



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů
a kolejových vozidel

Přenos tažných a brzdných sil z podvozku na
skříň motorového vozu

A transmission of traction and breaking
forces from the bogie to the body car of the
motor rail vehicle

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
2021**

PITRA JAN

Studijní program: B2341 STROJÍRENSTVÍ
Studijní obor: 3901R051 Konstruování podporované počítačem
Vedoucí práce: doc. Ing. Josef Kolář, CSc.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Pitra** Jméno: **Jan** Osobní číslo: **475066**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Strojírenství**
Studijní obor: **Konstruování podporované počítačem**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Přenos tažných a brzdných sil z podvozku na skříň motorového vozu

Název bakalářské práce anglicky:

A transmission of traction and braking forces from the bogie to the bodycar of the motor rail vehicle

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte:

1. Rešerši na téma: Řešení přenosu tažných a brzdných sil z rámu podvozku na skříň motorového vozu.
2. Vyšetření základních prostorových možností zástavby přenosu podélných sil u vozu metra.
3. Rozbor silových účinků působících při jízdě na mechanismus přenosu podélných a příčných sil.
4. Pevnostní výpočet prvků zvoleného řešení přenosu podélných sil.
5. Průvodní technickou zprávu a sestavný výkres přenosu podélných sil z rámu podvozku na skříň vozidla.

Seznam doporučené literatury:

Odborné časopisy, firemní literatura, patentová literatura, normy.

Skripta ČVUT:

KOLÁŘ, J.: Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel

ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II,

ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II - pojezd

MARUNA, Z., HOFFMANN, V., KOULA, J. KROUPOVÁ, Z.: Metodika konstruování kolejových vozidel - osobní a nákladní podvozky

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

doc. Ing. Josef Kolář, CSc., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **14.04.2021**

Termín odevzdání bakalářské práce: **14.07.2021**

Platnost zadání bakalářské práce: **19.09.2021**

doc. Ing. Josef Kolář, CSc.
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta



Anotační záznam

Jméno autora: Jan Pitra

Název práce: Přenos tažných a brzdných sil z podvozku na skříň motorového vozu

Anglický název: A transmission of traction and breaking forces from the bogie to the body car of the motor rail vehicle

Rozsah práce: 90 stran
75 obrázků
5 tabulek
0 grafů

Akademický rok: 2020/2021

Ústav: 12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Studijní program: Strojírenství

Vedoucí práce: doc. Ing. Josef Kolář, CSc.

Klíčová slova: kolejové vozidlo, vozidlo metra, přenos podélných sil, tažně –tlačná tyč,

Key words: rail vehicle, metro vehicle, transmission of the longitudinal forces, traction rod



Abstrakt

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním řešením přenosu tažných a brzdných sil z podvozku na skříň vozidel metra. První část rešerše je věnována vysvětlení základních pojmů. Další blok teoretické části této bakalářské práce je věnován třem konkrétním konstrukčním řešením uložení skříně na podvozku a přenosu podélných sil z podvozku na skříň vozidel metra. Závěr rešerše je věnován pěti konkrétním případům podvozků, u kterých byl využit jeden z popisovaných konstrukčních řešení uložení skříně na podvozku a přenosu podélných sil. Praktická část této bakalářské práce představuje pevnostní výpočet zvoleného mechanismu přenosu podélných sil pomocí tažně – tlačné tyče. Konkrétně se tato bakalářská práce zabývá konstrukčním řešením použitého u vozidel pražského metra M1. Začátek praktické části je věnován rozboru silových účinků na toto konkrétní konstrukční řešení tažně – tlačné tyče. Byly stanoveny dvě zatěžující síly, $F_{o(\text{provozní})} = 94,5 \text{ kN}$ a $F_{o(\text{MAX})} = 175,1 \text{ kN}$, pro které byl proveden výpočet napětí v trubce spojovací části tažně – tlačné tyče a stanovení bezpečnosti zvoleného materiálu. Řešení pevnostní úlohy bylo provedeno v prvním kroku analyticky a v druhém pomocí metody konečných prvků (MKP) v programu Abaqus. Na základě analýzy MKP byl dále zkoumán svarový spoj mezi propojovací trubicou a konzolou s oky pro uchycení tažně – tlačné tyče. V místech tohoto spojení se tvořily vysoké hodnoty napětí, které převyšovaly hodnoty meze únavy daného materiálu. S odkazem na článek pana Ing. Pavla Šertlera byl na závěr proveden návrh již vytvořeného upraveného konstrukčního řešení bez problémového svaru.



Abstract

This bachelor thesis examines transmission of traction and breaking forces from the bogie to the body car of the metro vehicle. The beginning of the theoretical section contains explanation of basic terms. Next part of the theoretical section of this bachelor thesis describes three specific structural solutions of the body car bedding onto the bogie frame and transmission of longitudinal forces from the bogie onto the body car. The final part of theoretical section is about five specific metro vehicle bogies with one of the described structural solutions of the body car bedding onto the bogie frame and transmission of longitudinal forces. Practical part of the thesis introduces strength check of the selected mechanism that transmits longitudinal forces by traction rod. Selected traction rod was used for transmission of the traction and breaking forces in the bogie of the metro vehicle M1 operating in Prague. The first part of the practical section defines two forces. The calculation of stress was made for each of the forces in the cross section of the middle part of traction rod. The safety factor was determined as well. The strength check was done in two parts. The first part was analytical calculation and for the second part the program Abaqus was used. This program uses the finite element method. Based on the simulation in the Abaqus program, the welded joint between the two main parts of the traction rod was examined. In this part of the traction rod were high values of stress, which exceeded of the maximum of allowed stress value. The final part of the bachelor thesis introduces the new modified solution of the traction rod and this solution was designed without the problematic welded joint.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma: “Přenos tažných a brzdných sil z podvozku na skříň motorového vozu” vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne:

.....

(podpis autora)



Poděkování

Rád bych věnoval poděkování vedoucímu mé bakalářské práce panu doc. Ing. Josefu Kolářovi, CSc. za odborné vedení, cenné rady a trpělivost při řešení dané problematiky. Nakonec bych rád poděkoval rodině a nejbližším kamarádům za plnou podporu při studiu.



Obsah

1 Úvod.....	10
2 Základní pojmy.....	12
2.1 Kolejové vozidlo.....	12
2.2 Podvozek kolejového vozidla.....	14
2.3 Uložení skříně kolejového vozidla na podvozku.....	15
2.3.1 Kolébková koncepce.....	17
2.3.2 Bezkolébková koncepce.....	19
3 Konstrukční provedení uložení skříně na podvozku a přenos sil z podvozku na skříně vozidel metra.....	22
3.1 Uložení skříně kulovou tornou, přenos sil pomocí narážek.....	22
3.2 Uložení skříně na vzduchových pružinách, přenos sil pomocí otočného čepu s lemniskátovým mechanismem.....	23
3.3 Uložení skříně vzduchových pružinách, přenos sil pomocí tažně – tlačné tyče.....	25
4 Obecná specifikace a vybrané podvozky vozidel metra.....	26
4.1 Obecná specifika podvozků vozidel metra.....	26
4.2 Vybrané podvozky vozidel metra.....	27
4.2.1 Podvozek vozidel pražského metra typ 81-71.....	27
4.2.2 Podvozek vozidel pražského metra typ M1.....	29
4.2.3 Trakční a běžný podvozek pro metro C20 (Bombardier).....	31
4.2.4 Trakční a běžný podvozek pro lehké metro SF 1000HS – Vídeň (SIEMENS).....	32
4.2.5 Vývojový trakční podvozek pro metru typu Syntegra (SIEMENS).....	34
5 Vyšetření základních prostorových možností zástavby přenosu podélných sil u vozů metra.....	36
5.1 Vyšetření základních prostorových možností zástavby přenosu podélných sil pomocí tažně – tlačné tyče.....	37
6 Rozbor silových účinků na zvolený mechanismus přenosu podélných sil pomocí tažně tlačné tyče.....	39
7 Pevnostní výpočet tažně – tlačné tyče.....	42
7.1 Volba polotovaru a materiálu tyče.....	42
7.2 Rozměry výpočtového modelu tažně – tlačné tyče.....	43



7.3 Analytický výpočet.....	44
7.3.1 Vzpěrná stabilita prutu	44
7.3.2 Výpočet vzpěrné stability prutu	47
7.3.3 Výpočet napětí v průřezu prutu	49
7.3.3.1 Od provozního zatížení F_o (<i>provozní</i>)	49
7.3.3.2 Od extrémního zatížení F_o (<i>MAX</i>)	54
7.4 Výpočet metodou konečných prvků.....	57
7.4.1 Metoda konečných prvků (MKP)	57
7.4.2 Výpočet v programu Abaqus	59
7.4.3 Výsledky úlohy pomocí programu Abaqus	67
7.5 Svarový spoj propojovací trubky a konzoly s oky tažně – tlačné tyče.....	73
7.6 Návrh upraveného konstrukčního řešení tažně – tlačné tyče pražského vozu metra M1	77
7.6.1 Návrh průřezu spojovací části tažně – tlačné tyče	78
7.6.2 Návrh průřezu připojovacího oka ve svislé rovině řezu středem oka	83
8 Seznam použité literatury.....	87
9 Seznam obrázků.....	88
10 Seznam tabulek	90
11 Seznam příloh	90



1 Úvod

Tažné a brzdné síly, které můžeme také nazývat silami podélnými, kvůli jejich směru působení s ohledem na směr pohybu kolejového vozidla, jsou vyvozovány tzv. pojezdem kolejového vozidla. Tento pojezd v dnešní době u osobních vozů a lokomotiv tvoří jednotlivé podvozky, jejichž konstrukční celek obsahuje zařízení pohonu a brzd, která vyvozují tyto podélné silové účinky. Konstrukční řešení přenosu těchto sil z podvozku na skříň vozu je nedílnou součástí každého kolejového vozidla i vozidel hromadné dopravy metra, jejichž podvozky a řešeními přenosu podélných sil se tato bakalářská práce zabývá. Výroba a návrh řešení problému přenosu podélných sil z podvozku na skříň vozidel metra jsou samozřejmě ovlivněny dobou a aktuálními technickými možnostmi, jako jsou např. materiály a dostupné konstrukční prvky. Avšak konkrétní konstrukční řešení tohoto problému úzce souvisí s uložením skříně vozu na podvozku a také s volbou sekundárního vypružení. Dříve se v konstrukci podvozků vozidel metra využívaly ocelové šroubovitě pružiny sekundárního vypružení, stejně jako u jiných osobních kolejových vozidel. V dnešní době převládá využití vzduchového sekundárního vypružení, které splňuje požadavek konstantní výšky podlahy, v závislosti na okamžité obsazenosti vozu (okamžitým zatížením), s výškou nástupiště.

Cílem této bakalářské práce je jednak vypracování rešerše na téma konstrukčních řešení výše zmíněného problému přenosu podélných sil, ale také výběr jednoho konkrétního řešení a provedení pevnostního výpočtu tohoto mechanismu.

V teoretické části jsou popsány tyto tři konkrétní konstrukční řešení uložení skříně na podvozku a přenosu podélných sil z podvozku na skříň vozidel metra:

- uložení kulovou tornou, přenos sil pomocí narážek,
- uložení skříně na vzduchových pružinách sekundárního vypružení, přenos sil pomocí otočného čepu a lemniskátového mechanismu,
- uložení skříně na vzduchových pružinách sekundárního vypružení, přenos sil pomocí tažně – tlačné tyče.

Dále je uvedeno několik příkladů podvozků vozidel metra, které využívají výše zmíněných konstrukčních řešení.



Praktická část této bakalářské práce se věnuje pevnostnímu výpočtu zvoleného řešení pomocí tažně – tlačné tyče, a to přímo konkrétního konstrukční řešení použitého u vozidel pražského metra M1. Cílem této praktické části je stanovit hodnoty bezpečnosti vznikajícího napětí v průřezu pro dvě definovaná zatížení jednak analytickým výpočtem, ale také výpočtem pomocí metody konečných prvků.

Při vypracování teoretické části jsem jako zdroje využil převážně naučné texty od autorů zabývajících se problematikou kolejových vozidel a jejich podvozků, ale také internetové zdroje s touto problematikou. Přímé citace z těchto zdrojů jsou označeny do „uvozovek“ a hned za citovaným textem je odkaz na zdroj v hranatých závorkách [x]. Parafrázované informace jsou označeny odkazem na zdroj v hranatých závorkách [x] za konkrétním odstavcem. Pro vypracování praktické části jsem využil znalostí z oboru pružnosti a pevnosti získaných při studiu a také rad a informací od vedoucího této bakalářské práce pana doc. Ing. Josefa Koláře, CSc.

2 Základní pojmy

2.1 Kolejové vozidlo

„Kolejové vozidlo je dopravní prostředek, přizpůsobený k jízdě po koleji. Kolej vozidlo nese a vede. Dvěma hlavními konstrukčními celky všech kolejových vozidel, jejichž konkrétní provedení samozřejmě odpovídá typu konkrétního vozidla, jsou:

- **skříň** kolejového vozidla včetně tažného a narážecího ústrojí. U nákladních vozů, jako plošinové nebo kontejnerové, které nemají skříň by bylo možné použít výraz *nadstavba*.
 - **Pojezd** kolejového vozidla se soustavou vypružení, brzdy, případně i pohonu.“
- [1]

Skříň kolejového vozidla je uložena na pojezdu. Obecně můžeme říct, že je konstrukčně uzpůsobena podle účelu, pro který je vozidlo určeno. U osobních vozů to je přeprava osob a u nákladních např. přeprava nějakého materiálu. Hrubá stavba skříně vozů osobní dopravy se skládá ze spodku, bočnic, čela a střechy. Technické požadavky na hrubou stavbu skříně jsou např. dostatečná nosnost, pasivní bezpečnost a protipožární odolnost, příznivá aerodynamika a samozřejmě co nejnižší možná hmotnost. Dalším významným požadavkem, který v dnešní době určitě nabyl mnohem větší důležitosti než v minulosti, je atraktivní a moderní vzhled. [2][3][4]

Vzhledem k tématu této bakalářské práce se problematikou skříně kolejového vozidla a její konstrukce tato práce nebude dále zabývat.

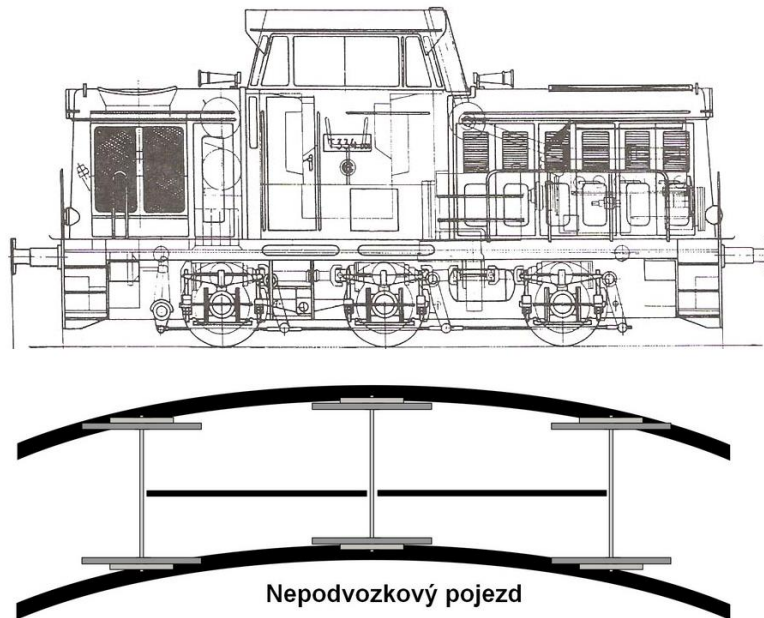
„Pojezd kolejového vozidla je obecně zařízení, které je zabudováno mezi kolejí a vozidlovou skříní nebo nástavbu (u nákladního vozidla) a slouží k nesení a vedení vozidla v koleji.“ [2]

Pojezdy kolejových vozidel můžeme rozlišit podle konstrukce na dva typy:

- **bezpodvozková** kolejová vozidla (rámový pojezd),
- **podvozková** kolejová vozidla (podvozkový pojezd). [2][5]

Rámový pojezd je nejjednodušší uspořádání pojezdu u kolejových vozidel. Dvojkolí s pružicími prvky jsou upevněna přímo ke spodku vozu. Jednoduché vypružení je převážně realizováno pomocí parabolických pružnic. Tento typ pojezdu se využívá u dvounápravových nákladních vozů. [2][3]

Na obrázku Obr. 1 je znázorněn třínápravový nepodvozkový pojezd (dole) a výkresové schéma posunovací lokomotivy s tímto pojezdem (nahore).



Obr. 1: Schéma nepodvozkového třínápravového pojezdu (dole) a výkresové schéma posunovací lokomotivy [10] s tímto pojezdem (nahore)

Vozidlo s **podvozkovým pojezdem**, jak naznačuje název, má dvou nebo více nápravové podvozky, které disponují pohyblivostí vůči skříni vozu kolejového vozidla. Podvozková kolejová vozidla můžeme obecně rozdělit na dvě hlavní skupiny:

- KV s podvozkem s **jednostupňovým vypružením** (primárním),
- KV s podvozkem s **dvoustupňovým vypružením** (primárním a sekundárním).

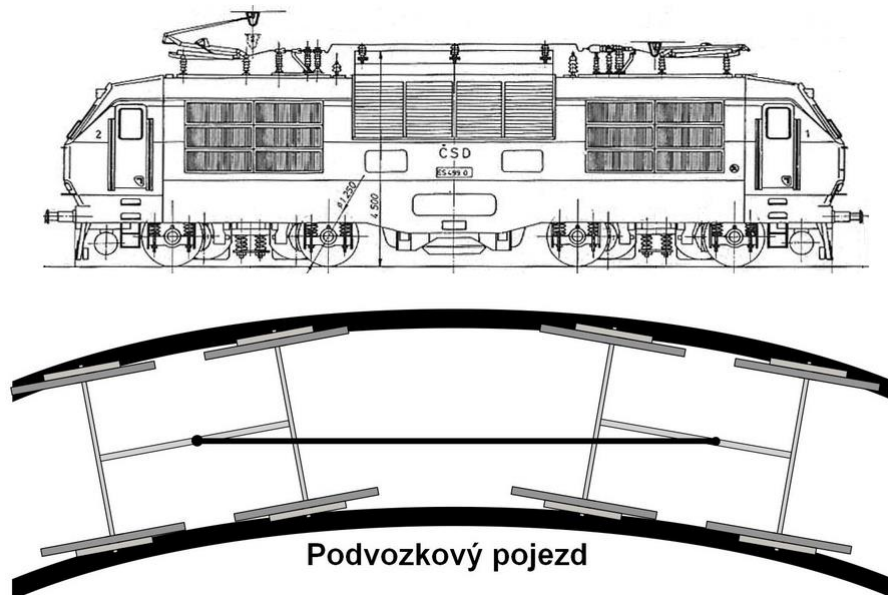
[2][5]

Podvozky s **jednostupňovým vypružením** jsou užívány převážně u nákladních vozů. Z vývojového hlediska je můžeme rozdělit dvě hlavní skupiny:

- podvozky evropského typu – mají jen primární vypružení, sekundární chybí; pokud jde o použité pružící prvky, jsou to pružnice u šroubovité pružiny,
- podvozky amerického typu – mají sekundární vypružení a primární chybí; užívá se převážně sady po stranách umístěných šroubovitých pružin.[5]

Podvozky s **dvoustupňovým vypružením** se používají převážně u osobních vozů (motorových, elektrických) a lokomotiv pro dosažení lepších jízdních vlastností při vyšších rychlostech. [3][5]

Na obrázku Obr. 2 je schéma podvozkového pojezdu (dole) a výkresové schéma elektrické lokomotivy s tímto pojezdem (nahore).



Obr. 2: Schéma podvozkového pojezdu (dole) a elektrické lokomotivy [11] s tímto pojezdem (nahore)

2.2 Podvozek kolejového vozidla

„Podvozek je dvou nebo vícenápravový vozík, vložený otočně mezi spodek vozu nebo hlavní rám lokomotivy a kolej, který má jistou pohyblivost vůči spodku vozidlové skříň.“ [2]

Podvozek kolejového vozidla se vyznačuje existencí samostatného rámu, který tvoří jeho hlavní součást. Nejčastěji bývá svařovaný (někdy i litý). Právě vložení rámu mezi dvojkolí a skříň vozu umožňuje dvojitě vypružení a z pojezdu vytváří podvozek. Jeho základní geometrickou charakteristikou je rozvor podvozku. Rozeznáváme rám tuhý nebo poddajný. [5]

Konstrukčně může být rám podvozku obvodově uzavřený, tvořený dvěma podélníky a dvěma čelníky s jedním nebo několika příčníky a výztuhami. Toto řešení se nejčastěji využívá u lokomotiv a označujeme jej jako tuhý rám. U motorových vozů a vozidel metra



jsou používány rámy podvozků otevřené, které jsou koncipovány do tvaru písmene H, tj. bez čelníků. To umožňuje snížení hmotnosti a zvyšuje poddajnost rámu podvozku.

Dalšími prvky podvozku jsou:

- dvojkolí s jeho uložením, vedením a vypružením (primární);
- pohon kolejového vozidla;
- brzda;
- sekundární vypružení;
- komponenty – tlumičí (např. hydraulické tlumiče); vodící; úložné a závěsné.[5]

Vzhledem k širokému uplatnění kolejových vozidel neexistuje jedno univerzální konstrukční řešení podvozku pro všechna kolejová vozidla. Vlastnosti podvozků jsou uzpůsobovány tak, aby vyhovovaly vozidlům určitého zaměření. Jedním z hlavních kritérií je, zda jde o vůz osobní nebo nákladní. Nejběžnější koncept dnešních podvozků osobních kolejových vozidel je dvounápravový podvozek s primárním a sekundárním vypružením.

Právě podle umístění sekundárního vypružení a způsobu uložení skříně na podvozku se využívají dva konstrukční typy dvounápravových podvozků. **Kolébkové** uspořádání se šroubovitými pružinami a paralelním tlumičem, nebo **bezkolébkový** s pneumatickým vypružením nebo flexi-coil pružinami.[2] Obě koncepce jsou detailněji popsány v následujících kapitolách této bakalářské práce.

2.3 Uložení skříně kolejového vozidla na podvozku

Tématem této bakalářské práce je řešení přenosu podélných sil (tažných/brzdných) mezi podvozkem a skříní kolejového vozidla, to je úzce spjato s konstrukčním řešením uložení skříně vozidla na podvozku. Tato kapitola se zabývá obecným popisem některých způsobů uložení skříně na podvozku a dále také podrobnějším popisem dvou konstrukčních koncepcí podvozků.

Obecně vazba mezi podvozkem a skříní vozu musí zajistit:

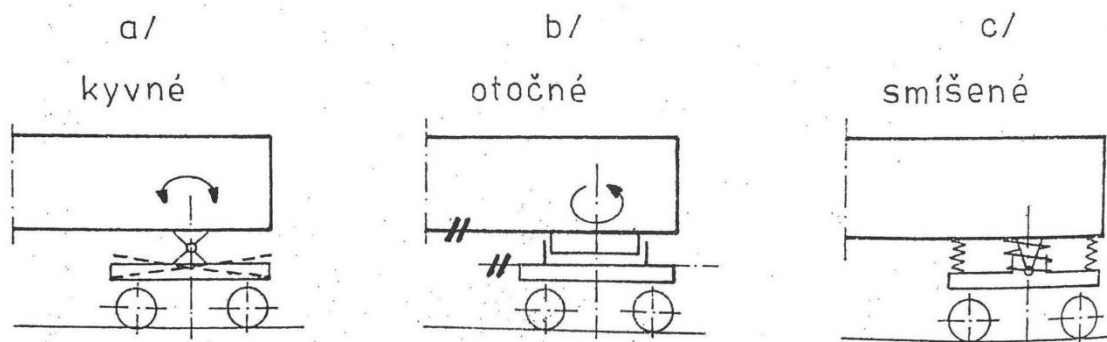
- přenos svislých, příčných i podélných sil z příčnicku rámu podvozku nebo kolébky na spodek skříně vozu,
- v určitém rozmezí umožnění natáčení podvozku pod skříní vozu a ostatní žádoucí pohyby vozové skříně vůči podvozku,

- rovnoměrné rozdělení zatížení kol v podvozku. [2][3]

Uložení skříně vozidla na podvozku lze rozdělit na tři typy podle konstrukce, na:

- **kloubové** (kyvné) – umožňující rámu podvozku v malých úhlech naklápění kolem příčné osy (kývání). Sekundární vypružení se nachází ve středové ose podvozku,
- **nekloubové** (otočné) – nedovoluje kývání rámu podvozku vůči skříně vozidla. Rám vozidla trvale zaujímá rovnoběžnou polohu se skříní vozu,
- **polokloubové** (smíšené) – čtyřbodové uložení skříně umožňující naklápění rámu vůči skříně vozidla za vzniku přídavného klopného momentu. [5][6]

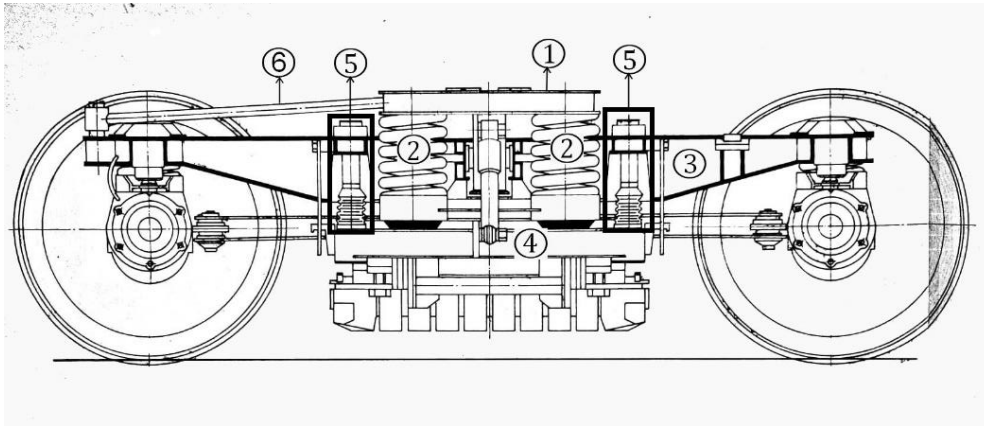
Volba typu uložení skříně na podvozku kolejového vozidla určuje, jakým konstrukčním řešením bude podvozek zkonstruován (kolébkový nebo bezkolébkový).



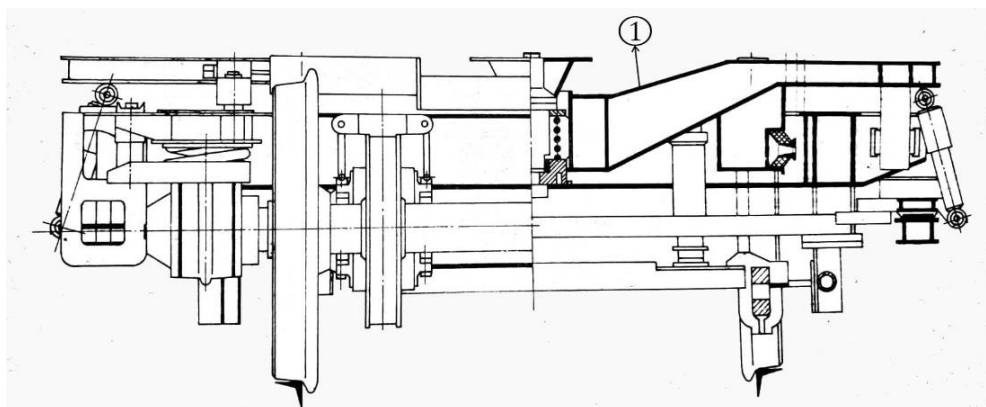
Obr. 3: Typy uložení skříně na podvozku [5]

2.3.1 Kolébková koncepce

Příklad dvounápravového podvozku kolébkové koncepce dokumentují obrázky Obr. 4 a 5. U této koncepce je rám podvozku tvořen rovnými podélníky, které jsou svázané dvěma příčnými, na kterých je přes čtyři závěsy (poz.5) zavěšena kolébka (poz.4 a poz.1).



Obr. 4: Pohled z boku na podvozek kolébkové koncepce [7]



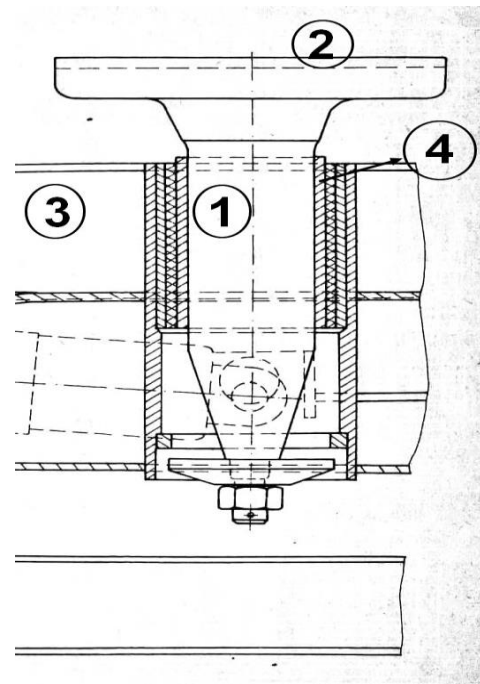
Obr. 5: Příčný řez kolébkou (vpravo) a pohled na čelní část podvozku (vlevo) kolébkové koncepce [7]

Kolébkou nazýváme konstrukční sestavu tvořenou:

- spodním nosníkem (poz.4) zavěšeným na čtyřech výškově stavitelných svislých závěsech (poz.5); na tomto spodním nosníku jsou uloženy pružiny sekundárního vypružení (poz.2),
- horním nosníkem (poz.1) uloženým na pružinách sekundárního vypružení, spojený pomocí dvojice podélních táhel s rámem podvozku (poz.6); horní nosník kolébky je opatřený kloubem pro otočné uložení skříně vozidla.

