudu je od $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ do $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ocel je vhodná ke svařování.

Mechanické vlastnosti materiálu uvažované při výpočtu, uvádí tabulka 7. Hodnoty meze kluzu a pevnosti byly stanoveny dle ČSN 41 1503 pro duté profily.

Tabulka 7. Mechanické vlastnosti oceli S355

Tloušťka [mm]	$R_{p0.2}$ [MPa]	R_m [MPa]	E_1 [MPa]	μ [-]
$3 < t < 16$	355	490	$2,1 \cdot 10^5$	0,3

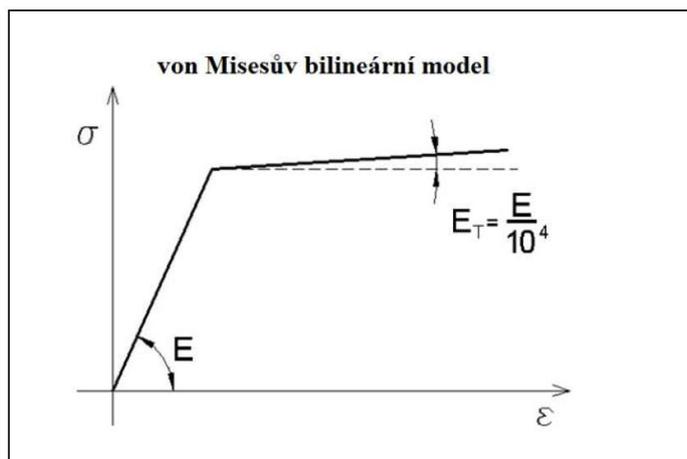
Pro výrobu vnitřní trubky výrobce předepisuje ocel 14 331 (30CHGSA). Jedná se o ocel Mn-Si-Cr k zušlechťování. Ocel je dobře tvárná za tepla, dobře obrobitelná se zaručenou svařitelností. [11]

Mechanické vlastnosti materiálu, které jsou použity při výpočtu, uvádí tabulka 8. Hodnoty meze kluzu a pevnosti byly stanoveny dle ČSN 41 4331 pro bezešvé trubky.

Tabulka 8. Mechanické vlastnosti oceli 14 331

Tloušťka [mm]	σ_k [MPa]	R_m [MPa]	E_2 [MPa]	μ [-]
$t < 10$	880	1080	$2,0 \cdot 10^5$	0,3

Pro nelineární analýzu je nutné definovat pružně-plastické chování materiálu. V rámci této práce je použitý von Misesův bilineární materiálový model, který uvažuje pro plastickou oblast tangenciální modul $E_T = E / 10^4$. Zjednodušený materiálový model je znázorněn na obrázku 37. Tangenciální modul způsobí nepatrné zpevnění, které sice neovlivní výsledek, ale napomůže konvergenci řešení nelineární analýzy.



Zdroj: [12]

Obrázek 37. Von Misesův bilineární model pružně plastického chování materiálu

3.4.5 Nastavení simulace

Pro vyhodnocení pevnosti svěrného spoje je použita nelineární numerická analýza GMNA. Pro výpočet je uvažována geometrická nelinearita (velké posuvy) a materiálová nelinearita. Analýzy jsou řízeny metodou přírůstků síly.

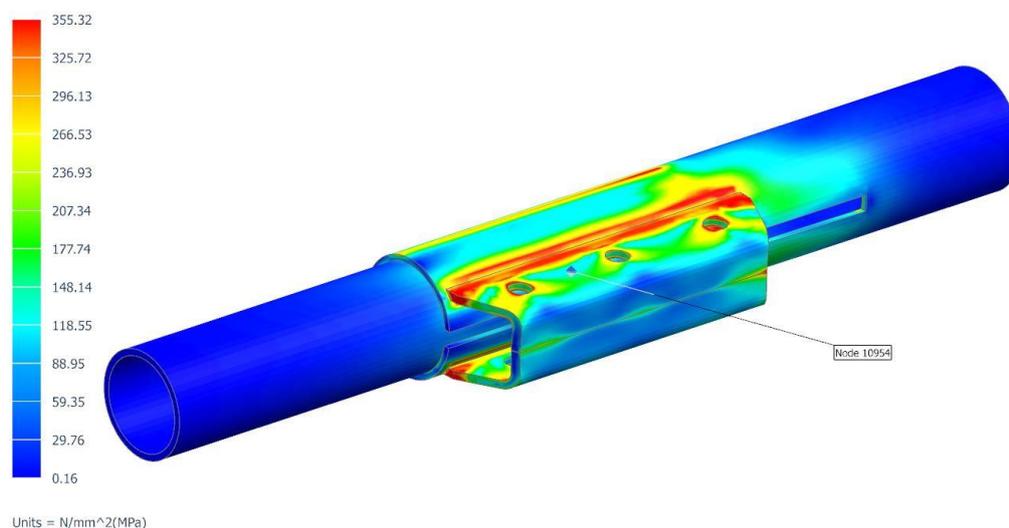
Pro výpočet je uvažována funkce ATS (Automatic Time Stepping). ATS umožňuje rozdělení velikosti kroku v případě divergence. Pokud je konvergence úspěšná, může dojít k prodloužení časového kroku, čímž se značně zkrátí celková doba výpočtu. První krok je vždy konvergenčně náročnější, zejména při uvažování třecích kontaktů, a vyžaduje vyšší počet iterací.

Divergence může také nastat v případě velmi poddajných nebo nedostatečně zavazbených těles. V tomto případě by se mohlo jednat o vnitřní trubku, která je v prostoru držena pouze pomocí třecího kontaktu. V tomto případě lze divergenci předejít manuálním vytvořením pomocných stabilizačních pružin (CBUSH) se zanedbatelně malou tuhostí tak, aby nedošlo k ovlivnění výsledků. Jako výhodné umístění stabilizačních pružin by se nabízely nezávislé uzly RBE2 spojené na obou koncích vnitřní trubky.

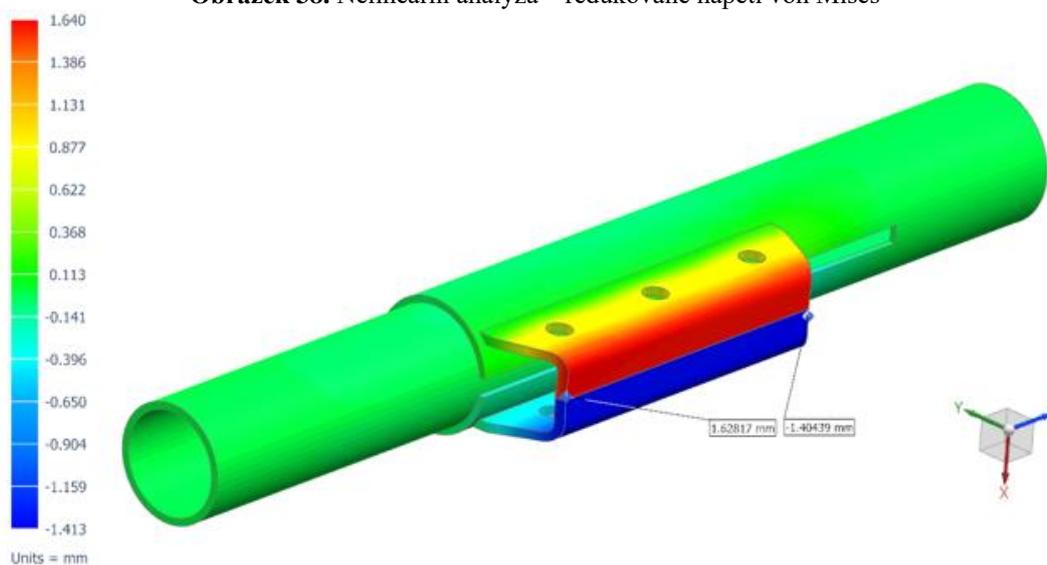
3.5 Vyhodnocení

Cílem nelineární analýzy bylo stanovit limitní zatížení, při kterém bude dosažena mez kluzu v konstrukci. Další zatěžování pak povede k trvalým deformacím, které negativně ovlivní únosnost svěrného spoje. Dále bude stanovena velikost kontaktní síly mezi vnitřní a vnější trubkou. Kontaktní síly poslouží jako srovnávací kritérium původní a optimalizované konstrukce v dalších kapitolách.

Obrázek 38 znázorňuje redukované napětí von Mises. Při maximálním předpětí šroubů dosahuje redukované napětí v konstrukci hodnoty meze kluzu 355 MPa. V blízkém okolí ostrého přechodu mezi L-profilem a vnější trubkou mohou být výsledky ovlivněny numerickou chybou. Z toho důvodu bude limitní zatížení vyhodnoceno pomocí rovnovážné křivky posuvů a zatížení (viz obrázek 40).

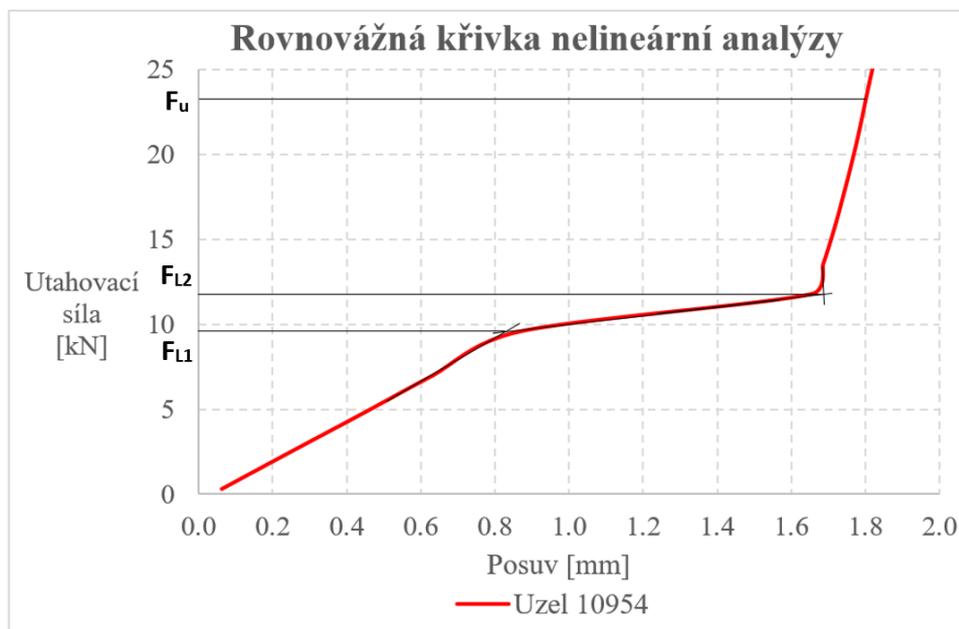


Obrázek 38. Nelineární analýza – redukované napětí von Mises



Obrázek 39. Nelineární analýza – posuvy X

Na obrázku 39 jsou vykresleny posuvy v ose X. Při maximální hodnotě utahovací síly ve šroubech dojde k vzájemnému kontaktu L-profilů. Při utahování šroubů dochází ke značným deformacím, které jsou nežádoucí a v rámci optimalizace konstrukce budou eliminovány.



Obrázek 40. Rovnovážná křivka nelineární analýzy pro utahování šroubů svěrného spoje

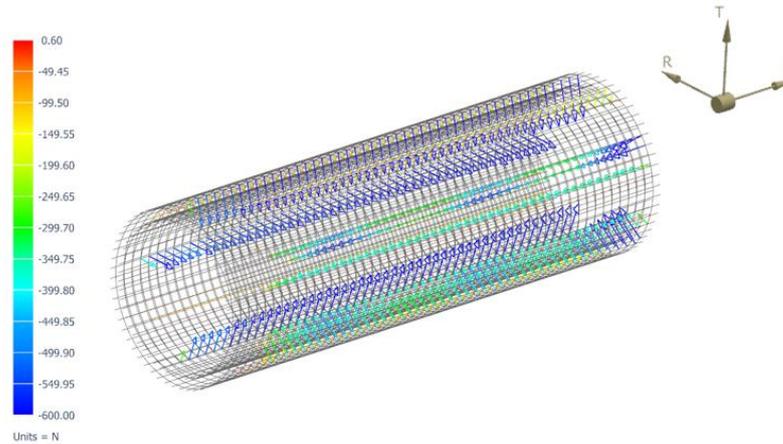
Rovnovážná křivka na obrázku 40 znázorňuje závislost utahovací síly ve šroubech na celkovém posuvu zvoleného uzlu č.10954 (viz obrázek 38). Síla F_u představuje celkovou utahovací sílu ve šroubu 23 280 N. Při zatížení $F_{L1} \sim 9600$ N se v konstrukci začne formovat plastický kloub. Od tohoto zatížení bude konstrukce vykazovat trvalé deformace po povolení šroubů. Hodnota zatížení F_{L2} představuje okamžik, kdy dojde k vzájemnému kontaktu obou L-profilů.

Na základě výsledků nelineární analýzy lze konstatovat, že stávající konstrukce svěrného spoje není pro použití vhodná z důvodu plastických deformací, vznikajících při utahovací síle o velikosti F_{L1} .

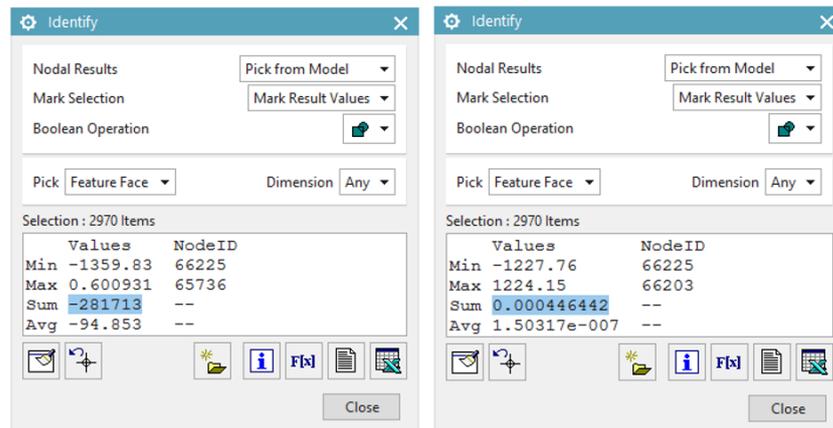
Síla v kontaktu

Pro vyhodnocení maximální síly, kterou je schopen svěrný spoj přenést, je nutné znát sumární velikost kontaktních sil mezi vnitřní a vnější trubkou ve směru kolmém na válcovou plochu trubky. V rámci postprocessingu je možné vykreslit průběh kontaktních sil v jednotlivých osách souřadného systému. Stěžejní je správná volba souřadného systému. Při zachování výchozího zobrazení, které přísluší globálnímu karteziánskému souřadnému systému, není možné správně odečíst sumární velikost normálových kontaktních sil. Kontaktní síly by se vzájemně odečetly a výslednou hodnotou součtu by byla hodnota 0 N. Pro získání

relevantních výsledků je nutné transformovat výsledky do válcového souřadného systému, jehož střed je totožný s osou trubky. Síly v ose R válcového souřadného systému jsou hledané kontaktní síly, kolmé na kontaktní plochu. Suma kontaktních sil v ose R bude srovnávacím kritériem jednotlivých modifikací svěrného spoje.



Obrázek 41. Nelineární analýza – průběh kontaktních sil v ose R válcového souřadného systému



Obrázek 42. Výpis kontaktních sil: vlevo, válcový souřadný systém, vpravo karteziánský souřadný systém

4 NÁVRH OPTIMALIZACE

Z výpočtu provedeného ve třetí kapitole vyplývá, že pro předepsaný utahovací moment 48 Nm je původní konstrukce svěrného spoje nevhodná z důvodu vzniku trvalých deformací. Cílem této kapitoly je navrhnout nápravná opatření tak, aby nedocházelo k trvalým deformacím, aniž by poklesla kontaktní síla mezi vnitřní a vnější trubkou. Dvě níže popsaná opatření vycházejí z původní konstrukce bez zásadních geometrických změn. Dále budou navrženy dvě optimalizace tvaru konstrukce svěrného spoje.

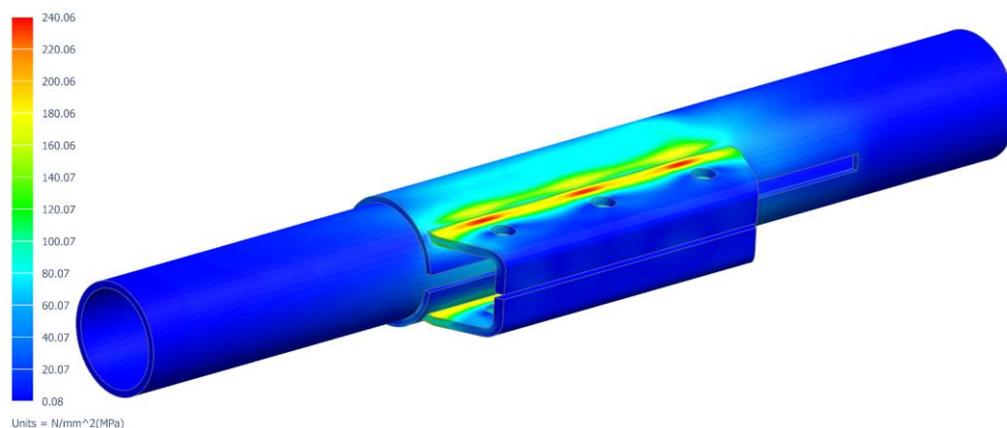
4.1 Snížení utahovacího momentu

Použití menšího utahovacího momentu se jeví jako nejsnazší opatření pro eliminaci plastických deformací ve svěrném spoji. Je však zřejmé, že s nižším utahovacím momentem, při zachování stávající konstrukce svěrného spoje, se bude snižovat i kontaktní síla. Původní konstrukce měla předepsaný utahovací moment 48 Nm, který odpovídá osově síle ve šroubu 23 280 N. Z rovnovážné křivky (obrázek 40) vyplývá limitní síla F_{L1} při které se začne formovat plastický kloub. Dovolené zatížení F_{dov} se potom vypočítá následovně:

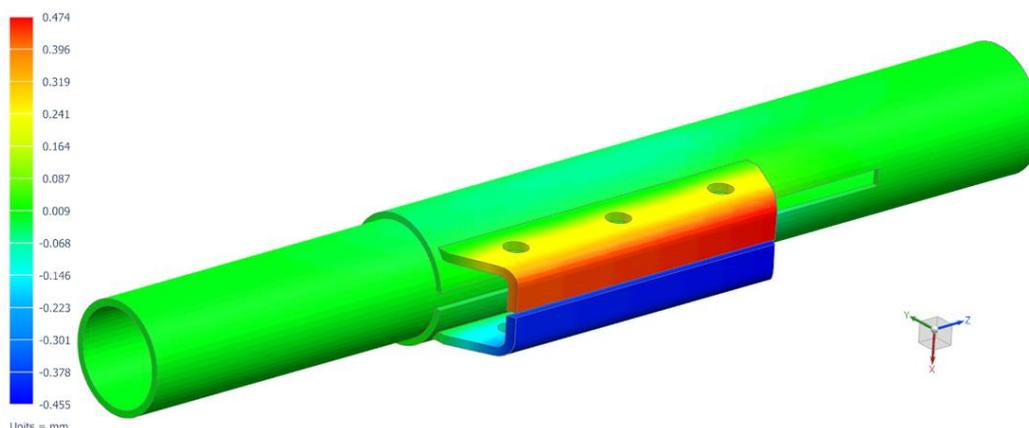
$$F_{dov} = \frac{F_{L1}}{S_p} = \frac{9600}{1,5} = 6400N$$

kde S_p je součinitel bezpečnosti k meznímu stavu plasticity. Hodnota součinitele bezpečnosti vychází z předpisu pro tlakové nádoby stabilní ČSN 69 0010 [17] a [6].

Obrázek 43 znázorňuje redukované napětí v konstrukci pro utahovací sílu $F_{dov} = 6\,400\text{ N}$. Snížením utahovací síly na hodnotu F_{dov} byly eliminovány plastické deformace v konstrukci vznikající při utahování šroubů. Na obrázku 44 jsou vykresleny posuvy v ose X, příslušící utahovací síle F_{dov} .



