

**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE**

**FAKULTA STROJNÍ**

**12 120 – ÚSTAV AUTOMOBILŮ, SPALOVACÍCH MOTORŮ  
A KOLEJOVÝCH VOZIDEL**



**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

**2017**

**Konstrukční návrh kloubového hřídele pro trakční pohon dvojkolí  
kolejového autobusu**

The Design Concept of the PTO Shaft for the Traction Drive of the Wheelset of  
a Rail Bus

Autor: Vít Brůžek

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Brůžek** Jméno: **Vít** Osobní číslo: **437088**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**  
Studijní program: **Teoretický základ strojínského inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Konstrukční návrh kloubového hřídele pro trakční pohon dvojkolí kolejového autobusu**

Název bakalářské práce anglicky:

**The design concept of PTO shaft for the traction drive of wheelset of rail bus**

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte:

1. Rešerši příkladů použití kardanových kloubových hřídelů v pohonu dvojkolí.
2. Analýzu zástavbových rozměrů pohonu dvojkolí v pojezdu vozidla.
3. Analýzu potřebného rozsahu pohybů kloubového hřídele.
4. Rozbor silových účinků působících na kloubový hřídel.
5. Návrh konstrukčního řešení spojení trakčního motoru s nápravovou převodovkou pomocí kloubového hřídele.
6. Průvodní technickou zprávou a sestavný výkres pohonu dvojkolí.

Seznam doporučené literatury:

Odborné časopisy, firemní literatura, patentová literatura, normy.

Skripta ČVUT:

KOLÁŘ, J.: Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel

ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II,

ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II - pojezd

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

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:


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

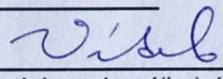
Jméno a pracoviště druhého(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

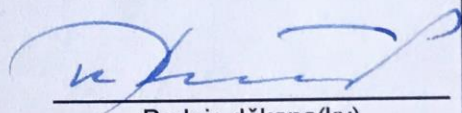
Datum zadání bakalářské práce: **19.04.2017**

Termín odevzdání bakalářské práce: **12.07.2017**

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

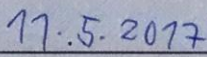
  
Podpis vedoucí(ho) práce

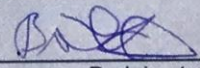
  
Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

  
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

## Poděkování

Rád bych touto cestou poděkoval panu doc. Ing. Josefu Kolářovi, CSc. za odborné vedení, podnětné rady, věcné připomínky a velkou ochotu při realizaci této práce. Poděkovat bych chtěl také všem vyučujícím Fakulty strojní ČVUT v Praze, kteří mi předávali své znalosti po celou dobu mého studia.

## Anotační záznam

Jméno autora:	Vít
Příjmení autora:	Brůžek
Název práce:	Konstrukční návrh kloubového hřídele pro trakční pohon dvojkolí kolejového autobusu
Rozsah práce:	Stran: 38 Obrázků: 22 Grafů: 6 Příloh: 2
Akademický rok:	2016/2017
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojího inženýrství
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav:	12 120 – Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Vedoucí BP:	doc. Ing. Josef Kolář, CSc.
Zadavatel tématu:	Fakulta strojní ČVUT v Praze
Klíčová slova:	Kolejový autobus, kloubový hřídel, kardanův hřídel, Hookův kloub, návrh kloubového hřídele, trakční pohon, trakční charakteristika, ekvivalentní zatížení, úhel odklonu

## **Abstrakt**

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem kloubového hřídele pro pohon kolejového autobusu. Pro bližší výpočty je nutné definovat provozní podmínky, ve kterých bude kolejový autobus provozován po dobu své životnosti. Je nutné se zaměřit na trakční charakteristiku, úhly odklonu kloubového hřídele v různých jízdních situacích a další provozní parametry. Po zjištění všech těchto parametrů je možné vybrat z katalogu vhodný kloubový hřídel, což je cílem této práce.

## **Abstract**

This bachelor thesis deals with the design concept of the PTO (power takeoff) shaft for the drive of a rail bus. For further calculations, it is necessary to define the operating conditions in which the rail bus will be run over its service life. It is necessary to focus on the traction characteristic, the angular deflection of the PTO shaft in various driving situations and other operating parameters. Once all these parameters have been identified, it is possible to select a suitable PTO shaft from the catalog, which is the aim of this thesis.

## **Prohlášení o autorství**

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci vypracoval samostatně za pomoci citované literatury a použitých zdrojů pod vedením doc. Ing. Josefa Koláře, CSc.

V Praze dne .....

.....

Podpis

## Obsah

Poděkování .....	3
Anotační záznam .....	3
Abstrakt .....	4
Prohlášení o autorství.....	4
Obsah.....	5
1. Úvod.....	6
1.1. Kolejový autobus .....	6
1.2. Příklady použití kloubového hřídele.....	10
2. Kloubový hřídel .....	12
2.1. Kinematika Hookova kloubu .....	13
2.2. Kinematika kloubového hřídele .....	15
3. Rychlostní charakteristika .....	17
3.1. Adhezní omezení motoru.....	17
3.2. Výkonové omezení pohonu.....	17
3.3. Kontrola přenosu maximálního hnacího momentu motoru.....	19
3.4. Určení ekvivalentního zatížení .....	20
4. Návrh kloubového hřídele .....	22
4.1. Stanovení provozních podmínek (úhly odklonů) .....	22
4.1.1. Rozbor úhlů ve vertikální rovině.....	23
4.1.2. Rozbor úhlů v horizontální rovině .....	24
4.1.3. Rozbor celkového úhlu odklonu .....	26
4.2. Výběr kloubového hřídele z katalogu.....	27
4.2.1. Návrh hřídele pro maximální zatěžující moment .....	27
4.2.2. Kontrola při maximálních provozních otáčkách .....	29
5. Závěr .....	33
6. Seznamy .....	35
6.1. Seznam obrázků .....	35
6.2. Seznam grafů.....	35
6.3. Seznam zdrojů a použité literatury .....	36
6.4. Seznam použitých veličin .....	37
6.5. Seznam příloh.....	38

## 1. Úvod

### 1.1. Kolejový autobus

Kolejové autobusy mají v Českých zemích dlouhotrvající tradici a jsou již po dlouhou dobu nepostradatelným doplňkem vozového parku na české železnici. Využívají se především na regionálních tratích a v příměstské dopravě, kde plní svoji nepostradatelnou úlohu. V tomto režimu je využívá mnoho lidí v blízkosti velkých měst k dopravě do zaměstnání nebo na větší nádraží, kde přestupují na dálkové spoje. Provoz vlakových souprav tažených lokomotivou by byl na těchto tratích neekonomický, kolejový autobus tedy představuje vhodné řešení pro dopravu na krátké vzdálenosti. Nehodí se naopak pro dopravu na dlouhé vzdálenosti z důvodu nízké maximální rychlosti a omezeného komfortu, který však plně dostačuje pro kratší jízdy.

První vozy tohoto typu se u nás objevily již v první polovině dvacátého století. Společnost ČSD si uvědomovala vysokou neefektivitu parních vlaků na lokálních tratích. Obsluha parní lokomotivy

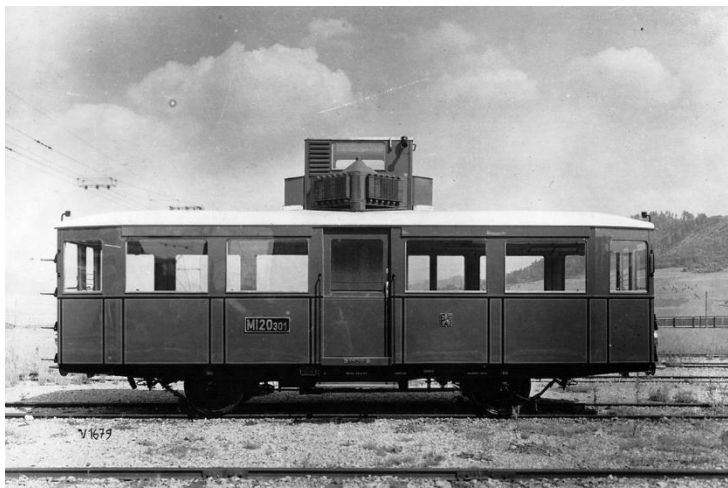


Obrázek 1 – ČKD M120.0 [2]

má vyšší personální nároky a vyžaduje také složitější logistiku pro zajištění paliva, dráhy proto hledaly efektivnější způsob a jako vhodné řešení se nabízely motoráky s pohonem na benzín nebo naftu. První prototyp vyrobila pražská ČKD (M120.0) v roce 1927, více kusů však již nevzniklo. Plzeňská Škoda ve stejném roce vyrobila velmi

podobný prototyp M120.1 a později na objednávku ČSD vyrobila dalších deset kusů. Oba tyto typy vycházely z již provozovaného silničního vozidla (autobusu), které bylo pouze upraveno pro železniční provoz, odtud pojem kolejový autobus. Stejně jako u autobusu byl tedy motor umístěn pod kapotou vpředu a odtud byl točivý moment převáděn dlouhým kloubovým hřídelem na poháněnou zadní nápravu. Z povahy této koncepce vyplývaly mnohé konstrukční nevýhody, které provoz na kolejích komplikovaly. Tyto vozy například umožňovaly jízdu pouze jedním směrem, na konečné stanici se tak musely složitě otáčet. K tomuto účelu byl vůz od Škody vybaven ruční točnou, která jej umožňovala otočit pro cestu zpět. [1], [2]

Po těchto prvních pokusech se vývoj nových typů motorových vozů soustředil již jen na vozidla provozovaná na železnici. Jedním z prvních byla řada M120.3, M120.4 a M130.2, které měly uprostřed vyvýšené stanoviště strojvedoucího, které umožňovalo obousměrný provoz, a které dalo tomuto typu přezdívku „věžák“. [2]