Příkladem otočného uložení může být uložení pomocí kulové a ploché torny, nebo pomocí otočného čepu.[3][7]

Příklad přenosu podélných sil z kolébky na skříň vozidla pomocí otočného čepu ukazuje obrázek Obr. 6. Otočný čep je přišroubován k hlavnímu příčnicku vozové skříně (poz.2) a na druhé straně prochází otvorem v kolébce podvozku (poz.3). Tento otvor je z důvodu absorbování vibrací vypouzdřen pryžovým silentblokem (poz.4) nebo pryžo-kovovou pružinou. Spodní strana čepu je přizpůsobená tomu, aby zajistila současné zvedání vozu i podvozku.[2][3]

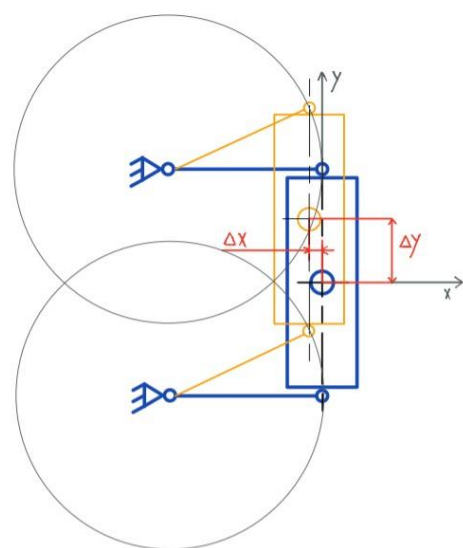


Obr. 6: Řez v místě otočného čepu [7]

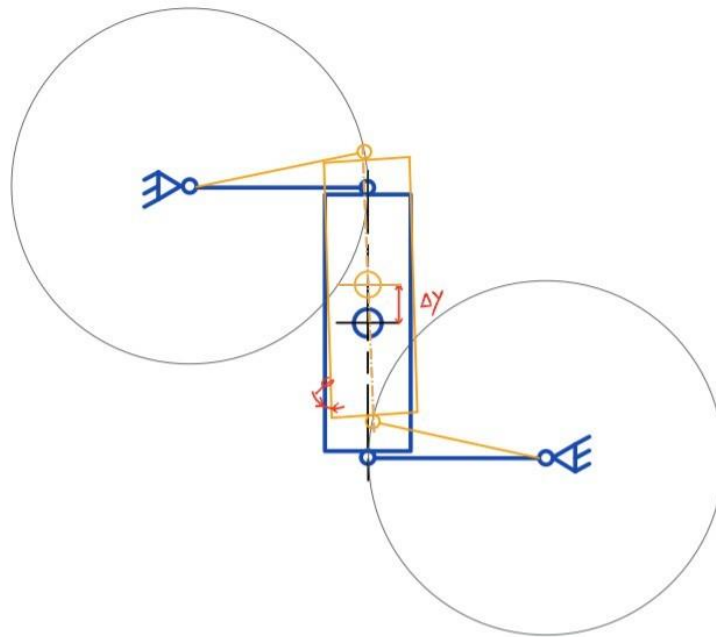
U těchto podvozků je kromě otočného čepu důležitá vazba mezi kolébkou a rámem podvozku.

U starších podvozků byla horní kolébka umístěna mezi narážky, které po vyčerpání vůle přenesly tažnou sílu. U moderních podvozků je tato vazba nejčastěji provedena pomocí podélných táhel. Tato táhla mohou být zapojena do paralelogramu nebo antiparalelogramu.

Zapojení do paralelogramu je znázorněné na obrázku Obr. 7. Tato vazba kolébky umožňuje její pohyb do směru osy x i y . To má za následek namáhání pružiny větší příčnou výchylkou $w = \sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2}$. V případě zapojení kolébky pomocí táhel do antiparalelogramu, jak je znázorněno na obrázku Obr. 8, jsou pružiny namáhány hlavně ve směru osy y , neboť střed kolébky se pouze posouvá ve směru osy y .



Obr. 7: Schéma zapojení podélných táhel do paralelogramu



Obr. 8: Schéma zapojení podélných táhel do antiparalelogramu

Natočení kolébky φ je zanedbatelné, a proto je výchylka zatěžující sekundární vypružení rovna $w = \Delta y$.

2.3.2 Bezkolébková koncepce

Nevýhody spojené s uložením kolébkové koncepce řeší konstrukční řešení bez kolébky, kde je skříň vozu uložena přímo na pružinách sekundárního vypružení. Hlavní výhodou je nižší hmotnost a jednoduchá konstrukce podvozku, která je způsobená absencí kolébky a konstrukčních uzlů s ní spojených, dále je zde také menší počet dílů, které podléhají provoznímu opotřebení.

Konstrukčním prvkem, který musel být přizpůsoben bezkolébkové koncepci je sekundární vypružení. Vzhledem k absenci kolébky musí sekundární vypružení zajišťovat nejen svislé, ale i příčné vypružení. K tomuto účelu se využívají buď štíhlé šroubovitě vinuté pružiny s velkým počtem činných závitů, tzv. flexi-coil pružiny nebo pružiny vzduchové.[3][7] Vypružení pomocí flexi-coil pružin se u vozidel metra nevyužívá, proto se dále tato bakalářská práce bude podrobněji zabývat vzduchovým vypružením.

Výše zmíněné vzduchové pružící prvky se plní tlakovým vzduchem. Přívod, případně odpuštění vzduchu zajišťuje pneumatický regulační ventil. Tento ventil reaguje

na okamžitou výšku skříňe vozu nad rámem podvozku, můžeme tedy říct, že sekundární vypružení pomocí vzduchových pružin je vypružení s regulovatelnou výškou. Této výhody se využívá právě u vozů metra, kdy pneumatické vypružení vyrovnává výšku podlahy vozové skříňe s výškou nástupiště při různém zatížení skříňe. Podmínkou je stálý přívod energie, v tomto případě tlakového vzduchu. Další výhodou je snížení hluku, které je zapříčiněno vymizením kovové vazby vozové skříňe s podvozkem. Nevýhodou je nutnost doplnění vzduchového vypružení pružinami nouzového vypružení, které je zpravidla realizované pomocí pryžokovových prvků.

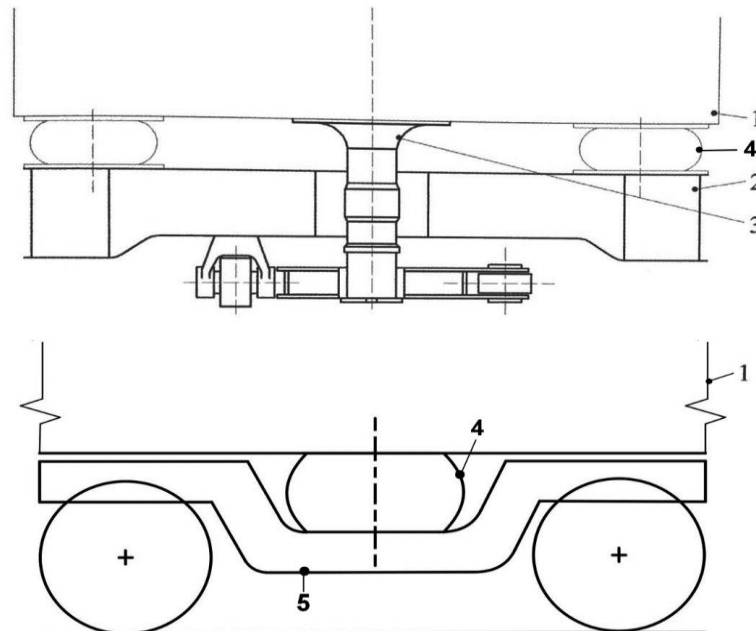
Dále bylo nutné změnit způsoby podélného vedení podvozku, tj. přenosu podélných sil. Rám podvozku se váže k vozové skříni nejčastěji:

- Jedním robustním podélným táhlem s pryžovými silentbloky v obou okách; táhlo musí svým vodorovným a svislým natáčením obsáhnout celý provozní rozsah relativních pohybů rámu a podvozku proti vozové skříni a musí být schopno přenést i síly vznikající při nárazu (havárii) vozidla, nemělo by dojít k utržení podvozku.
- Přímovodem zpravidla sestaveným ze dvou podélných táhel spojených příčnou pákou, v jejímž středu je silentblok objímající otočný čep rámu podvozku. Přímovod může být zapojen do paralelogramu nebo do antiparalelogramu (lemniskátový mechanismus).
- Dalším možným způsobem přenosu je nízko uložený otočný čep s tzv. lemniskátovým mechanismem. Toto řešení se zpravidla používá u lokomotiv.

Na obrázek Obr. 9 je schematicky znázorněna bezkolébková koncepce podvozku kolejového vozidla (motorového vozu). Skříň vozu (poz.1) je otočně uložena na vzduchovém sekundárním vypružením (poz.4). V příčniku rámu podvozku (poz.2) je uložena skříň pomocí otočného čepu (poz.3) a nízko položeného mechanismu. Na pohledu z boku (dole) můžeme vidět ponížený podélník rámu podvozku (poz.5), který se výrazně liší od podélníku kolébkové koncepce. Důvodem je vytvoření místa pro sekundární vypružení.

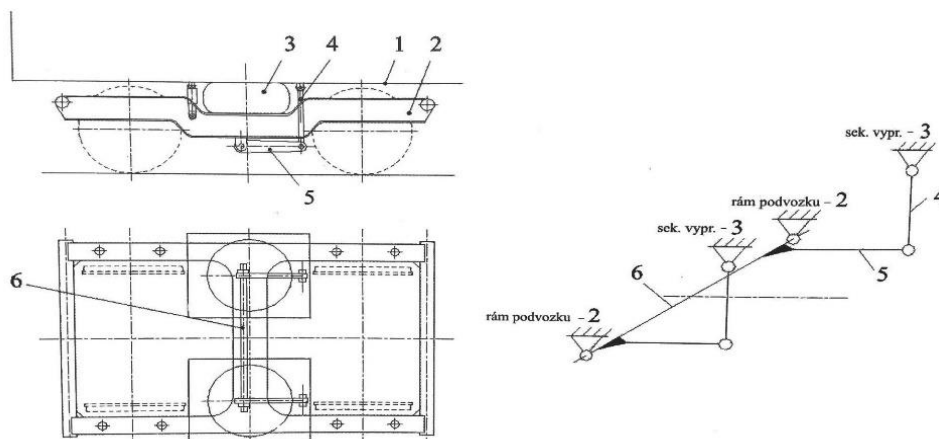
Bezkolébková koncepce se sekundárním vypružením vzduchovými pružinami umožňuje dosáhnout „měkké“ frekvence houpání skříňe vozidla cca 1-1.2 Hz, avšak vykazuje malou

úhlovou tuhost. To zapříčiňuje nežádoucí kolébové pohyby skříňě kolem podélné osy, např. při vyšších rychlostech, nebo při průjezdu obloukem. Proto se často u podvozků metra doplňují vzduchové pružiny torzním stabilizátorem a svislými hydraulickými tlumiči. Schéma konstrukčního řešení torzního stabilizátoru ukazuje obrázek Obr. 10.



Obr. 9: Schematicky znázorněna bezkolébková koncepce – řez příčnickem rámu podvozku (nahore) [2]; pohled z boku (dole)

Skříň vozu (poz.1) spočívá na horní desce sekundárního vypružení (poz.3). Deska je spojena s táhlem (poz.4) a s pákou (poz.5), která je pevně spojena torzní tyčí (poz.6). Tato tyč má na koncích lůžka, která jsou pevně spojena s rámem podvozku (poz.2). Při kolébání vozu je torzní tyč zkrucována, což vyvolá vratný stabilizující moment.

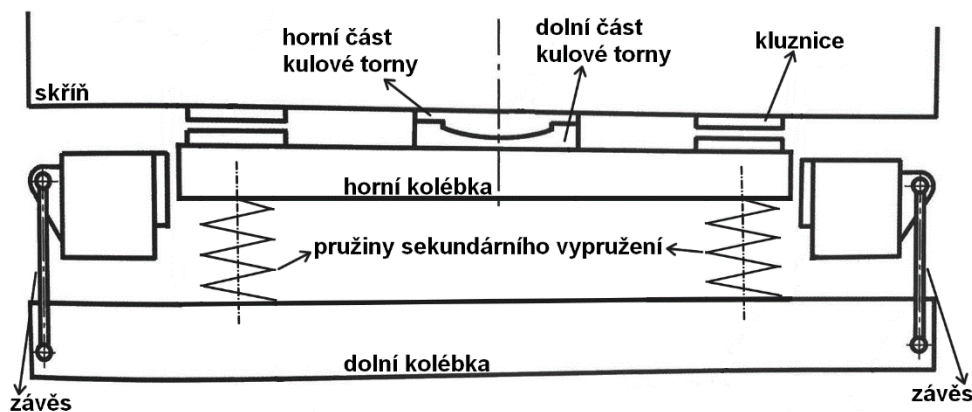


Obr. 10: Situační schéma torzního stabilizátoru [2]

3 Konstrukční provedení uložení skříňe na podvozku a přenos sil z podvozku na skříň vozidel metra

3.1 Uložení skříňe kulovou tornou, přenos sil pomocí nárážek

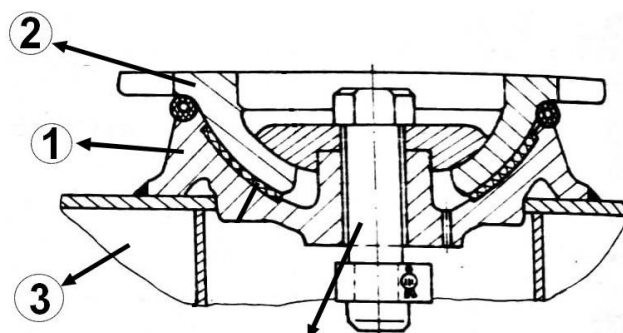
Skříň vozu je uložena na hlavní příčnick podvozku pomocí kulové torny a dvou postranních kluznic. Tyto kluznice mohou být buď odpružené nebo neodpružené. Schematické zobrazení uložení skříňe vozu pomocí kulové torny můžeme vidět na obrázku Obr. 11.



Obr. 11: Schematické zobrazení uložení skříňe vozu na podvozku pomocí kulové torny [2]

Kulová torňa přenáší všechny síly vznikající mezi vozovou skříňí a podvozkiem ve vodorovné rovině a velkou část zatížení v rovině svislé. Zbylou část zatížení přenášejí postranní kluznice při náklonu skříňe vozu.

Samotná torňa (Obr. 12) je tvořena horní (poz.2) a dolní částí (poz.1). Dolní část je umístěna na kolébce (poz.3) a horní na příčnicku vozové skříňe. Horní část přesně zapadá do spodní a pomocí svorníku (poz.4) je zajištěno souběžné zvedání podvozku se skříňí vozu.



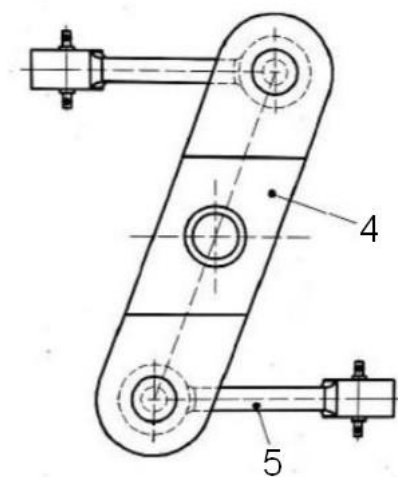
Obr. 12: Kulová torňa [7]

Kolébka je uložena na pružinách sekundárního vypružení, které jsou neseny nosiči sekundárního vypružení (dolní kolébka). Tyto nosiče jsou pomocí závěsů připojené k podélníkům rámu podvozku.

Podélné vedení kolébky je zajištěno pomocí narážek po stranách kolébky. Ty se po vyčerpání vůle opřou o protikus na příčnicku rámu podvozku a přenesou tažnou sílu.

3.2 Uložení skříňe na vzduchových pružinách, přenos sil pomocí otočného čepu s lemniskátovým mechanismem

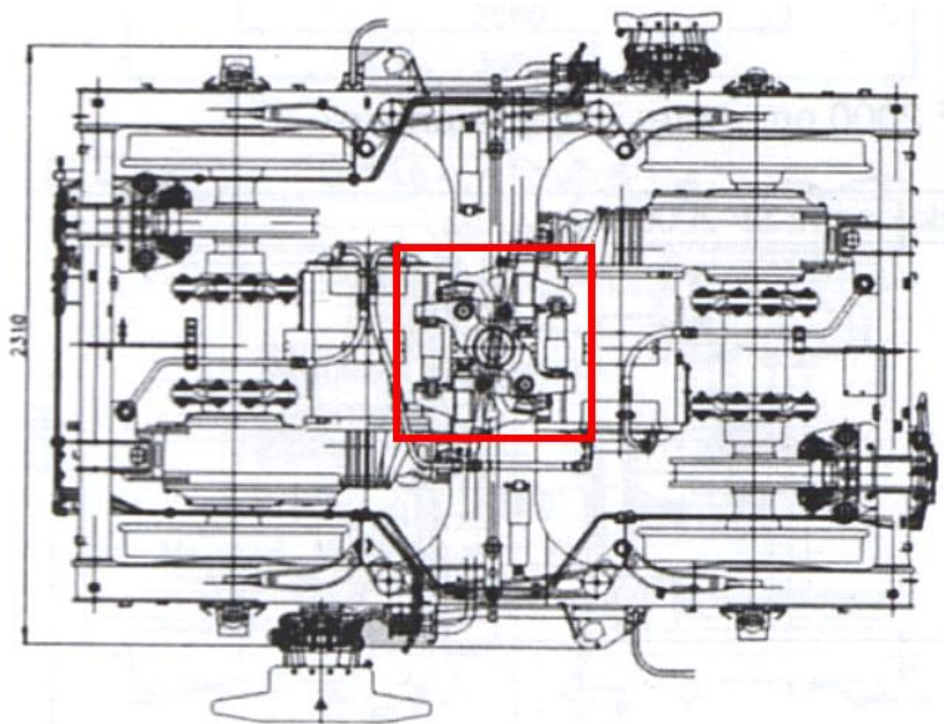
Pro přenos sil v tomto konstrukčním řešení se využívá otočný čep připojený k lemniskátovému mechanismu (Z-mechanismu), zobrazeného na obrázku Obr. 13. Tento mechanismus je tvořen dvěma ojnicemi (poz.5) připojených přes pryžokovové silentbloky na jednom konci k vahadlu (poz.4) a na druhém k rámu podvozku. Zapojení těchto ojnic je do antiparalelogramu.



Obr. 13: Lemniskátový mechanismus [2]

Skříň je uložena na vzduchovém sekundárním vypružení. Otočný čep je na jedné straně upevněn na skříni vozidla a prochází příčnickem rámu podvozku, kde je na něj připojen Z-mechanismus. Toto konstrukční řešení umožňuje příčné pohyby i natáčení rámu podvozku vůči skříni vozidla. Vzduchové vypružení zajišťuje svislé a příčné pohyby skříňe, dále bezproblémové kolébání, kývání a vrcení rámu podvozku pod skříni vozidla.

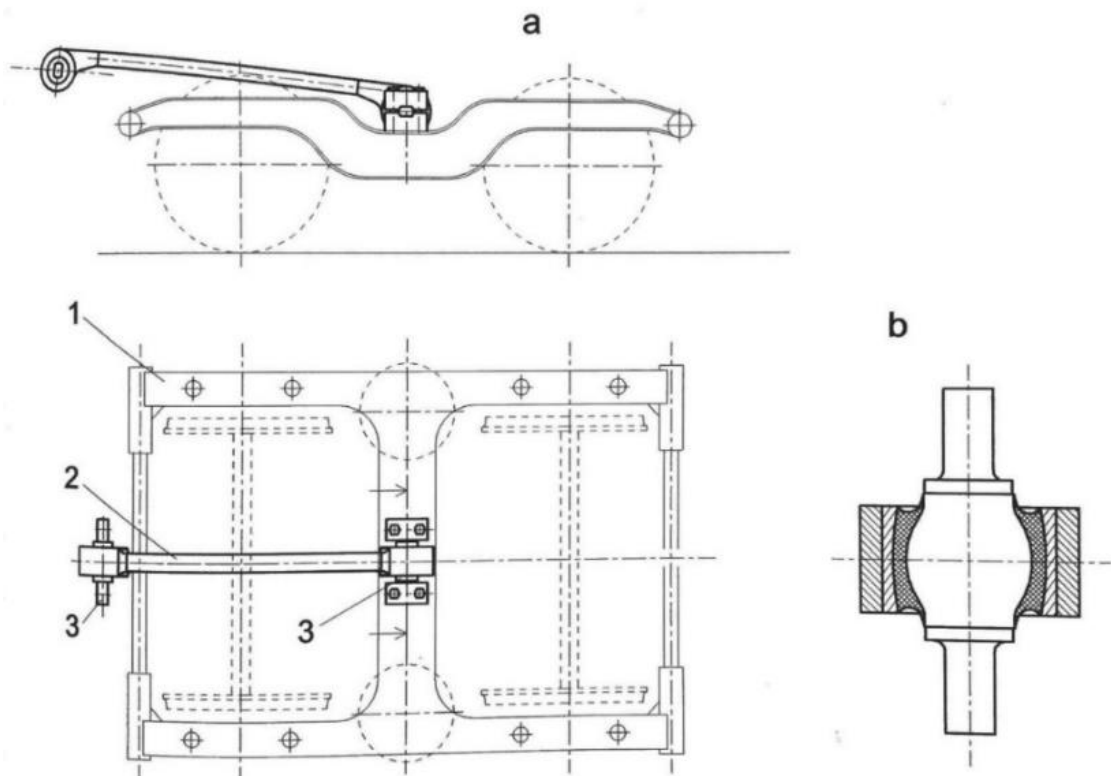
Na obrázku Obr. 15 můžeme vidět toto konstrukční řešení přenosu sil použité u podvozku vozidel Vídeňského metra, kde je Z – mechanismus ukotven na horní plochu příčnicku rámu podvozku.



Obr. 14: Podvozek vozidel vídeňského metra [9]

3.3 Uložení skříňě vzduchových pružinách, přenos sil pomocí tažně – tlačné tyče
Je více způsobů, jak můžeme propojit skříň vozu s podvozkem pomocí tažně – tlačné tyče. Tato bakalářská práce popíše jeden, který se hojně vyskytuje v konstrukcích podvozků vozidel metra.

Schéma tohoto konstrukčního řešení můžeme vidět na obrázku Obr. 15. Tažně – tlačná tyč (poz.2) je relativně dlouhá a má na každé straně oko, které slouží k připojení. Na jedné straně se tyč ukotví ke konzolám na příčnici rámu podvozku (poz.1) a na druhé ke konzolám na skříni vozidla. V těchto okách jsou pryžokovové silentbloky (poz.3), které snižují vibrace a hluk.



Obr. 15: Schéma zapojení tažně – tlačné tyče pro přenos podélných sil z podvozku na skříň vozu [9]



4 Obecná specifikace a vybrané podvozky vozidel metra

4.1 Obecná specifika podvozků vozidel metra

Funkcí se podvozky vozidel metra neliší od podvozků hnacích železničních vozidel. Jiné je však prostředí, ve kterém jsou provozovány.

„Provozní podmínky v tunelu jsou příznivější než na otevřené železnici, což přináší vyšší součinitel adheze a s tím spojené výhody i nevýhody. Také další okolnosti ovlivňují koncepci podvozků metra. Patří k nim:

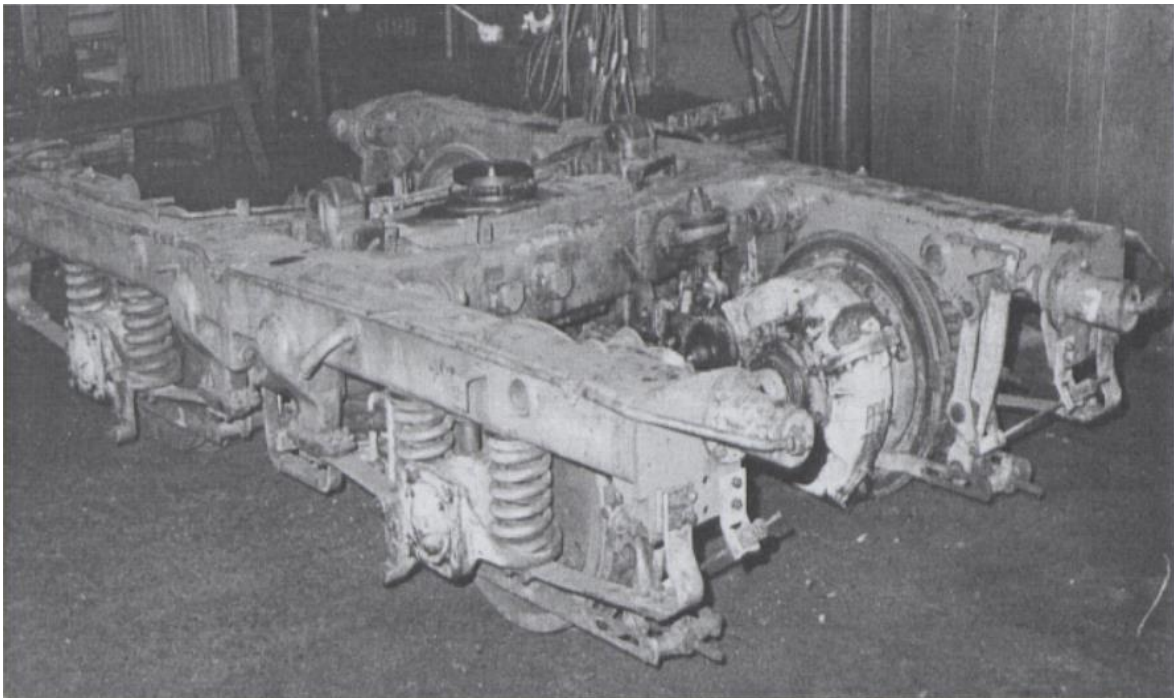
- *výška podlahy vozidel metra bývá kolem 1150 mm od temene kolejnice, což umožňuje lepší prostor pro konstrukci podvozku.*
- *Výška podlahy by měla být na konstantní úrovni, aby byla v úrovni nástupiště. Tento požadavek splňuje s výhodou vzduchové vypružení.*
- *Napájení elektrickým proudem v evropských podmínkách je obvykle třetí kolejnicí. Na podvozku musí být instalován sběrač proudu.*
- *Příznivé adhezní podmínky umožňují absenci pískování a k němu příslušného zařízení.*
- *Příznivé adhezní podmínky na přímé trati, při jízdě v oblouku působí naopak nepříznivě (opotřebení dvojkolí) vyžaduje mazání okolků. Ať už na vozidle nebo na koleji.*
- *Výkony trakčních motorů obvykle nepřesáhnou 200kW.“[9]“*

Podvozky vozidel metra mají obecně menší rozměry než podvozky železničních vozidel. Např. rozvor podvozků u vozidel metra bývá obvykle od 2100 mm do 2300 mm, průměr dvojkolí většinou nepřesahuje hodnotu 850 mm a nápravové zatížení u evropských vozidel metra je kolem 13,5 t na nápravu. Tyto hodnoty můžeme porovnat s rozměry železničního podvozku bezkolébkové koncepce SF200 od firmy Siemens, Tento podvozek má rozvor 2560 mm, průměr dvojkolí 920 mm a maximální nápravové zatížení 17 t. [2][9]

4.2 Vybrané podvozky vozidel metra

4.2.1 Podvozek vozidel pražského metra typ 81-71

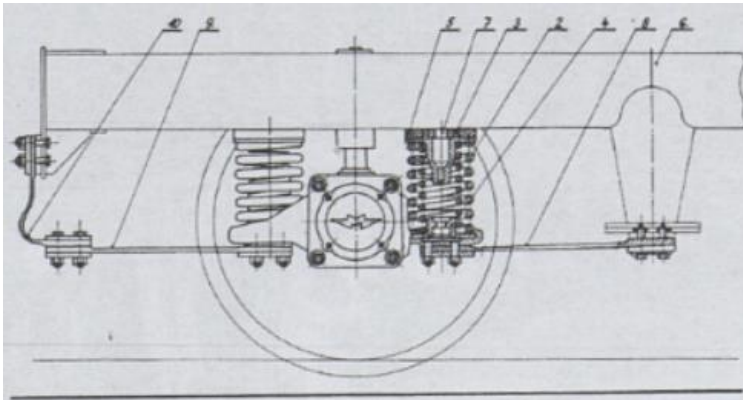
Tento trakční podvozek pražského metra vycházel z koncepce používané u vozidel metra v tehdejší SSSR. Rozchod podvozku byl upraven pro pražské metro z 1520 mm na 1435 mm. Starší koncepce těchto podvozků byla produkována ruským Mytiščinským závodem.[9]



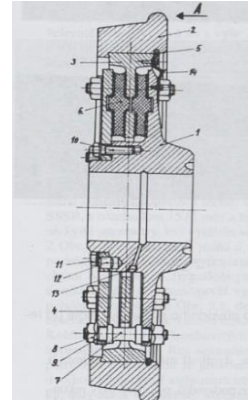
Obr. 16: Fotografie původního podvozku vozu pražského metra 81 – 71 [9]

Popis podvozku cituji z učebního textu [9]: „Z Obr. 16 je vidět, že se jedná o podvozek s otevřeným rámem typu H, s dvěma příčnicí a dvěma podélníky, s primárním vypružením šroubovitými pružinami, a s vedením nápravového ložiska plochými pásy (Obr. 17), podobnými jako u německých podvozků Minden Deutz. Původně dodávané dvojkolí mělo skládaná, pryží vypružená kola (Obr.18) plnou nápravu, s nasazenou převodovkou pohonu dvojkolí. Na Obr. 19 je vidět, že mezi příčnicí rámu podvozku se nachází horní část kolébky, uprostřed je kulová torna, na koncích kolébky jsou dvě rolny, na obojím spočívá skříň vozu. Kolébka spočívá na šroubovitých pružinách sekundárního vypružení, paralelně s pružinami je šikmý hydraulický tlumič. Řez sekundárním vypružením je na Obr. 20. Přenos podélných sil mezi rámem podvozku a kolébkou je prostřednictvím kluznic, které jsou na konci svislých

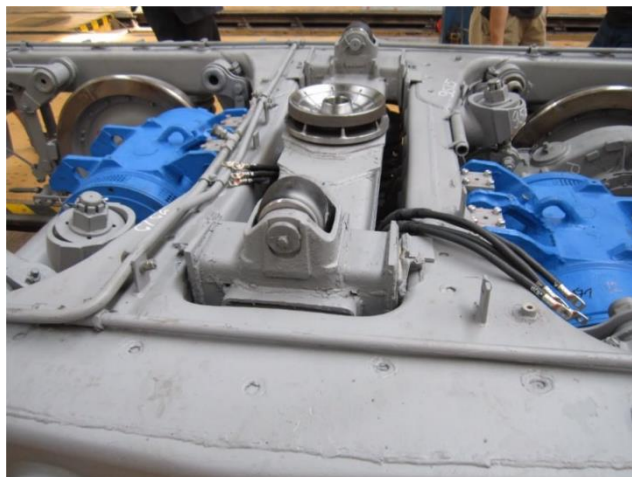
stěn kolébky. Pohon dvojkolí obstarávají stejnosměrné trakční motory s vlastním ventilátorem, zavěšené na rámu podvozku, tedy zcela vypružené. Mezi trakčním motorem a jednostupňovou převodovou skříní byla původní kardanová spojka ruské konstrukce, po rekonstrukci nahrazená zubovou spojkou firmy KWD. Každé kolo je brzděno oboustranně špalíkovou brzdou, každé kolo má svůj vlastní vodorovný brzdový válec.“



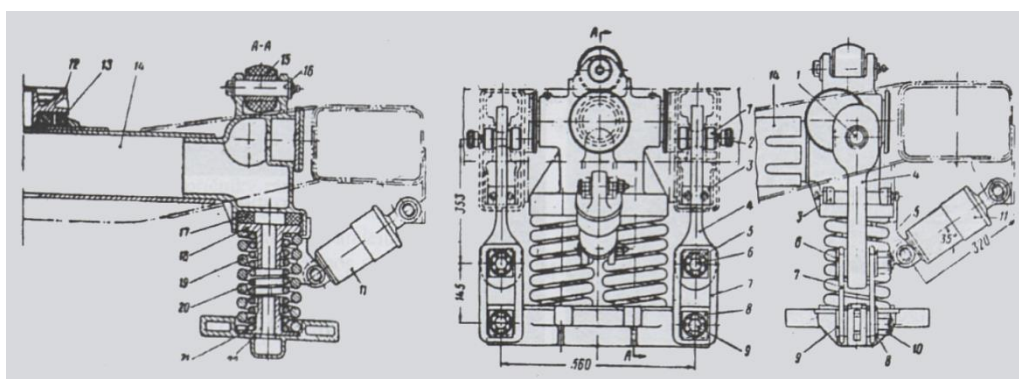
Obr. 20: Vedení dvojkolí původní ruské konstrukce [9]