Obrázek 43. Redukované napětí von Mises pro utahovací sílu 6 400 N



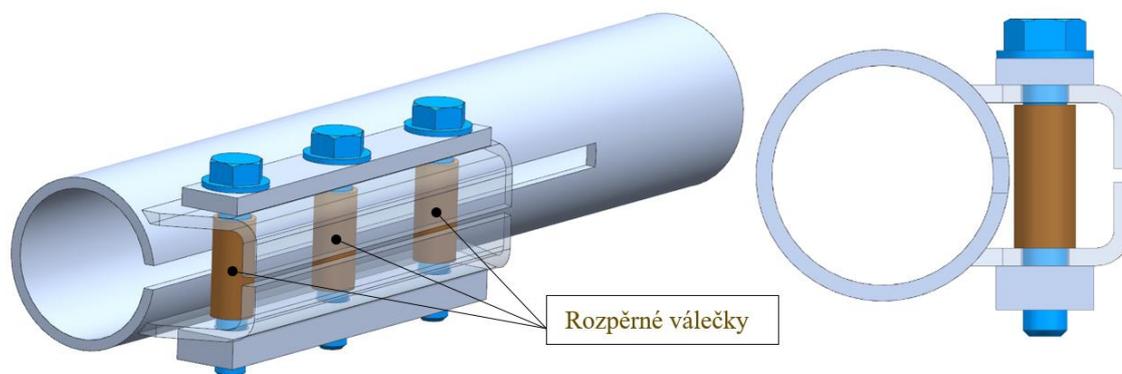
Obrázek 44. Výsledné posuvy ve směru X pro utahovací sílu 6 400 N

Postupem uvedeným v kapitole 3.5 byla vyhodnocena velikost kontaktní síly mezi plochami vnitřní a vnější trubky v normálovém směru. Součet všech elementárních sil F_{kl} v ose R válcového souřadného systému činí 108 530 N. V porovnání s výchozí variantou představuje snížení utahovací síly na 6 400 N pokles kontaktních sil o 62 %.

Na základě porovnání součtu kontaktních sil u obou variant lze konstatovat, že nápravné opatření v podobě snížení utahovacího momentu, resp. utahovací síly tak, aby se předešlo trvalým deformacím, není pro další použití vhodné.

4.2 Použití rozpěrných válečků

Dalším z možných způsobů, jak předejít trvalým deformacím je opačný postup, než je uveden v předchozím bodě. To znamená, namísto nižšího zatížení omezit deformace. Největší deformace jsou evidentní v oblasti L-profilů ve směru osy x, tj. ve směru utahování šroubů (viz obrázek 39). Způsobů, jak zabránit velkým deformacím L-profilů se nabízí hned několik. V rámci této práce je zpracována varianta, kde jsou použity rozpěrné válečky, soustředné s osou šroubu. Model s rozpěrnými válečky je znázorněn na obrázku 45.



Obrázek 45. Model svěrného spoje s použitím rozpěrných válečků

Rozpěrné válečky jsou navrženy z oceli S355, standardizovaných rozměrů, tj. vnější průměr 14 mm, tloušťka stěny 2 mm. Délka válečku bude stanovena na základě výsledných napětí v konstrukci pro jednotlivé konstrukční výšky. Výchozí vzdálenost mezi L-profilů je 33 mm. Pro výpočet budou uvažovány čtyři různé délky rozpěrných válečků: 32 mm, 32,3 mm, 32,5 mm a 32,6 mm.

Před provedením analýzy je nutné stanovit maximální přípustnou utahovací sílu ve šroubu (doposud byla uvažována hodnota navržená výrobcem). Norma ČSN 1993-1 [14] udává vztah pro návrhovou únosnost šroubu F_{umax} zatíženého tahem:

$$F_{umax} = \frac{0,9 \cdot A_s \cdot R_m}{1,45} \cdot k = \frac{0,9 \cdot 58 \cdot 800}{1,45} \cdot 1 = 28\,800 \text{ N}$$

$$F_{udov} = 0,7 \cdot F_{umax} = 20\,160 \text{ N}$$

kde

$A_s = 58 \text{ mm}^2$ Výpočtový průřez šroubu

$R_m = 800 \text{ MPa}$ Mez pevnosti šroubu třídy 8.8

$F_{udov} [\text{N}]$ Dovolená utahovací síla ve šroubu

k součinitel pro řezané závity $k = 0,85$, pro válcované závity $k = 1$

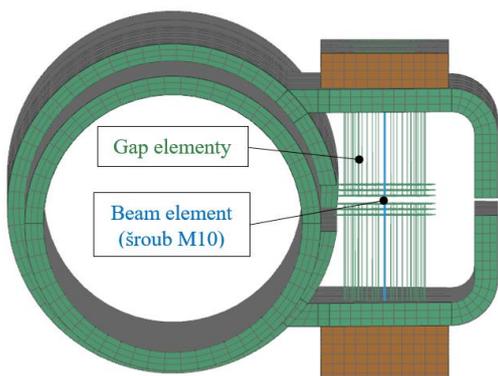
Z výpočtu je zřejmé, že utahovací síla 23 280 N, která vychází z výrobcem předepsaného utahovacího momentu je vyšší než dovolená. V dalším textu bude uvažována maximální hodnota utahovací síly šroubu F_{udov} .

V rámci výpočtového modelu jsou rozpěrné válečky nahrazeny 1D kontaktními elementy tzv. gap elementy. Při uvažování rozpěrných válečků jako objemových těles by bylo nutné definovat dvě kontaktní sady. V případě gap elementů se jedná pouze o jeden kontakt, což vede k úspoře výpočtového času. Gap elementy propojují uzly horního a dolního L-profilu v oblasti rozpěrných válečků. Těmto elementům je nutné definovat axiální tuhost a počáteční mezeru (Initial Gap Opening). Axiální tuhost elementu se stanoví z axiální tuhosti rozpěrného válce:

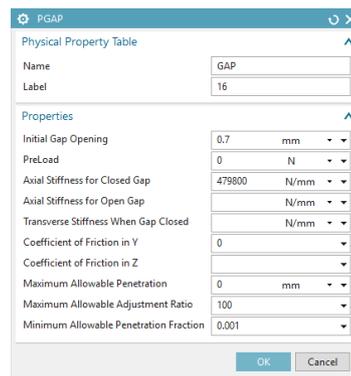
$$k_{ax} = \frac{E \cdot S_{rv}}{l_{rv}} = \frac{E \cdot \pi \cdot (D^2 - d^2)}{4 \cdot l_{rv}} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot (14^2 - 10^2)}{4 \cdot 33} = 479\,800 \text{ N/mm}$$

Počáteční mezera gap elementu vychází z návrhových délek rozpěrných válečků. Do dosažení deformace, odpovídající hodnotě počáteční mezeře, se gap element deformuje bez odporu. Po dosažení této hodnoty nabyde element předepsanou tuhost k_{ax} . Celková vzdálenost mezi L-profilý je 33. Počáteční mezera gap elementu bude 1 mm, 0,7 mm, 0,5 mm a 0,4 mm pro čtyři uvažované stavy.

Objemová síť byla vytvořena postupem uvedeným v kapitole 3.3. Elementy L-profilů a vnější trubky jsou koincidentně spojeny. Výpočetní model je znázorněn na obrázku 46.



Obrázek 46 Výpočetní model s gap elementy

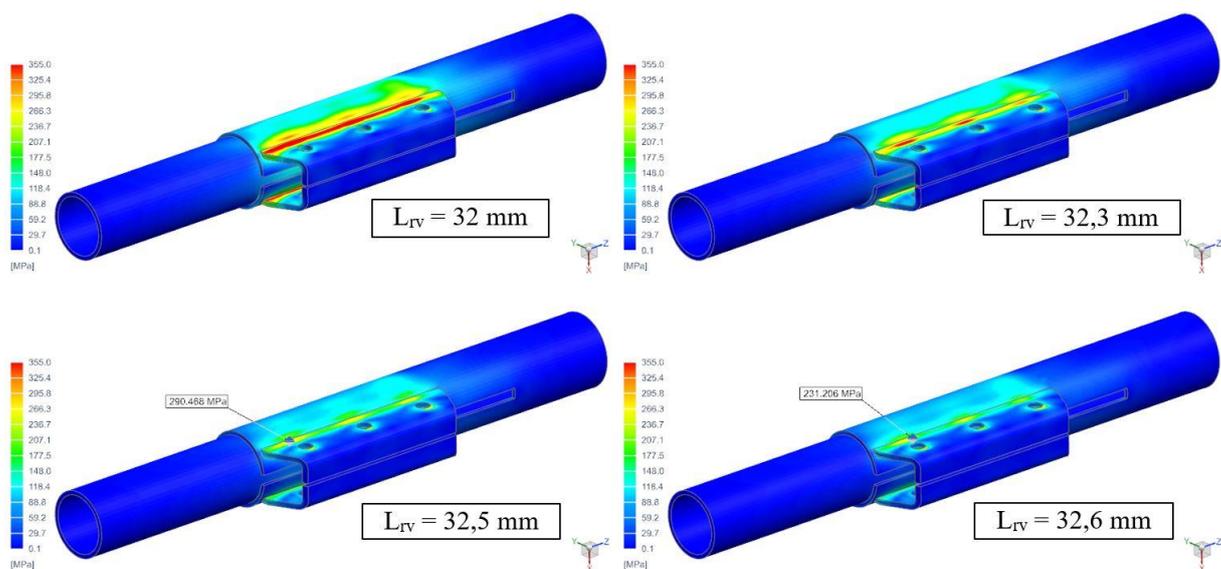


Obrázek 47. Nastavení vlastností gap elementů

V rámci výpočetního modelu není uvažován přechodový rádius mezi L-profilý a vnější trubkou. V místě spojení je ostrá hrana, jež představuje konstrukční vrub. Výsledná napětí v tomto místě budou ovlivněna numerickou chybou do vzdálenosti minimálně dva elementy od hrany. S postupným zjemňováním sítě by hodnota napětí ve vrubu rostla teoreticky do nekonečna. Vyhodnocení napětí pro tento model je provedeno mimo oblast ovlivněnou numerickou chybou. Na obrázku 48 jsou znázorněny výsledky série lineárních statických analýz ve formě redukovaného napětí von Mises pro různé hodnoty délky rozpěrných válečků L_{rv} . Z výsledků je patrné, že použití prvních dvou délkových rozměrů válečků 32 mm a 32,3 mm vyvolá v konstrukci napětí přesahující mez kluzu. Z toho důvodu jsou tyto dva rozměry nevhodné k použití. Maximální dovolené napětí vychází ze vztahu:

$$\sigma_{dov} = \frac{R_{p0,2}}{S_k} \cdot \varphi = \frac{355}{1,5} \cdot 1 = 236 \text{ MPa}$$

kde $R_{p0,2}$ je mez kluzu oceli S355, S_k je součinitel bezpečnosti vůči mezi kluzu a φ představuje součinitel svaru. Pro rentgenované svary se uvažuje součinitel $\varphi = 1$. Hodnota součinitele bezpečnosti vychází z předpisu pro tlakové nádoby stabilní ČSN 69 0010 [17] a [6]. Jako vhodná délka rozpěrného válečku se jeví 32,6 mm. V tomto případě je maximální napětí 231,2 MPa, které splňuje požadovanou bezpečnost vůči dosažení meze kluzu 1,5.



Obrázek 48. Redukované napětí von Mises pro různé délkové rozměry rozpěrných válečků

Postupem uvedeným v kapitole 3.5 byla vyhodnocena velikost kontaktní síly mezi plochami vnitřní a vnější trubky v normálovém směru. Vyhodnocení se vztahuje na konstrukční výšku rozpěrného válečku L_{rv} 32,6 mm. Součet všech elementárních sil F_{k2} v ose R válcového souřadného systému činí 180 200 N. V porovnání s výchozí variantou představuje použití rozpěrných válečků pokles kontaktních sil o 33 %.

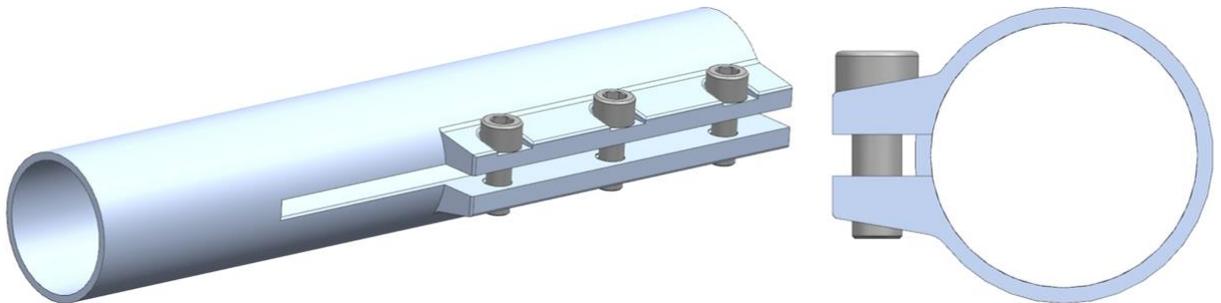
V porovnání s případem snížení utahovací síly se použití rozpěrných válečků jeví jako výhodnější. Nicméně na základě srovnání součtu kontaktních sil s původní variantou lze konstatovat, že nápravné opatření v podobě rozpěrných válečků nemůže být pro výrobu doporučeno.

4.3 Optimalizace tvaru svěrného spoje 1

První dvě opatření vycházely z původní geometrie svěrného spoje. V této části bude navržena a vyhodnocena tvarová změna konstrukce svěrného spoje.

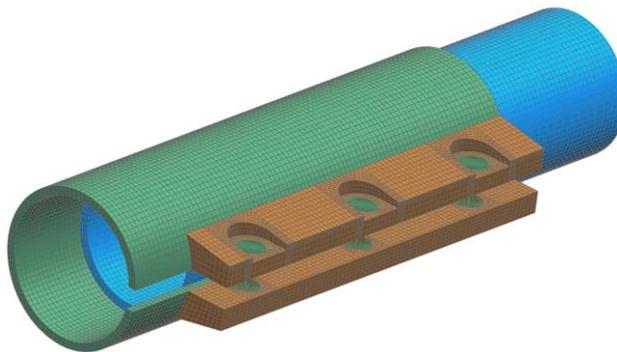
Návrh modelu svěrného spoje je znázorněn na obrázku 49. Původní konstrukce pomocí L-profilů a příložek byla nahrazena tyčovým profilem s obdélníkovým průřezem, zkoseným podél delší strany a plně provařeným k vnější trubce. Materiál svaru shodný s původní konstrukcí. Vzhledem k větší tloušťce profilů bude konstrukce odolnější vůči plastickým deformacím při maximální utahovací síle šroubu F_{udov} . V horním profilu jsou průchozí díry o průměru 10 mm pro dřík šroubu. Ve spodním profilu je zhotoven závit M10. Původní šrouby s šestihrannou hlavou byly nahrazeny šrouby s kulatou hlavou a vnitřním šestihranem. Horní plocha profilu je

zafrézována do roviny v oblasti hlav šroubů. Délka profilu i rozteč šroubů je shodná s původní variantou. Změna proběhla v poloze, posunutím obou profilů směrem doprava (viz obrázek 49) tak, že čelo profilu je nyní zarovnáno s čelem vnější trubky. Konstrukce vnější trubky zůstala beze změn. Výkresová dokumentace je k nahlédnutí v příloze G.



Obrázek 49. Optimalizace tvaru svěrného spoje – varianta 1

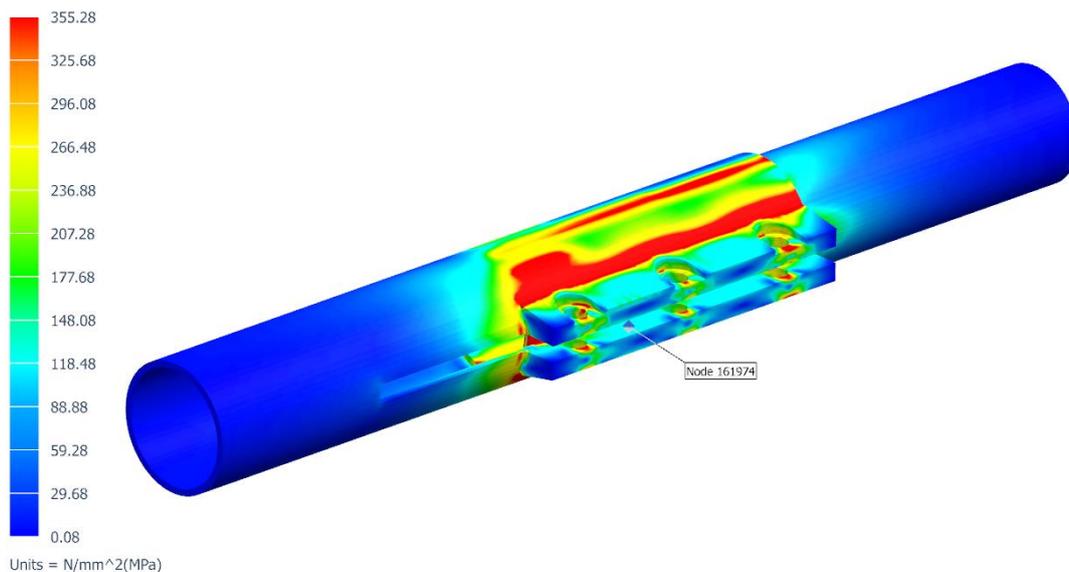
Výpočtový model včetně zjednodušeného šroubového spoje pomocí 1D elementu byl proveden shodným postupem jako v předchozích případech.



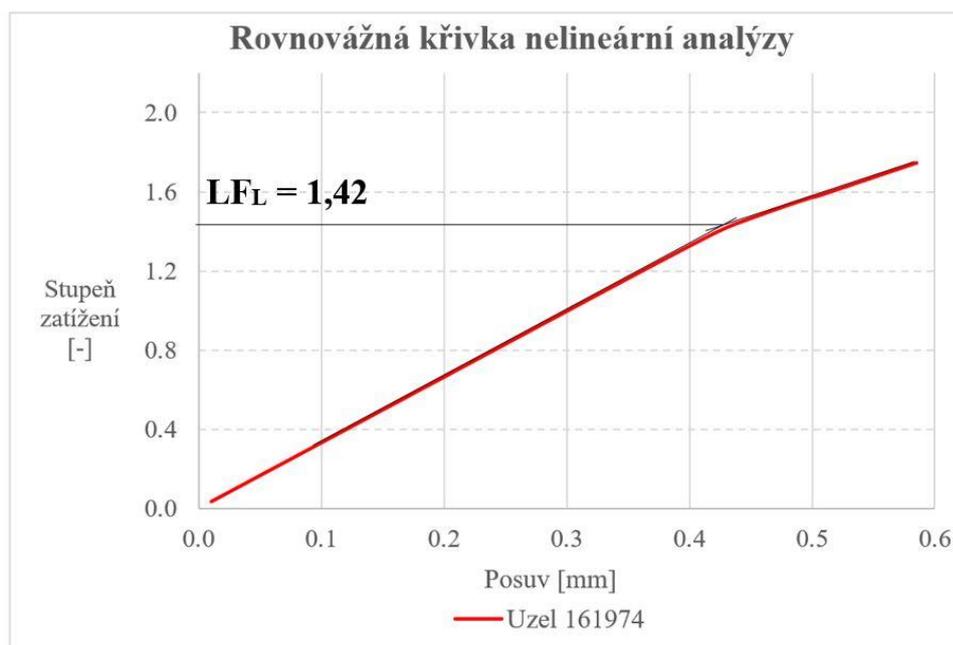
Obrázek 50. Detail sítě optimalizované konstrukce svěrného spoje

Vstupním zatížením pro simulaci je utahovací síla šroubů F_u o velikosti 20 160 N. Nelineární analýza je v tomto případě řízena strategií přírůstkem oblouku (arc-length method) s uvažováním materiálové i geometrické nelinearity. Maximální přípustné zatížení bude vyhodnoceno z rovnovážné křivky (viz obrázek 52).

Na obrázku 51 je znázorněno redukované napětí von Mises, které přísluší 52. výpočetnímu kroku. Stupeň zatížení v tomto kroku činí 1,75, z čehož vyplývá velikost aplikované utahovací síly 35 200 N.



Obrázek 51. Redukované napětí von Mises v optimalizované konstrukci pro 52. krok výpočtu



Obrázek 52. Rovnovážná křivka nelineární analýzy optimalizované konstrukce

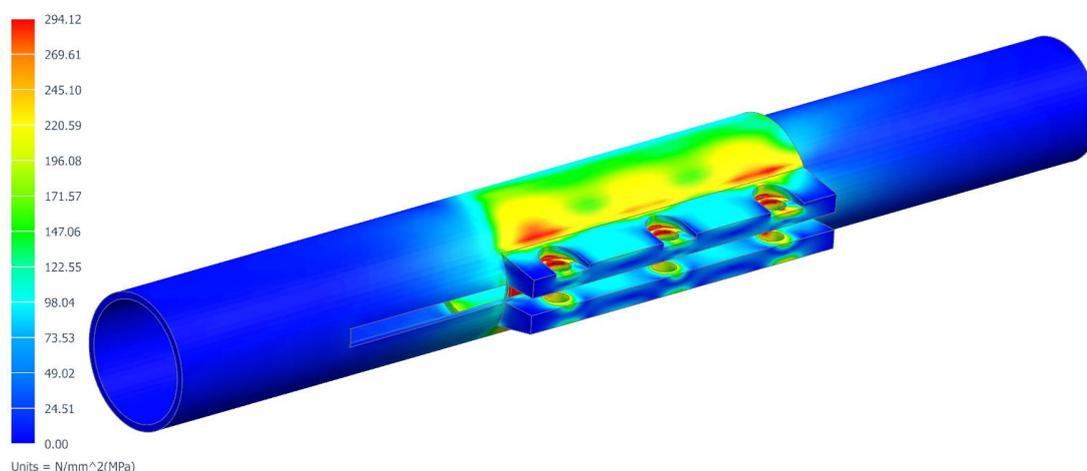
Rovnovážná křivka na obrázku 52 představuje závislost stupně zatížení na celkovém posuvu zvoleného uzlu č.161 974 (viz obrázek 51). Model svěrného spoje vykazuje lineární chování do stupně zatížení ~ 1,42. Při vyšším zatížení se v konstrukci začne rozvíjet plastický kloub. Od tohoto zatížení bude konstrukce vykazovat trvalé deformace po povolení šroubů.