Obrázek 2 – ČKD M120.3 „věžák“ [7]

Období druhé světové války bohužel rozvoji železnice příliš nepřálo, po válce se pak začal vyrábět vůz řady M131.1, takzvaný „Hurvínek“. Poháněl ho naftový dvanáctiválcový motor z produkce Tatra Kopřivnice, mezi léty 1948–1956 bylo vyrobeno celkem 549 těchto motorových jednotek. [2]

Od roku 1975 se na českých lokálkách začaly objevovat známé vozy řady M152.0 (dnes 810), někdy zvané také „Orchestrion“, kterých bylo celkem vyrobeno 680 ks. Dodnes se s nimi na železnici denně setkáváme, ať už v původní podobě nebo v modernizované verzi Regionova (řada 814). Ta vznikla přestavbou starších jednotek řady 810 v letech 2005-2012 firmou Pars Nova v Šumperku. Při přestavbě byl přebudován prostor pro cestující i pro strojvedoucího, nová jsou čela vozu a nový je i motor od firmy TEDOM s převodovkou Voith Diwa 864.3E, který nahradil původní motor LIAZ s převodovkou Praga 2 M 70 používaný též v tehdejších autobusech Karosa ŠM11. Motor je uložen pod podlahou a spojen s převodovkou, odtud je točivý moment dále převáděn kloubovým hřídelem na jedinou hnanou nápravu, kde se pomocí reverzační převodovky ovládá směr jízdy dopředu nebo dozadu. [2], [3], [4]

Tato bakalářská práce se dále bude zabývat částí pohonného ústrojí přenášející točivý moment od motoru ke dvojkolím, tedy kloubovým hřídelem. Částečně tak naváže na práci mých kolegů z let minulých, kteří navrhli koncept částečně nízkopodlažního kolejového autobusu pro budoucnost. Pohon tohoto konceptu je hybridní, spalovací pístový motor zde slouží jako generátor elektrické energie pro elektromotor, který je uložen podélně na podvozku a je spojen s dvojkolím právě kloubovým hřídelem.

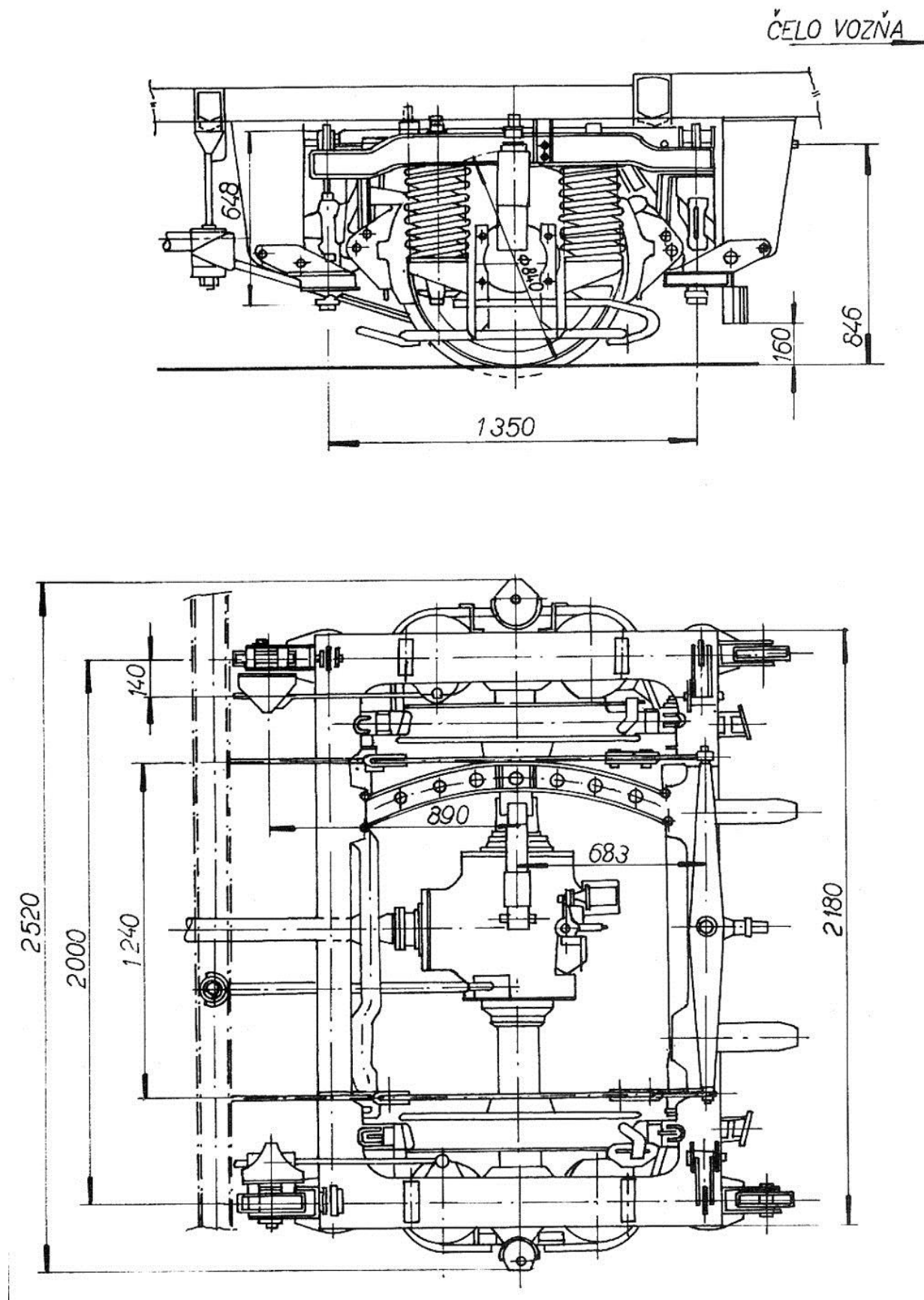


Obrázek 3 - Řada M152.0 (dnes 810) [8]



Obrázek 4 - Řada 814 Regionova [9]



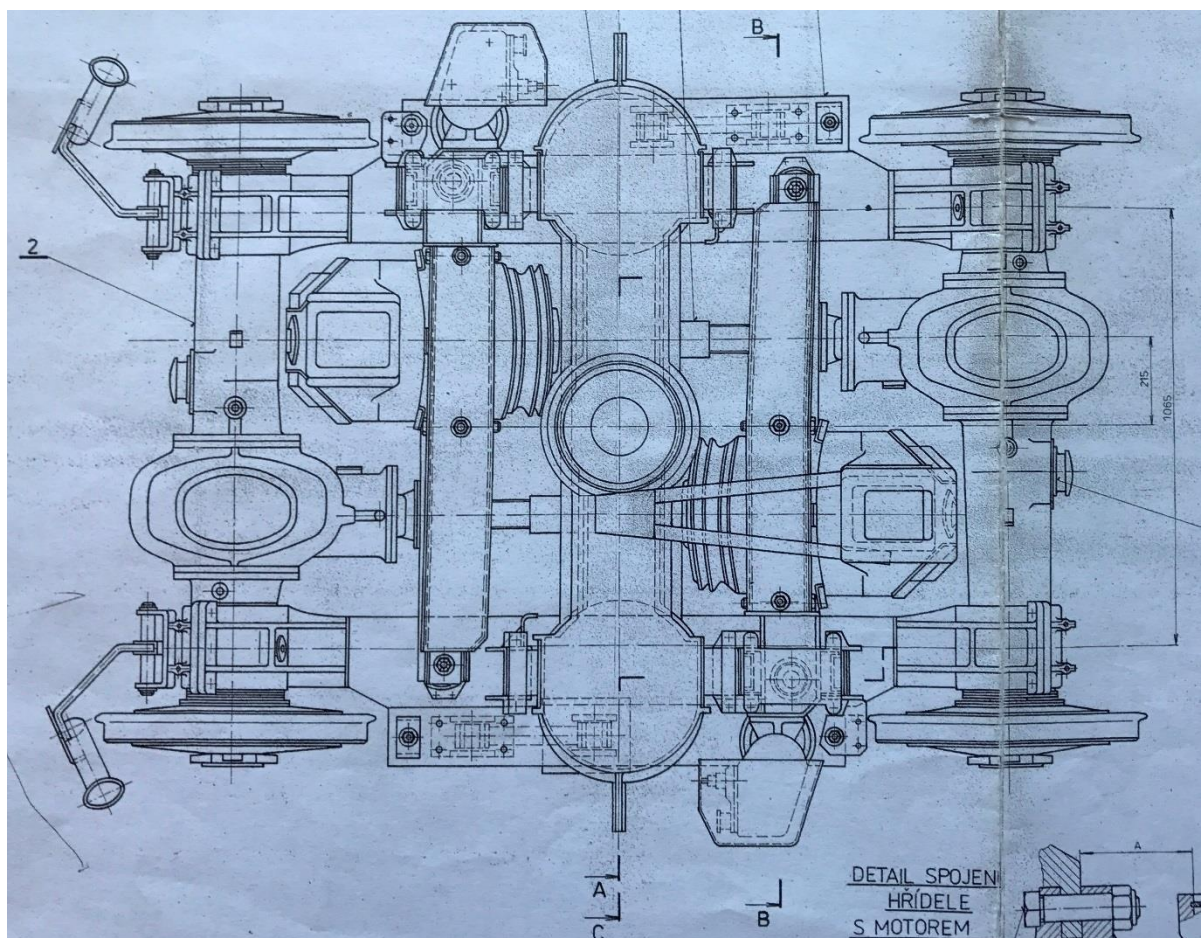


Obrázek 5 - Výkres sestavy hnacího podvozku motorového vozu řady M 152.0 (dnes 810) [4]

