

**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE**  
**FAKULTA STROJNÍ**

**Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**



Bakalářská práce

**Systém přenosu tažné síly elektrické lokomotivy**

*Transmission of traction forces for an electric locomotive*

Studijní program: Strojírenství

Studijní obor: Konstruování podporované počítačem

Vedoucí práce: Ing. Jan Kalivoda, Ph.D.

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Pentak** Jméno: **Vadim** Osobní číslo: **453233**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**  
Studijní program: **Strojirenství**  
Studijní obor: **Konstruování podporované počítačem**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Systém přenosu tažné síly elektrické lokomotivy**

Název bakalářské práce anglicky:

**Transmission of traction forces for an electric locomotive**

Pokyny pro vypracování:

1. Proveďte rešerši konstrukčních řešení přenosu tažné síly z podvozků na skříň elektrických lokomotiv.
2. Proveďte porovnání jednotlivých systémů přenosu tažné síly a posuďte je z hlediska velikosti změny nápravových zatížení.
3. Navrhněte konstrukční řešení přenosu tažné síly pro elektrickou lokomotivu DS3 a vytvořte jeho 3D CAD model.
4. Proveďte základní pevnostní kontrolu dílů.
5. Vypracujte sestavný výkres navrženého řešení.

Seznam doporučené literatury:

[1] Kolář J.: Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel; [2] Švejnoch, V. a kol.: Teorie kolejových vozidel; [3] Соколов, Ю.Н.: КОНСПЕКТ Электровоз ДС3; [4] odborné časopisy, firemní literatura, normy.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

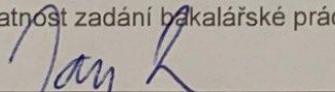
**Ing. Jan Kalivoda, Ph.D., Fakulta strojní**

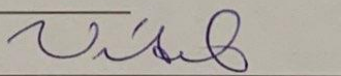
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

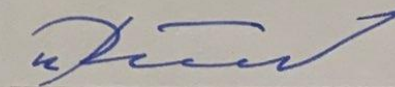
Datum zadání bakalářské práce: **18.04.2019**

Termín odevzdání bakalářské práce: **10.07.2019**

Platnost zadání bakalářské práce: \_\_\_\_\_

  
Ing. Jan Kalivoda, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) práce

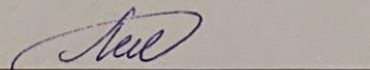
  
doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

  
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.

3.5.2019  
Datum převzetí zadání

  
Podpis studenta

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci zpracoval samostatně pod vedením Ing. Jana Kalivody, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Praze 2. 7. 2019

Vadim PENTAK

.....

## **Poděkování**

Tímto bych chtěl poděkovat Ing. Janu Kalivodovi, Ph.D. za veškerou udělanou práci, cenné rady a individuální přístup k mé bakalářské práci.

## **Anotační list**

Jméno autora: Vadim Pentak

Název BP: Systém přenosu tažné síly elektrické lokomotivy

Anglický název: Transmission of traction forces for an electric locomotive

Rok: 2019

Studijní program: Strojírenství

Obor studia: Konstruování podporované počítačem

Ústav: Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Vedoucí BP: Ing. Jan Kalivoda, Ph.D.

Bibliografické údaje: počet stran: 47  
počet obrázků: 45  
počet tabulek: 6  
počet příloh: 2

Klíčová slova: tažná síla, elektrická lokomotiva, systém přenosu tažné síly,  
mechanické optimum

Key words: traction force, electric locomotive, transmission of traction forces,  
mechanical optimum

## **Anotace**

Bakalářská práce se zabývá jednou z problematik elektrických lokomotiv - přenosem tažné síly.

Mechanické uspořádání systému přenosu tažné síly ovlivňuje velikost změn nápravových zatížení a tím i velikost tažné síly.

Cílem práce je navrhnout vhodné konstrukční řešení přenosu tažné síly pro elektrickou lokomotivu a provést pevnostní kontrolu navržených dílů.

## **Abstract**

The bachelor thesis deals with one of the problems of electric locomotives - traction force transmission.

The mechanical arrangement of the traction force system affects the magnitude of the axle load changes and thus the tractive force.

The aim of this work is to design a suitable construction of the traction force transmission for an electric locomotive and to perform a strength check of the guided parts.

## Obsah

1. ÚVOD.....	8
1.1 Úvod do problematiky téma bakalařské práce.....	8
2. Cíl práce.....	9
3. Rešerše konstrukčních řešení přenosu tažné síly z podvozku na skřín elektrických lokomotiv. 9	
3.1 Pomocí šikmých tažných tyčí .....	10
3.2 Pomocí Z-mechanismu .....	15
3.3 Pomocí dvojčinných vzduchových válců .....	16
3.4 Pomocí otočného čepu.....	17
4. Mechanické optimum .....	18
5. Porovnání jednotlivých systémů přenosu tažných sil elektrických lokomotiv.....	21
5.1 Šikmé tyče .....	21
5.2 Z-mechanismus.....	24
5.3 Vyhodnocení.....	25
6. Vlastní návrh konstrukčního řešení přenosu tažných sil elektrické lokomotivy DS3 .....	25
7. Pevnostní kontrola dílů .....	30
7.1 Výpočet reakce a sil v uložení ramena .....	31
7.2 Kontrola šikmé tyče na vzpěr. ....	32
7.3 Kontrola táhla na vzpěr.....	35
7.4 Návrh čepů.....	37
7.4.1 Čep č.1 .....	40
7.4.2 Čep č.2 .....	41
7.4.3 Čep č.3 .....	43
8. Závěr .....	44
9. Bibliografie .....	46
10. Seznam použitých symbolů .....	47

# 1. ÚVOD

Železniční doprava je důležitým odvětvím hospodářství, které vytváří nezbytné podmínky pro plný rozvoj ekonomiky. Železniční doprava je jedním z hlavních způsobů dopravy.

Vytvoření moderní lokomotivy vyžaduje od konstrukterů technická řešení, která poskytují zvýšení konstrukční rychlosti a zároveň zlepšení tažné síly, brzdných a dynamických vlastností. S tímto je třeba zdůraznit následující požadavky:

- jednoduchá a spolehlivá konstrukce, zejména podvozek, což snižuje náklady pro údržbu a opravy;
- nízké počáteční náklady a provozní náklady na životní cyklus;
- vysoká tažná síla při rozjezdu, co nejbližší k hranici adheze;

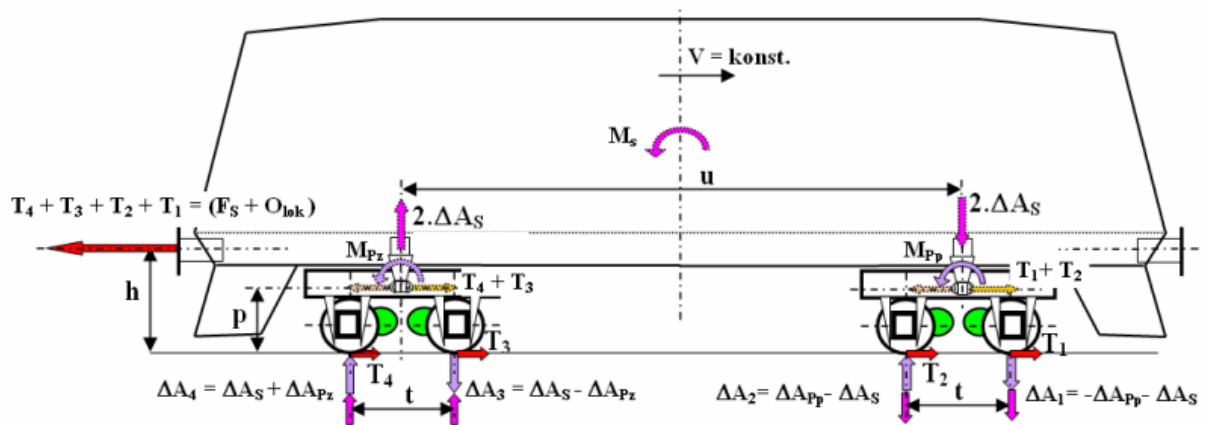
Jednou z nejdůležitějších etap v konstrukci lokomotivy je výpočet a návrh prvků podvozku, které do značné míry určují bezpečnost železniční dopravy.

Rámy podvozků jsou navrženy tak, aby přenášely a rozdělovaly svislé zatížení mezi dvojkolí pomocí vícestupňového vypružení a přenosu hnacích a brzdných sil, zároveň vodorovných příčných sil, zajišťujících správnou stabilitu dvojkolí, upevnění trakčních motorů, vypružení a brzdového zařízení.

## 1.1 Úvod do problematiky téma bakalařské práce

Konstrukteři se snaží dosáhnout nejvyšších účinností, tím se snižují náklady a ztráty při přenosu tažné síly z podvozku na skříň lokomotivy. Jedním ze základních faktorů ztrát a snížení účinnosti lokomotiv je změna nápravových sil způsobená přenosem tažné síly. Je to dáno tím, že tažné síly  $T_i$  (viz obr.1) působí v kontaktní ploše kol s kolejnicemi, zatímco tažná síla  $F_s$  je přenášena na háku či automatickém spráhle, tj. ve výšce  $p$  nad rovinou kolejnic. Tímto vytváří spolu s odporovou silou lokomotivy  $O_{lok}$  silovou rovnováhu proti jednotlivým silám  $T_i$  ve vodorovném směru, i když spolu s těmito silami tvoří klopný moment  $M_s$ , který způsobuje nežádoucí změnu nápravových sil jednotlivých dvojkolí.





obr.1 Rozložení sil a momentu na lokomotivě [7]

## 2. Cíl práce

Tato práce analyzuje vlastnosti elektrické lokomotivy z hlediska přenosu tažné síly a změn nápravových zatížení.

V této práci je cílem provést porovnání jednotlivých systémů přenosu tažné síly z hlediska velikosti změny nápravových zatížení a navrhnout vhodné konstrukční řešení přenosu tažné síly pro elektrickou lokomotivu DS3. Dalším krokem je pevnostní kontrola dílů a vytváření 3D modelu systému přenosu tažné síly. Detailnější konstrukční řešení není součástí této práce.

## 3. Rešerše konstrukčních řešení přenosu tažné síly z podvozku na skříň elektrických lokomotiv.

Největší tažná síla, kterou může elektrická lokomotiva vyvíjet za podmínek přilnavosti kol k kolejnicím, je ovlivněna mnoha konstrukčními faktory. Jedná se především o:

- nerovnoměrnost statického zatížení od dvojkolí ke kolejnicím
- špatné naladění trakčních charakteristik elektromotorů lokomotivy
- přerozdělení zatížení z dvojkolí do kolejnic při rozjezdu (brzdění) a v důsledku kmitání odpružené hmoty atd.

V důsledku kombinovaného vlivu těchto faktorů je největší tažná síla elektrické lokomotivy vždy menší než součet největších tažných sil jednotlivých dvojkolí a jejich poměr, nazývaný součinitelem využití adhezní tíhy, je menší než jedna. Aby se snížil negativní vliv těchto faktorů na trakční vlastnosti elektrické lokomotivy, doporučuje se pravidelně kontrolovat a

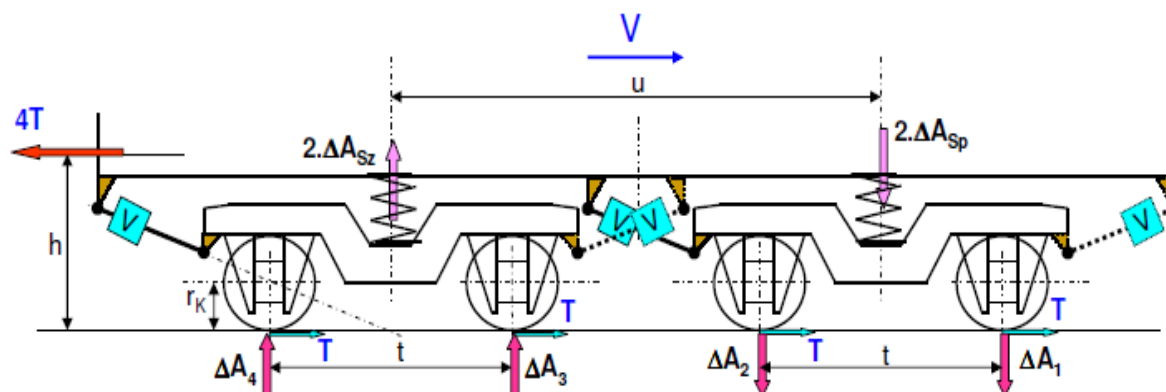
nastavovat rovnoměrné rozložení hmotnosti elektrické lokomotivy za provozních podmínek, zvolit vhodné trakční motory pro dvojkolí a sledovat stav tlumičů vibrací.

Pro přenos tažných sil existují několik řešení. Ty nejčastější jsou uvedené níže:

- pomocí šikmých tažných tyčí.
- pomocí Z-mechanismu
- pomocí dvojčinných vzduchových válců
- pomocí otočného čepu

### 3.1 Pomocí šikmých tažných tyčí

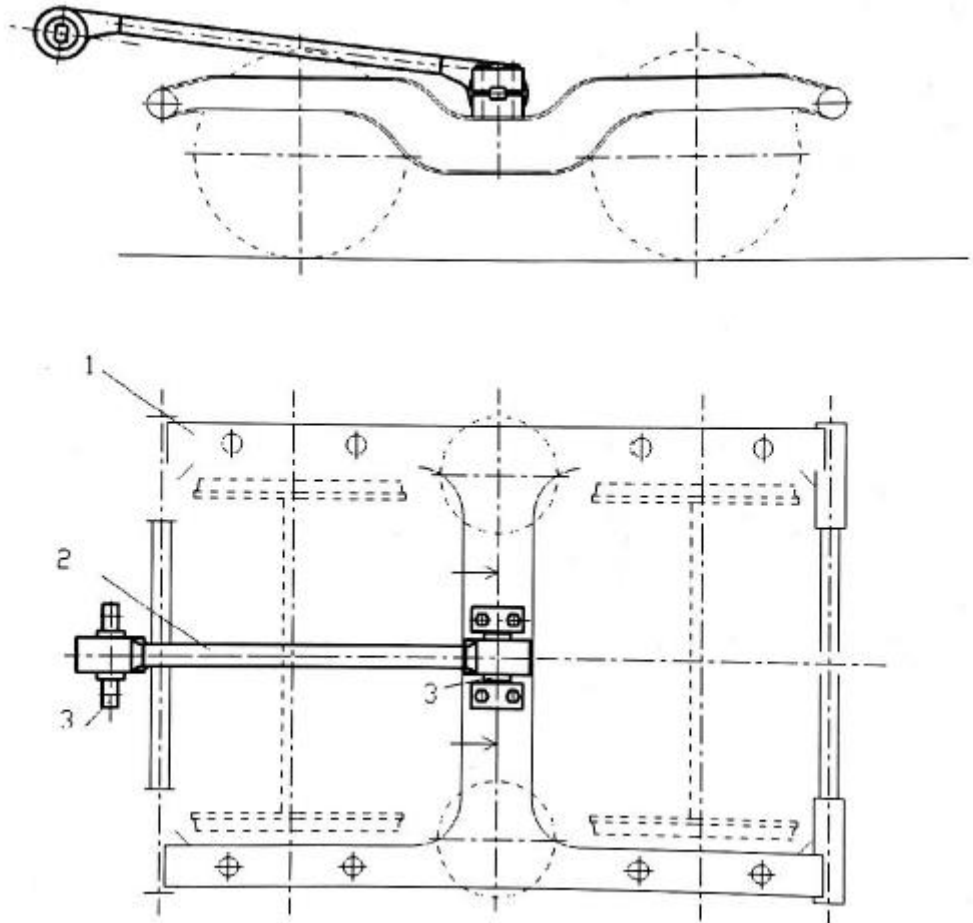
Dosažení mechanického optima pomocí šikmé tyče se spočívá v tom, že podélná osa šikmé tyči protíná kolejnici přímo v místě středové osy podvozku a tím splňuje hlavní podmínku  $p=0$  (obr.2).



obr.2 Rozložení sil a momentu na lokomotivě se šikmými tyčemi [7]

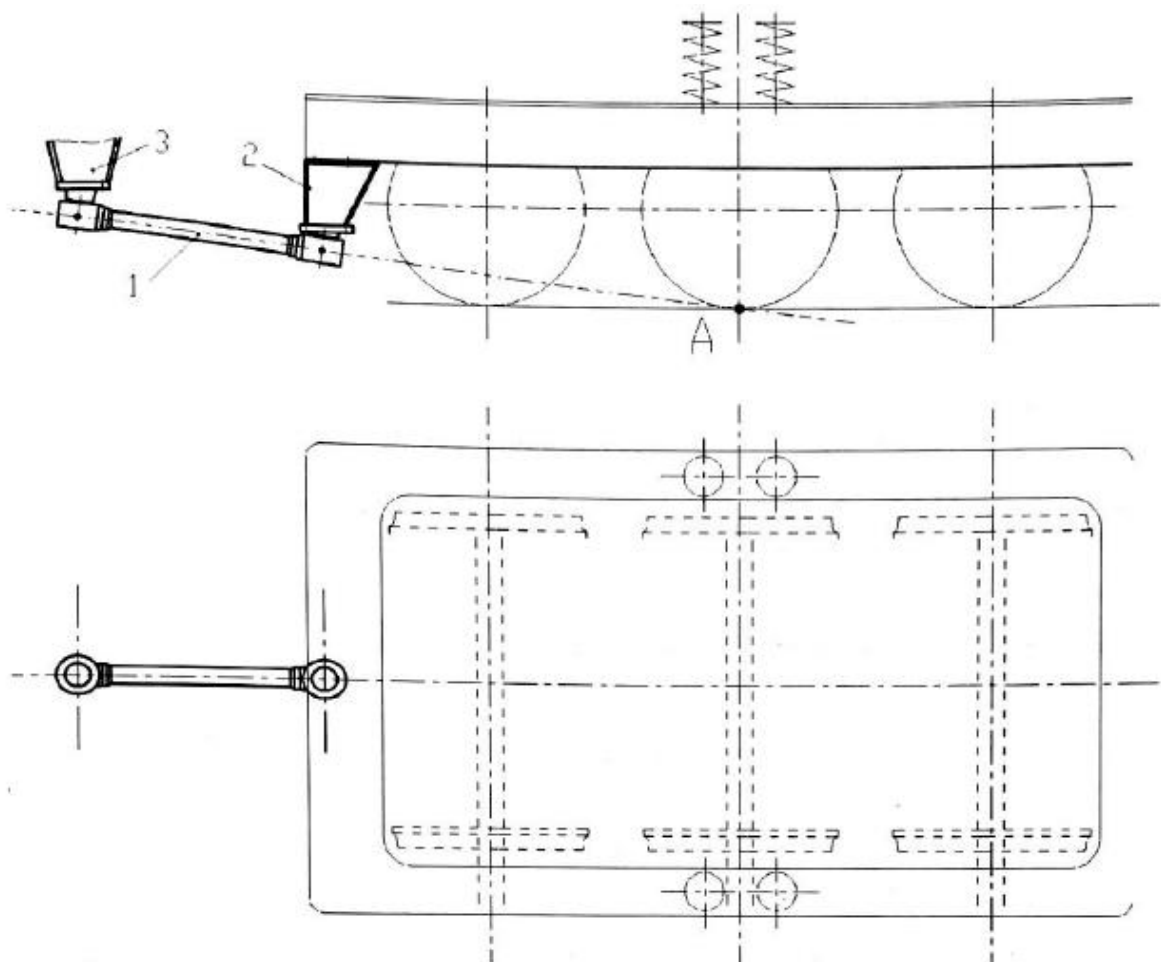
Podélné síly jsou z podvozků na hlavní rám přenášeny šikmými tyčemi (toto řešení však nepřináší maximální využití adhezní hmotnosti, neboť nezajišťují v každém okamžiku vyrovnaní klopných momentů). Tato vazba mezi skříní a podvozkem lokomotivy má několik způsobů provedení, uvádíme tři nejužívanější:

- U motorových a elektrických vozů může být tažná šikmá tyč umístěna mezi příčník podvozku a příčník skříně (obr.3). Na rámu podvozku (poz.1) jsou konzoly, ve kterých je upevněna z jedné strany tažná tyč (poz.2). Z druhé strany je upevněna na příčníku skříně. V okách tyče jsou silentbloky (poz.3), které snižují hluk a vibrace. Tato konstrukce dovoluje přenos relativně malých tažných sil, kvůli omezení rozměrů trakčních motorů.