Maximální utahovací síla F_{dov} potom bude:

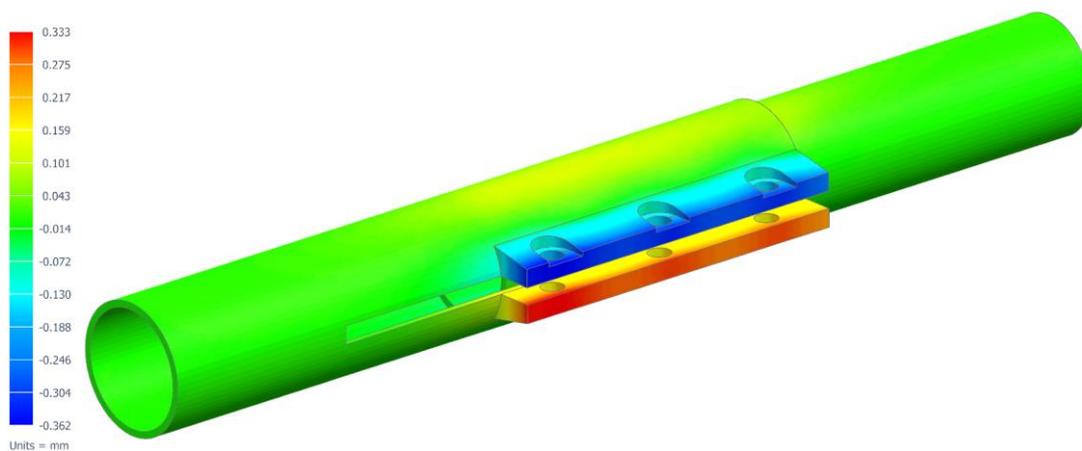
$$F_{dov} = \frac{F_u \cdot LF_L}{S_p} = \frac{20\,160 \cdot 1,42}{1,5} = 19\,084\, N$$

kde S_p je součinitel bezpečnosti k meznímu stavu plasticity. Hodnota součinitele bezpečnosti vychází z předpisu pro tlakové nádoby stabilní ČSN 69 0010 [17] a [6].

Na základě znalosti maximální dovolené utahovací síly F_{dov} byla provedena lineární statická analýza za účelem stanovení kontaktních sil mezi vnější a vnitřní trubicí. Konstrukce je zatížena pouze utahovací silou $F_{dov} = 19\,084\text{ N}$. Na obrázku 53 a 54 je znázorněno redukované napětí a celkové posuvy konstrukce. Obrázek 53 je pouze ilustrativní, neboť pevnost této konstrukce byla vyhodnocena na základě nelineární analýzy a rovnovážné křivky (viz obrázek 52).



Obrázek 53. Redukované napětí optimalizované konstrukce pro zatížení F_{dov}



Obrázek 54. Posuvy X pro zatížení F_{dov} – optimalizovaný tvar konstrukce svěrného spoje

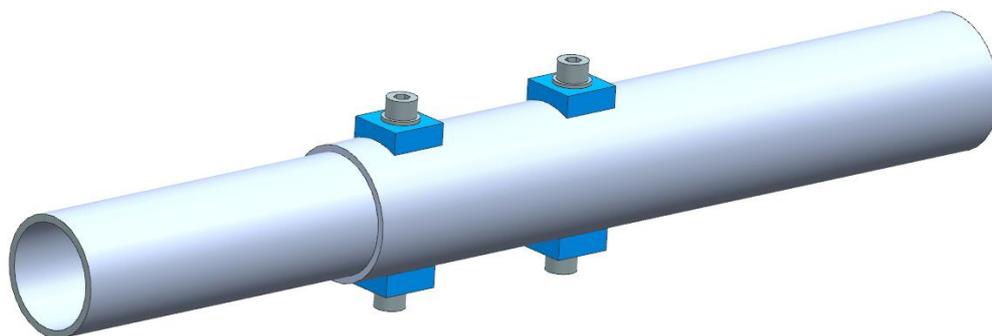
Postupem uvedeným v kapitole 3.5 byla vyhodnocena velikost kontaktní síly mezi plochami vnitřní a vnější trubky v normálovém směru pro první variantu optimalizované konstrukce svěrného spoje. Součet všech elementárních sil F_{k3} v ose R válcového souřadného systému činí 301 518 N. V porovnání s původní variantou bylo dosaženo zvýšení kontaktní síly o 7 % současně s eliminací plastických deformací v konstrukci.

4.4 Optimalizace původní konstrukce svěrného spoje 2

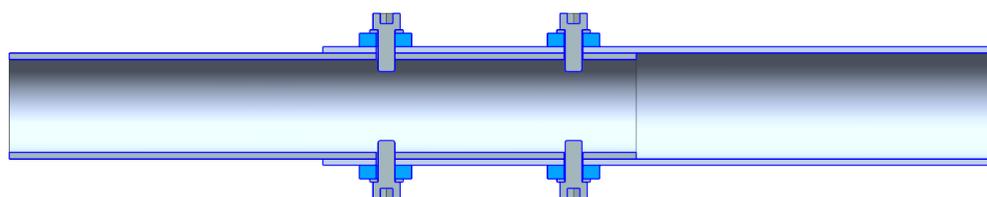
Návrh druhé varianty modelu svěrného spoje je znázorněn na obrázku 55 a 56. Jedná se o komplexní změnu koncepce svěrného spoje. K přenosu zatížení sloužila doposud vždy pouze třecí síla mezi vnitřní a vnější trubkou. V tomto případě se bude jednat o přenos síly silovým i tvarovým stykem. Silový styk je vyvolán normálovou silou, která vznikne po utažení čtyř šroubů M8. Tvarový styk zajišťuje dřík šroubu, namáhaný na stříh.

Vnější trubka je opatřena čtyřmi průchozími otvory pro dřík šroubu. Mezi šroubem a vnější trubkou jsou příložky, které dosedají válcovou plochou na vnější trubku a na rovinnou plochu dosedá plochá podložka M8 se šroubem. Montáž matic na vnitřní válcovou plochu vnitřní trubky by byla komplikovaná a vyžadovala by podložku s válcovou plochou na jedné straně a rovinnou na druhé, podobně jako v případě příložek na vnější trubce. Spojení matice s vnitřní trubkou svařováním není možné kvůli nedostatku místa. Proto bylo navrženo použití metody flowdrill, pro zhotovení závitu ve vnitřní trubce. Závit je zajištěn lepidlem na závity Loctite 243, jako prevence proti povolení šroubového spoje během provozu. Výkresová dokumentace je k nahlédnutí v příloze H.

Flowdrill je moderní technologie pro tvorbu závitů do tenkostěnných profilů s maximální tloušťkou 10 mm. Trn nástroje je vtlačován do materiálu při vysoké úhlové rychlosti otáčení. Třením vzniklé teplo způsobí změkčení materiálu. Následně je část materiálu vytlačována trnem. Touto metodou je možné vytvořit délku otvoru až třikrát delší, než je původní tloušťka materiálu. Do vytvořeného otvoru se vytvaruje závit, čímž odpadá nutnost použití matice v těžko přístupných místech. [15]



Obrázek 55. Optimalizace tvaru svěrného spoje-varianta 2



Obrázek 56. Optimalizace tvaru svěrného spoje-varianta 2, řez XZ



Zdroj: [15]

Obrázek 57. Příprava otvoru pro závit metodou flowdrill

Použitím metody flowdrill vzniká na vnitřní trubce tepelně ovlivněná oblast, která může vést ke korozi materiálu. Z toho důvodu je doporučeno aplikovat ochranný, antikorozi náter.

Výhoda tohoto konstrukčního řešení spočívá v zjednodušení výrobního procesu svěrného spoje oproti předchozím variantám. Odpadá proces svařování, frézování a snižuje se celkové množství materiálu potřebného k výrobě. Nevýhodou jsou vyšší pořizovací náklady na technologii flowdrill (sada nástrojů řádově 15 000 Kč). Výrobce garantuje životnost nástroje 10 000 otvorů pro běžnou konstrukční ocel. V případě oceli, použité na vnitřní trubku (viz kapitola 3.4.4), bude životnost nástroje snížena na polovinu, tj. 5000 otvorů. Konstrukce bude vykazovat vyšší pevnost, z důvodu celistvosti vnější trubky.

4.4.1 Výpočet utahovací síly šroubu M8

Jedná se o šrouby s metrickým závitem M8x30, standardním stoupáním 1,25, pevnostní třídy 8.8. Norma ČSN 1993-1 udává vztah pro návrhovou únosnost šroubu F_{umax} zatíženého tahem:

$$F_{umax} = \frac{0,9 \cdot A_s \cdot R_m}{1,45} \cdot k = \frac{0,9 \cdot 36,6 \cdot 800}{1,45} \cdot 1 = 18\,170\, N$$

$$F_{udov} = 0,7 \cdot F_{umax} = 12\,720\, N$$

kde

$A_s = 36,6\, mm^2$ Výpočtový průřez šroubu M8

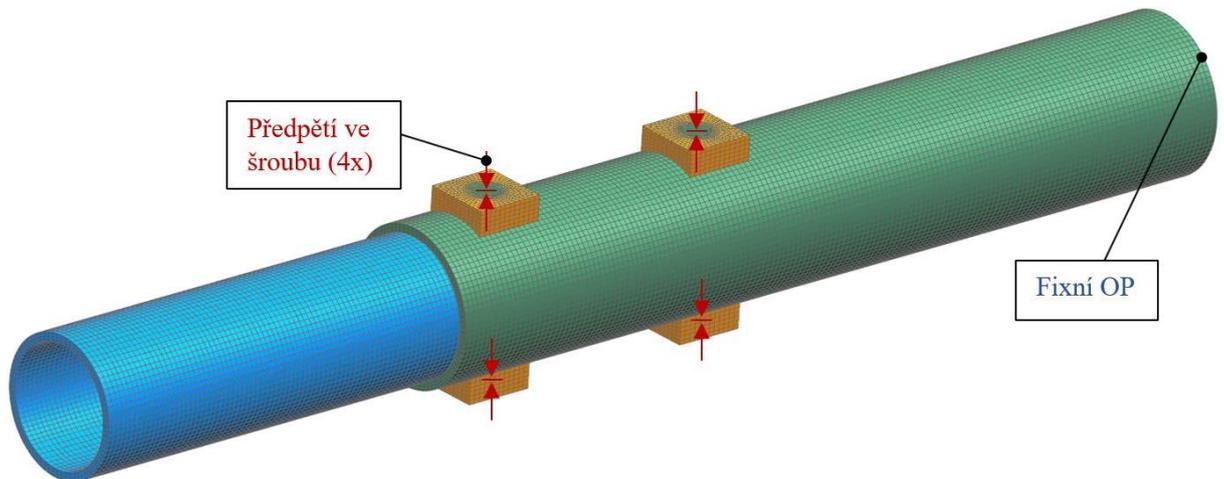
$R_m = 800\, MPa$ Mez pevnosti šroubu třídy 8.8

$F_{udov}\, [N]$ Dovolená utahovací síla ve šroubu

k součinitel pro řezané závity $k = 0,85$, pro válcované $k = 1$

4.4.2 Výpočetní model

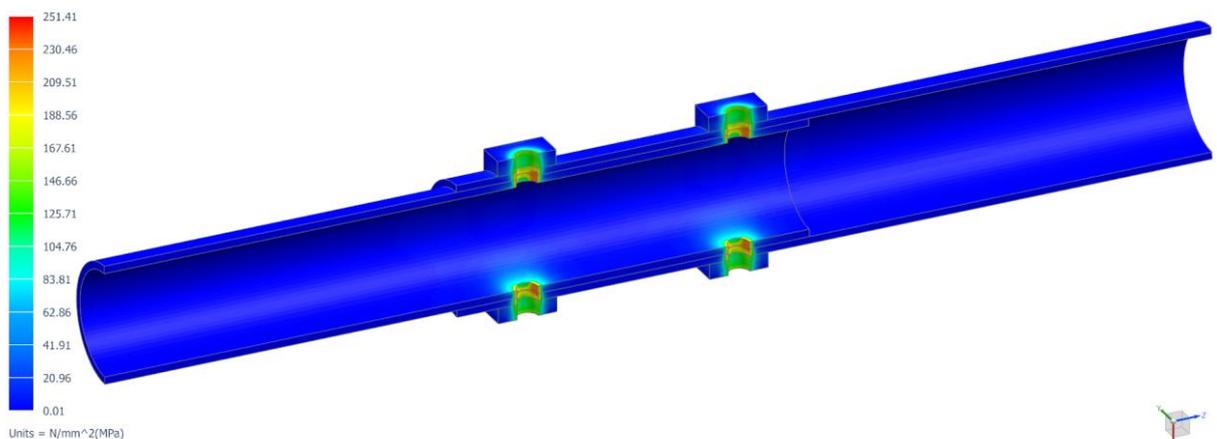
Výpočetní model byl vytvořen shodným postupem uvedeným v kapitole 3.3 s velikostí elementů 2,5 mm. Šroubové spoje byly nahrazeny kombinací 1D beam elementů a RBE3 prvků. Kontaktní sada je definována mezi vnitřní a vnější trubkou a dále mezi vnější trubkou a příložkami. Předpětí šroubů je uvažováno 12 720 N. Výpočtový model je demonstrován na obrázku 58.



Obrázek 58. Síť prvků a zatížení optimalizované konstrukce-varianta 2

4.4.3 Vyhodnocení výsledků

Byla provedena lineární statická analýza pro vyhodnocení kontaktních sil mezi vnitřní a vnější trubkou. Obrázek 59 je pouze ilustrativní a zachycuje redukované napětí von Mises v řezu v rovině XZ. Maximální hodnoty napětí budou ve skutečnosti nižší. Napěťové špičky jsou zde způsobeny použitím dokonale tuhých elementů RBE3 pro šroubový spoj.



Obrázek 59. Redukované napětí von Mises druhé varianty optimalizované konstrukce svěrného spoje

Postupem uvedeným v kapitole 3.5 byla vyhodnocena velikost kontaktní síly mezi plochami vnitřní a vnější trubky v normálovém směru pro druhou variantu optimalizované konstrukce svěrného spoje. Součet všech elementárních sil F_{k4} , v ose R válcového souřadného systému, činí 52 083 N. Tato hodnota je výrazně nižší ve srovnání se všemi předchozími variantami. Je zřejmé, že dominantním způsobem přenosu zatížení bude tvarový styk dřívku šroubu a obou trubek. Z toho důvodu je nutné stanovit maximální osově zatížení svěrného spoje, které bude vycházet z dovoleného smykového zatížení dřívků šroubů.

Dle normy ČSN 1993-1-8 je vyhodnocena maximální únosnost šroubu při kombinaci předpětí a smykového zatížení:

$$\frac{F_{Ved}}{0,6 \cdot R_m \cdot 2 \cdot A_s \cdot 1,45} + \frac{F_{udov}}{1,4 \cdot \frac{0,9 \cdot R_m \cdot A_s}{1,45}} = 1$$

kde

F_{Ved} Návrhová smyková síla pro jeden šroub v mezním stavu použitelnosti

$$F_{Ved} = \left(1 - \frac{F_{udov}}{1,4 \cdot \frac{0,9 \cdot R_m \cdot A_s}{1,45}} \right) \cdot \frac{0,6 \cdot R_m \cdot 2 \cdot A_s}{1,45}$$

$$F_{Ved} = \left(1 - \frac{12\,720}{1,4 \cdot \frac{0,9 \cdot 800 \cdot 36,6}{1,45}} \right) \cdot \frac{0,6 \cdot 800 \cdot 2 \cdot 36,6}{1,45} = 12\,117 \text{ N}$$

Pro čtyři šrouby bude celková smyková síla, při současném působení předpětí:

$$F_{Vc} = 4 \cdot F_{Ved} = 4 \cdot 15\,994 = 48\,469 \text{ N}$$

Výsledná únosnost svěrného spoje v axiálním směru bude kombinací únosnosti pro tvarový a silový styk:

$$F_{a4} = F_{k4} \cdot f + F_{Vc} = 52\,083 \cdot 0,2 + 48\,469 = 73\,668 \text{ N}$$

4.5 Porovnání jednotlivých variant

Pro první dvě navržené nápravné opatření a první variantu optimalizace tvaru svěrného spoje byly vyhodnoceny součty elementárních kontaktních sil mezi vnější a vnitřní trubky. U druhé varianty optimalizace tvaru svěrného spoje byla vyhodnocena maximální osová únosnost svěrného spoje z důvodu tvarového styku šroubu a trubek. Pro relevantní srovnání jednotlivých variant budou vzájemně posouzeny osově únosnosti navržených modifikací konstrukce svěrného spoje. Při znalosti sumárních kontaktních sil v normálovém směru lze stanovit osovou únosnost násobením statickým součinitelem smykového tření. Výsledkem je třecí síla F_{ai} , která bude působit proti rozpojení svěrného spoje.

Tabulka 9. Porovnání únosnosti jednotlivých variant svěrných spojů

	Suma kontaktních sil F_{ki}	Axiální únosnost ($F_{ai}=f \cdot F_{ki}$)
Původní konstrukce	281 713 N	56 342 N
Snížení utahovacího momentu	108 530 N	21 706 N
Použití rozpěrných válečků	180 200 N	36 040 N
Optimalizace tvaru 1	301 518 N	60 303 N
Optimalizace tvaru 2	52 083 N	73 668 N

Cílem bylo navrhnout modifikaci svěrného spoje tak, aby nedocházelo k plastickým deformacím, ale zároveň nenastal pokles únosnosti svěrného spoje. Z tabulky 9 je zřejmé, že nápravná opatření v podobě snížení utahovacího momentu a použití rozpěrných válečků vedlo k výraznému poklesu osově únosnosti svěrného spoje a z toho důvodu jsou nevhodné pro další použití. Naproti tomu, navržené optimalizace tvaru původní konstrukce vedly k eliminaci plastických deformací, ale také přispěly ke zvýšení únosnosti svěrného spoje. Tyto dvě varianty budou uvažovány pro výpočet s uvažováním vnějšího zatížení v následující kapitole. Nespornou výhodou poslední varianty optimalizace je také eliminace konstrukčních vrubů vzniklých svařováním.

5 OVĚŘENÍ OPTIMALIZACE VÝPOČTEM

V rámci této kapitoly budou vyhodnoceny dvě varianty – tvarová optimalizace 1 a 2. Zatížením budou kromě utahovací síly ve šroubech také vnitřní účinky, stanovené v kapitole 2. Všechna vnější zatížení zahrnují součinitel dynamického zatížení $\delta = 2$, a zohledňují jednotlivé jízdní režimy. Pro všechny zátěžné stavy bude vždy uvažováno předpětí pružiny sběrače. Působíště sil a momentů je v nezávislém uzlu RBE2 spojení vnitřní trubky. Schéma zatížení a okrajových podmínek je znázorněno na obrázku 60, resp. 61.

Pevnost konstrukce bude vyhodnocena pomocí nelineární GMNA analýzy, řízené strategií přírůstků síly. Velikost působících sil a momentů pro jednotlivé zátěžné stavy bude úměrně zvýšena na trojnásobek za účelem dosažení mezního stavu plasticity v rámci analýzy.

5.1 Zatížení svěrného spoje

Předpětí pružiny – v kapitole 2.2 byly stanoveny vnitřní účinky sil a momentů pro případ předpětí pružin na konstrukci sběrače. Vstupním zatížením v tomto případě bude hodnota normálové síly, posouvající síly a ohybového momentu odpovídající vzdálenosti $x_e = 4,625$ m. Tato vzdálenost představuje pozici rozdělené geometrie vnitřní trubky v rámci zjednodušeného výpočetního modelu. Hodnoty vnitřních sil a momentů se mění v závislosti na pracovní výšce sběrače. Pro výpočet budou uvažovány vždy nejvyšší hodnoty sil a momentů ze tří uvažovaných výšek, resp. úhlu natočení sběrače φ ($2,7^\circ$, 15° , 32°). V rámci uvažovaného zatížení od předpětí pružiny je zohledněn součinitel dynamického zatížení $\delta = 2$. Hodnoty zatížení uvádí tabulka 10.

Tabulka 10. Hodnoty vnitřních účinků v nosníku pro předpětí pružiny

	Úhel φ (max. hodnota)	Hodnota zatížení
Normálová síla $N(x)$	32°	-165 N
Posouvající síla $T(x)$	15°	490 N
Ohybový moment $M(x)$	15°	-1899 N.m

Akcelerace a brzdění – vstupní zatížení vychází z vnitřních účinků v nosníku, při působení akcelerace a decelerace na konstrukci sběrače, v rovině XY. Vnitřní účinky jsou stanoveny pro vzdálenost $x_e = 4,625$ m. Pro výpočet jsou uvažovány nejvyšší hodnoty sil, resp. momentů ze tří uvažovaných úhlů natočení sběrače elektrického proudu. Velikost zatížení uvádí tabulka 11 a 12.

