



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů  
a kolejových vozidel

Studie systému radiálního stavění náprav pro  
experimentální tramvajový podvozek

Study of a radial steering system of the axles  
for the experimental tram bogie

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE  
2023**

**Václav ODVÁRKA**

Studijní program: B2341 STROJÍRENSTVÍ  
Studijní obor: 3901R051 Konstruování podporované počítačem  
Vedoucí práce: Ing. Petr Bauer, Ph.D

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Odvárka** Jméno: **Václav** Osobní číslo: **492446**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávací 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:

**Studie systému radiálního stavění náprav pro experimentální tramvajový podvozek**

Název bakalářské práce anglicky:

**Study of a radial steering system of the axles for the experimental tram bogie**

Pokyny pro vypracování:

- rešerše k problematice systémů, které během průjezdu železničního vozidla obloukem natáčejí jeho dvojkolí do radiální polohy vzhledem k zakřivení koleje
- rešerše tramvajových pojezdů v ČR s ohledem na možnosti jejich experimentálních úprav pro funkci radiálního stavění
- navrhnout systém radiálního stavění pro vybraný tramvajový podvozek
- zhodnotit vliv tohoto systému na hlavní stávající části podvozku a jejich funkci, navrhnout způsob řešení principiálních problémů

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

**Ing. Petr Bauer, Ph.D. ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS**

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

Datum zadání bakalářské práce: **19.04.2023**

Termín odevzdání bakalářské práce: **12.07.2023**

Platnost zadání bakalářské práce: **19.09.2023**

Ing. Petr Bauer, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) práce

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

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.  
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: Václav ODVÁRKA

Název práce: Studie systému radiálního stavění náprav pro experimentální tramvajový podvozek

Anglický název: Study of a radial steering system of the axles for the experimental tram bogie

Rozsah práce:

44 stran

39 obrázků

5 tabulek

Akademický rok: 2022/2023

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

Studijní program: B2341 Strojírenství

Vedoucí práce: Ing. Petr Bauer, Ph.D

Klíčová slova: tramvajový podvozek, aktivní systém rejdivání, Tatra T6A5

Key words: tram bogie, active radial steering, Tatra T6A5



## Abstrakt

Bakalářská práce v úvodu shrnuje problematiku systémů rejdivání. Druhá část pak shrnuje jednotlivé tramvaje a jejich podvozky, které se využívají v České republice a vyhodnocuje jejich vhodnost pro implementaci aktivního systému radiálního stavění náprav. Praktická část se zabývá návrhem takového mechanismu pro stávající tramvajový podvozek, pevnostní kontrolou navržené konstrukce a volbou pohonu pro vybrané řešení. Dále pak zhodnocuje vliv vyhotoveného řešení na další části podvozku.

## Abstract

In the introduction, the bachelor thesis summarizes the issue of radial steering systems. The second part then summarizes the individual trams and their bogies used in the Czech Republic and evaluates their suitability for the implementation of an active radial axle steering system. The practical part deals with the design of a mechanism for an existing tram bogie, strength check of the designed structure and the choice of the drive for the chosen solution. It also evaluates the influence of the proposed solution on other parts of the bogie.



## Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma: “ Studie systému radiálního stavění náprav pro experimentální tramvajový podvozek” vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne: 12.7.2023

.....

(podpis autora)



## Poděkování

Chtěl bych poděkovat vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Petru Bauerovi, Ph.D, za cenné rady a připomínky při vypracování této práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině a přátelům, kteří mě podporovali ve studiu a ve psaní této práce.



## Obsah

1 Úvod.....	8
2 Systémy rejdivání.....	9
2.1 Průjezd dvojkolí obloukem .....	9
2.2 Pasivní systémy rejdivání.....	10
2.2.1 Rozsochové vedení .....	11
2.2.1.1 Samočinně stavitelné dvojkolí s křížovou vazbou (podvozek typu LEILA) .....	11
2.2.2 Nuceně stavitelné dvojkolí .....	12
2.3 Aktivní systémy rejdivání.....	12
2.4 Systémy rejdivání tramvajových vozidel .....	13
3 Tramvaje provozované v Praze.....	15
3.1 Tatra T3 (T3M, T3R.P, T3R.PLF, T3R.PV) .....	15
3.2 Tatra KT8D5.RN2P .....	15
3.3 Tatra T6A5 .....	16
3.4 Škoda 14T.....	17
3.5 Škoda 15T ForCity Alfa .....	19
4 Návrh mechanismu .....	21
4.1 Velikost posunutí dvojkolí pro zajištění radiální polohy.....	21
4.2 Stanovení kolových sil.....	22
4.2.1 Stanovení kolových sil při průjezdu obloukem.....	23
4.2.2 Stanovení podélných sil .....	24
4.2.3 Stanovení příčných sil .....	24
4.3 Další síly působící na mechanismus .....	25
4.3.1 Kontrola pružiny .....	25
4.3.2 Kontrola pružiny po redukci svislého zatížení .....	27
4.4 Rozbor sil působící na mechanismus .....	27
4.4.1 Určení reakcí v uložení kyvného ramena.....	27
4.4.2 Určení aktivační síly .....	29
4.4.3 Volba průměru hlavního čepu a kontrola svaru .....	30
4.4.4 Kontrola svarů horní části páky .....	30
4.4.5 Kontrola svarů dolní části páky.....	31
5 Volba aktivního prvku .....	33



5.1 Stanovení velikosti pístu .....	33
6 Výsledné konstrukční řešení.....	35
6.1.1 Postup montáže.....	35
7 Vliv mechanismu na ostatní části podvozku.....	36
7.1 Pružina primárního vypružení .....	36
7.1.1 Redukce rozsahu rejdivání .....	36
7.1.2 Výměna pružiny .....	37
7.1.3 Změna uložení .....	38
7.1.4 Kombinace řešeních .....	38
7.2 Vliv natočení podvozku na pohonné ústrojí.....	38
7.3 Vliv na rám .....	38
8 Závěr .....	39
9 Použitá literatura .....	40
Seznam obrázků.....	42
Seznam tabulek .....	43
Seznam příloh .....	43





## 1 Úvod

V době, kdy je velký důraz na efektivitu a rychlost dopravy, jsou zvýšené nároky také na součásti, které se tak vlivem náročného provozu častěji opotřebovávají. Jednou z takových součástí jsou i kola, které se vlivem sil působících mezi kolem a kolejí zejména při projíždění oblouku, rychleji ojíždějí u okolků. Toto poškozování může být částečně zpomaleno použitím pružného vedení dvojkolí se systémem radiálního stavění náprav. Takové opatření má příznivý vliv i na opotřebení trati. Snižuje totiž nároky na údržbu trati, tím zvyšuje její potencionální využití.

Úvodní kapitola se zabývá principem jízdy dvojkolí a popisem jednotlivých druhů systémů rejdivání, které se vyskytují na železničních vozidlech. Následující část se věnuje používaným tramvajím a jejich podvozků a vyhodnocením jejich vhodnosti pro zabudování systému natáčení náprav.

V praktické části se řeší návrh mechanismu aktivního rejdivání pro vybraný podvozek, volba aktivního členu a pevnostní kontrola navrženého řešení. Poslední část se věnuje vlivu navržené konstrukce na jiné části podvozku



## 2 Systémy rejdivání

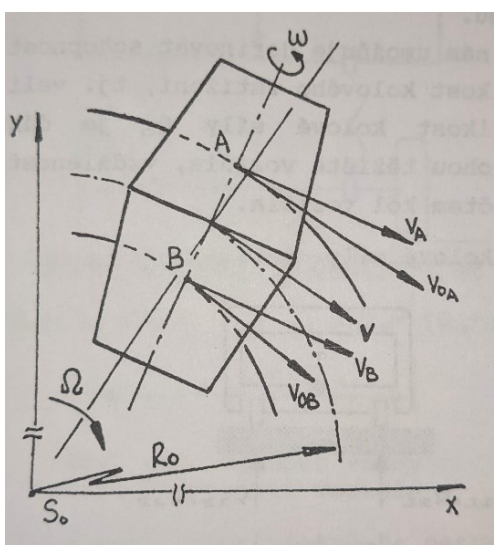
Jedná se o mechanismy, jejichž funkcí je přestavovat dvojkolí podvozku do radiální polohy a tím snížit velikost příčných sil. Hlavní benefit těchto systémů je zvýšení bezpečnosti proti vykolejení snížení opotřebení kol a kolejnic a snížení hluku a vibrací.

### 2.1 Průjezd dvojkolí obloukem

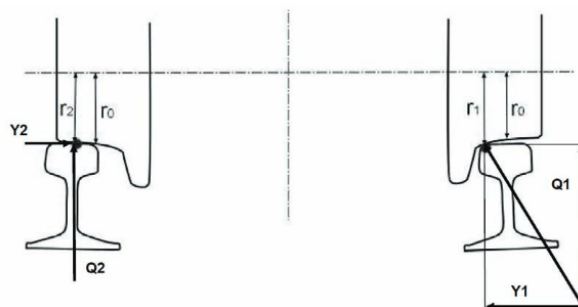
Pokud jede dvojkolí v přímém směru, tak je obvodová rychlost na obou kolech stejná. Když dvojkolí vjede do oblouku, je nuceno vlivem příčných skluzových sil a nevyrovnaných odstředivých sil změnit svou polohu. Nucený posuv směrem k vnější kolejnici způsobí, že valivý průměr na vnitřním kole se zmenší a na vnějším se zvětší. Pokud je splněna podmínka vyplývající z obrázku 1 ( $v_A = v_{oA}$  ;  $v_B = v_{oB}$ ), tak dvojkolí je natočeno radiálně na střed oblouku, při jízdě nevzniká skluzová síla. [1]

Posunutí dvojkolí v oblouku je však omezeno velikostí vůle dvojkolí v koleji (v kolejovém kanálu). Velikost této vůle je rozdíl rozchodu koleje a vnějšího rozchodu dvojkolí měřeného 10 mm nad styčnou kružnicí. Dle směrnice DPMB, a.s. T08r1 je tato vůle až 20mm. [2]

Při vyčerpání této vůle, dojde při neopotřebovaném profilu k bodovému dotyku hlavy kolejnice a okolku kola, na které začnou působit vodící síly. Tento stav je nepříznivý z hlediska bezpečnosti jízdy (riziko vykolejení), tak i z hlediska životnosti kol (vyjíždění okolku) a kolejnic. Při konstrukci podvozků je snaha tyto vodící síly co nejvíce zmenšit, a tím předejít riziku vykolejení. Postupem času bylo vyvinuto několik systémů rejdivání, které tyto vodící síly zmenšují.