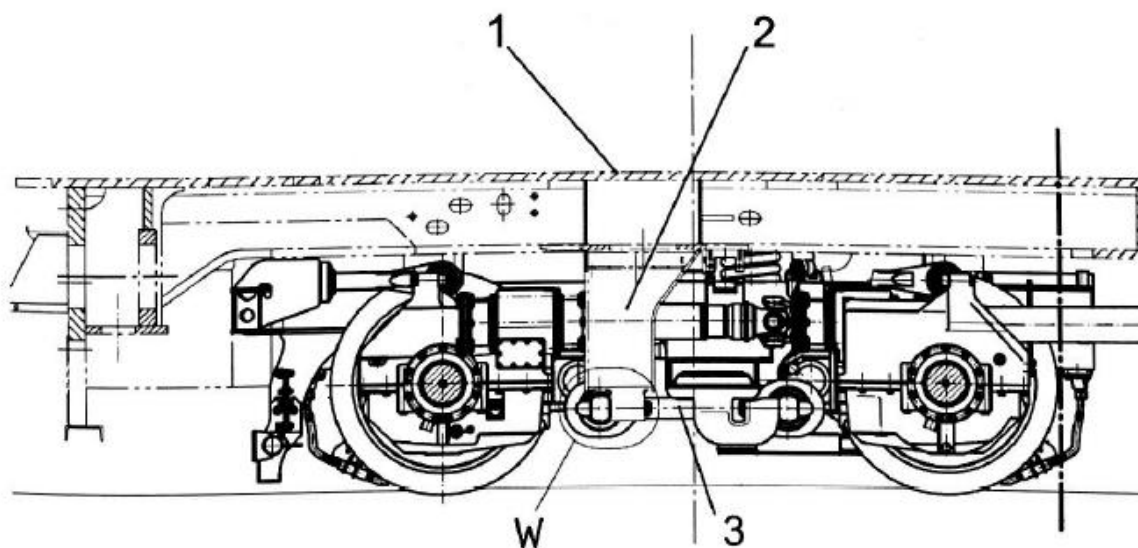
obr.3 Šikmá tyč upevněná na příčnicku rámu podvozku [3]

- U další skupiny lokomotiv je tažná tyč umístěna mezi čelník rámu podvozku a příčník skříně (obr.4). Na rámu podvozku je v ose čelníku konzola (poz.2) s nalisovaným čepem. Na hlavním rámu skříně je konzola (poz.3), také s nalisovaným čepem. Mezi tyto dva čepy je vložena šikmá tažná tyč (poz.1), která přenáší tažné a brzdné síly z podvozku na skříň. Tyč má na koncích oka, ve kterých jsou elastomerová pouzdra. Podélná osa dané tyči protíná kolejnici přímo v místě středové osy podvozku, tímto eliminuje změny nápravových zatížení z důvodu klopného momentu podvozku, při působení tažných či brzdných sil.

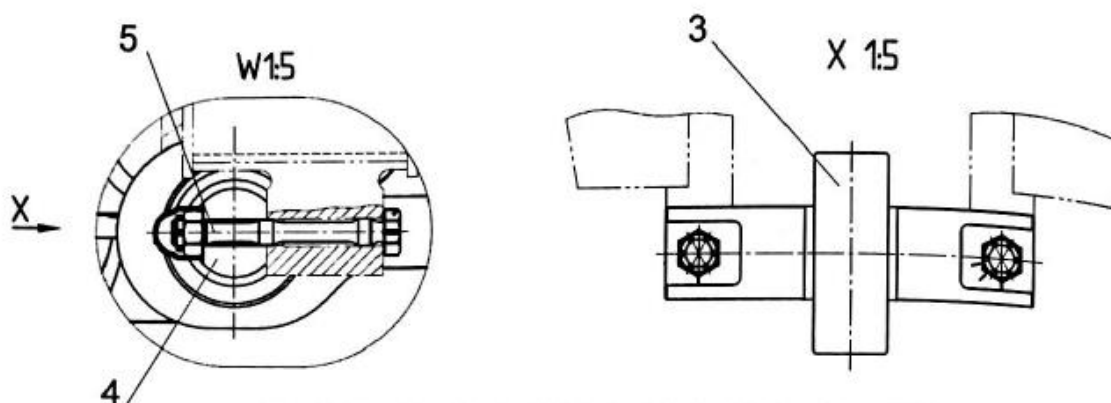


obr.4 Šíkmá tyč upevněná na čelníku rámu podvozku [3]

- U lokomotiv nezávislé trakce, s hydrodynamickým přenosem, lze použít krátkou tažnou tyč (obr.5). Na hlavním rámu skříně je dlouhá konzola (poz.2), procházející do nejnižší polohy od temene kolejnice. Na konci je umístěna krátká tažná tyč (poz.3), která z jedné strany upevněna na této konzole pomocí čepu se silentblokem (poz.4). Tento čep je upevněn dlouhými předepjatými šrouby (poz.5) ke konzole (poz.2). Stejným způsobem tyč je upevněna z druhé strany rámu podvozku lokomotivy.

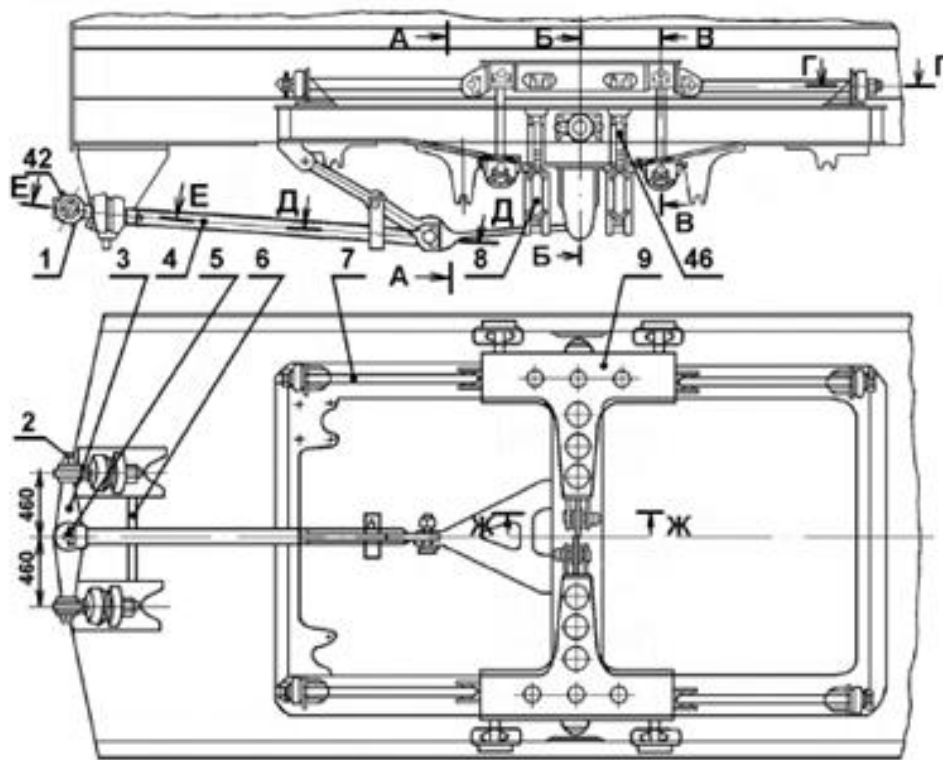


obr.5 Krátké tažná tyč, detail W je na obr.6 [3]

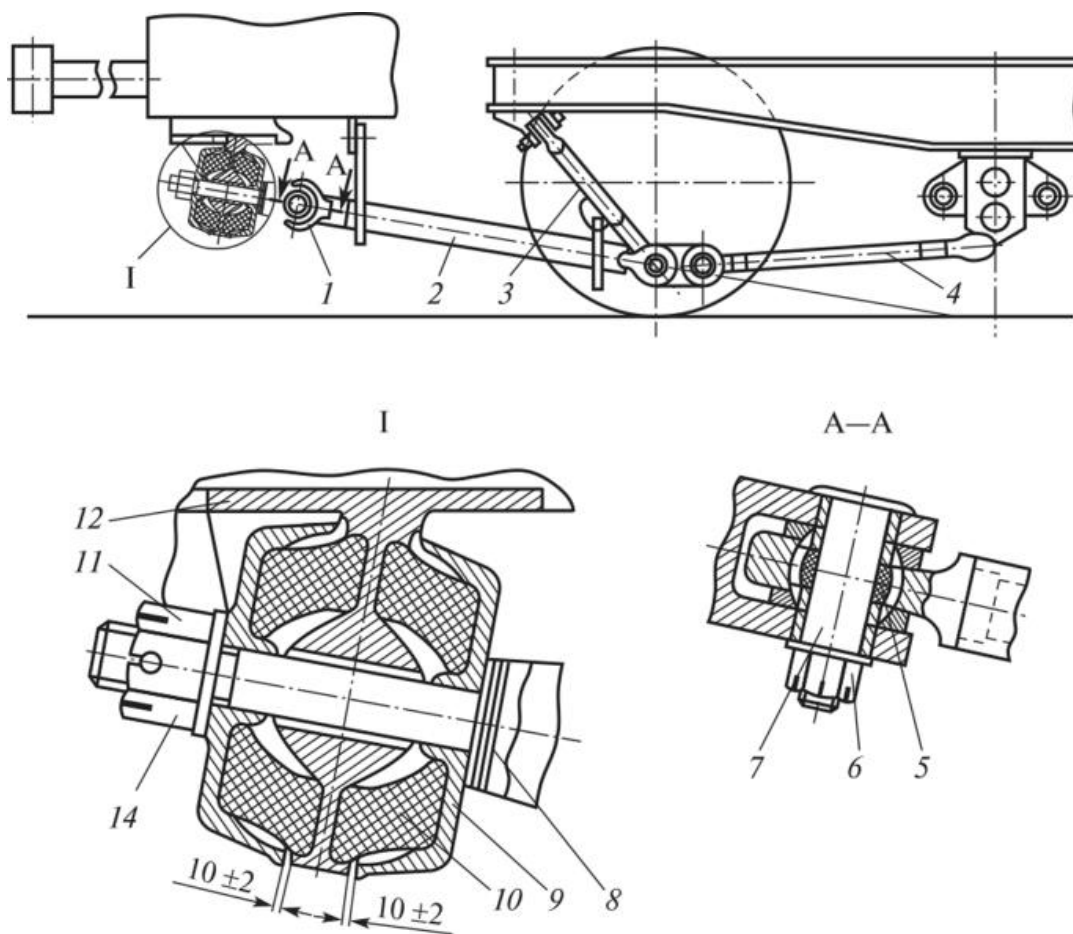


obr.6 Detaily krátké tažné tyče

Na dalších obrázcích jsou složitější konstrukce přenosu tažných sil pomocí soustavy táhel (obr.7,8), která je umístěna mezi příčnick podvozku a příčnick skříně. Takový systém je odůvodněn požadavkem na prostor pro umístění trakčních motorů s vysokými výkony.



obr.7 Mechanismus přenosu tažných sil u ukrajínské lokomotivy DS3 [6]

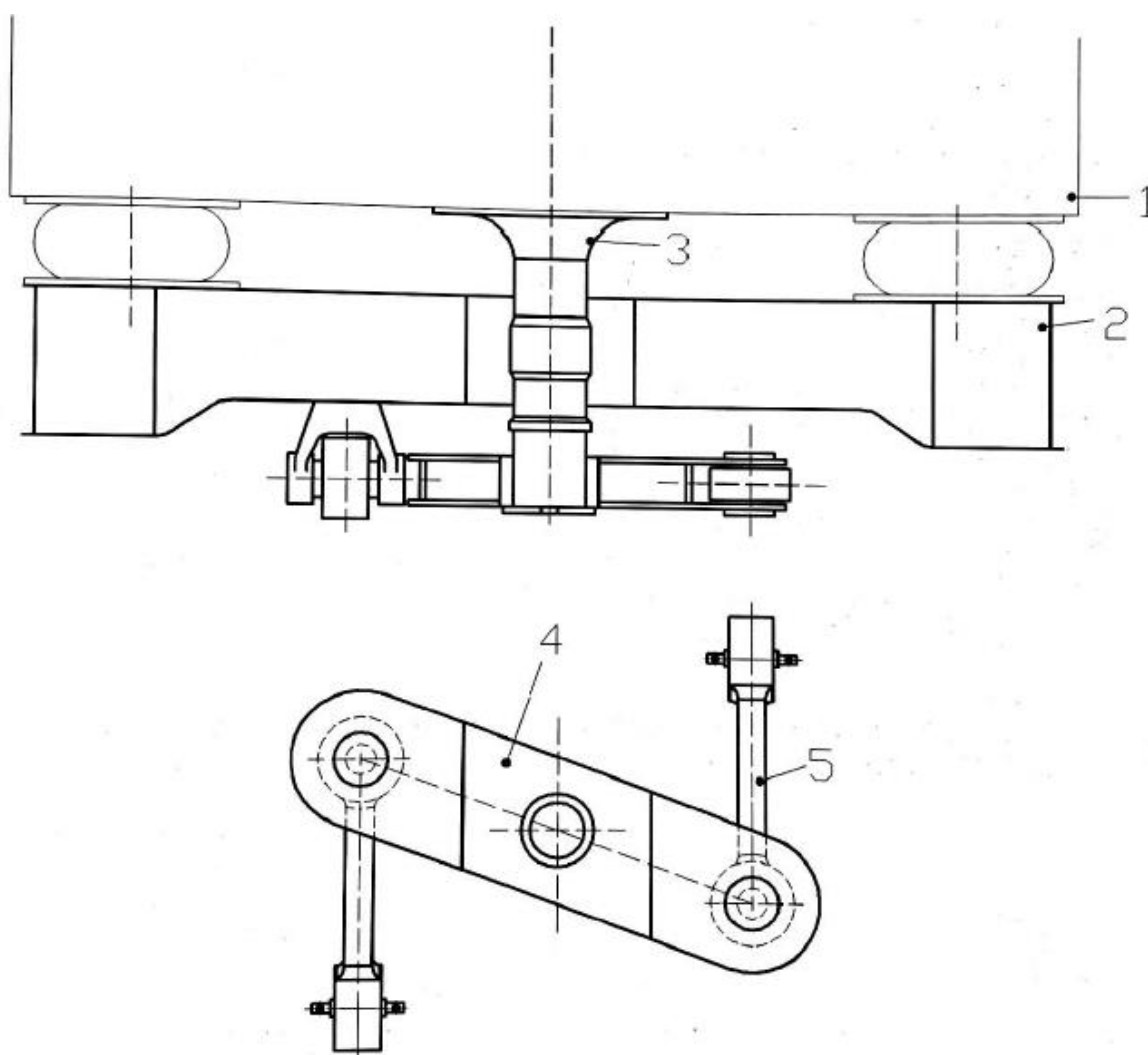


obr.8 Mechanismus přenosu tažných sil u ruské lokomotivy VL85 [9]

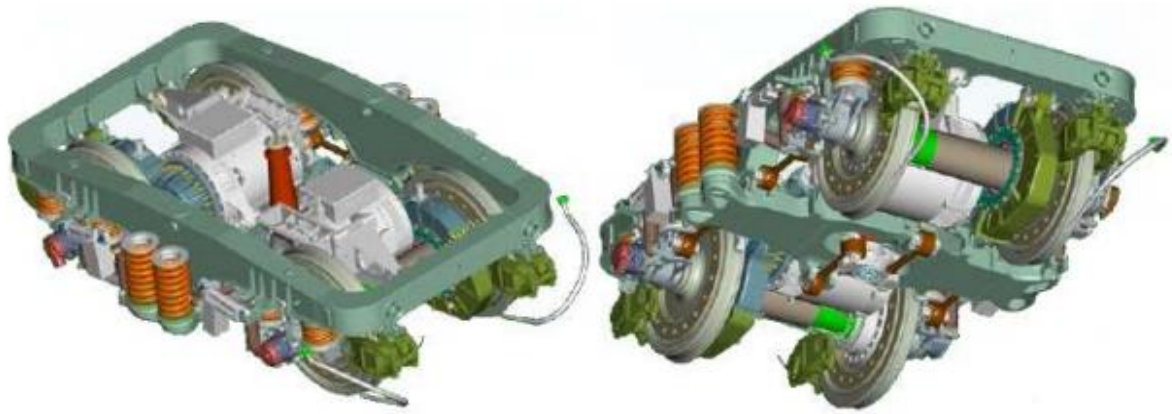
## 3.2 Pomocí Z-mechanismu

Přenos tažných sil z podvozku na skříň lokomotivy jde přes nízko uložený otočný čep (poz.3) nalisovaný do příčnicku rámu podvozku a dále přes tzv. Z-mechanismus (lemniskatový přímovod) (obr.9). Ten se skládá z vahadla (poz.4) a dvou ojníc (poz.5). Vahadlo je uprostřed upevněno na otočný čep a v obou koncích vahadla jsou přes pryžové silentbloky uchycené ojnice. Ojnice jsou uchyceny do konzol na příčnicku podvozku pomocí ok vzájemně natočených o 90°. Nízko uložený otočný čep snižuje odlehčení přední nápravy v daném podvozku lokomotivy při rozjezdu, tím zvyšuje efektivnost využití vlastní tažné síly za pomoci adheze.