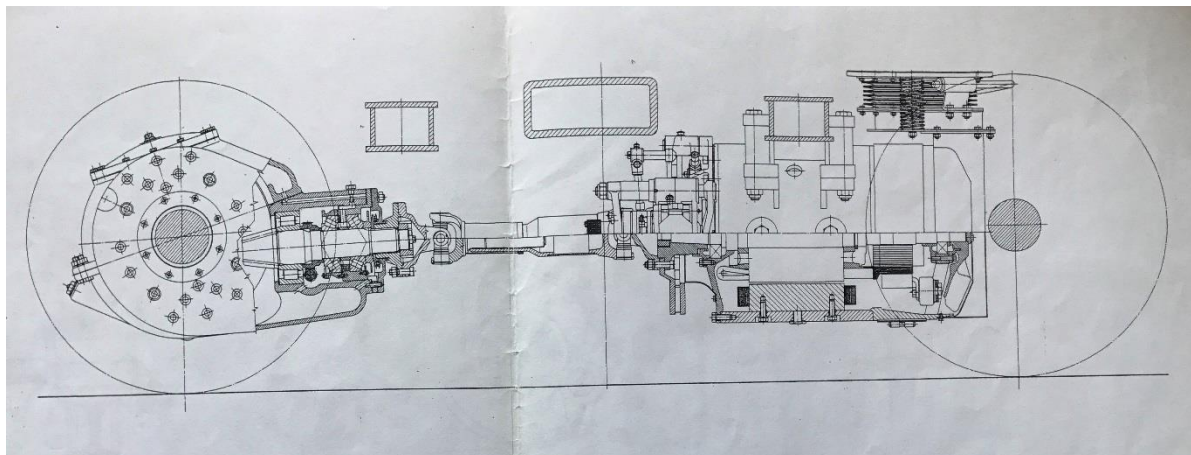
## 1.2. Příklady použití kloubového hřídele

Způsob spojení motoru a dvojkolí kloubovým hřídelem (též kardanovým hřídelem) je robustní, odolný a spolehlivý, proto se hojně využívá i v mnoha dalších železničních vozidlech. Částečně dokáže odfiltrvat vibrace a rázy vznikající jízdou po svislých nerovnostech kolejnic a vyrovnat relativní naklonění podvozku vůči rámu skříně vozidla, na kterém je umístěn spalovací motor s převodovkou.

Kromě užití v kolejových autobusech uvedených v předešlém textu se kloubový hřídel používá také např. v tramvajích. U tramvajového vozidla Tatra T3, které vzniklo v celkovém počtu okolo 14 000 kusů, jsou použity dva dvounápravové podvozky. V každém z nich jsou dva trakční motory uloženy rovnoběžně s podélnou osou podvozku. Motory jsou ukotveny na příčník, který je vůči rámu podvozku odpružen pomocí pryžokovových silentbloků. Přenos krouticího momentu na nápravovou převodovku dvojkolí je realizován pomocí kardanové hřídele. Převodovka je realizována jako jednostupňová hypoidní s kuželovým soukolím nebo jako dvoustupňová převodovka s čelním a kuželovým ozubeným převodem. [5], [6]

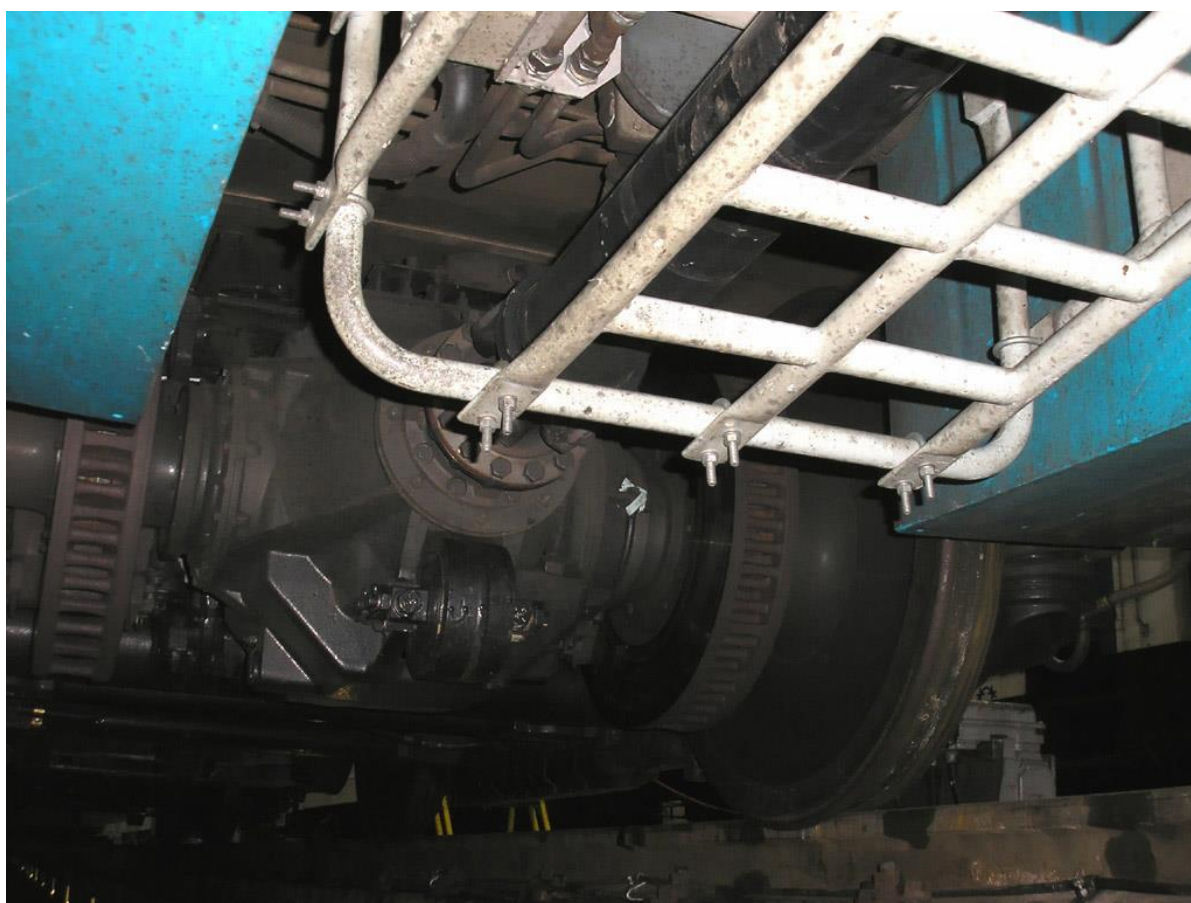


Obrázek 6 – Výkres sestavy podvozku tramvaje Tatra T3 [Archiv Ú 12 120]



Obrázek 7 - Výkres sestavy podvozku tramvaje Tatra T3 (boční pohled) [Archiv Ú 12 120]

Dále můžeme tuto koncepci pohonu najít také u elektrické vysokorychlostní jednotky řady 680, která je známá pod obchodním označením Pendolino. Individuální pohon dvojkolí je u hnacího podvozku řešen tak, že na podélných nosnících skříně vozidla je pružně uložen trakční motor a ten pomocí kloubového hřídele pohání nápravové převodovky dvojkolí. [3]



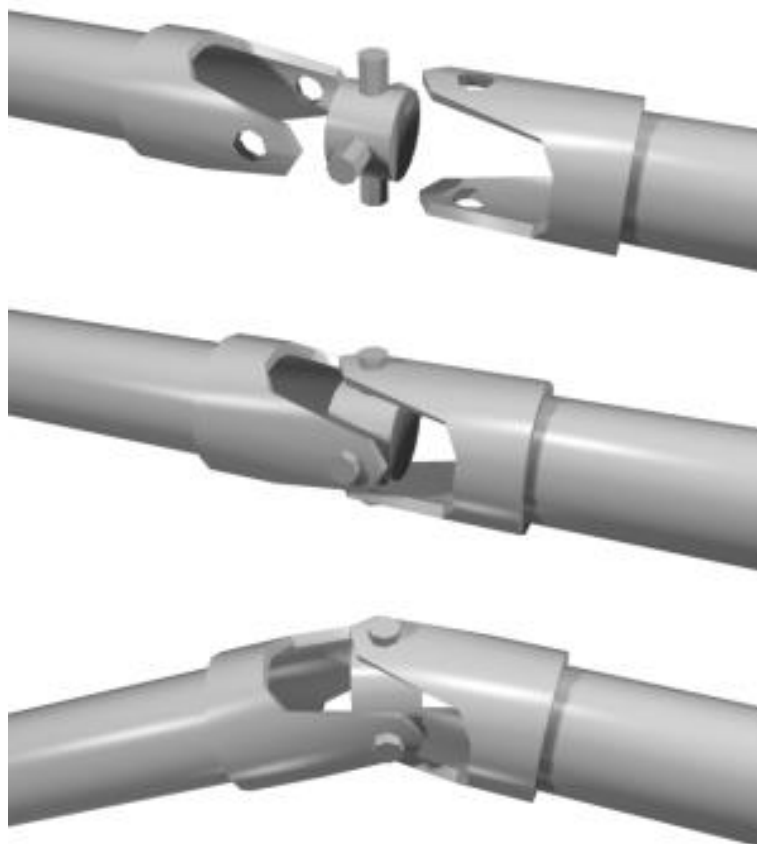
Obrázek 8 - Podvozek elektrické jednotky 680 Pendolino [3]

## 2. Kloubový hřídel

Kloubový hřídel slouží k přenosu krouticího momentu u dvou různoběžných hřídelů za konstantní úhlové rychlosti. Je složený z dvou Hookových kloubů (též kardanových kloubů) vzájemně natočených o 90°. Využívá se v různorodých aplikacích, nejčastěji k pohonu dopravních prostředků, ať už silničních či kolejových vozidel, ale také u měřicích přístrojů, výrobních strojů a v nejrůznějších jiných oblastech.