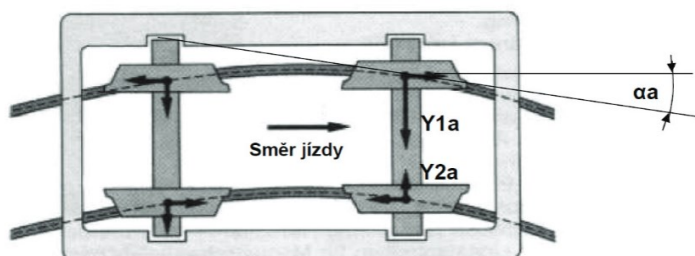


Obr. 1: Dvojkolí v oblouku [1]

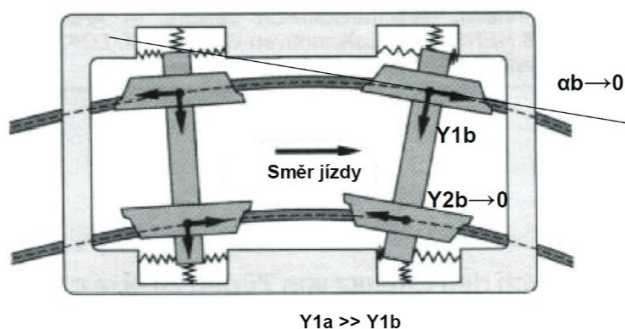


Obr. 2: Síly působící na dvojkolí v oblouku [3]

Výrazný vliv na snížení skluzů a vodících sil má uložení dvojkolí v rámu podvozku. V ideální případě chceme, aby uložení bylo pružné a umožnilo dvojkolí zaujmout radiální polohu v oblouku, a tím tak minimalizovalo vodící a skluzové síly. Tímto opatřením zmenšíme náběhový úhel kol  $\alpha$  (viz. obr. 3 a 4) a zároveň zmenšíme riziko vykolejení a také hlučnost při průjezdu.



Obr. 3: Tuhé uložení dvojkolí [3]



Obr 4: Pružné uložení dvojkolí [3]

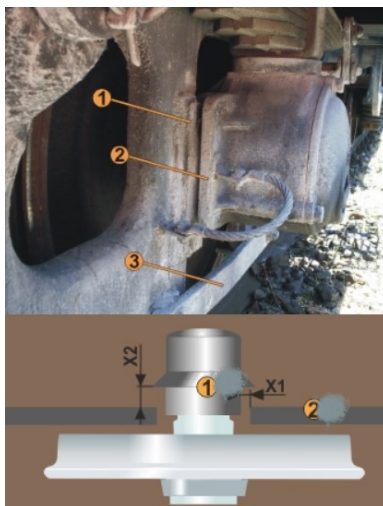
## 2.2 Pasivní systémy rejdivání

Od počátku železnice byla snaha snížit riziko vykolejení, proto se konstrukci vozů a lokomotiv zejména pro lesní a horské tratě začaly implementovat různá řešení pružného vedení dvojkolí. Do dnešní doby zůstává nejrozšířenějším typem pružného vedení tzv. rozsochové vedení, a jeho modifikace. Tato řešení nazýváme pasivními, jelikož poloha dvojkolí není nuceně vybudena řízeným prvem (např. hydraulicky).



### 2.2.1 Rozsochové vedení

Je to nejstarší a nejjednodušší způsob pružného uložení dvojkolí, který umožňuje částečné natočení. Rozsochy jsou svislá vodítka, která zabezpečují příčný a podélný pohyb dvojkolí. Ve spodní části jsou propojena rozsochovou sponou. Ložisková skříň opatřená osazením je uložena mezi vodítky, kde se pohybuje příčně i podélně v rozsochové vůli. Díky příčné vůli mezi rozsochou a skříní je dvojkolí umožněno částečně se natočit. Ložisková skříň je v horní části opřena o listovou pružinu. Toto uložení je vhodné pro nízké rychlosti, nejčastěji je použito na podvozcích nákladních vagónů. [4]



Obr. 5: Rozsochové vedení (1-rozsocha; 2-ložisková skříň; 3-rozsochová spona) [4]

#### 2.2.1.1 Samočinně stavitelné dvojkolí s křížovou vazbou (podvozek typu LEILA)

Pružně uložené ložiskové skříně jsou křížem propojeny táhly. Při vjezdu tohoto podvozku do oblouku se přední dvojkolí vlivem příčných sil přestaví do radiální polohy, tento posuv se přes křížovou vazbu přenesou do zadního dvojkolí. [5]

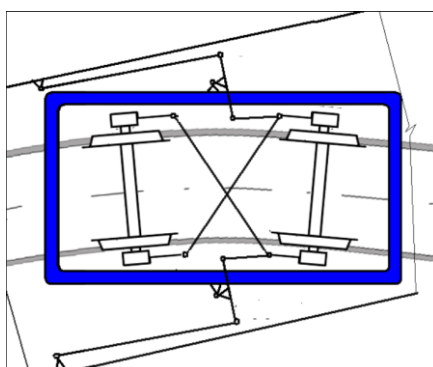


Obr. 6: Podvozek s křížovou vazbou typ: LEILA [5]

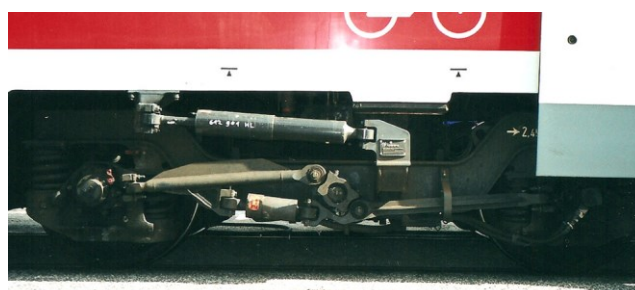


### 2.2.2 Nuceně stavitelné dvojkolí

Podobně jako u předchozího případu je zde křížová vazba mezi ložiskovými skříněmi, která je doplněná táhly mezi skříní vagónu a podvozkem. Vagón není na podvozku uložen pevně ale otočně, vagón se tak otáčí na hlavním čepu nezávisle na otočení podvozku. Tím, že spojíme podvozek se skříní táhlem, získáme nucenou sílu od skříně, která se podílí s příčnými silami na postavení podvozku do radiální polohy. Křížová vazba může být provedena také kloubovým mechanismem.



Obr. 7: Nuceně stavitelné dvojkolí [6]



Obr. 8: Kloubový mechanismus [6]

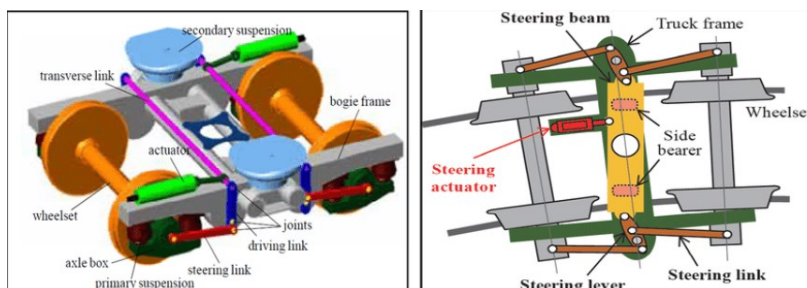
### 2.3 Aktivní systémy rejdivání

Pasivní systémy mají mnoho nevýhod např. složitá údržba, omezená možnost rejdivání, složité seřízení pružných prvků, velké ztráty vlivem tření a jiné.

Vlivem zdokonalení řídicích a regulačních prvků na konci 20. století se do konstrukce podvozků začaly implementovat měřicí prvky a aktivní řídicí prvky, které snižují vodící síly v oblouku. Měřicí prvek monitoruje úhly natočení mezi podvozkem a skříní, tím se určí poloměr oblouku, tuto informaci předává počítači, který data vyhodnocuje a následně posílá signál aktivnímu prvku, který dvojkolí posune do radiální polohy. Největší výhodou aktivních systémů oproti pasivním systémům je možnost rejdivání i ve velmi malých poloměrech oblouků, které se vyskytují hlavně v městských zástavbách, což je velmi výhodné právě u tramvají.



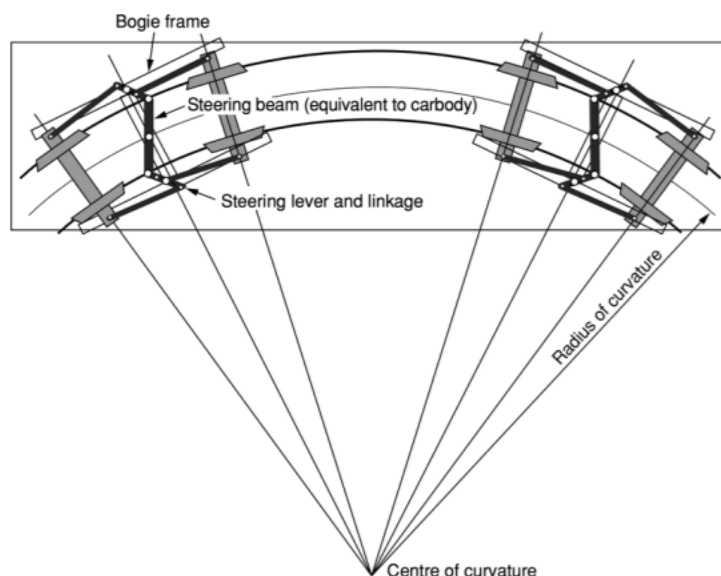
Aktivní prvek může být například lineární aktuátor, který je spojen s vodicím táhlem. To tvoří spojení ložiskového domku a rámu podvozku v podélném směru. Rejdování je zaručeno podélným posuvem ložiskového domku. Rejdování může díky aktivnímu prvku pracovat spojitě i skokově. Při velkých poloměrech oblouku, kdy úhel mezi podvozkem a skříní bude velmi malý ( $0-0,3^\circ$ ) může být systém zcela neaktivní, protože kalibrace systému, pro takto malé úhly, by byla velmi složitá vlivem pružných prvků. [7]



Obr. 9: Příklady systému aktivního rejdování [8]

## 2.4 Systémy rejdování tramvajových vozidel

Tramvajové tratě jsou velmi specifické malými poloměry oblouků, kterým je město protkáno, v Praze to může být až 22 m. Při vjezdu tramvaje do takto malého oblouku vznikají mezi koly a kolejnicí velké skluzové síly, které nejen že způsobují velké opotřebení koleje a kola respektive jeho okolku, ale také mají za následek vibrace vozovky a nepříjemný zvuk. Těmto problémům můžeme částečně předejít tak, že vybrané úseky budeme mazat, a tím snížíme tření mezi kolem a kolejí. Dále můžeme výše zmíněným potížím zabránit konstrukční úpravou podvozků. Když podvozek vjede do oblouku, tak přední dvojkolí je vytlačeno vlivem příčných sil na vnější kolej a zadní je tlačeno na vnitřní kolej, tomuto stavu říkáme vzpříčená poloha. Této poloze můžeme předcházet systémem radiálního stavění podvozku (viz. obr. 10).



Obr. 10: Radiální stavění podvozku v oblouku [9]

Možností, jak udělat tramvajový podvozek s rejdiváním, je několik, nejjednodušší, ale finančně nejnáročnější je vyvinout nový podvozek. První tramvajový podvozek s implementovaným systémem rejdivání byl od společnosti Liebherr Transportation Systems a byl použit v tramvajích v Adtranz. Rejdivání bylo zabezpečeno pomocí hydraulického pístu (tzv. anti-buckling systém). Tento systém výrazně zvýšil jízdní komfort a snížil opotřebení kol. I když se tento systém osvědčil, měl přesto pro novější a modernější tramvaje mnoho nevýhod. Hlavní nevýhodou byly jeho rozměry, které díky požadavku na 100% nízkopodlažní tramvaje byly nevyhovující. Liebherr tak vyvinul nový hydraulický systém, který nemá velký píst přímo pod podvozkem, ale má malé písty na boku podvozků. Stále zde však zůstává nevýhoda řešení olejového hospodářství a s tím spojené vyšší náklady na údržbu. [9]

Další možností, jak udělat tramvaj s aktivním systémem rejdivání, je implementování tohoto systému na vhodný podvozek stávající tramvaje.