Obr. 17: Složené pryží vypružené kolo



Obr. 19: Fotografie kolébky podvozku vozu pražského metra typ 81–71 [13]



Obr. 18: Řez sekundárním vypružením (vlevo), pohled na sekundární vypružení a závěsku sekundárního vypružení (uprostřed) a boční pohled na závěsku sekundárního

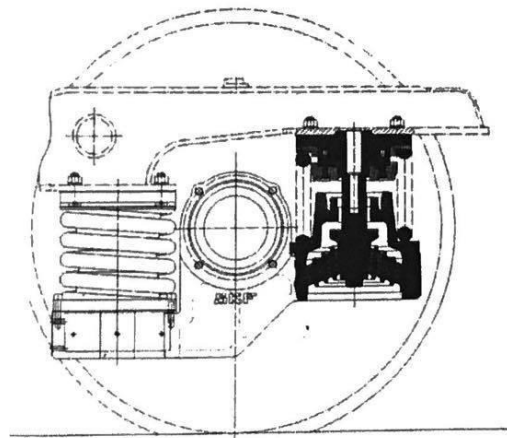
4.2.2 Podvozek vozidel pražského metra typ M1

Podvozky metra M1 dodávány dříve firmou ČKD Dopravní systémy, později SIEMENS můžeme vidět na obrázcích Obr. 21 a Obr. 23.[9]



Obr. 21: Fotografie podvozku jednotky metra M1 [6]

Ve učebním textu [9] je konstrukce tohoto podvozku popsána následujícím textem, cituji: „Konstrukce podvozku pochází od firmy ADtrans, později Bombardier a vyznačuje se sofistikovanou koncepcí. Otevřený rám podvozku tvaru H má dva podélníky, uprostřed prohnuté a jeden hlavní příčník. Rám je svařované konstrukce skříňových průřezů a je torzně poddajný. Dvojkolí o průměru kol 850 mm má monobloková kola s tlumiči hluku na vnitřní straně kol, na nápravě je nalisován brzdový kotouč. Primární vypružení systému Flexiguide je složeno z ocelových šroubovitých pružin a paralelně řazených pryžokovových vodících prvků (Obr. 22). Tato kombinace spojuje výhody dlouhodobě stabilního ocelového vypružení s vodícími vlastnostmi kuželových pryžových pružin. Dvojkolí je vedeno pouze pomocí tohoto primárního vypružení, nemá hydraulický



Obr. 22: Primární vypružení a vedení dvojkolí podvozku metra M1 (SIEMENS) [9]

brzdový kotouč. Primární vypružení systému Flexiguide je složeno z ocelových šroubovitých pružin a paralelně řazených pryžokovových vodících prvků (Obr. 22). Tato kombinace spojuje výhody dlouhodobě stabilního ocelového vypružení s vodícími vlastnostmi kuželových pryžových pružin. Dvojkolí je vedeno pouze pomocí tohoto primárního vypružení, nemá hydraulický



tlumič, kola mohou při jízdě obloukem zaujímat částečně radiální polohu a tím se snižuje jejich opotřebení. Sekundární vypružení je složeno ze vzduchové pružiny a sériově řazené elastomerové kónické pružiny, která současně plní funkci nouzového vypružení. Vzduchová pružina zajišťuje téměř konstantní, na zatížení závislou výšku podlahy nad temenem kolejnice.“

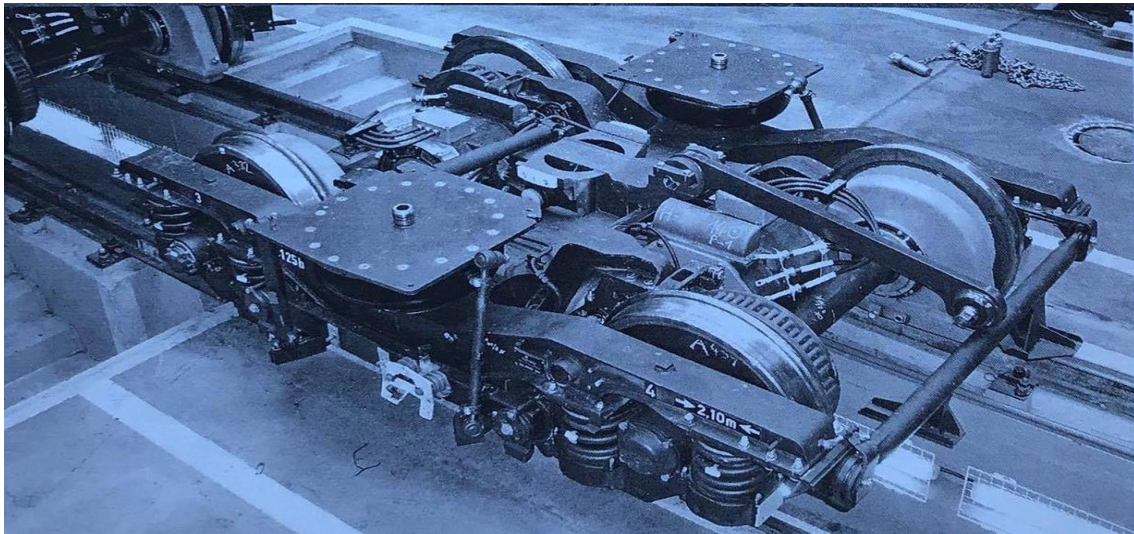
Sekundární vzduchové vypružení umožňuje také natáčení podvozku v oblouku. Z důvodu nižší úhlové tuhosti podélné osy podvozku je paralelně k sekundárnímu vypružení připojen torzní stabilizátor, který tuto tuhost zvyšuje. Podélné (tažné a brzděné) síly se přenášejí na vozovou skříň tažně – tlačnou tyčí opatřenou pryžovými klouby, které jsou excentricky umístěny mimo osu tyče. Toto konstrukční řešení způsobuje, že tyč je při přenosu podélné síly vedle vzpěru nebo tahu namáhána přídatným ohybovým momentem. Problematika charakteru zatížení tažně – tlačné tyče použité v konstrukci podvozku vozu pražského metra M1 je blíže vysvětlena v kapitole 6 *Rozbor silových účinků na mechanismus přenosu podélných sil*.

Pohon dvojkolí obstarává plně odpružený trakční motor a jednostupňová nápravová převodovka se svislou závěškou. Osa trakčního motoru je rovnoběžná s osou nápravy. Mezi převodovkou a motorem je dvojitá sférická zubová spojka, která dovoluje svislé, příčné a úhlové pohyby trakčního motoru vůči převodovce. Pro nouzové brždění jsou dvojkolí vybavena kotoučovou brzdou, jejíž brzdová jednotka je upevněna na konzole vyčnívající z rámu podvozku. Pro funkci parkovací (zajišťovací) brzdy je jedna z jednotek dvounápravového podvozku vybavena střadačovou brzdou. [6][9]

Souhrn některých technických parametrů podvozku metra M1 je uveden v tabulce Tab.1.

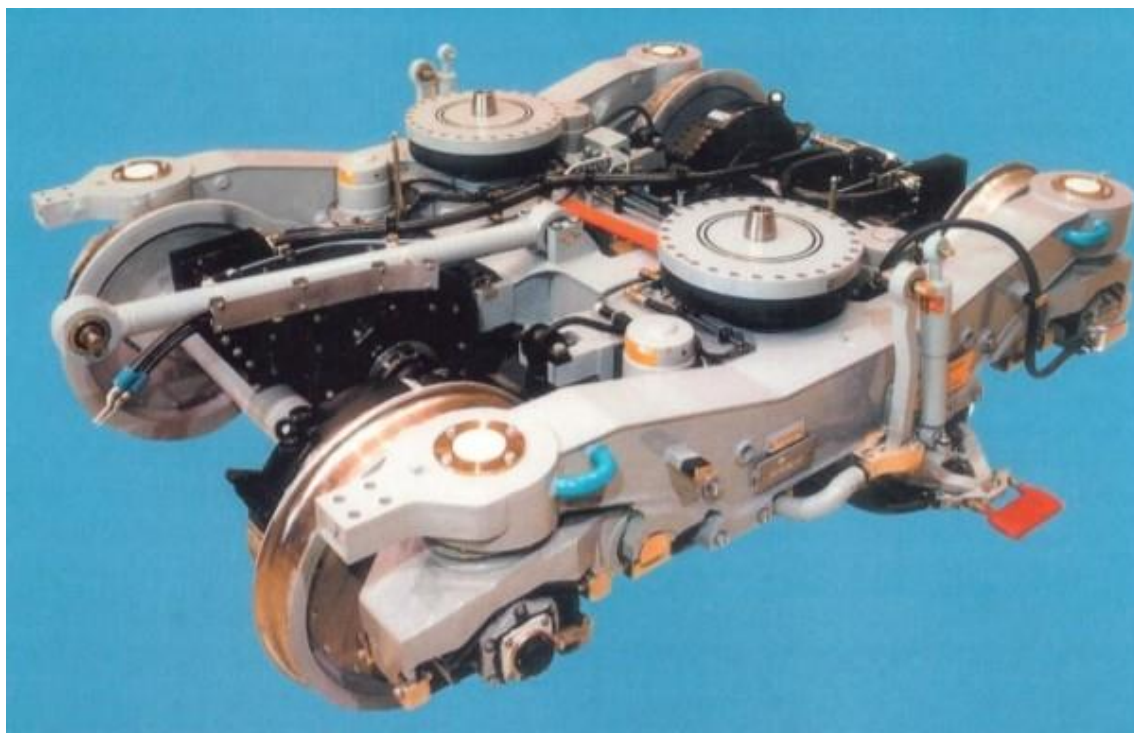
Rozvor	2100 mm
Průměr dvojkolí	850 mm
Hmotnost podvozku	5940 kg
Maximální nápravové zatížení	12,5 t
Výkon motorů	2x160 kW
Otáčky motorů	1890 1/min
Maximální rychlost	80 km/h

Tab. 1: Technické parametry podvozku vozu metra M1 [9]



Obr. 23: Fotografie podvozku jednotky metra M1 [9]

4.2.3 Trakční a běžný podvozek pro metro C20 (Bombardier)



Obr. 24: Fotografie podvozku metra C20 [8]

Popis tohoto podvozku cituji z učebního textu [9]: „Odlišnou koncepci mají podvozky firmy *Bombardier*, původně *Adtrans*. Podvozek C20, který byl primárně pro metro *Stockholm*, splňuje velmi přísné výkonnostní požadavky. Podvozek lze připojit k různým typům skříní, tj. spojením přes kolébku podvozku nebo přímo. Mezi přednosti podvozku patří vynikající

jízdní vlastnosti, nízké emise hluku, minimální vibrace, minimální opotřebení kola a kolejnic a nízké náklady na údržbu. Dvojkolí je opatřeno rezonanční tlumiči hluku na kolech. Vedení dvojkolí je kývačkové, primární vypružení šroubovitými ocelovými pružinami v kombinaci s pryžokovovými silentbloky. Měkké primární vypružení umožňuje radiální stavění dvojkolí v oblouku a tím i malé opotřebení kol a kolejnic. Rám podvozku je otevřený tvaru H, torzně poddajný. Sekundární vypružení je vzduchovými pružinami, doplněné hydraulickými tlumiči. Přenos podélných sil je tažně tlačnou tyčí. Pohon dvojkolí trakčním motorem, přes zubovou spojku a závěskovou převodovkou.“

Z obrázku Obr. 25 je patrné, že u tohoto podvozku je tažná tyč při přenosu podélné síly namáhána jen na vzpěr nebo tah. Bližší vysvětlení charakteru zatížení této konstrukce tažně – tlačné tyče je v kapitole 6 *Rozbor silových účinků na mechanismus přenosu podélných sil* této bakalářské práce.

Souhrn některých technických parametrů podvozku metra C20 je uveden v tabulce Tab.2.

Rozvor	2300 mm
Průměr dvojkolí	780 mm
Maximální nápravové zatížení	14 t
Maximální rychlost	90 km/h

Tab. 2: Technické parametry podvozku metra C20

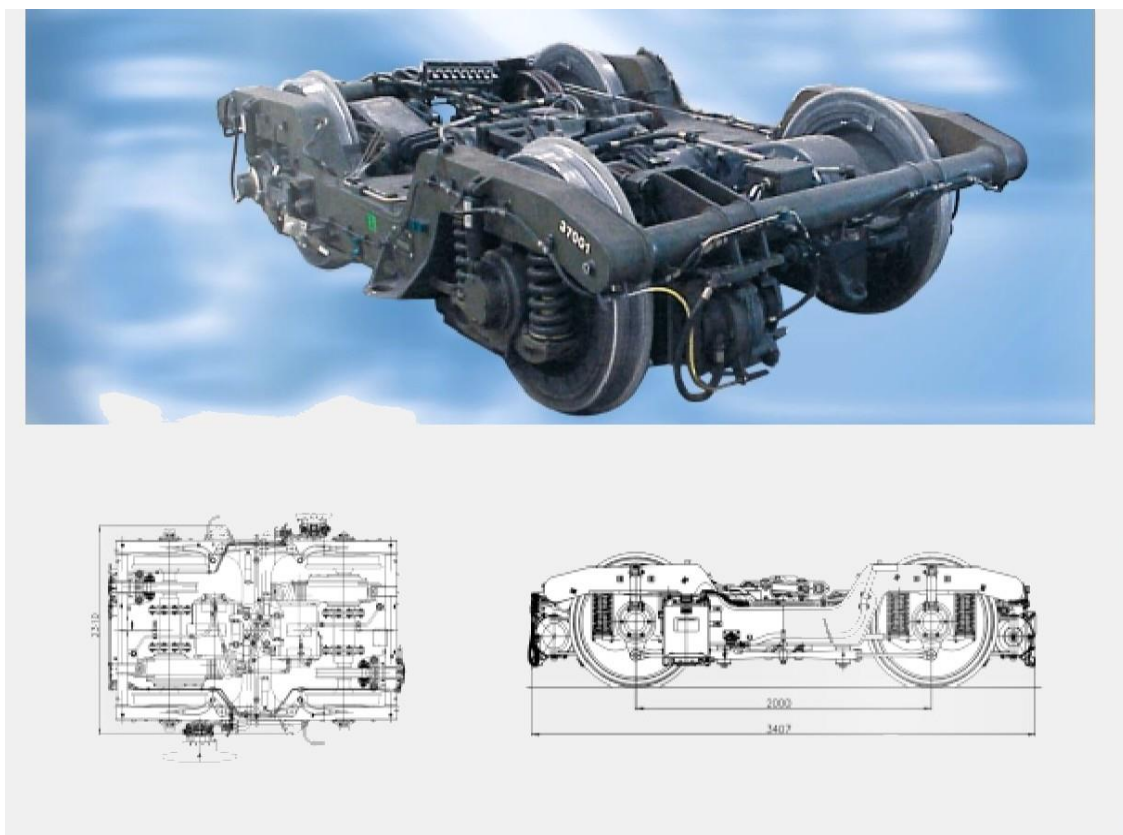
4.2.4 Trakční a běžný podvozek pro lehké metro SF 1000HS – Vídeň (SIEMENS)

Tento podvozek je popsán v učebním textu [9], cituji: „*Trakční a běžný podvozek jsou prakticky identické. Rozvor podvozku 2000 mm a radiální stavění dvojkolí v oblouku působí příznivě na opotřebení dvojkolí i na tratích s četnými malými oblouky. Primární vypružení se skládá ze čtyř šroubovitých pružin pro jedno dvojkolí, které jsou mezi ložiskovými skříněmi a rámem podvozku. Mechanismus radiálního stavění funguje přes pákový systém. Přední dvojkolí v oblouku je vodící a zadní dvojkolí staví přes pákový mechanismus do radiální polohy. Sekundární vypružení pneumatické udržuje konstantní výšku podlahy od temene kolejnice a zajišťuje tak optimální komfort. Podélné síly mezi podvozkem a skříní jsou přenášeny otočným čepem a nízko položeným mechanismem. Rám podvozku je uzavřený, složený ze dvou podélníků, příčnicku a dvou čelníků mezikruhového průřezu. Pohon dvojkolí obstarává asynchronní trakční motor s vlastní ventilací, převodovka a dutá kloubová hřídel kolem nápravy. Na každém dvojkolí je brzdový kotouč a brzdová jednotka upevněná na čelníku. Sběrač proudu ze třetí koleje je upevněn na skříní nápravového ložiska.“*

Souhrn některých technických parametrů podvozku metra C20 je uveden v tabulce Tab.3.

Rozvor	2000 mm
Průměr dvojkolí nového/opotřebovaného	840/760 mm
Hmotnost trakčního/běžného podvozku	6400/4400 kg
Maximální nápravové zatížení	11,5 t
Výkon motorů	2x160 kW
Výška připojení k vozové skříni	787 mm
Maximální rychlost	80 km/h

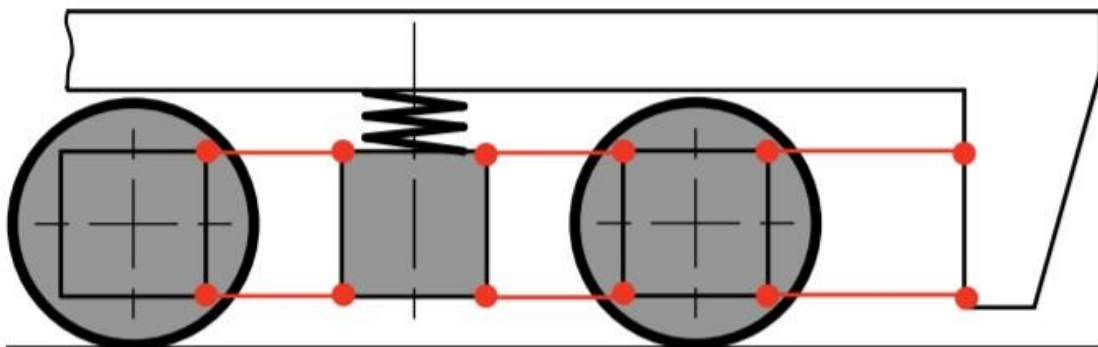
Tab. 3: Technické parametry podvozku metra SF 1000HS [9]



Obr. 25: Rozměrový náčrt a fotografie podvozku metra SF 1000HS pro metro Vídeň [9]

4.2.5 Vývojový trakční podvozek pro metru typu Syntegra (SIEMENS)

Podvozek pro vozidlo metro typu Syntegra popisuje učební text [9], citují: „*Tento podvozek v sobě integruje některé nové technologie. Předně je to bezpřevodkový, přímý pohon dvojkolí na bázi synchronního motoru s permanentními magnety. Vlastní podvozek, tvoří vnitřní rám podvozku, složený z jednoho příčnicku a dvou podélníků. Příčnick je na podélníky připojen kloubově, ze spodní strany podélníků. Dvojkolí s vnitřními ložisky má nápravu integrovanou s hřídelí trakčního motoru a monobloková kola. Vnitřní nápravová ložiska jsou integrovaná se štítovými ložisky trakčního motoru. Primární vypružení tvoří šroubovitě pružiny s paralelním tlumičem, vedení dvojkolí trojúhelníkovou ojnicí, jako u některých podvozků firmy SIEMENS. Vedení je ukotveno k příčnicku a tím jsou eliminovány síly působící na podélníky, které jsou namáhány jen svislými silami. Sekundární vypružení je vzduchové, v sérii s ním nouzové pryžokovovými silentbloky. Přenos podélných sil je znázorněn na Obr.27. Je proveden dvěma páry ojnicek mezi motory a příčnickem a dále párem ojnicek mezi předním motorem a konzolou na spodku vozidlové skříně. Přenos je uložen nízký, blízko temene kolejnice, což příznivě ovlivňuje změny nápravových zatížení jednotlivých náprav. Každé kolo má jednostrannou špalíkovou brzdu.*



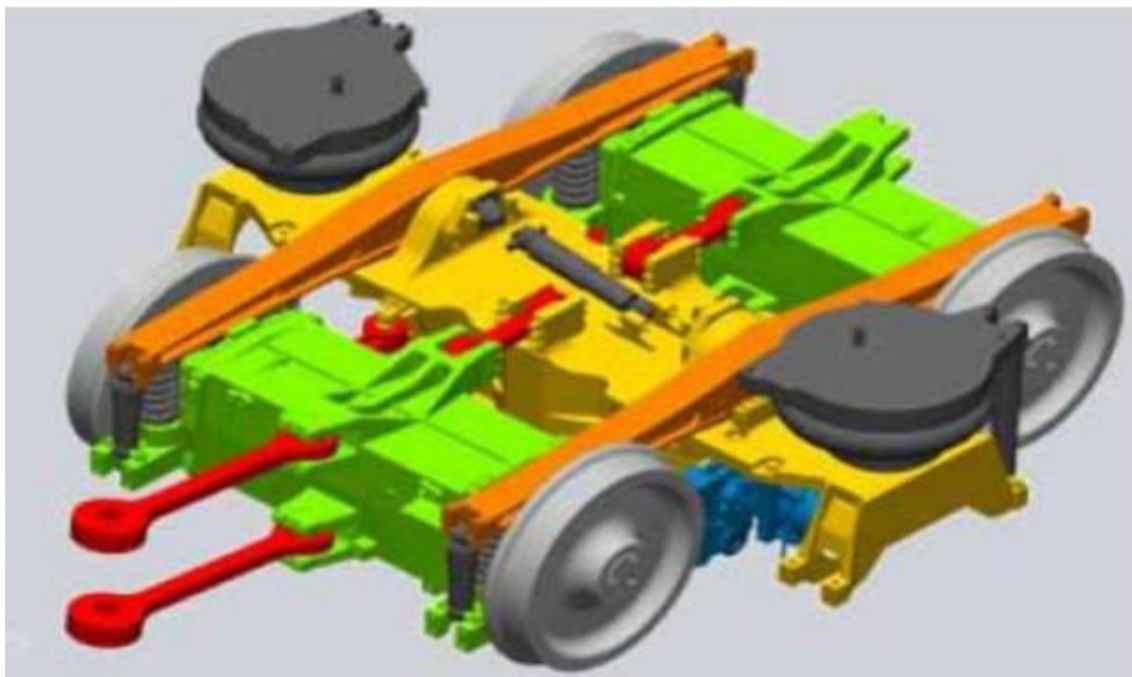
Obr. 26: Schéma přenosu podélných sil u podvozku Syntegra (SIEMENS)

Předností této koncepce podvozku by mělo být několik. Předem odpadá převodovka a s ní větší část rotačních hmot. Přímý pohon má také za následek snížení hmotnosti proti konvenčním podvozkům o cca 2 t. Nízko položený příčnick podvozku je výhodný nejen z důvodu výhodného přenosu podélných sil, ale také z důvodu celkové nízké výšky podvozku. Nejvyšším bodem jsou kola. Také účinnost přenosu je vyšší než u standartního podvozku

s asynchronním motorem s převodovkou nebo s přímým pohonem. Menší rozvor podvozku přináší také menší úhel náběhu a tím i nižší opotřebení kol.“



Obr. 27: Fotografie podvozku Syntegra (SIEMENS) [12]



Obr. 28: 3D model podvozku Syntegra [6]

5 Vyšetření základních prostorových možností zástavby přenosu podélných sil u vozů metra

V následujících kapitolách, včetně této, se tato bakalářská práce bude věnovat přenosu podélných sil z podvozku na skříň vozidel metra pomocí tažně – tlačné tyče a konkrétně konstrukcí tažně – tlačné tyče, která byla použita u vozu pražského metra typu M1.

Výběr tohoto konstrukčního řešení pro tuto bakalářskou práci byl proveden na základě několika skutečností:

- **Konstrukční jednoduchost:** přenos podélných sil probíhá “jen” přes tyč uchycenou na jedné straně k podvozku vozidla a na druhé ke skříni. Když to srovnáme např. s přenosem sil pomocí Z-mechanismu (viz kapitola 3.2), je konstrukční jednoduchost zvoleného řešení jednoznačná.
- **Četnost využití:** toto blízce souvisí s výše uvedeným faktem. Konstrukční jednoduchost přenosu sil je jedním z faktorů, proč je toto konstrukční řešení hojně využíváno firmami vyrábějící podvozky pro vozidla metra. V této bakalářské práci jsou popsány dva podvozky s tímto konstrukčním řešením: podvozek vozu pražského metra typu M1 (Siemens) a trakční a běžný podvozek pro metro C20 (Bombardier – původně Adtranz). Na fotografii na obrázku Obr. 30 můžeme vidět další podvozek z portfolia firmy Siemens, u kterého je využité konstrukční řešení tažně – tlačnou tyčí. Je to podvozek pro vozidla těžkého metra SF 1000, s maximální rychlostí 90 km/h a maximálním nápravovým zatížením 13,5 t.

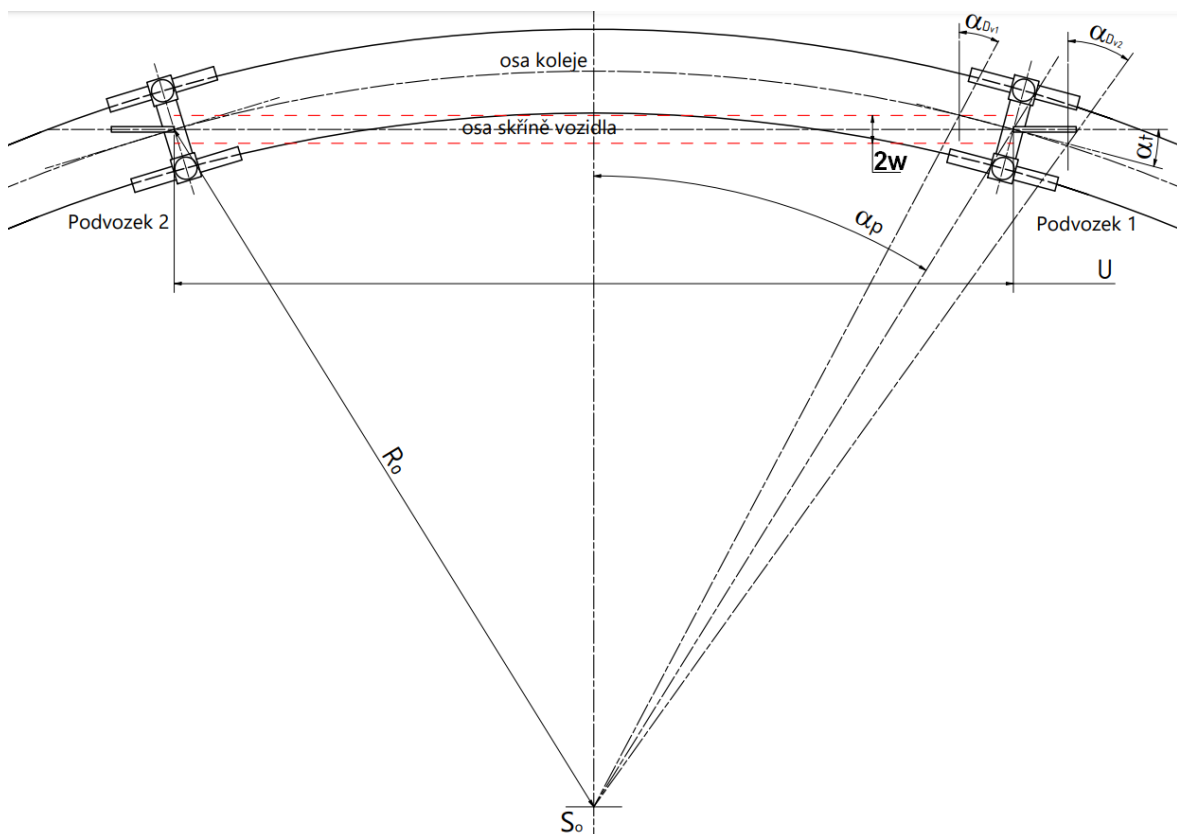


Obr. 29: Podvozek pro vozidla těžkého metra SF 1000 (Siemens) [14]

- Lom tažně – tlačné tyče u podvozku jednotky metra M1: poslední motivací výběru konstrukčního řešení s tažně – tlačnou tyčí je případ lomu tažně – tlačné tyče u podvozku vozidel pražského metra M1.¹

5.1 Vyšetření základních prostorových možností zástavby přenosu podélných sil pomocí tažně – tlačné tyče

Tato kapitola se zabývá vyšetřením prostor pro konstrukční řešení přenosu podélných sil pomocí tažně-tlačné tyče u podvozku vozu metra. Při průjezdu vozu metra obloukem dochází k natažení podvozku oproti skříni vozidla a tím pádem i k natočení tažně-tlačné tyče. Blíže viz obrázek Obr. 30, který schematicky znázorňuje výpočet úhlu natočení tažně – tlačné tyče.



Obr. 30: Schematické zobrazení natočení tažně – tlačné tyče vozu metra při průjezdu obloukem

¹ V roce 2011 při pravidelné údržbové prohlídce soupravy byl zjištěn úplný lom tažně – tlačné tyče. Po bližším prozkoumání byla zjištěna příčina lomu a následně byla provedena patřičná opatření k zajištění bezpečného provozu vozidel pražského metra. V kapitole 7.5. této bakalářské práce je tato problematika podrobněji probrána.



Minimální poloměr oblouku pro dráhu metra je $R_o = 150 \text{ m}$, vzdálenost rovin středů podvozků $U = 12,6 \text{ m}$ a rozvor podvozku $t_p = 2,1 \text{ m}$. Z těchto údajů jsem vypočítal úhly α_p a $\alpha_{DV1}/\alpha_{DV2}$, které popisují okamžité postavení vozidla v oblouku.

$$\sin \alpha_p = \frac{U/2}{R_o} \rightarrow \alpha_p = \arcsin\left(\frac{U/2}{R_o}\right) = \arcsin\left(\frac{12,6}{2 \times 150}\right) = 2,41^\circ$$

$$\sin \alpha_{DV1} = \frac{\frac{U}{2} - \frac{t_p}{2}}{R_o} \rightarrow \alpha_{DV1} = \arcsin\left(\frac{\frac{U}{2} - \frac{t_p}{2}}{R_o}\right) = \arcsin\left(\frac{\frac{12,6}{2} - \frac{2,1}{2}}{150}\right) = 2,005^\circ$$

$$\sin \alpha_{DV2} = \frac{\frac{U}{2} + \frac{t_p}{2}}{R_o} \rightarrow \alpha_{DV2} = \arcsin\left(\frac{\frac{U}{2} + \frac{t_p}{2}}{R_o}\right) = \arcsin\left(\frac{\frac{12,6}{2} + \frac{2,1}{2}}{150}\right) = 2,81^\circ$$

Důležitá hodnota pro tento zkoumaný případ je hodnota úhlu α_t . Tento úhel popisuje právě způsobené natočení tyče oproti podvozku při průjezdu obloukem v tomto případě o poloměru $R_o = 150 \text{ m}$.

$$\tan \alpha_t = \frac{U/2}{R_o} \rightarrow \alpha_t = \arctan\left(\frac{U/2}{R_o}\right) = \arctan\left(\frac{12,6}{2 \times 150}\right) = 2,41^\circ$$

Dále za provozu dochází k vybočování skříně vozidla o příčnou výchylku w . V důsledku toho dochází k natočení tyče oproti podélné ose podvozku. Příčná vůle pro vychýlení tažně – tlačné tyče $w = 40 \text{ mm}$ a vzdálenost os ok pro uchycení tyče na jedné straně k podvozku a na druhé ke skříně vozu $l = 1133 \text{ mm}$. Úhel α_w , který vznikne vychýlením tažné tyče o vůli w se rovná:

$$\tan \alpha_w = \frac{w}{\text{délka tažné tyče}} \rightarrow \alpha_w = \arctan\left(\frac{40}{1133}\right) = 2,02^\circ$$

Uchycení tyče, které je provedeno pomocí pryžo-kovových silentbloků musí zajišťovat výslednou výchylku $\alpha_{\text{celk.}}$:

$$\alpha_{\text{celk.}} = \alpha_t + \alpha_w = 2,41^\circ + 2,02^\circ = 4,43^\circ$$

Oblouk s menším poloměrem, než je $R_o = 150 \text{ m}$, se může nacházet v depu dráhy metra. Vzhledem k malým rychlostem, které zde musí řidič linky metra dodržovat, není uvažováno vyčerpání vůle w .