Takový způsob přenosu tažných sil je použit u lokomotivy Škoda 109E (obr.10).



obr.9 Vazba otočným čepem a Z-mechanismem [3]

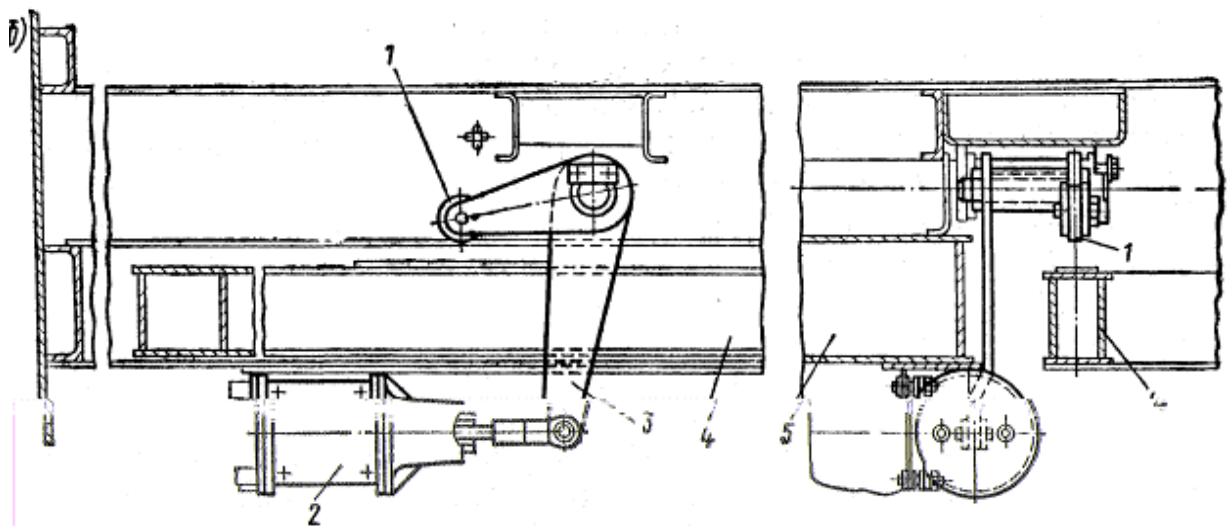


obr.10 Podvozek lokomoivy ŠKODA 109E [10]

### 3.3 Pomocí dvojčinných vzduchových válců

Pro eliminování účinku klopného momentu je nutné aplikovat moment v opačném směru na rám podvozku. Existuje na to speciální způsob, tzv. přenos tažné síly pomocí dvojčinných vzduchových válců (obr.11).

Toto zařízení se skládá z vzduchového válce (poz.2) upevněného na konzole koncového nosníku rámu skříně (poz.5) elektrické lokomotivy, klikového ramena (poz.3) a kladky (poz.1), která tlačí na desku příčnicku (poz.4) rámu podvozku. Spodní konec páky je kloubově spojen s pístnicí vzduchového válce.

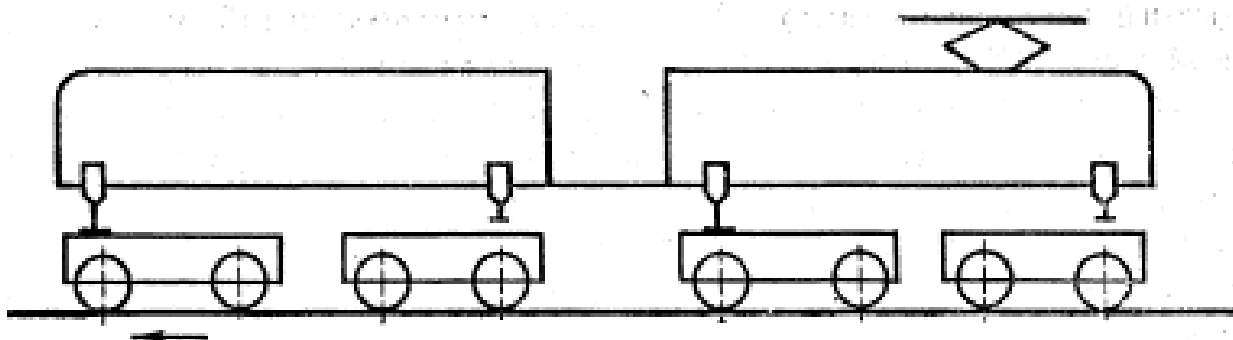


obr.11 Uspořádání systému vzduchových válců [11]

Po stisknutí tlačítka se aktivují elektropneumatické ventily předních válců (obr.12). Stlačený vzduch vstupuje do válce. Pohyb pístu a dříku způsobí, že se kliková páka otočí proti



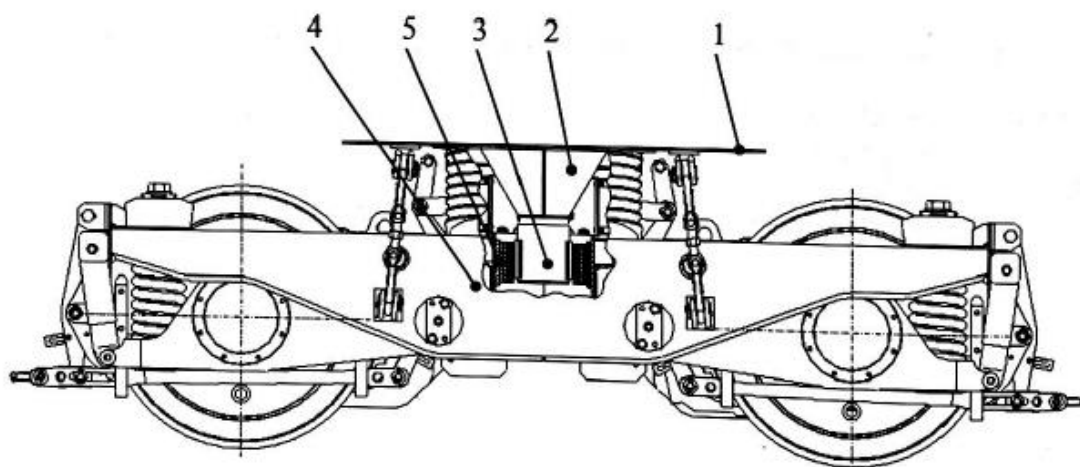
směru hodinových ručiček a válec se přitlačí na koncový nosník (poz.4) rámu podvozku. Tlak ve válci zařízení je nastaven regulátorem tlaku v závislosti na proudu trakčních motorů, proto je síla stlačování válce úměrná vyvinuté tažné síle.



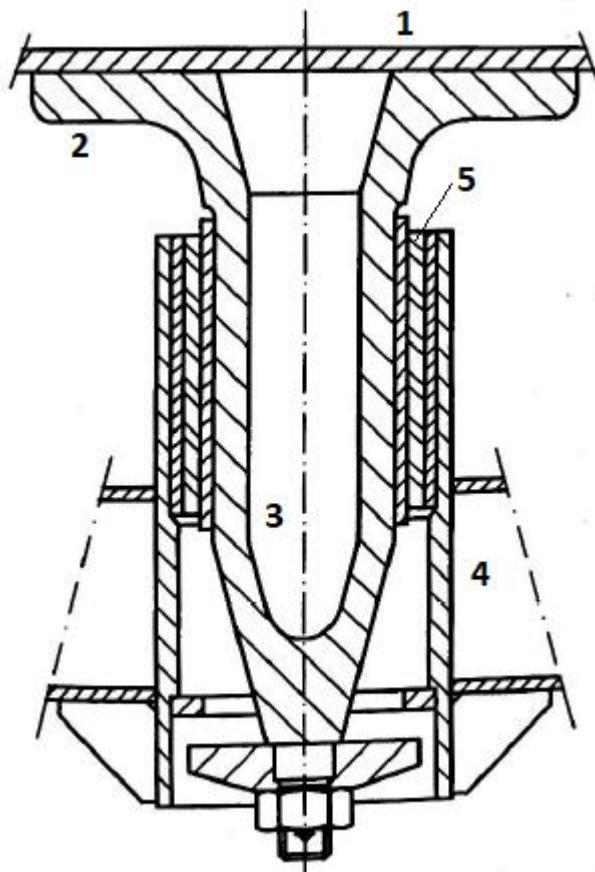
obr.12 Umístění vzduchových válců na podvozcích lokomotivy [11]

### 3.4 Pomocí otočného čepu

Tato konstrukce je jednoduchým řešením vazby mezi skříní a podvozkem lokomotivy (obr.13,14). Ve kterém je na rámu skříní (poz.1) vytvořena nástavba pro otočný čep (poz.2) a vlastní otočný čep (poz.3) je do nástavby přivařen. V příčniku rámu podvozku (poz.4) je otvor, který umožňuje v jistých mezích příčný pohyb skříně. Mezi otočný čep a příčník jsou přivařeny kluzné desky (poz.5). Hlavní výhodou této konstrukce je jednoduchost, ale přesto přenos tažných sil je v nějaké výšce od temene kolejnice, což způsobuje ztráty a nerovnoměrné rozložení nápravových zatížení.



obr.13 Otočný čep na dieselelektrické lokomotivě CZ LOKO [3]



obr.14 Řez v místě otočného čepu [3]

## 4. Mechanické optimum

Mechanické optimum:

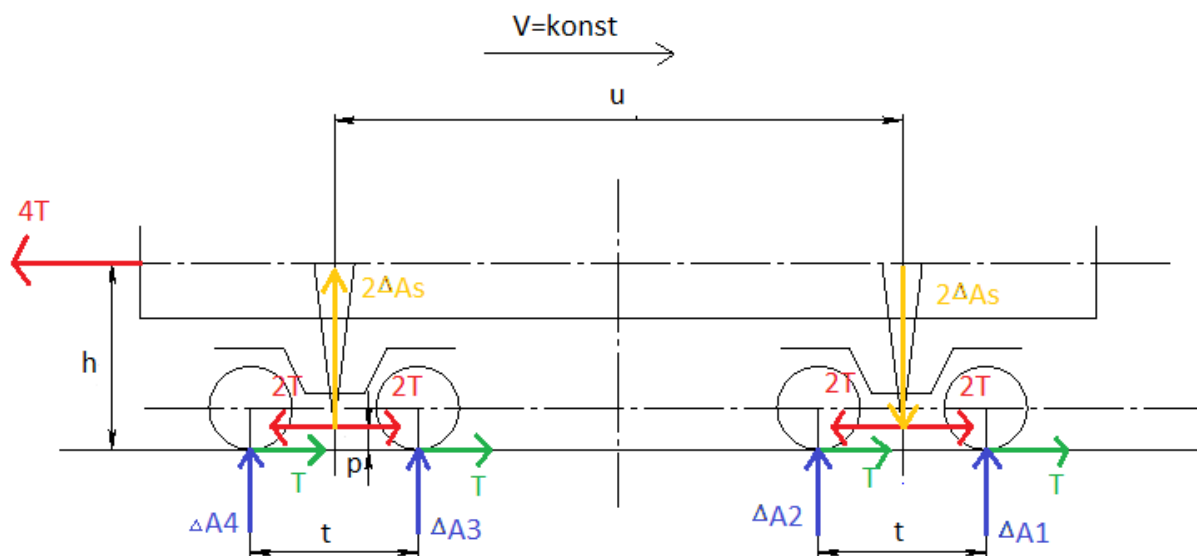
- zajišťuje rovnoměrnější zatížení náprav lokomotivy nebo hnacího motorového vozu
- vytváří vhodnější rozložení zatížení koleje a železničního svršku
- umožňuje rovnoměrnější dimenzování trakčních motoru a převodu
- snížení hmotnosti pohonu, důležité u asynchronních trakčních motoru, které nedovolují velké přetěžování.

První dvojkolí předního (ve směru jízdy) podvozku, jehož nápravové zatížení je menší než statické (vypočtené), je tedy nejvíce odlehčeno. Vzhledem k tomu, že hodnota adhezního koeficientu je značně ovlivněna změnou nápravových zatížení v režimu trakce, konstrukce vyžaduje mechanismus pro vyrovnání těchto zatížení. V praxi začíná toto dvojkolí nejprve sklouzávat a omezuje sílu tahu vyvinutou elektrickou lokomotivou.

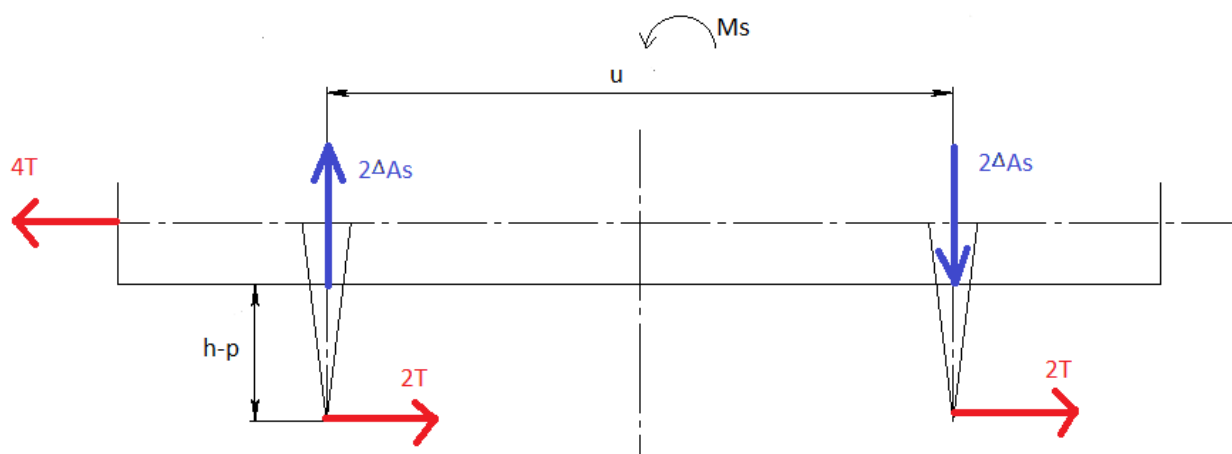
Při mechanickém optimu eliminujeme vliv změny nápravového zatížení od klopného momentu podvozku. Dosažení mechanického optima přináší menší odlehčení prvního dvojkolí a tedy dosažení vyšší celkové tažné síly vozidla. Nezanedbatelné není na druhé straně i snížení

hodnoty přetížení na nejvíce zatíženém posledním dvojkolí. Realizuje podmínku  $p=0$ , což u kolejových vozidel s systémem přenosu tažné síly pomocí otočných čepu není možné, protože minimální výška  $p$  je omezena.

Provedeme silový rozbor elektrické lokomotivy s přenosem tažných sil pomocí Z-mechanismu a odvodíme vzorce pro změnu nápravových zatížení pro jednotlivá dvojkolí (obr.15).



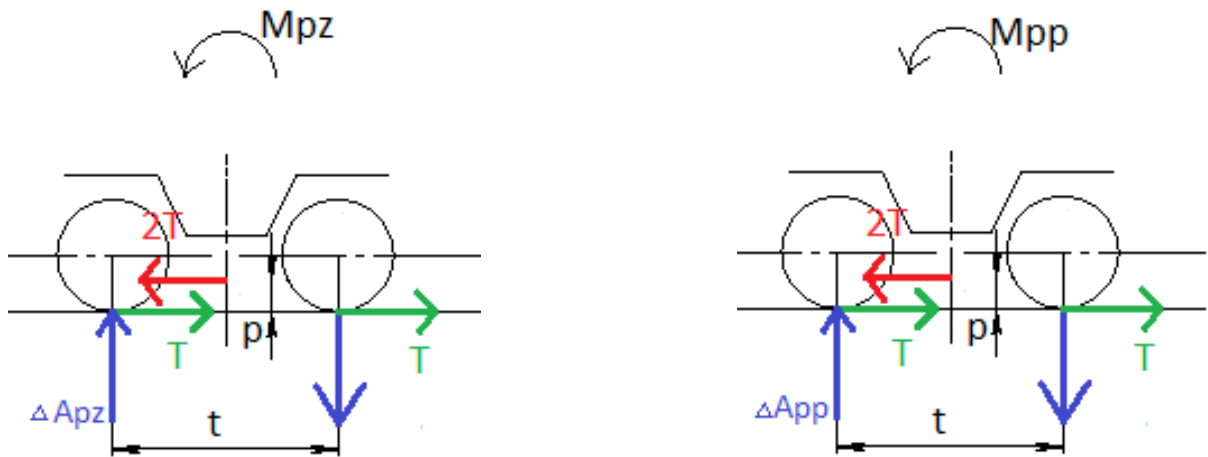
obr.15 Rozložení sil a momentů na lokomotivě s Z-mechanismem



obr.16 Rozložení sil a momentů na skříně lokomotivě

$$\Delta A_s = \frac{M_s}{u} = \frac{4T(h-p) + O_{lok}(h_o - p)}{2u}$$

$$\Delta A_s = \frac{4T(h-p)}{2u} = 2T \frac{h-p}{u} \quad (1)$$



obr.17 Rozložení sil, reakce a momentu na jednotlivých podvozcích

Zadní podvozek

$$\Delta A_{pz} = \frac{M_{pz}}{t} = 2T \frac{p}{t} \quad (2)$$

Přední podvozek

$$\Delta A_{pp} = \frac{M_{pp}}{t} = 2T \frac{p}{t} \quad (3)$$

Výsledné změny nápravových sil vyjádřím pomocí (1), (2) a (3):

$$\Delta A_1 = -\Delta A_S - \Delta A_{pp} = -2T \frac{h-p}{u} - 2T \frac{p}{t} = -2T \left( \frac{h-p}{u} + \frac{p}{t} \right) \quad (4)$$

$$\Delta A_2 = -\Delta A_S + \Delta A_{pp} = -2T \frac{h-p}{u} + 2T \frac{p}{t} = -2T \left( \frac{h-p}{u} - \frac{p}{t} \right)$$

$$\Delta A_3 = \Delta A_S - \Delta A_{pz} = 2T \frac{h-p}{u} - 2T \frac{p}{t} = 2T \left( \frac{h-p}{u} - \frac{p}{t} \right)$$

$$\Delta A_4 = \Delta A_S + \Delta A_{pz} = 2T \frac{h-p}{u} + 2T \frac{p}{t} = 2T \left( \frac{h-p}{u} + \frac{p}{t} \right)$$

Z ohledem na obecně popsané rovnice změny nápravových zatížení můžu říct, že tyto změny můžu ovlivnit jenom veličinou výšky p. Velikost výšky spráhla h, vzdálenosti podvozků u a rozvoru podvozků t měnit nemůžu, protože tyto rozměry jsou ovlivněny jinými faktory. Tím pádem zbývá jedinečná možnost změny výšky p. Čím je menší tato výška, tím je menší změny nápravových zatížení. Když se nastane takový případ, že p se bude rovnat nule, dosáhneme mechanického optimu.