### 3 Tramvaje provozované v Praze

#### 3.1 Tatra T3 (T3M, T3R.P, T3R.PLF, T3R.PV)

- výroba v letech 1962 - 1997 (modifikace až 2007)
- kapacita: 110 míst (23 k sezení)
- výkon motorů: 4x40 kW



• Obr. 11: Vůz T3R.PV [10]

Jednosměrná tramvaj klasické konstrukce, kdy veškerá elektrická výbroj je umístěna pod skříní. Výška podlahy je 900 mm.



Obr. 12: Podvozek T3R.PV a KT8D5 [11]

Rám je tvořen dvěma motorovými příčnicí a dvěma podélníky. Dvojkolí jsou v podvozku uloženy v pryžových silentblocích, vypružení je zde velkou slabinou. Primární pružení pomocí pryží, sekundární pomocí silentbloků. [10]

#### 3.2 Tatra KT8D5.RN2P

- výroba v letech 1986 - 1993 (modernizace do roku 2005)
- kapacita 225 míst (48 míst k sezení)





- výkon motorů: 8x47,5 kW



Obr. 13: KT8D5.RN2P

Obousměrná tříčlánková tramvaj s hranatou skříní klasické konstrukce s elektrovýzbrojí umístěnou pod skříní, částečně nízkopodlažní. [12]

Tramvaj KT8D5 má stejný podvozek jako u Tramvaje T3, ale u KT8D5.RN2P je tzv. Jakobsova typu, umožňuje nezávislé natočení skříně vůči podvozkům. [12]

Podvozky tramvají T3 a KT8D5, jsou pro implementaci systému radiálního stavění dvojkolí nevhodné. Důvodem je konstrukce podvozkového rámu, která je sice jednoduchá, ale poněkud zastaralá. Pokud bychom i přes to chtěli systém rejdování zakomponovat do tohoto podvozku, prakticky by to znamenalo vyvinutí nového podvozku, protože ten stávající by musel být kompletně předělán. Tato možnost však ekonomicky nedává žádný smysl.

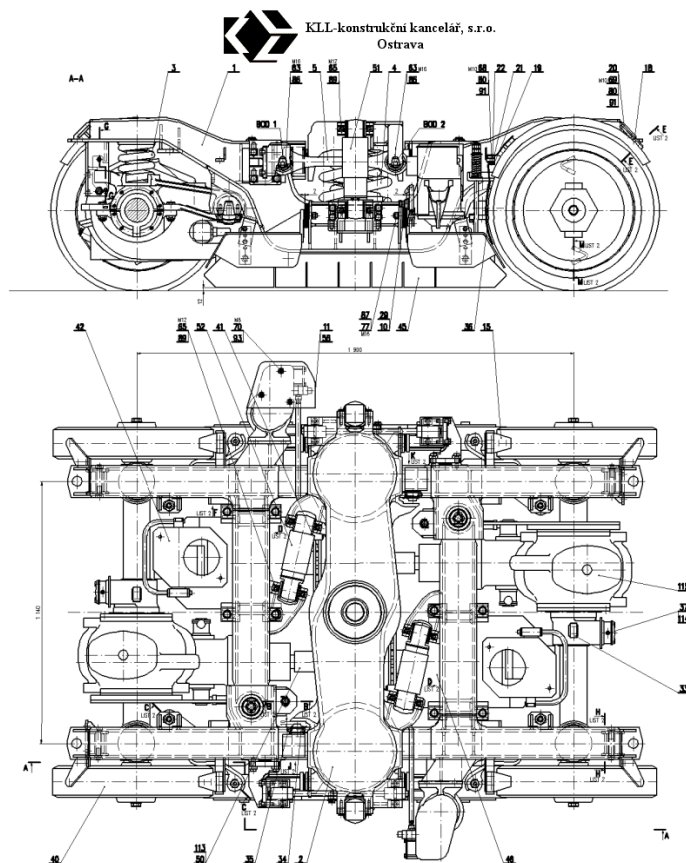
### 3.3 Tatra T6A5

- výroba v letech 1991 - 1996
- kapacita: 115 míst (31 k sezení)
- výkon motorů: 4x45 kW (4x46,8 kW)



Obr. 14: Tatra T6A5 [13]

Jednosměrná tramvaj s hranatou skříní klasické konstrukce s výškou podlahy 920mm, elektro výzbroj umístěna pod podlahou. [13]



Obr. 15: Podvozek tramvaje T6A5 [14]

Dvojkolí jsou uložena v kyvných ramenech, přenos podélných sil je zajištěný pomocí ojnic. Vypružení vinutých ocelových pružin je doplněno hydraulickými tlumiči.

Tato konstrukce podvozku by byla vhodná k implementaci aktivního rejdivání, jelikož rám podvozku má více prvků, není svařený v jeden kus jako u podvozků T3 a KT8. Dalším vhodným parametrem je fakt, že tramvaj není nízkopodlažní, tudíž nejsme tak striktně limitováni dovolenou velikostí námi navrženého řešení.

### 3.4 Škoda 14T

- výroba v letech 2006 - 2009
- kapacita: 269 míst (60 k sezení)
- výkon motorů: 6x90 kW



Obr. 16: Škoda 14T [15]

Škoda 14T je pěti članková jednosměrná šestinápravová částečně nízkopodlažní tramvaj. Vůz není plně nízkopodlažní jelikož liché články mají sníženou podlahu a tvoří tak mezi sudými články, které jsou nízkopodlažní, 250 mm vysoký schod. Design tramvaje byl vyvinut ve spolupráci s Porsche design group. Celá konstrukce skříně se ovšem moc nepovedla, v roce 2014 museli být všechny tramvaje odstaveny z důvodu porušení nosných prvků. Část elektrické výzbroje je uložena ve střeše a druhá část je uložena pod lichými články. [15]



Obr. 17: Hnací podvozek Škoda 14T [16]

Vůz je vybaven třemi hnacími podvozky zvládne vyjet stoupání až 85 promile. Podvozky vozů 14T jsou s pevným vedením dvojkolí a jsou pevně spojeny se skříní. [15]

Systém radiálního stavění dvojkolí by tomuto vozu výrazně zlepšil jízdní vlastnosti, zejména při průjezdu obloukem. Zakomponování takového systému na tento podvozek však není úplně jednoduché. Je to dáno pevným rámem celého podvozku, který by musel být výrazně upraven, např. úpravy rámu. Dále v montáži aktivního rejdivání nás omezuje prostor, ve kterém by se mohli dvojkolí natáčet bez toho, aby škrtalo o skříň.



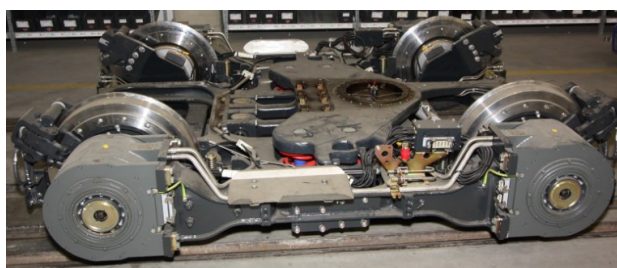
### 3.5 Škoda 15T ForCity Alfa

- výroba v letech 2009 - současnost
- kapacita: 284 míst (61 k sezení)
- výkon motorů: 16x45 kW

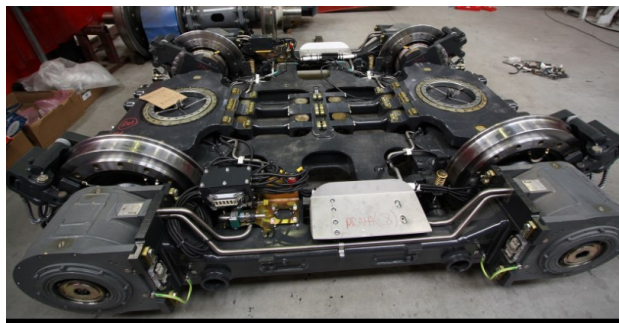


*Obr. 18: Škoda 15T ForCity Alfa [18]*

Škoda 15T je jednosměrná, tříčlánková, stoprocentně nízkopodlažní tramvaj. Články jsou spojeny podvozky v Jakobsově vazbě, přímá mechanická vazba mezi články jsou pouze hydraulické tlumiče. Prostor pro cestující je kompletně nízkopodlažní, výška podlahy se pohybuje od 350 mm do 450 mm, rozdíl je kompenzován sešikmenou podlahou. Do přepravního prostoru vedou dvoje dveře v každém článku. Skříň se směrem dopředu mírně zužuje, díky tomu při projíždění oblouků tolik nevybočuje mimo svoji trať. Elektro výzbroj je kompletně umístěna ve střeše tramvaje. Jedná se o nejtišší typ tramvaje používané v Praze. [17]



*Obr. 19: Čelní podvozek Škoda 15T [18]*



*Obr. 20: Mezi vozový podvozek Škoda 15T [18]*

Tramvaj 15T má dva typy podvozků čelní podvozků a mezi vozové podvozků. Čelní podvozků mají jen jednu odpruženou kolébku, která umožňuje natáčení podvozku vůči skříní v plném rozsahu. Mezivozové podvozků mají dvě odpružené kolébky, kterými spojují jednotlivé články tramvaje. O pohon se starají na každém podvozku čtyři třífázové synchronní trakční motory, které mají vysoký točivý moment, ty jsou spojeny s koly zubovou rozpojitelnou spojkou, díky tomu můžeme odstranit převodovku a tím snížit hluk při provozu. Dvojkolí jsou tvořena jen koly bez společné osy, to má za následek mírné zhoršení jízdních vlastností na rovných úsecích, ale otevírá to možnost kompletní nízkopodlažnosti. Každé kolo má zároveň integrované brzdové kotouče. O primární vypružení se starají vinuté ocelové pružiny, které jsou doplněné sekundárním pružením hydraulickými rotačními tlumiči a silentbloky. [17]

Přidáním aktivního systému rejdivání na tento podvozek by vznikl technicky ideální podvozek pro tramvaje, jelikož při nájezdu takového podvozku do oblouku by byla skluzová síla skoro kompletně odstraněna a dvojkolí by vždy zaujímal radiální polohu. Implementace takového systému na tento typ vozu je výrazně složitá, protože prostor mezi skříní a podvozkem je jen několik centimetrů široký, to samé platí o výšce podvozku od země. Dále tramvaj disponuje dvěma typy podvozku, implementace jednoho systému aktivního rejdivání, by byla velice složitá.