Tabulka 11. Hodnoty zatížení pro jízdní režim akcelerace

	Úhel φ (max. hodnota)	Hodnota zatížení
Normálová síla $N(x)$	2,7°	33 N
Posouvající síla $T(x)$	32°	17 N
Ohybový moment $M(x)$	32°	-50 N.m

Tabulka 12. Hodnoty zatížení pro jízdní režim decelerace

	Úhel φ (max. hodnota)	Hodnota zatížení
Normálová síla $N(x)$	2,7°	-106 N
Posouvající síla $T(x)$	32°	-56 N
Ohybový moment $M(x)$	32°	156 N.m

Jízda do zatáčky – vstupní zatížení vychází z vnitřních účinků v nosnících, při působení odstředivé síly na konstrukci sběrače, v rovině XZ. Vnitřní účinky jsou stanoveny pro vzdálenost $x_e = 4,625$ m. Velikost zatížení v závislosti na úhlu natočení sběrače lze považovat za konstantní. Hodnoty vnitřních účinků pro jízdu do zatáčky jsou uvedeny v tabulce 13.

Tabulka 13. Hodnoty zatížení pro režim jízdy do zatáčky

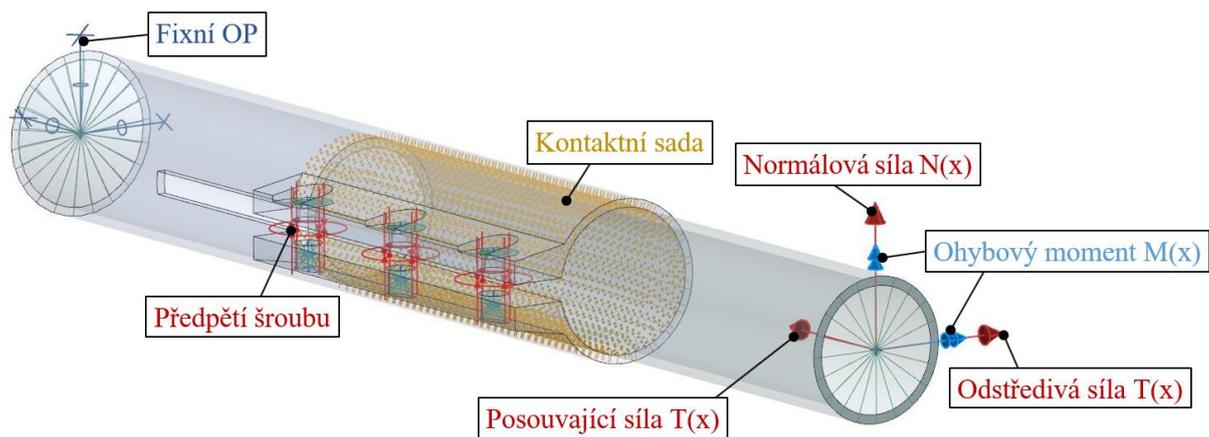
	Úhel φ (max. hodnota)	Hodnota zatížení
Normálová síla $N(x)$	-	-
Posouvající síla $T(x)$	-	6,3 N
Ohybový moment $M(x)$	-	17,2 N.m

5.2 Zátěžné stavy

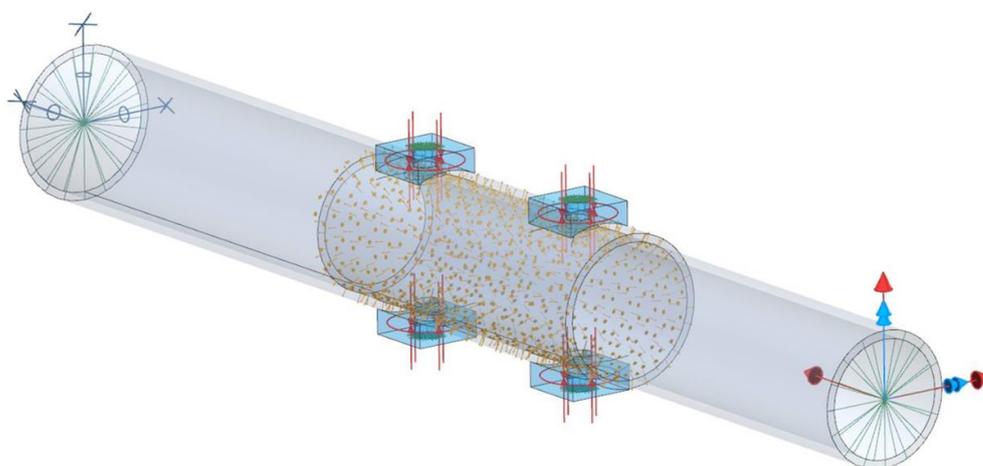
Pro výpočet jsou uvažovány celkem 4 zátěžné stavy, reprezentující režimy jízdy trolejbusu. Přehled zátěžných stavů je uveden v tabulce 14, schematicky viz obrázek 60 a 61.

Tabulka 14. Přehled zátěžných stavů konstrukce

	Předpětí pružiny	Akcelerace	Brzdění	Jízda do zatáčky
Zátěžný stav 1	✓			
Zátěžný stav 2	✓	✓		
Zátěžný stav 3	✓		✓	
Zátěžný stav 4	✓			✓



Obrázek 60. Schéma zatížení konstrukce svěrného spoje – varianta 1



Obrázek 61. Schéma zatížení konstrukce svěrného spoje – varianta 2

V rámci celé práce je uvažován trolejový drát jako pevná, nedeformovatelná podpora. Tato skutečnost je stěžejní pro stanovení vnitřních účinků (viz kapitola 2) a tím i vstupního zatížení do MKP analýzy. Díky tomuto předpokladu lze považovat výsledné hodnoty napětí za konzervativní.

5.3 Vyhodnocení výsledků pro optimalizaci tvaru – varianta 1

Byla provedena nelineární GMNA analýza za účelem vyhodnocení pevnosti optimalizované konstrukce – varianta 1. Rovnovážné křivky nelineární analýzy, pro jednotlivé zátěžné stavy, jsou ilustrovány na obrázku 62. Tabulka 15 uvádí přehled limitních zatížení LF_{LIM} , každého ze zátěžných stavů, přičemž $LF = 1$ odpovídá skutečnému zatížení konstrukce, stanoveného v kapitole 2. Minimální hodnota součinitele bezpečnosti vůči dosažení mezního stavu plasticity je 1,5. Tato hodnota vychází z předpisu pro tlakové nádoby stabilní ČSN 69 0010 [17]. Tabulka 15 dále uvádí maximální velikost axiální a smykové síly ve šroubu pro $LF = 1$. Tyto síly budou dále použity pro výpočet únavové životnosti šroubů.

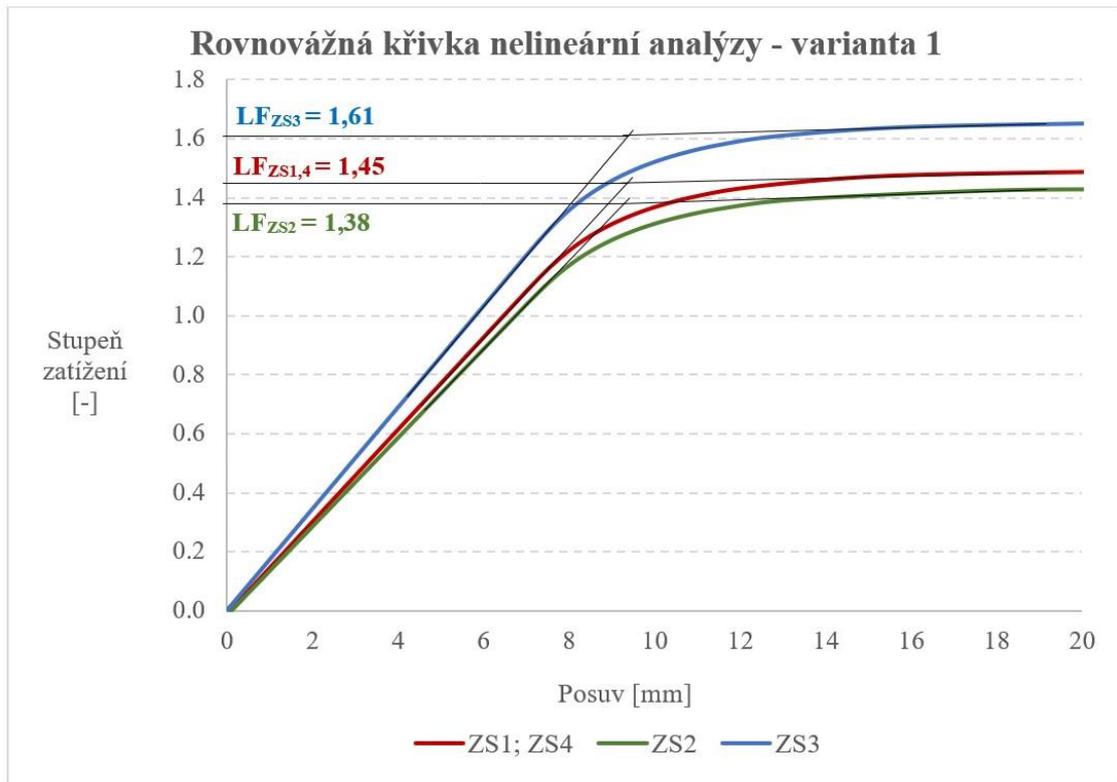
- LF_{LIM} limitní zatížení při dosažení mezního stavu plasticity
- k_i součinitel bezpečnosti vůči dosažení mezního stavu plasticity
- F_a – maximální axiální síla ve šroubu
- F_s – maximální smyková síla ve šroubu

Tabulka 15. Vyhodnocení výsledků pro různé zátěžné stavy konstrukce - 1. varianta optimalizace

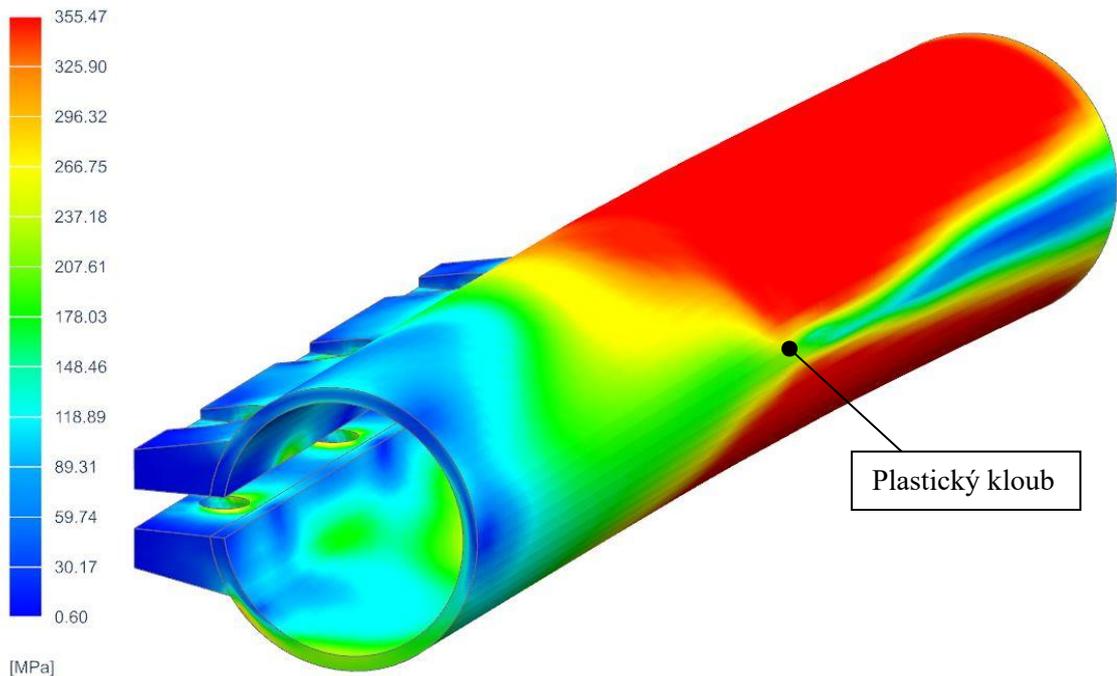
	$LF_{LIM} [-]$	k_i	F_a	F_s	
ZS 1	1,45	1,45	18 120	6 496	Nevyhovuje
ZS 2	1,38	1,38	18 086	6 729	Nevyhovuje
ZS 3	1,61	1,61	18 267	5 908	Vyhovuje
ZS 4	1,45	1,45	18 195	6 389	Nevyhovuje

Rovnovážné křivky na obrázku 62 znázorňují celkové posuvy nezávislého uzlu RBE2 spojení, na volném konci vnitřní trubky, v závislosti na velikosti zatížení. Konstrukce vykazuje lineární chování do zatížení $LF = 1,33$ při zátěžném stavu ZS2. Při dalším zatěžování se začne formovat plastický kloub na vnější trubce. Faktor zatížení pro ZS 1 a ZS4 je téměř identický z důvodu velmi malého rozdílu v silovém působení v obou zátěžných stavech.

Na obrázku 63 je znázorněno redukované napětí von Mises na vnější trubce při mezním stavu plasticity ($LF = 1,38$ pro zátěžný stav ZS2). Vnitřní trubka se vzhledem k vyšší mezi kluzu ($Re = 880$ MPa) pohybuje v oblasti pružné deformace, a to i v případě dosažení mezního stavu plasticity na vnější trubce.



Obrázek 62. Rovnovážné křivky nelineární analýzy - 1 varianta tvarové optimalizace



Obrázek 63. Napětí von Mises na vnější trubce při mezním stavu plasticity - 1. varianta tvar. optimalizace

Navržená optimalizace svěrného spoje nevyhovuje pro použití při provozu trolejbusu. Důvodem je nesplnění podmínky minimální bezpečnosti vůči dosažení mezního stavu plasticity pro zátěžné stavy ZS1, ZS2 a ZS4. Nízká únosnost konstrukce je způsobena velkou napjatostí vnější trubky již po utažení šroubů svěrného spoje. Tato napjatost se objevuje v důsledku

vyztužení původních L-profilů. Možné způsoby, jak zvýšit únosnost konstrukce by mohly být následující:

- delší přesah vnitřní a vnější trubky
- kratší vyfrézovaná drážka ve vnější trubce
- použití materiálu s vyšší hodnotou meze kluzu, např. ocel 14 140
- použití menšího utahovacího momentu šroubů M10

5.4 Vyhodnocení výsledků pro optimalizaci tvaru – varianta 2

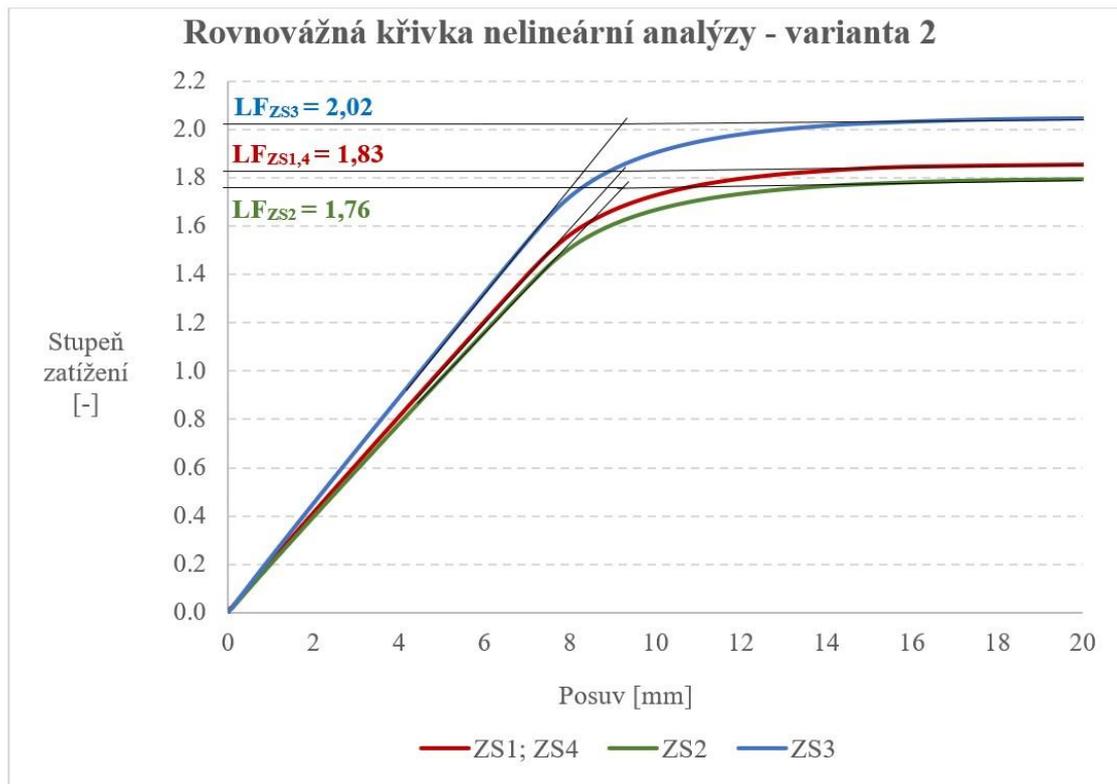
Byla provedena nelineární GMNA analýza za účelem vyhodnocení pevnosti optimalizované konstrukce – varianta 2. Rovnovážné křivky nelineární analýzy, pro jednotlivé zátěžné stavy, jsou ilustrovány na obrázku 64. Tabulka 15 uvádí přehled limitních zatížení LF_{LIM} , každého ze zátěžných stavů, přičemž $LF = 1$ odpovídá skutečnému zatížení konstrukce, stanoveného v kapitole 2.

Tabulka 16. Vyhodnocení výsledků pro různé zátěžové stavy konstrukce-2. varianta optimalizace

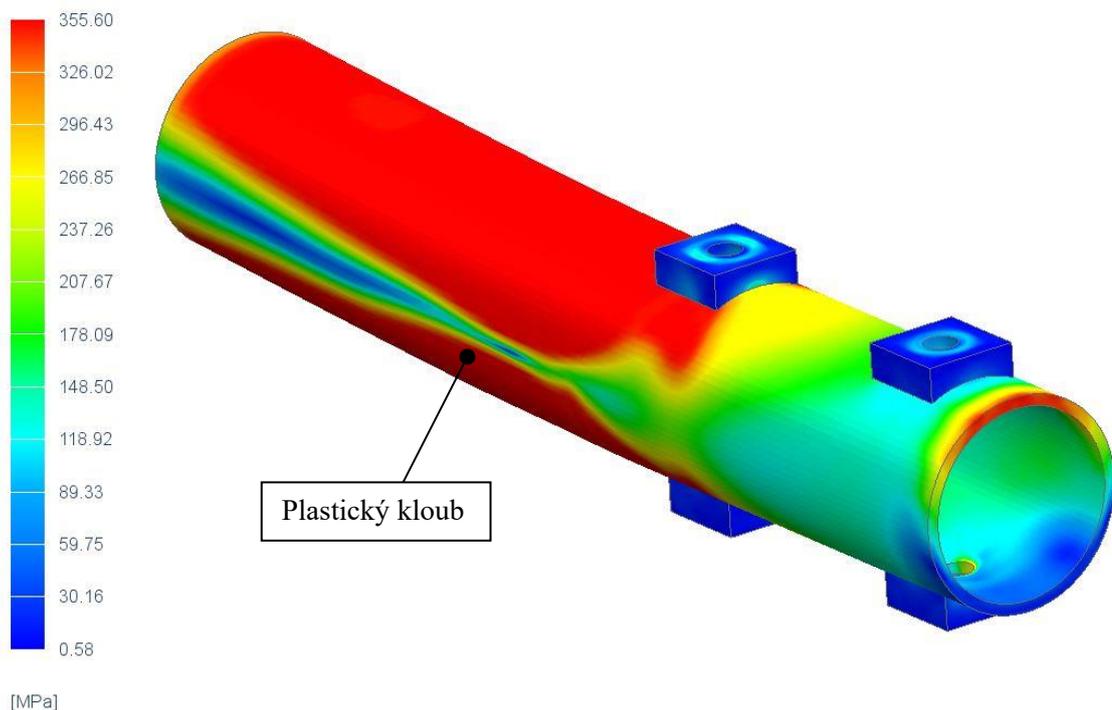
	$LF_{LIM}[-]$	k_i	F_a	F_s	
ZS 1	1,83	1,83	13 166	977	Vyhovuje
ZS 2	1,76	1,76	13 298	742	Vyhovuje
ZS 3	2,02	2,02	13 166	977	Vyhovuje
ZS 4	1,83	1,83	13 258	760	Vyhovuje

Rovnovážné křivky na obrázku 64 znázorňují celkové posuvy nezávislého uzlu RBE2 spojení, na volném konci vnitřní trubky, v závislosti na stupni zatížení. Konstrukce vykazuje lineární chování do zatížení $LF = 1,5$ při zátěžném stavu ZS2. Při dalším zatěžování se začne formovat plastický kloub na vnější trubce. Faktor zatížení pro ZS 1 a ZS4 je téměř identický z důvodu velmi malého rozdílu v silovém působení v obou zátěžných stavech.