6 Rozbor silových účinků na zvolený mechanismus přenosu podélných sil pomocí tažně tlačné tyče

Tažně – tlačná tyč musí být zkonstruována tak, aby byla schopna přenášet provozní zatížení. Velikost tohoto zatížení je u trakčního podvozku dána součinem velikosti dvojnásobku nápravového zatížení a součinitelem adheze:

$$F_{o(\text{provozní})} = 2 \cdot A \cdot \mu = 2 \cdot 135 \text{ kN} \cdot 0,35 = 94,5 \text{ kN}$$

$F_{o(\text{provozní})}$ musí být tažně – tlačná tyč schopna přenášet v každodenním provozu vozidla metra, a proto jsem v následující kapitole č. 7.5.1. *Výpočet napětí v prutu od provozního zatížení* $F_{o(\text{provozní})}$ spočítal bezpečnost vůči mezi kluzu.

Dále dle normy ČSN EN 12 663 musí být zajištěno, aby tažně – tlačná tyč byla schopna vydržet extrémní zatížení $M_p \cdot 3g$, aniž by se přetrhla. To je žádoucí např. při srážce s jiným objektem. Tyč se může zdeformovat, ale musí být dimenzována tak, aby i při nehodě dokázala udržet podvozek pod vozovou skříní. Podle tohoto požadavku budu počítat se zatížením od $F_{o(\text{MAX})}$ vůči mezi pevnosti. Výpočet je proveden v kapitole 7.5.2. *Výpočet napětí od extrémního zatížení* $F_{o(\text{MAX})}$.

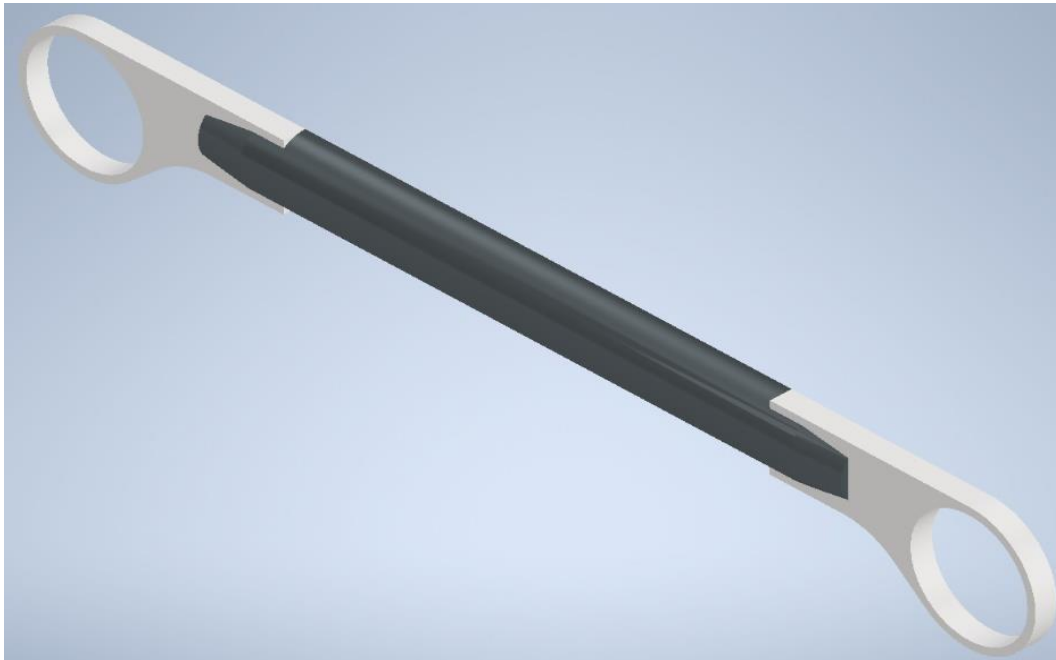
$$F_{o(\text{MAX})} = M_p (\text{hmotnost podvozku}) \cdot 3g = 5950 \cdot 3 \cdot 9,81 = 175,1 \text{ kN}$$

V této bakalářské práci jsou prezentovány dvě konstrukčně odlišné tažně – tlačné tyče, viz obrázky Obr.31 a Obr.32. Obě tyto varianty tyčí jsou při přenosu sil namáhané na vzpěr/ tah v závislosti na zapojení a na směru jízdy. Avšak varianta na obrázku Obr. 33 je namáhána navíc přidavným ohybovým zatížením. Tato varianta byla použita v konstrukci podvozku vozu M1 pražského metra.



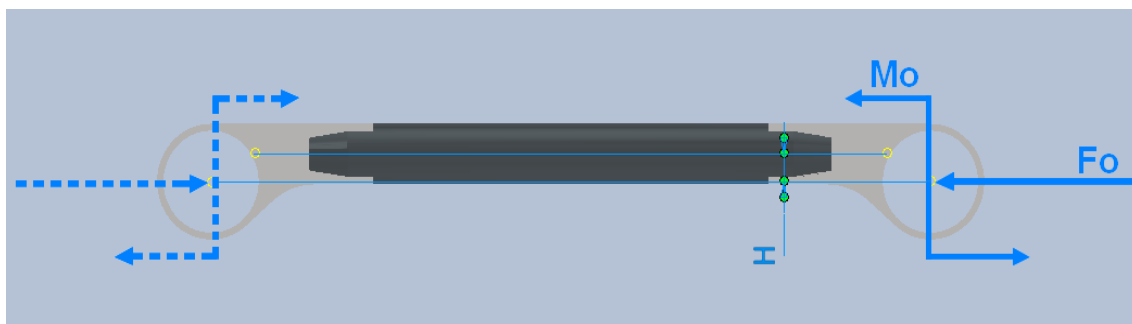
Obr. 31: 3D model tažně – tlačné tyče namáhané při přenosu sil jen na vzpěr/tah

V kapitole 4.2.3 *Trakční a běžný podvozek pro metro C20 (Bombardier)*, je popsán první typ tažně – tlačné tyče konstruovaný dle obrázku Obr. 31, který je v této bakalářské práci popisován. Z obrázku Obr. 32, na kterém je zobrazen 3D model tohoto typu tažně – tlačné tyče, je zřejmé, že tato tyč bude při přenosu sil namáhána pouze na vzpěr/ tah.



Obr. 32: 3D model tažně – tlačné tyče z podvozku vozu pražského metra M1

Na obrázku Obr. 33 je 3D model tažně – tlačné tyče použité v podvozku vozu M1 (poloviční geometrie – tyč je symetrická podle roviny řezu). Tyč je zkonstruována ze dvou část (obě části jsou na obrázku schválně barevně odlišeny). První část tyče tvoří propojovací trubka, do které byly udělány na obou koncích drážky pro druhou část tyče. Druhá část je konzola s okem pro uchycení tyče k podvozku a ke skříní vozidla. Konzola s okem je k trubce přivařená pomocí V a koutového svaru.



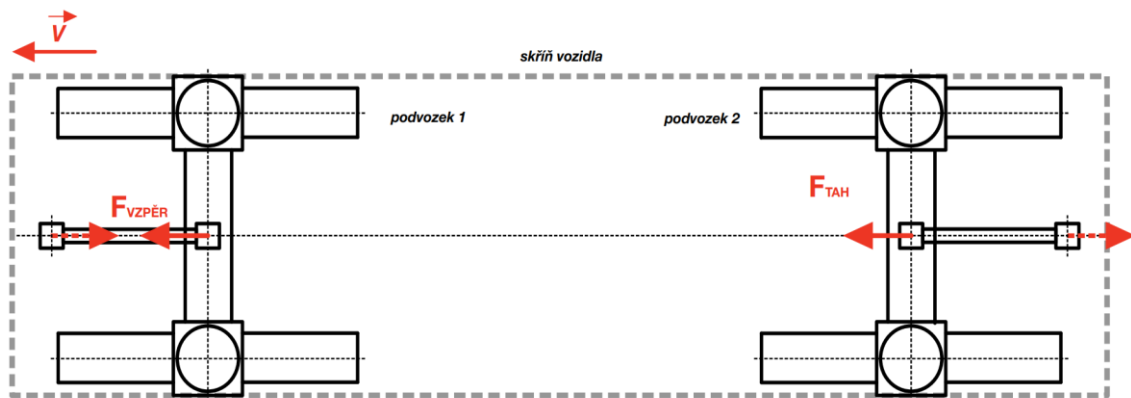
Obr. 33: 3D model tažně – tlačné tyče z podvozku vozu pražského metra M1 – rozdíl polohy H podélné osy trubky a osy oka tyče



Z obrázku Obr. 33 je patrné proč je takto zkonstruovaná tyč namáhána přídatným ohybovým zatížením, a ne pouze jen vzpěrem/ tahem. Důvodem je rozdíl polohy H podélné osy trubky a osy ok pro upevnění tyče k podvozku a ke skříni vozidla. Toto umístění ok, mimo podélnou osu tyče, vyvolává při zatížení excentrický ohyb tyče.

7 Pevnostní výpočet tažně – tlačné tyče

V případě pražského vozu metra M1 jsou tažně – tlačné tyče zapojeny dle schematického obrázku Obr. 34. Toto zapojení, tedy od středu podvozků vozu ke krajům vozu způsobuje, že v provozu je jedna tyč namáhána vzpěrnou silou $F_{vzpěr}$ a druhá tažnou silou F_{tah} . Jak už bylo popsáno v předešlé kapitole, každá tyč je navíc ještě namáhána přídatným ohybovým zatížením, způsobeným geometrií tyče, viz obrázek Obr. 33.



Obr. 34: Zapojení tažně – tlačných tyčí u vozu pražského metra M1

7.1 Volba polotovaru a materiálu tyče

Pro výpočty v mé bakalářské práci jsem zvolil tento polotovar tažně – tlačné tyče: **Trubka ocelová bezešvá tvářená za tepla ČSN 42 5715**. Vnější průměr trubky $\varnothing D = 89 \text{ mm}$, tloušťka stěny $t = 10 \text{ mm}$.

TRUBKY OCELOVÉ BEZEŠVÉ TVÁŘENÉ ZA TEPLA

Výběr z ČSN 42 5715
Účinnost od 1. 1. 1985

Materiál: 11 353, 11 369, 11 418, 11 419, 11 453, 11 503, 11 500, 11 523, 11 650, 12 011, 12 021, 12 022, 15 020, 15 110, 15 121, 15 128



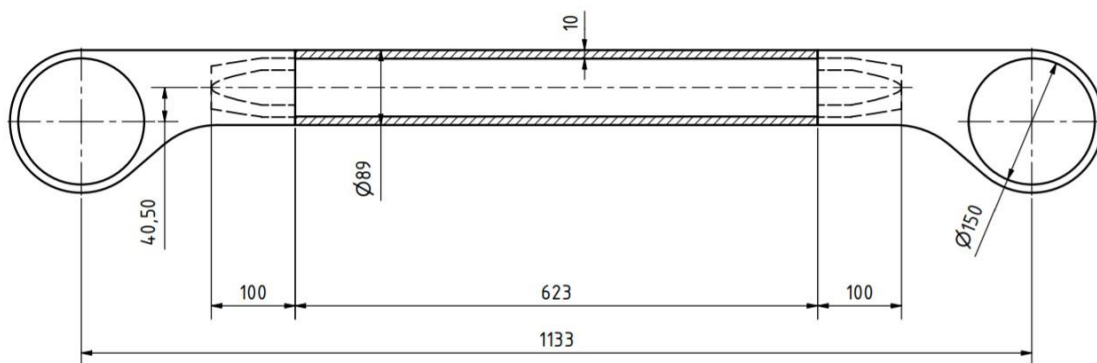
Vnější průměr D (mm)	Tloušťka stěny t (mm)												
	2,6	2,9	3,2	3,6	4,0	4,5	5,0	5,6	6,3	7,0	8,0	9,0	10,0
	Hmotnost 1 m (kg)												
89,0				7,58	8,39	9,38	10,40	11,50	12,90	14,20	16,0	17,8	19,5

Obr. 35: Technické parametry zvoleného polotovaru [15]

Z nabízených materiálů normy polotovaru jsem zvolil materiál **11 523 (ČSN 41 1523)**. Tato konstrukční ocel třídy 11 má zaručenou svařitelnost a využívá se u staticky i dynamicky namáhaných svařenců. Materiálový list této oceli je obsažen v příloze č. 1 této bakalářské práce. Zde jsou vypsány nezbytné parametry této oceli pro výpočet:

- Mez kluzu $R_e = 345 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$
- Mez pevnosti $R_m = 490 - 630 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$
- Mez úměrnosti σ_u volím $\rightarrow \sigma_u = 0,8 \cdot R_e = 0,8 \cdot 345 = 276 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

7.2 Rozměry výpočtového modelu tažně – tlačné tyče



Obr. 36: Rozměry výpočtového modelu tažně – tlačné tyče

Vzhledem k nemožnosti získat detailní výkres s přesnými rozměry tažně – tlačné tyče použité u vozů pražského metra M1, byly rozměry, které jsou zobrazeny na obrázku Obr. 36, získány z výkresové dokumentace celého podvozku poskytnuté vedoucím bakalářské práce metodou odečítání rozměrů ze sestavného výkresu a přepočítáváním pomocí měřítka do skutečných rozměrů. Postup výpočtu rozměrů zobrazených na obrázku Obr. 36 obsahuje příloha č. 2 této bakalářské práce.

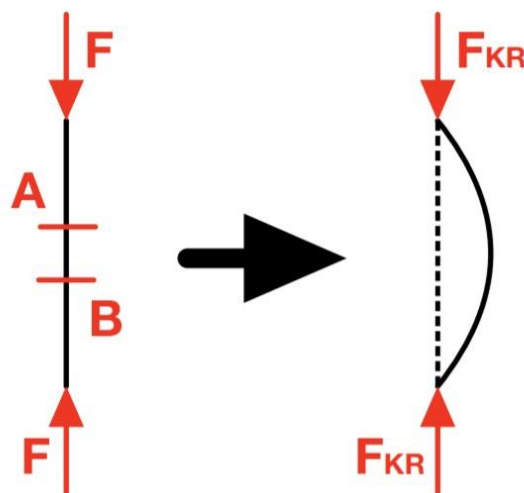
Pro následující pevnostní výpočty bude uvažováno těleso tažně – tlačné tyče jako těleso přímého prutu (těleso s jedním rozměrem značně větším, než jsou ostatní rozměry), které de facto představuje silnostěnnou trubku ve střední části, s následujícími rozměry:

- délka prutu $l = 1133 \text{ mm}$;
- vnější průměr prutu $\varnothing D = 89 \text{ mm}$;
- vnitřní průměr prutu $\varnothing d = 69 \text{ mm}$;
- tloušťkou stěny trubky $t = 10 \text{ mm}$.

7.3 Analytický výpočet

7.3.1 Vzpěrná stabilita prutu

Prut zatížený tlakovými silami F na obrázku Obr. 37 je těmito silami stlačován, tj. jeho průřezy v místě A a B se přibližují, hlavní deformace je tlaková. Se zvyšováním hodnoty tlakových sil F nastane v jednom okamžiku vyhnutí tohoto prutu a hlavní deformace se změní na ohybovou. Tento okamžik se nazývá ztráta vzpěrné stability prutu. Hlavním problémem je změna typu deformace namáhající prut z tlakové na ohybovou. Pevnost prutů na tlakové deformace je řádově větší než na ohybovou, v případě ztráty vzpěrné stability by mohlo dojít k plastickým deformacím nebo i k vytvoření trhliny v části průřezu prutu namáhané od ohybu tahovým napětím. Proto je nutné při dimenzování prutů zatěžovaných tlakovou silou, provést kontrolu na ztrátu vzpěrné stability.



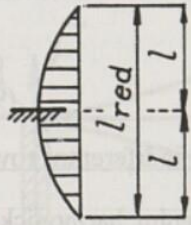
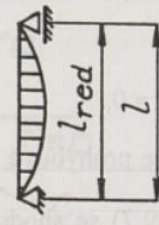
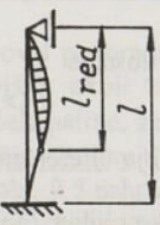
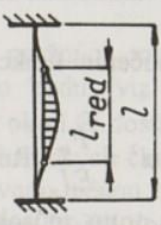
Obr. 37: Schematické znázornění vyhnutí prutu při ztrátě vzpěrné stability

Síla F , při které dojde ke ztrátě vzpěrné stability, se nazývá kritická síla a je označována jako F_{KR} . Vzorec pro její výpočet se nazývá Eulerovým vzorcem:

$$F_{KR} = n \cdot \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{min}}{l^2}, \text{ kde:} \quad (1)$$

- E je Youngův modul pružnosti [$N \cdot mm^{-2}$];
- J_{min} je kvadratický moment průřezu [mm^4] k ose, kolem které se prut ohýbá;
- l je délka prutu [mm];
- n je bezrozměrný parametr, který vyjadřuje vliv uložení prutu.

Na obrázku Obr. 38 jsou znázorněné 4 případy vzpěru, které se liší právě uložením prutu a příslušnou hodnotou parametru n . V případě výpočtu tažně – tlačné tyče uvažuji 2. případ vzpěru, který se rovněž nazývá základní případ vzpěru, s hodnotou parametru $n^{II} = 1$. [16]

I	II (základní)	III	IV
			
$l_{red} = 2l$	$l_{red} = l$	$l_{red} \doteq 0,7l$	$l_{red} = 0,5l$
$n = 1/4$	$n = 1$	$n \doteq 2$	$n = 4$

Obr. 38: Případy vzpěru dle uložení prutu [16]

Kritická síla F_{KR} vyvolává v průřezu prutu tzv. kritické napětí, které může být vyjádřeno následovně:

$$\sigma_{KR} = \frac{F_{KR}}{A} = \frac{[N]}{[mm^2]}. \quad (2)$$

Tato závislost pro napětí lze použít jen pro oblast elastických deformací, z toho plyne podmínka:

$$\sigma_{KR} = \frac{F_{KR}}{A} \leq \sigma_u \text{ (mez úměrnosti vybraného materiálu)}. \quad (3)$$

Dosazením za kritickou sílu F_{KR} (1) do (2) získám novou závislost pro kritického napětí:

$$\sigma_{KR} = n \cdot \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{min}}{l^2 \cdot A} [N \cdot mm^{-2}], \quad (4)$$

kde poměr kvadratického momentu a plochy průřezu se rovná kvadrátu kvadratického poloměru:

$$i_{min}^2 = \frac{J_{min}}{A} [mm^2]. \quad (5)$$

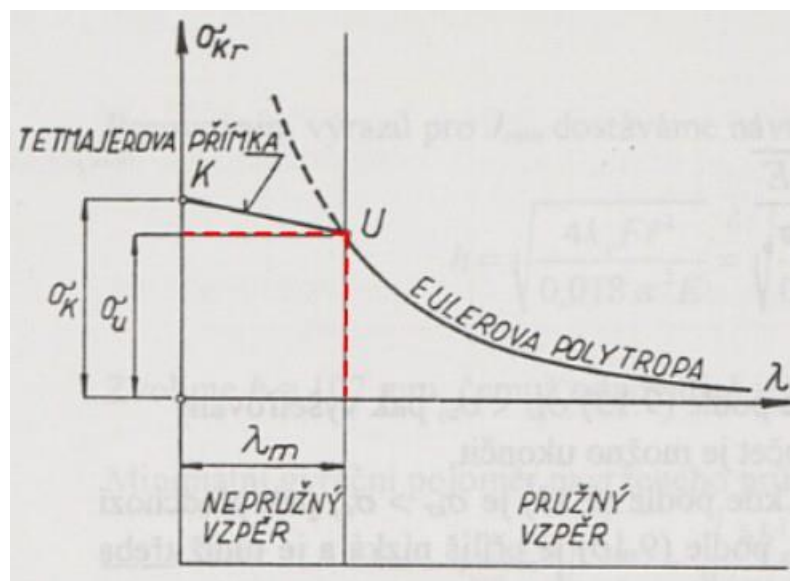
Po dosazení kvadratického poloměru (5) do vzorce pro kritické napětí (4) dostávám:

$$\sigma_{KR} = n \cdot \pi^2 \cdot E \cdot \left(\frac{i}{l}\right)^2 [N \cdot mm^{-2}]. \quad (6)$$

Zvýrazněná závorka obsahuje rozměry vzpěry, tj. prut namáhaný na vzpěr (tzn. délku prutu l ; kvadratický moment J_{min} a plochu průřezu A). Obrácený poměr této závorky se nazývá štíhlostní poměr, nebo štíhlost prutu a označuje se symbolem λ . Výsledný vzorec pro kritické napětí má tedy následující tvar:

$$\sigma_{KR} = n \cdot \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} [N \cdot mm^{-2}]. \quad (7)$$

Grafická závislost kritického napětí σ_{KR} na štíhlostním poměru λ je tzv. Eulerova polytropa, tato závislost je vyobrazena na obrázku Obr. 39.[16]



Obr. 39: Grafická závislost kritického napětí na štíhlostním poměru prutu [16]

Z grafické závislosti na obrázku Obr. 39 vyplývá skutečnost, že nastane okamžik, kdy materiálové a geometrické vlastnosti prutu zapříčiní, že napětí, které způsobuje tlaková síla, překročí mez úměrnosti σ_u , nebo dokonce mez kluzu prutu σ_k dříve, než nastane kritické napětí σ_{KR} . V takovém okamžiku se prut začne plasticky deformovat, v případě překročení σ_u , nebo dojde ke ztrátě integrity v případě překročení meze σ_k , než vůbec síla vzroste na kritickou hodnotu F_{KR} a prut by se vyhnul, tj. došlo ke ztrátě vzpěrné stability.

Mezní hodnota těchto stavů je zvýrazněna v grafické závislosti na obrázku Obr. 39. Bod U v grafické závislosti na Eulerově polytropě je hodnota kritického napětí pro hodnotu meze úměrnosti σ_u daného materiálu, tedy:

$$\text{Bod } U \rightarrow \sigma_{KR} = \sigma_u. \quad (8)$$



Této hodnotě samozřejmě náleží také konkrétní hodnota štíhlostního poměru λ . Tato hodnota se nazývá mezní štíhlost a je označována symbolem λ_m . Tato hodnota zároveň rozděluje grafickou závislost kritického napětí na štíhlosti do dvou oblastí:

- oblast pružného vzpěru $0 < \sigma_{KR} \leq \sigma_u$; $\lambda \geq \lambda_m$, kde platí Eulerův vztah pro výpočet kritické síly F_{KR} ;
- oblast nepružného vzpěru $\sigma_u < \sigma_{KR}$; $0 < \lambda < \lambda_m$, kde tento vztah nelze použít.[16]

Pro oblast nepružného vzpěru zatím není žádné teoretické řešení, které by se dalo považovat za uspokojivé. Avšak mezní napětí pro ocel je v tahu i tlaku mez kluzu σ_k . Této hodnotě napětí byla přiřazena hodnota štíhlostního poměru $\lambda = 0$, tj. hodnota pro nejméně štíhlé pruty. Hodnoty kritického napětí v oblasti nepružného vzpěru byly získány experimentálně, tyto body byly řadou autorů prokládány různými křivkami. Nejjednodušším řešením je tzv. Tetmajerovo přímka [16], která spojuje mezní bod U ($\sigma_{KR} = \sigma_u$; $\lambda < \lambda_m$) s bodem K ($\sigma_{KR} = \sigma_k$; $\lambda = 0$) lineární závislostí o rovnici:

$$\sigma_{KR}^T = \sigma_K - \frac{\sigma_K - \sigma_U}{\lambda_m} \cdot \lambda. \quad (9)$$

7.3.2 Výpočet vzpěrné stability prutu

Z předešlé kapitoly vím, že abych se mohl dopočítat k nějaké hodnotě kritického napětí nebo kritické síly, musím zjistit, zda se tento případ nachází v oblasti pružného vzpěru a mohu použít Eulerův vztah (1), nebo jestli se nacházím v oblasti nepružného vzpěru a budu muset použít Tetmajerovo vzorec (9) pro kritické napětí.

Prvním krokem tedy je vypočítat štíhlostní poměr λ a srovnat ho s hodnotou mezní štíhlosti λ_m . Vzorec pro výpočet štíhlostního poměru byl zmíněn v předešlé kapitole:

$$\lambda = \frac{l}{i_{min}}. \quad (10)$$

Kvadratický poloměr průřezu byl rovněž zmíněn v předešlé kapitole a vzorec pro jeho vyjádření je následující

$$i_{min}^2 = \frac{J_{min}}{A} \rightarrow i_{min} = \sqrt{\frac{J_{min}}{A}}. \quad (11)$$

Plochu průřezu A a kvadratický moment průřezu J_{min} pro řešený průřez trubky s parametry z obrázku Obr. 40 dostanu po dosazení do následující vzorců:

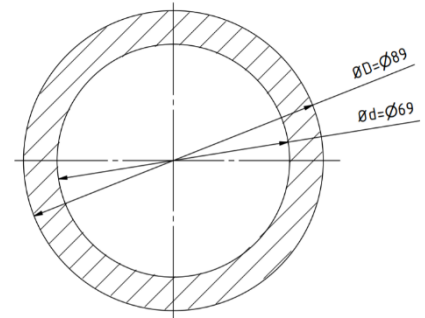
$$A = \frac{\pi}{4} \cdot (\Phi D^2 - \Phi d^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (89^2 - 69^2) = \mathbf{2\,481,86\,mm^2}; \quad (12)$$

$$J_{min} = \frac{\pi}{64} \cdot (\Phi D^4 - \Phi d^4) = \frac{\pi}{64} \cdot (89^4 - 69^4) = \mathbf{1\,967\,183\,mm^4}. \quad (13)$$

Dosazením hodnot J_{min} a A do (11) dostávám hodnotu i_{min} :

$$i_{min} = \sqrt{\frac{1967183}{2481,86}} = \mathbf{28,15\,mm}. \quad (14)$$

Vypočtenou hodnotu kvadratického poloměru dosadím společně s délkou prutu do (10) a dostávám hodnotu štíhlostního poměru:



Obr. 40: Parametry průřezu trubky

$$\lambda = \frac{1133}{28,15} = \mathbf{40,24\ [-]}. \quad (15)$$

Výpočtový vzorec pro mezní štíhlost prutu λ_m vychází ze skutečnosti, že tato hodnota nastává ve stavu $\sigma_{KR} = \sigma_u$, potom:

$$\lambda_m = \pi \cdot \sqrt{n^{II} \cdot \frac{E}{\sigma_u}}, \quad (16)$$

kde:

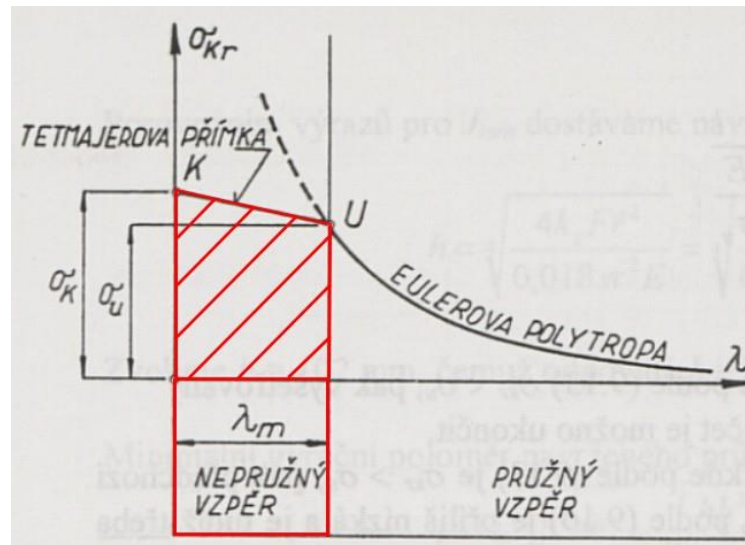
- Youngův modul pružnosti pro ocel: $E = 2,1 \cdot 10^5\,N \cdot mm^{-2}$;
- parametr n pro druhý případ vzpěru: $n^{II} = 1$;
- mez úměrnosti pro zvolený materiál: $\sigma_u = 276\,N \cdot mm^{-2}$.

$$\lambda_m = \pi \cdot \sqrt{1 \cdot \frac{2,1 \cdot 10^5}{276}} = \mathbf{86,66\ [-]}. \quad (17)$$

Srovnáním hodnot štíhlosti λ (15) a mezní štíhlosti λ_m (17) zjistíme v jaké oblasti grafické závislosti $\sigma_{KR} = f(\lambda)$ se nacházíme:

$$\mathbf{40,24 < 86,66} \rightarrow 0 < \lambda < \lambda_m \Rightarrow \mathbf{oblast\ nepružného\ vzpěru} \quad (18)$$

Tato úloha se nachází v oblasti nepružného vzpěru, a proto musím použít Tetmajerův vzorec (9) pro výpočet kritického napětí:



Obr. 41: Grafická závislost kritického napětí na štíhlostním poměru prutu [16]

$$\sigma_{KR}^T = \sigma_K - \frac{\sigma_K - \sigma_U}{\lambda_m} \cdot \lambda = 345 - \frac{345 - 276}{86,66} \cdot 40,24 = 312,96 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}; \quad (19)$$

Kritickou sílu F_{KR} dostaneme dosazením do následujícího vzorce:

$$F_{KR} = \sigma_{KR}^T \cdot A = 312,96 \cdot 2481,86 = 776\,722,91 \text{ N} = 776,72 \text{ kN} \quad (20)$$

7.3.3 Výpočet napětí v průřezu prutu

V následujících kapitolách jsem provedl výpočet napětí a míry bezpečnosti pro provozní a extrémní zatížení.