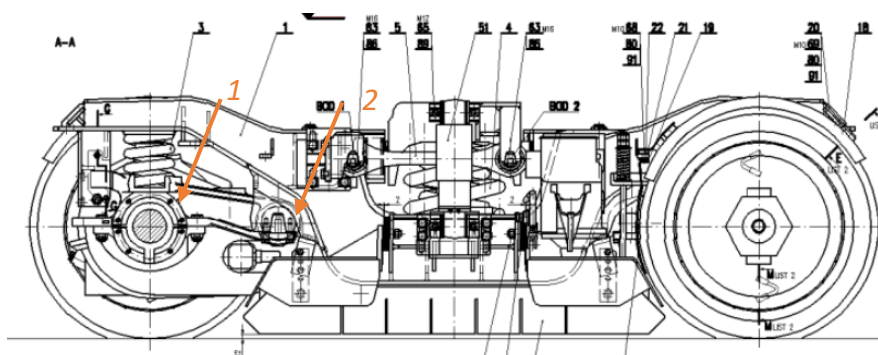




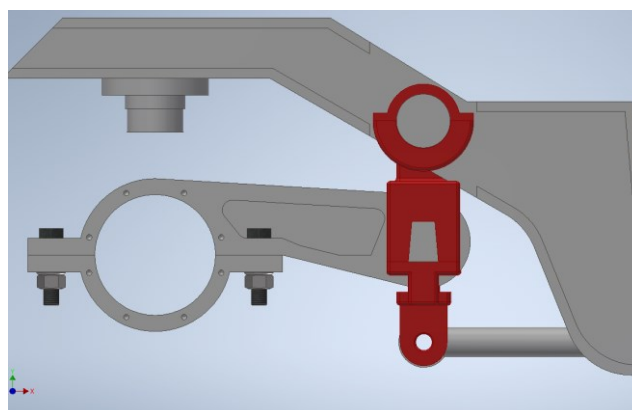
## 4 Návrh mechanismu

Nejvhodnější výchozí podvozek pro implementaci experimentálního rejdovného mechanismu z výše uvedených je pojezd tramvaje T6A5, jelikož podvozek vozů T3 a KT8 jsou nevhodné konstrukce pro tuto úpravu a vozy 14T a 15T mají hnací a jalové podvozky, což by komplikovalo návrh tohoto mechanismu. Tento pojezd je také výhodný z pohledu užití kyvných ramen, které výrazně zjednodušují uvolnění dvojkolí z hlavního rámu podvozku.

Uvolnit lze ložiskovou skříň v kyvném ramenu (obr. 21 pozice 1) nebo celé kyvné rameno v uložení v hlavním nosném rámu podvozku (obr. 21 pozice 2).



Obr. 21: Podvozek T6A5 [14]



Obr. 22: Předběžný návrh mechanismu

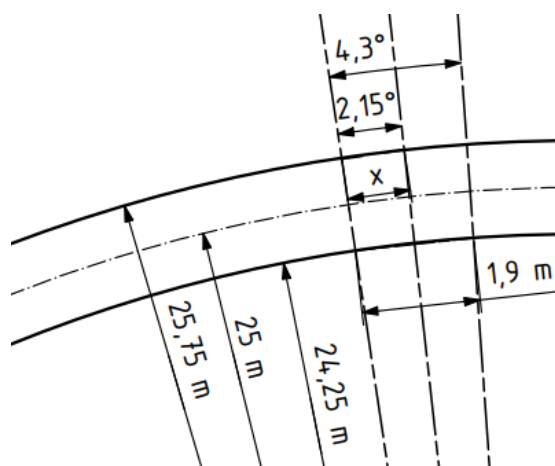
Z mého pohledu je konstrukčně méně náročné uvolnění kyvného ramene vůči rámu, proto jsem zvolil řešení rejdování pomocí pákového mechanismu (obr.22). Přestavení dvojkolí do radiální polohy je realizováno pákou a pístem. Aktivní prvek se vysouvá v ose  $x$ , tím zatlačí na páku, která svým natočením posouvá kyvné rameno s dvojkolím.

### 4.1 Velikost posunutí dvojkolí pro zajištění radiální polohy

Jak bylo zmíněno v kapitole 2.1, radiální polohy dvojkolí dosáhne tehdy, pokud osy dvojkolí směřují do středu oblouku. Určení velikosti přestavení dvojkolí provedu pomocí náčrtu, ze



kterého určím úhel mezi osami dvojkolí. Jako výchozí poloměr oblouku jsem zvolil velikost poloměru 25 m. [2]



Obr. 23: Náčrt os dvojkolí podvozku v radiální poloze

Z hodnot z obr. 23 určím polovinu úhlu, kterou v radiální poloze svírají osy dvojkolí, následnými úpravami a pomocí podobnosti trojúhelníku určím vzdálenost  $x$ , ze které vypočítám velikost posunutí dvojkolí.

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{950}{24250} = 0,037\,542\,2 \quad (1)$$

$$\operatorname{arctg} \alpha = \operatorname{arc} \operatorname{tg} 0,037\,542\,2 = 2,15^\circ \quad (2)$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{x}{25\,750} \quad (3)$$

$$x = 25\,750 \cdot \operatorname{tg} \alpha = 25\,750 \cdot 0,037\,542\,2 = 966,7\text{mm} \quad (4)$$

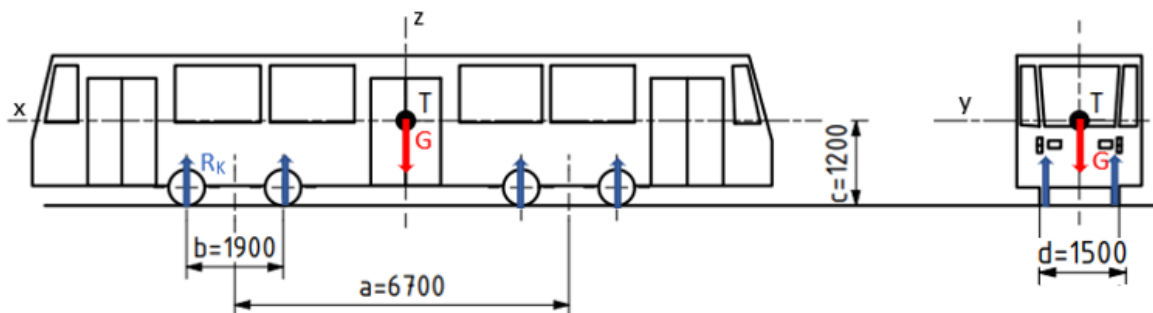
Velikost posunutí:

$$p = x - 950 = 966,7 - 950 = 16,7\text{mm} \approx 20\text{mm} \quad (5)$$

Proto, aby dvojkolí docílilo radiální polohy v oblouku je potřeba jeho posunutí přibližně o 20 mm.

#### 4.2 Stanovení kolových sil

Aby bylo možné navrhnout rejdrový mechanismus, je potřeba stanovit síly, které na něj budou působit. Začneme svislými reakcemi v kolech, které určíme ze silové rovnováhy. Hmotnost plného vozu je 31,5 t.



Obr. 24: Síly působící na vůz v klidové poloze

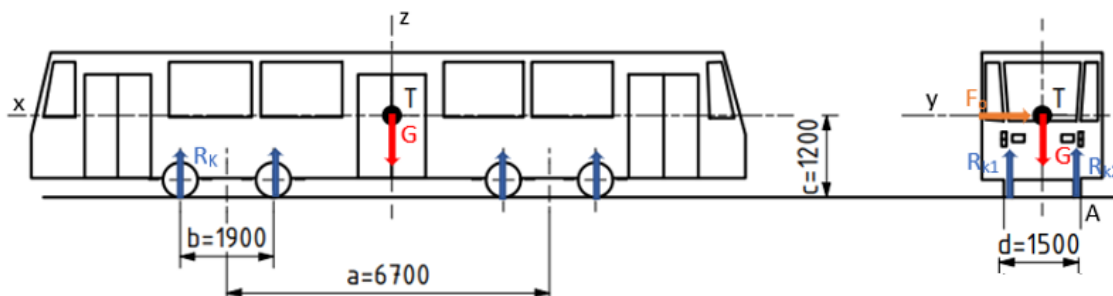
Silová rovnováha v ose z:

$$z: 8 \cdot R_k - G = 0 \quad (6)$$

$$8 \cdot R_k = G = m \cdot g = 31500 \cdot 9,81 = 309\,015 \text{ N} \quad (7)$$

#### 4.2.1 Stanovení kolových sil při průjezdu obloukem

Jelikož na vůz v oblouku působí odstředivá síla, nebudou kolové síly v oblouku stejné. Stanovení těchto reakcí provedeme pomocí momentové rovnice k bodu A.



Obr. 25: Síly působící na vůz při průjezdu obloukem

Parametry:

poloměr oblouku:  $r=25\text{m}$

rychlost:  $v=5 \text{ km/h}=1,4 \text{ m/s}$

Odstředivá síla:

$$F_o = \frac{m \cdot v^2}{r} = \frac{31\,500 \cdot 1,4^2}{25} = 2\,469,6 \text{ N} \quad (8)$$

Silová rovnováha v ose z:

$$z: R_{k1} + R_{k2} - G_n = 0 \quad (9)$$

Momentová rovnice k bodu A:

$$M_A: -F_o \cdot c + G_n \cdot \frac{d}{2} - R_{k1} \cdot d = 0 \quad (10)$$





Po úpravě momentové rovnice (10) dostaneme vztah pro výpočet reakce  $R_1$ :

$$R_1 = \frac{-F_o \cdot c + G \cdot \frac{d}{2}}{d} = \frac{-2\,469,6 \cdot 1,2 + 31\,500 \cdot 9,81 \cdot \frac{1,5}{2}}{1,5} = 152\,531,8 \text{ N} \quad (11)$$

Reakci  $R_2$  zjistíme pod dosazení a následně úpravě do silové rovnice v ose z (9):

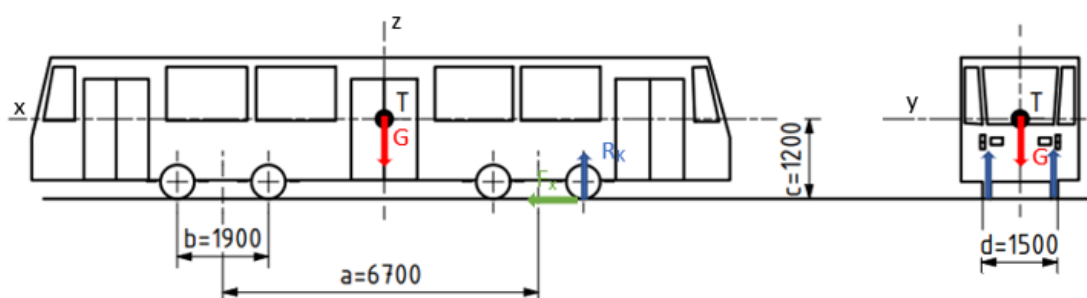
$$R_2 = G - R_1 = 31\,500 \cdot 9,81 - 152\,531,8 = 156\,483,2 \text{ N} \quad (12)$$

Výsledné reakce na v jednotlivých kolech dostaneme ze vztahů:

$$R_{k1} = \frac{R_1}{8} = \frac{152\,531,8}{8} = 19\,066,5 \text{ N} \quad (13)$$

$$R_{k2} = \frac{R_2}{8} = \frac{156\,483,2}{8} = 19\,560,4 \text{ N} \quad (14)$$

#### 4.2.2 Stanovení podélných sil



Obr. 26: Působení podélné síly

Podélné sílu stanovíme ze vztahu:

$$F_{x1} = R_{k1} \cdot \mu = 19\,066,5 \cdot 0,35 = 6\,673,3 \text{ N} \quad (15)$$

$$F_{x2} = R_{k2} \cdot \mu = 19\,560,4 \cdot 0,35 = 6\,846,14 \text{ N} \quad (16)$$

Kde  $\mu$  je součinitel tření a jeho hodnota je 0,35.