Na obrázku 63 je znázorněno redukované napětí von Mises na vnější trubce při mezním stavu plasticity ($LF = 1,76$ pro zátěžný stav ZS2).



Obrázek 64. Rovnovážné křivky nelineární analýzy - 2 varianta tvarové optimalizace

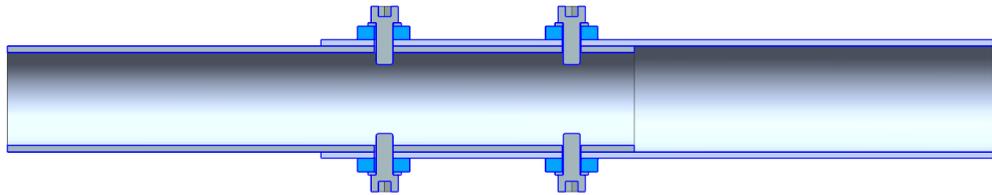


Obrázek 65. Napětí von Mises na vnější trubce při mezním stavu plasticity - 2. varianta tvar. optimalizace

Pro všechny jízdní režimy je splněna minimální bezpečnost vůči meznímu stavu plasticity 1,5. Tato hodnota součinitele bezpečnosti vůči mezi kluzu je zakotvena v předpisu pro tlakové nádoby stabilní ČSN 69 0010 [17]. Navržená optimalizace svěrného spoje může být použita pro výrobu sběrače elektrického proudu trolejbusu.

5.5 Výpočet únavové životnosti šroubu – varianta 2

Pro vyhodnocení únavy byla použita metodika, zakotvená v normě ČSN EN 1993-1-9 (viz [14]). Stanovení životnosti dle této normy vychází z rozkmitu jmenovitých napětí, která nezohledňují účinky koncentrace napětí. Vrubové účinky jsou zahrnuty v příslušné kategorii detailu. Každá kategorie detailu $\Delta\sigma_c$ reprezentuje únavovou pevnost pro $2 \cdot 10^6$ cyklů. V rámci dovoleného rozkmitu $\Delta\sigma_c$ jsou zahrnuty účinky geometrických a strukturálních imperfekcí, účinky rozměrových úchylek a zbytková napětí po svařování. Tato metodika je použitelná pro většinu jakostních tříd konstrukčních a korozivzdorných ocelí. [14]



Obrázek 66. Optimalizovaná konstrukce uchycení sběrače – varianta 2

Tabulka 17. Přehled sil ve šroubu pro výpočet životnosti

Zátěžný stav	Utahovací síla F_{udov}	Axiální síla $F_{a,max}$	Smyková síla $F_{s,max}$
ZS2 + ZS1	12 720 N	13 298 N	977 N

a) Napětí ve šroubu

Napětí ve šroubu je stanoveno na základě pevnostní analýzy, která zohledňuje provozní zatížení sběrače elektrického proudu trolejbusu. Axiální síla vychází ze ZS 2 a smyková ze ZS 1 (kombinace maximálních výsledných sil). Z působících sil ve šroubu (viz tabulka 17) bude stanoveno střední napětí σ_m , odpovídající předpětí šroubu, amplituda normálového napětí σ_a a smykového napětí τ_a , které vycházejí z provozního zatížení sběrače.

$$\sigma_m = \frac{F_{udov}}{A_s} = \frac{12\,720}{36,6} = 347,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{F_{a,max} - F_{udov}}{A_s} = \frac{13\,298 - 12\,720}{36,6} = 15,8 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \frac{F_{s,max}}{A_d} = \frac{977}{47,3} = 20,7 \text{ MPa}$$

kde

A_d průřezová plocha dříku šroubu

b) Ekvivalentní amplituda napětí ve šroubu

Únavové křivky, uvedené v normě ČSN EN 1993-1-9, jsou stanoveny pro napětí střídavé, souměrné kolem nulové hodnoty napětí. V případě šroubu se jedná o amplitudu normálového napětí, pulsující v tahu. Z toho důvodu je nutný přepočítání na ekvivalentní amplitudu napětí $\sigma_{a,ekv}$, která dosahuje stejné životnosti při uvažování střídavého, souměrného cyklu. Ekvivalentní amplituda je vypočtena dle Goodmanova kritéria:

$$\sigma_{a,ekv} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{R_m}} = \frac{15,8}{1 - \frac{347,5}{800}} = 28 \text{ MPa}$$

c) Rozkmit napětí ve šroubu

$$\Delta\sigma = 2 \cdot \sigma_{a,ekv} = 2 \cdot 28 = 56 \text{ MPa}$$

$$\Delta\tau = 2 \cdot \tau_a = 2 \cdot 20,7 = 41,4 \text{ MPa}$$

kde

$\Delta\sigma$ Rozkmit normálových napětí

$\Delta\tau$ Rozkmit smykových napětí

d) Dovolovaný rozkmit napětí

V normě ČSN EN 1993-1-9 přísluší šroubům dvě kategorie detailu. V případě působení normálového napětí jsou šrouby zařazeny do kategorie detailu $\Delta\sigma_c = 50 \text{ MPa}$ a v případě smykového napětí do kategorie $\Delta\tau_c = 100 \text{ MPa}$. Cílem je dimenzovat šrouby na neomezenou životnost. Pro neomezenou životnost je v rámci této normy definován dovolovaný rozkmit normálových napětí $\Delta\sigma_D$, který představuje mez únavy pro $5 \cdot 10^6$ cyklů. Pro stejný počet cyklů bude rovněž stanoven dovolovaný rozkmit smykových napětí $\Delta\tau_D$.

$$\Delta\sigma_D = \left(\frac{2}{5}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot \Delta\sigma_c = 0,737 \cdot 50 = 36,8 \text{ MPa}$$

$$\Delta\tau_D = \sqrt[m]{\frac{\Delta\tau_c^m \cdot 2 \cdot 10^6}{N_r}} = \sqrt[5]{\frac{100^5 \cdot 2 \cdot 10^6}{5 \cdot 10^6}} = 83 \text{ MPa}$$

kde

m sklon únavové křivky

N_r počet cyklů $N = 5 \cdot 10^6$, odpovídající mezi únavy

Při posouzení na únavu je dále nutné zohlednit dílčí součinitel únavové pevnosti γ_{Mf} . Pro mírné důsledky porušení je dle předpisu ČSN EN 1993-1-9 volen dílčí součinitel $\gamma_{Mf} = 1,15$. Dovolený rozkmit pro kategorie detailu $\Delta\sigma_c = 50 \text{ MPa}$ a $\Delta\tau_c = 100 \text{ MPa}$ bude následující:

$$\Delta\sigma_D^{50} = \frac{\Delta\sigma_D}{\gamma_{Mf}} = \frac{36,8}{1,15} = 32 \text{ MPa}$$

$$\Delta\tau_D^{100} = \frac{\Delta\tau_D}{\gamma_{Mf}} = \frac{83}{1,15} = 72 \text{ MPa}$$

e) Vyhodnocení výsledků vysokocyklové únavy šroubu

Pro vyhodnocení vysokocyklové únavy, při současném působení normálových i smykových napětí, je nutné použít součtový vzorec, uvedený v normě ČSN EN 1993-1-9:

$$\left(\frac{\Delta\sigma}{\Delta\sigma_c/\gamma_{Mf}} \right)^3 + \left(\frac{\Delta\tau}{\Delta\tau_c/\gamma_{Mf}} \right)^5 \leq 1$$

V tomto případě je však patrné, že samotný rozkmit normálových napětí $\Delta\sigma$ nesplňuje podmínku vysokocyklové únavy:

$$\Delta\sigma = 56 \text{ MPa} \not\leq \Delta\sigma_D^{50} = 32 \text{ MPa} \rightarrow \text{Nevyhovuje}$$

Na základě výsledků kontroly vysokocyklové únavy šroubu M8, pevnostní třídy 8.8, lze konstatovat, že zvolený typ šroubů nevyhovuje požadavkům na neomezenou životnost. Současný rozkmit normálového napětí $\Delta\sigma = 56 \text{ MPa}$ odpovídá životnosti přibližně 10^6 cyklů. Nápravným opatřením pro dodržení neomezené životnosti šroubu by mohlo být např. použití pevnostní třídy 10.9, náhrada za větší šroub M10 nebo eventuálně snížení utahovací síly.

5.5.1 Výpočet únavové životnosti šroubu M10

Tato kapitola je věnována výpočtu vysokocyklové únavy šroubu M10. V předchozí části bylo výpočtem únavy šroubu M8 zjištěno, že tento typ je nevyhovující, neboť nesplňuje podmínku neomezené životnosti. Výpočet vysokocyklové únavy bude proveden stejným postupem jako v předchozím případě. Utahovací síla F_{udov} , šroubu M10, bude shodná s utahovací silou F_{udov} , šroubu M8.

a) Napětí ve šroubu

$$\sigma_m = \frac{F_{udov}}{A_s} = \frac{12\,720}{58} = 219,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{F_{a,max} - F_{udov}}{A_s} = \frac{13\,298 - 12\,720}{58} = 10 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \frac{F_{s,max}}{A_d} = \frac{977}{60} = 16,3 \text{ MPa}$$

b) Ekvivalentní amplituda napětí ve šroubu

$$\sigma_{a,ekv} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{R_m}} = \frac{10}{1 - \frac{219,3}{800}} = 13,8 \text{ MPa}$$

c) Rozkmit napětí ve šroubu

$$\Delta\sigma = 2 \cdot \sigma_{a,ekv} = 2 \cdot 13,8 = 27,6 \text{ MPa}$$

$$\Delta\tau = 2 \cdot \tau_a = 2 \cdot 16,3 = 32,6 \text{ MPa}$$

d) Dovolený rozkmit napětí

$$\Delta\sigma_D^{50} = \frac{\Delta\sigma_D}{\gamma_{Mf}} = \frac{36,8}{1,15} = 32 \text{ MPa}$$

$$\Delta\tau_D^{100} = \frac{\Delta\tau_D}{\gamma_{Mf}} = \frac{83}{1,15} = 72 \text{ MPa}$$

e) Vyhodnocení výsledků vysokocyklové únavy šroubu

$$\Delta\sigma = 27,6 \text{ MPa} \leq \Delta\sigma_D^{50} = 32 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

$$\Delta\tau = 32,6 \text{ MPa} \leq \Delta\tau_D^{100} = 72 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

V případě použití šroubu M10, jsou dílčí podmínky vysokocyklové únavy splněny. Pomocí součtového vzorce je dále nutné ověřit podmínku vysokocyklové únavy při současném působení normálových i smykových napětí:

$$\left(\frac{\Delta\sigma}{\Delta\sigma_c/\gamma_{Mf}}\right)^3 + \left(\frac{\Delta\tau}{\Delta\tau_c/\gamma_{Mf}}\right)^5 \leq 1$$
$$\left(\frac{27,6}{50/1,15}\right)^3 + \left(\frac{32,6}{100/1,15}\right)^5 = 0,26 \leq 1 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Na základě výsledků kontroly vysokocyklové únavy šroubu M10 lze konstatovat, že tento šroub je vyhovující pro provoz sběrače elektrického proudu trolejbusu. Splněny byly jak dílčí podmínky pro neomezenou životnost v případě normálových i smykových napětí tak i součtová podmínka pro kombinaci obou typů napětí.

V optimalizované konstrukci svěrného spoje budou na základě těchto výsledků nahrazeny současné šrouby M8 za šrouby M10 s pevnostní třídou 8.8, jež spolehlivě vyhoví podmínce neomezené únavové pevnosti. Výkresová dokumentace je k nahlédnutí v příloze G.

6 Porovnání technologické náročnosti a nákladů na výrobu

Cílem této kapitoly je zhodnocení technologických operací, nutných pro výrobu původní konstrukce svěrného spoje, a porovnání s optimalizovanou konstrukcí. Bude uvažována pouze optimalizační varianta 2 (viz kapitola 4.4). Ostatní optimalizační varianty nevyhověly z pevnostního, popř. únavového hlediska.

Tabulka 18 a 19 uvádí seznam jednotlivých technologických operací pro výrobu svěrného spoje, včetně časové náročnosti a finančních nákladů. V rámci vyhodnocení je uvažována pouze část celkové konstrukce sběrače – svěrný spoj, kterému je věnována tato práce. Uvedené hodnoty vyplývají z nezávazné poptávky u konkrétního výrobce strojních zařízení. Náklady na materiál jsou zahrnuty v ceně dílčích operací.

Tabulka 18. Technologické operace a náklady na výrobu původní konstrukce svěrného spoje

Technologická operace	Čas [h]	Cena [Kč]
Řez trubky 2x (cena vč. materiálu)	0,5	1000
Frézování drážky vnější trubky	1,5	1500
Odhrocení a příprava na svařování trubky	0,5	250
Řez L – profily (cena vč. materiálu)	0,5	1000
Frézování L – profilu, sražení hran pro svary	1	500
Odhrocení a příprava na svařování L – profilu	0,25	250
Řez příložky 2x	0,25	750
Frézování příložky, sražení hran pro svary	0,25	250
Odhrocení a příprava na svařování L – profilu	0,25	250
Svařenec – orýsování, bodování	2	1500
Kontrola svařence po bodování	0,5	250
Svařování	3	3000
Frézování, otvory pro šrouby, závity	2	2000
Odhrocení svařence	1	500
Celkem	13,5	13 000

Tabulka 19. Technologické operace a náklady na výrobu optimalizované konstrukce svěrného spoje

Technologická operace	Čas [h]	Cena [Kč]
Řez trubky 2x (cena vč. materiálu)	0,5	1000
Odhrocení	0,5	250
Podložky 4x řez (cena vč. materiálu)	0,5	750
Podložky 4x frézování válcové plochy	1	1000
Otvory pro šrouby (vnější trubka) + odhrocení	1,5	750
Otvory pro šrouby (vnitřní trubka) + závit	0,5	750
Celkem	4,5	4500

Na základě srovnání v tabulce 18 a 19 lze konstatovat, že optimalizovanou konstrukci, jež byla navržena v rámci této práce, lze vyrobit s náklady o 75 % nižší ve srovnání s původní konstrukcí svěrného spoje. Obdobná situace je v případě časové náročnosti na výrobu a rovněž technického vybavení, neboť v rámci optimalizované konstrukce odpadá proces svařování. Výsledná cena se může lišit v závislosti na zvoleném výrobcí a tím spíše, pokud se bude jednat o sériovou výrobu. Nicméně procentuální úspora nákladu zůstane zachována.

ZÁVĚR

Tato práce byla věnována problematice svěrného spoje, který zajišťuje spojení jednotlivých konstrukčních prvků sběrače elektrického proudu trolejbusu. Hlavním cílem bylo vyhodnocení pevnosti stávajícího provedení svěrného spoje, návrh optimalizace a porovnání s původní variantou.

V teoretické části je stručně pojednáno o sběračích elektrického proudu, se kterými je možné se setkat v dopravě. Dále je podrobně popsána konstrukce konkrétního tyčového sběrače doplněná o schematické obrázky včetně provozních parametrů, stanovených výrobcem, a výkresové dokumentace. Další část diplomové práce se věnuje stanovení vstupního zatížení sběrače. Při výpočtu je zohledněn jízdní režim akcelerace, brzdění a jízdy trolejbusu do zatáčky. Pro různé zátěžné stavy jsou vždy vyhodnoceny průběhy vnitřních účinků v nosníku v závislosti na pracovní výšce sběrače.

Na základě stanoveného zatížení byl proveden pevnostní výpočet původní konstrukce svěrného spoje pomocí metody konečných prvků. Z průběhu nelineární analýzy byla sestrojena rovnovážná křivka, která odhalila, že při utahování šroubů svěrného spoje na předepsanou hodnotu dochází v konstrukci k plastickým deformacím v důsledku překročení meze kluzu materiálu. Plastické deformace nepovedou k přímému porušení konstrukce, ale při opakované montáži budou mít za následek značné snížení únosnosti svěrného spoje. Lze tedy konstatovat, že stávající konstrukce svěrného spoje je nevyhovující a selhání během provozu bylo pravděpodobně způsobeno nevhodným konstrukčním řešením svěrného spoje.

V rámci diplomové práce byly navrženy čtyři varianty optimalizace. První dvě varianty, v podobě snížení utahovacího momentu šroubů a použití rozpěrných válečků, nevyžadovaly významné konstrukční změny, ale způsobily výrazný pokles kontaktní síly svěrného spoje. Třetí varianta představuje vyztužení svěrného spoje, avšak z pevnostního hlediska je tato úprava nevyhovující. V rámci čtvrté varianty byl silový styk svěrného spoje nahrazen kombinací silového a tvarového styku pomocí šroubů.

Ze závěrů, plynoucích z provedených výpočtů jednotlivých variant optimalizace, lze jednoznačně doporučit pro použití poslední variantu, kde bylo dosaženo nejen vyšší pevnosti, ale i snížení počtu technologických operací a tím i celkových nákladů pro výrobu.

POUŽITÁ LITERATURA

- [1] ČSN 30 0250. *Trolejbusy – Technické požadavky a zkoušky*. Praha: Český normalizační institut, 1998. 28s.
- [2] SEMMLER, Petr. *Analýza zpomalování trolejbusů a vyhodnocení jeho účinků na stojící cestující* [online]. Vysoké učení technické v Brně. Ústav soudního inženýrství, 2012 [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/11012/8958>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Ústav soudního inženýrství. Ústav soudního inženýrství. Vedoucí práce Aleš Vémola.
- [3] ČSN 73 6102. *Projektování křižovatek na silničních komunikacích*. Praha: Český normalizační institut, 2007. 180 s.
- [4] FAIVELEY TRANSPORT CZECH a.s. *Manuál údržby sběrače*. Interní předpis. 2014. 100s.
- [5] BERAN, Jaroslav. Modelování simulace – Generování sítě konečných prvků [online]. [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: http://www.kts.tul.cz/content/files/podklady/generovani_site_konecnych_prvku.pdf.
- [6] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. Brno: VUTIUUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [7] SIEMENS Product Lifecycle Management Software Inc. *NX Nastran User's Guide*. 2016.
- [8] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. *Strojnické tabulky: pro školu a praxi. 1, Jednotky, matematika, mechanika, technické kreslení, strojní součásti. 1. vyd.* Praha: Scientia, 2004. 753 s. ISBN 80-7183-312-6.
- [9] SIEMENS Product Lifecycle Management Software Inc. *NX Nastran 11 – Advanced Nonlinear Theory and Modeling Guide*. 2016.
- [10] ČSN 411503. *Ocel 11503*. Praha: Český normalizační institut, 1994. 12 s.
- [11] ČSN 41 4331. *Ocel 14331*. Praha: Český normalizační institut, 1977. 8 s.
- [12] PAŠČENKO, P. *MKP 2 – přednáška P4*. Studijní materiál.
- [13] UNIVERSITY of Colorado Boulder. *The 8-Node Hexahedron – Sample hexahedlar elements* [online]. [cit. 2018-05-13]. Dostupné z:

<https://www.colorado.edu/engineering/CAS/courses.d/AFEM.d/AFEM.Ch11.d/AFEM.Ch11.pdf>

- [14] ČSN EN 1993-1. *Navrhování ocelových konstrukcí*. Praha: Český normalizační institut, 2006. 128 s.
- [15] DAMA spol. s.r.o. *Vrtání metodou FLOWDRILL – Vytvoření otvoru pro závit* [online]. 2018. [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <https://www.idama.cz/sluzby/vrtani-metodou-flowdrill-9483>.
- [16] PAŠČENKO, P. *MKP 2 – přednáška P7*. Studijní materiál.
- [17] ČSN 69 0010. *Tlakové nádoby stabilní, technická pravidla, výpočet pevnosti*. Praha: Federální úřad pro normalizaci a měření, 1990.
- [18] ČSN 42 5716. *Trubky ocelové bezešvé, tvářené za tepla s malými mezními úchylkami*. Praha: Český normalizační institut, 1981. 8 s.