7.3.3.1 Od provozního zatížení $F_{o(\text{provozní})}$

Síla, která v běžném provozu zatěžuje tažně – tlačnou tyč byla odvozena v kapitole 6. Rozbor silových účinků na mechanismus přenosu podélných sil a je rovna:

$$F_{o(\text{provozní})} = 94,5 \text{ kN}.$$

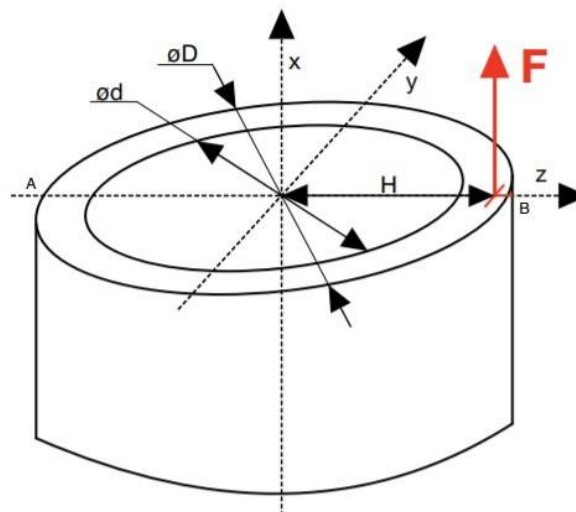
Poměrem kritické síly F_{KR} a síly provozní $F_{o(\text{provozní})}$ dostanu požadovanou bezpečnost k_{KR1} :

$$k_{KR1} = \frac{776,72}{94,5} = 8,2 [-]. \quad (21)$$

Výsledek bezpečnosti (21) je uspokojivý. Síla $F_{o(\text{provozní})}$, kterou je tažně – tlačná tyč zatěžována, je více jak 8krát menší než síla kritická F_{KR} , tzn. že by se zatěžující síla musela více jak 8krát zvětšit, aby nastala ztráta vzpěrné stability a tyč se vyhnula. V takovém případě je možné počítat napětí v průřezu prutu jako prostý tlak.

Jak bylo zmíněno výše, hodnoty napětí v průřezu prutu, můžu získat výpočetní metodou pro výpočet prostého tlaku. Vzhledem k reálnému zapojení tyčí musím počítat i s variantou tahového zatížení a také musí být zohledněno přídavné ohybové zatížení, které vzniká kvůli konstrukci zkoumané tažně – tlačné tyče, jak bylo popsáno v kapitole 6. *Rozbor silových účinků na mechanismus přenosu podélných sil.*

Na obrázku Obr. 42 je vidět, jak je výpočtový prut zatěžován. Síla F je v tomto případě zobrazena jako tahová, avšak výpočet bude proveden i pro variantu tlakovou s opačným znaménkem, vzhledem k reálnému zapojení tažně – tlačné tyče. Způsob zapojení skutečných tyčí je vysvětlen na začátku kapitoly 7. *Pevnostní výpočet tažně – tlačné tyče.*

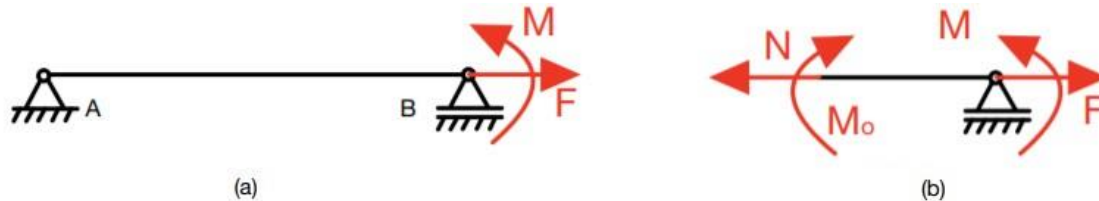


Obr. 42: Schematické znázornění zatížení výpočtového prutu

Výpočtový prut k určení napětí je zobrazen na obrázku Obr. 43(a). Prut je uložen na jedné straně rotační vazbou A, na druhé straně je rotační – posuvná vazba B. Toto uložení odpovídá základnímu (druhému) případu vzpěru, viz kapitola 7.3. *Vzpěrná stabilita prutu.* Ve vazbě B je prut zatížen silovými účinky:

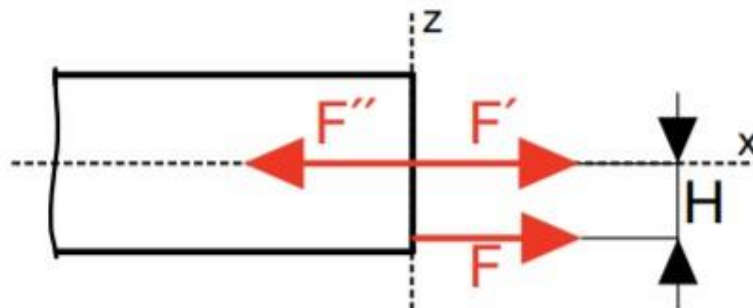
- silou $F = F_{o(\text{provozní})} = 94,5 \text{ kN}$ (22);
- momentem $M = F \cdot H = 94\,500 \cdot 40,5 = 3\,827\,250 \text{ N} \cdot \text{mm}$ (23).

Samotný výpočet napětí je proveden metodou řezu, v které se “odřízne” část výpočtového prutu v souřadnici x a řeší se silová rovnováha s vnitřními silovými účinky. Schematické znázornění metody řezu je na obrázku Obr.43(b).



Obr. 43: Schematické znázornění – (a) výpočtový prut; (b) metoda řezu

Skutečnost, že zatěžující síla má své působíště na jedné z hlavních centrálních os, jak je znázorněno na obrázku Obr. 42, mi umožňuje zavést nahrazení silových účinků dle obrázku Obr. 44. V těžišti připojíme silový účinek $F' = F$ a $F'' = -F$. Síla F' způsobuje v těžišti prostý tah/tlak. Silové účinky F'' a F tvoří silovou dvojici $M = F \cdot H$, která namáhá prut čistým ohybem.[17]



Obr. 44: Nahrazení silových účinků

Charakter zatížení mi také umožňuje využít metodu superpozice, tj. můžu vypočítat napětí od tahu/tlaku a ohybu zvlášť a poté sečíst hodnoty napětí od jednotlivých zatížení:

$$\sigma_{celk.} = \sigma_F + \sigma_O. \quad (24)$$

Silová rovnováha pro zatížení silou F :

- pro tahovou sílu F_{TAH} :
 $x: N - F_{TAH} = 0 \rightarrow N = F_{TAH} = 94,5 \text{ kN}; \quad (25)$

- pro tlakovou sílu F_{TLAK} :
 $x: N + F_{TLAK} = 0 \rightarrow N = -F_{TLAK} = -94,5 \text{ kN}. \quad (26)$



Z rovnice (25) a (26) je zřejmé, že vnitřní silový účinek N se liší jen znaménkem neboli směrem působením síly. Z toho vyplývá, že hodnoty napětí se budou lišit také jen znaménkem, tj. kladné napětí je tahové a záporné tlakové. Pro výpočet napětí použiju vzorec (2), do kterého dosadíme vnitřní silový účinek $\pm N$ (25)(26) a plochu průřezu A (12):

$$\sigma_{F1} = \frac{\pm N}{A} = \frac{\pm 94\,500}{2481,86} = \pm 38,08 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}. \quad (27)$$

Pro napětí způsobené od ohybového momentu platí následující vzorec:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{J} \cdot z; \quad (28)$$

- M_o je vnitřní ohybový moment, který můžeme vyjádřit z momentové rovnováhy jako:

$$M_o - M = 0 \rightarrow M_o = M = F \cdot H; \quad (29)$$

- J je kvadratický moment průřezu a jeho hodnotu dosadíme z (13);
- z je souřadnice v ose z od středu průřezu trubky (těžiště) (Obr. 42).

Z (28) je zřejmé, že nejvyšší hodnoty ohybového napětí budou na krajích průřezu, tedy v místě s hodnotou souřadnice $z = 44,5 \text{ mm}$. Tyto hodnoty napětí budou na obou krajích stejné, budou se lišit pouze znaménkem, tzn. jedna strana průřezu bude natahována (+) a druhá stlačována (-). V případě opačného směru zatěžující síly F , bude směr ohybového momentu opačný a znaménka ohybového napětí v průřezu trubky se prohodí.

$$\sigma_{o1} = \frac{\pm 3\,827\,250}{1\,967\,183} \cdot (\pm 44,5) = \pm 86,58 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}. \quad (30)$$

Průběhy napětí jsou znázorněné na obrázku Obr. 45. Napětí od tahové/tlakové síle (a) je konstantní po celé ose z i ose y . Průběh ohybového (b) napětí je konstantní jen v ose y . Hodnota na ose z se odvíjí od směru působení momentu a od znaménka souřadnice na ose z .

Průběh výsledného napětí v průřezu dostaneme z (24) dosazením hodnot napětí z (27) a (30):

- výsledné napětí pro **tahovou** sílu v místě A:

$$\sigma_{celk. A1} = 38,08 - 86,58 = -48,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}; \quad (31)$$

- výsledné napětí pro **tahovou** sílu v místě B:

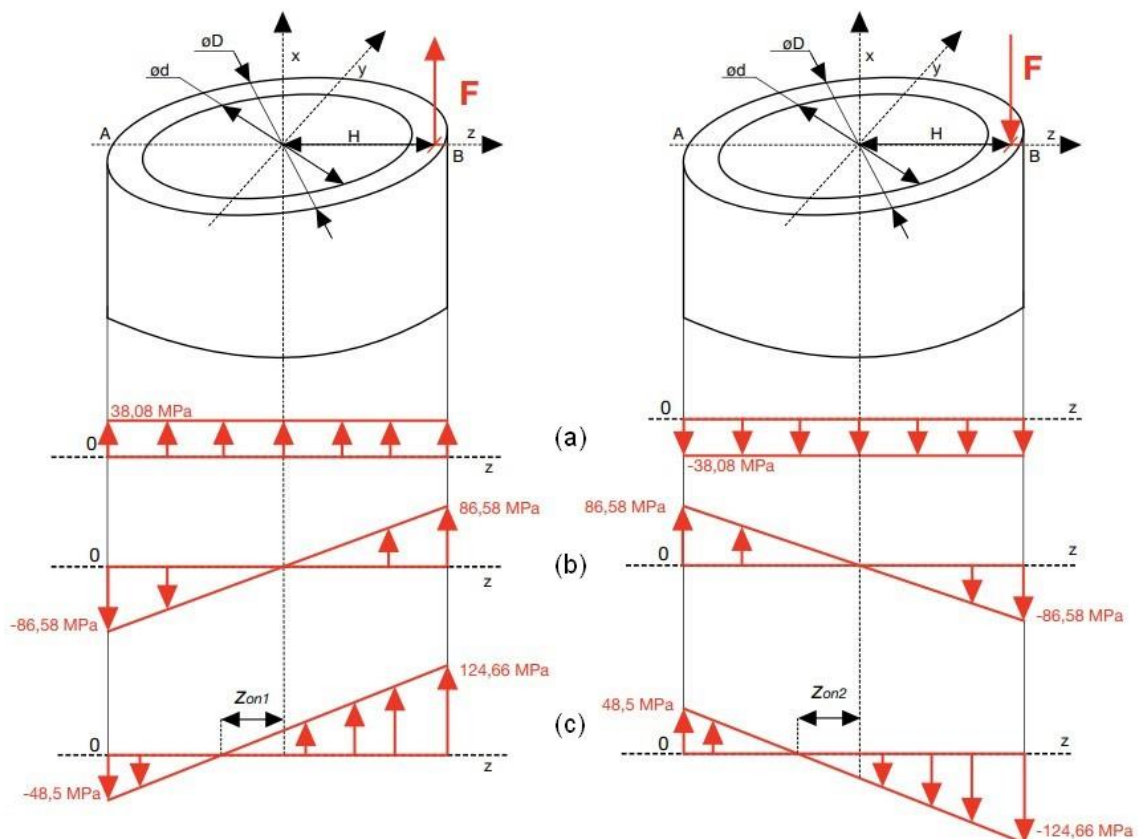
$$\sigma_{celk. B1} = 38,08 + 86,58 = 124,66 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}; \quad (32)$$

- výsledné napětí pro **tlakovou** sílu v místě A:

$$\sigma_{celk. A1} = -38,08 + 86,58 = 48,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}; \quad (33)$$

- výsledné napětí pro **tlakovou** sílu v místě B:

$$\sigma_{celk. B1} = -38,08 - 86,58 = -124,66 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}. \quad (34)$$



Obr. 45: průběhy napětí σ_F (a) od tahové/tlakové síly F , σ_o (b) od momentu M a výslední napětí σ_{celk} (c)

Z průběhu výsledných napětí na obrázku Obr. 45 (c) je možné si všimnout, že nulová hodnota napětí neleží na ose x , tzn. neutrální osa průřezu se vlivem přidavného ohybového zatížení posunula mimo těžiště. Přesnou polohu posunuté neutrální osy Z_{on} jsem získal z podmínky nulového celkového napětí:



- souřadnice neutrální osy pro tahovou sílu z_{on1} :

$$\sigma_{celk.} = 0 \rightarrow 38,08 + \left(\frac{3\,827\,250}{1\,967\,183} \cdot z_{on1}\right) = 0. \quad (35)$$

Rovnici upravím tak, abych dostal vzorec pro souřadnici z neutrální osy:

$$z_{on1} = -38,08 \cdot \left(-\frac{1\,967\,183}{3\,827\,250}\right) = -19,57 \text{ mm}; \quad (36)$$

- souřadnice neutrální osy pro tlakovou sílu z_{on2} :

$$\sigma_{celk.} = 0 \rightarrow -38,08 - \frac{3\,827\,250}{1\,967\,183} \cdot z_{on2} = 0; \quad (37)$$

$$z_{on2} = -38,08 \cdot \frac{1\,967\,182,85}{3\,827\,250} = -19,57 \text{ mm}. \quad (38)$$

Výsledky rovnic (36) a (38) se shodují s grafickým znázorněním průběhu celkového napětí v tom smyslu, že se neutrální osa v obou případech zatížení posune v záporném směru osy z , konkrétně o $z_{on1} = z_{on2} = -19,57 \text{ mm}$.

Z rovnic (31–34) vím výsledné hodnoty napětí v průřezu výpočtového prutu. Toto napětí musí být menší než maximální dovolené napětí:

$$\begin{aligned} \max(|\sigma_{celk. A1}|; |\sigma_{celk. B1}|) &< \sigma_D \\ \max(48,5; 124,66) &< R_e \\ 124,66 &< 345 [N \cdot mm^{-2}]. \end{aligned} \quad (39)$$

Maximální napětí v průřezu je menší než mez kluzu, tzn. že při zatížení silou $F_{o(\text{provozní})}$ nedojde k plastickým deformacím průřezu tažně – tlačné tyče, a to s bezpečností k_{k1} :

$$k_{k1} = \frac{\sigma_D}{\sigma_{celk. B1}} = \frac{\sigma_K}{\sigma_{celk. B1}} = \frac{345}{124,66} = 2,77[-]. \quad (40)$$

7.3.3.2 Od extrémního zatížení $F_{o(MAX)}$

V kapitole 6. *Rozbor silových účinků na mechanismus přenosu podélných sil* byl dále dán požadavek na extrémní zatížení $F_{o(MAX)} = 175,1 \text{ kN}$ např. v případech kolize s jiným objektem. Výpočet je analogický k výpočtu bezpečnosti se zatížením $F_{o(\text{provozní})}$.

Protože se v zadání změnilo jen zatížení, ale rozměry výpočtového prutu jsou stále stejné, můžu začít hned s rovnicí (21), tzn. z porovnání štíhlostního poměru a mezního štíhlostního poměru (18) vím, že se úloha nachází v oblasti nepružného vzpěru a použiji Tetmajerův vzorec pro výpočet kritického napětí (19) a následně vypočteme kritickou sílu (20).



Když dosadíme nové zatížení $F_{o(MAX)} = 175,1 \text{ kN}$ do rovnice (21) dostaneme bezpečnost vůči ztrátě vzpěrné stability k_{KR2} :

$$k_{KR2} = \frac{776,72}{175,1} = 4,4 [-]. \quad (41)$$

Bezpečnost k_{KR2} je sice o cca polovinu menší než k_{KR1} , to však odpovídá novému zatížení. I přesto je bezpečnost stále uspokojivá a ke ztrátě vzpěrné stability nedojde ani v případě zatížení extrémní silou $F_{o(MAX)}$.

I v tomto případě můžu tedy postupovat metodou řezu, jako v předchozím výpočtu. Schéma zatížení budou také stejné (podle obrázku Obr. 43), změní se jen hodnoty zatížení:

- síla $F = F_{o(MAX)} = 175,1 \text{ kN}$ (42);
- moment $M = F \cdot H = 175 \cdot 100 \cdot 40,5 = 7 \text{ 091 550 N} \cdot \text{mm}$ (43).

Znovu provedu nahrazení sil podle obrázku Obr. 44. Zapojení tažně – tlakých tyčí zůstává stejné, proto musíme opět počítat jak s variantou tlakové síly, tak s variantou tahové síly. Ze silové rovnováhy dostávám:

$$x: N - F_{TAH} = 0 \rightarrow N = F_{TAH} = 175,1 \text{ kN}; \quad (44)$$

$$x: N + F_{TLAK} = 0 \rightarrow N = -F_{TLAK} = -175,1 \text{ kN}. \quad (45)$$

Napětí v průřezu od tahové/tlakové síly dostanu pomocí vzorce z rovnice (27):

$$\sigma_{F2} = \frac{\pm N}{A} = \frac{\pm 175 \cdot 100}{2481,86} = \pm 70,55 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}. \quad (46)$$

Napětí od ohybového zatížení vypočteme dosazením nových hodnot do rovnice (30):

$$\sigma_{O2} = \frac{\pm 7 \text{ 091 550}}{1 \text{ 967 183}} \cdot (\pm 44,5) = \pm 160,41 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (47)$$

Napětí od tahové/ tlakové síly (a) je opět konstantní v celém průřezu a napětí od ohybového momentu (b) má opět maximum na krajích průřezu a bude se lišit znaménkem. Průběhy těchto napětí jsou tedy stejné jako v předchozím případě, pouze hodnoty jsou zhruba dvakrát větší.

Protože i v tomto případě můžu použít metodu superpozice, výsledná napětí v průřezu dostanu dosazením hodnot napětí z (46) a (47) do (24):

- výsledné napětí pro **tahovou** sílu v místě A:

$$\sigma_{celk. A2} = 70,55 - 160,41 = -89,86 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}; \quad (48)$$

- výsledné napětí pro **tahovou** sílu v místě B:

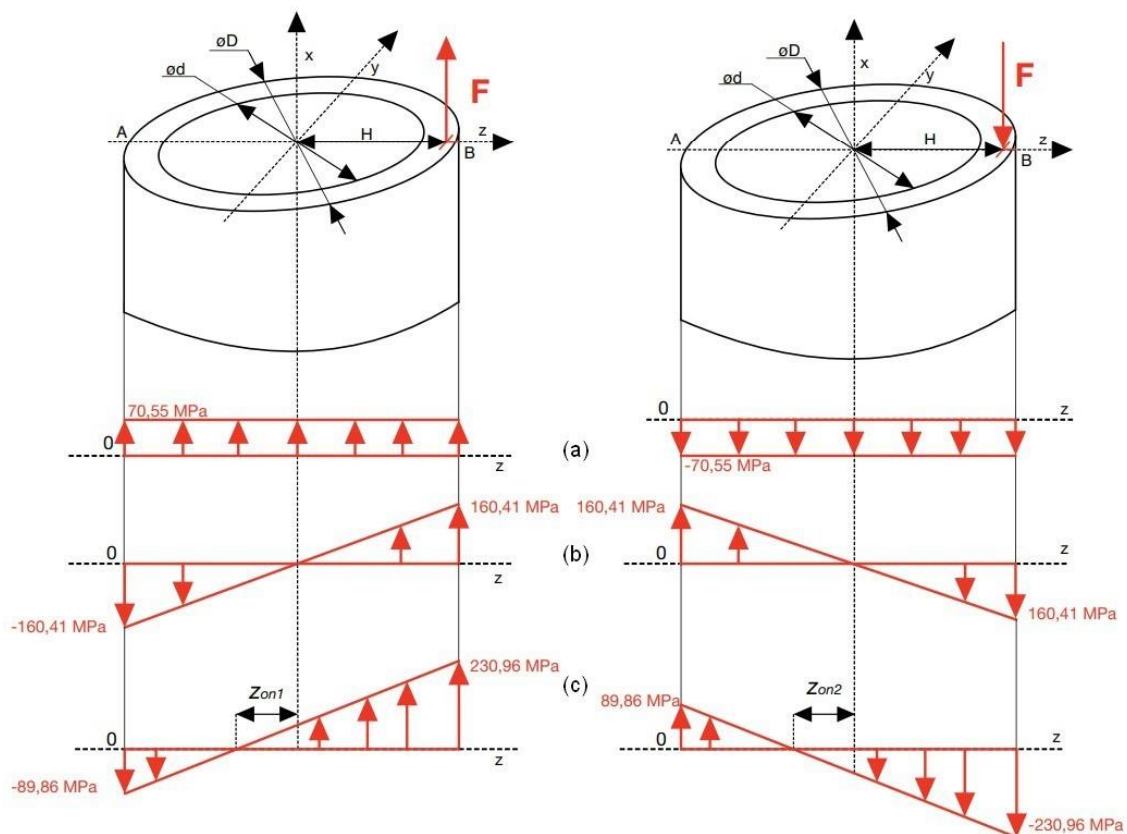
$$\sigma_{celk. B2} = 70,55 + 160,41 = 230,96 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}; \quad (49)$$

- výsledné napětí pro **tlakovou** sílu v místě A:

$$\sigma_{celk. A2} = -70,55 + 160,41 = 89,86 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}; \quad (50)$$

- výsledné napětí pro **tlakovou** sílu v místě B:

$$\sigma_{celk. B2} = -70,55 - 160,41 = -230,96 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (51)$$



Obr. 46: Průběhy napětí σ_F (a) od tahové/tlakové síly F , σ_o (b) od momentu M a výslední napětí σ_{celk} (c)

Z předchozího výpočtu vím, že se vlivem ohybového napětí posune neutrální osa průřezu mimo těžiště. Souřadnici z neutrální osy výpočtu stejně jako v minulém případě z podmínky nulového napětí podle rovnice (35):



$$\sigma_{celk.} = 0 \rightarrow 70,55 + \left(\frac{7\,091\,550}{1\,967\,182,85} \cdot z_{on1} \right) = 0 \quad (52)$$

$$z_{on1} = -70,55 \cdot \left(\frac{1\,967\,182,85}{7\,091\,550} \right) = -19,57 \text{ mm} = z_{on2} \quad (53)$$

Výsledek rovnice (53) je stejný jako výsledek rovnice (36), tzn. že pozice neutrální osy se nezmění ani při zvýšení zatížení.

Z rovnice (48–51) vyberu maximální napětí:

$$\max(|\sigma_{celk. A2}|; |\sigma_{celk. B2}|);$$
$$\max(89,86; 230,96).$$

Toto maximální napětí musí být menší než maximální dovolené napětí. Tentokrát to není hodnota meze kluzu jako v předchozím případě, ale hodnota meze pevnosti R_m :

$$230,96 < 490 [N \cdot mm^{-2}]. \quad (54)$$

Podmínka je vyhovující, maximální napětí v průřezu je menší jak mez pevnosti, tzn. že ani v extrémních případech, kdy může být tažně – tlačná tyč zatížena až silou $F_{o(MAX)}$ nedojte ke ztrátě integrity tyče s bezpečností k_p :

$$k_p = \frac{\sigma_D}{\sigma_{celk. B2}} = \frac{490}{230,96} = 2,12. \quad (55)$$

Protože hodnota maximálního napětí v průřezu nepřesáhne ani hodnotu meze kluzu, nenastane v průřezu trubky plastická deformace s bezpečností k_k :

$$k_{k2} = \frac{\sigma_K}{\sigma_{celk. B2}} = \frac{345}{230,96} = 1,49. \quad (56)$$

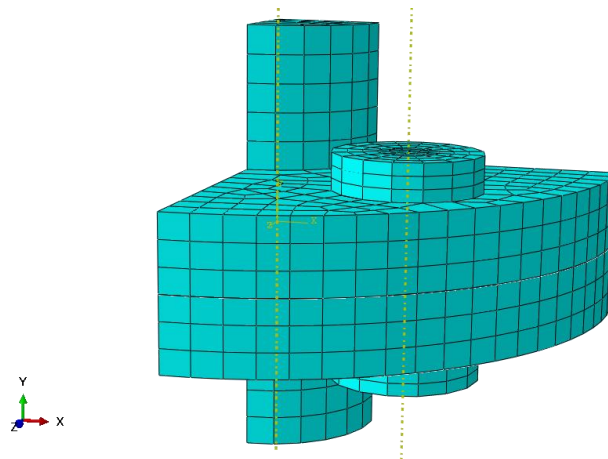
7.4 Výpočet metodou konečných prvků

7.4.1 Metoda konečných prvků (MKP)

Metoda konečných prvků je jedna z numerických metod používaná k vyřešení úloh popsaných soustavami parciálních diferenciálních rovnic. Takové úlohy mohou být např. popisující elektromagnetismus, vedení tepla nebo jako v tomto případě úlohy pevnosti a pružnosti. Základem této metody je tzv. diskretizace kontinua, tzn. rozdělení spojitého prostředí, v našem případě zkoumaného tělesa, na menší a jednodušší části, tzv. elementy – prvky. Podle tvaru a rozměrů vybraného elementu je zkoumané těleso rozděleno na přesný počet těchto elementů čili dostáváme konečný počet prvků. Tomuto

rozdělení spojitého prostředí na jednotlivé prvky se také říká, že vytváříme síť prvků (anglicky *mesh*). Elementy vytvořené diskretizací tělesa jsou definovány pomocí tzv. uzlových bodů.

Na obrázku Obr. 47 je příklad jednoduchého výpočtového modelu sestavy příruby a šroubu, tento model je rozdělen pomocí sítě na konečný počet elementů.



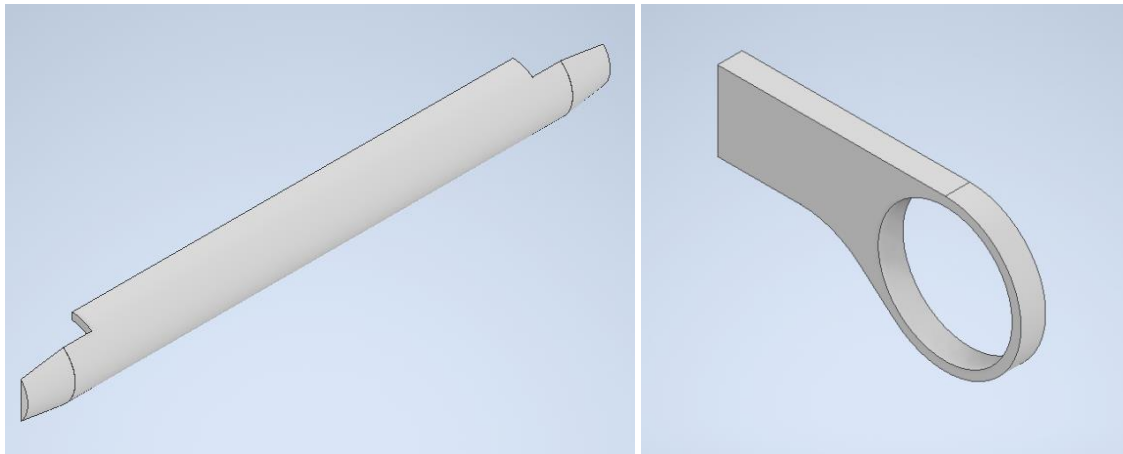
Obr. 47: Příklad jednoduché sestavy, rozdělené na konečný počet prvků

Pomocí metody konečných prvků zjišťujeme posuvy v definovaných uzlových bodech elementů diskretizovaného spojitého prostředí, po změně stavu z nějakého počátečního stavu. Tento počáteční stav se bere jako nulový a chování spojitého prostředí je poté předpokládáno na základě definovaných okrajových podmínek (anglicky: *boundary condition*). Hodnoty posuvů uvnitř elementů jsou určovány pomocí tvarových funkcí. Velikost elementu tedy přímo ovlivňuje přesnost metody, tzn. čím menší velikost elementu, tím se blíží výsledek MKP k přesnému analytickému řešení.

Výpočet pro tuto bakalářskou práci byl proveden v programu Abaqus. Samotný proces výpočtu v programu Abaqus se skládá z vkládání informací a stanovení určitých hodnot v nastavení jednotlivých modulů programu. Následující podkapitola obsahuje popis, jaké informace a jaké hodnoty byly nastaveny jako vstup do programu.

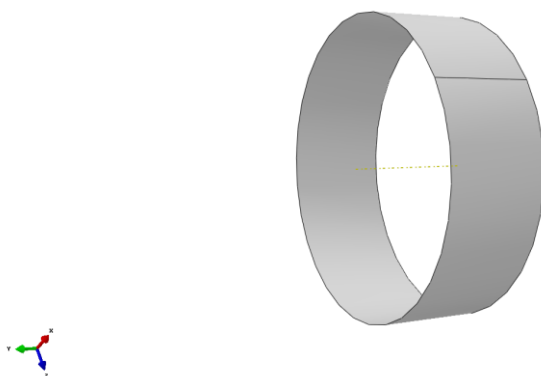
7.4.2 Výpočet v programu Abaqus

Model tělesa tažně – tlačné tyče, který byl použit v simulaci v programu Abaqus, jsem vytvořil pomocí programu Autodesk Inventor Professional 2021 a importoval ve formátu .step. Komponenty, z kterých se těleso tažně – tlačné tyče skládá je popsáno v kapitole 6. *Rozbor silových účinků na mechanismus přenosu podélných sil.* Tyto dvě komponenty můžeme vidět na obrázcích Obr. 48.



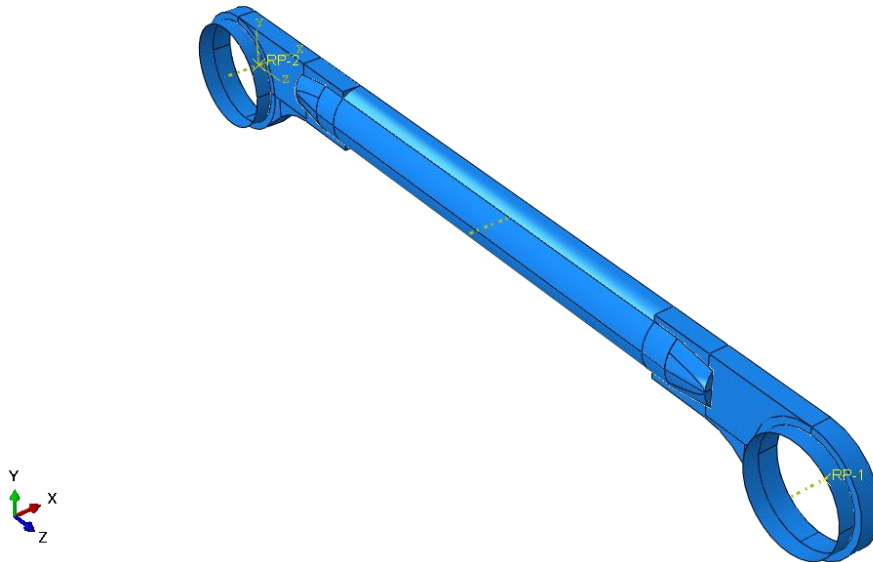
Obr. 48: 3D model trubky tažně – tlačné tyče (vlevo); 3D model konzoly s okem tažně tlačné tyče (vpravo)

Následně byla vytvořena poslední použitá komponenta (Obr. 49), tzv. *3D analytic rigid*, už pomocí samotného programu Abaqus. Tato komponenta představuje skutečný prvek, pryžokovový silentblok, přes který je tažně tlačná tyč uchycena na jedné straně k podvozku a na druhé straně ke skříni vozidla.