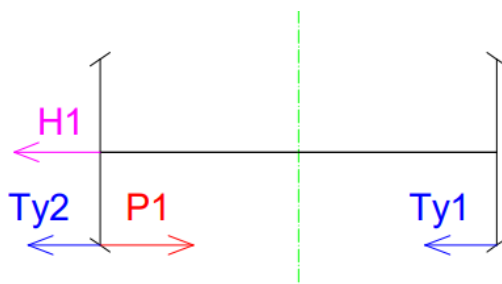
#### 4.2.3 Stanovení příčných sil

Určení příčných sil vznikajících mezi kolejí a kolem s rejdivání je analyticky velice složité, spíše se určuje pomocí simulací, protože natáčení dvojkolí minimalizuje příčné síly, které by na kolo působily při pevném uložení dvojkolí. Z pohledu bezpečnosti by měl být podvozek v případě technické závady mechanismu užít i bez aktivního rejdivání. Pro tyto případy by uložení páky mělo být navrženo s ohledem na tyto síly.

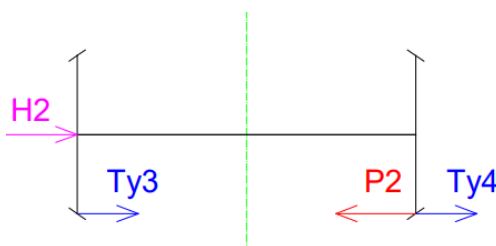
Provádí se analyticky pomocí grafické Heumannovi metody, která pracuje s předpoklady, jako je pevné vedení dvojkolí, rovnoměrné zatížení kol, kvazistatický stav, válcové jízdní plochy, dostatečná šířka kolejového kanálu, které zjednodušují výpočet. [19] Takto určené síly se použijí v silové rovnováze na jednotlivé části podvozku a mechanismu rejdivání.



Z diplomové práce, ve které se řeší příčné síly pro stejný podvozek, pana Knopa „Úprava vidlic rámu podvozku T6 pro uložení kyvných ramen“ vyplývá, že hodnoty rámových sil jsou  $H_1=21\,239\text{ N}$  a  $H_2=-9347\text{ N}$ . [20]



Obr. 27: Příčné síly na prvním dvojkolí [20]



Obr. 28: Příčné síly na druhém dvojkolí [20]

### 4.3 Další síly působící na mechanismus

Tím, že máme určené všechny síly, které vytváří kontakt kola s kolejí je možné těmito silami zatížit kyvné rameno a následně navrhovanou páku mechanismus. Další síla, která na kyvné rameno působí ve svislém tak i v podélném směru je síla od pružiny primárního vypružení. Protože se pružina oproti běžnému provozu bude deformovat i podélném směru je nutné provést její pevnostní kontrolu.

#### 4.3.1 Kontrola pružiny

průměr drátu = 30 mm
vnější průměr pružiny = 160 mm
počet závitů = 3 z
horní závěrný 0.75 z
dolní závěrný 0.75 z
výška pružiny pod prázdným vozem = 170 mm
vůle podchytky = 16 mm
vůle do horní narážky = 36 mm
ocel 14260.7 : $\sigma_D = 980\text{ MPa}$ ; $\tau_D = 785\text{ MPa}$
zatížení pružiny pod prázdným vozem = 25 kN
zatížení pružiny pod plným vozem = 38 kN
dynamická přirážka alespoň 1.1
dynamické zatížení pružiny = 42 kN

Tab. 1: Parametry pružiny primárního vypružení

Nejprve je třeba si stanovit z materiálu uvedeného v tab.1 modul pružnosti ve smyku:

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)} = \frac{210\,000}{2 \cdot (1 + 0,3)} = 80\,769,3\text{ MPa} \quad (17)$$



Po zavedení modulu pružnosti ve smyku  $G=80769,3 \text{ MPa}$  lze pokračovat ve výpočtu osových tuhostí:

$$k_z = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot n \cdot D^3} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot n \cdot D^3} = \frac{80\,769,3 \cdot 30^4}{8 \cdot 3 \cdot 130^3} = 1\,240,8 \text{ N/mm} \quad (18)$$

Smykové napětí torzní tyče:

$$\tau_{tyč} = \frac{8 \cdot F \cdot D}{\pi \cdot d^3} = \frac{8 \cdot 42\,000 \cdot 130}{\pi \cdot 30^3} = 514,95 \text{ MPa} \quad (19)$$

Smykové napětí pružiny:

$$\tau_z = \xi \cdot \tau_{tyč} = 1,37 \cdot 514,95 = 705,5 \text{ MPa} \quad (20)$$

$$\xi = \frac{4 \cdot i - 1}{4 \cdot i - 4} + \frac{0,615}{i} = \frac{4 \cdot 4,33 - 1}{4 \cdot 4,33 - 4} + \frac{0,615}{4,33} = 1,37 \quad (21)$$

$$i = \frac{D}{d} = \frac{130}{30} = 4,33 \quad (22)$$

Příčná tuhost:

$$k_x = k_z \cdot \frac{4,05}{0,4 + 2,3 \cdot \beta} = 1\,240,8 \cdot \frac{4,05}{0,4 + 2,3 \cdot 1,31} = 1\,472,4 \text{ N/mm} \quad (23)$$

$$\beta = \frac{l}{D} = \frac{170}{130} = 1,31 \quad (24)$$

Protože známe velikost deformace v příčném směru (respektive v podélném) pružiny, můžeme z rovnice (5) dosadit do vzorce na příčnou sílu pružiny.

Příčná síla působící deformaci pružiny:

$$Y = k_x \cdot p = 1\,472,4 \cdot 20 = 29\,448 \text{ N} \quad (25)$$

Smykové napětí s podélnou silou:

$$\begin{aligned} \tau_{z+x} &= \frac{8}{\pi \cdot d^3} \cdot (F \cdot (D + z) + Y \cdot (l - d)) \leq \tau_D \\ &= \frac{8}{\pi \cdot 30^3} \cdot (42\,000 \cdot (130 + 10) + 29\,448 \cdot (170 - 30)) \\ &= 943 \text{ MPa} \leq 785 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (26)$$

Z rovnice (25) je patrné, že pružina není dimenzována tak, aby vydržela deformaci ve svislém i podélném směru. Možností jak tomuto předejít je několik, protože podvozek je určen k experimentálním účelům je možné snížit svislé zatížení. Výpočtem v Excelu jsem spočítal, že při snížení svislého zatížení na hodnotu  $F=27\,200 \text{ N}$  pružina vyhovuje pevnostní podmínce.

Užitná hmotnost při snížení svislého zatížení:



$$m_{\text{užitná}} = 8 \cdot \frac{F}{g} = 8 \cdot \frac{27\,200}{9,81} = 22\,181,45 \text{ kg} \quad (27)$$

Prázdný vůz má hmotnost 19,5 t, což nám dává prostor 2,7 t pro veškerou měřicí aparaturu a obsluhu vozu. Ve výpočtu se počítá se zatěžující silou, která vychází z celkové hmotnosti vozu, pro přesné určení užité hmotnosti, je třeba od této síly odečíst hmotnost dvojkolích s převodovou skříní, které představují nevypružené hmoty. Tímto zjednodušením lze konstatovat, že reálná užité hmotnost vozu bude o něco vyšší, z pohledu bezpečnosti dimenzování pružiny je výsledek z rovnice (27) příznivější.

#### 4.3.2 Kontrola pružiny po redukci svislého zatížení

Smykové napětí torzní tyče:

$$\tau_{\text{tyč}} = \frac{8 \cdot F \cdot D}{\pi \cdot d^3} = \frac{8 \cdot 27\,200 \cdot 130}{\pi \cdot 30^3} = 333,5 \text{ MPa} \quad (28)$$

Smykové napětí pružiny:

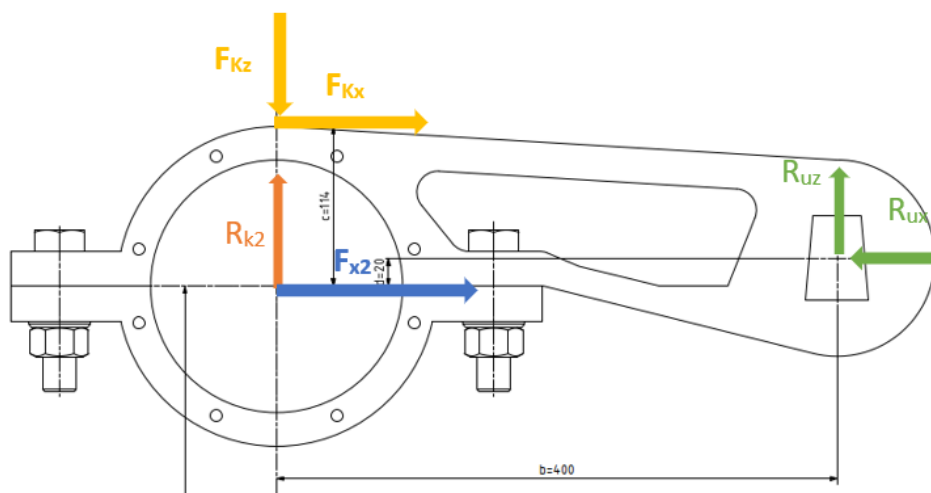
$$\tau_z = \xi \cdot \tau_{\text{tyč}} = 1,37 \cdot 333,5 = 456,895 \text{ MPa} \quad (29)$$

Smykové napětí s podélnou silou:

$$\begin{aligned} \tau_{z+x} &= \frac{8}{\pi \cdot d^3} \cdot (F \cdot (D + z) + Y \cdot (l - d)) \leq \tau_D \quad (30) \\ &= \frac{8}{\pi \cdot 30^3} \cdot (27\,200 \cdot (130 + 10) + 29448 \cdot (170 - 30)) \\ &= 748 \text{ MPa} < 785 \text{ MPa} \end{aligned}$$

### 4.4 Rozbor sil působící na mechanismus

#### 4.4.1 Určení reakcí v uložení kyvného ramena



Obr. 29: Síly působící na kyvné rameno v rovině ZX



Obr. 30: Síly působící na kyvné rameno v rovině XY

Pomocí rovnic rovnováhy stanovíme reakce v uložení kyvného ramene.

Rovnováha v ose X:

$$F_{x2} + F_{kx} - R_{ux} = 0 \quad (31)$$

$$F_{kx} = Y = k_x \cdot p = 1\,472,4 \cdot 20 = 29\,448 \text{ N} \quad (32)$$

Dosazením z rovnice (16) a (32) dopočítáme reakci.

Reakce  $R_{ux}$ :

$$R_{ux} = -F_{x2} - F_{kx} = -6\,846,14 - 29\,448 = -36\,294 \text{ N} \quad (33)$$

Rovnováha v ose Z:

$$R_{kz} + R_{uz} - F_{kz} = 0 \quad (34)$$

$$F_{kz} = k_z \cdot a = 1\,240,8 \cdot 8 = 9\,926,4 \quad (35)$$

Velikost posunu pružiny ve svislém směru volím  $a=8\text{mm}$ .

Dosazením z rovnic (14), (35) a následnou úpravou dostaneme reakci v ose Z :

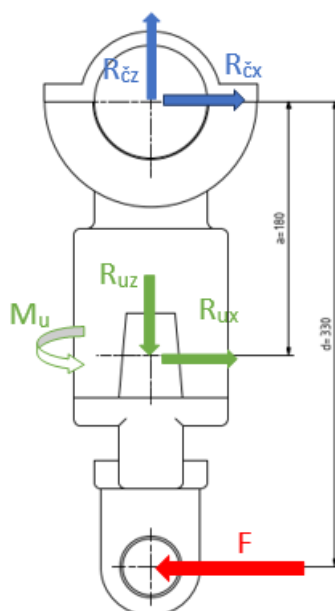
$$R_{uz} = -R_{kz} + F_{kz} = -19\,560,4 + 9\,926,4 = -9\,634 \text{ N} \quad (36)$$

Určení reakčního momentu  $M_{uz}$ :

$$M_{uz} = -H \cdot b = -21\,239 \cdot 400 = -8\,495\,600 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (37)$$



#### 4.4.2 Určení aktivační síly



Obr. 31: Síly působící na páku

Pro určení reakcí vycházíme z obr.31, ze kterého pomocí rovnic rovnováhy získáme, sílu která je potřebná pro polohování kyvného ramena. Páka je na obou stranách uložena v natáčecích očích, tím pádem zde nevniká reakční moment od momentu  $M_u$ .