## 5. Porovnání jednotlivých systémů přenosu tažných sil elektrických lokomotiv

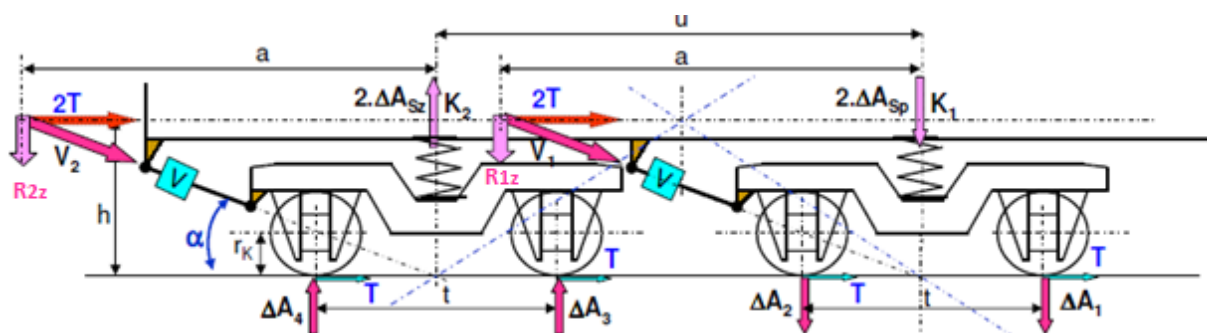
Provedl jsem analytické porovnání systémů přenosu tažných sil pomocí šikmé tyče a Z-mechanismu. Srovnávací kritérium, který budu používat pro srovnání těchto dvou mechanismů, je velikost změny nápravových zatížení. Teoretická hodnota změny zatížení při dosažení mechanického optima měla by být stejná pro každé dvojkolí. Pomocí uvolnění a sestavování silových a momentových rovňav vyjádřím vztahy pro odlehčení, resp. zatížení jednotlivých dvojkolí podvozků. Pro správnost tohoto porovnávání volím stejné technické parametry pro výpočet změn nápravových zatížení (tab.1).

m [ kg ]	88 000
$\mu$ [ - ]	0.3
g [ m/s <sup>2</sup> ]	9.81
h [ m ]	1.06
u [ m ]	8.7
t [ m ]	2.5

tab.1 Základní technické parametry lokomotivy pro porovnání

### 5.1 Šikmé tyče

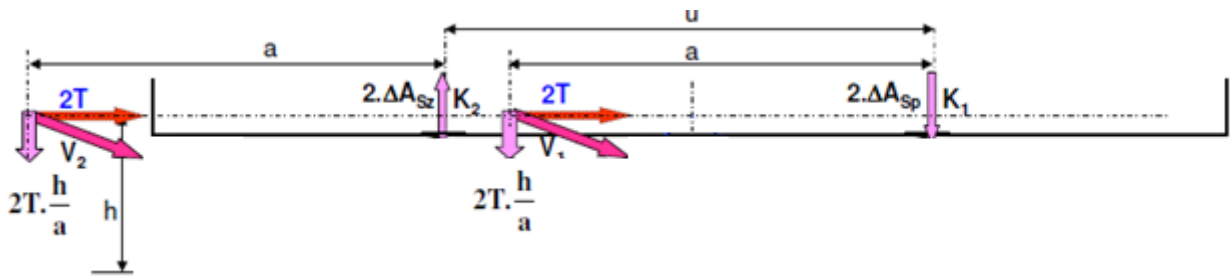
Provádíme rozbor silové rovnováhy pro případ, kdy šikmá tyč je natočená pod optimálním úhlem  $\alpha$ , při kterém osa tyto tyče protíná T.K. v ose podvozku. Je třeba uvolnit podvozky a skříň pro sestavení momentových rovnic k bodům  $K_1$  a  $K_2$ . To jsou body ležící na průsečících os obou podvozků a roviny odebrání tažné síly na spřáhle lokomotivy (obr.15).



obr.18 Uvolněné podvozky a skříň [7]

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{a} = \frac{R_{2z}}{2T} \dots \text{pouze když osa tyče protíná T.K. v ose podvozku}$$

$$R_{2z} = 2T \frac{h}{a}$$



obr.19 Rozložení sil na skříně [7]

Momentová rovnováha v bodě  $K_1$ :  $-2\Delta A_{S_z} * u + 2T \frac{h}{a} (u + a) + 2T \frac{h}{a} a = 0$

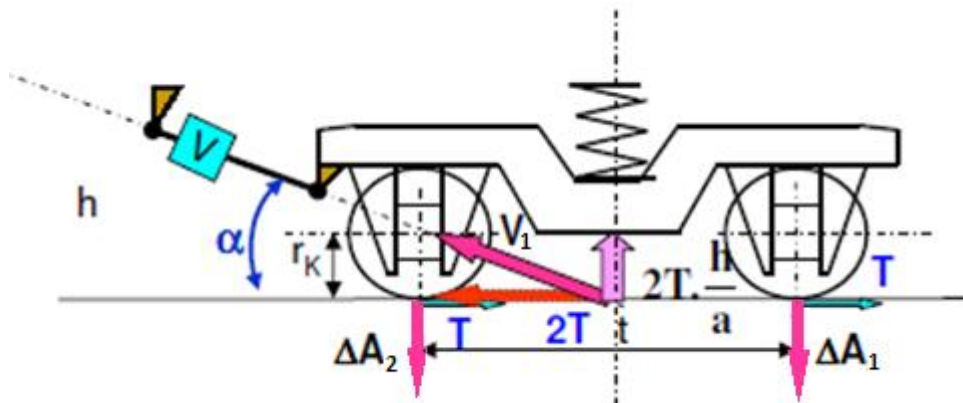
$$2\Delta A_{S_z} * u = 2T \frac{h}{a} (u + 2a)$$

$$\Delta A_{S_z} = 2T \frac{h}{u} + T \frac{h}{a} \quad (5)$$

Momentová rovnováha v bodě  $K_2$ :  $-2\Delta A_{S_p} * u - 2T \frac{h}{a} (u - a) + 2T \frac{h}{a} a = 0$

$$2\Delta A_{S_p} * u = 2T \frac{h}{a} (2a - u)$$

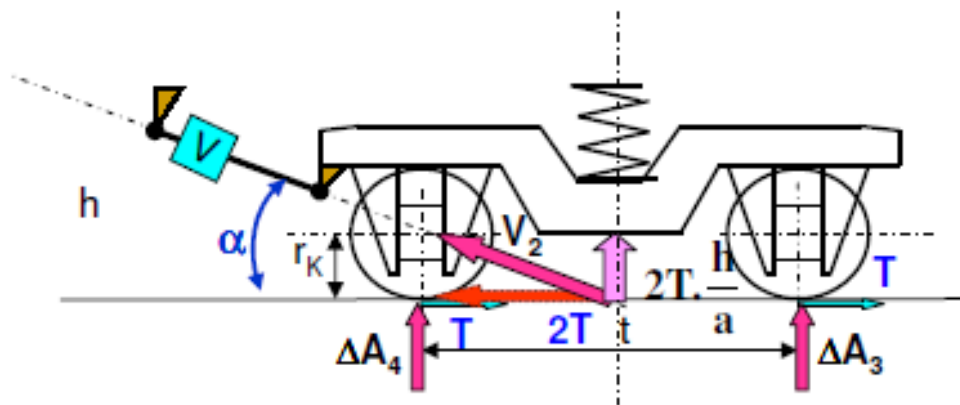
$$\Delta A_{S_p} = 2T \frac{h}{u} - T \frac{h}{a} \quad (6)$$



obr.20 Rozložení sil a momentů na předním podvozku se šikmou tyčí [7]

$$\Delta A_{p1} + \Delta A_{p2} - 2T \frac{h}{a} = 0 \quad (7)$$

Výslednice  $V_1$  leží v ose podvozku, tzn.  $\Delta A_{p1} = \Delta A_{p2} = \Delta A_{pp} = T \frac{h}{a}$



obr.21 Rozložení sil a momentů na zadním podvozku se šikmou tyčí [7]

$$\Delta A_{p4} + \Delta A_{p3} + 2T \frac{h}{a} = 0 \quad (8)$$

Výslednice  $V_2$  leží v ose podvozku, tzn.  $\Delta A_{p4} = \Delta A_{p3} = \Delta A_{pz} = -T \frac{h}{a}$

Výsledné změny nápravových sil vyjádřím pomocí rovnic (5), (6), (7) a (8) :

$$\Delta A_1 = -\Delta A_{Sp} - \Delta A_{Pp} = -2T \frac{h}{u} + T \frac{h}{a} - T \frac{h}{a} = -2T \frac{h}{u} \quad (9)$$

$$\Delta A_2 = -\Delta A_{Sp} - \Delta A_{Pp} = -2T \frac{h}{u} + T \frac{h}{a} - T \frac{h}{a} = -2T \frac{h}{u}$$

$$\Delta A_3 = \Delta A_{Sz} + \Delta A_{Pz} = 2T \frac{h}{u} + T \frac{h}{a} - T \frac{h}{a} = 2T \frac{h}{u}$$

$$\Delta A_4 = \Delta A_{Sz} + \Delta A_{Pz} = 2T \frac{h}{u} + T \frac{h}{a} - T \frac{h}{a} = 2T \frac{h}{u}$$

Předpokládáme, že každé dvojkolí čtyřnápravové lokomotivy zatíženo stejně, teda z toho plyne vztah (10) pro výpočet síly zatížení jednoho dvojkolí, tj.  $A_n$ :

$$A_n = \frac{mg}{4} = \frac{88000 * 9.81}{4} = 215\,820\,N \quad (10)$$

Takže, pro výpočet změn nápravových sil budu potřebovat tažnou sílu na obvodě kol. Ta se počítá pomocí adhezního koeficientu  $\mu$ .

Povrchové podmínky koleje	Adhezní koeficient
Suchá kolej	0,25-0,3
Mokrá kolej	0,18-0,2
Mokrá kolej s pískem	0,22-0,25
Mastná kolej	0,15-0,18
Sníh na koleji	0,1
Sníh na koleji s pískem	0,15
Mokré listí na koleji	0,07

tab.2 Adhezní koeficienty v závislosti na stavu povrchu koleje [12]

Předpokládám, že lokomotiva stojí na suché koleji, proto volím adhezní koeficient 0,3. Teď mám veškeré potřebné hodnoty pro výpočet tažné síly T na dvojkolí:

$$T = \frac{mg\mu}{4} = \frac{88000 \cdot 9,81 \cdot 0,3}{4} = 64\,746\text{ N} \quad (11)$$

$\Delta A1$	-15777,2	N	$\Delta A1/A_n$	-7,31034	%
$\Delta A2$	-15777,2	N	$\Delta A2/A_n$	-7,31034	%
$\Delta A3$	15777,2	N	$\Delta A3/A_n$	7,31034	%
$\Delta A4$	15777,2	N	$\Delta A4/A_n$	7,31034	%

tab.3 Výsledné hodnoty změn nápravových zatížení u přenosu tažných sil pomocí šikmé tyče

Po dosazení do rovnic (9) vyšlo, že obě nápravy předního podvozku odlehčí jen o 7,3 %, a zároveň dvě nápravy zadního podvozku přitíží o 7,3%. Je z těchto hodnot vidět, že ty nápravové síly rozloženy rovnoměrně, to znamená lepší trakční charakteristika, efektivnější využití adheze a menší ztráty.

## 5.2 Z-mechanismus

Při výpočtu změn nápravových sil u lokomotivy se stejnými parametry, ale s použitím Z-mechanismu pro přenos tažných sil, budu používat stejný způsob, jen že tento výpočet již uveden v kapitole 4.

Hodnotu zatížení jednoho dvojkolí  $A_n$  a tažnou sílu na obvodě kol T bereme z předchozího výpočtu, protože pro dva různé případy používáme stejné technické parametry. Výška p se rovna 0,4 m. Po dosazení těchto hodnot do rovnic (4) dostáváme tabulku s výsledky:

$\Delta A1$	-30542,3	N	$\Delta A1/A_n$	-14,1517	%
$\Delta A2$	10895,19	N	$\Delta A2/A_n$	5,04828	%
$\Delta A3$	-10895,19	N	$\Delta A3/A_n$	-5,04828	%
$\Delta A4$	30542,3	N	$\Delta A4/A_n$	14,1517	%

tab.4 Výsledné hodnoty změn nápravových zatížení u přenosu tažných sil pomocí Z-mechanismu

Podle těchto výsledků můžu říct, že nápravy lokomotivy s přenosem tažných sil pomocí Z-mechanismu jsou zatíženy nerovnoměrně, což negativně ovlivňuje dynamické vlastnosti.

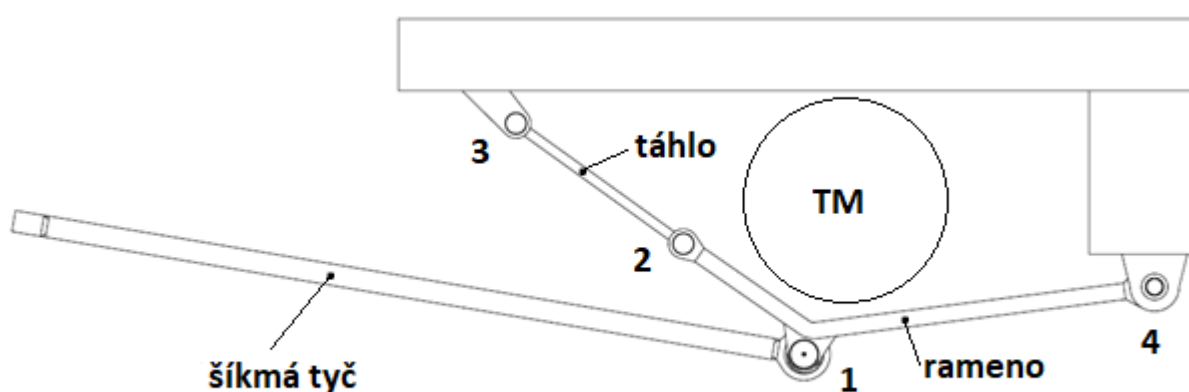


## 5.3 Vyhodnocení

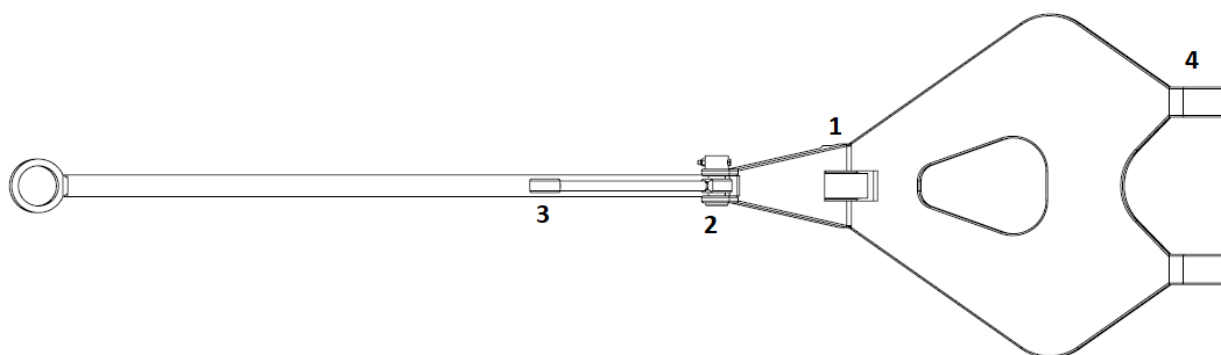
Na základě tohoto porovnávání dvou mechanismů za stejných podmínek a parametrů je dobře vidět, že přenos tažných sil za pomoci šikmé tyče z hlediska změn nápravových sil má lepší vlastnosti než přenos pomocí Z-mechanismu. Především je to ovlivněno tím, že směřnice výsledné tažné síly šikmé tyče protíná v místě průsečíku osy symetrie podvozku a temene kolejnic, což splňuje podmínku mechanického optima ( $p=0$ ). U Z-mechanismu výška otočného čepu je omezena z bezpečnostních důvodů, tím pádem není splněna podmínka  $p=0$ .

## 6. Vlastní návrh konstrukčního řešení přenosu tažných sil elektrické lokomotivy DS3

V rámci své bakalářské práce mám navrhnout konstrukci mechanismu přenosu tažných sil. Z uváděného porovnání je vidět, že pro minimální změny a rovnoměrné rozložení nápravových sil bude vhodným zvolit systém přenosu tažné síly pomocí šikmé tyče. Což jsem vlastně udělal, jako základní koncepci volím přenos tažných sil pomocí sestavy táhel (obr.22). Jedním z hlavních důvodů takového uspořádání je umístění trakčního motoru TM nad dvojkolím. Kdyby šikmá tyč byla upevněna přímo na příčnici rámu podvozku, došlo by ke kolizi TM a tyče.