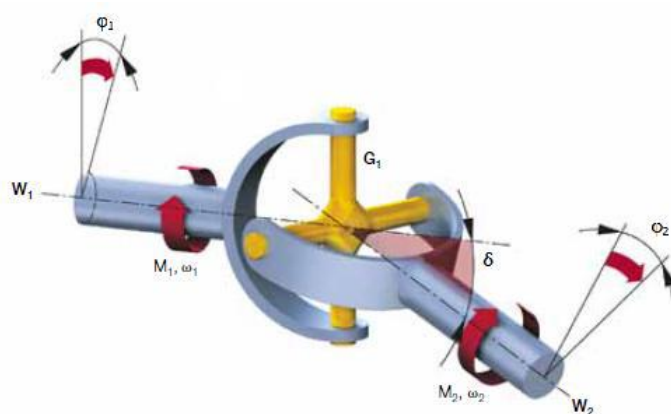
Samotný princip spojení hřídelů pomocí kloubů byl patrně objeven již ve třetím století před naším letopočtem, podrobně ho pak popsal italský vědec G. Cardan (1501-1576). První způsoby použití byly v lodním chronometru, dále pak k uchycení teleskopu, kompasu a jiných citlivých zařízení.

V různé literatuře se můžeme setkat s různými názvy pro tentýž mechanismus. V anglicky psaných textech se vyskytují termíny Cardan joint, Hooke's joint nebo U – joint (Universal joint) a to především podle místa vzniku daného textu. [10]



Obrázek 9 - Hookův kloub [10]

## 2.1. Kinematika Hookova kloubu



$G_1$  – standardní Hookův kloub

$W_1$  – vstupní hřídel

$W_2$  – výstupní hřídel

$\varphi_1, \varphi_2$  – úhly pootočení

$\delta$  – úhel odklonu (vychýlení)

$M_1, M_2$  – krouticí momenty

$\omega_1, \omega_2$  – úhlové rychlosti

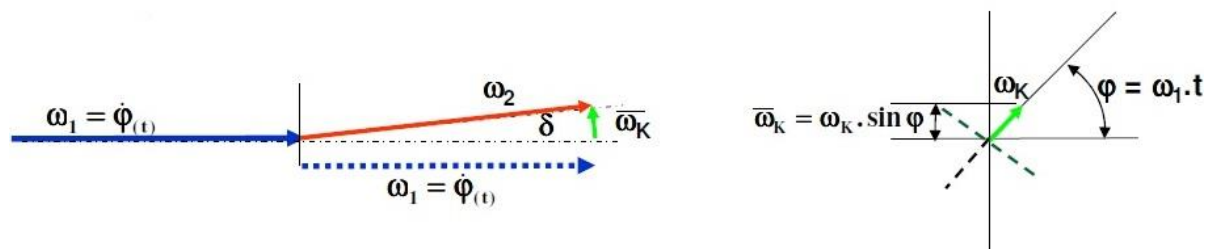
Obrázek 10 - Hookův kloub – geometrie [11]

### Základní vztahy:

$$\omega_1 = \dot{\varphi}_1(t), \omega_2 = \dot{\varphi}_2(t)$$

Rozdíl úhlů:

Z konstrukce Hookova kloubu vyplývá, že při otáčení vstupního hřídele konstantní úhlovou rychlostí  $\omega_1$  se výstupní hřídel otáčí nekonstantní úhlovou rychlostí  $\omega_2$ . Tuto úhlovou rychlost lze vyjádřit pomocí točivého relativního vektoru, který je zobrazen na obrázku 11.



Obrázek 11 - Točivý relativní vektor  $\overline{\omega}_k$  [12]

### Výpočet úhlové rychlosti na výstupním hřídeli $\omega_2$ :

$$\omega_2 = \omega_1 \cdot \cos \delta - \overline{\omega}_k \cdot \sin \delta \quad [12]$$

Točivý relativní vektor  $\overline{\omega}_k$ :

$$\overline{\omega}_k = \omega_k \cdot \sin \varphi$$

Úhlová rychlost kloubu  $\omega_k$ :

$$\omega_k = -\omega_2 \cdot \sin \varphi \cdot \sin \delta$$

Úhel pootočení hnacího hřídele:

$$\varphi = \omega_1 \cdot t$$

$$\omega_2 = \omega_1 \cdot \cos\delta - \omega_k \cdot \sin\varphi \cdot \sin\delta = \omega_1 \cdot \cos\delta + \omega_2 \cdot \sin^2\varphi \cdot \sin^2\delta$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1 \cdot \cos\delta}{1 - \sin^2\varphi \cdot \sin^2\delta}$$

**Minimální výstupní úhlová rychlost:**

pro  $\varphi = 0^\circ$  a  $180^\circ$

$$\sin 0^\circ = \sin 180^\circ = 0$$

$$\omega_{2min} = \omega_1 \cdot \cos\delta$$

**Maximální výstupní úhlová rychlost:**

pro  $\varphi = 90^\circ$  a  $270^\circ$

$$\sin 90^\circ = \sin 270^\circ = 1$$

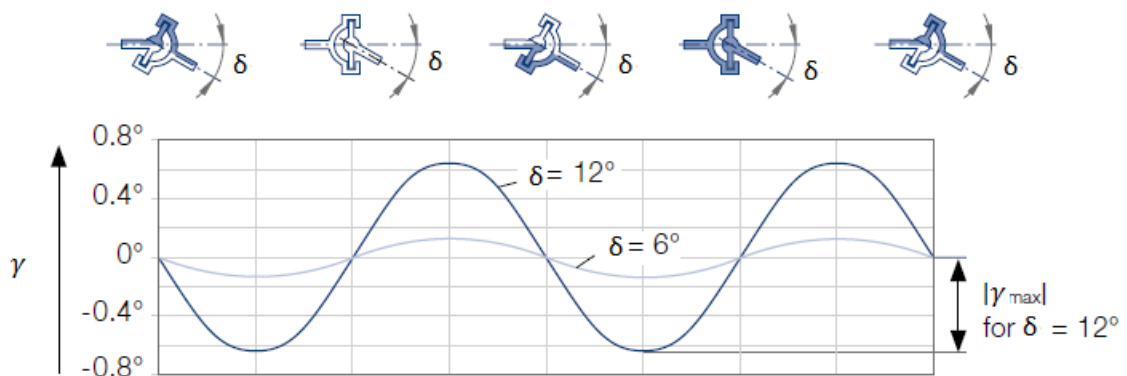
$$\omega_{2max} = \frac{\omega_1 \cdot \cos\delta}{1 - \sin^2\delta} = \frac{\omega_1 \cdot \cos\delta}{\cos^2\delta} = \frac{\omega_1}{\cos\delta}$$

**Výsledný převod kloubu  $i_k$ :**

$$i_k = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos\delta}{1 - \sin^2\varphi \cdot \sin^2\delta}$$

V průběhu otáčení se úhel pootočení vstupního a výstupního hřídele liší o úhel  $\gamma$ , který je závislý na úhlu natočení vstupního hřídele. Tato závislost má sinusový průběh a hodnoty rozdílu úhlů pootočení závisí na úhlu odklonu  $\delta$ .

$$\gamma = \varphi_1 - \varphi_2 = (\omega_1 - \omega_2) \cdot t \rightarrow \Delta\omega = \gamma \cdot t$$



Graf 1 - Závislost rozdílu úhlu  $\gamma$  na odklonu  $\delta$  [11]

**Převod křížového kloubu:**

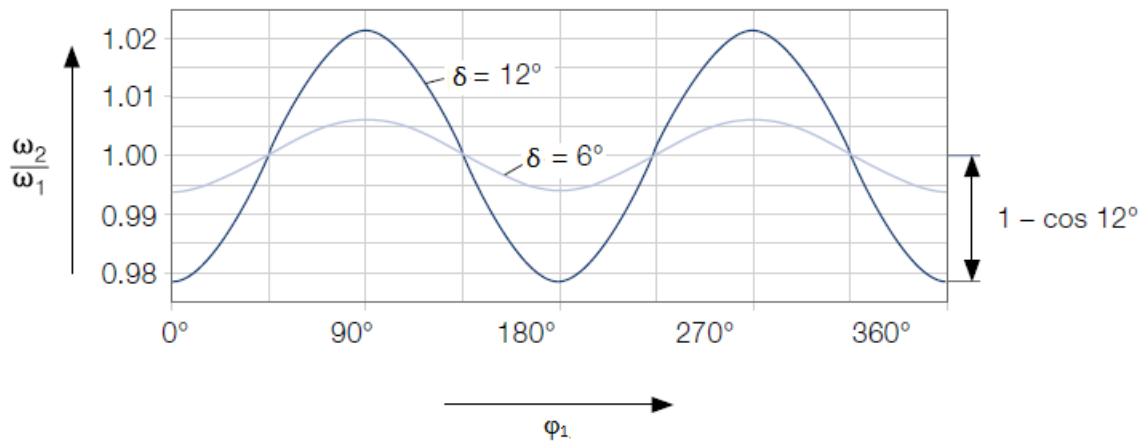
$$i_k = \frac{\omega_2}{\omega_1} = 1 - \frac{\delta^2}{2} \cdot \cos 2\varphi$$

$$\omega_2 = \omega_1 \cdot \left( 1 - \frac{\delta^2}{2} \cdot \cos 2\varphi \right) = \omega_1 - \omega_1 \cdot \frac{\delta^2}{2} \cdot \cos 2\varphi$$