Rovnice rovnováhy v ose X:

$$R_{\check{c}x} + R_{ux} - F = 0 \quad (38)$$

Rovnice rovnováhy v ose Z:

$$R_{\check{c}z} - R_{uz} = 0 \quad (39)$$

Upravím rovnici (39) a dosadím z rovnice (36) a dostávám  $R_{\check{c}z}$ :

$$R_{\check{c}z} = R_{uz} = -9\,634\text{N} \quad (40)$$

Momentová rovnice k hlavnímu čepu:

$$-F \cdot d + R_{ux} \cdot a = 0 \quad (41)$$

Po úpravě rovnice (41) a dosazením z rovnice (33) vypočítám potřebnou sílu aktivního členu:

$$F = \frac{R_{ux} \cdot a}{d} = \frac{36\,294 \cdot 180}{330} = 19\,797\text{N} \approx 20\text{ kN} \quad (42)$$

Dosazením do rovnice (38) získám  $R_{\check{c}x}$ :

$$R_{\check{c}x} = -R_{ux} + F = -36\,294 + 19\,797 = -16\,497\text{ N} \quad (43)$$



#### 4.4.3 Volba průměru hlavního čepu a kontrola svaru

Z předchozí kapitoly z rovnic (40) a (43) určíme výslednou reakci, která zatěžuje hlavní čepy.

Určení výsledné reakce v hlavním čepu:

$$R = \sqrt{-R_{\check{c}x}^2 + R_{\check{c}z}^2} = \sqrt{(-16\,497)^2 + (-9\,634)^2} = 19\,104\,N \quad (44)$$

Kontrola koutového svaru čepu:

materiál: ocel 11 503.6
dovolené napětí: $\sigma_D=335\,MPa$ ; $\tau_D=200\,MPa$
minimální bezpečnost: $k=2$
průměr čepu: $d=25\,mm$ ; velikost koutového svaru: $a=3$

Tab. 2: Zvolené vstupní parametry

Protože je na každé straně rámu zvlášť přivařené hlavní čepy, je velikost zatěžující síly poloviční než výsledná reakce v čepu (44).

$$\tau = \frac{k \cdot F}{A_W} = \frac{k \cdot \frac{R}{2}}{a \cdot \pi \cdot d} \leq \tau_d \quad (45)$$

$$\tau = \frac{2 \cdot \frac{19\,104}{2}}{3 \cdot \pi \cdot 25} = 81,1\,MPa \leq 200 \quad (46)$$

Zvolený svar vyhovuje.

#### 4.4.4 Kontrola svarů horní části páky

Páka je zatížena stejně jako v obr.31, v místě uložení vidlice působí moment  $M_u$  a síly  $R_{ux}$  a  $R_{uz}$ .

Kontrola koutových svarů na tah:

materiál: ocel 11 503.6
dovolené napětí: $\sigma_D=335\,MPa$ ; $\tau_D=200\,MPa$
Délka svaru: $l=104,5\,mm$ ; velikost koutového svaru: $a=5$

Tab. 3: Parametry koutového svaru

$$\sigma_{tah} = \frac{F}{A_W} = \frac{R_{uz}}{a \cdot l} = \frac{9634}{5 \cdot 104,5} = 18,4\,MPa \quad (47)$$

Kontrola svarů v ohybu:

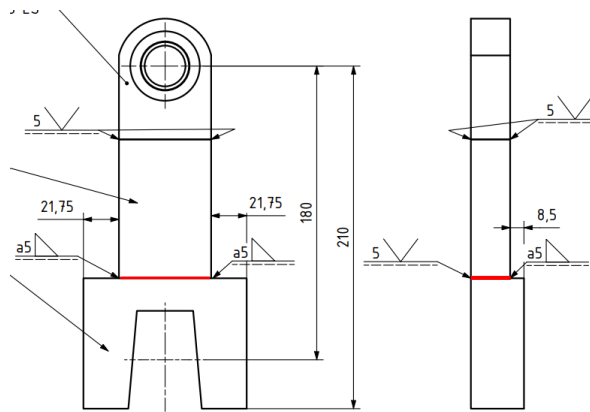
$$\sigma_{ohyb} = \frac{M_o \cdot r_y}{I_w} = \frac{50 \cdot R_{ux}}{\frac{a \cdot l^3}{12}} = \frac{50 \cdot 36294}{\frac{5 \cdot 104,5^3}{12}} = 3,8\,MPa \quad (48)$$



Kontrola svarů na krut:

$$\tau = \frac{M_u}{J_w} = \frac{M_u}{I_{wx} + I_{wy}} = \frac{M_u}{\frac{a \cdot l^3}{12} + \frac{l \cdot a^3}{12}} = \frac{8\,495\,600}{\frac{5 \cdot 104,5^3}{12} + \frac{104,5 \cdot 5^3}{12}} = 17,85 \text{ MPa} \quad (49)$$

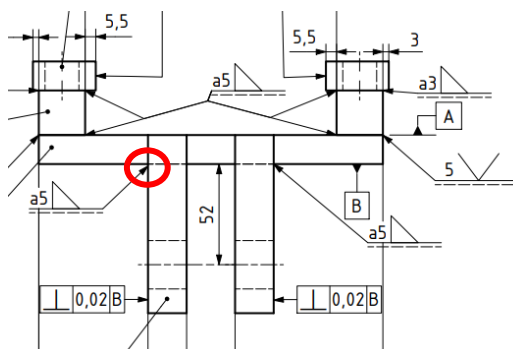
Z výsledků je patrné, že svary jsou navrženy s velkou bezpečnostní rezervou.



Obr. 32: Horní díl páky

Místo kontrolovaného svaru je označeno na obr.32 červeně. Na vrchu páky je přivařeno natáčecí oko SKF SCF25 ES.

#### 4.4.5 Kontrola svarů dolní části páky



Obr. 33: Spodní část páky

Spodní díl páky je primárně namáhán silou pístu F, která vyvolává ohybový moment v ostatních částech. Kontrolovaný svár je na obr. 33 označen kroužkem.

Kontrola svaru ok pro uložení konce pístu:

materiál: ocel 11 503.6
dovolené napětí: $\sigma_D=335 \text{ MPa}$ ; $\tau_D=200 \text{ MPa}$
Délka svaru: $l=40 \text{ mm}$ ; velikost koutového svaru: $a=5$

Tab. 4: Parametry svaru koncového oka

Pro určení ohybového momentu dosadíme z rovnice (42).





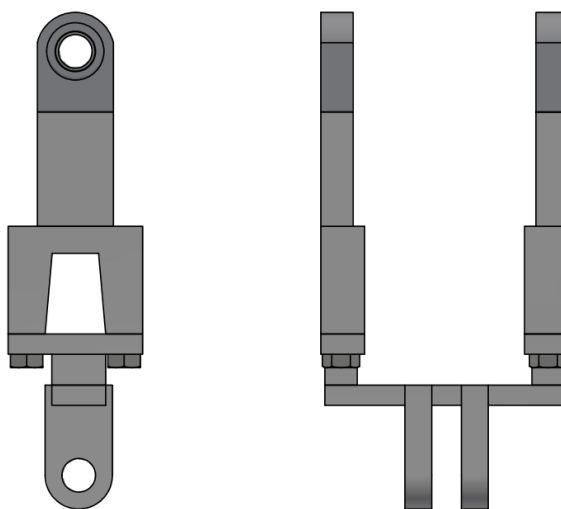
Velikost ohybového momentu:

$$M_o = \frac{F}{2} \cdot 52 = \frac{20\,000}{2} \cdot 52 = 52\,000 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (50)$$

Moment dosadíme do rovnice pevnostní podmínky:

$$\sigma_{ohyb} = \frac{M_o \cdot r_y}{I_w} = \frac{52\,000 \cdot 52}{\frac{5 \cdot 40^3}{12}} = 101,4 \text{ MPa} < 335 \text{ MPa} \quad (51)$$

Koutový svar vyhovuje.



Obr. 34: Navržená konstrukce páky

Páka se skládá ze 3 částí, které jsou spojeny při montáži 4 šrouby M16 s šestihrannou hlavou.



## 5 Volba aktivního prvku

Jak již bylo zmíněno v kapitole 4 přesunutí polohy je realizováno výsuvem aktivního členu, který pootočí s pákou mechanismu. Přímočarý pohyb lze docílit několika variantami pohonu. Protože se jedná o tramvajový podvozek, na první pohled se nabízí volba elektrického aktivního členu tzv. lineárního aktuátoru, kde přímočarý pohyb je vyvozen pomocí servomotoru s převodovkou, který otáčí kuličkovým šroubem a vysouvá tak tyč přidělanou na kuličkové matici. Pokud by nastala porucha a mechanismus by zůstal ve vysunuté poloze, není možné kvůli vlastnosti samosvornosti kuličkového šroubu aktuátor zasunout do výchozí polohy tak, aby bylo možné podvozek použít v režimu jízdy bez rejdování. Další nevýhoda je, že pro sílu 20 kN, vypočítanou v rovnici (42), jsou rozměry aktuátoru (resp. servomotoru a převodovky) oproti hydraulickému válci znatelně větší, díky tomu by lineární aktuátor nemohl uložen uvnitř hlavního rámu podvozku.

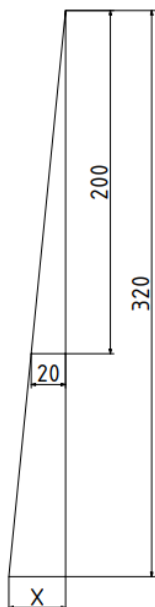
Vhodnějším řešením z pohledu bezpečnosti provozu je použití hydraulického pístu i přesto, že hydraulika má oproti elektrickému pohonu řadu nevýhod (nutnost olejového hospodářství, menší rychlosti přestavování, vyšší hmotnost).

### 5.1 Stanovení velikosti pístu

Z rovnice (42) máme určenou jmenovitou sílu pístu, výpočet průměru pístu je také třeba stanovit pracovní tlak hydrauliky. Ten volím  $p=160 \text{ bar}$  dle katalogu společnosti Bosch Rexroth. [21]

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F}{\pi \cdot \frac{d^2}{4}} \Rightarrow d = \sqrt{4 \cdot \frac{F}{\pi \cdot p}} = \sqrt{4 \cdot \frac{20\,000}{\pi \cdot 16}} = 39,9 \text{ mm} \quad (52)$$

Dále je třeba určit zdvih pístu, ten určíme přes podobnost trojúhelníků viz obr. 32.