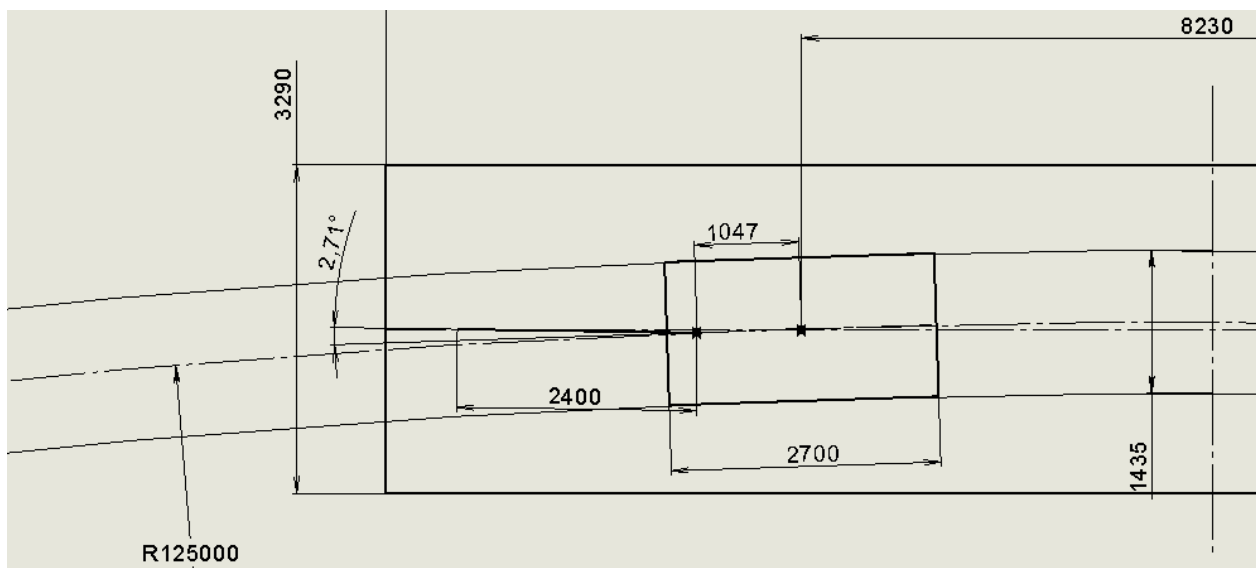
obr.22 Vlastní návrh přenosu tažných sil



obr.23 Vlastní návrh přenosu tažných sil pohled zhora

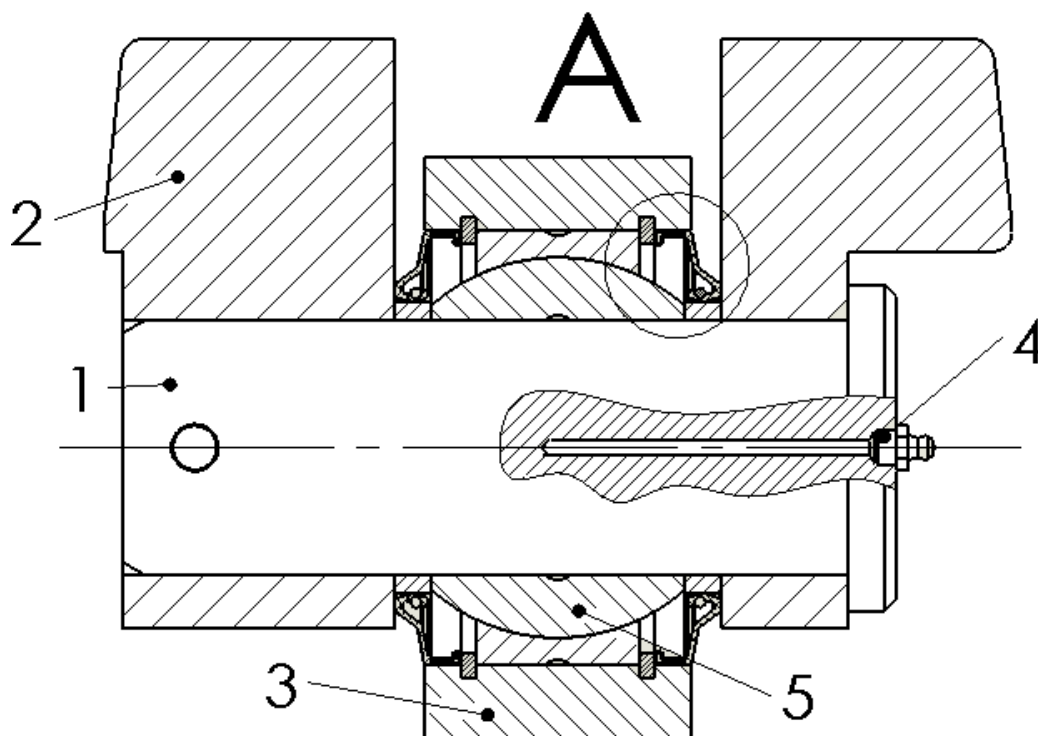
Tvar ramena je určen požadavkem na umístění trakčního motoru, musím jako by obejít ten motor, což jsem vlastně i provedl. Dalším krokem jsem řešil upevnění ramena na obou koncích. V místě 4 rameno je uchyceno pomocí dvou ok (obr.23), které kloubově svázaný pomocí čepů v konzolách příčnicku rámu podvozku. Z druhé strany v místě 2 je také kloubová vazba s táhlem. Zároveň táhlo v místě 3 je uchyceno stejným způsobem kloubově v konzole, která je na čelníku rámu podvozku. Uchycení šikmé tyče v místě 1 je provedeno pomocí čepu s hlavou (pozice 1 viz obr.25), který je pojištěn z druhé strany šestihranným šroubem a korunovou maticí se závlačkou.

Při průjezdu lokomotivy obloukem podvozek se natáčí vůči skříně o určitý úhel, což způsobuje i natáčení tažné tyče. Tím pádem mám zajistit to natáčení vhodným způsobem, aby se to táhlo nějakým způsobem nepoškodilo za jízdy zatáčkou. Pro zjištění maximálního úhlu natáčení šikmé tyče bylo vytvořeno grafické řešení pomocí programu SolidWorks (obr.24). S ohledem na technické rozměry a normu ČSN 73 6360-1/2008, která určuje maximální a minimální poloměry oblouku pro kolejová vozidla, a požadavky provozovatele je minimální poloměr oblouku 125 m. Po vykreslení schématického řešení jsem dostal hodnotu úhlu  $2,71^\circ$  (rozšíření kolejnic v oblouku zanedbáváme).



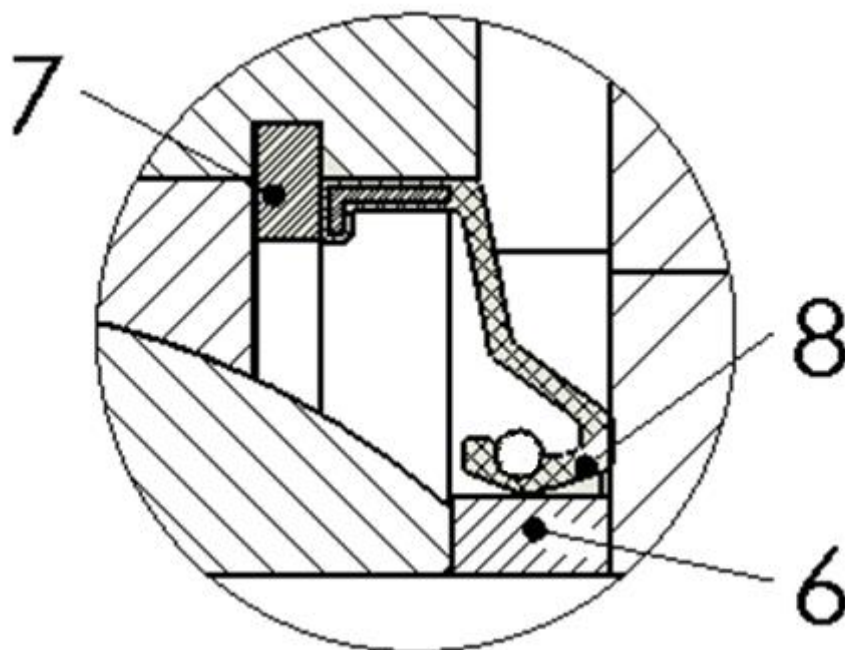
obr.24 Grafické řešení natáčení podvozku při průjezdu obloukem

V tomto místě 1 bude vhodným použít kloubové ložisko (obr.27), které umožňují vícesměrové naklápěcí pohyby, což vlastně potřebuju zajistit. Zvolil jsem tam kloubové ložisko GEH 70 ES-2RS (poz.5) s úhlem natáčení  $\alpha=16^\circ > 2,71^\circ$ , základní statickou únosností  $C_0 = 2\ 000\ kN$ , která je větší než přenášená síla tímto spojem  $B=127\ 752\ N$  a vnitřním průměrem  $\varnothing d=70\ mm$ , což odpovídá vnějšímu průměru čepu (poz.1), na který je to ložisko nalisováno. Výpočet průměru čepu je uveden dále.

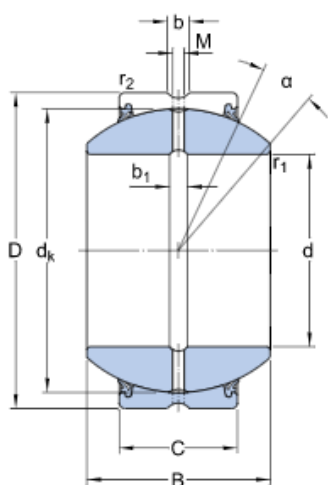


obr.25 Kloubový spoj v řezu, detail A je na obr.26

1-válcový čep, 2-konzole táhla, 3-oko šikmé tyče, 4-mazací hlavice, 5-kloubové ložisko



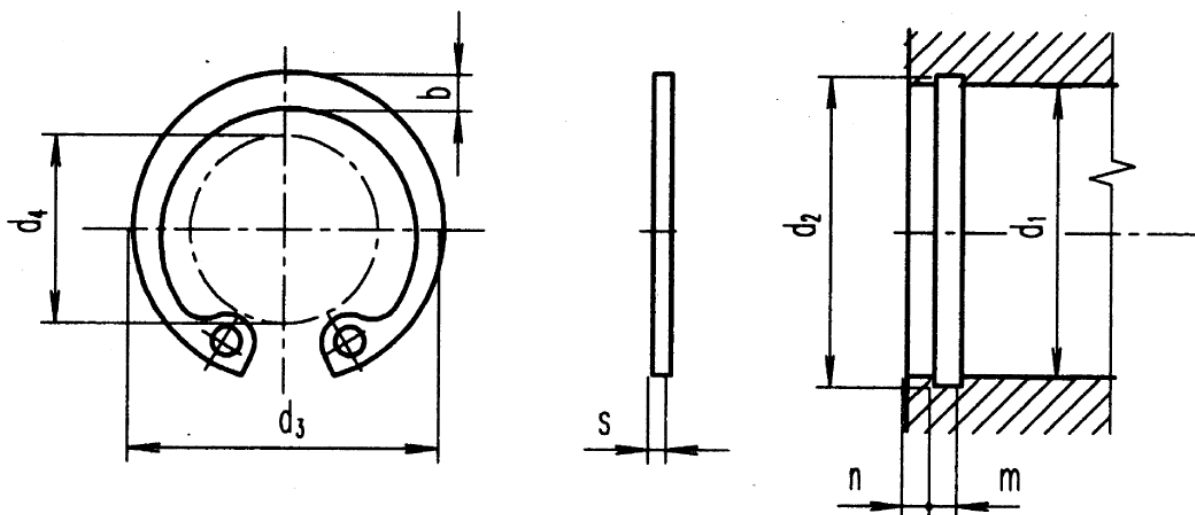
obr.26 Detaily kloubového spoje  
6-trubka, 7-pojítný kroužek pro díry, 8-těsnění



d	70	mm
D	120	mm
B	70	mm
C	45	mm
$\alpha$	16	°
$d_k$	105	mm
b	7.6	mm
$b_1$	7.7	mm
M	4	mm
$r_1$	min. 1	mm
$r_2$	min. 1	mm

obr.27 Schéma a technické parametry kloubového ložiska GEH 70 ES-2RS

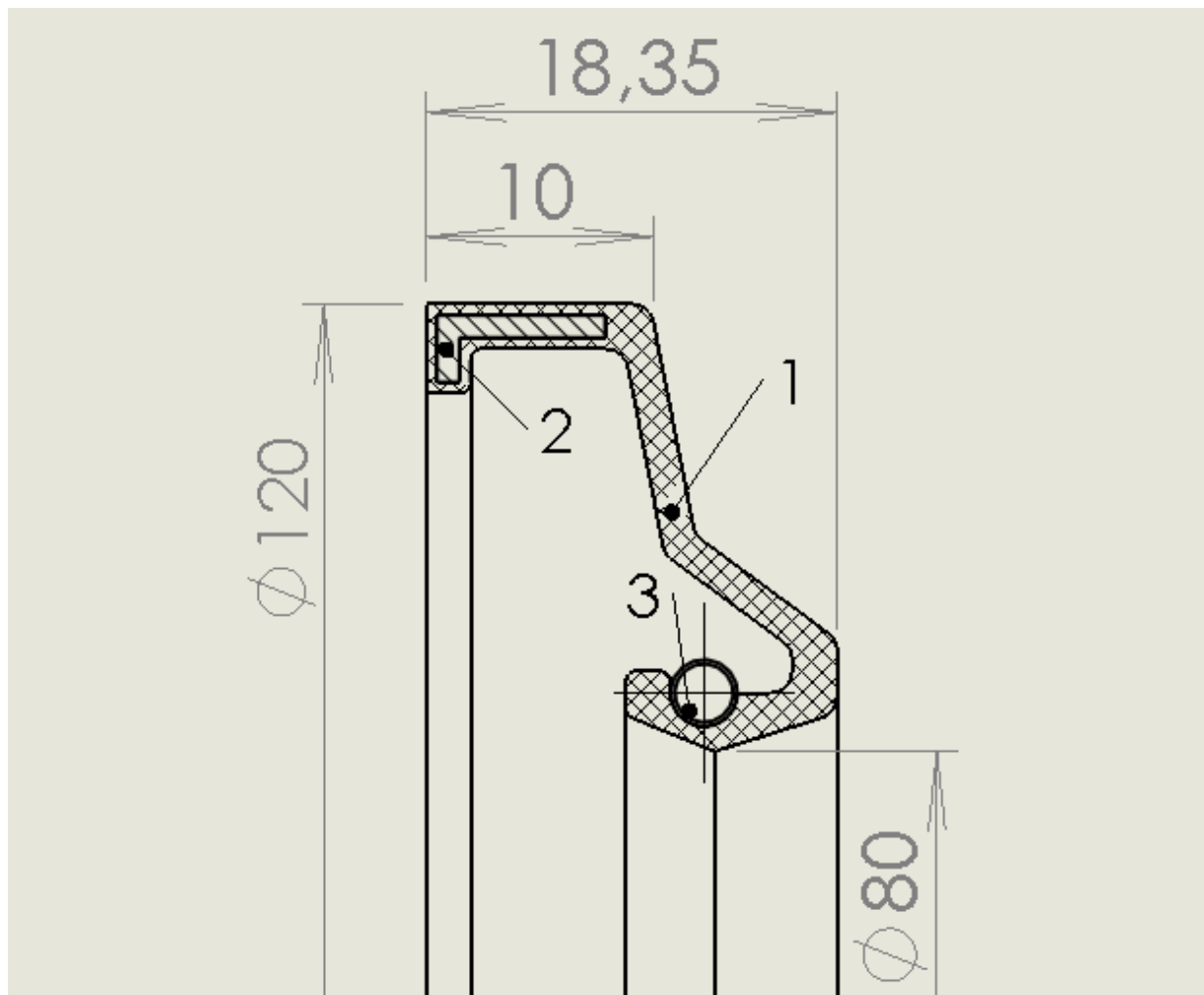
Toto ložisko má typ kombinace kluzných ploch “ocel/ocel“, proto musíme to mazat. Pro mazání takového spoje budu používat tuk, který bude dodáván do kluzných ploch přes mazací hlavičci (poz.4), která má závit a zašroubovaná do středu hlavy čepu. Spodní část kloubového ložiska je axiální pojištěno trubkami z obou stran (poz.6), zároveň horní část je z obou stran zajištěna pojítnými kroužky (poz.7) pro díru průměru  $\varnothing d_1 = 120$  mm (obr.28).



$d_1$	sh11	$a$	$b$	$d_2$	$d_3$	$d_4$	$d_5$	$m$		$n$	Hmotnost [g]
								min.	max.		
120	4	10,7	9,5	124	127	97,6	3	4,15	6	6	74

obr.28 Schéma a technické parametry pojistných kroužků ČSN 02 2931

Těsnění kloubového spoje je zajištěno pomocí hřídelových těsnicích kroužků (HTK) (obr.29), které jsem navrhl sám, kvůli rozměrům, které nejsou v katalogu. HTK slouží k utěsnění pohyblivých částí strojních dílů a agregátů naplněných oleji, tuky a jinými kapalnými látkami. Těsnění se skládá z pryžové části (poz.1), tažné pružiny (poz.3) a výstužného kovového kroužku (poz.2).



obr.29 Hřídelový těsnicí kroužek

## 7. Pevnostní kontrola dílů

Pro pevnostní výpočty jednotlivých součástí volím základní parametry elektrické lokomotivy DS3 (tab.5). Celková hmotnost lokomotivy se skládá z hmotnosti dvou podvozků a hmotnosti skříně:

$$m = 2m_p + m_s = 2 * 18,3 + 48,9 = 85,5 t \quad (12)$$

Když znám celkovou hmotnost lokomotivy, můžu spočítat tažnou silu T. Tažná síla se závisí na svislém zatížení a součinitele adheze  $\mu$ . Volím  $\mu=0,3$ , který se odpovídá suchému povrchu kolejnic. Dosadím známé veličiny do vzorečku (14) a dostanu velikost T:

$$mg\mu = 4T \quad (13)$$

$$T = \frac{mg\mu}{4} = \frac{85\,500 * 9,81 * 0,3}{4} = 62\,906 N \quad (14)$$

$m$ [ kg ]	85 500
$\mu$ [ - ]	0.3
$g$ [ m/s <sup>2</sup> ]	9.81
$h$ [ m ]	1.06
$u$ [ m ]	8.23
$t$ [ m ]	2.7
$p$ [ m ]	0.15

tab.5 Základní technické parametry lokomotivy DS3 [6]

## 7.1 Výpočet reakce a sil v uloženíh ramena

Jako první krok spočítám reakce a sily v uloženíh (obr.30), které jsou potřeba k dalšímu dimenzování dílů a navrhování způsobu spojení mezi nimi. Rozměry ramene a úhly natočení volím tak, aby podélná osa tažné tyče protínala rovinu temene kolejnic v místě co nejbližší k svislé ose symetrie podvozku. Pro výpočet reakcí je potřeba sestavit silovou rovnováhu ve směru osy  $x$  (15) a  $y$  (16), také momentovou rovnováhu k bodu A (17).