Obr. 49: 3D analytic rigid prvek vytvořený v programu Abaqus

Na obrázku Obr. 50 je ukázána konečná sestava výpočtového modelu. Z tohoto obrázku je zřejmé, že se jedná se o poloviční geometrii celého tělesa tažně – tlačné tyče podle podélné osy trubky.



Obr. 50: Konečná sestava výpočtového modelu v programu Abaqus

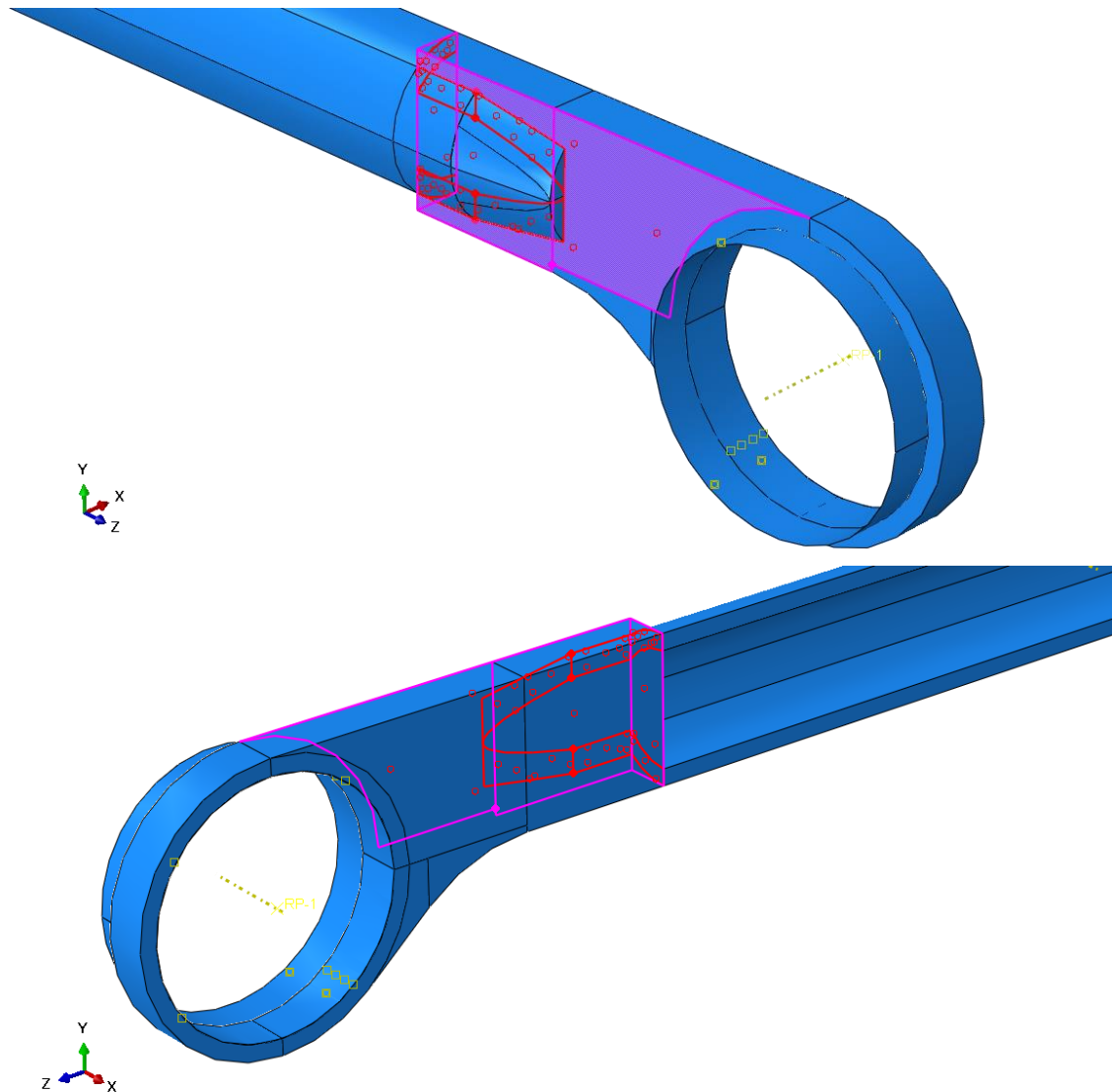
Materiálové vlastnosti vytvořených komponent byly nastaveny v modulu *Property*. V tomto modulu je možné vytvořit materiál a definovat jeho vlastnosti podle potřeby. V případě materiálu tažně – tlačné tyče byly definovány tyto vlastnosti:

- hustota materiálu $\rho = 7850 \frac{kg}{m^3}$;
- Youngův modul pružnosti $E = 2,1 \cdot 10^5 N \cdot mm^{-2}$;
- Poissonova konstanta $\mu = 0,3 [-]$

Tyto hodnoty odpovídají hodnotám pro ocel.

V reálném provedení je trubka tažně – tlačné tyče ke konzole s okem připojena pomocí svaru. Tato vazba je v programu Abaqus nahrazena vazbou *Constrain – Tie*. Vazba byla definována v oblasti dotyku obou komponent.

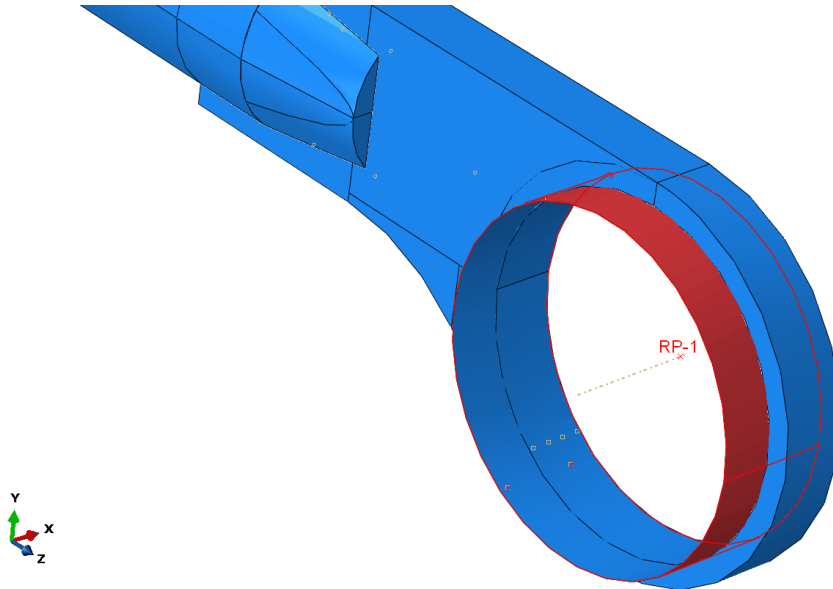
Vytvořená vazba je zobrazena ve dvou pohledech na obrázcích Obr. 51. Fialovou barvou je zvýrazněn vybraný povrch konzoly s okem použitý ve vazbě a červenou barvou vybrané oblasti trubky.



Obr. 51: Vazba Constrain – Tie ve dvou pohledech

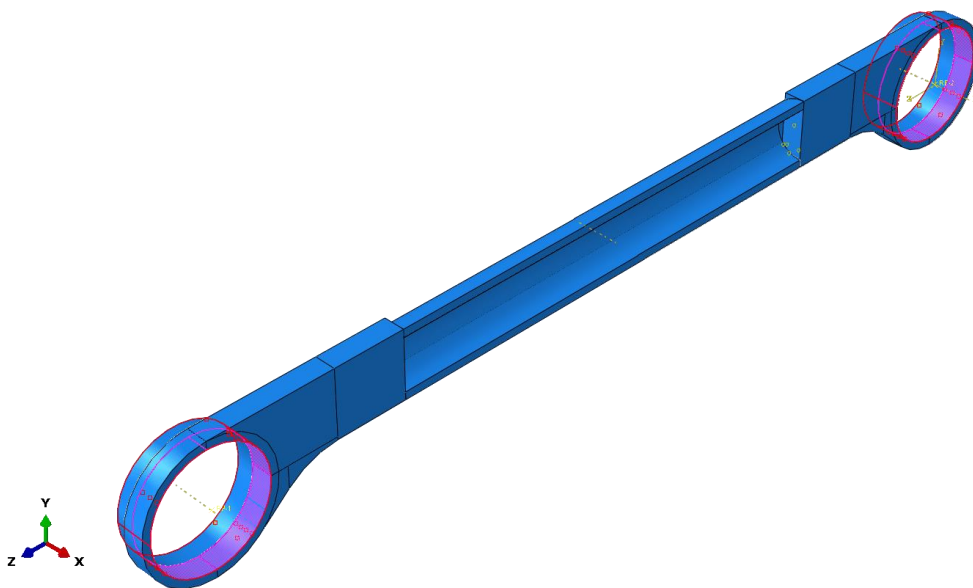
Účelem úlohy bylo zjistit napětí v průřezu trubky, abych takto získané hodnoty mohl porovnat s hodnotami napětí získanými z analytického řešení v předešlé kapitole. Vzhledem k tomu je *3D analytic rigid*, komponenta představující pryžokovový silentblok, definována jako tuhé těleso (anglicky *rigid body*). Takto definovaný prvek lze použít v situaci, kdy je výpočtový model složen z více komponent a jedna z těchto komponent je mnohem tužší než ta druhá, a proto je možné uvažovat deformace tohoto prvku jako zanedbatelné. V tomto případě není, silentblok tužší než ostatní komponenty sestavy, ale mě zajímají hodnoty napětí jen v průřezu trubky.

V ose ok obou konzol byly vytvořeny referenční body RP-1 a RP-2. Mezi těmito body a 3D *analytic rigid* komponentami na obou stranách tyče, byla definována vazba *Rigid body constrain* (Obr. 52).



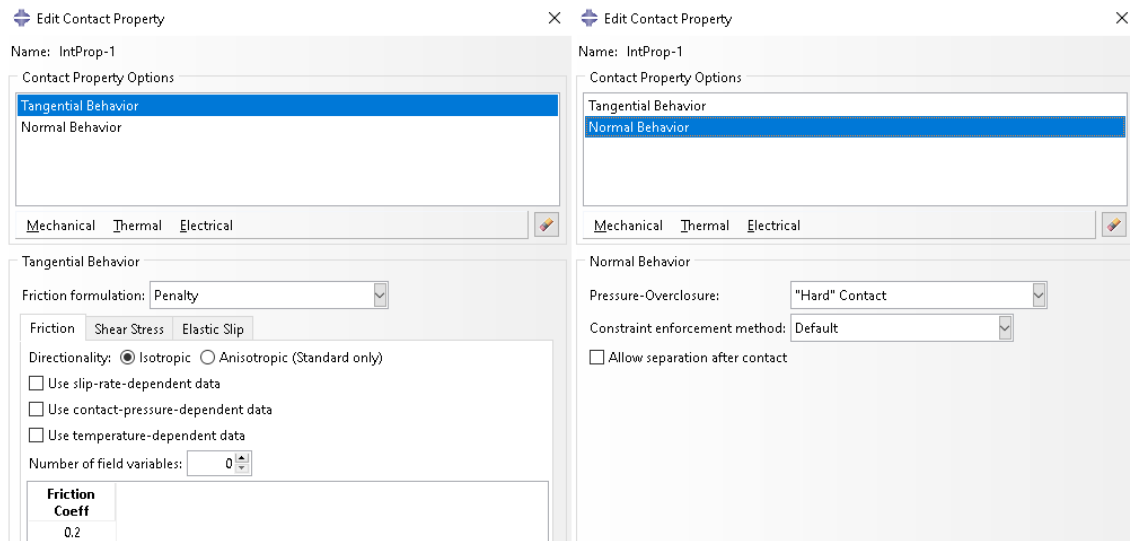
Obr. 52: Definovaná vazba *Rigid body constrain*

Následně byl definován kontakt mezi těmito dvěma komponentami. Byla použita funkce *Surface to surface* kontakt. Master surface byl nedefinován jako povrch komponenty silentbloku (červeně) a slave surface byl nedefinován jako povrch oka konzole (fialově) (Obr. 53).



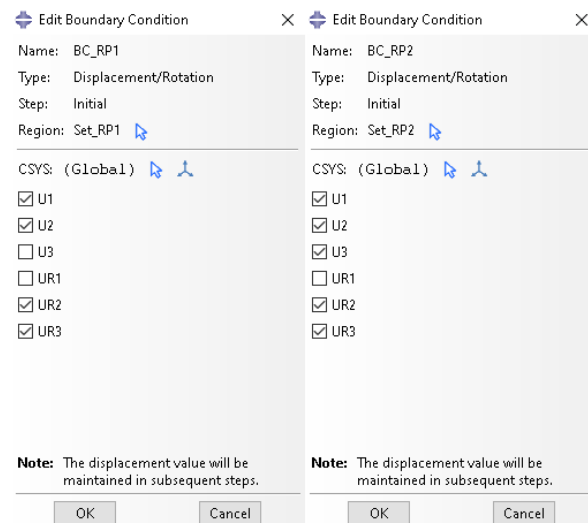
Obr. 53: *Surface to surface* kontakt mezi 3D *analytic rigid* komponentou a okem konzole

Definované vlastnosti tohoto kontaktu v programu Abaqus ukazuje obrázek Obr. 54.



Obr. 54: Vlastnosti nedefinovaného kontaktu mezi okem konzole a 3D analytic rigid komponentou

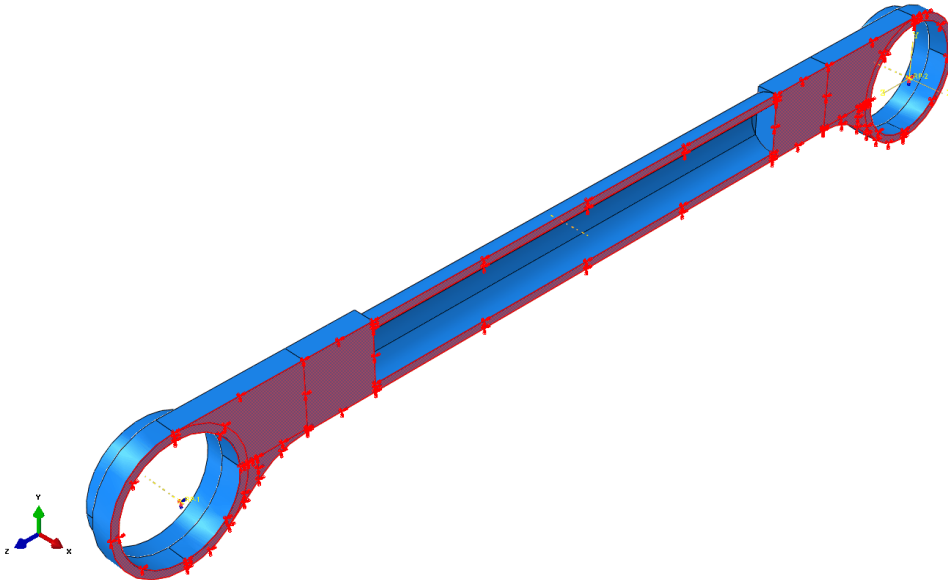
V předešlých kapitolách této bakalářské práce, bylo určeno, že tyč je uložena na obou koncích pomocí rotačních vazeb, tzn. že tyč je schopna rotačního pohybu jen kolem jedné ze svých os, konkrétně kolem os ok konzol. Rotační vazba, která se nachází na straně podvozku vozidla, je navíc také posuvná ve vodorovném směru, abych simuloval pohyb podvozku. Na druhé straně, tedy rotační vazba mezi tyčí a skříní vozidla, posuvná není.



Obr. 55: Nastavení okrajové podmínky pro posuv a rotaci

Tyto okrajové podmínky byly v programu Abaqus definovány pomocí *boundary condition* nazývané *Displacement/Rotation* (v překladu posuv/rotace). Na obrázku Obr. 55 je ukázané použité nastavení této okrajové podmínky pro oba konce tažně – tlačné tyče (nezaškrtnutá políčka znamenají povolený pohyb, tzn. pro první vazbu (vlevo) je povolena rotace kolem osy 1 a posuv v ose 3, pro vazbu druhou je povolena jen rotace kolem osy 1).

Protože řešení je symetrické kolem vodorovné roviny řezu, mohou být použity poloviční geometrie, ale musím model zatížit polovičními silovými účinky. Tímto přístupem jsem zkrátil požadavky na počet prvků a zrychlil samotný výpočet.



Obr. 56: definice symetrie v programu Abaqus

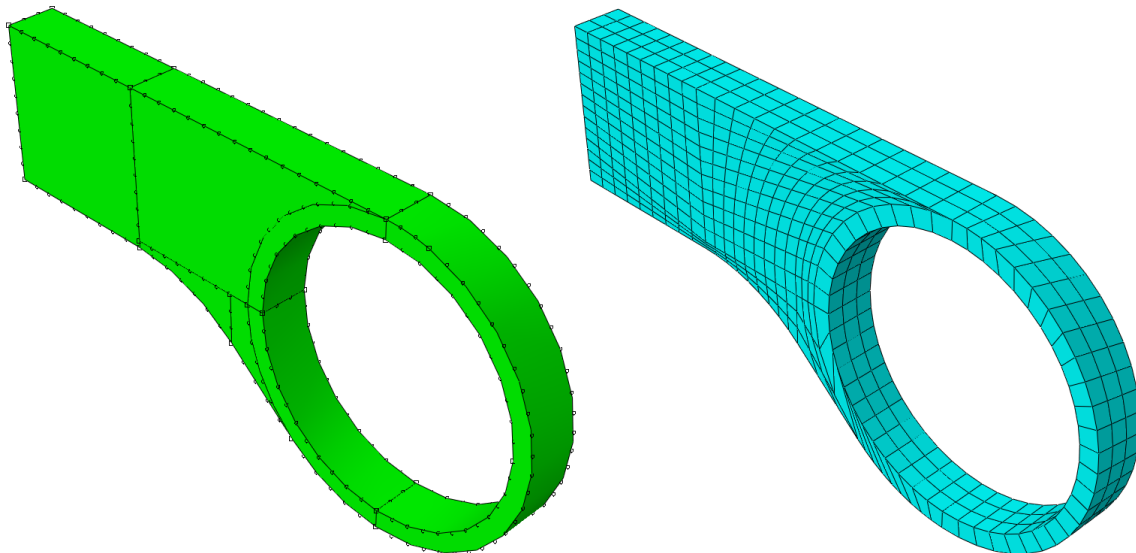
Samotný výpočet probíhá v krocích (anglicky *step*). Pro tento výpočet jsem použil dva kroky. V prvním kroku byl zaveden do referenčního bodu RP-1, tedy v reálné sestavě v místě napojení tyče k podvozku, posuv v záporném směru osy z. Tento posuv zde byl zaveden, proto aby se ustálil vytvořený kontakt mezi *analytic rigid* komponentou a okem konzoly tažně - tlačné tyče. V druhém kroku byla zavedena zatěžující síla znovu do referenčního bodu RP-1. Výše zmíněný posuv nemohl být aktivní i v druhém kroku, protože by zkresloval výpočet zatížení silou. V kapitole 6. *Rozbor silových účinků na mechanismus přenosu podélných sil* bylo určeno, jaké hodnoty zatížení musí být tažně – tlačná tyč schopna přenést z podvozku na skříň vozidla:

- $F_{o(\text{provozní})} = 94,5 \text{ kN}$
- $F_{o(\text{MAX})} = 175,1 \text{ kN}$.

V mém modelu jsem použil poloviční hodnoty těchto silových účinků, protože byla použita poloviční geometrie.

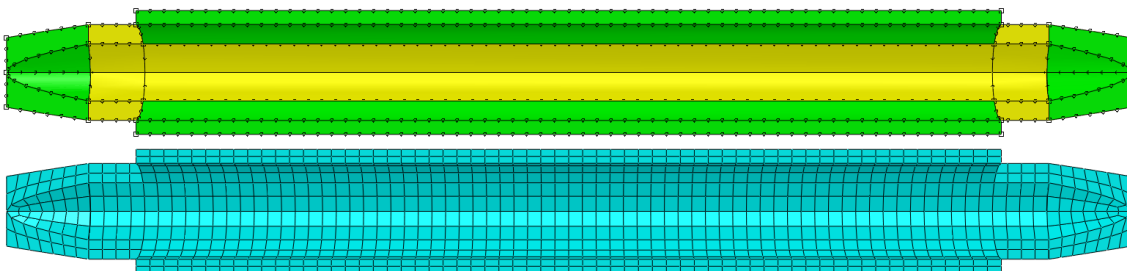
Na začátku kapitoly 7. *Pevnostní výpočet tažně – tlačné tyče* bylo popsáno zapojení tyčí. Z obrázku Obr. 34 vím, že tyče jsou zapojeny tak, že při jízdě v jednom směru je jedna tyč zatěžována tahovým a druhá vzpěrným zatížením. Proto byly vytvořeny 4 výpočetní modely v programu Abaqus lišící se zatěžující silou (velikostí a směrem zatížení).

Posledním krokem před spuštěním samotného výpočtu bylo nastavení sítě jednotlivých komponent. Obě komponenty byly vysítovány *Hex* prvky neboli elementy tvaru šestistěnu. Hustota vytvořené sítě se odvíjí od toho, jakou velikost rozdělení sítě zvolím (anglicky *mesh seeds*). Pro konzolu s okem byla tato velikost nastavena na hodnotu 10. Toto rozdělení a následné vysítování konzoly ukazuje obrázek Obr. 57.



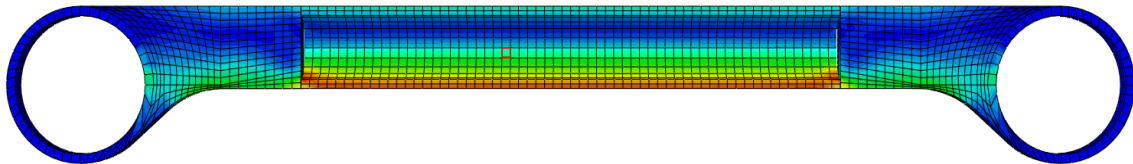
Obr. 58: Rozdělení sítě konzoly (vlevo); vysítovaná konzola (vpravo)

Pro trubku byla tato hodnota nastavena také na 10. Obrázek Obr. 57 ukazuje toto rozdělení sítě a následné vysítování trubky tažně – tlačné tyče.



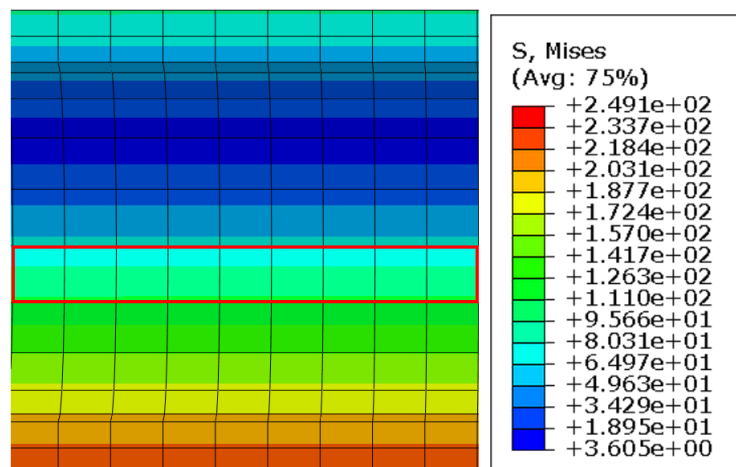
Obr. 57: Rozdělení sítě trubky (nahore); vysítovaná trubky (dole)

Po proběhnutí výpočtu byla programem vytvořena vizualizace výsledků úlohy. Tato vizualizace je zobrazena na obrázku Obr. 59. Na obrázku Obr. 60 je vytvořený detail tělesa trubky tažně – tlačné tyče z této vizualizace (vlevo) a legenda spektra barev s hodnotami napětí (vpravo).



Obr. 59: Vizualizace výsledků

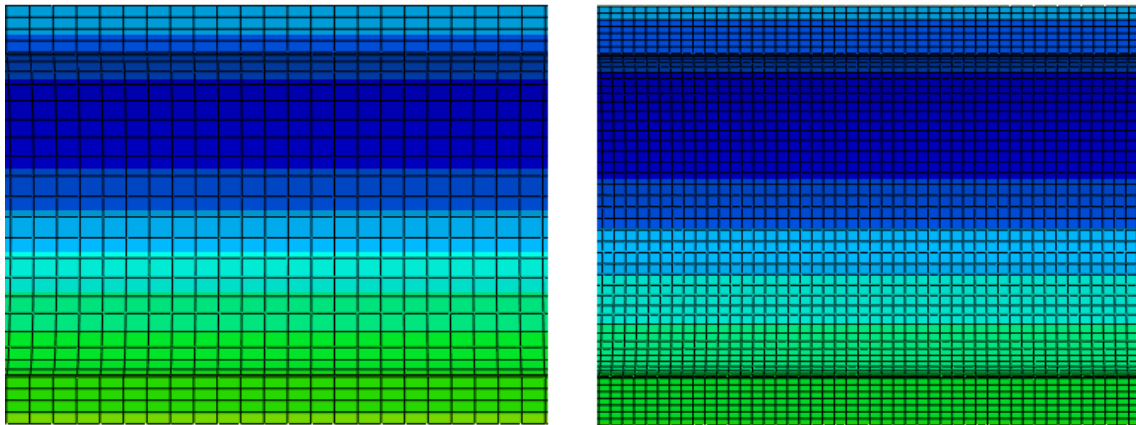
Z obrázku Obr.60 je zřejmé, že některé elementy obsahují větší spektrum barev, tzn. že mezi hodnotou na jedné hraně a hodnotou na druhé hraně elementu je rozdíl napětí odpovídající právě rozsahu konkrétního spektra barev v elementu. Např. ve vyznačené řadě elementů uprostřed detailu, můžeme vidět, že elementy obsahují barevné spektrum s rozdílem hodnot napětí cca $30 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Toto je zapříčiněno hrubým nastavením sítě. Abych se tomuto jevu vyvaroval nastavím větší hustotu sítě, nejlépe tak, aby každý element obsahoval jen jednu barvu spektra výsledné vizualizace.



Obr. 60: Detail vizualizace trubky tažně- tlačné tyče s hodnotou rozdělení sítě 10

Optimalizace hustoty sítě proběhla ve dvou krocích, v obou krocích byla hodnota rozdělení sítě snížena o polovinu, tedy v prvním kroku z hodnoty 10 na hodnotu 5 a ve druhém na hodnotu 2,5. Obrázek Obr. 61 ukazuje detail vizualizace trubky tažně – tlačné tyče po

prvním kroku optimalizace hustoty sítě (vlevo) a po druhém kroku (vpravo). Když porovnáme výslednou vizualizaci s počátečním nastavením rozdělení sítě a vizualizaci po dvou krocích optimalizace vidíme jasný rozdíl barevného spektra obsaženého v elementech. Hodnotu rozdělení sítě 2,5 považuji pro tuto úlohu postačující a pro další výpočty jsem nastavil tuto hodnotu hustota rozdělení sítě.

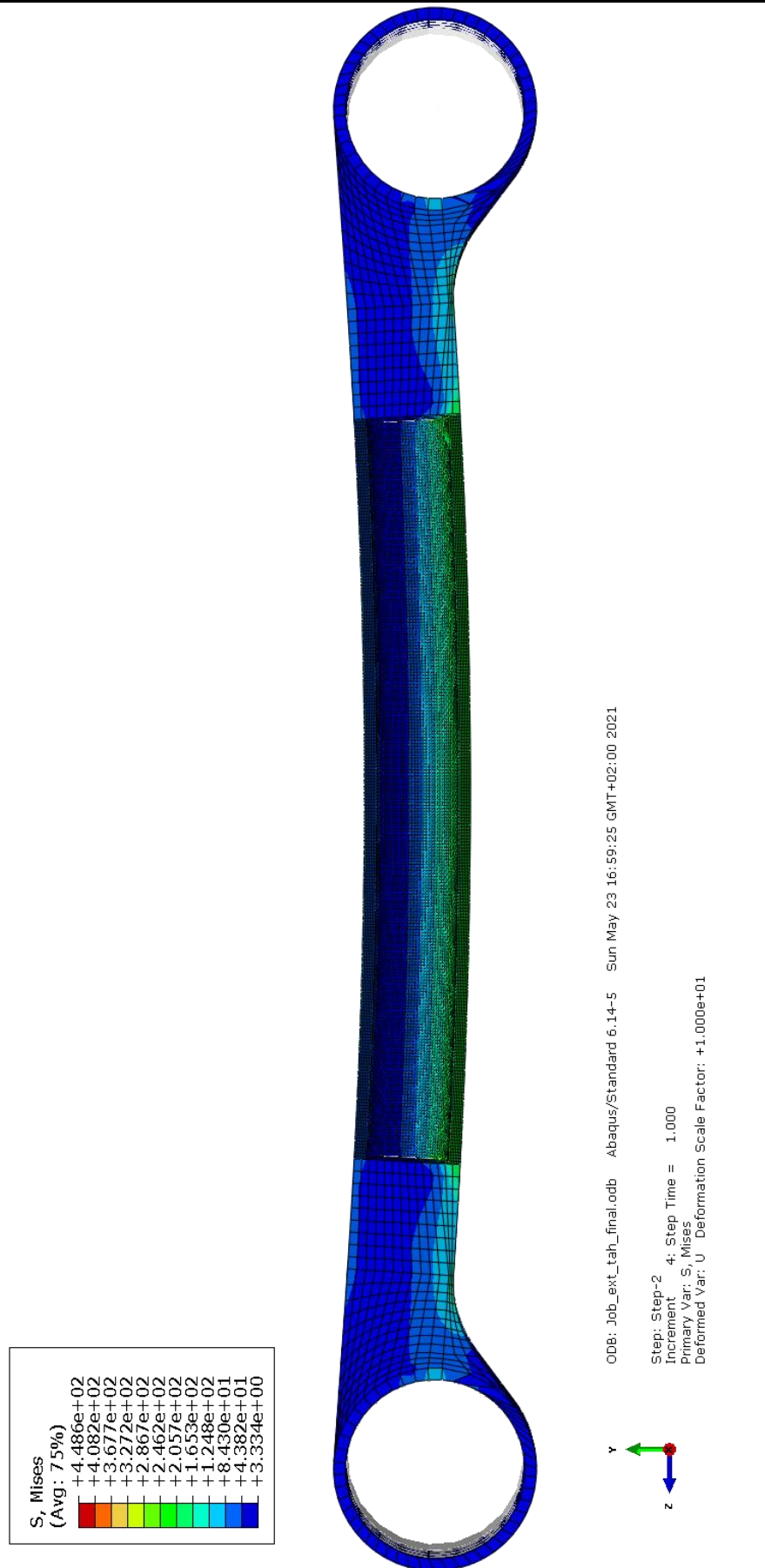


Obr. 61: Detail vizualizace trubky tažně- tlačné tyče s hodnotou rozdělení sítě 5 (vlevo) a 2,5 (vpravo)

7.4.3 Výsledky úlohy pomocí programu Abaqus

Po proběhnutí výpočtu všech čtyř vytvořených modelů v Abaqusu, byla programem vytvořena pro každý model výsledná vizualizace. Na obrázcích Obr. 62–65 jsou vizualizace ukazující průběhy napětí v jednotlivých modelech. Tažně – tlačná tyč je na obrázcích vyobrazena v deformovaném stavu s měřítkem deformací 10x zvětšeným.