PŘÍLOHY

Příloha A: *Postup výpočtu reakcí – výpis z programu Mathcad 14*

Příloha B: *Postup výpočtu vnitřních účinků v nosníku pro přímou jízdu – výpis z programu Mathcad 14*

Příloha C: *Postup výpočtu vnitřních účinků při akceleraci – výpis z programu Mathcad 14*

Příloha D: *Postup výpočtu vnitřních účinků při deceleraci – výpis z programu Mathcad 14*

Příloha E: *Postup výpočtu vnitřních účinků při jízdě do zatáčky – výpis z programu Mathcad 14*

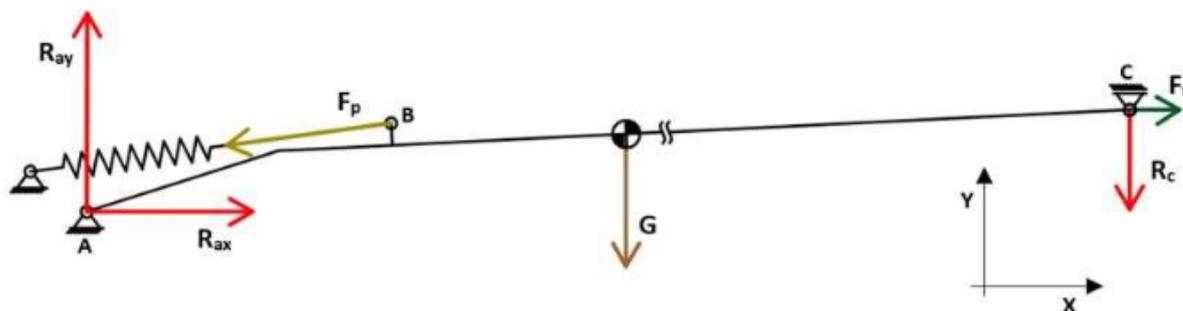
Příloha F: *Výkresová dokumentace sběrače s původní konstrukcí svěrného spoje*

Příloha G: *Výkresová dokumentace pro optimalizovanou konstrukci č.1*

Příloha H: *Výkresová dokumentace pro optimalizovanou konstrukci č.2*

Příloha I: *Výkresová dokumentace pro optimalizovanou konstrukci č.2 se šrouby M10*

Výpočet reakcí



$$\varphi_0 := 15 \cdot \text{deg}$$

$$\varphi := 2 \cdot \text{deg}, 3 \cdot \text{deg} \dots 32 \cdot \text{deg}$$

$$l_1 := 0.6076 \cdot \text{m}$$

$$l_p := 0.9566 \cdot \text{m}$$

$$\alpha_0 := 13.54 \cdot \text{deg}$$

$$l_3 := 2.060 \cdot \text{m}$$

$$l_4 := 5.395 \cdot \text{m}$$

$$\Delta_x := 0.170 \cdot \text{m}$$

$$\Delta_y := 0.122 \cdot \text{m}$$

$$m_t := 30.2 \cdot \text{kg}$$

$$R_c := 150 \cdot \text{N}$$

$$\mu := 0.35$$

$$\delta := 2$$

$$x_1(\varphi) := l_1 \cdot \cos(\varphi_0 + \varphi)$$

$$x_2(\varphi) := l_p \cdot \cos(\alpha_0 + \varphi)$$

$$x_3(\varphi) := l_3 \cdot \cos(\varphi) + x_1(\varphi)$$

$$x_4(\varphi) := l_4 \cdot \cos(\varphi) + x_1(\varphi)$$

$$y_1(\varphi) := l_1 \cdot \sin(\varphi_0 + \varphi)$$

$$y_2(\varphi) := l_p \cdot \sin(\alpha_0 + \varphi)$$

$$y_3(\varphi) := l_3 \cdot \sin(\varphi) + y_1(\varphi)$$

$$y_4(\varphi) := l_4 \cdot \sin(\varphi) + y_1(\varphi)$$

$$p_x(\varphi) := x_2(\varphi) + \Delta_x$$

$$p_y(\varphi) := y_2(\varphi) - \Delta_y$$

$$\alpha_f(\varphi) := \text{atan}\left(\frac{p_y(\varphi)}{p_x(\varphi)}\right)$$

Sklon prvního zalomení

Natočení ramene při různých pracovních režimech

Délka šikmého ramene

Přímá vzdálenost mezi otočným bodem a působištěm síly v pružině

Sklon spojnice mezi otočným bodem a působištěm síly v pružině

Vzdálenost od zalomení k těžišti

Délka horizontální tyče

Vzdálenost osy otáčení sběrače a fixního bodu pružiny v ose X

Vzdálenost osy otáčení sběrače a fixního bodu pružiny v ose Y

Celková hmotnost sběrače

Přítlačná síla sběrače na trolejové vedení

Součinitel tření v místě kontaktu

Součinitel dynamického zatížení

Délka šikmého ramene v ose X

Vzdálenost k působišti síly v pružině v ose X

Vzdálenost od počátku k těžišti v ose X

Celková délka v ose X

Délka šikmého ramene v ose Y

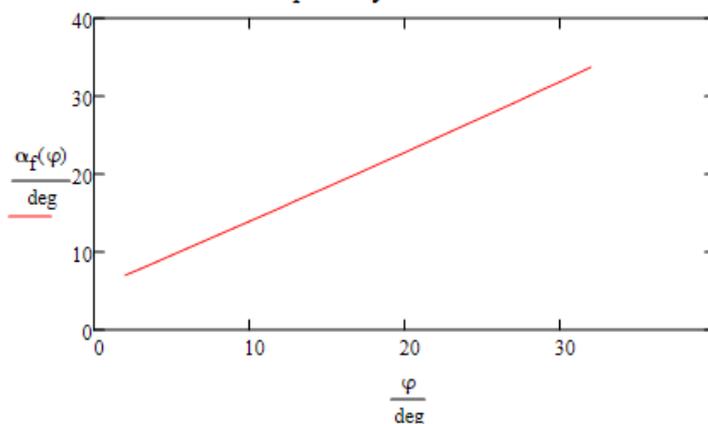
Vzdálenost k působišti síly v pružině v ose Y

Vzdálenost k těžišti v ose Y

Celková délka v ose Y

Sklon pružiny při různém úhlu natočení ramene

Závislost úhlu pružiny na úhlu natočení ramene



$$F_g := m_t \cdot g = 296.161 \text{ N} \quad \text{Tíhová síla}$$

$$F_t := R_c \cdot \mu = 52.5 \text{ N} \quad \text{Třecí síla}$$

Rovnováha sil v ose X:

$$R_{ax} - 2F_p \cdot \cos(\alpha_f) + F_t = 0$$

Rovnováha sil v ose Y:

$$R_{ay} - 2F_p \cdot \sin(\alpha_f) - F_g - \delta R_c = 0$$

Rovnováha momentů k bodu A:

$$2 \cdot F_p \cdot \sin(\alpha_f) \cdot x_2 - 2 \cdot F_p \cdot \cos(\alpha_f) \cdot y_2 + F_g \cdot x_3 + \delta R_c \cdot x_4 + F_t \cdot y_4 = 0$$

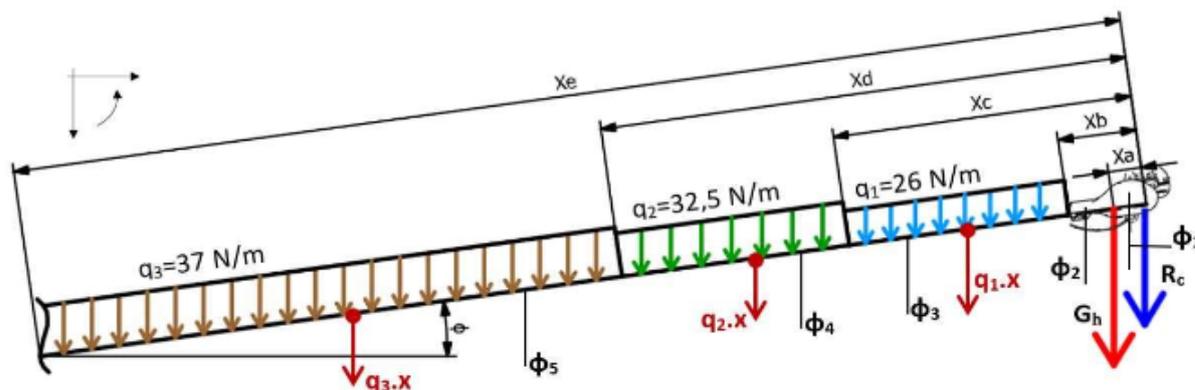
$$(R_{ax} \ R_{ay} \ F_p) := \left(\begin{array}{l} R_{ax} - 2F_p \cdot \cos(\alpha_f) + F_t = 0 \\ R_{ay} - 2F_p \cdot \sin(\alpha_f) - F_g - \delta R_c = 0 \\ 2 \cdot F_p \cdot \sin(\alpha_f) \cdot x_2 - 2 \cdot F_p \cdot \cos(\alpha_f) \cdot y_2 + F_g \cdot x_3 + \delta R_c \cdot x_4 + F_t \cdot y_4 = 0 \end{array} \right) \left| \begin{array}{l} \text{simplify} \\ \text{explicit} \\ \text{solve, } (R_{ax} \ R_{ay} \ F_p) \end{array} \right.$$

$$R_{ax}(\varphi) := \frac{F_g \cdot x_3(\varphi) + \delta R_c \cdot x_4(\varphi) + F_t \cdot y_4(\varphi)}{x_2(\varphi) \cdot \sin(\alpha_f(\varphi)) - y_2(\varphi) \cdot \cos(\alpha_f(\varphi))} \cdot \cos(\alpha_f(\varphi)) - F_t$$

$$R_{ay}(\varphi) := \frac{F_g \cdot x_3(\varphi) + \delta R_c \cdot x_4(\varphi) + F_t \cdot y_4(\varphi)}{x_2(\varphi) \cdot \sin(\alpha_f(\varphi)) - y_2(\varphi) \cdot \cos(\alpha_f(\varphi))} \cdot \sin(\alpha_f(\varphi)) + F_g + \delta R_c$$

$$F_p(\varphi) := \frac{F_g \cdot x_3(\varphi) + F_t \cdot y_4(\varphi) + R_c \cdot \delta \cdot x_4(\varphi)}{2 \cdot x_2(\varphi) \cdot \sin(\alpha_f(\varphi)) - 2 \cdot y_2(\varphi) \cdot \cos(\alpha_f(\varphi))}$$

Vnitřní účinky nosníku v rovině XY pro přímou jízdu:



Dáno:

$m_h := 3.7 \cdot \text{kg}$	Hmotnost hlavice sběrače
$q_3 := 37 \cdot \frac{\text{N}}{\text{m}}$	Koeficient spojitého zatížení pro největší průměr trubky
$q_2 := 32.5 \cdot \frac{\text{N}}{\text{m}}$	Koeficient spojitého zatížení pro střední průměr trubky
$q_1 := 26 \cdot \frac{\text{N}}{\text{m}}$	Koeficient spojitého zatížení pro nejmenší průměr trubky
$x_a := 0.145 \cdot \text{m}$	Vzdálenost od kontaktu sběrače a troleje k těžišti sestavy hlavice
$x_b := 0.343 \cdot \text{m}$	Vzdálenost od kontaktu sběrače a troleje k trubce s nejmenším průměrem
$x_c := 1.315 \cdot \text{m}$	Vzdálenost od kontaktu sběrače a troleje k trubce se středním průměrem
$x_d := 2.320 \cdot \text{m}$	Vzdálenost od kontaktu sběrače a troleje k trubce s největším průměrem
$x_e := 4.625 \cdot \text{m}$	Vzdálenost od kontaktu sběrače a troleje k rozdělené geometrii pro MKP
$\delta = 2$	Součinitel dynamického zatížení
$R_c := \delta \cdot 150 \cdot \text{N}$	Kontaktní síla mezi sběračem a trolejovým vedením
$G_h := m_h \cdot g = 36.285 \cdot \text{N}$	Tíhová síla sestavy hlavice sběrače
$F_t := 0.35 \cdot R_c$	Třecí síla mezi sběračem a trolejí

Řez 1 (x<x_a):

$$N_a(\varphi) := F_t \cdot \cos(\varphi) - R_c \cdot \sin(\varphi)$$

$$T_a(\varphi) := F_t \cdot \sin(\varphi) + R_c \cdot \cos(\varphi)$$

$$M_a(\varphi, x) := -F_t \cdot \sin(\varphi) \cdot x - R_c \cdot \cos(\varphi) \cdot x$$

Řez 2 (x<x_b)

$$N_b(\varphi) := F_t \cdot \cos(\varphi) - R_c \cdot \sin(\varphi) - G_h \cdot \sin(\varphi)$$

$$T_b(\varphi) := F_t \cdot \sin(\varphi) + R_c \cdot \cos(\varphi) + G_h \cdot \cos(\varphi)$$

$$M_b(\varphi, x) := -F_t \cdot \sin(\varphi) \cdot x - R_c \cdot \cos(\varphi) \cdot x - G_h \cdot \cos(\varphi) \cdot (x - x_a)$$

Řez 3 (x<x_c)

$$N_c(\varphi, x) := F_t \cdot \cos(\varphi) - R_c \cdot \sin(\varphi) - G_h \cdot \sin(\varphi) - q_1 \cdot \sin(\varphi) \cdot (x - x_b)$$

$$T_c(\varphi, x) := F_t \cdot \sin(\varphi) + R_c \cdot \cos(\varphi) + G_h \cdot \cos(\varphi) + q_1 \cdot \cos(\varphi) \cdot (x - x_b)$$

$$M_c(\varphi, x) := -F_t \cdot \sin(\varphi) \cdot x - R_c \cdot \cos(\varphi) \cdot x - G_h \cdot \cos(\varphi) \cdot (x - x_a) - q_1 \cdot \cos(\varphi) \cdot (x - x_b) \cdot \frac{(x - x_b)}{2}$$

Řez 4 (x<x_d)

$$N_d(\varphi, x) := F_t \cdot \cos(\varphi) - R_c \cdot \sin(\varphi) - G_h \cdot \sin(\varphi) - q_1 \cdot \sin(\varphi) \cdot (x_c - x_b) - q_2 \cdot \sin(\varphi) \cdot (x - x_c)$$

$$T_d(\varphi, x) := F_t \cdot \sin(\varphi) + R_c \cdot \cos(\varphi) + G_h \cdot \cos(\varphi) + q_1 \cdot \cos(\varphi) \cdot (x_c - x_b) + q_2 \cdot \cos(\varphi) \cdot (x - x_c)$$

$$M_d(\varphi, x) := -F_t \cdot \sin(\varphi) \cdot x - R_c \cdot \cos(\varphi) \cdot x - G_h \cdot \cos(\varphi) \cdot (x - x_a) - q_1 \cdot \cos(\varphi) \cdot (x_c - x_b) \cdot \left(x - \frac{x_b + x_c}{2}\right) \dots \\ + -q_2 \cdot \cos(\varphi) \cdot (x - x_c) \cdot \frac{(x - x_c)}{2}$$

Řez 5 (x<x_e)

$$N_e(\varphi, x) := F_t \cdot \cos(\varphi) - R_c \cdot \sin(\varphi) - G_h \cdot \sin(\varphi) - q_1 \cdot \sin(\varphi) \cdot (x_c - x_b) - q_2 \cdot \sin(\varphi) \cdot (x_d - x_c) - q_3 \cdot \sin(\varphi) \cdot (x - x_d)$$

$$T_e(\varphi, x) := F_t \cdot \sin(\varphi) + R_c \cdot \cos(\varphi) + G_h \cdot \cos(\varphi) + q_1 \cdot \cos(\varphi) \cdot (x_c - x_b) + q_2 \cdot \cos(\varphi) \cdot (x_d - x_c) + q_3 \cdot \cos(\varphi) \cdot (x - x_d)$$

$$M_e(\varphi, x) := -F_t \cdot \sin(\varphi) \cdot x - R_c \cdot \cos(\varphi) \cdot x - G_h \cdot \cos(\varphi) \cdot (x - x_a) - q_1 \cdot \cos(\varphi) \cdot (x_c - x_b) \cdot \left(x - \frac{x_b + x_c}{2}\right) \dots \\ + -q_2 \cdot \cos(\varphi) \cdot (x_d - x_c) \cdot \left(x - \frac{x_c + x_d}{2}\right) - q_3 \cdot \cos(\varphi) \cdot (x - x_d) \cdot \frac{(x - x_d)}{2}$$

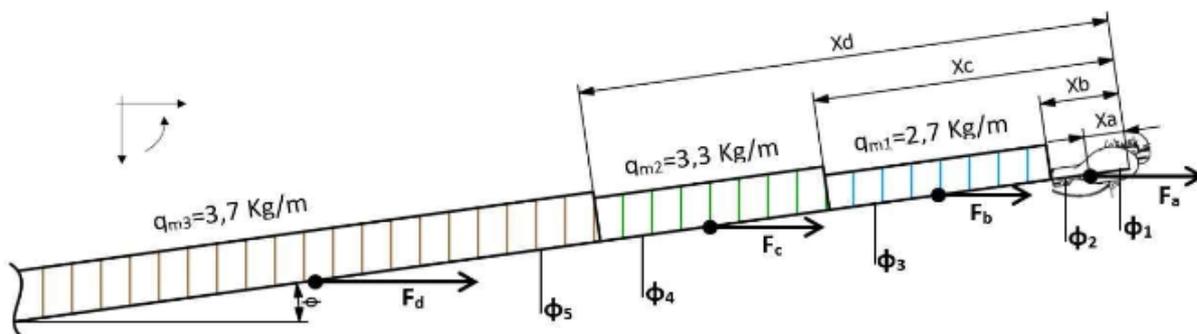
Průběhy vnitřních sil a momentů

$$N_1(\varphi, x) := \text{if}(x \leq x_a, N_a(\varphi), \text{if}(x \leq x_b, N_b(\varphi), \text{if}(x \leq x_c, N_c(\varphi, x), \text{if}(x \leq x_d, N_d(\varphi, x), N_e(\varphi, x))))))$$

$$T_1(\varphi, x) := \text{if}(x \leq x_a, T_a(\varphi), \text{if}(x \leq x_b, T_b(\varphi), \text{if}(x \leq x_c, T_c(\varphi, x), \text{if}(x \leq x_d, T_d(\varphi, x), T_e(\varphi, x))))))$$

$$M_1(\varphi, x) := \text{if}(x \leq x_a, M_a(\varphi, x), \text{if}(x \leq x_b, M_b(\varphi, x), \text{if}(x \leq x_c, M_c(\varphi, x), \text{if}(x \leq x_d, M_d(\varphi, x), M_e(\varphi, x))))))$$

Akcelerace



Dáno:

$$x_{acc} := 2 \cdot \frac{m}{s^2} \quad \text{Maximální zrychlení trolejbusu}$$

$$m_h := 3.7 \cdot \text{kg} \quad \text{Hmotnost hlavice sběrače}$$

$$q_3 := 37 \cdot \frac{N}{m} \quad \text{Koefficient spojitého zatížení pro největší průměr trubky}$$

$$q_2 := 32.5 \cdot \frac{N}{m} \quad \text{Koefficient spojitého zatížení pro střední průměr trubky}$$

$$q_1 := 26 \cdot \frac{N}{m} \quad \text{Koefficient spojitého zatížení pro nejmenší průměr trubky}$$

$$x_a := 0.145 \cdot \text{m} \quad \text{Vzdálenost od kontaktu sběrače a troleje k těžišti sestavy hlavice}$$

$$x_b := 0.343 \cdot \text{m} \quad \text{Vzdálenost od kontaktu sběrače a troleje k trubce s nejmenším průměrem}$$

$$x_c := 1.315 \cdot \text{m} \quad \text{Vzdálenost od kontaktu sběrače a troleje k trubce se středním průměrem}$$

$$x_d := 2.320 \cdot \text{m} \quad \text{Vzdálenost od kontaktu sběrače a troleje k trubce s největším průměrem}$$

$$x_e := 4.625 \cdot \text{m} \quad \text{Vzdálenost od kontaktu sběrače a troleje k rozdělené geometrii pro MKP}$$

Spojité hmoty:

$$q_{m1} := \frac{q_1}{g} = 2.651 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \quad q_{m2} := \frac{q_2}{g} = 3.314 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \quad q_{m3} := \frac{q_3}{g} = 3.773 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Řez 1 ($x < x_a$):

$$N_a := 0$$

$$T_a := 0$$

$$M_a := 0$$

Řez 2 ($x < x_b$)

$$F_a := m_h \cdot x_{acc} = 7.4 \text{ N} \quad T_b(\varphi) := F_a \cdot \sin(\varphi)$$
$$N_b(\varphi) := F_a \cdot \cos(\varphi) \quad M_b(\varphi, x) := -T_b(\varphi) \cdot (x - x_a)$$

Řez 3 ($x < x_c$)

$$N_c(\varphi, x) := F_a \cdot \cos(\varphi) + q_{m1} \cdot x_{acc} \cdot (x - x_b) \cdot \cos(\varphi)$$
$$T_c(\varphi, x) := F_a \cdot \sin(\varphi) + q_{m1} \cdot x_{acc} \cdot (x - x_b) \cdot \sin(\varphi)$$
$$M_c(\varphi, x) := -F_a \cdot \sin(\varphi) \cdot (x - x_a) - q_{m1} \cdot x_{acc} \cdot (x - x_b) \cdot \sin(\varphi) \cdot \frac{x - x_b}{2}$$

Řez 4 ($x < x_d$)

$$N_d(\varphi, x) := F_a \cdot \cos(\varphi) + q_{m1} \cdot x_{acc} \cdot (x_c - x_b) \cdot \cos(\varphi) + q_{m2} \cdot x_{acc} \cdot (x - x_c) \cdot \cos(\varphi)$$
$$T_d(\varphi, x) := F_a \cdot \sin(\varphi) + q_{m1} \cdot x_{acc} \cdot (x_c - x_b) \cdot \sin(\varphi) + q_{m2} \cdot x_{acc} \cdot (x - x_c) \cdot \sin(\varphi)$$
$$M_d(\varphi, x) := -F_a \cdot \sin(\varphi) \cdot (x - x_a) - q_{m1} \cdot x_{acc} \cdot (x_c - x_b) \cdot \sin(\varphi) \cdot \left(x - \frac{x_c + x_b}{2}\right) - q_{m2} \cdot x_{acc} \cdot (x - x_c) \cdot \sin(\varphi) \cdot \frac{x - x_c}{2}$$