Vstupní veličiny:

$$a = 460 \text{ mm}$$

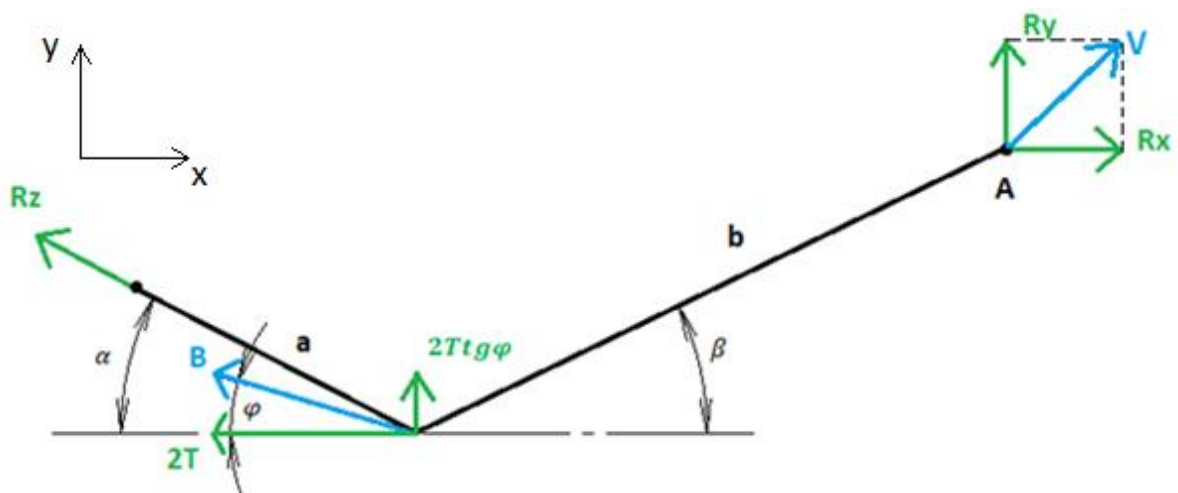
$$b = 1060 \text{ mm}$$

$$\alpha = 29^\circ$$

$$\beta = 7^\circ$$

$$\varphi = 10^\circ$$

$$2T = 125\,813 \text{ N}$$



obr.30 Rozložení sil a reakce na rameně.

$$x: R_x - R_z \cos \alpha - 2T = 0 \quad (15)$$

$$y: R_y + R_z \sin \alpha + 2T \operatorname{tg} \varphi = 0 \quad (16)$$

$$M_A: 2Tb \sin \beta + 2T \operatorname{tg} \varphi b \cos \beta + R_z \cos \alpha (b \sin \beta - a \sin \alpha) + \\ + R_z \sin \alpha (b \cos \beta + a \cos \alpha) = 0 \quad (17)$$

Dostal jsem tři rovnice o tři neznámých, což umožňuje vypočítat tyto neznámé reakce. Z momentové rovnice vyjádřím  $R_z$  (18) a rovnou spočítám, protože znám všechny hodnoty, tj. tažná síla  $T$ , délky  $a, b$  a úhly  $\alpha, \beta$ .

$$R_z = \frac{2Tb(\sin \beta + \operatorname{tg} \varphi \cos \beta)}{\cos \alpha (b \sin \beta - a \sin \alpha) + \sin \alpha (b \cos \beta + a \cos \alpha)} = 63\,542 \text{ N} \quad (18)$$

Teď dosadím vypočtenou hodnotu  $R_z$  do ostatních dvou vzorečku pro výpočet  $R_x$  (19) a  $R_y$  (20), které jsem již vyjádřil:

$$R_x = R_z \cos \alpha + 2T = 70\,230 \text{ N} \quad (19)$$

$$R_y = -R_z \sin \alpha - 2T \operatorname{tg} \varphi = 8\,619 \text{ N} \quad (20)$$

Když mám velikosti reakce do obou směrů, spočítám jejich výslednici  $V$  (21), která bude působit v uložení ramena na rámu podvozku:

$$V = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = 70\,757 \text{ N} \quad (21)$$

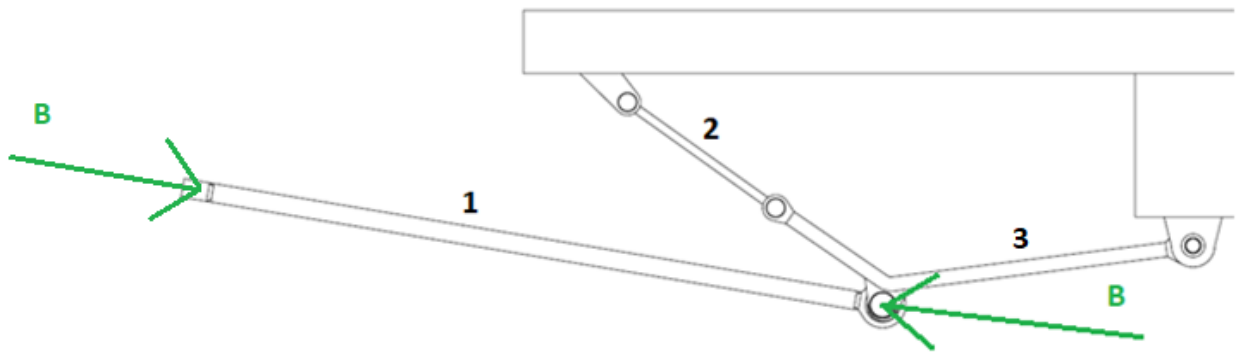
Vztah (22) pro sílu přenášenou šikmou tyčí snadno vyjádřím pomocí tažné síly  $T$  a úhlu  $\varphi$ :

$$B = \frac{2T}{\cos \varphi} = 127\,752 \text{ N} \quad (22)$$

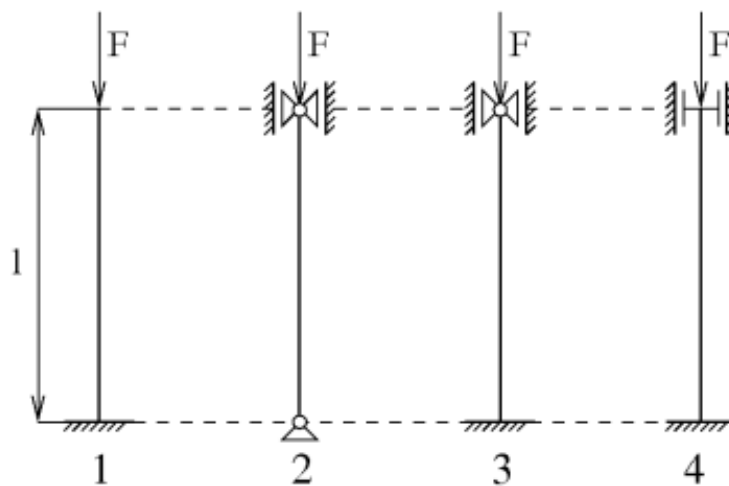
## 7.2 Kontrola šikmé tyče na vzpěr.

Kvůli mnou zvoleného umístění šikmé tyče musím ji kontrolovat na vzpěr (pozice 1 viz obr.31), protože přenášená síla tlačí ve směru osy na tyč. Z obr.32 je dobře vidět, že máme druhý případ vzpěru – “uložení tyče na dvou kloubových podporách”. To znamená, že hodnota  $n$  se rovná 1.





obr.31 Zobrazení působící síly na šikmou tyč



obr.32 Základní případy vzpěru

Když znám sílu  $B$ , která působí v šikmé tyči, můžu začít dimenzování průměru. Jako materiál volím ocel. Délka tyče je  $2\,400\text{ mm}$ . Podle strojnických tabulek volím minimální koeficient bezpečnosti pro prutové a tyčové konstrukce ve vzpěru  $k_{min} = 2$ .

Základní parametry potřebné pro výpočet:

$$\sigma_u = 190\text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_k = 290\text{ N/mm}^2$$

$$l = 2400\text{ mm}$$

$$k_{min} = 2$$

$$B = 127\,752\text{ N}$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4}, \quad J = \frac{\pi d^4}{64} \quad (23)$$

$$i = \sqrt{\frac{\frac{\pi d^4}{64}}{\frac{\pi d^2}{4}}} = \frac{d}{4} \quad (24)$$

$$\lambda = \frac{l}{i} = \frac{9600}{d} \quad (25)$$

$$\lambda_{mez} = \sqrt{\frac{n\pi^2 E}{\sigma_u}} = \sqrt{\frac{1 * \pi^2 * 2.1 * 10^5}{190}} = 104.5 \quad (26)$$

Předpokládám výpočet tyče v oblasti pružného vzpěru, což znamená splnění podmínky  $\lambda > \lambda_{mez}$  a počítání provádíme podle Eulera (27). Podmínku pružného vzpěru zkontrolujeme na konci výpočtu.

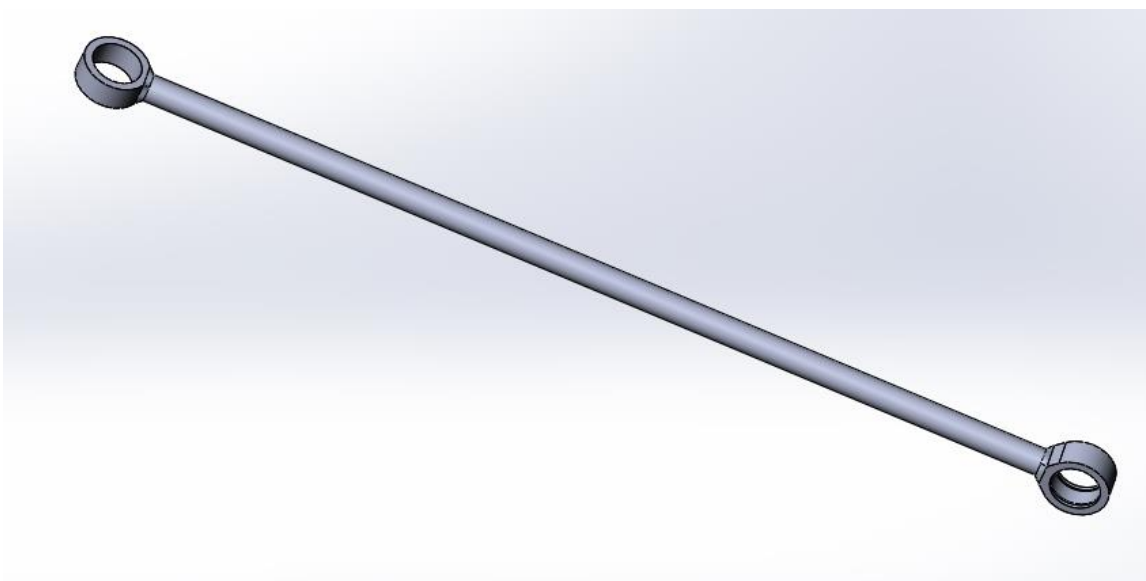
$$\text{Dle Eulera ... } F_{kr}^E = \frac{\pi^2 EJ}{l^2} = kF \quad (27)$$

$$d' = \sqrt[4]{\frac{64kBl^2}{E\pi^3}} = \sqrt[4]{\frac{64 * 2 * 127\,752 * 2400^2}{2.1 * 10^5 * \pi^3}} = 61,67 \text{ mm} \quad (28)$$

$$\lambda_E = \frac{l}{i} = \frac{9600}{d} = \frac{9600}{62,1} = 155,6 \quad 155,6 > 104,5, \quad \lambda_E > \lambda_{mez} \dots \text{vyhovuje} \quad (29)$$

Podmínka je splněná (29), předpoklad byl správný. Teď spočítám skutečný koeficient bezpečnosti ve vzpěru podle vztahu (30) pro vypočtený průměr tyče, a porovnáím jeho z požadovanou hodnotou.

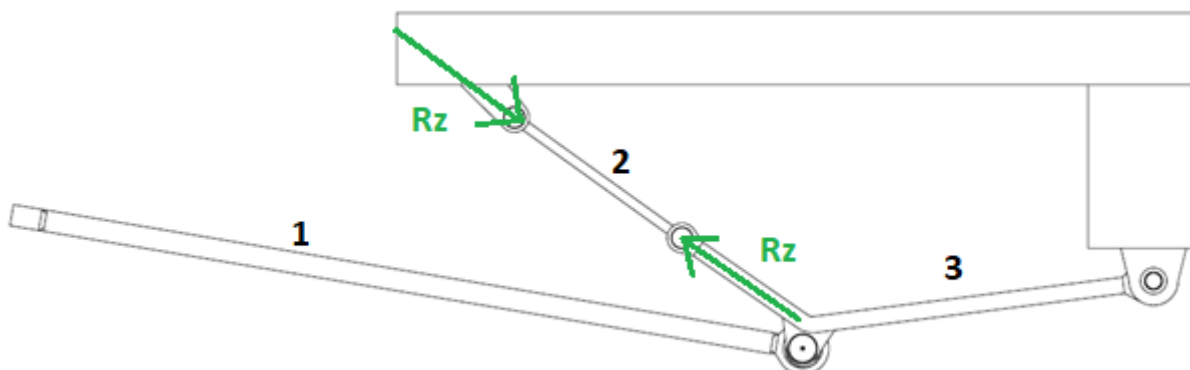
$$k_{sk} = \frac{\pi^2 EJ}{l^2 B} = \frac{\pi^2 E \frac{\pi d^4}{64}}{l^2 B} = \frac{\pi^2 * 2.1 * 10^5 * \frac{\pi 65^4}{64}}{2400^2 * 127\,752} = 2.468 > 2 \dots \text{vyhovuje.} \quad (30)$$



obr.32 3D model šikmé tyče

### 7.3 Kontrola táhla na vzpěr.

Stejně potřebuju kontrolovat i táhlo (pozice 2 viz obr.34) na vzpěr, které je vyrobeno ze stejné oceli a má stejný případ vzpěru. Znam silu  $F=65\,400\text{ N}$ , délku tyče volím  $l=630\text{ mm}$ .



obr.34 Zobrazení působící síly na táhlo

Základní parametry potřebné pro výpočet:

$$\sigma_u = 190\text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_k = 290\text{ N/mm}^2$$

$$l = 630\text{ mm}$$

$$k_{min} = 2$$

$$R_z = 63\,542\text{ N}$$

$$J = \frac{\pi d^4}{64}, \quad A = \frac{\pi d^2}{4} \quad (31)$$

$$i = \sqrt{\frac{\frac{\pi d^4}{64}}{\frac{\pi d^2}{4}}} = \frac{d}{4} \quad (32)$$

$$\lambda = \frac{l}{i} = \frac{2520}{d} \quad (33)$$

$$\lambda_{mez} = \sqrt{\frac{n\pi^2 E}{\sigma_u}} = \sqrt{\frac{1 * \pi^2 * 2.1 * 10^5}{190}} = 104.5 \quad (34)$$

Předpokládám výpočet tyče v oblasti pružného vzpěru, což znamená splnění podmínky  $\lambda > \lambda_{mez}$  a počítání provádíme podle Eulera (35). Podmínku pružného vzpěru zkontrolujeme na konci výpočtu.

$$\text{Dle Eulera ... } F_{kr}^E = \frac{\pi^2 EJ}{l^2} = kF \quad (35)$$

$$d' = \sqrt[4]{\frac{64kFl^2}{E\pi^3}} = \sqrt[4]{\frac{64 * 2 * 63\,542 * 630^2}{2.1 * 10^5 * \pi^3}} = 26.5 \text{ mm} \quad (36)$$

$$\lambda_E = \frac{l}{i} = \frac{2520}{d} = \frac{2520}{26.5} = 95 \quad 95 < 104.5, \quad \lambda_E < \lambda_{mez} \quad (37)$$

Podmínka není splněná (37), teda se nacházíme v oblasti nepružného vzpěru  $\lambda < \lambda_{mez}$ . Výpočet provádíme podle Tetmajera (38).

$$\text{Dle Tetmajera ... } \sigma_{kr} = \sigma_k - \frac{\sigma_k - \sigma_u}{\lambda_{mez}} \lambda, \quad \sigma_{kr} = \frac{kF}{A}, \quad A = \frac{\pi d^2}{4} \quad (38)$$

$$\sigma_k - \frac{\sigma_k - \sigma_u}{\lambda_{mez}} * \frac{2520}{d} - \frac{4kF}{\pi d^2} = 0 \quad (39)$$

$$290 - \frac{290 - 190}{104.5} * \frac{2520}{d} - \frac{4 * 2 * 63\,542}{\pi d^2} = 0 \quad (* d^2) \quad (40)$$

$$290 * d^2 - 2520 * \frac{290 - 190}{104.5} * d - \frac{4 * 2 * 63\,542}{\pi} = 0 \quad (/290) \quad (41)$$

$$d^2 - 8.31 * d - 557.95 = 0 \quad (42)$$

$$d'_1 = -19.8 \text{ mm ... } \text{záporná hodnota nevyhovuje}$$

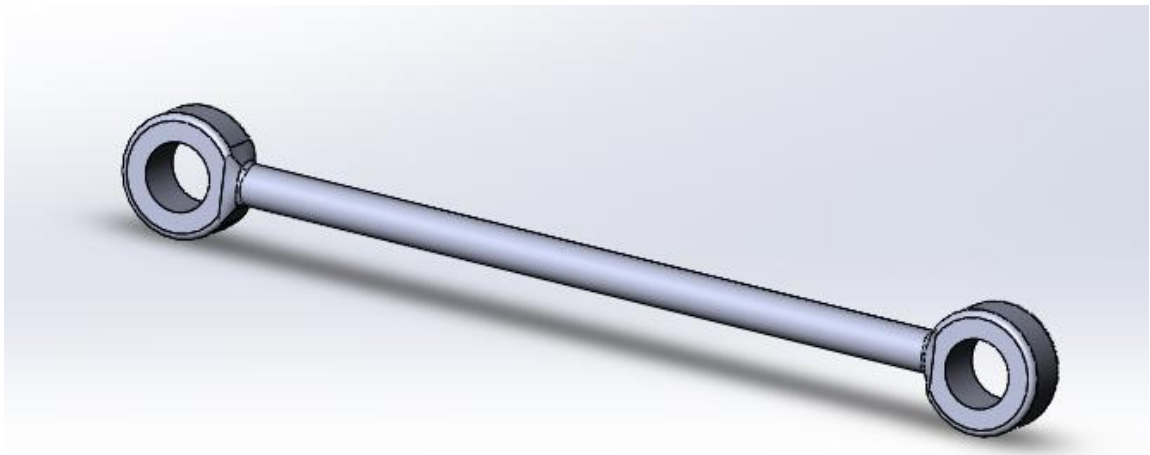
$$d'_2 = 28.13 \text{ mm ... } \text{vyhovuje}$$

$$\lambda = \frac{l}{i} = \frac{2520}{d} = \frac{2520}{28.13} = 89.58 < 104.5 \text{ ... } \text{vyhovuje} \quad (43)$$

Podmínka je splněná (43). Spočítám skutečný koeficient bezpečnosti ve vzpěru podle vztahu (45) pro vypočtený průměr tyče, a porovnáím jeho z požadovanou hodnotou.

$$\sigma_{kr} = \sigma_k - \frac{\sigma_k - \sigma_u}{\lambda_{mez}} \lambda = 290 - \frac{290 - 190}{104.5} * 89.58 = 204.3 \text{ N/mm}^2 \quad (44)$$