$$\omega_2 - \omega_1 = \frac{\delta^2}{2} \cdot \omega \cdot \cos(2\omega t)$$

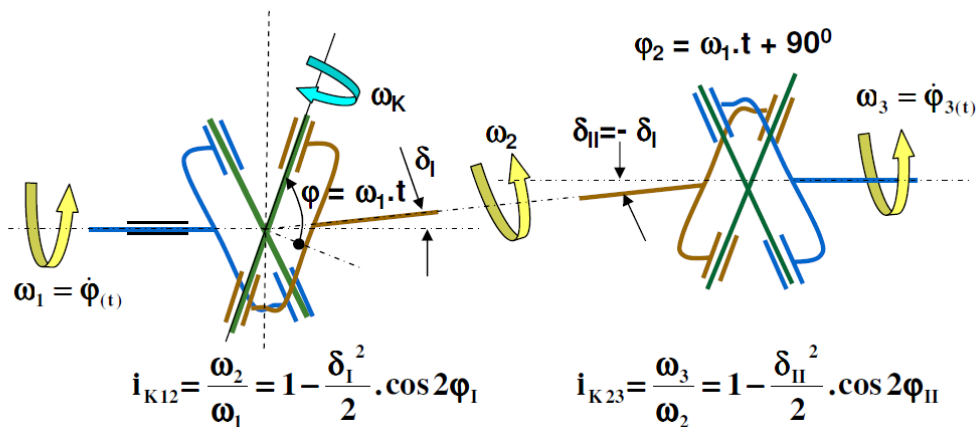
kde  $\omega_2 > \omega > \omega_1$

a kde  $\frac{\delta^2}{2} \cdot \omega \cdot \cos(2\omega t)$  je kinematická nepřesnost křížového kloubu



Graf 2 - Závislost převodu kloubu  $i_k$  na úhlu pootočení  $\varphi_1$  pro různé úhly odklonu  $\delta$  [11]

**2.2. Kinematika kloubového hřídele**



Obrázek 12 - Kinematika kloubového hřídele [12]

Celkový převod kloubového hřídele  $i_k$ : [12]

$$i_k = \frac{\omega_3}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_1} = \left(1 - \frac{\delta_{II}^2}{2} \cdot \cos 2\varphi_{II}\right) \cdot \left(1 - \frac{\delta_I^2}{2} \cdot \cos 2\varphi_I\right)$$

$$i_k = \frac{\omega_3}{\omega_1} = 1 - \frac{\delta_I^2}{2} \cdot \cos 2\varphi_I - \frac{\delta_{II}^2}{2} \cdot \cos 2\varphi_{II} + \frac{\delta_I^2 \cdot \delta_{II}^2}{4} \cdot \cos 2\varphi_I \cdot \cos 2\varphi_{II}$$

$$i_k = 1 - \frac{\delta_I^2}{2} \cdot \cos 2\varphi_I - \frac{\delta_{II}^2}{2} \cdot \cos 2\varphi_{II}$$

Pro  $\varphi_{II} = \varphi_I + 90^\circ$ :

$$i_k = 1 - \frac{\delta_I^2}{2} \cdot \cos 2\varphi_I - \frac{\delta_{II}^2}{2} \cdot \cos 2(\varphi_I + 90^\circ)$$

#### Druhy zapojení kloubového hřídele:

Kloubové hřídele lze zapojit dvěma způsoby podle vzájemné polohy vstupního a výstupního hřídele. U zapojení do „M“ jsou tyto hřídele různoběžné, u zapojení do „Z“ jsou pak rovnoběžné (dle obrázku 13). V pohonné soustavě kolejového autobusu je použito zapojení do „Z“ a proto zde varianta do „M“ již není dále rozpracována.



Obrázek 13 - Zapojení kloubového hřídele do „M“ (vlevo) a do „Z“ (vpravo) [12]

Pro kinematicky přesný převod  $\delta_{II} = -\delta_I$  platí:

$$i_k = \frac{\omega_3}{\omega_1} = 1 - \frac{\delta_I^2 - \delta_{II}^2}{2} \cdot \cos(2\omega t) = 1 - \frac{\delta_I^2 - (-\delta_I^2)}{2} \cdot \cos(2\omega t) = 1$$

Z výše uvedených vztahů je zřejmé, že pokud jsou na kloubovém hřídeli umístěny dva Hookovy klouby vzájemně pootočené o  $90^\circ$ , eliminuje se sinusový průběh úhlu pootočení vstupního a výstupního hřídele na každém z těchto kloubů. Výsledný převod kloubového hřídele je tedy stálý a je roven jedné.



### 3. Rychlostní charakteristika

#### 3.1. Adhezní omezení motoru

Při výpočtu rychlostní charakteristiky jsem vycházel z maximálního nápravového zatížení ( $A_0 = 150 \text{ kN}$ ) daného zadáním BP a ze součinitele adheze ( $\mu = 0,33$ ) stanoveného rovněž ze zadání BP. Těmto hodnotám odpovídá maximální adhezní síla.

##### Maximální adhezní síla:

Maximální nápravové zatížení  $A_0 = 150 \text{ kN}$ , součinitel adheze  $\mu = 0,33$

$$F_{ad} = A_0 \cdot \mu$$

$$F_{ad} = 150\,000 \cdot 0,33 = 49\,500 \text{ N}$$

##### Maximální krouticí moment adhezně ( $\mu = 0,33$ ) přenositelný na dvojkolí:

$$M_{K\,ad} = F_{ad} \cdot \frac{D}{2}$$

kde  $D$  je průměr ojetých kol kolejového autobusu.

$$M_{K\,ad} = 49\,500 \cdot \frac{0,77}{2} = 19\,057,5 \text{ Nm}$$

#### 3.2. Výkonové omezení pohonu

Dále byl zadáním BP určen jmenovitý výkon trakčního motoru ( $P_{jm} = 120 \text{ kW}$ ) a maximální rychlost vozidla ( $v = 120 \text{ km/h}$ ). Třecí ztráty jednotlivých komponent byly zanedbány.

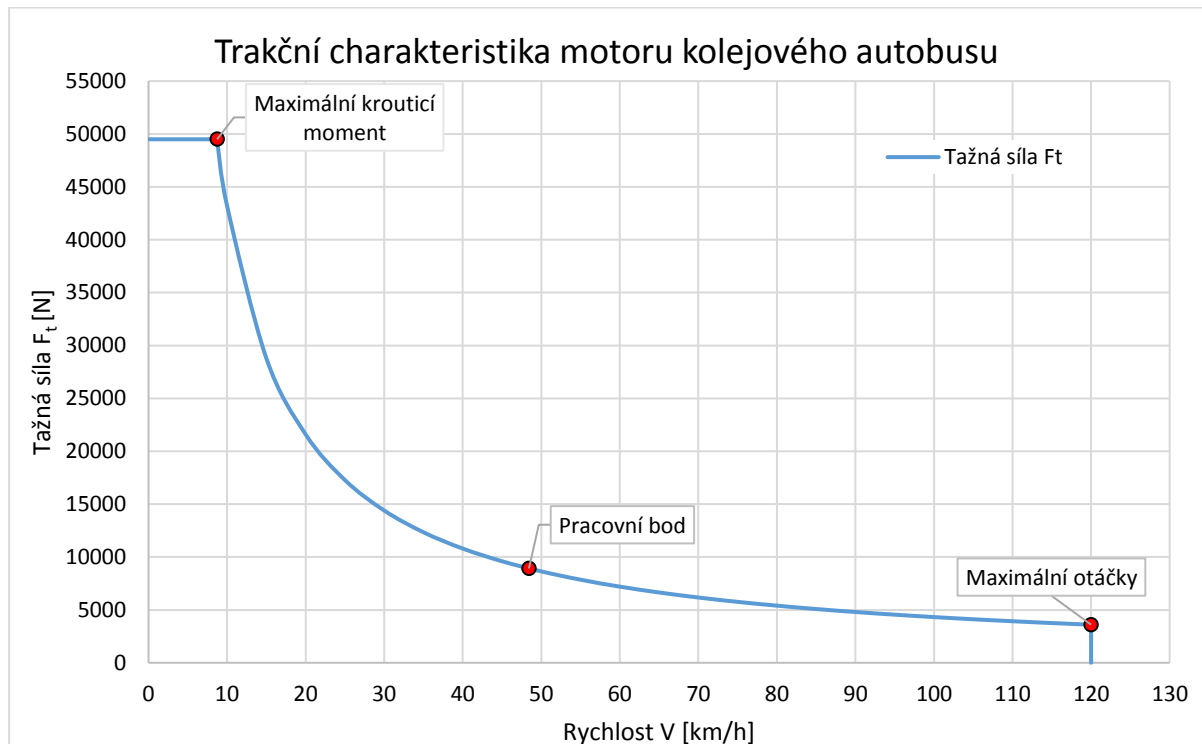
Výpočet tažné síly dvojkolí omezené výkonem hnacího trakčního motoru vozidla je dán vztahem:

$$F_t = \frac{P \cdot 3,6}{v}$$

kde hodnota 3,6 je konstanta pro přepočtení jednotek z kilometrů za hodinu na metry za sekundu.

Průběh závislosti tažné síly na rychlosti jsem vynesl do grafu (Graf 3). Křivka má hyperbolický tvar a je omezena maximální adhezní silou přenositelnou na dvojkolí pro  $\mu = 0,33$  a maximální rychlostí vozidla. V grafu jsou dále vyznačeny body maximálního

kroučícího momentu, maximálních otáček a pracovní bod, který odpovídá jmenovitým otáčkám trakčního motoru ( $1\,375\text{ min}^{-1}$ ).