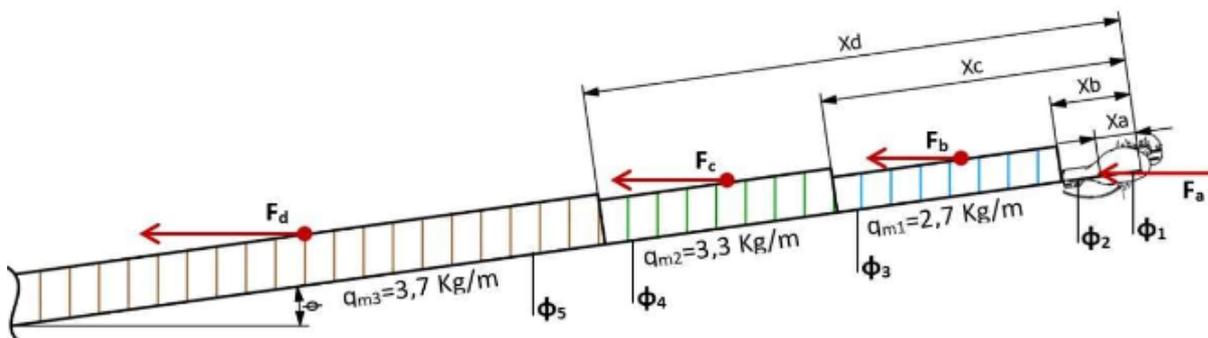
Řez 5 ($x < x_e$)

$$N_e(\varphi, x) := F_a \cdot \cos(\varphi) + q_{m1} \cdot x_{acc} \cdot (x_c - x_b) \cdot \cos(\varphi) + q_{m2} \cdot x_{acc} \cdot (x_d - x_c) \cdot \cos(\varphi) + q_{m3} \cdot x_{acc} \cdot (x - x_d) \cdot \cos(\varphi)$$
$$T_e(\varphi, x) := F_a \cdot \sin(\varphi) + q_{m1} \cdot x_{acc} \cdot (x_c - x_b) \cdot \sin(\varphi) + q_{m2} \cdot x_{acc} \cdot (x_d - x_c) \cdot \sin(\varphi) + q_{m3} \cdot x_{acc} \cdot (x - x_d) \cdot \sin(\varphi)$$
$$M_e(\varphi, x) := -F_a \cdot \sin(\varphi) \cdot (x - x_a) - q_{m1} \cdot x_{acc} \cdot (x_c - x_b) \cdot \sin(\varphi) \cdot \left(x - \frac{x_c + x_b}{2}\right) - q_{m2} \cdot x_{acc} \cdot (x_d - x_c) \cdot \sin(\varphi) \cdot \left(x - \frac{x_d + x_c}{2}\right) \dots$$
$$+ -q_{m3} \cdot x_{acc} \cdot (x - x_d) \cdot \sin(\varphi) \cdot \frac{x - x_d}{2}$$

Průběh vnitřních sil a momentů:

$$M_t(\varphi, x) := \text{if}(x \leq x_a, 0, \text{if}(x \leq x_b, M_b(\varphi, x), \text{if}(x \leq x_c, M_c(\varphi, x), \text{if}(x \leq x_d, M_d(\varphi, x), M_e(\varphi, x))))))$$
$$T_t(\varphi, x) := \text{if}(x \leq x_a, 0, \text{if}(x \leq x_b, T_b(\varphi), \text{if}(x \leq x_c, T_c(\varphi, x), \text{if}(x \leq x_d, T_d(\varphi, x), T_e(\varphi, x))))))$$
$$N_t(\varphi, x) := \text{if}(x \leq x_a, 0, \text{if}(x \leq x_b, N_b(\varphi), \text{if}(x \leq x_c, N_c(\varphi, x), \text{if}(x \leq x_d, N_d(\varphi, x), N_e(\varphi, x))))))$$

Decelerace



Dáno:

$$x_{\text{dec}} := 6.3 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad \text{Maximální zpomalení trolejbusu}$$

$$m_{\text{h}} := 3.7 \cdot \text{kg} \quad \text{Hmotnost hlavice sběrače}$$

$$q_3 := 37 \cdot \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad \text{Koeficient spojitého zatížení pro největší průměr trubky}$$

$$q_2 := 32.5 \cdot \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad \text{Koeficient spojitého zatížení pro střední průměr trubky}$$

$$q_1 := 26 \cdot \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad \text{Koeficient spojitého zatížení pro nejmenší průměr trubky}$$

$$x_{\text{a}} := 0.145 \cdot \text{m} \quad \text{Vzdálenost od kontaktu sběrače a troleje k těžišti sestavy hlavice}$$

$$x_{\text{b}} := 0.343 \cdot \text{m} \quad \text{Vzdálenost od kontaktu sběrače a troleje k trubce s nejmenším průměrem}$$

$$x_{\text{c}} := 1.315 \cdot \text{m} \quad \text{Vzdálenost od kontaktu sběrače a troleje k trubce se středním průměrem}$$

$$x_{\text{d}} := 2.320 \cdot \text{m} \quad \text{Vzdálenost od kontaktu sběrače a troleje k trubce s největším průměrem}$$

$$x_{\text{e}} := 4.625 \cdot \text{m} \quad \text{Vzdálenost od kontaktu sběrače a troleje k rozdělené geometrii pro MKP}$$

Spojité hmoty:

$$q_{\text{m}1} := \frac{q_1}{g} = 2.651 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \quad q_{\text{m}2} := \frac{q_2}{g} = 3.314 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \quad q_{\text{m}3} := \frac{q_3}{g} = 3.773 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Řez 1 ($x < x_{\text{a}}$):

$$N_{\text{a}} := 0$$

$$T_{\text{a}} := 0$$

$$M_{\text{a}} := 0$$

Řez 2 ($x < x_b$)

$$F_a := m_1 \cdot x_{dec} = 23.31 \text{ N} \quad T_b(\varphi) := -F_a \cdot \sin(\varphi)$$

$$N_b(\varphi) := -F_a \cdot \cos(\varphi) \quad M_b(\varphi, x) := -T_b(\varphi) \cdot (x - x_a)$$

Řez 3 ($x < x_c$)

$$N_c(\varphi, x) := -F_a \cdot \cos(\varphi) - q_{m1} \cdot x_{dec} \cdot (x - x_b) \cdot \cos(\varphi)$$

$$T_c(\varphi, x) := -F_a \cdot \sin(\varphi) - q_{m1} \cdot x_{dec} \cdot (x - x_b) \cdot \sin(\varphi)$$

$$M_c(\varphi, x) := F_a \cdot \sin(\varphi) \cdot (x - x_a) + q_{m1} \cdot x_{dec} \cdot (x - x_b) \cdot \sin(\varphi) \cdot \frac{x - x_b}{2}$$

Řez 4 ($x < x_d$)

$$N_d(\varphi, x) := -F_a \cdot \cos(\varphi) - q_{m1} \cdot x_{dec} \cdot (x_c - x_b) \cdot \cos(\varphi) - q_{m2} \cdot x_{dec} \cdot (x - x_c) \cdot \cos(\varphi)$$

$$T_d(\varphi, x) := -F_a \cdot \sin(\varphi) - q_{m1} \cdot x_{dec} \cdot (x_c - x_b) \cdot \sin(\varphi) - q_{m2} \cdot x_{dec} \cdot (x - x_c) \cdot \sin(\varphi)$$

$$M_d(\varphi, x) := F_a \cdot \sin(\varphi) \cdot (x - x_a) + q_{m1} \cdot x_{dec} \cdot (x_c - x_b) \cdot \sin(\varphi) \cdot \left(x - \frac{x_c + x_b}{2}\right) + q_{m2} \cdot x_{dec} \cdot (x - x_c) \cdot \sin(\varphi) \cdot \frac{x - x_c}{2}$$

Řez 5 ($x < x_e$)

$$N_e(\varphi, x) := -F_a \cdot \cos(\varphi) - q_{m1} \cdot x_{dec} \cdot (x_c - x_b) \cdot \cos(\varphi) - q_{m2} \cdot x_{dec} \cdot (x_d - x_c) \cdot \cos(\varphi) - q_{m3} \cdot x_{dec} \cdot (x - x_d) \cdot \cos(\varphi)$$

$$T_e(\varphi, x) := -F_a \cdot \sin(\varphi) - q_{m1} \cdot x_{dec} \cdot (x_c - x_b) \cdot \sin(\varphi) - q_{m2} \cdot x_{dec} \cdot (x_d - x_c) \cdot \sin(\varphi) - q_{m3} \cdot x_{dec} \cdot (x - x_d) \cdot \sin(\varphi)$$

$$M_e(\varphi, x) := F_a \cdot \sin(\varphi) \cdot (x - x_a) + q_{m1} \cdot x_{dec} \cdot (x_c - x_b) \cdot \sin(\varphi) \cdot \left(x - \frac{x_c + x_b}{2}\right) + q_{m2} \cdot x_{dec} \cdot (x_d - x_c) \cdot \sin(\varphi) \cdot \left(x - \frac{x_d + x_c}{2}\right) \dots \\ + q_{m3} \cdot x_{dec} \cdot (x - x_d) \cdot \sin(\varphi) \cdot \frac{x - x_d}{2}$$

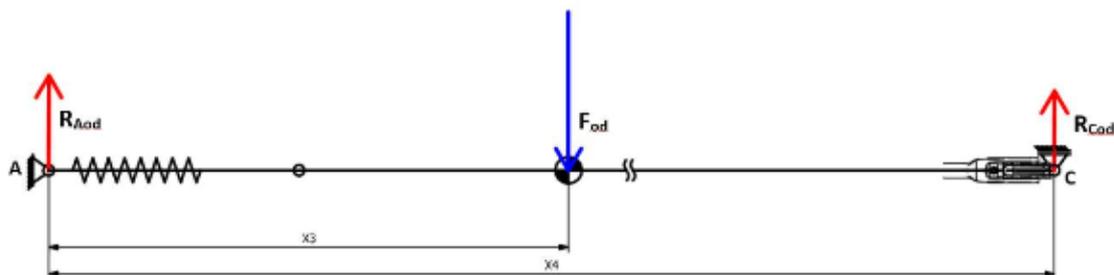
Průběh vnitřních sil a momentů:

$$M_t(\varphi, x) := \text{if}(x \leq x_a, 0, \text{if}(x \leq x_b, M_b(\varphi, x), \text{if}(x \leq x_c, M_c(\varphi, x), \text{if}(x \leq x_d, M_d(\varphi, x), M_e(\varphi, x))))))$$

$$T_t(\varphi, x) := \text{if}(x \leq x_a, 0, \text{if}(x \leq x_b, T_b(\varphi), \text{if}(x \leq x_c, T_c(\varphi, x), \text{if}(x \leq x_d, T_d(\varphi, x), T_e(\varphi, x))))))$$

$$N_t(\varphi, x) := \text{if}(x \leq x_a, 0, \text{if}(x \leq x_b, N_b(\varphi), \text{if}(x \leq x_c, N_c(\varphi, x), \text{if}(x \leq x_d, N_d(\varphi, x), N_e(\varphi, x))))))$$

Jízda do zatáčky



$\varphi_0 := 15\text{-deg}$	Sklon prvního zalomení
$\varphi := 2\text{-deg}, 3\text{-deg}.. 32\text{-deg}$	
$l_1 := 0.6076\text{-m}$	Délka šikmého ramene
$l_3 := 2.060\text{-m}$	Vzdálenost od zalomení k těžišti
$l_4 := 5.395\text{-m}$	Délka horizontální tyče
$x_1(\varphi) := l_1 \cdot \cos(\varphi_0 + \varphi)$	Délka šikmého ramene v ose X
$x_3(\varphi) := l_3 \cdot \cos(\varphi) + x_1(\varphi)$	Vzdálenost od počátku k těžišti v ose X
$x_4(\varphi) := l_4 \cdot \cos(\varphi) + x_1(\varphi)$	Celková délka v ose X
$m_t := 30.2\text{-kg}$	Celková hmotnost vyšetřované konstrukce
$v := 90 \cdot \frac{\text{km}}{\text{hr}} = 25 \frac{\text{m}}{\text{s}}$	Maximální uvažovaná rychlost trolejbusu
$R_{100} := 415\text{-m}$	Poloměr zatáčky pro návrhovou rychlost 100 km/h

Odstředivá síla:

$$F_{od} := \frac{m_t \cdot v^2}{R_{100}} = 45.482 \text{ N}$$

Rovnice rovnováhy sil a momentů:

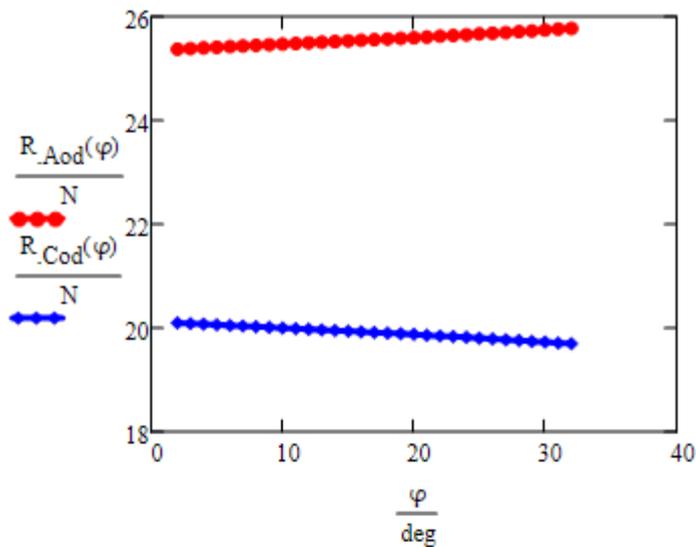
$$R_{Aod} + R_{Cod} - F_{od} = 0 \quad \text{Osa Y}$$

$$F_{od} \cdot x_3(\varphi) - R_{Cod} \cdot x_4(\varphi) = 0 \quad \text{Moment k bodu A}$$

Výpočet reakcí:

$$(R_{Aod} \ R_{Cod}) := \begin{pmatrix} R_{Aod} + R_{Cod} - F_{od} = 0 \\ F_{od} \cdot x_3 - R_{Cod} \cdot x_4 = 0 \end{pmatrix} \left| \begin{array}{l} \text{explicit} \\ \text{simplify} \\ \text{solve}, (R_{Aod} \ R_{Cod}) \end{array} \right. \rightarrow \begin{pmatrix} \frac{F_{od} \cdot x_3 - F_{od} \cdot x_4}{x_4} & \frac{F_{od} \cdot x_3}{x_4} \end{pmatrix}$$

$$R_{Aod}(\varphi) := -\frac{F_{od} \cdot x_3(\varphi) - F_{od} \cdot x_4(\varphi)}{x_4(\varphi)} \quad R_{Cod}(\varphi) := \frac{F_{od} \cdot x_3(\varphi)}{x_4(\varphi)}$$



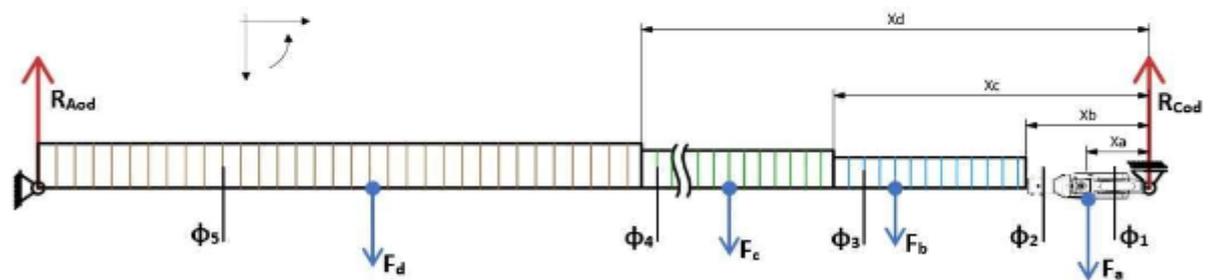
Hodnoty sil pro různé pracovní výšky:

$$R_{Aod}(2.7\text{-deg}) = 25.388 \text{ N} \quad R_{Cod}(2.7\text{-deg}) = 20.094 \text{ N}$$

$$R_{Aod}(15\text{-deg}) = 25.537 \text{ N} \quad R_{Cod}(15\text{-deg}) = 19.945 \text{ N}$$

$$R_{Aod}(30\text{-deg}) = 25.748 \text{ N} \quad R_{Cod}(30\text{-deg}) = 19.734 \text{ N}$$

Vnitřní účinky:



Dáno:

$$x_{do} := \frac{v^2}{R_{100}} = 1.506 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad \text{Dostředivé zrychlení}$$

$$m_h := 3.7 \cdot \text{kg} \quad \text{Hmotnost hlavice sběrače}$$

$$q_3 := 37 \cdot \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad \text{Koeficient spojitého zatížení pro největší průměr trubky}$$

$$q_2 := 32.5 \cdot \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad \text{Koeficient spojitého zatížení pro střední průměr trubky}$$

$$q_1 := 26 \cdot \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad \text{Koeficient spojitého zatížení pro nejmenší průměr trubky}$$

$$x_a := 0.145 \cdot \text{m} \quad \text{Vzdálenost od kontaktu sběrače a troleje k těžišti sestavy hlavice}$$

$x_b := 0.343 \cdot m$	Vzdálenost od kontaktu sběrače a troleje k trubce s nejmenším průměrem
$x_c := 1.315 \cdot m$	Vzdálenost od kontaktu sběrače a troleje k trubce se středním průměrem
$x_d := 2.320 \cdot m$	Vzdálenost od kontaktu sběrače a troleje k trubce s největším průměrem
$x_e := 4.625 \cdot m$	Vzdálenost od kontaktu sběrače a troleje k rozdělené geometrii pro MKP
$R_c := R_{Cod}(2.7 \cdot \text{deg})$	

Spojité hmoty:

$$q_{m1} := \frac{q_1}{g} = 2.651 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \quad q_{m2} := \frac{q_2}{g} = 3.314 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \quad q_{m3} := \frac{q_3}{g} = 3.773 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Řez 1 ($x < x_a$):

$$N_a := 0$$

$$T_a := -R_c$$

$$M_a(x) := R_c \cdot x$$

Řez 2 ($x < x_b$)

$$N_b := 0$$

$$T_b := -R_c + m_h \cdot x_{do}$$

$$M_b(x) := R_c \cdot x - m_h \cdot x_{do} \cdot (x - x_a)$$

Řez 3 ($x < x_c$)

$$N_c := 0$$

$$T_c(x) := -R_c + m_h \cdot x_{do} + q_{m1} \cdot x_{do} \cdot (x - x_b)$$

$$M_c(x) := R_c \cdot x - m_h \cdot x_{do} \cdot (x - x_a) - q_{m1} \cdot x_{do} \cdot (x - x_b) \cdot \frac{x - x_b}{2}$$

Řez 4 ($x < x_d$)

$$N_d := 0$$

$$T_d(x) := -R_c + m_h \cdot x_{do} + q_{m1} \cdot x_{do} \cdot (x_c - x_b) + q_{m2} \cdot x_{do} \cdot (x - x_c)$$

$$M_d(x) := R_c \cdot x - m_h \cdot x_{do} \cdot (x - x_a) - q_{m1} \cdot x_{do} \cdot (x_c - x_b) \cdot \left(x - \frac{x_b + x_c}{2} \right) - q_{m2} \cdot x_{do} \cdot (x - x_c) \cdot \frac{x - x_c}{2}$$

Řez 5 ($x < x_e$)

$$N_e := 0$$

$$T_e(x) := -R_c + m_h \cdot x_{do} + q_{m1} \cdot x_{do} \cdot (x_c - x_b) + q_{m2} \cdot x_{do} \cdot (x_d - x_c) + q_{m3} \cdot x_{do} \cdot (x - x_d)$$