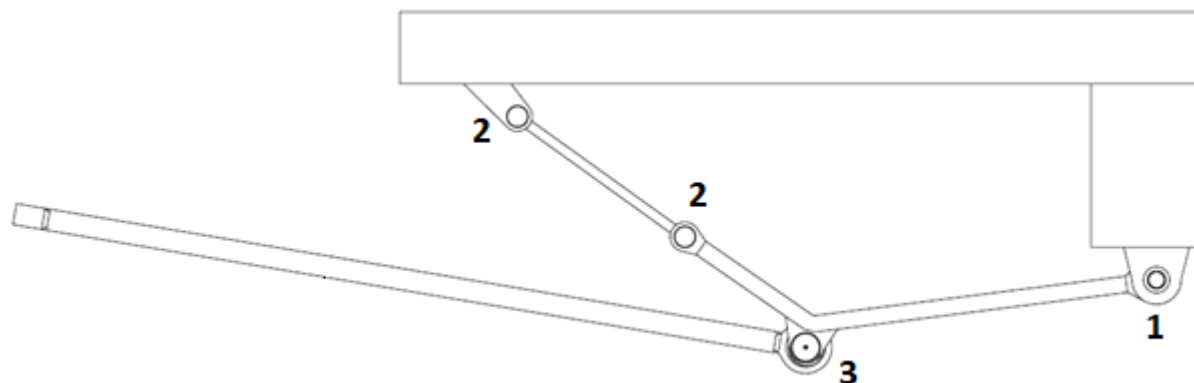
$$k_{sk} = \frac{\sigma_{kr} A}{F} = \frac{\sigma_{kr} \frac{\pi d^2}{4}}{F} = \frac{204.3 * \frac{\pi * 30^2}{4}}{63\,542} = 2.27 > 2 \text{ ... } \text{vyhovuje} \quad (45)$$



obr.35 3D model táhla

## 7.4 Návrh čepů

V místech spojů táhel mezi sebou a v místech uchycení na podvozku či skříni jsou použity plné válcové čepy s hlavou (obr.36).



obr.36 Pozice kloubových spojů

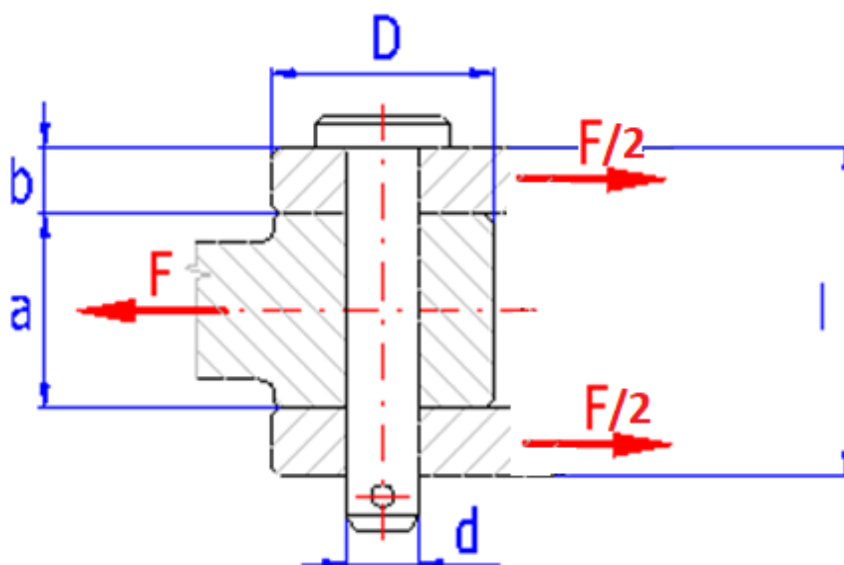
Spojovací čepy (obr.37) se používají hlavně k vytvoření rozebíratelného kloubového spoje nebo k pohyblivému uložení výkyvných součástí (páky, kliky, lanové kotouče, oběžná kola).

Čepy - výhody:

- Levný spoj,
- Rychlá výroba, montáž i demontáž,
- Provozní náklady pouze na mazání.

Čepy - nevýhody:

- Přenáší zatížení pouze kolmo na osu (radiální), nikoli ve směru osy (axiální),
- Při provozu se musí mazat,
- Čepy musí být axiálně zajištěny.

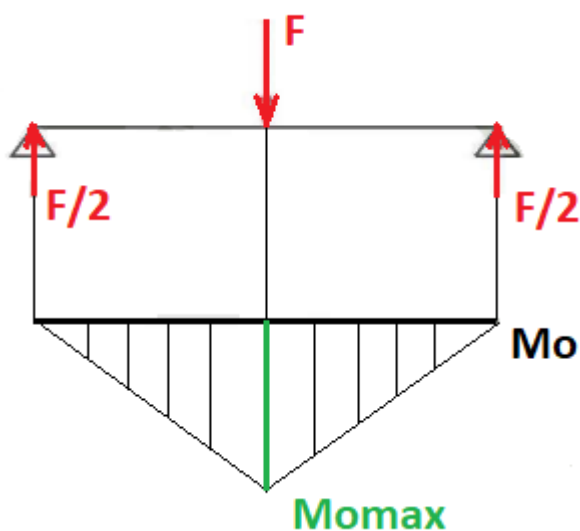


obr.37 Schéma kloubového spojení pomocí válcového čepu

Na začátku návrhu je potřeba zvolit pevný a z ekonomického hlediska levný materiál pro čep. Podle těchto požadavků bude vhodným zvolit konstrukční ocel 11 500 s základními parametry:

- $\sigma_{oD} = 100 \text{ MPa}$ ...dovolené napětí v ohybu
- $\tau_{SD} = 40 \text{ MPa}$ ...dovolené smykové napětí
- $p_D = 90 \text{ MPa}$ ...dovolený tlak
- $Re = 270 \text{ MPa}$ ...mez kluzu
- $k = 2,7$

Čep můžeme nahradit nosníkem kruhového průřezu na dvou podporech a schématicky zobrazit průběh ohybového momentu (obr.38).



obr.38 Náhradní schéma namáhání válcového čepu a průběh ohybového momentu

Při dimenzování minimálního průměru válcového čepu za hodnotu ohybového momentu musím dosazovat maximální velikost, protože v tomto místě čep bude nejvíce namáhán. Jak je vidět z obr.38 maximální hodnota ohybového momentu bude v půlce délky čepu. Pro výpočet jsem vyjádřil tyto rovnice (46) a (47):

$$M_{o_{max}} = \frac{Fl}{4} \quad (46)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{Fl}{4}}{\frac{\pi d^3}{32}} = \frac{8Fl}{\pi d^3}, \sigma_o \leq \sigma_{oD} \quad (47)$$

Z těchto dvou rovnic vyjádřím vztah (48) pro minimální průměr na základě působící síly a parametrů materiálu:

$$d' = \sqrt[3]{\frac{8Fl}{\sigma_{oD}\pi}} \quad (48)$$

Pak musíme zaokrouhlit hodnotu průměru na nejbližší celé číslo a dále zkontrolovat čep na otláčení (49) a střih (50). Výsledné hodnoty kontroly musí být menší nebo rovny dovoleným hodnotám.

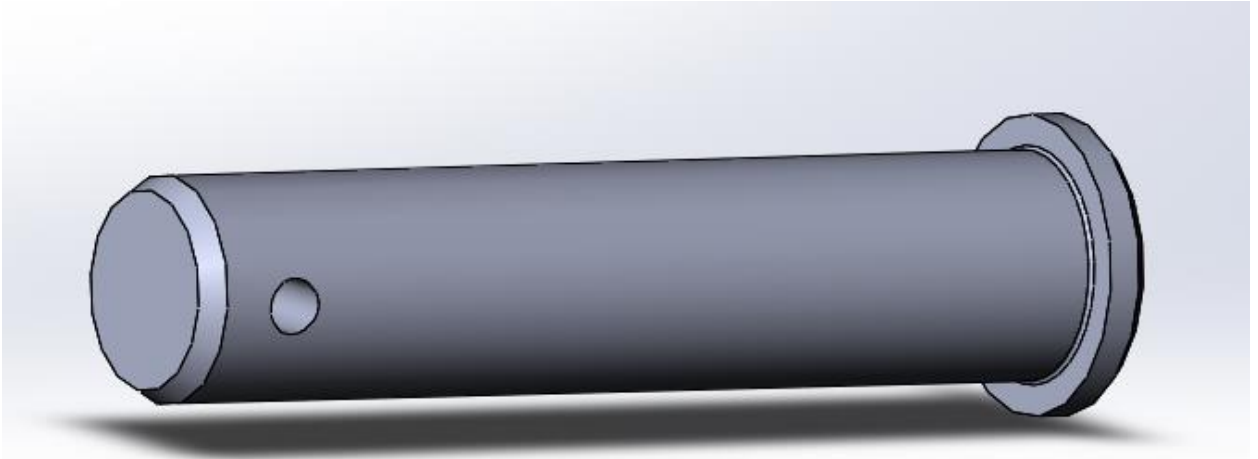
Kontrola na otláčení:

$$p_1 = \frac{F}{db} \leq p_D \quad (49)$$

$$p_2 = \frac{F}{2da} \leq p_D$$

Kontrola na střih:

$$\tau_S = \frac{F}{S} = \frac{2F}{\pi d^2} \leq \tau_{SD} \quad (50)$$



obr.39 3D model válcového čepu

### 7.4.1 Čep č.1

Rameno uchyceno na rámu podvozku ve dvou místech, proto čep je namáhán jen poloviční hodnotou síly  $V$ , tj.  $V/2=35\,378,46$  N. Délka čepu se skládá z šířky konzole  $a_1=45$  mm a šířky oka tyče  $b_1=90$  mm, což znamená  $l_1 = a_1 + b_1 = 45 + 90 = 135$  mm. Dosadím tyto veličiny do vzorečku (48) a spočítám to:

$$d'_1 = \sqrt[3]{\frac{8(\frac{V}{2})l_1}{\sigma_{oD}\pi}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 35\,378,46 \cdot 135}{100 \cdot \pi}} = 49,54 \text{ mm}$$

Po dosazení hodnota předběžného průměru čepu vyšla 49,54 mm. Dále zaokrouhlím průměr na hodnotu 55 mm, aby obě kontroly byly vyhovujícími a měly rezervu z ohledu na životnosti součásti.

Kontrola na otláčení podle vztahů (49):

$$p_1 = \frac{V/2}{d_1 b_1} = \frac{35\,378,46}{55 \cdot 90} = 7,15 \text{ MPa} \leq (p_D = 90 \text{ MPa}) \dots \text{vyhovuje}$$

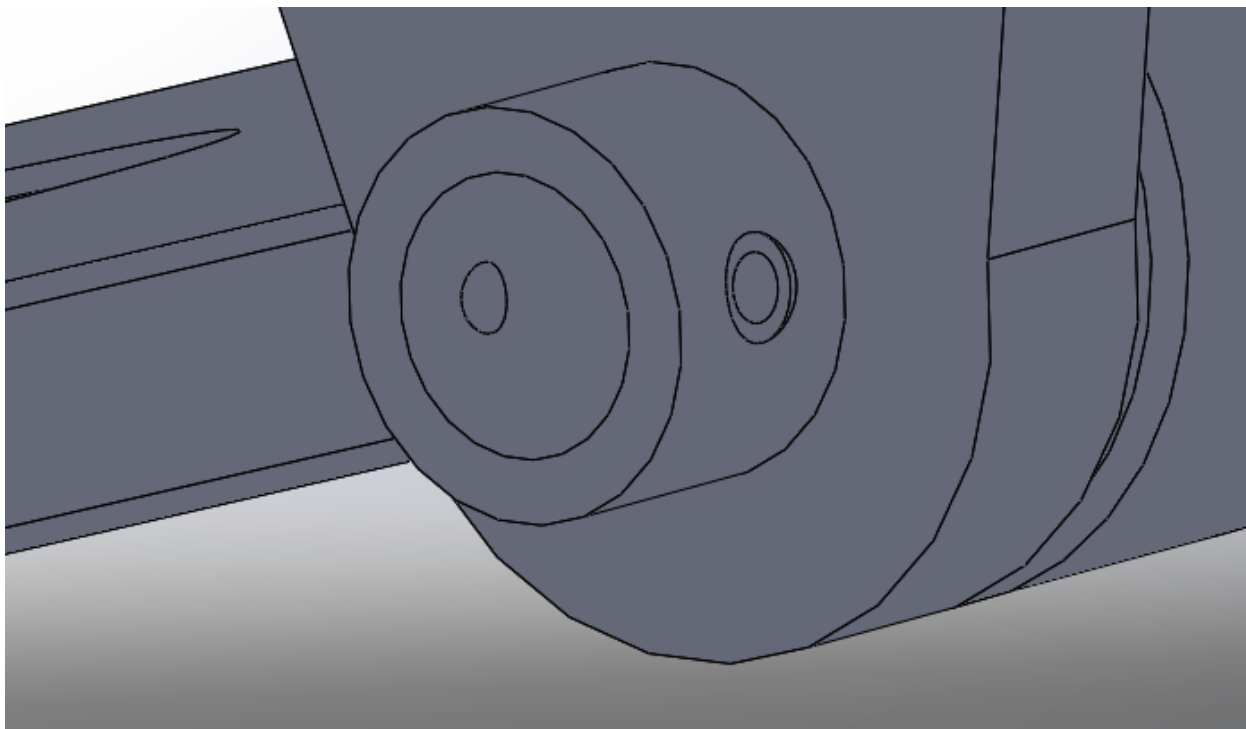
$$p_2 = \frac{V/2}{2d_1 a_1} = \frac{35\,378,46}{2 \cdot 55 \cdot 45} = 7,15 \text{ MPa} \leq (p_D = 90 \text{ MPa}) \dots \text{vyhovuje}$$

Kontrola na stříh podle vztahu (50):

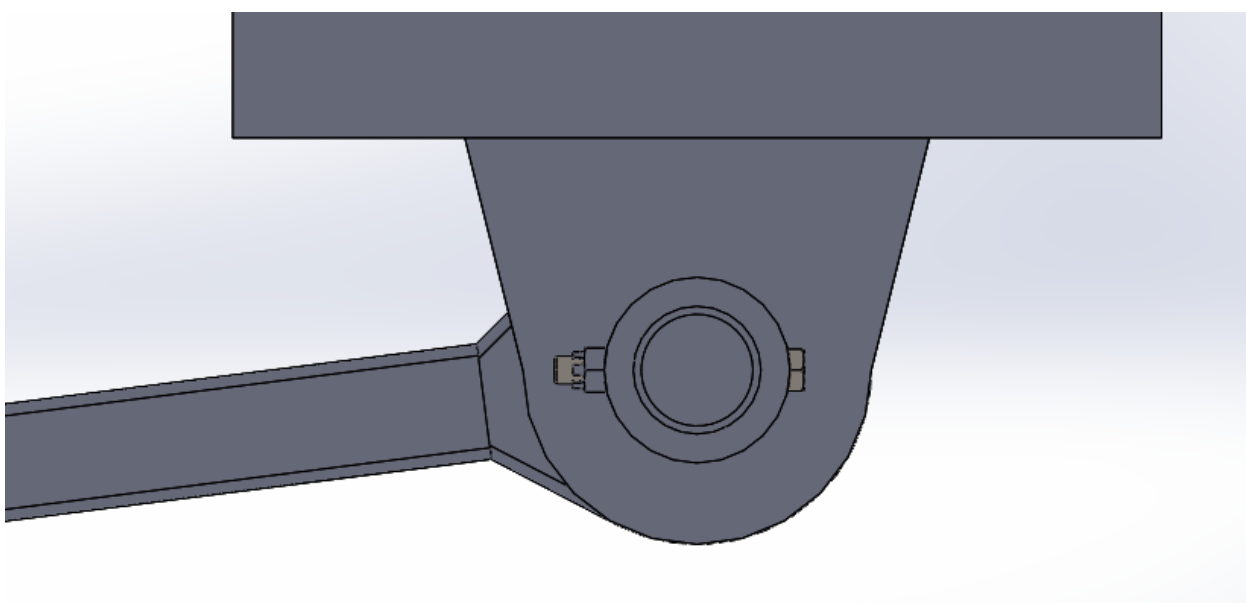
$$\tau_s = \frac{F}{S} = \frac{4V/2}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 35\,378,46}{\pi \cdot 55^2} = 14,89 \text{ MPa} \leq (\tau_{SD} = 40 \text{ MPa}) \dots \text{vyhovuje}$$



Axiální zájištění čepu (viz obr.41) jsem řešil tak, že to bude pomocí šestihřanného šroubu s korunovou maticí a závlačkou. Šroubový spoj jde přes kruhovou přírubu, která je součástí konzoly. Příruba má z obou stran kruhová zhloubení pro hlavu šroubu a matici (obr.40).



obr.40 Kruhové zhloubení pro hlavu šroubu a matice



obr.41 Axiální zájištění čepu v místě 1

#### 7.4.2 Čep č.2

Stejným způsobem navrhne další čep, který je namáhán silou  $R_z=63\,542\text{ N}$ . Délka čepu se rovná součtu šířky konzole  $a_2=20\text{ mm}$  a šířky oka tyče  $b_2=40\text{ mm}$ . Dosadím tyto veličiny do vzorečku (48) a spočítám minimální průměr čepu:

$$d'_2 = \sqrt[3]{\frac{8R_z l_2}{\sigma_{oD}\pi}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 63\,542 \cdot 60}{100 \cdot \pi}} = 45,96 \text{ mm}$$

Po dosažení hodnota předběžného průměru čepu vyšla 45,96 mm. Dále zaokrouhlím průměr na hodnotu 50 mm, aby obě kontroly byly vyhovujícími a měly rezervu z ohledu na životnost součásti.