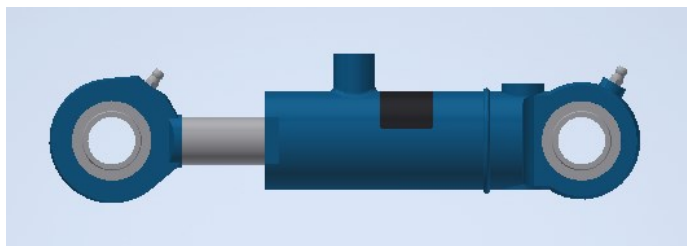


Obr. 35: Náčrt zdvihu pístu

$$\arctg \frac{20}{200} = 5,71^\circ \quad (53)$$

$$x = 320 \cdot \operatorname{tg} 5,71^\circ = 32 \text{ mm} \quad (54)$$

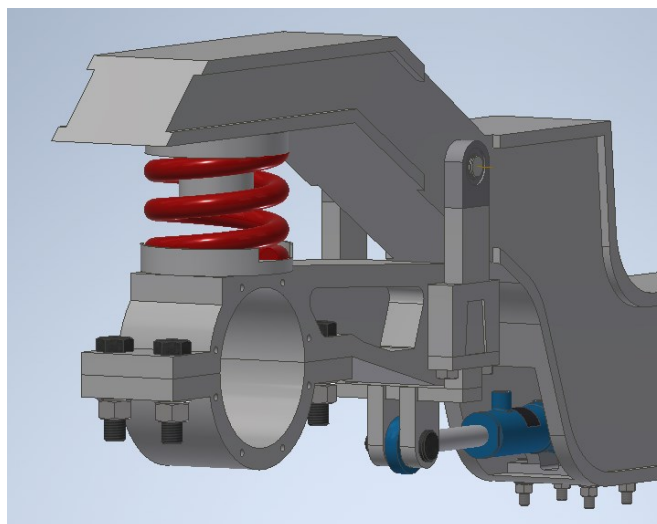
Volím píst o průměru vrtání válce 44 mm a zdvihu 32 mm. Na obou koncích je píst opatřen natáčecími oky pro uložení do vidlic.



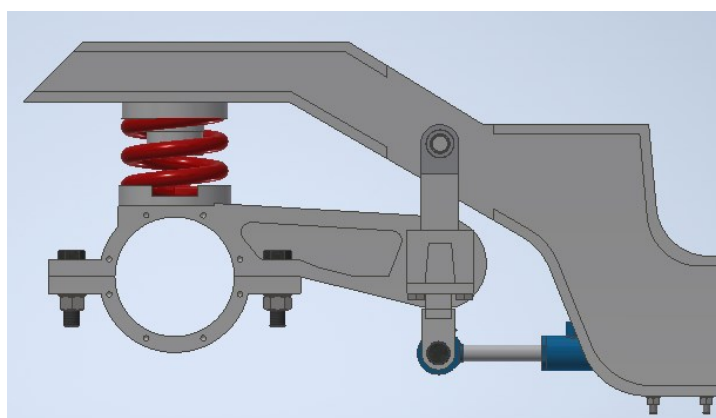
Obr. 36: Zvolený píst [21]



## 6 Výsledné konstrukční řešení



Obr. 37: Navržený systém



Obr 38: Navržený systém

V konečné konstrukci je píst uložen ve vidlici ,která je přišroubována čtyřmi šrouby M12 uvnitř nosného rámu, pístnice je uložena ve vidlici spodního dílu páky. Oba dva konce jsou zajištěny čepem o průměru 25 mm, pro zajištění proti vysunutí čepů jsou použity závlačky.

### 6.1.1 Postup montáže

1. Píst uložíme do vidlice a zajistíme čepem a závlačkou
2. Vidlici s pístem vložíme do rámu a přišroubojeme čtyřmi šrouby M12 s válcovou hlavou.
3. Obě horní části páky nasuneme z každé strany na přivařený čep, zajistíme pojistnými kroužky.
4. Kynvé rameno nasuneme na horní části páky.
5. Zajistíme kynvé rameno spodním dílem páky, který se přišroubuje čtyřmi šrouby M16 s šestihrannou hlavou k horním částem páky
6. Oko na pístnici vložíme do vidlice na páce a zajistíme čepem a závlačkou.



## 7 Vliv mechanismu na ostatní části podvozku

Vzhledem k relativně velkému zásahu do původní konstrukce podvozku je jasné, že tyto zásahy mohou mít negativní vliv na jiné části. Jak již bylo zmíněno v kapitole 4.3, vlivem posouvání kyvného ramena za účelem dosáhnutí radiální polohy v oblouku je pružina primárního vypružení deformovaná i v podélném směru. Tento problém jsem vyřešil redukcí svislého zatížení pružiny. Pokud by bylo nutné zachování maximálního svislého zatížení, máme několik možností jak toho docílit.

### 7.1 Pružina primárního vypružení

#### 7.1.1 Redukce rozsahu rejdivání

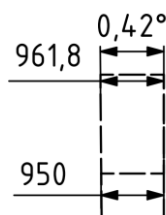
Pro toto řešení vycházím z rovnic (26), (25), (23).

$$\tau_{z+x} = \frac{8}{\pi \cdot d^3} \cdot (F \cdot (D + z) + Y \cdot (l - d)) \leq \tau_D \quad (55)$$

$$\tau_{z+x} = \frac{8}{\pi \cdot d^3} \cdot (F \cdot (D + z) + k_x \cdot p \cdot (l - d)) \leq \tau_D \Rightarrow p \quad (56)$$

$$p = \frac{\frac{-8}{\pi \cdot d^3} \cdot F \cdot (D + z) + \tau_D}{\frac{8}{\pi \cdot d^3} \cdot k_x \cdot (l - d)} = \frac{\frac{-8}{\pi \cdot 30^3} \cdot 42\,000 \cdot (130 + 10) + 785}{\frac{8}{\pi \cdot 30^3} \cdot 1\,472,4 \cdot (170 - 30)} = 11,8 \text{ mm} \quad (57)$$

Pružina vyhovuje pokud její maximální podélná deformace je 11,8 mm.



Obr. 39: náčrtek redukce podélného posuvu

Velikost oblouku, ve kterém dosáhne dvojkolí radiální polohy při redukcí posuvu, získáme pomocí funkce sinus.

$$\sin \alpha = \frac{961,8}{R} \Rightarrow R = \frac{961,8}{\sin \alpha} = \frac{961,8}{\sin 0,42^\circ} = 131208,5 \text{ mm} = 131,2 \text{ m} \quad (58)$$

Jak je patrné z rovnice výše (53), při redukcí rejdivání dvojkolí dosáhne radiální polohy v oblouku o poloměru 131,2 m. Když se vezme v potaz, že se jedná o tramvajový podvozek, který z pravidla jezdí v husté městské zástavbě, kde se většinou vyskytují směrové oblouky o malých poloměrech kolem  $R=50\text{m}$ , tak implementace rejdivného systému s takto malým rozsahem již nedává smysl.



### 7.1.2 Výměna pružiny

Pro návrh nové pružiny vycházím z parametrů původní, měním jen průměr drátu z 30 mm na 35mm.

průměr drátu = 35 mm
vnější průměr pružiny = 160 mm
počet závitů = 3 z
horní závěrný 0.75 z
dolní závěrný 0.75 z
výška pružiny pod prázdným vozem = 170 mm
vůle podchytky = 16 mm
vůle do horní narážky = 36 mm
ocel 14260.7 : $\sigma_D = 980 \text{ MPa}$ ; $\tau_D = 785 \text{ MPa}$
zatížení pružiny pod prázdným vozem = 25 kN
zatížení pružiny pod plným vozem = 38 kN
dynamická přirážka alespoň 1.1
dynamické zatížení pružiny = 42 kN

Tab. 5: Hodnoty nové pružiny

Modul pružnosti ve smyku:

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)} = \frac{210\,000}{2 \cdot (1 + 0,3)} = 80\,769,3 \text{ MPa} \quad (59)$$

Osová tuhost:

$$k_z = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot n \cdot D^3} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot n \cdot D^3} = \frac{80\,769,3 \cdot 35^4}{8 \cdot 3 \cdot 125^3} = 2\,585,7 \text{ N/mm} \quad (60)$$

Smykové napětí torzní tyče:

$$\tau_{tyč} = \frac{8 \cdot F \cdot D}{\pi \cdot d^3} = \frac{8 \cdot 42\,000 \cdot 125}{\pi \cdot 35^3} = 311,8 \text{ MPa} \quad (61)$$

Smykové napětí pružiny:

$$\tau_z = \xi \cdot \tau_{tyč} = 1,33 \cdot 311,8 = 414,5 \text{ MPa} \quad (62)$$

$$\xi = \frac{4 \cdot i - 1}{4 \cdot i - 4} + \frac{0,615}{i} = \frac{4 \cdot 5 - 1}{4 \cdot 5 - 4} + \frac{0,615}{4,33} = 1,33 \quad (63)$$

$$i = \frac{D}{d} = \frac{125}{25} = 5 \quad (64)$$

Příčná tuhost:

$$k_x = k_z \cdot \frac{4,05}{0,4 + 2,3 \cdot \beta} = 2585,7 \cdot \frac{4,05}{0,4 + 2,3 \cdot 1,36} = 2968,3 \text{ N/mm} \quad (65)$$

$$\beta = \frac{l}{D} = \frac{170}{125} = 1,36 \quad (66)$$

Příčná síla působící deformaci pružiny:

$$Y = k_x \cdot p = 2\,968,3 \cdot 20 = 59\,366 \text{ N} \quad (67)$$



Protože se zvětšil průměr drátu, musí se zmenšit velikost stlačení v ose z na 5 mm.

Smykové napětí s podélnou silou:

$$\begin{aligned}\tau_{z+x} &= \frac{8}{\pi \cdot d^3} \cdot (F \cdot (D + z) + Y \cdot (l - d)) \leq \tau_D & (68) \\ &= \frac{8}{\pi \cdot 35^3} \cdot (42\,000 \cdot (125 + 5) + 59366 \cdot (170 - 35)) \\ &= 773 \text{ MPa} < 785 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Z výpočtů vyplývá, že pružina s parametry z tab.3 vyhovuje pevnostní podmínce. Následky zvětšení průměru drátu jsou vyšší příčná i osová tuhost, to může mít negativní vliv jak na jízdní vlastnosti vozu tak i na komfort v kabině. Tyto nedostatky by při změně pružiny musel

### 7.1.3 Změna uložení

Jedním způsobem, jak alespoň minimalizovat vliv podélného posunutí kyvného ramene na pružinu primárního vypružení, je uložit pružinu do pryžokovových kloubů. Ale i toto řešení má své nevýhody. V první řadě se s kloubovým uložením sníží výška pružiny, tím se sníží při zachování stejného počtu činných závitů velikost stlačení v ose z, při zaujetí radiální polohy a tím natočení pružiny v kloubech, působí svíslá síla na pružinu pod úhlem, což má za následek snížení aktuální svíslé tuhosti. Návrh takového řešení vyžaduje díky pryžovým prvkům kloubu poměrně složitou MKP analýzu.

### 7.1.4 Kombinace řešení

Redukce hmotnosti provedena v kapitole 4.3 je patrné, že původní pružina vyhovuje při snížení svíslé síly na celkových 22,1 tuny. Pro náročnější měření, kdy je třeba testovat podvozek pro obdobné zatížení jako při běžném provozu, se nejvhodnější variantou se jeví kombinace redukce svíslého zatížení a velikosti rejdivání. Zmenšení posunu dvojkolí by však nemělo být moc velké, z mého pohledu by mělo být maximálně takové, aby dvojkolí mohlo zaujmout radiální polohu v oblouku o poloměru  $R=50m$ .