Graf 3 - Trakční charakteristika motoru kolejového autobusu

Při reálném provozu kolejového vozidla po železnici platí, že při maximálních otáčkách trakčního motoru dosahuje vozidlo svojí maximální provozní rychlosti. Pro nalezení celkového převodu pohonného ústrojí je nutné zjistit otáčky kol  $n_k$  při maximální rychlosti a následně je porovnat s maximálními otáčkami trakčního motoru  $n_m$ :

#### Maximální otáčky kol:

$$v_{max} = 120\text{ km/h} = 33,3\text{ m/s}$$

$$v = \pi \cdot D \cdot \frac{n_k}{60} \rightarrow n_k = \frac{v \cdot 60}{\pi \cdot D}$$

$$n_k = \frac{33,3 \cdot 60}{\pi \cdot 0,77} = 826,78\text{ min}^{-1}$$

Během provozu dochází k opotřebením kol, a tedy změně jejich vnějšího průměru. V praxi se proto počítá trakční charakteristika a ostatní výpočty s využitím opotřebeného vnějšího průměru kol ( $D = 770\text{ mm}$ ), aby i na konci jejich životnosti bylo kolejové vozidlo schopné dosáhnout své uváděné maximální rychlosti. S novými neopotřebenými koly ( $D = 850\text{ mm}$ )

tak lze dosáhnout o něco vyšší rychlosti, než je uváděná maximální rychlost vozidla. Toho se využívá při testovacích jízdách, protože legislativa při homologaci vozidla požaduje spolehlivý provoz i v rychlostech až o 10 % vyšších, než je uváděná maximální rychlost.

**Celkový převod pohonného ústrojí:**

$$i_c = \frac{n_m}{n_k}$$

$$i_c = \frac{3400}{826,78} = 4,11$$

**Jmenovitý pracovní bod:**

Jmenovitým otáčkám trakčního motoru  $n_{jm} = 1\,375 \text{ min}^{-1}$  byl vypočten Pracovní bod vyobrazený v grafu (Graf 3). Těmto jmenovitým otáčkám při jmenovitém (trvalém) výkonu  $P_{jm} = 120 \text{ kW}$  také odpovídá jmenovitý moment trakčního motoru  $M_{jm} = 835 \text{ Nm}$ , oba tyto údaje jsou dané zadáním BP.

Ze jmenovitých otáček trakčního motoru lze vypočítat jmenovitou rychlost:

$$v_{jm} = \pi \cdot D \cdot \frac{n_{jm}}{60 \cdot i_c}$$

$$v_{jm} = \pi \cdot 0,77 \cdot \frac{1\,375}{60 \cdot 4,11} = 13,48 \text{ m/s} = 48,53 \text{ km/h}$$

### 3.3. Kontrola přenosu maximálního hnacího momentu motoru

Pro každodenní provoz je potřeba zajistit, aby při rozjezdu kolejového vozidla nedocházelo k prokluzu zabírajících kol. Je tedy potřeba, aby skutečná hodnota maximálního hnacího momentu trakčního motoru  $M_{KTM \max}$  byla nižší než teoretická hodnota krouticího momentu hnacího motoru pro dosažení meze adheze  $M_{KTM \text{ teor.}}$ .

**Maximální krouticí moment motoru:**

$$M_{KTM \text{ teor.}} = \frac{M_{K ad}}{i_c}$$

$$M_{KTM \text{ teor.}} = \frac{19\,057,5}{4,11} = 4\,637 \text{ Nm}$$

Aby při rozjezdu nedošlo k prokluzu zabírajících kol, nesmí trakční motor překročit krouticí moment 4 637 Nm, jeho maximální krouticí moment je však jen  $M_{kTM\ max} = 1\ 785\ Nm$ , kontrola tedy vyhovuje.

### 3.4. Určení ekvivalentního zatížení

Pro zjednodušení skutečného zatížení kloubového hřídele při reálném provozu je potřeba zavést ekvivalentní krouticí moment  $M_e$ , který bude reprezentovat procentuální zastoupení různých režimů, ve kterých bude kolejový autobus provozován. Tento moment je tedy ekvivalentní celkové skladbě různých režimů zatížení při reálném provozu. Pro zjednodušení byly vedoucím BP zadány tři provozní režimy a ke každému z nich procentuální podíl z celkové životnosti, a to takto:

$M_{ad} \sim 15\%$  ...maximální moment při rozjezdu

$M_{jm} \sim 65\%$  ...jmenovitý moment

$M_{v\ max} \sim 20\%$  ...moment při maximální rychlosti

#### Moment při maximální rychlosti:

$$F_{v\ max} = \frac{P \cdot 3,6}{v_{max}}$$

$$F_{v\ max} = \frac{120\ 000 \cdot 3,6}{120} = 3\ 600\ N$$

$$M_{v\ max} = \frac{F_{v\ max} \cdot \frac{D}{2}}{i_c}$$

$$M_{v\ max} = \frac{3\ 600 \cdot \frac{0,77}{2}}{4,11} = 337\ Nm$$

Hodnoty jmenovitého momentu ( $M_{jm} = 835\ Nm$ ) a maximálního momentu při rozjezdu ( $M_{ad} = 1\ 785\ Nm$ ) jsou známé již z předešlého textu, respektive ze zadání. Je však potřeba zjistit ještě otáčky v bodě maximálního momentu (viz Graf 3).

**Otázky při maximálním momentu:**

$$v_{M \max} = \frac{P}{F_t}$$

$$v_{M \max} = \frac{120\,000}{49\,500} = 2,42 \text{ m/s} = 8,71 \text{ km/h}$$

$$n_{M \max} = \frac{v_{M \max} \cdot i_c \cdot 60}{\pi \cdot D}$$

$$n_{M \max} = \frac{2,42 \cdot 4,11 \cdot 60}{\pi \cdot 0,77} = 24,7 \text{ min}^{-1}$$

**Výpočet ekvivalentního krouticího momentu: [12]**

$$M_e = \sqrt[3]{\frac{\sum M_i^3 \cdot n_i \cdot t_i}{\sum n_i \cdot t_i}}$$

$$M_e = \sqrt[3]{\frac{1\,785^3 \cdot 24,7 \cdot 0,15 + 835^3 \cdot 1\,375 \cdot 0,65 + 337^3 \cdot 3\,400 \cdot 0,20}{24,7 \cdot 0,15 + 1\,375 \cdot 0,65 + 3\,400 \cdot 0,20}} = 711 \text{ Nm}$$

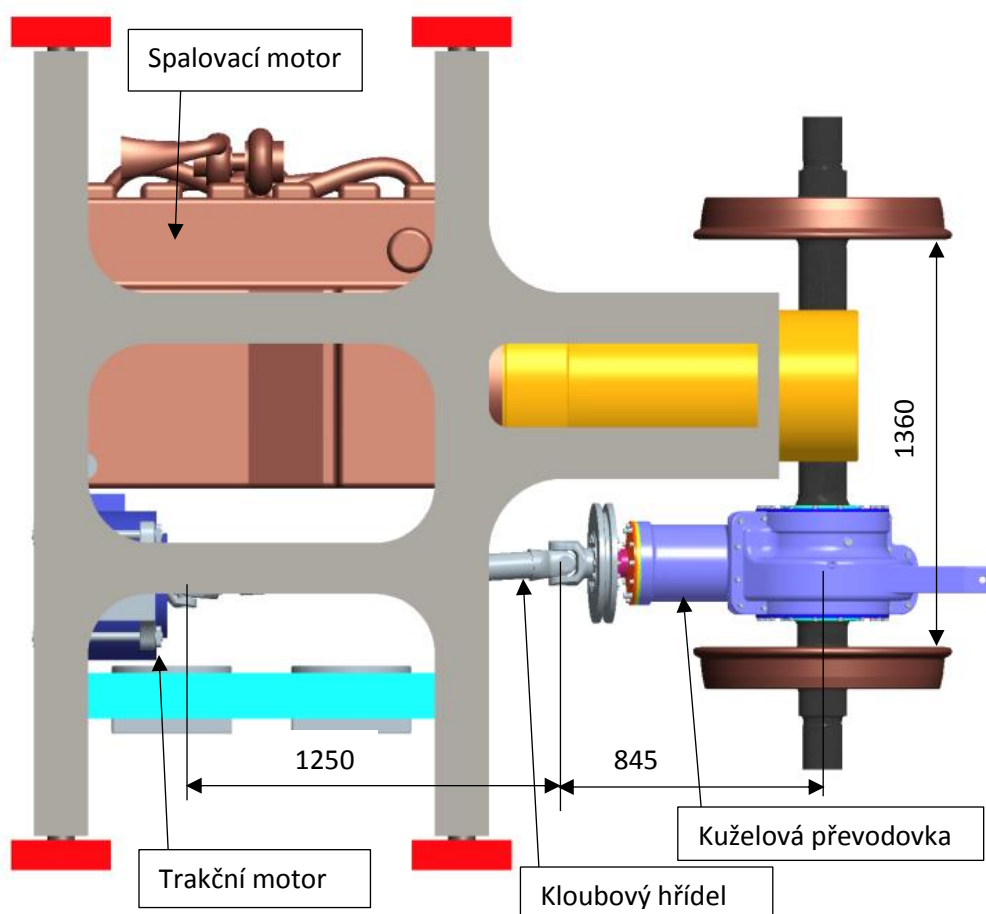
Pro správnou funkci kloubového hřídele a požadovanou spolehlivost v provozu je tedy nutné, aby tento hřídel dokázal trvale přenášet krouticí moment  $M_e = 711 \text{ Nm}$ . Tento ekvivalentní moment je zároveň menší, než jmenovitý moment trakčního motoru  $M_{jm} = 835 \text{ Nm}$ , motor tedy není přetěžován.