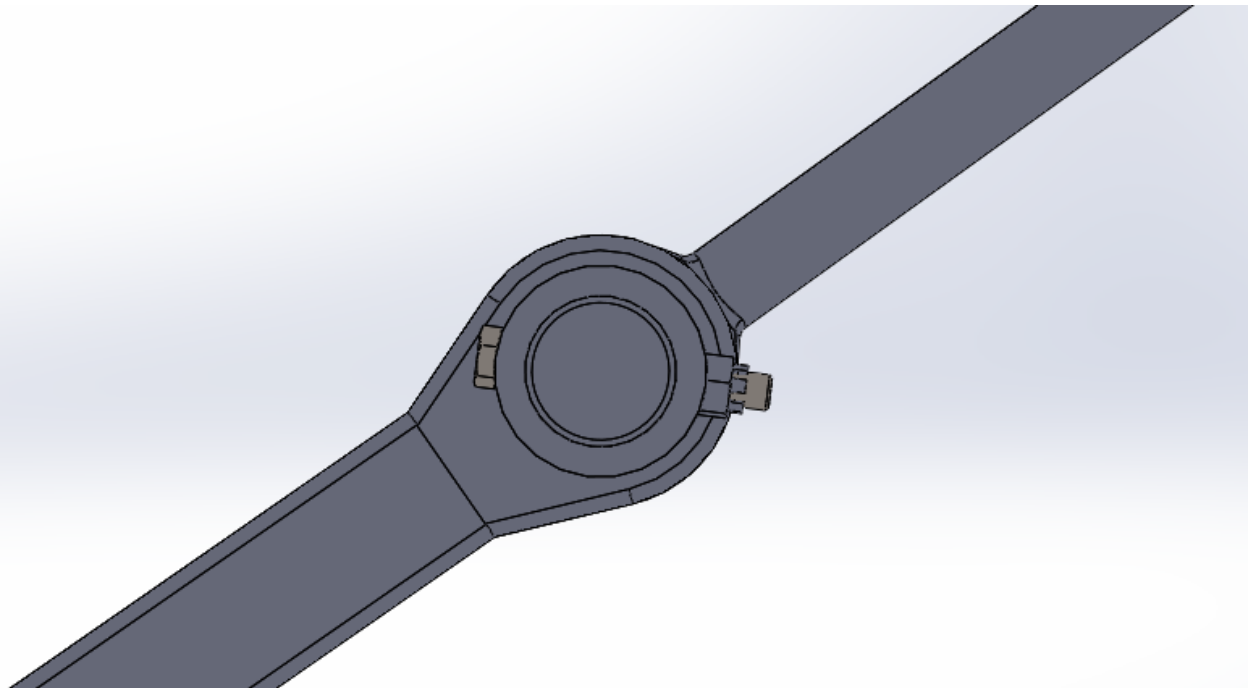
Kontrola na otačení podle vztahů (49):

$$p_1 = \frac{R_z}{d_2 b_2} = \frac{63\,542}{50 \cdot 40} = 31,7 \text{ MPa} \leq (p_D = 90 \text{ MPa}) \dots \text{vyhovuje}$$

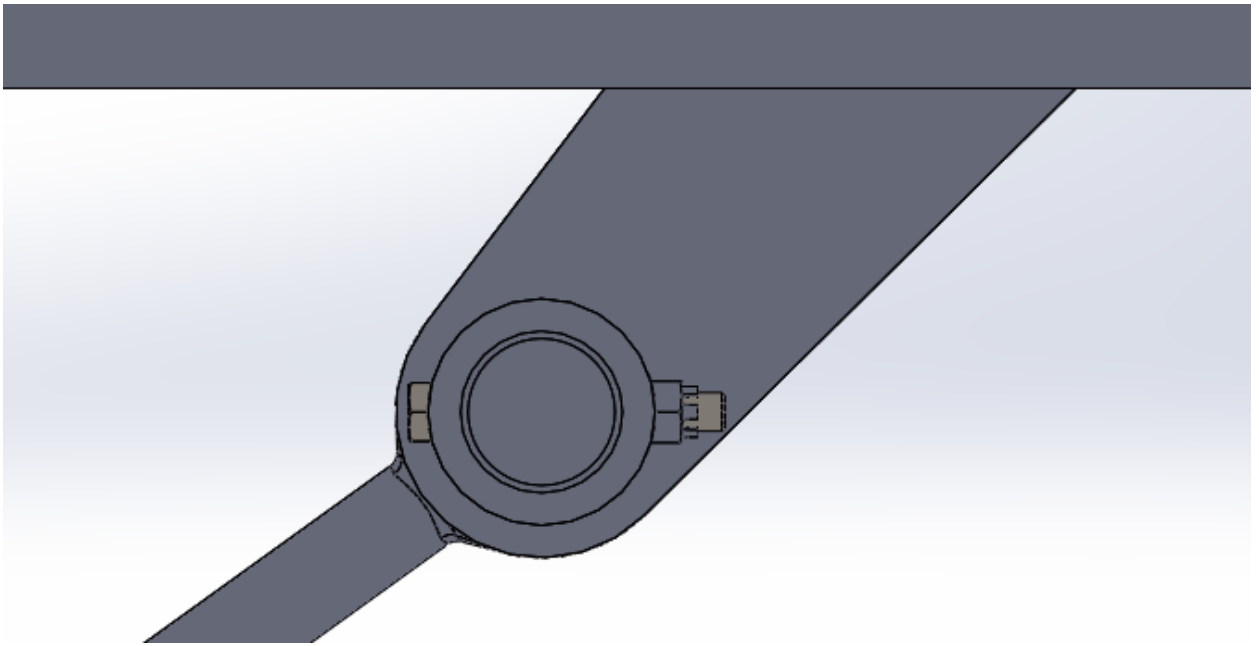
$$p_2 = \frac{R_z}{2d_2 a_2} = \frac{63\,542}{2 \cdot 50 \cdot 20} = 31,7 \text{ MPa} \leq (p_D = 90 \text{ MPa}) \dots \text{vyhovuje}$$

Kontrola na střih podle vztahu (50):

$$\tau_S = \frac{F}{S} = \frac{4R_z}{\pi d_2^2} = \frac{4 \cdot 63\,542}{\pi \cdot 50^2} = 32,3 \text{ MPa} \leq (\tau_{SD} = 40 \text{ MPa}) \dots \text{vyhovuje}$$



obr.42 Axiální zájištění čepu v místě 2 s ramenem



obr.43 Axiální zajištění čepu v místě 2 na rámu skříně

### 7.4.3 Čep č.3

Jako poslední navrhne čep č.3. Tento válcový čep spojuje šikmou tyč, která přenáší tažnou sílu z podvozku na skříň, což znamená že síla je v tomto spoje největší  $B=127\,752\text{ N}$ . Další parametry, které jsou potřeba pro výpočet, : šířka konzole  $a=35\text{ mm}$  a šířka oka tyče  $b=70\text{ mm}$ . Dosadím veličiny do vzorečku (48) a spočítám:

$$d'_3 = \sqrt[3]{\frac{8Bl_2}{\sigma_{oD}\pi}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 127\,752 \cdot 105}{100 \cdot \pi}} = 69,9\text{ mm}$$

Po dosazení hodnota předběžného průměru čepu vyšla 69,9 mm. Zaokrouhlím průměr čepu na 70 mm. Následně dopočítám kontroly na otláčení a stříh, které potřebuju mít vyhovující.

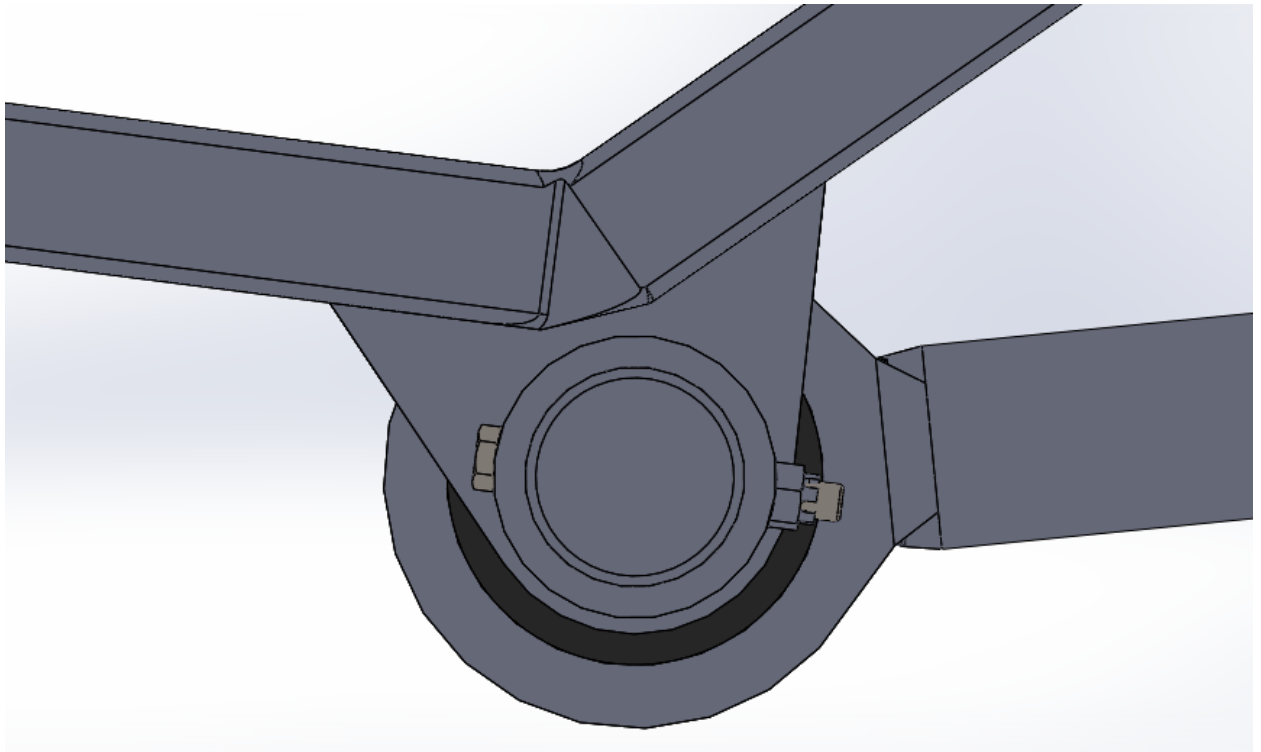
Kontrola na otláčení podle vztahů (49):

$$p_1 = \frac{B}{d_3 b_3} = \frac{127\,752}{70 \cdot 70} = 26\text{ MPa} \leq (p_D = 90\text{ MPa}) \dots \text{vyhovuje}$$

$$p_2 = \frac{B}{2d_3 a_3} = \frac{127\,752}{2 \cdot 70 \cdot 35} = 26\text{ MPa} \leq (p_D = 90\text{ MPa}) \dots \text{vyhovuje}$$

Kontrola na stříh podle vztahu (50):

$$\tau_S = \frac{F}{S} = \frac{4B}{\pi d_3^2} = \frac{4 \cdot 127\,752}{\pi \cdot 70^2} = 33,19\text{ MPa} \leq (\tau_{SD} = 40\text{ MPa}) \dots \text{vyhovuje}$$



obr.44 Axiální zájištění čepu v místě 1

## 8. Závěr

Železniční doprava je dnes v mnoha velkých zemích světa, včetně Česka, mezi perspektivními druhy osobní a nákladní dopravy. Je to pohodlné, ekonomické a bezpečné cestování po železnici ve velkých vzdálenostech. Výhody železniční dopravy:

- Vysoký provoz;
- Účinnost přepravy hromadného nákladu na velké vzdálenosti;
- Možnost přepravy vysokými rychlostmi;
- Spolehlivost a bezpečnost;
- Nízké přepravní náklady;
- Menší odpady do životního prostředí než u jiných forem dopravy.

Konstruktéři se snaží dosáhnout nejvyšších účinností, tím se snižují náklady a ztráty při přenosu tažné síly z podvozku na skříň lokomotivy, což je velkou výhodou z ekonomického hlediska. Jedním ze základních faktorů ztrát a snížení účinnosti lokomotiv je změna nápravových sil způsobená přenosem tažné síly.

Pro více méně rovnoměrné rozložení nápravových zatížení existují několik optimálních a nejpoužívanějších řešení toho problému, tj. přenos tažné síly z podvozku na skříň elektrické lokomotivy pomocí šikmé tyče, otočného čepu, Z-mechanismu a dvojčinných vzduchových válců. Ty všechny mechanismy mají své výhody a nevýhody, kterými je ovlivněno použití těchto různých systémů přenosu u různých lokomotiv za různých podmínek.

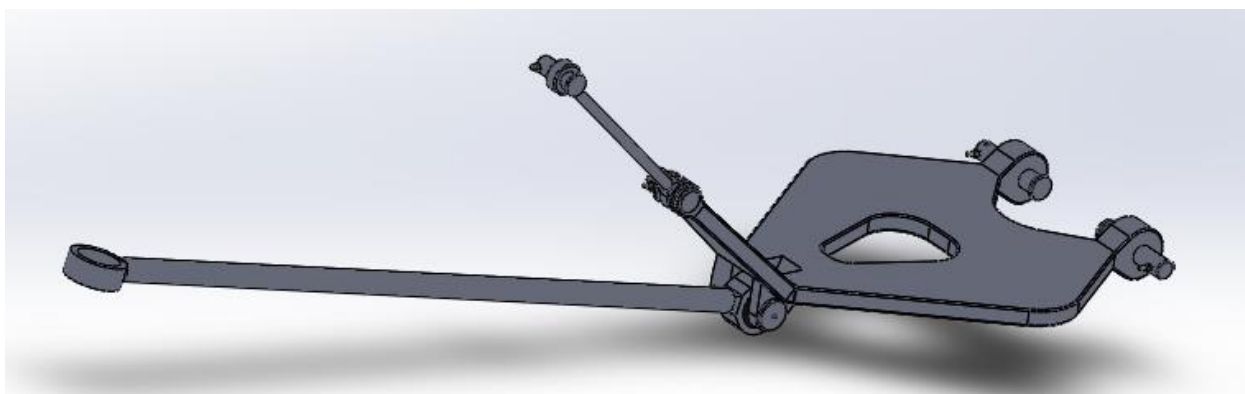
Cílem mé práce bylo provést porovnání jednotlivých systémů přenosu tažné síly a na základě toho navrhnout vlastní konstrukční řešení přenosu tažné síly pro elektrickou lokomotivu a provést pevnostní kontrolu navržených dílů. Začal jsem porovnáváním systémů, zvolil jsem přenos pomocí šikmé tyče a Z-mechanismu. Porovnal jsem je z hlediska změn nápravových zatížení. Podle vypočtených hodnot (viz tab.6) můžu určitě říct, že přenos pomocí šikmé tyče má

lepší vlastnosti z hlediska změn nápravových zatížení, protože směrnice výsledné tažné síly šikmé tyče protíná v místě průsečíku osy symetrie podvozku a temene kolejnic, což splňuje podmínku mechanického optima ( $p=0$ ).

Z-mechanismus			Šikmá tyč		
$\Delta A1/A_n$	-14,1517	%	$\Delta A1/A_n$	-7,31034	%
$\Delta A2/A_n$	5,04828	%	$\Delta A2/A_n$	-7,31034	%
$\Delta A3/A_n$	-5,04828	%	$\Delta A3/A_n$	7,31034	%
$\Delta A4/A_n$	14,1517	%	$\Delta A4/A_n$	7,31034	%

tab.6 Porovnání výsledných hodnot změn nápravových zatížení

Pro návrh volím systém přenosu tažné síly pomocí šikmé tyče. Jako vstupní technické parametry lokomotivy volím stejné jako u ukrajinské lokomotivy DS3. Pro správné, spolehlivé a dlouhodobé fungování je třeba provést dimenzování všech dílů, které jsou potřebné k přenosu. Podle polohy umístění vůči směru jízdy šikmá tyč a táhlo byly kontrolovány na vzpěr. Válcové čepy byly kontrolovány na otláčení a stříh. Všechny kontroly jsou vyhovující. Konečné řešení je vidět na obr.45. Také je v příloze výkres sestavy s kusovníkem.



obr.45 3D model systému přenosu

## 9. Bibliografie

- [1] ŠVEJNOCH, Vladimír. *Teorie kolejových vozidel*. Praha: ČVUT, 1991.
- [2] KOLÁŘ, Josef. *Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel*. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04262-5.
- [3] HELLER, Petr a Josef DOSTÁL. *Kolejová vozidla II*. V Plzni: Západočeská univerzita, 2009. ISBN 978-80-7043-641-7.
- [4] ŠÍBA, Jaroslav. *Kolejová vozidla II: Pojezd*. Praha: Ediční středisko Českého vysokého učení technického, 1987.
- [5] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upravené. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [6] Соколов, Ю.Н.: КОНСПЕКТ Электровоз ДС3;
- [7] KOLÁŘ, Josef. *Pohony kolejových vozidel*
- [8] С. В. Мямлин, Л. А. Недужая: СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ХОДОВЫХ ЧАСТЕЙ ЛОКОМОТИВОВ
- [9] [online]. [cit. 2019-06-15]. Dostupný z WWW:  
<[https://studref.com/541339/tehnika/peredacha\\_sily\\_tyagi\\_naklonnymi\\_tyagami](https://studref.com/541339/tehnika/peredacha_sily_tyagi_naklonnymi_tyagami)>
- [10] [online]. [cit. 2019-06-15]. Dostupný z WWW:  
<<https://109-e.wgz.cz/rubriky/popis-lokomotivy-109-e/podvozky>>
- [11] [online]. [cit. 2019-06-15]. Dostupný z WWW:  
<<https://otherreferats.allbest.ru/transport/d00515107.html>>
- [12] [online]. [cit. 2019-06-15]. Dostupný z WWW:  
<[http://www.ustavkonstruovani.cz/FileDownload/getFile/753/DP\\_Galas\\_Radovan.pdf](http://www.ustavkonstruovani.cz/FileDownload/getFile/753/DP_Galas_Radovan.pdf)/  
tabulka adheze>

## 10. Seznam použitých symbolů

$h$	[mm]	výška spráhla
$p$	[mm]	výška nejnižšího bodu podvozku od temene kolejnic
$t$	[mm]	rozvor podvozků
$u$	[mm]	vzdálenost podvozků
$T$	[N]	tažná síla
$\Delta A_{Sz}$	[N]	změna zatížení zadního podvozku od skříně
$\Delta A_{Sp}$	[N]	změna zatížení předního podvozku od skříně
$\Delta A_i$	[N]	změna nápravového zatížení
$An$	[N]	nápravové zatížení
$m$	[kg]	celková hmotnost lokomotivy
$m_p$	[kg]	hmotnost podvozku
$m_s$	[kg]	hmotnost skříně
$\mu$	[-]	součinitel adheze
$M_{Pz}$	[Nmm]	klopný moment zadního podvozku
$M_{Pp}$	[Nmm]	klopný moment předního podvozku
$C_0$	[N]	základní statická únosnost ložiska
$\sigma_u$	[N/mm <sup>2</sup> ]	mez úměrnosti materiálu
$\sigma_k$	[N/mm <sup>2</sup> ]	mez kluzu
$k$	[-]	součinitel bezpečnosti
$A$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha
$d$	[mm]	průměr
$J$	[mm <sup>4</sup> ]	minimální kvadratický moment průřezu
$i$	[-]	poloměr setrvačnosti
$\lambda$	[-]	štíhlostní poměr
$\lambda_{mez}$	[-]	mezní štíhlostní poměr
$E$	[MPa]	Youngův modul pružnosti
$F_{kr}^E$	[N]	kritická síla dle Eulera
$\sigma_{kr}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	kritické napětí
$\sigma_{oD}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	dovolené napětí v ohybu
$\tau_{sD}$	[MPa]	dovolené smykové napětí
$\tau_s$	[MPa]	smykové napětí
$p_D$	[MPa]	dovolený tlak
$Re$	[MPa]	mez kluzu
$\sigma_o$	[N/mm <sup>2</sup> ]	napětí v ohybu
$M_o$	[Nmm]	ohybový moment
$M_{oMAX}$	[Nmm]	maximální ohybový moment
$W_o$	[mm <sup>3</sup> ]	modul průřezu v ohybu
$O_{lok}$	[N]	jízdné odpory lokomotivy