## 7.2 Vliv natočení podvozku na pohonné ústrojí

Při rejdivání se společně s dvojkolím natáčí i převodová skříň, to má za následek natočení kardanového hřídele vstupujícího do převodovky. Důsledkem pootočení kardanu jsou otáčky přenášené do převodovky nerovnoměrné. To může způsobovat zvýšené vibrace ve voze a v jeho okolí, což má za následek vyšší hlučnost v provozu

## 7.3 Vliv na rám

Tím, že ve vybraném řešení je píst a jeho uložení zakomponované do vnitřku rámu, bylo zapotřebí udělat pro tyto účely otvory. Tato operace může mít za následek snížení torzní tuhosti rámu. Pokud by z MKP analýzy vyplynulo, že deformace rámu je oproti původnímu výrazně větší, lze rám vyztužit podporami, které by tyto deformace snižovali.



## 8 Závěr

Cílem bakalářské práce bylo popsat princip jednotlivých systémů rejdivání, dále zdokumentování jednotlivých pojezdů tramvajových vozidel v Praze a zhodnocení vhodnosti těchto podvozků pro systém aktivního stavění náprav. Součástí práce je návrh takového mechanismu a vyhodnocení jeho vlivu na ostatní části pojezdu.

Z rešeršní části byl jako nejvhodnější podvozek pro experimentální účely vybrán pojezd vozu T6A5. Pro tento typ podvozku byl následně vypracován předběžný návrh mechanismu. Ten pracuje na principu páky, kdy hydraulický píst natáčí páku tak, že se dvojkolí posouvá do radiální polohy.

Ze sil působících na vůz byly spočítány reakce na jednotlivé části konstrukce. Z výše uvedených výpočtů vyplývá, že síla kterou musí píst působit je  $F=20 \text{ kN}$ . Následně byla provedena pevnostní kontrola navrhovaných svarů na obou částech páky.

V závěrečné části byli zhodnoceny vlivy navrženého řešení na pružinu primárního vypružení, pohonného ústrojí a na hlavní rám podvozku





## 9 Použitá literatura

- [1] DOUDA, Pavel, Tomáš HEPTNER a Josef KOLÁŘ. *Pozemní dopravní prostředky*. Vyd. 3. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04308-0.
- [2] SMĚRNICE T08-R6. TECHNICKÉ PODMÍNKY PRO PROVOZ A ÚDRŽBU TRAMVAJOVÝCH TRATÍ DPMB. 6. Brno: Dopravní podnik města Brna, 2020.
- [3] MOUREČEK, Zdeněk a Radek TREJTAR. *Síly mezi kolem a kolejnicí a jejich měření*. 2010. Dostupné také z: <https://docplayer.cz/17029404-Sily-mezikolem-a-kolejnici-a-jejich-mereni.html>
- [4] *Rozsochové vedení dvojkolí* [online]. [cit. 2022-02-09]. Dostupné z: [https://www.vagony.cz/pojezdy/vedeni\\_dvojkoli/rozsochove.html](https://www.vagony.cz/pojezdy/vedeni_dvojkoli/rozsochove.html)
- [5] *Inovace ocelí 2009* [online]. 2010 [cit. 2022-02-09]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/inovace-v-ocelich-2009>
- [6] *Nuceně stavitelné dvojkolí*. 2010. Dostupné také z: <https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=9804144>
- [7] VODIČKA, Matěj. *Elektrická lokomotiva s aktivním natáčením dvojkolí*. 2021. Diplomová práce. České vysoké učení technické, Fakulta Strojní.
- [8] FU, Bin, Rocco LIBERO GIOSSI, Rickard PERSSON, Sebastian STICHEL, Stefano BRUNI a Roger GOODWALL. *Active suspension in railway vehicles*. 2020. Dostupné také z: [https://www.researchgate.net/publication/339808476\\_Active\\_suspension\\_in\\_railway\\_vehicles\\_a\\_literature\\_survey](https://www.researchgate.net/publication/339808476_Active_suspension_in_railway_vehicles_a_literature_survey)
- [9] SŁABUSZEWSKI, Maciej, Bartosz FIRLIK a Tomasz STAŚKIEWICZ. *Bogie Steering System Improving Alignment of the Urban Railway Vehicle in a Track*. Poznan, 2018. Dostupné také z: [https://www.researchgate.net/figure/Adtranz-tram-equipped-with-bogie-steering-system-2\\_fig2\\_327768346](https://www.researchgate.net/figure/Adtranz-tram-equipped-with-bogie-steering-system-2_fig2_327768346). Výzkum. University of Technology.
- [10] *T3R.PV* [online]. [cit. 2022-02-09]. Dostupné z: <https://www.prazsketramvaje.cz/view.php?cisloclanku=2006040820>
- [11] SKUPOVÁ, Bc. Dagmar. *Analýza zpomalování tramvají a vyhodnocení jeho účinků na stojící cestující*. Brno, 2012. Dostupné také z: [https://www.vut.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=5322](https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=5322). 2. Diplomová práce. Vysoké učení technické Brno, Ústav soudního inženýrství. Vedoucí práce Doc. Ing. ALEŠVÉMOLA Ph.D.



- [12] *Tatra KT8D5.RN2P* [online]. [cit. 2022-02-09]. Dostupné z: <http://tramvaje.net/tramvaje-vyrobene-v-cr/rekonstrukce-tramvaji-ckd/tatra-kt8d5-rn2p>
- [13] *Tatra T6A5* [online]. [cit. 2022-02-09]. Dostupné z: <http://tramvaje.net/tramvaje-vyrobene-v-cr/ckd-tatra-praha/tatra-t6a5>
- [14] *UNIVERZÁLNÍ TRAMVAJOVÝ PODVOZEK - pro SKD TRADE, a.s. Praha* [online]. [cit.2022-02-09]. Dostupné z: <http://www.kll.cz/pages/podvozek%20tramvaje.htm>
- [15] *Škoda 14T* [online]. [cit. 2022-02-09]. Dostupné z: <http://tramvaje.net/tramvaje-vyrobene-v-cr/skoda-transportation/skoda-14t>
- [16] *14T* [online]. [cit. 2023-07-05]. Dostupné z: <https://www.prazsketramvaje.cz/view.php?cisloclanku=2006082001>
- [17] *Škoda 15T*. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2022-02-10]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/%C5%A0koda\\_15T](https://cs.wikipedia.org/wiki/%C5%A0koda_15T)
- [18] *Výroba tramvaje pro Prahu* [online]. 2011 [cit. 2022-02-10]. Dostupné z: [https://www.idnes.cz/technet/reportaze/vyroba-tramvaje-pro-prahu-trva-pul-roku-v-kazde-jsou-kilometry-kabelu.A110714\\_184458\\_tec\\_reportaze\\_rja](https://www.idnes.cz/technet/reportaze/vyroba-tramvaje-pro-prahu-trva-pul-roku-v-kazde-jsou-kilometry-kabelu.A110714_184458_tec_reportaze_rja)
- [19] NEPEJSA, Robert. *Kolejové vozy: Vozidlo a kolej*. Praha: STNL, 1956.
- [20] KNOP, Bc. Jiří. *Úprava vidlic rámu podvozku T6 pro uložení kyvných ramen*. Pardubice, 2009. Diplomová práce. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera. Vedoucí práce Ing. Tomáš Chaloupecký.
- [21] *Bosch Rexroth katalog* [online]. [cit. 2023-07-09]. Dostupné z: [https://store.boschrexroth.com/Hydraulika/V%C3%A1lce/Hydraulick%C3%A9-v%C3%A1lce-s%20kruhov%C3%BDmi-v%C3%ADky/CD-%E2%80%93-diferenci%C3%A1n%C3%AD-v%C3%A1lce/V%C3%81LEC-HYDRAULICK%C3%9D\\_R407999222?cclcl=cs\\_CZ](https://store.boschrexroth.com/Hydraulika/V%C3%A1lce/Hydraulick%C3%A9-v%C3%A1lce-s%20kruhov%C3%BDmi-v%C3%ADky/CD-%E2%80%93-diferenci%C3%A1n%C3%AD-v%C3%A1lce/V%C3%81LEC-HYDRAULICK%C3%9D_R407999222?cclcl=cs_CZ)



## Seznam obrázků

Obr. 1: Dvojkolí v oblouku [1] .....	9
Obr. 2: Síly působící na dvojkolí v oblouku [3] .....	10
Obr. 3: Tuhé uložení dvojkolí [3] .....	10
Obr. 4: Pružné uložení dvojkolí [3] .....	10
Obr. 5: Rozsochové vedení (1-rozsocha; 2-ložisková skříň; 3-rozsochová spona) [4] ..	11
Obr. 6: Podvozek s křížovou vazbou typ: LEILA [5] .....	11
Obr. 7: Nuceně stavitelné dvojkolí [6] .....	12
Obr. 8: Kloubový mechanismus [6] .....	12
Obr. 9: Příklady systému aktivního rejdivání [8] .....	13
Obr. 10: Radiální stavění podvozku v oblouku [9] .....	14
Obr. 11: Vůz T3R.PV [10] .....	15
Obr. 12: Podvozek T3R.PV a KT8D5 [11] .....	15
Obr. 13: KT8D5.RN2P .....	16
Obr. 14: Tatra T6A5 [13] .....	16
Obr. 15: Podvozek tramvaje T6A5 [14] .....	17
Obr. 16: Škoda 14T [15] .....	18
Obr. 17: Hnací podvozek Škoda 14T [16] .....	18
Obr. 18: Škoda 15T ForCity Alfa [18] .....	19
Obr. 19: Čelní podvozek Škoda 15T [18] .....	19
Obr. 20: Mezi vozový podvozek Škoda 15T [18] .....	20
Obr. 21: Podvozek T6A5 [14] .....	21
Obr. 22: Předběžný návrh mechanismu .....	21
Obr. 23: Náčrt os dvojkolí podvozku v radiální poloze .....	22
Obr. 24: Síly působící na vůz v klidové poloze .....	23
Obr. 25: Síly působící na vůz při průjezdu obloukem .....	23
Obr. 26: Působení podélné síly .....	24
Obr. 27: Příčné síly na prvním dvojkolí [20] .....	25
Obr. 28: Příčné síly na druhém dvojkolí [20] .....	25
Obr. 29: Síly působící na kyvné rameno v rovině ZX .....	27
Obr. 30: Síly působící na kyvné rameno v rovině XY .....	28
Obr. 31: Síly působící na páku .....	29
Obr. 32: Horní díl páky .....	31
Obr. 33: Spodní část páky .....	31
Obr. 34: Navržená konstrukce páky .....	32
Obr. 35: Náčrt zdvihu pístu .....	34
Obr. 36: Zvolený píst [21] .....	34
Obr. 37: Navržený systém .....	35
Obr. 38: Navržený systém .....	35
Obr. 39: náčrtek redukce podélného posuvu .....	36



## Seznam tabulek

Tab. 1: Parametry pružiny primárního vypružení .....	25
Tab. 2: Zvolené vstupní parametry .....	30
Tab. 3: Parametry koutového svaru.....	30
Tab. 4: Parametry svaru koncového oka.....	31
Tab. 5: Hodnoty nové pružiny .....	37

## Seznam příloh

Příloha 1: Výkres sestavy navrženého mechanismu (A3)

Příloha 2: Výkres svařence čepu na rám (A3)

Příloha 3: Výkres svařence vrchního dílu páky (A3)

Příloha 4: Výkres svařence spodního dílu páky (A3)