## 4. Návrh kloubového hřídele

### 4.1. Stanovení provozních podmínek (úhly odklonů)

Během jízdy kolejového autobusu se podle momentálního zatížení a profilu trati mění relativní poloha podvozku vůči trakčnímu motoru. Pro výběr vhodného kloubového hřídele je tedy nutné nalézt krajní polohy, mezi kterými se budou tyto komponenty při provozu pohybovat, a tomu odpovídající úhly kloubového hřídele.

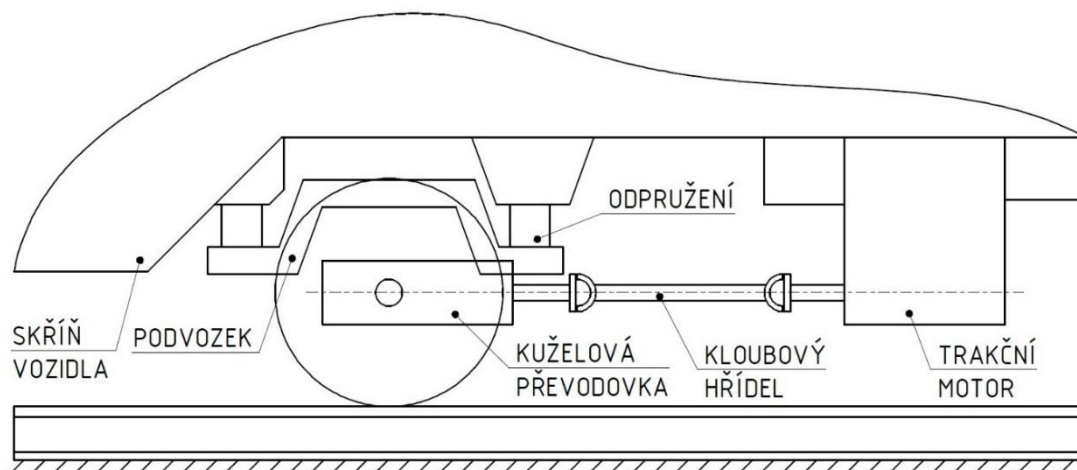
Jak již bylo řečeno v úvodu, tato bakalářská práce se věnuje návrhu kloubového hřídele pro koncept moderního vozidla pro regionální tratě, na kterém pracovali studenti ČVUT v Praze v předešlých letech. Jedná se o hybridní vozidlo, kde spalovací motor dodává elektrickou energii trakčnímu motoru. Ten je připevněn na skříni vozidla a dále je krouticí moment přenášen pomocí kloubového hřídele na kuželovou převodovku, díky které se krouticí moment přenáší na kola.



Obrázek 14 – Schéma pohonného ústrojí [13]

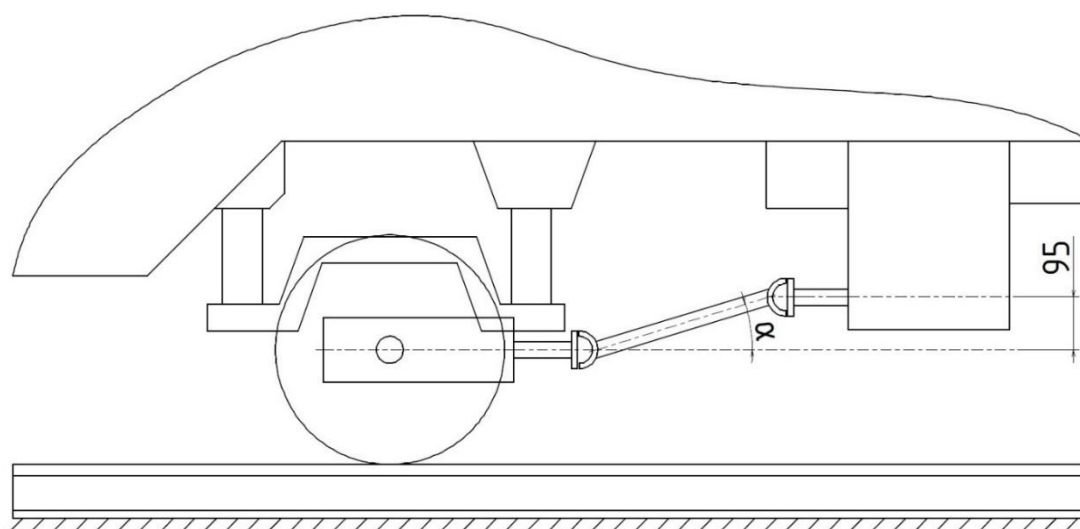
#### 4.1.1. Rozbor úhlů ve vertikální rovině

Ve vertikální rovině se při plně zatíženém vozidle výstupní hřídel trakčního motoru dostane na výškovou úroveň vstupního hřídele kuželové převodovky dvojkolí, úhel kloubového hřídele je tedy nulový (viz Obrázek 15).



Obrázek 15 - Podvozek při plném zatížení (boční pohled)

Při nezatíženém vozidle se pak trakční motor dostane nad úroveň kuželové převodovky (viz Obrázek 16). Celkový výškový rozdíl mezi nejnižší a nejvyšší polohou skříně včetně uvažování dynamických kmitů při jízdě je  $\Delta_{VERTIK.} = 95 \text{ mm}$ . Výhoda této konstrukce podvozku spočívá v tom, že maximální úhel odklonu hřídele je při nezatíženém stavu a čím více se zvětšuje zatížení, tím se snižuje úhel odklonu, což je výhodné.



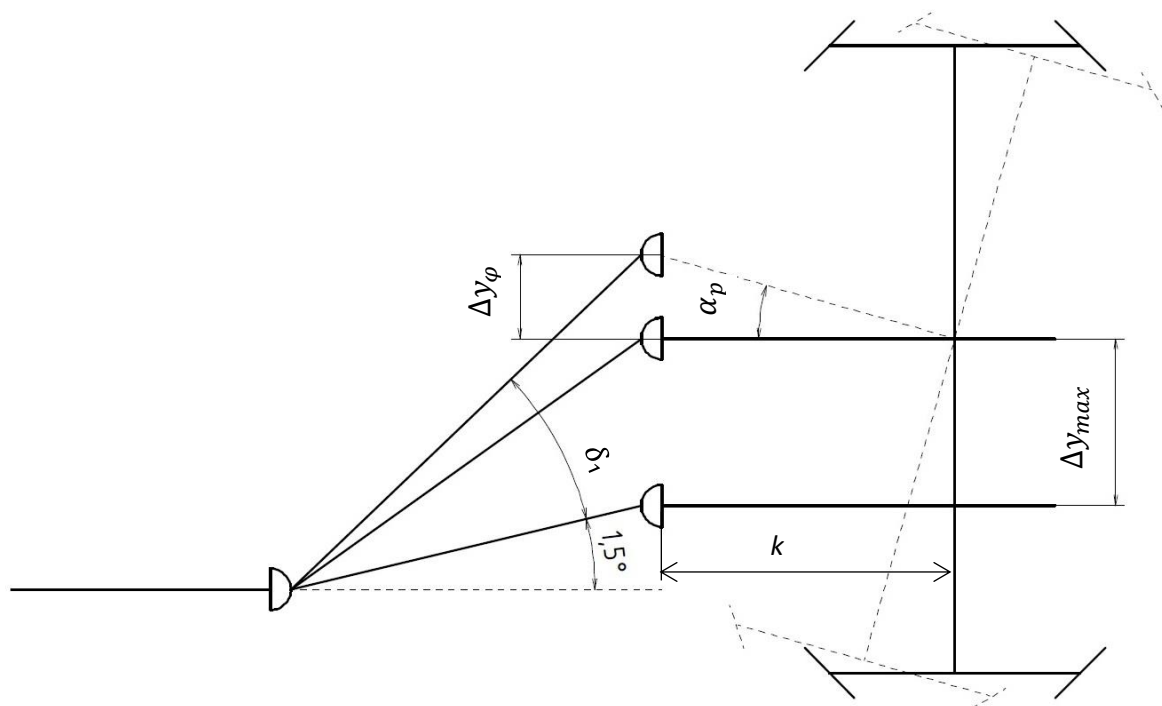
Obrázek 16 - Nezatížený podvozek (boční pohled)

#### 4.1.2. Rozbor úhlů v horizontální rovině

V horizontální rovině se vůči sobě pohybuje jak skříň a rám podvozku, tak také rám podvozku a dvojkolí. Skříň vozu se vůči rámu podvozku posouvá kvůli natočení podvozku při průjezdu obloukem, a to o hodnotu maximálně  $w = 50 \text{ mm}$ . Dvojkolí se pak vůči rámu podvozku posouvá vlivem jízdy po nerovnostech kolejnic v příčném směru, a to o hodnotu maximálně  $q = \pm 5 \text{ mm}$ .

V této rovině je také zajištěna minimální výchylka potřebná pro správnou funkci ložisek v kloubech hřídele, která zabrání jejich poškození. V základní poloze činí tato výchylka  $1,5^\circ$  a je způsobena vyosením trakčního motoru vůči kuželové převodovce, což je patrné na obrázku 14.

Při jízdě se tato výchylka může zvětšit maximálním možným příčným posuvem  $\Delta y_{max} = w + q = 50 + 5 = 55 \text{ mm}$ . Výchylka se také zvětší o hodnotu  $\alpha_p$  způsobenou posuvem  $\Delta y_\varphi$  při jízdě obloukem o minimálním přípustném poloměru  $R = 150 \text{ m}$  vlivem nenulové vzdálenosti  $k$  vstupního hřídele kuželové převodovky od osy dvojkolí (viz obrázek 17).