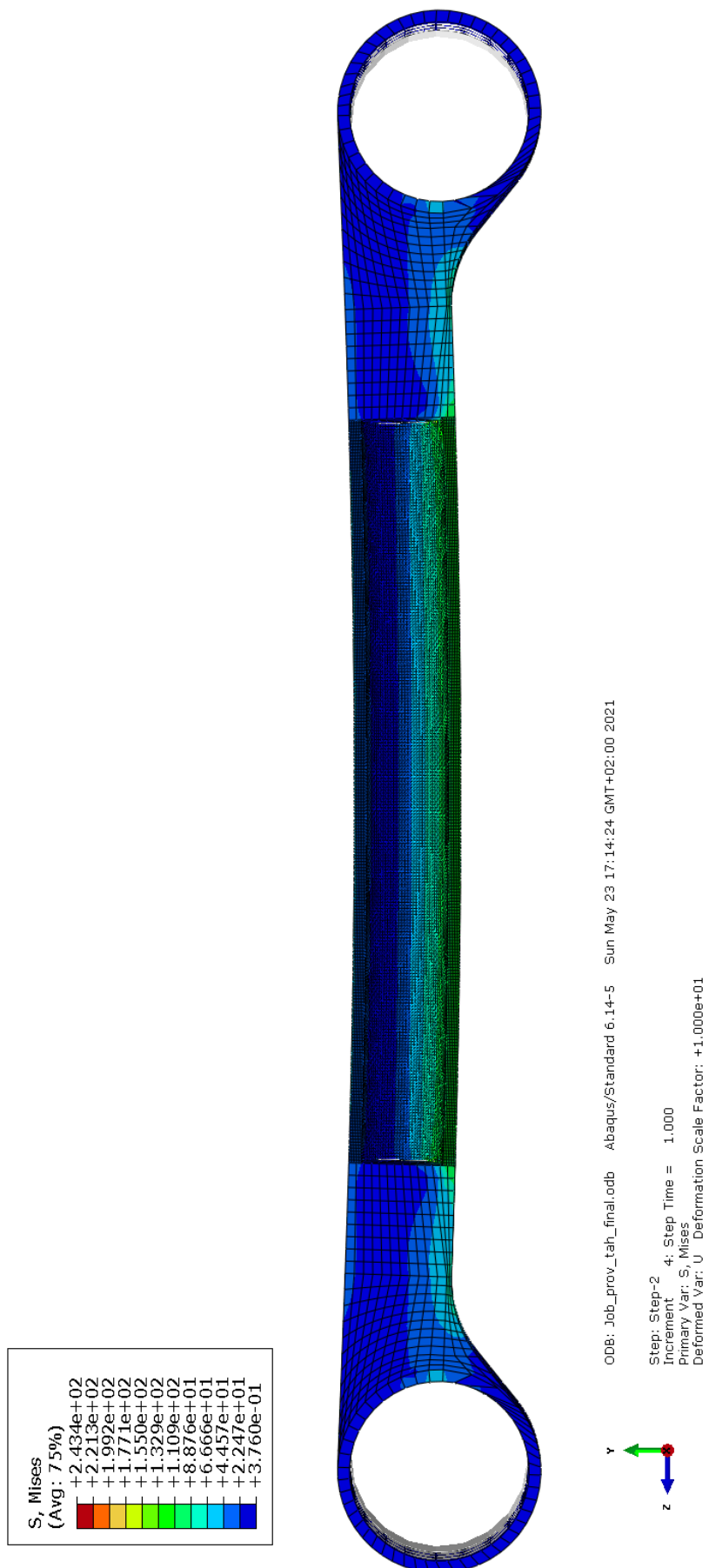
Z obrázků výsledných vizualizací je zřejmé rozložení napětí v průřezu trubky tažně – tlačné tyče. Ve všech čtyřech případech je nejvíce zatíženým místem v průřezu trubky spodní část, která je v případech tahového zatížení natahována a v případě tlakové zatížené stlačována. Napětí v průřezu trubky se v kladném směru osy Y snižuje a postupně přechází na hodnotu s opačným znaménkem (tlakové na tahové a naopak).



Obr. 62: Vizualizace napětí (Mises) úlohy s extrémním, tahovým zatížením



Obr. 63: Vizualizace napětí (Mises) úlohy s extrémním, tlakovým zatížením



Obr. 64: Vizualizace napětí (Mises) úlohy s provozním, tahovým zatížením



Obr. 65: Vizualizace napětí (Mises) úlohy s provozním, tlakovým zatížením



Tabulka Tab. 4 obsahuje hodnoty napětí na krajích průřezu (horní a spodní část) trubky tažně – tlačné tyče pro jednotlivé případy zatížení (znaménko “+“ pro tahové a znaménko “– “ pro tlakové zatížení).

Zatížení\Oblast	Spodní část	Horní část	Obrázek
Extrémní, tahové [MPa]	+228,1	-87,5	Obr. 62
Extrémní, tlakové [MPa]	- 232	+91,3	Obr.63
Provozní, tahové [MPa]	+123,8	-47,9	Obr.64
Provozní, tlakové [MPa]	-124,9	+49	Obr.65

Tab. 4: Hodnoty napětí na okrajích průřezu trubky tažně – tlačné tyče v jednotlivých případech zatížení

Zvolený materiál trubky tažně – tlačné tyče má mez kluzu $\sigma_k = 345 \text{ MPa}$ a proto můžu konstatovat, že v průřezu trubky ani v jednom případě zatížení nedojde k překročení této meze a nenastanou nežádoucí plastické deformace.

Tabulka Tab. 5 obsahuje hodnoty napětí vypočtené v kapitole 7.3.3 *Výpočet napětí v průřezu prutu*. Tyto hodnoty jsem získal analytickým výpočtem. Po porovnání s hodnotami získanými metodou konečných prvků uvedených v tabulce Tab. 4, byla získána procentuální chyba výpočtu metodou konečných prvků od analytického řešení úlohy.

Zatížení\Oblast	Spodní část	Horní část
Extrémní, tahové	+230,96	-89,86
Extrémní, tlakové	-230,96	+89,86
Provozní, tahové	+ 124,66	- 48,5
Provozní, tlakové	-124,66	+ 48,5

Tab. 5: Hodnoty napětí získané analytickým řešením úlohy

Chyba hodnot napětí v případě:

- extrémního zatížení (tahové): spodní část 1,26 %; horní část 2,63 %;
- extrémního zatížení (tlakové): spodní část 0,45 %; horní část 1,6 %;
- provozního zatížení (tahové): spodní část 0,69 %; horní část 1,2 %;
- provozního zatížení (tlakové): spodní část 0,2 %; horní část 1% .

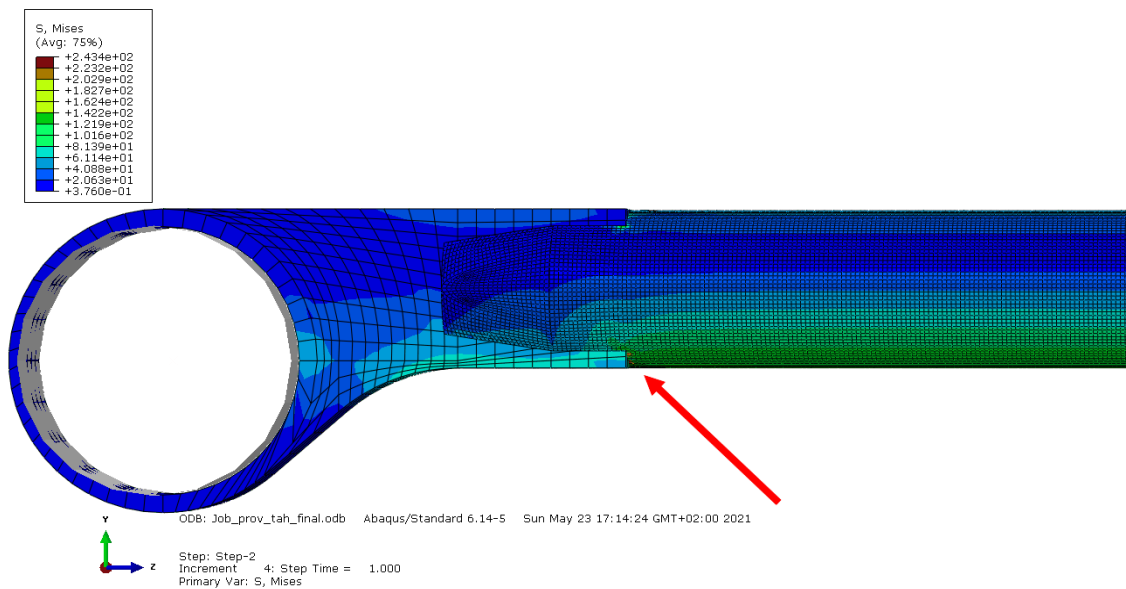
Největší vzniklá procentuální odchylka řešení úlohy pomocí metody konečných prvků od řešení úlohy analytickým výpočtem a je rovna 2,63 %.

7.5 Svarový spoj propojovací trubky a konzoly s oky tažně – tlačné tyče

V předchozích kapitolách této bakalářské práce bylo dokázáno, že napětí vznikající v průřezu trubky tažně – tlačné tyče nedosahuje kritických hodnot ani v jednom ze zkoumaných případů zatížení.

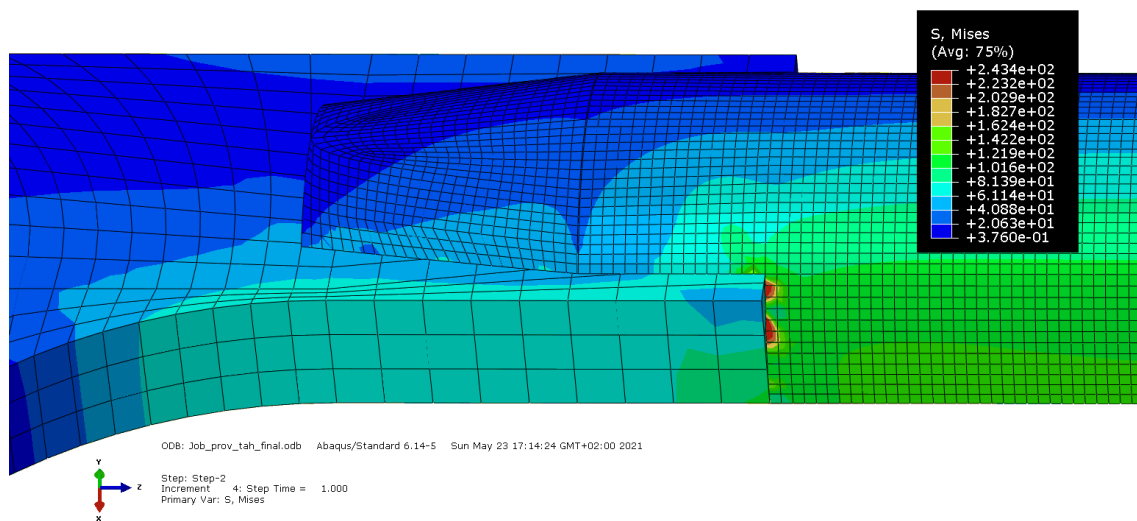
Tato kapitola se zabývá dalším uzlem zvoleného mechanismu přenosu tažných a brzdných sil, konkrétně svarovým spojem obou komponent tažně – tlačné tyče.

Výsledné vizualizace simulací provedené v programu Abaqus ukazují maximální hodnoty napětí právě v oblasti spojení obou komponent tažně – tlačné tyče, které bylo provedeno pomocí svaru. Konkrétně ve spodních vláknech trubky tažně – tlačné tyče v místě vytvořené drážky pro konzolu s okem.



Obr. 66: Místo výskytu špičky napětí ve výpočtovém modelu při provozním, tahovém zatížení

Na obrázku Obr. 66 je možné vidět místo výskytu maximální hodnoty napětí ve výpočtovém modelu při tahovém zatížení provozní silou $F_{o(\text{provozní})} = 94,5 \text{ kN}$. Takto zvýšené hodnoty napětí se nachází na stejném místě i na druhé straně modelu tažně – tlačné tyče. Obrázek Obr. 67 zobrazuje detailní pohled na toto místo. V pravém horním rohu obrázku Obr. 67 je zvýrazněna legenda s hodnotami napětí. Podle barevného spektra můžu určit, že napětí, které se zde koncentruje, dosahuje hodnot v rozmezí od $223,2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ do $243,4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.



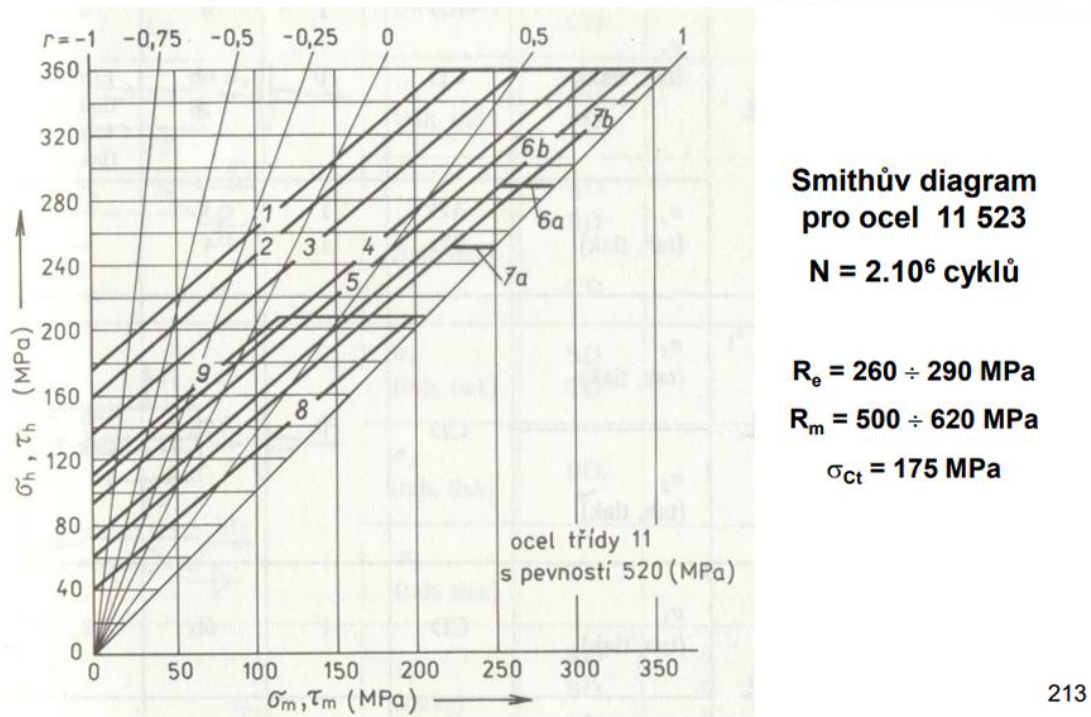
Obr. 68: Detail místa s maximální hodnotou napětí na výpočtovém modelu tažně – tlačné tyče

Tažně – tlačná tyč je časově proměnlivě namáhaná součást. Obrázek Obr. 68 zobrazuje tabulku s typy zatěžování podle koeficientu nesouměrnosti kmitu R . V případě tažně – tlačné tyče se jedná o pulzující (tepavé) zatěžování, kde se hodnota středního napětí kmitu σ_m a hodnota amplitudy kmitu σ_a mění v závislosti na aktuálním zatížení, tzn. na okamžité tažné síle, která je závislá na aktuálním obsazení vozu pasažéry, režimu jízdy (rozjezd – brzdění) a reálném zapojení tažně – tlačných tyčí (např. při rozjezdu je jedna z tyčí zatěžována pulzujícím tahovým a druhá pulzujícím tlačným zatížením, viz obrázek Obr. 68).

Parametry zatěžování	$\sigma_m < 0$			$\sigma_m = 0$	$\sigma_m > 0$		
	$1 < R < +\infty$	$R = -\infty$	$-\infty < R < 1$	$R = -1$	$-1 < R < 0$	$R = 0$	$0 < R < 1$
	$ \sigma_m > \sigma_a$	$ \sigma_m = \sigma_a$	$ \sigma_m < \sigma_a$	-	$\sigma_m < \sigma_a$	$\sigma_m = \sigma_a$	$\sigma_m > \sigma_a$
Název zatěžování	pulsující (tepavé) v tlaku	míjivé v tlaku	nesouměr. střídavé (v tlaku)	souměrné střídavé	nesouměr. střídavé (v tahu)	míjivé v tahu	pulsující (tepavé) v tahu

Obr. 67: Tabulka typů cyklického zatížení podle koeficientu nesouměrnosti cyklu R [18]

Vzhledem k těmto skutečnostem je nutné porovnat hodnoty napětí, které v těchto místech vyšly s hodnotou meze únavy σ_c zvoleného materiálu (ČSN 11 523). Tuto hodnotu meze únavy σ_c negativně ovlivní svarové spojení, kterým jsou obě komponenty spojeny. K určení konečné hodnoty meze únavy jsem použil Smithův diagram pro únavové namáhání svarového spoje pro zvolenou ocel (ČSN 11 523). Tento diagram je vyobrazen na obrázku Obr. 69.



213

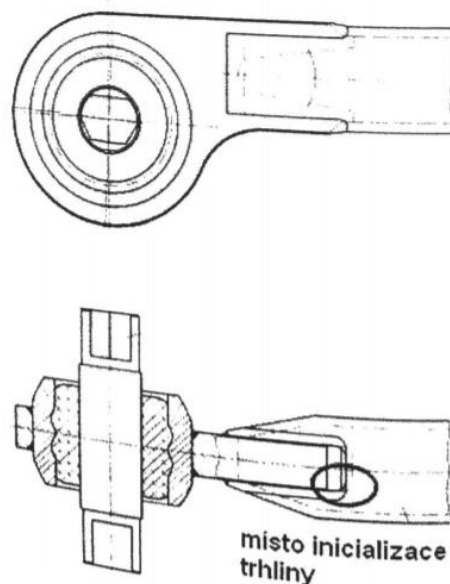
Obr. 69: Smithův diagram únavového namáhání pro svarové spoje pro ocel 11 523 [19]

Mez únavy pro symetrické střídavé zatížení v tahu – tlaku pro tuto ocel je $\sigma_{ct} = 175$ MPa. Po konzultaci s vedoucím bakalářské práce jsme pro zkoumaný případ vybrali křivku s označením 9, která platí pro V svar překrytý svarem koutovým. Po odečtení z diagramu dostávám hodnotu snížené meze únavy způsobenou svarovým spojem zhruba 110 MPa. I když budu uvažovat spodní hranici hodnoty napětí, která vyšla ve výpočtovém modelu ($\sigma_{EXT} = 223,2$ MPa), je zřejmé, že tato hodnota převyšuje výslednou mez únavy více jak dvakrát. V takovém případě bych předpokládal velkou pravděpodobnost vzniku únavových trhlin a následný lom materiálu tažně – tlačné tyče.

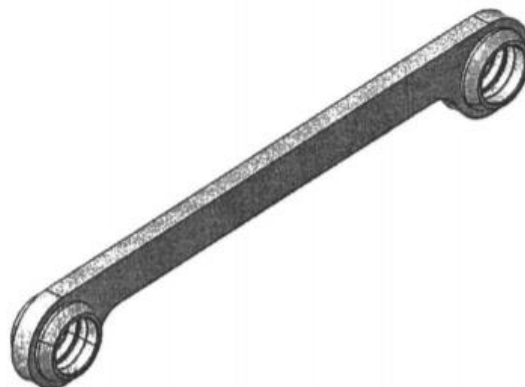
I přesto, že výpočtový model v programu Abaqus, který jsem vytvořil pro mou bakalářskou práci, nebyl primárně vytvořen pro kontrolu svarového spoje, vyšly v místě svarového

napojení propojovací trubky s oky tažně – tlačné tyče výše zmíněné špičky napětí. To naznačuje, že právě svarové spojení je potencionální kritický uzel v konstrukci tažně – tlačné tyče použité u vozu pražského metra M1.

Článek [20] pana Ing. Pavla Šertlera pojednává právě o problému lomu tažně – tlačné tyče použité u zmíněného vozu metra M1. Lom byl způsobený únavovou trhlinou, která byla inicializována zhruba ve stejném místě, ve kterém vyšla špička napětí ve výpočtovém modelu v programu Abaqus. Srovnání obrázků Obr. 68 a 70 to potvrzuje. V článku je dále popsáno, jak byla závada zjištěna a jaká opatření byla provedena k její eliminaci. Výsledkem byla úprava konstrukce tažně – tlačné tyče. V této nové konstrukci bylo odstraněno svarové spojení. Tažně – tlačná tyč byla vyrobena z jednoho dílu tlustostěnného plechu. Náhrada originální tyče je zobrazena na obrázku Obr. 71.



Obr. 70: Místo inicializace únavové trhliny u tažně – tlačné tyče použité o vozu pražského metra M1 [20]



Obr. 71: Konstrukčně upravená tažně – tlačná tyč pražského vozu M1 [20]

7.6 Návrh upraveného konstrukčního řešení tažně – tlačné tyče pražského vozu metra M1

Kvůli nedostatku zdrojů a konkrétních informací o geometrii upraveného konstrukčního řešení tažně – tlačné tyče, je tato kapitola věnována návrhu (dimenzování) průřezu tohoto konstrukčního prvku.

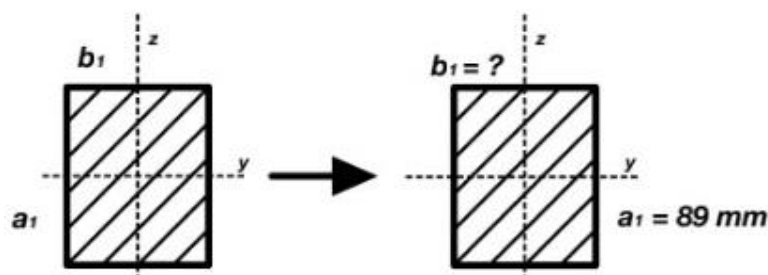
Při dimenzování je nutné vycházet ze skutečností, které jsou pro mě známé. Tyto informace v podstatě tvoří zadání této úlohy, které jsem rozdělil na dvě fáze:

- dimenzování průřezu propojovací části tažně – tlačné tyče na provozní zatížení;
- dimenzování průřezu připojovacích ok ve svislé rovině procházející středem oka na provozní tahové zatížení.

Pro celou úlohu použijeme stejný materiál jako u prvního konstrukčního řešení (ČSN 11 523).

První fáze:

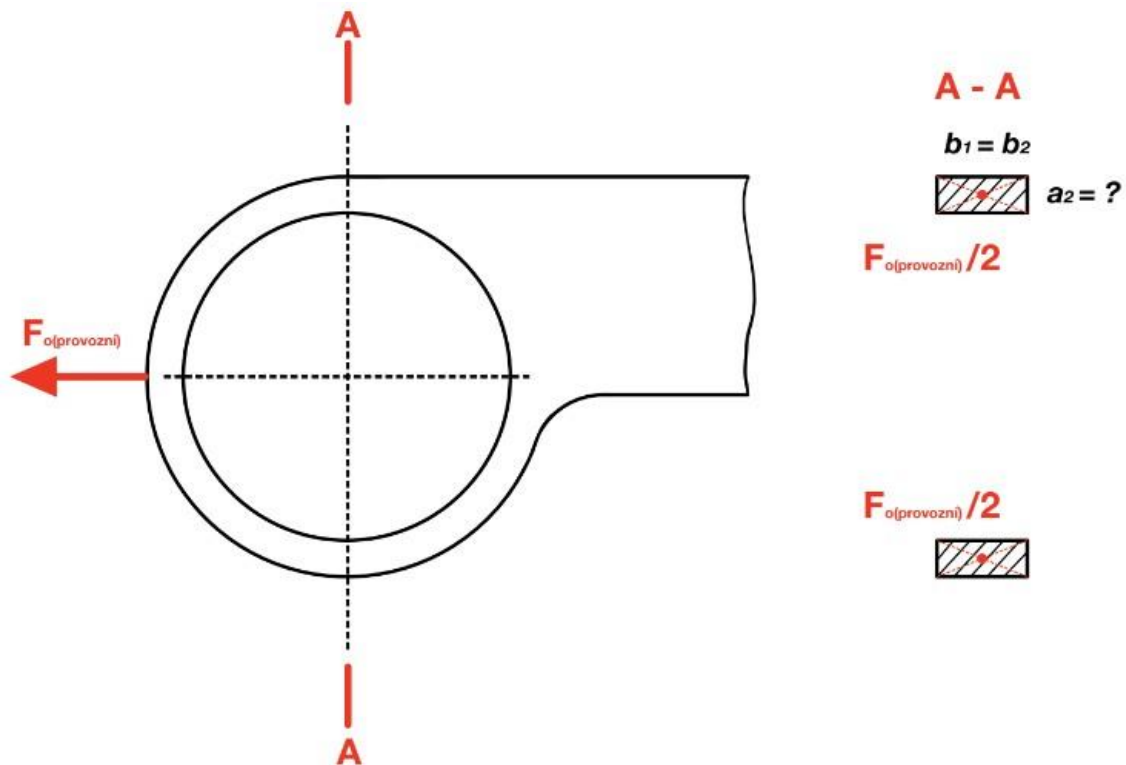
- z obrázku Obr. 71 vím, že nové konstrukční řešení má obdélníkový průřez (Obr. 72);
- abych dodržel zástavbové prostory, které byly vytvořeny pro první konstrukční řešení tažně – tlačné tyče zůstala vzdálenost středů ok pro uchycení stejná $l = 1133 \text{ mm}$, a také volím výšku obdélníkové průřezu rovnou hodnotě průměru trubky, která byla použita u prvního konstrukčního řešení, tedy $a_1 = 89 \text{ mm}$ (Obr. 72 vpravo);
- rozměr b_1 (šířka průřezu) je dimenzována tak, aby průřez byl schopen přenést provozní zatížení ($F_{o(\text{provozní})} = 94,5 \text{ kN}$) s dostatečnou bezpečností a zároveň, abych dodržel zástavbové prostory, volím podmínku $b_1 \leq 89 \text{ mm}$;



Obr. 72: Obdélníkový průřez upraveného konstrukčního řešení tažně – tlačné tyče pražského vozu M1

Druhá fáze:

- použiji hodnotu šířky obdélníkového průřezu b_1 z první fáze výpočtu a navrhnu výšku a_2 obdélníkové průřezu ve svislé rovině řezu středem připojovacího oka podle obrázku Obr. 73; předpokládám rovnoměrné rozdělení zatěžující síly.



Obr. 73: Schematické znárodnění výpočtu průřezu ve svislé rovině řezu středem připojovacího oka tažně – tlačné tyče

7.6.1 Návrh průřezu spojovací části tažně – tlačné tyče

Vzhledem k charakteru zatížení, které zůstalo stejné jako při pevnostním výpočtu prvního konstrukčního řešení provedeného v kapitole 7.3. *Analytický výpočet*, je nutné zajistit, aby nedošlo ke ztrátě vzpěrné stability tažně – tlačné tyče.

Bezpečnost vůči ztrátě vzpěrné stability v prvním případě byla dostačující, $k_{KR1} = 8,2[-]$ viz vztah (21) a proto tuto hodnotu použiji i v tomto výpočtu. Materiálové vlastnosti se nezměnily, stejně jako způsob uložení tyče, a proto zůstala hodnota mezního štíhlostního poměru stejná jako v prvním případě, viz vztah (17).



Štíhlostní poměr tyče použiji také z prvního výpočtu $\lambda = 40,24[-]$, viz vztah (15), aby stále platila podmínka (18):

$$40,24 < 86,66 \rightarrow 0 < \lambda < \lambda_m \Rightarrow \text{oblast nepružného vzpěru}, \quad (18)$$

tzň. že mohu použít vzorec pro výpočet kritického napětí podle Tetmajera (9):

$$\sigma_{KR}^T = \sigma_K - \frac{\sigma_K - \sigma_U}{\lambda_m} \cdot \lambda [N \cdot mm^{-2}]. \quad (9)$$

Do vzorce pro kritickou sílu použitého ve vztahu (20):

$$F_{KR} = \sigma_{KR}^T \cdot A, \quad (57)$$

dosadím vztah pro kritické napětí podle Tetmajera.

$$\begin{aligned} F_{KR} &\geq F \cdot k \\ F_{KR} &= \sigma_{KR}^T \cdot A = \left(\sigma_K - \frac{\sigma_K - \sigma_U}{\lambda_m} \cdot \lambda \right) \cdot A \\ \left(\sigma_K - \frac{\sigma_K - \sigma_U}{\lambda_m} \cdot \lambda \right) \cdot A &\geq F \cdot k \end{aligned} \quad (58)$$

Ze vztahu (58) vyjádřím plochu průřezu a po následné úpravě dostávám hledaný vzorec pro výpočet strany obdélníkového průřezu:

$$\begin{aligned} A_{\square 1} &\geq \frac{F \cdot k}{\left(\sigma_K - \frac{\sigma_K - \sigma_U}{\lambda_m} \cdot \lambda \right)} \\ b_1 &\geq \frac{F \cdot k}{\left(\sigma_K - \frac{\sigma_K - \sigma_U}{\lambda_m} \cdot \lambda \right) \cdot a_1} \end{aligned} \quad (59)$$

Do vzorce (59) dosadím následující hodnoty:

- $F = F_{o(\text{provozní})} = 94,5 \text{ kN}$;
- Bezpečnost $k_{KR1} = 8,2$, viz vztah (21);
- $\sigma_K = 345 \text{ MPa}$; $\sigma_U = 276 \text{ MPa}$ (ocel tř. 11 523);
- $\lambda_m = 86,66 [-]$;
- $\lambda = 40,24 [-]$;
- $a_1 = 89 \text{ mm}$.

$$b_1 \geq \frac{94\,500 \cdot 8,2}{\left(345 - \frac{345 - 276}{86,66} \cdot 40,24 \right) \cdot 89} = 27,82 \text{ mm} \rightarrow \text{volím } \mathbf{40 \text{ mm}} \quad (60)$$



Pro tento nový průřez dosadím do vztahu (10):

$$\lambda = \frac{l}{i_{min}} = \frac{l}{\sqrt{\frac{J_{min}}{A_{\square 1}}}} = \frac{l}{\sqrt{\frac{\frac{1}{12} \cdot b_1^3 \cdot a_1}{a_1 \cdot b_1}}}} = \frac{l}{\sqrt{\frac{1}{12} \cdot b_1^2}} = \frac{1133}{\sqrt{\frac{1}{12} \cdot 40^2}} = \mathbf{98,12 [-]} \quad (61)$$

Protože hodnota mezního štíhlostního poměru zůstala stejná, viz vztah (17), je zřejmé, že se se změnou průřezu změnila také oblast vzpěru:

$$\mathbf{86,66 < 98,12 \rightarrow \lambda_m < \lambda \Rightarrow \textit{oblast pružného vzpěru podle Eulera.}}$$

V tomto případě se tedy úloha nachází v oblasti pružného vzpěru a pro výpočet kritického napětí musím použít Eulerův vzorec pro výpočet kritického napětí, viz vztah (7):

$$\sigma_{KR}^E = n \cdot \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} = 1 \cdot \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{98,12^2} = \mathbf{215,28 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}}. \quad (62)$$

Z kritického napětí dopočítám kritickou sílu z:

$$F_{KR} = \sigma_{KR} \cdot A_{\square 1} = 215,28 \cdot 40 \cdot 89 = 766\,396,8 \text{ N} = \mathbf{766,4 \text{ kN}} \quad (63)$$

Bezpečnost provozního zatížení vůči ztrátě vzpěrné stability dostanu poměrem hodnot kritické síly a síly provozní:

$$k_{KR3} = \frac{766,4}{94,5} = \mathbf{8,2 [-]}. \quad (64)$$

Výsledek (64) je uspokojivý, stejně jako v prvním případě by zatěžující síla musela být více než 8krát větší, aby došlo ke ztrátě vzpěrné stability a tím k vyhnutí tyče pod tímto vzpěrným zatížením. Také se mi povedlo dosáhnout volbou větší hodnoty b_1 zadané bezpečnosti pro tuto úlohu i přesto, že musel být výpočet proveden Eulerovým vztahem pro kritické napětí a ne Tetmajerovým, jako to bylo v prvním případě.