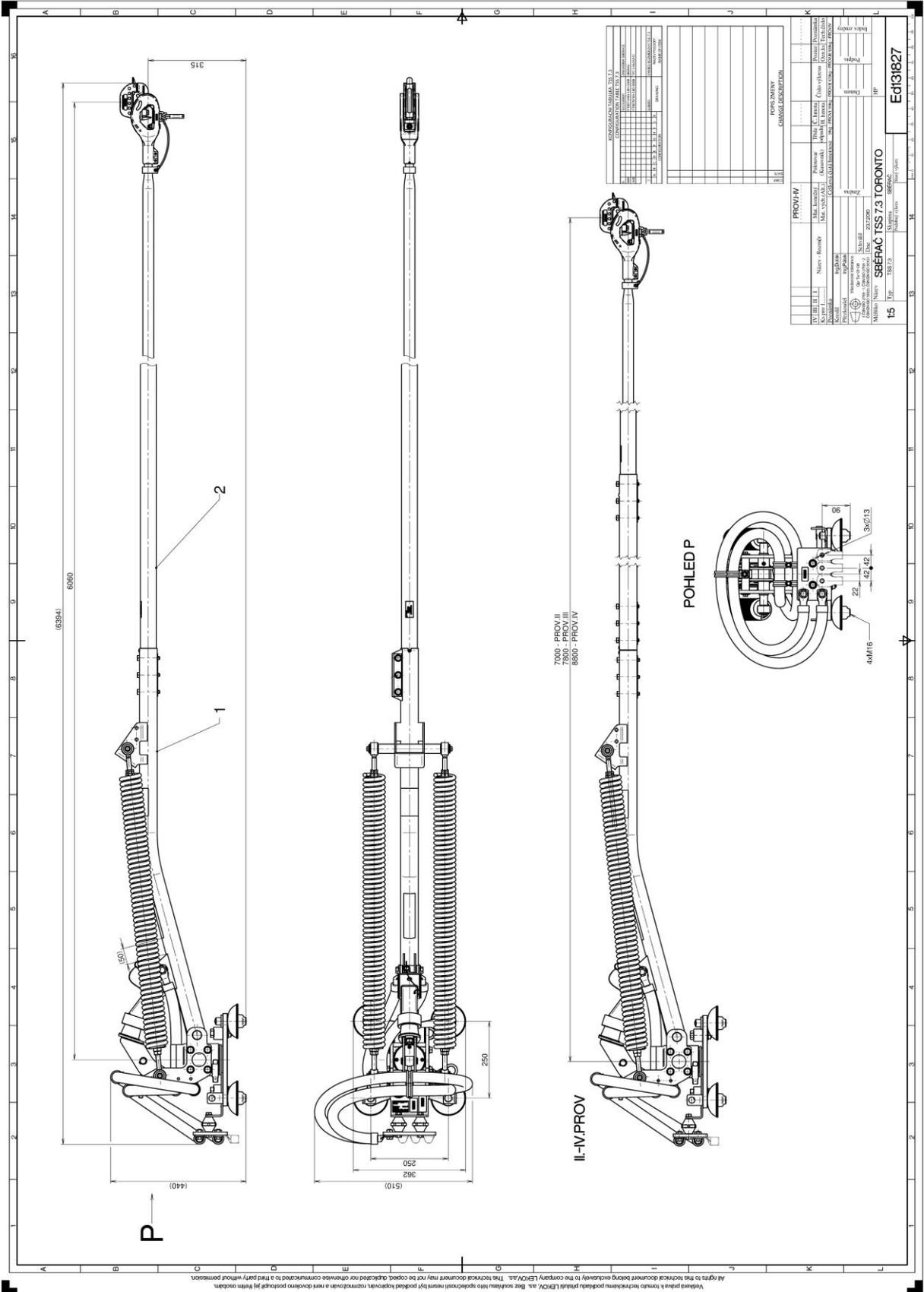
$$M_e(x) := R_c \cdot x - m_h \cdot x_{do} \cdot (x - x_a) - q_{m1} \cdot x_{do} \cdot (x_c - x_b) \cdot \left(x - \frac{x_b + x_c}{2}\right) - q_{m2} \cdot x_{do} \cdot (x_d - x_c) \cdot \left(x - \frac{x_c + x_d}{2}\right) \dots \\ + -q_{m3} \cdot x_{do} \cdot (x - x_d) \cdot \frac{x - x_d}{2}$$

Průběh vnitřních sil a momentů:

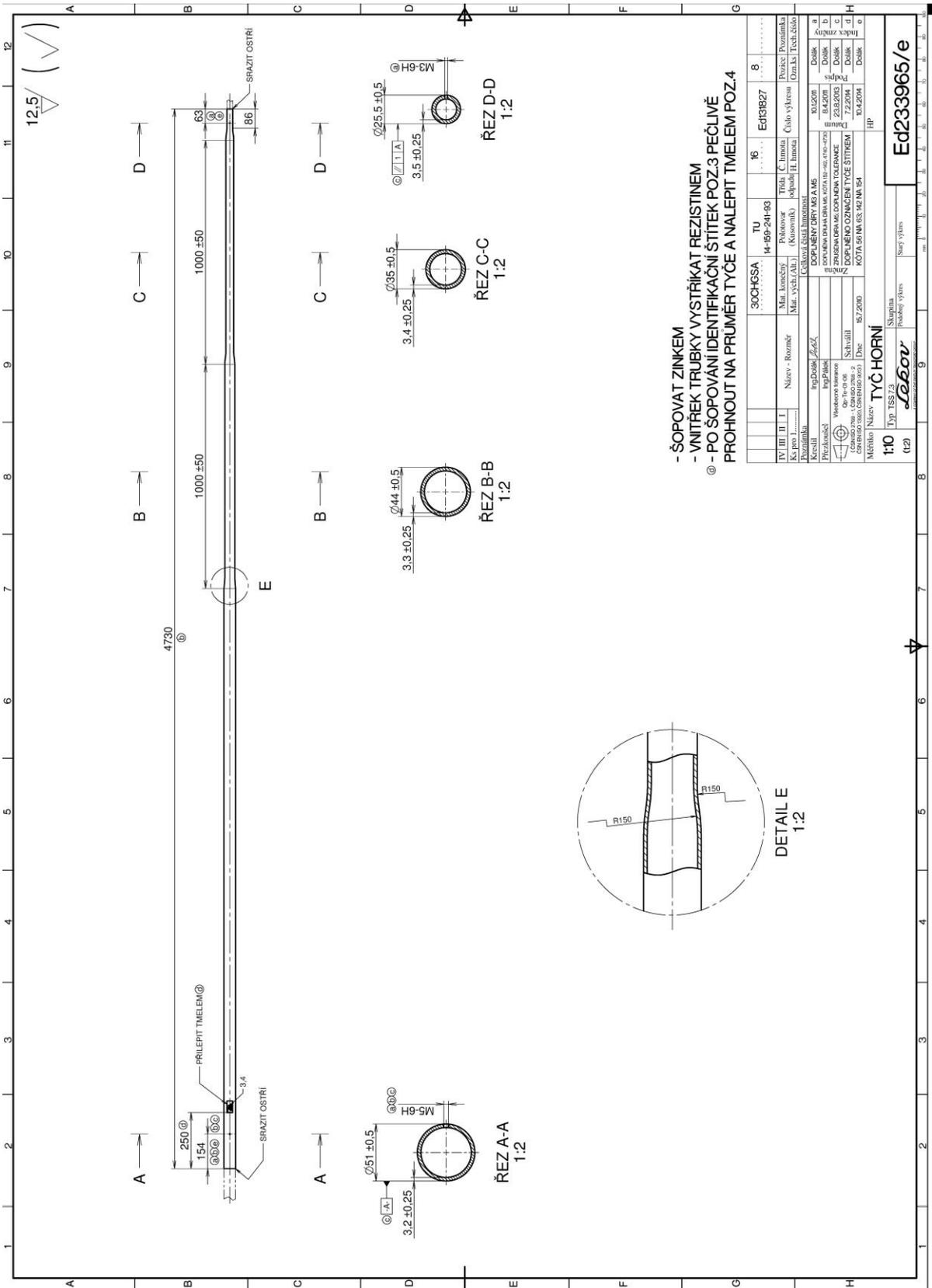
$$M_t(x) := \text{if}(x \leq x_a, M_a(x), \text{if}(x \leq x_b, M_b(x), \text{if}(x \leq x_c, M_c(x), \text{if}(x \leq x_d, M_d(x), M_e(x))))))$$

$$T_t(x) := \text{if}(x \leq x_a, T_a, \text{if}(x \leq x_b, T_b, \text{if}(x \leq x_c, T_c(x), \text{if}(x \leq x_d, T_d(x), T_e(x))))))$$

Příloha F: Výkresová dokumentace sběrače s původní konstrukcí svěrného spoje



Všechny práva k této technické dokumentaci jsou vyhrazena společnosti LEONARDO. Tato technická dokumentace může být kopírována nebo šířena pouze se souhlasem společnosti LEONARDO. Všechny práva k této technické dokumentaci jsou vyhrazena společnosti LEONARDO. Tato technická dokumentace může být kopírována nebo šířena pouze se souhlasem společnosti LEONARDO.

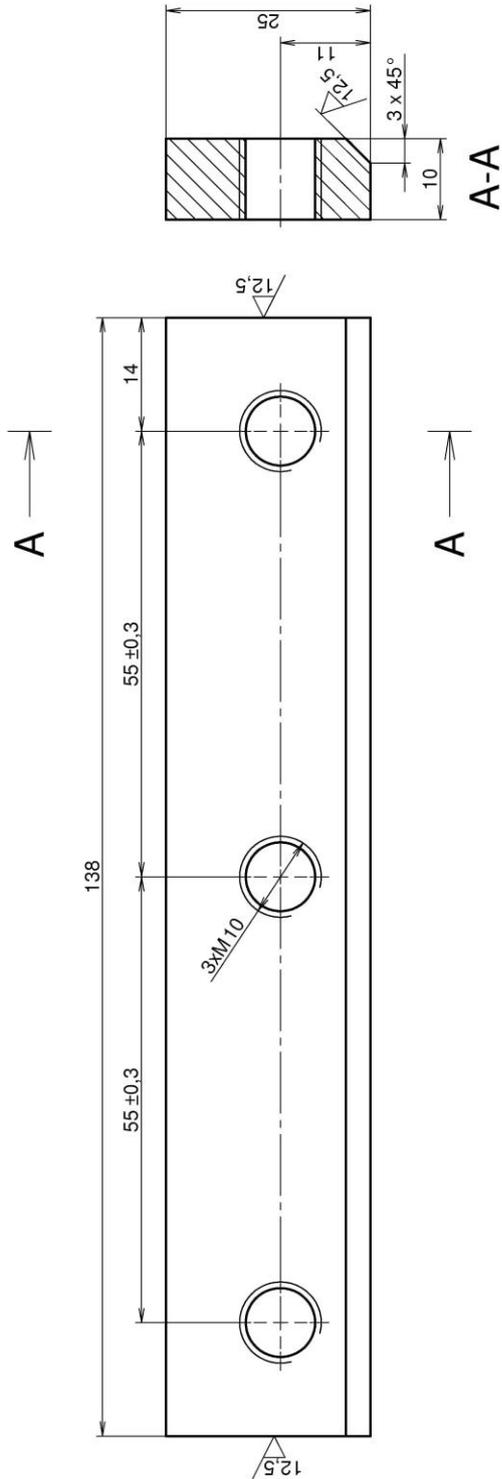


- ŠOPOVAT ZINKEM
 - VNITREK TRUBKY VYSTŘÍKAT REZISTINEM
 ® - PO ŠOPOVÁNÍ IDENTIFIKAČNÍ ŠTÍTEK POZ.3 PEČLIVĚ
 PROHNOUT NA PRŮMĚR TYČE A NALEPIT TMELEM POZ.4

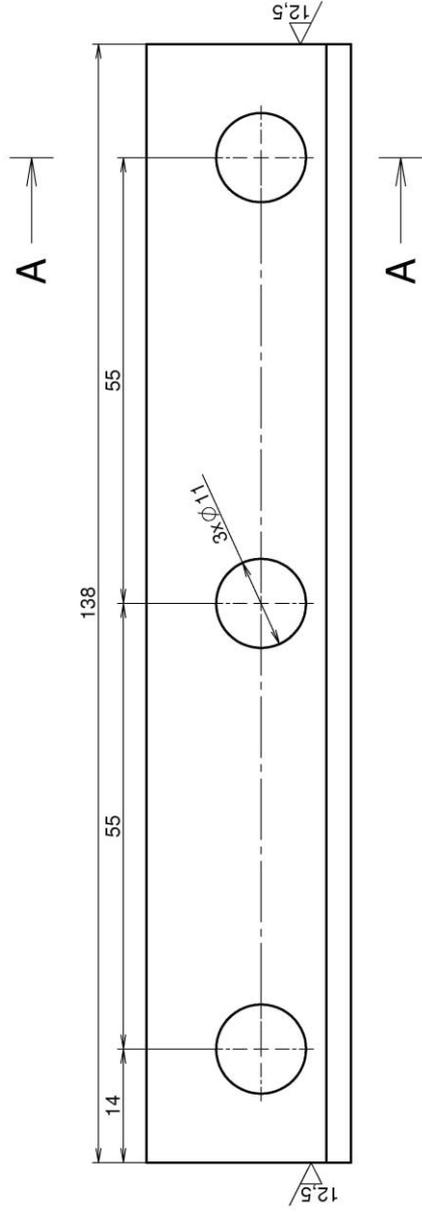
30CH6SA	TU	16	8
14-B9-24-H93	Průtoková	Trída	C limita
Min. křivky	(Křivkový)	odpovídá H. limitu	Číslo výkresu
Mar. výchl.(Alt.)			(Označ.) Tech. číslo
Zvýšená	Průtoková	Trída	C limita
Průtoková	(Křivkový)	odpovídá H. limitu	Číslo výkresu
Mar. výchl.(Alt.)			(Označ.) Tech. číslo
Průtoková	Průtoková	Trída	C limita
(Křivkový)	(Křivkový)	odpovídá H. limitu	Číslo výkresu
Mar. výchl.(Alt.)			(Označ.) Tech. číslo
Průtoková	Průtoková	Trída	C limita
(Křivkový)	(Křivkový)	odpovídá H. limitu	Číslo výkresu
Mar. výchl.(Alt.)			(Označ.) Tech. číslo
Průtoková	Průtoková	Trída	C limita
(Křivkový)	(Křivkový)	odpovídá H. limitu	Číslo výkresu
Mar. výchl.(Alt.)			(Označ.) Tech. číslo

Typ	TSSZ/2
Skupina	HP
Průtoková	14-B9-24-H93
Trída	C limita
Číslo výkresu	Ed233965/e

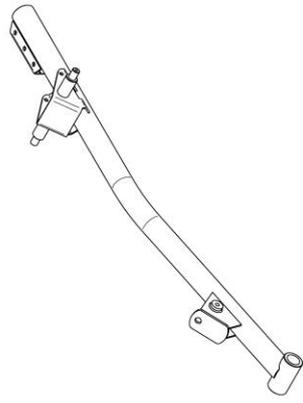
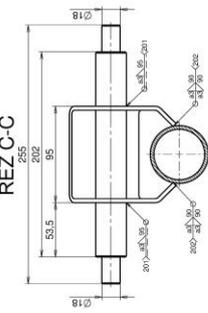
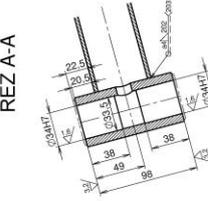
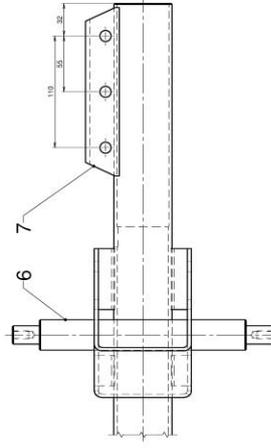
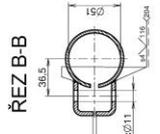
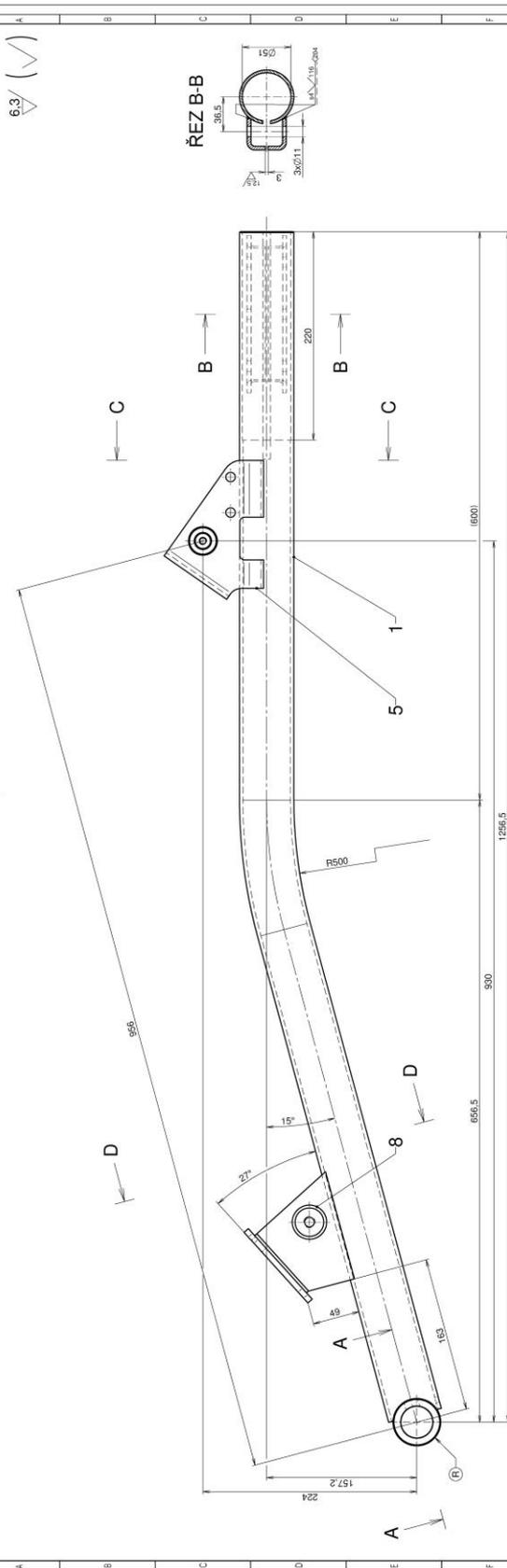
Všetka práva k tomuto technickému podkladu přelůst LEROV, a.s. Bez souhlasu této společnosti nesmí být podklad kopírován, rozmnožován a není dovoleno postupit jej třetími osobami. All rights to this technical document being owned exclusively to the company LEROV, a.s. This technical document may not be copied, duplicated or otherwise communicated to a third party without permission.



17 240.4	026	02526			
PLO 25x10 - 138	DIN 14301				
IV III II I	Mat. konečný	Trída	C. hmota	Polozice	Poznámka
Ks pro 1.....	Mat. vých.(All.)	Číslo výkresu	Číslo výkresu	Podpis	Tech. číslo
Poznačka	Celková čistá hmotnost				
Kreslil	Ing. Plachá			Datum	Index změny
Přezkoušel	ing. Palek				
Norm. referent					
Výř. projednal	Schválil				
Datum tisku	Dne	16.02.2004			
Měřičko	Název	MATICE		HP	
2:1	Typ	Skupina	Starý výkres	Nový výkres	Ed 337 993
		<i>LABOR</i>			



17 240.4		026	01442		
PLO25x6 - 138		DIN 14301			
IV III II I	Název - Rozměr	Mat. kódečný (Kusovník)	Trída C. hodnota	Číslo výkresu	Pozice Poznámka
Ks pro I.....		Mat. vých.(All.)	odpadek H. hodnota	Om.kš	Tech.číslo
Pozámka	Celková částí hmotnost				
Kreslil	Ing. Plachá			Datum	
Prozkoušel	ing. Palek			Podpis	
Norm. referent				Index změny	
Výr. projednal	Schválil				
Datum tisku	Dne	16.02.2004			
Měřítko	Název	PODLOŽKA		HP	
2:1	Typ	Skupina	Nový výkres		
		Starý výkres	Ed 337 994		
		<i>Lebor</i>			



- ZÁROVE ZINKOVAT 50µm
 - U KONTAKTNÍCH PLOCH Ø30 RÁDNĚ ZAGOSTIT PŘETOKY ZINKU
 - NÁTER 4.125 - ODSTIN RAL 7011 LESK 45-80% PLOCHA 0.5m²
 - DÍRY Ø34H7, KONCE ČEPU Ø18, KONTAKTNÍ PLOCHY Ø30 A SVERNY
 SPOJ TRUBKY Ø51 V DELCE 220mm NENATÍRAT

(R) RAZIDLO SVÁŘECÉ
CERTIFIKÁČNÍ ÚROVEŇ ČI DLE EN 18085

Průřez	Typ	Typ	Průřez	Průřez	Průřez
205	45	4	EN ISO 14343 A W 18 Mn	CP 02	CP 02
205	45	4	EN ISO 14343 A W 18 Mn	CP 02	CP 02
204	44	3	EN ISO 14343 A W 18 Mn	CP 02	CP 02
204	44	3	EN ISO 14343 A W 18 Mn	CP 02	CP 02

Průřez	Typ	Typ	Průřez	Průřez	Průřez
205	45	4	EN ISO 14343 A W 18 Mn	CP 02	CP 02
205	45	4	EN ISO 14343 A W 18 Mn	CP 02	CP 02
204	44	3	EN ISO 14343 A W 18 Mn	CP 02	CP 02
204	44	3	EN ISO 14343 A W 18 Mn	CP 02	CP 02

TYC SBĚRAČE
 COLLECTOR ROD

FT0071475-100-ID00

A02

18313

6.3/ (V)