Dále je zapotřebí zjistit bezpečnost nově navrhnutého průřezu tažně – tlačné tyče pro provozní zatížení. Použitá metoda opět odpovídá té, která byla použita v prvním případě, tzn. použiji metodu superpozice a výsledné napětí dostanu ze vztahu (24) součtem napětí od osového a ohybového zatížení.

Pro napětí způsobené osovou silou použiji vztah (27), ve kterém se změní hodnota plochy průřezu A na $A_{\square 1}$:

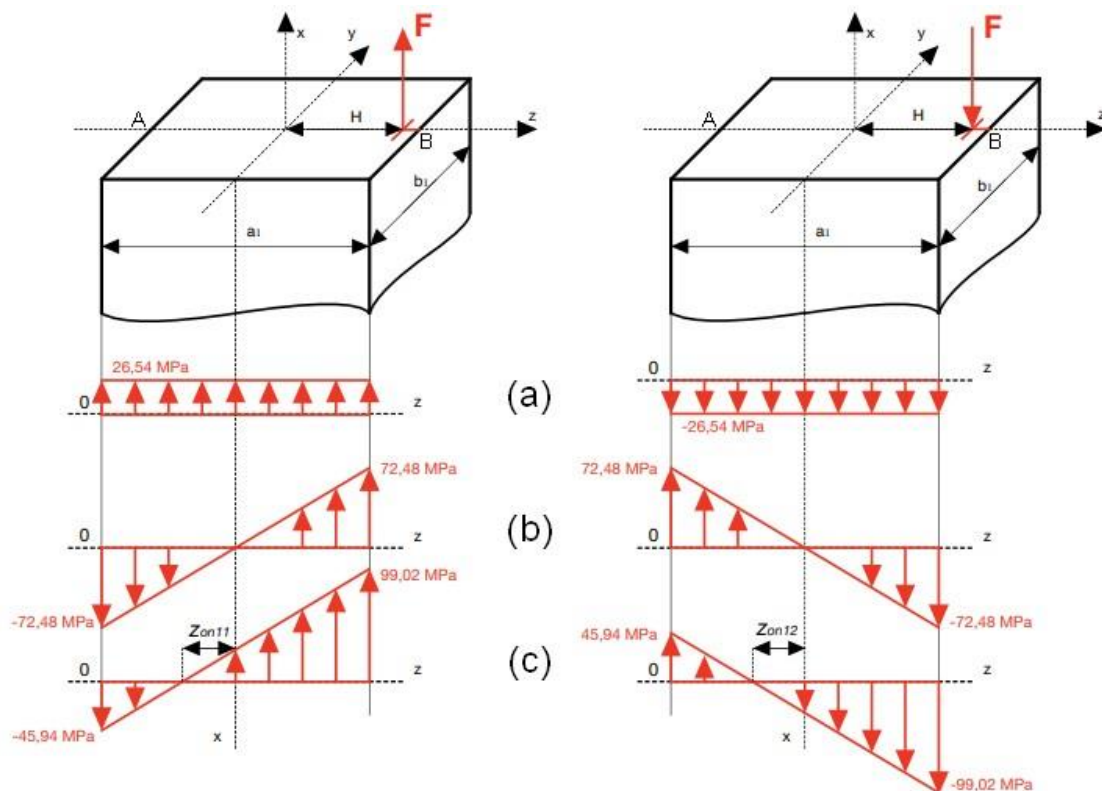
$$\sigma_{F3} = \frac{\pm N}{A_{\square 1}} = \frac{\pm N}{a_1 \cdot b_1} = \frac{\pm 94\,500}{89 \cdot 40} = \frac{\pm 94\,500}{3560} = \mathbf{\pm 26,54 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}} \quad (65)$$

Opět jsem zde uvažoval jak tahové, tak i tlakové zatížení, které se liší jen znaménkem působící síly (kladná hodnota pro tah, záporná pro tlak).

Napětí způsobené ohybovým zatížením spočítám dosazením do vztahu (28). Velikost ohybového zatížení působící na průřez se nezměnilo a vzhledem k tomu, že jsem zvolil výšku a_1 obdélníkového průřezu stejnou jako průměr trubky v první úloze, je stejná i krajní hodnota souřadnice v ose z od středu průřezu trubky (těžiště). Jediná hodnota, která se změnila je kvadratický moment průřezu k ose y , kterou dosadím do vzorce (28) jako:

$$J_y = \frac{1}{12} \cdot a_1^3 \cdot b_1 = \frac{1}{12} \cdot 89^3 \cdot 40 = 2\,349\,897 \text{ mm}^4 \quad (66)$$

$$\sigma_o = \frac{\pm 3\,827\,250}{2\,349\,897} \cdot (\pm 44,5) = 72,48 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (67)$$



Obr. 74: Průběhy napětí σ_F (a) od tahové/tlakové síly F , σ_o (b) od momentu M a výslední napětí σ_{celk} (c)

Průběhy napětí jsou zobrazeny na obrázku Obr. 74. Napětí od tahového/tlakového zatížení (a) je konstantní v ose z i y . Průběh ohybového napětí (b) je konstantní jen v ose y . Hodnota na ose z se odvíjí od směru působení momentu a od znaménka souřadnice na ose z .



Průběhy výsledného napětí (σ) v průřezu od jednotlivých silových účinků dostanu po dosazení do vztahu (24):

$$\sigma_{celk.} = \sigma_F + \sigma_O. \quad (24)$$

- výsledné napětí pro **tahovou** sílu v místě A:

$$\sigma_{celk. A3} = 26,54 - 72,48 = -45,94 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}; \quad (68)$$

- výsledné napětí pro **tahovou** sílu v místě B:

$$\sigma_{celk. B3} = 26,54 + 72,48 = 99,02 \cdot \text{mm}^{-2}; \quad (69)$$

- výsledné napětí pro **tlakovou** sílu v místě A:

$$\sigma_{celk. A3} = -26,54 + 72,48 = 45,94 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}; \quad (70)$$

- výsledné napětí pro **tlakovou** sílu v místě B:

$$\sigma_{celk. B3} = -26,54 - 72,48 = 99,02 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (71)$$

I v tomto případě došlo k posunutí neutrální osy mimo těžiště průřezu, vlivem ohybového zatížení. Souřadnici $z_{on11/12}$ získám stejným postupem jako v první úloze, tedy ze vztahu (35), do kterého dosadím hodnoty této úlohy:

$$\sigma_{celk.} = 0 \rightarrow 26,54 + \left(\frac{3\,827\,250}{2\,349\,897} \cdot z_{on11}\right) = 0. \quad (72)$$

$$z_{on11} = -26,54 \cdot \left(\frac{2\,349\,897}{3\,827\,250}\right) = -16,3 \text{ mm} \quad (73)$$

Z předchozího výpočtu vím, že souřadnice neutrální osy z_{on12} bude stejná jako z_{on11} .

Z výsledků celkových napětí určím maximální hodnotu napětí v průřezu, tato hodnota musí být menší než maximální dovolené napětí:

$$\max(|\sigma_{celk. A3}|; |\sigma_{celk. B3}|) < \sigma_D$$

$$\max(45,94; 99,02) < R_e$$

$$99,02 < 345 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}\text{]}. \quad (74)$$

Hodnota maximální napětí je stejně jako v první úloze menší než mez kluzu. Bezpečnost vůči mezi kluzu dostanu poměrem těchto dvou hodnot:

$$k_{k3} = \frac{\sigma_D}{\sigma_{celk. B3}} = \frac{\sigma_K}{\sigma_{celk. B3}} = \frac{345}{99,02} = 3,48 [-]. \quad (75)$$



Bezpečnost vůči extrémnímu zatížení bych dostal stejným postupem, jaký byl použit zde, nebo také ve výpočtech napětí v první úloze. Zatížení zůstane stejné jako v kapitole 7.3.3.2
Od extrémního zatížení $F_{o(MAX)}$, tedy:

- síla $F = F_{o(MAX)} = 175,1 \text{ kN}$;
- moment $M = F \cdot H = 175 \cdot 100 \cdot 40,5 = 7 \text{ 091 550 N} \cdot \text{mm}$.

Oproti výpočtu v již zmíněné kapitole 7.3.3.2 se změnily průřezové charakteristiky:

$$A_{(trubky)} = 2 \text{ 481,86} < A_{\square 1} = 3560 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (76)$$

$$J_{(trubky)} = 1 \text{ 967 183} < J_{\square} = 2 \text{ 349 897 [mm}^4\text{]} \quad (77)$$

Z (76) a (77) vím, že obě průřezové charakteristiky jsou oproti první úloze větší, a protože se jiné hodnoty nezměnily, můžu s jistotou konstatovat, že hodnoty napětí v obdélníkovém průřezu nabydou nižších hodnot než v průřezu trubky. Toto tvrzení také dokazují výsledky napětí pro provozní zatížení a obdélníkový průřez. Tzn. že bezpečnost extrémního zatížení $F_{o(MAX)}$ vůči mezi pevnosti bude větší než v první úloze, která byla uspokojivá. Dále můžu říct, že maximální hodnota napětí nepřekročí ani hodnotu meze kluzu, stejně jako v první úloze.

7.6.2 Návrh průřezu připojovacího oka ve svislé rovině řezu středem oka

Podle obrázku Obr. 73 navrhnu výšku obdélníkové průřezu a_2 tak, aby byla schopna přenést polovinu provozního tahové zatížení $\frac{F_{o(provozní)}}{2} = 47,25 \text{ kN}$. K tomuto výpočtu použiji základní vzorec pro napětí v průřezu:

$$\sigma_{\square} = \frac{N}{A_{\square 2}} \leq \sigma_D \quad (78)$$

Vztah (78) upravím tak, aby výsledek dal požadovanou plochu průřezu $A_{\square 2}$ s využitím hodnoty dovoleného napětí σ_D .

$$A_{\square 2} \geq \frac{N}{\sigma_D} \quad (79)$$

Do vztahu (79) dosadíme následující hodnoty:

- vnitřní silový účinek $N = \frac{F_{o(provozní)}}{2} = 47,25 \text{ kN}$;
- dovolené napětí $\sigma_D = 125 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.



V hodnotě dovoleného napětí je zohledněna skutečnost, že se jedná o dynamicky namáhanou součást. V přechodí kapitole 7.5. *Svarový spoj propojovací trubky a konzoly s oky tažně – tlačné tyče* je obsažen Smithův diagram pro zvolenou ocel tř. 11 523 a zmíněná hodnota meze únavy pro symetricky střídavé zatížení $\sigma_{ct} = 175 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Tuto hodnotu jsem po konzultaci s vedoucím bakalářské práce dodatečně snížil na hodnotu $\sigma_D = 125 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$, vzhledem ke skutečnosti, že se v těchto místech nachází lisovaný spoj pryžokovového silentbloku.

Po dosažení výše uvedených hodnot do vztahu (79) dostávám výsledek plochy obdélníkové průřezu, v které bude zvolená hodnota napětí při dosaženém zatěžování:

$$A_{\square 2} \geq \frac{47\,250}{125} \rightarrow A_{\square 2} \geq \mathbf{378 \text{ mm}^2}. \quad (80)$$

Abych se dopočítal požadované výšky obdélníkové průřezu, musím do vztahu (80) dosadit vztah pro výpočet plochy obdélníku:

$$A_{\square 2} = a_2 \cdot b_2 \quad (81)$$

$$a_2 \geq \frac{A_{\square 2}}{b_2} \quad (82)$$

Do vztahu (82) už jen dosadím hodnotu požadované plochy z (80) a hodnotu šířky obdélníkové průřezu b_2 , kterou jsem navrhl v předešlé kapitole:

$$a_2 \geq \frac{378}{40} = \mathbf{9,45 \text{ mm}} \rightarrow \text{volím } \mathbf{10 \text{ mm}} \quad (83)$$

Posledním bodem této kapitoly je výpočet bezpečnosti takto navrženého průřezu pro extrémní zatížení $F_{o(MAX)} = \mathbf{175,1 \text{ kN}}$, které bylo definované v kapitole 6. *Rozbor silových účinků na mechanismus přenosu podélných sil* vůči mezi kluzu. Opět budu uvažovat rovnoměrné rozložení zatěžující síly do dvou stejných obdélníkových průřezů, v tom případě platí:

$$\sigma_{EXT} = \frac{N}{A_{\square 2}} = \frac{\frac{F_{o(MAX)}}{2}}{a_2 \cdot b_2} = \frac{\frac{175\,100}{2}}{10 \cdot 40} \doteq \mathbf{218,9 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}} \quad (84)$$

Bezpečnost dostanu porovnáním vypočtené hodnoty napětí v navrženém průřezu σ_{EXT} s hodnotou meze kluzu zvoleného materiálu (ČSN 11 523) $\sigma_K = 345 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$:

$$k_{k3} = \frac{\sigma_D}{\sigma_{EXT}} = \frac{\sigma_K}{\sigma_{EXT}} = \frac{345}{218,9} = \mathbf{1,57}. \quad (85)$$



Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo vytvořit rešerši o konstrukčních řešení přenosu podélných sil mezi podvozkem a skříní vozidel metra a dále si jedno z těchto řešení vybrat a provést pevnostní výpočet tohoto mechanismu.

Zmíněný pevnostní výpočet byl proveden pro dvě hodnoty zatěžujících sil:

- $F_{o(\text{provozní})} = 94,5 \text{ kN}$
- $F_{o(\text{MAX})} = 175,1 \text{ kN}$

Výpočet se zabýval průběhem napětí v průřezu tlustostěnné trubky, která slouží jako propojovací část mezi konzolami s oky pro uchycení tyče na jedné straně k podvozku a na druhé ke skříní vozidla. Výpočet byl v prvním kroku proveden analyticky, kde bylo nezbytné vzhledem k charakteru zatížení nejdříve provést kontrolu vzpěrné stability. Bezpečnost vůči kritické síle, která by mohla zapříčinit ztrátu vzpěrné stability a tím vyhnutí tyče, byla uspokojivá. Její hodnota je rovna:

- $k = 8,2$ pro provozní zatížení;
- $k = 4,4$ pro extrémní zatížení.

Dále byl výpočet napětí proveden metodou superpozice, kdy jsem nejdříve vypočetl napětí od osového silového účinku a poté napětí od ohybového silového účinku a následně tyto hodnoty sečetl. Po tomto kroku jsem maximální hodnotu napětí v průřezu srovnal s dovolenou hodnotou napětí a vyšla mi hodnota bezpečnosti:

- $k = 2,77$ pro provozní zatížení vůči mezi kluzu zvoleného materiálu;
- $k = 2,12$ pro extrémní zatížení vůči mezi pevnosti zvoleného materiálu.

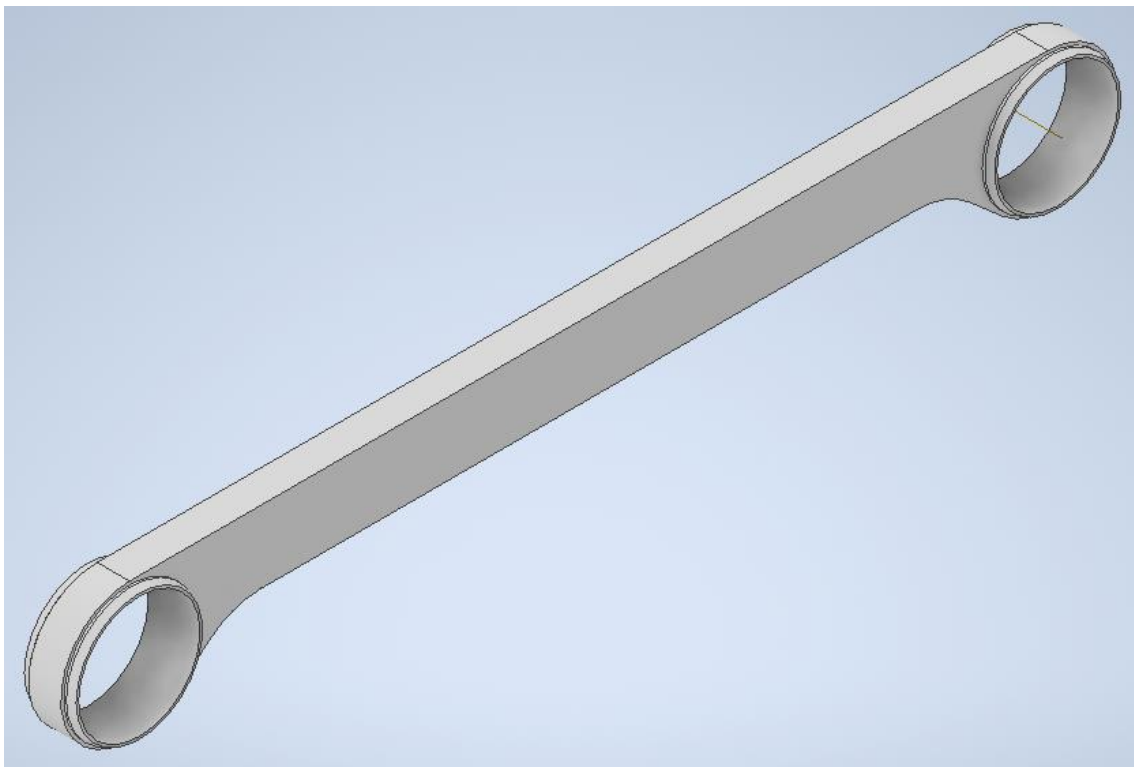
V druhém kroku byla provedena analýza metodou konečných prvků v programu Abaqus. Hodnoty napětí v průřezu trubky, které jsem získal pomocí MKP se od těch z analytického výpočtu lišily největší procentuální odchylkou 2,63 %.

Výsledky analýzy metodou konečných prvků dále poukázaly na možný problém ve svorovém spojení dvou hlavních komponent v konstrukci tažně – tlačné tyče. Dalším zkoumáním tohoto problému jsem zjistil, že hodnoty napětí, které jsou zde vyvozovány provozním zatížením, překračují mez únavy materiálu, která byla negativně ovlivněna

svarovým spojem, více než dvakrát. Na základě těchto informací bych předpokládal možný výskyt únavových trhlin v materiálu svarového spoje a následný lom materiálu tažně – tlačné tyče.

Tato skutečnost byla potvrzena v návaznosti na článek [20], který pojednává právě o problému lomu tažně – tlačné tyče u pražských vozů metra M1. V tomto článku je mimo jiné popsáno, jak k odhalení únavových trhlin došlo a jaká byla vytvořena opatření k eliminaci lomů dalších tyčí. Výsledným řešením byla nová, upravená konstrukce tažně – tlačné tyče, v které bylo záměrně vynecháno svarové spojení, tzn. propojovací část a konzoly s oky pro uchycení tažně tlačné tyče byly vyrobeny z jednoho kusu.

V poslední kapitole této bakalářské práce jsem navrhnul průřez tohoto nového řešení tažně – tlačné tyče. Na obrázku Obr. 78 je znázorněn 3D model tohoto řešení a příloha č. 3 této bakalářské práce obsahuje výkres.



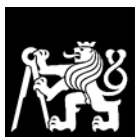
Obr. 75: 3D model upraveného konstrukčního řešení tažně – tlačné tyče pražského vozu M1

Výsledná bezpečnost maximálního napětí vůči mezi kluzu materiálu u tohoto nového průřezu je dokonce více na straně bezpečnosti než u originálního konstrukčního řešení. Její hodnota je: $k_k = 3,48[-]$.



8 Seznam použité literatury

- [1] HELLER, Petr. Kolejová vozidla I. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2017. ISBN 978-80-261-0693-7
- [2] HELLER, Petr. Kolejová vozidla II. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2019. ISBN 978-80-261-0773-6
- [3] ZÍTKO, Martin. VAGONY.CZ. [Online].2010.Rev.17.února 2018[cit. 15.1.2020]. Dostupné z: <https://www.vagony.cz/>
- [4] KOLÁŘ, Josef. Prezentace z předmětu Konstrukce kolejových vozidel. 2021
- [5] POHL, Rudolf, Ctirad NOVOTNÝ a Lukáš HEJZLAR. Železniční vozidla: dopravní prostředky. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005. ISBN 80-01-02856-9
- [6] KOLÁŘ, Josef. Prezentace z předmětu Pohony kolejových vozidel. 2021
- [7] IZER, Jiří et al. Kolejové vozy. 1. vyd. Bratislava: Alfa, 1986. 378 s. Učební texty VŠ, ČVUT - fak. strojní.
- [8] ŠTĚNO, Jiří. *Studie podvozku pro regionální vozidlo*. Plzeň, 2014. Diplomová práce. Západočeská univerzita. Fakulta strojní. Katedra konstruování strojů.
- [9] HELLER, Petr a Josef DOSTÁL. Kolejová vozidla III. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2011. ISBN 978-80-261-0028-7
- [10] Atlas lokomotiv. *File: vykres.jpg*. [Online] 2004 [Citace: 29.1.2021] Dostupné z: <http://www.atlaslokomotiv.net/katalog/710/vykres.jpg>
- [11] Atlas lokomotiv. *File: vykres.jpg*. [Online] 2004 [Citace: 29.1.2021] Dostupné z: <http://www.atlaslokomotiv.net/katalog/350/vykres.jpg>
- [12] Wikipedia Commons. *File: Syntegra3.jpg*. [Online] 19.8.2008 [Citace: 29.1.2021] Dostupné z: <https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Syntegra3.jpg>
- [13] KOLÁŘ, Josef. Fotografie. Odborný posudek Z18-16 U 12 120 Fs ČVUT v Praze
- [14] „Bogie SF 1000 Inspiro,“ [Online] Dostupné z: https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:58da8100-82a2-4a4b-895c-7f9fe95aa4e9/mors-b10029-00-datasheet-bogies-sf1000-deenus-144_original.pdf
- [Použito 20.6.2021]



- [15] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.
- [16] PUCHMAJER, Pavel. Pružnost a pevnost. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005, c1999. ISBN 80-01-03244-2.
- [17] HÁJEK, Emanuel. Pružnost a pevnost I. Vyd. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1979.
- [18] MICHALEC, Jiří a kolektiv. Pružnost a pevnost 2. Vyd. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1994. ISBN 80-01-01087-2
- [19] KOLÁŘ, Josef. Presentace z předmětu Technologie výroby kolejových vozidel. 2021
- [20] ŠERTLER, Pavel. Lom tažné tyče podvozku elektrické jednotky metra M1. PRORAIL 2011, Zborník prednášok Diel III.. EDIS, ŽU v Žilíně, 2011. s. 179–182. ISBN 978-80-89276-32-5

9 Seznam obrázků

Obr. 1: Schéma nepodvozkového třínápravového pojezdu (dole) a výkresové schéma posunovací lokomotivy [10] s tímto pojezdem (nahore).....	13
Obr. 2: Schéma podvozkového pojezdu (dole) a elektrické lokomotivy [11] s tímto pojezdem (nahore)	14
Obr. 3: Typy uložení skříně na podvozku [5]	16
Obr. 4: Pohled z boku na podvozek kolébkové koncepce [7]	17
Obr. 5: Příčný řez kolébkou (vpravo) a pohled na čelní část podvozku (vlevo) kolébkové koncepce [7]	17
Obr. 6: Řez v místě otočného čepu [7]	18
Obr. 7: Schéma zapojení podélných táhel do paralelogramu.....	18
Obr. 8: Schéma zapojení podélných táhel do antiparalelogramu	19
Obr. 9: Schematicky znázorněna bezkolébková koncepce – řez příčným rámu podvozku (nahore) [2]; pohled z boku (dole).....	21
Obr. 10: Situační schéma torzního stabilizátoru [2]	21
Obr. 11: Schematické zobrazení uložení skříně vozu na podvozku pomocí kulové torny [2]	22
Obr. 12: Kulová torna [7]	22
Obr. 13: Lemniskátový mechanismus [2]	23
Obr. 14: Podvozek vozidel vídeňského metra [9]	24
Obr. 15: Schéma zapojení tažně – tlačné tyče pro přenos podélných sil z podvozku na skříň vozu [9]..	25
Obr. 16: Fotografie původního podvozku vozu pražského metra 81 – 71 [9]	27
Obr. 17: Složené pryží vypružené kolo	28
Obr. 18: Řez sekundárním vypružením (vlevo), pohled na sekundární vypružení a závěsku sekundárního vypružení (uprostřed) a boční pohled na závěsku sekundárního vypružení (vpravo)	28
Obr. 19: Fotografie kolébkou podvozku vozu pražského metra typ 81–71 [13].....	28
Obr. 20: Vedení dvojkolí původní ruské konstrukce [9]	28
Obr. 21: Fotografie podvozku jednotky metra M1 [6].....	29
Obr. 22: Primární vypružení a vedení dvojkolí podvozku metra M1 (SIEMENS) [9]	29
Obr. 23: Fotografie podvozku jednotky metra M1 [9].....	31
Obr. 24: Fotografie podvozku metra C20 [8]	31
Obr. 25: Rozměrový náčrt a fotografie podvozku metra SF 1000HS pro metro Vídeň [9]	33
Obr. 26: Schéma přenosu podélných sil u podvozku Syntegra (SIEMENS)	34



Obr. 27: Fotografie podvozku Syntegra (SIEMENS) [12].....	35
Obr. 28: 3D model podvozku Syntegra [6]	35
Obr. 29: Podvozek pro vozidla těžkého metra SF 1000 (Siemens) [14]	36
Obr. 30: Schematické zobrazení natočení tažně – tlačné tyče vozu metra při průjezdu obloukem.....	37
Obr. 31: 3D model tažně – tlačné tyče namáhané při přenosu sil jen na vzpěr/tah	39
Obr. 32: 3D model tažně – tlačné tyče z podvozku vozu pražského metra M1.....	40
Obr. 33: 3D model tažně – tlačné tyče z podvozku vozu pražského metra M1 – rozdíl polohy H podélné osy trubky a osy oka tyče.....	40
Obr. 34: Zapojení tažně – tlačných tyčí u vozu pražského metra M1.....	42
Obr. 35: Technické parametry zvoleného polotovaru [15].....	42
Obr. 36: Rozměry výpočtového modelu tažně – tlačné tyče	43
Obr. 37: Schematické znázornění vyhnutí prutu při ztrátě vzpěrné stability	44
Obr. 38: Případy vzpěru dle uložení prutu [16]	45
Obr. 39: Grafická závislost kritického napětí na štíhlostním poměru prutu [16]	46
Obr. 40: Parametry průřezu trubky	48
Obr. 41: Grafická závislost kritického napětí na štíhlostním poměru prutu [16]	49
Obr. 42: Schematické znázornění zatížení výpočtového prutu	50
Obr. 43: Schematické znázornění – (a) výpočtový prut; (b) metoda řezu	51
Obr. 44: Nahrazení silových účinků	51
Obr. 45: průběhy napětí σ_F (a) od tahové/tlakové síly F , σ_o (b) od momentu M a výslední napětí σ_{celk} (c)	53
Obr. 46: Průběhy napětí σ_F (a) od tahové/tlakové síly F , σ_o (b) od momentu M a výslední napětí σ_{celk} (c)	56
Obr. 47: Příklad jednoduché sestavy, rozdělené na konečný počet prvků.....	58
Obr. 48: 3D model trubky tažně – tlačné tyče (vlevo); 3D model konzoly s okem tažně tlačné tyče (vpravo)	59
Obr. 49: 3D analytic rigid prvek vytvořený v programu Abaqus	59
Obr. 50: Konečná sestava výpočtového modelu v programu Abaqus.....	60
Obr. 51: Vazba Constrain – Tie ve dvou pohledech.....	61
Obr. 52: Definovaná vazba Rigid body constrain.....	62
Obr. 53: Surface to surface kontakt mezi 3D analytic rigid komponentou a okem konzole	62
Obr. 54: Vlastnosti nedefinovaného kontaktu mezi okem konzole a 3D analytic rigid komponentou ...	63
Obr. 55: Nastavení okrajové podmínky pro posuv a rotaci	63
Obr. 56: definice symetrie v programu Abaqus.....	64
Obr. 57: Rozdělení sítě trubky (nahore); vysítovaná trubky (dole)	65
Obr. 58: Rozdělení sítě konzoly (vlevo); vysítovaná konzola (vpravo).....	65
Obr. 59: Vizualizace výsledků	66
Obr. 60: Detail vizualizace trubky tažně- tlačné tyče s hodnotou rozdělení sítě 10.....	66
Obr. 61: Detail vizualizace trubky tažně- tlačné tyče s hodnotou rozdělení sítě 5 (vlevo) a 2,5 (vpravo).....	67
Obr. 62: Vizualizace napětí (Mises) úlohy s extrémním, tahovým zatížením	68
Obr. 63: Vizualizace napětí (Mises) úlohy s extrémním, tlakovým zatížením	69
Obr. 64: Vizualizace napětí (Mises) úlohy s provozním, tahovým zatížením.....	70
Obr. 65: Vizualizace napětí (Mises) úlohy s provozním, tlakovým zatížením	71
Obr. 66: Místo výskytu špičky napětí ve výpočtovém modelu při provozním, tahovém zatížení	73
Obr. 67: Tabulka typů cyklického zatížení podle koeficientu nesouměrnosti cyklu R [18].....	74
Obr. 68: Detail místa s maximální hodnotou napětí na výpočtovém modelu tažně – tlačné tyče.....	74
Obr. 69: Smithův diagram únavového namáhání pro svarové spoje pro ocel 11 523 [19]	75
Obr. 70: Místo inicializace únavové trhliny u tažně – tlačné tyče použité o vozu pražského metra M1 [20]	76
Obr. 71: Konstrukčně upravená tažně – tlačná tyč pražského vozu M1 [20]	76
Obr. 72: Obdélníkový průřez upraveného konstrukčního řešení tažně – tlačné tyče pražského vozu M1 .	77



Obr. 73: Schematické znárodnění výpočtu průřezu ve svislé rovině řezu středem připojovacího oka tažně – tlačné tyče.....	78
Obr. 74: Průběhy napětí σ_F (a) od tahové/tlakové síly F , σ_o (b) od momentu M a výslední napětí σ_{celk} (c)	81
Obr. 75: 3D model upraveného konstrukčního řešení tažně – tlačné tyče pražského vozu M1	86

10 Seznam tabulek

Tab. 1: Technické parametry podvozku vozu metra M1 [9]	30
Tab. 2: Technické parametry podvozku metra C20	32
Tab. 3: Technické parametry podvozku metra SF 1000HS [9]	33
Tab. 4: Hodnoty napětí na okrajích průřezu trubky tažně – tlačné tyče v jednotlivých případech zatížení	72
Tab. 5: Hodnoty napětí získané analytickým řešením úlohy	72

11 Seznam příloh

Příloha č. 1: Materiálový list oceli tř. 11 523

Příloha č. 2: Sestavný výkres

Název výkresu: Sestava tažně – tlačné tyče

Číslo výkresu: BP – 01 - PJ