Obrázek 17 – Schéma podvozku – pohled shora



Rozvor náprav kolejového autobusu je  $u = 9$  m, úhel  $\alpha_p$  lze určit vztahem:

$$\alpha_p = \arcsin \frac{u}{2 \cdot R}$$

$$\alpha_p = \arcsin \frac{9}{2 \cdot 150} = 1,72^\circ$$

Na základě znalosti úhlu  $\alpha_p$  a vzdálenosti vstupního hřídele kuželové převodovky od osy dvojkolí  $k$  lze určit posuv  $\Delta y_\varphi$  vztahem:

$$\Delta y_\varphi = k \cdot \operatorname{tg} \alpha_p$$

$$\Delta y_\varphi = 845 \cdot \operatorname{tg} 1,72^\circ = 25 \text{ mm}$$

Z obrázku 14 je patrné, že základní délka kloubového hřídele je  $L_0 = 1\,250$  mm.

Maximální vychýlení z klidového stavu v horizontální rovině  $\delta_1$  lze tedy určit vztahem:

$$\delta_1 = \operatorname{arctg} \frac{(w + q) + \Delta y_\varphi}{L_0}$$

$$\delta_1 = \operatorname{arctg} \frac{(50 + 5) + 25}{1\,250} = 3,66^\circ$$

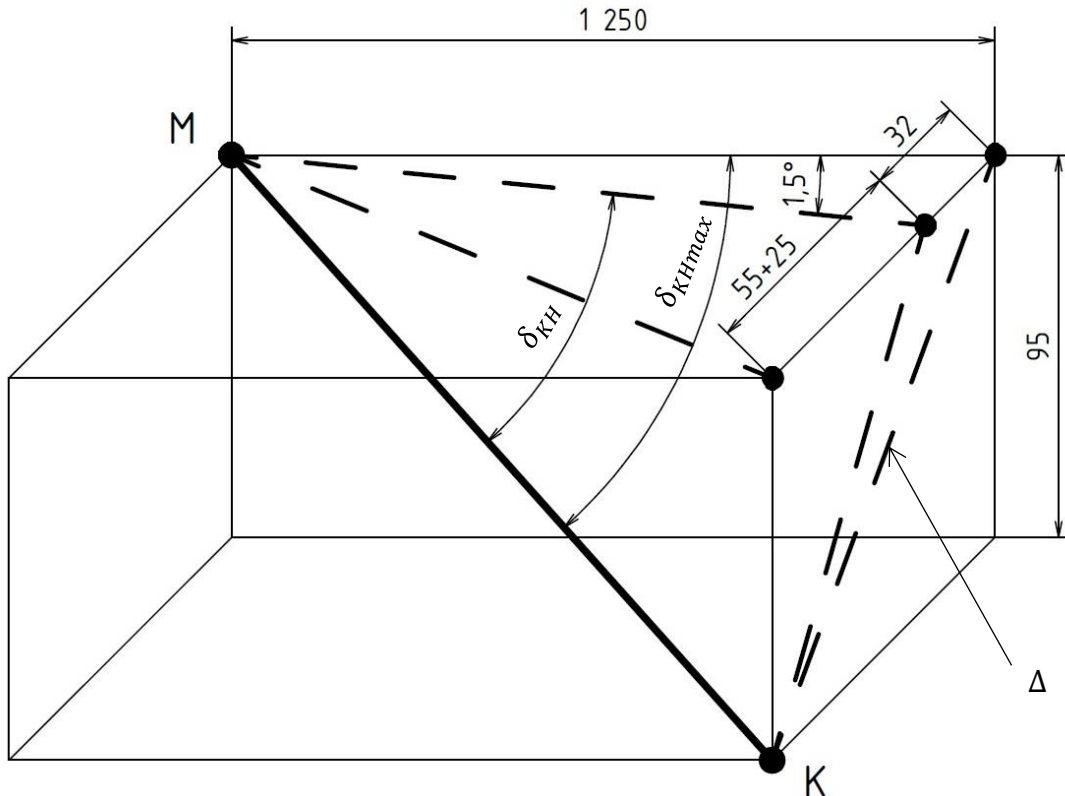
**Celková maximální výchylka v horizontální rovině** je tedy  $\delta_{HORIZ.} = 3,66^\circ + 1,5^\circ = 5,16^\circ$ .

Maximální posuv kloubového hřídele v horizontální rovině lze získat sečtením  $\Delta y_{max}$  a  $\Delta y_\varphi$ , tedy  $\Delta y_{max} + \Delta y_\varphi = 55 + 25 = 80$  mm. K zjištění celkového maximálního horizontálního posuvu je potřeba k této hodnotě přičíst ještě vzdálenost  $\Delta y_{zp}$  danou základní výchylkou kloubového hřídele  $1,5^\circ$ , kterou lze určit vztahem:

$$\Delta y_{zp} = \operatorname{tg} 1,5^\circ \cdot L_0 = \operatorname{tg} 1,5^\circ \cdot 1\,250 = 32 \text{ mm}$$

**Celkový maximální posuv v horizontální rovině** je tedy  $\Delta_{HORIZ.} = 80 + 32 = 112$  mm.

#### 4.1.3. Rozbor celkového úhlu odklonu



Obrázek 18 – Krajní polohy kloubového hřídele

Na obrázku je schematicky znázorněn celkový rozsah pohybů kloubového hřídele. Bod M reprezentuje výstupní hřídel trakčního motoru a bod K vstupní hřídel kuželové převodovky. Na základě znalosti maximálních posuvů v horizontální i vertikální rovině lze určit celkový maximální posuv  $\Delta$  pomocí Pythagorovy věty vztahem:

$$\Delta = \sqrt{\Delta_{\text{VERTIK.}}^2 + \Delta_{\text{HORIZ.}}^2}$$

$$\Delta = \sqrt{95^2 + 112^2} = 147 \text{ mm}$$

Z této hodnoty lze určit maximální provozní vychýlení kloubového hřídele  $\delta_{KHmax}$  pomocí vztahu:

$$\delta_{KHmax} = \arctg \frac{\Delta}{L_0}$$

$$\delta_{KHmax} = \arctg \frac{147}{1250} = \underline{6,7^\circ}$$

Lze též určit maximální délku kloubového hřídele  $L$ , neboť ten se oproti délce v klidovém stavu  $L_0$  vlivem vychýlení prodlouží o hodnotu  $L_V$ :

$$L = \sqrt{L_0^2 + \Delta^2}$$

$$L = \sqrt{1\,250^2 + 147^2} = 1\,259 \text{ mm}$$

V krajní poloze se tedy kloubový hřídel prodlouží oproti klidovému stavu o  $L_V = 1\,259 - 1\,250 = 9 \text{ mm}$ .

V běžném provozu lze maximální výchylky  $\delta_{KHmax}$  dosáhnout pouze jízdou v oblouku o minimálním přípustném poloměru  $R = 150 \text{ m}$ , v takovém oblouku však kolejový autobus projíždí vždy sníženou rychlostí maximálně 45 až 50 km/h, což přibližně odpovídá jmenovitým otáčkám trakčního motoru (a tedy i kloubového hřídele)  $1\,375 \text{ min}^{-1}$ . Své maximální rychlosti 120 km/h (a tedy maximálních otáček kloubového hřídele  $3\,400 \text{ min}^{-1}$ ) dosahuje kolejový autobus na rovných úsecích tratě nebo v mírných obloucích. Při výpočtu maximálního vychýlení kloubového hřídele při maximální provozní rychlosti tedy není nutné započítávat horizontální posuv  $\Delta y_\varphi = 25 \text{ mm}$  způsobený jízdou v oblouku. Z toho vyplývá, že v tomto případě je maximální posuv v horizontální rovině  $\Delta_{HORIZ.} = \Delta y_{max} + \Delta y_{zp} = 55 + 32 = 87 \text{ mm}$ , takže celkový maximální posuv při maximální přípustné rychlosti je  $\Delta_{v\,max} = \sqrt{95^2 + 87^2} = 129 \text{ mm}$  a tomu odpovídá úhel  $\delta_{KHmax} = \arctg \frac{129}{1\,250} = \underline{5,9^\circ}$ .

## 4.2. Výběr kloubového hřídele z katalogu

### 4.2.1. Návrh hřídele pro maximální zatěžující moment

Kloubový hřídel teoreticky nebude muset nikdy přenášet větší moment, než je maximální moment trakčního motoru  $M_{KTM\,max} = 1\,785 \text{ Nm}$ , neboť právě trakční motor je jediným zdrojem hnacího momentu v pohonné soustavě. Během provozu může však dojít ke zvýšení krouticího momentu působícího na hřídel vlivem jízdy po nerovné koleji, působení rázů a dalších vnějších vlivů. Aby v takovém případě nedošlo k poškození kloubového hřídele, je vhodnější ho navrhnout s ohledem na maximální adhezně přenositelný moment, který byl v kapitole 3.3. stanoven jako maximální moment trakčního motoru teoreticky přenositelný

adhezí  $M_{KTM\text{ teor}} = 4\,637\text{ Nm}$ . Vyšší moment nebude kloubový hřídel nikdy přenášet, neboť při tomto momentu již dochází k prokluzu kol, tedy  $M_{\max} = M_{KTM\text{ teor}} = 4\,637\text{ Nm}$ .<sup>1</sup>

Podmínka pevnosti pro střídavé namáhání:

$$M_{\max} < M_{DW}$$

Pro hřídel S 180.5:

$$4\,634\text{ Nm} < 6\,700\text{ Nm}$$

Podmínka je splněna, hřídel S 180.5 tedy vyhovuje. Je to zároveň první hřídel z katalogu [11], který podmínku splňuje.

#### Parametry kloubového hřídele:

Výrobce: Voith Turbo GmbH & Co. KG

Série: S

Krouticí moment  $M_z$ : 22 kNm

Konstrukční typ: T

Typ příruby: K

Průměr příruby: 180 mm

Úhel odklonu  $\beta_{\max}$ : 30°

Celková délka  $L_z$ : 1 400 mm

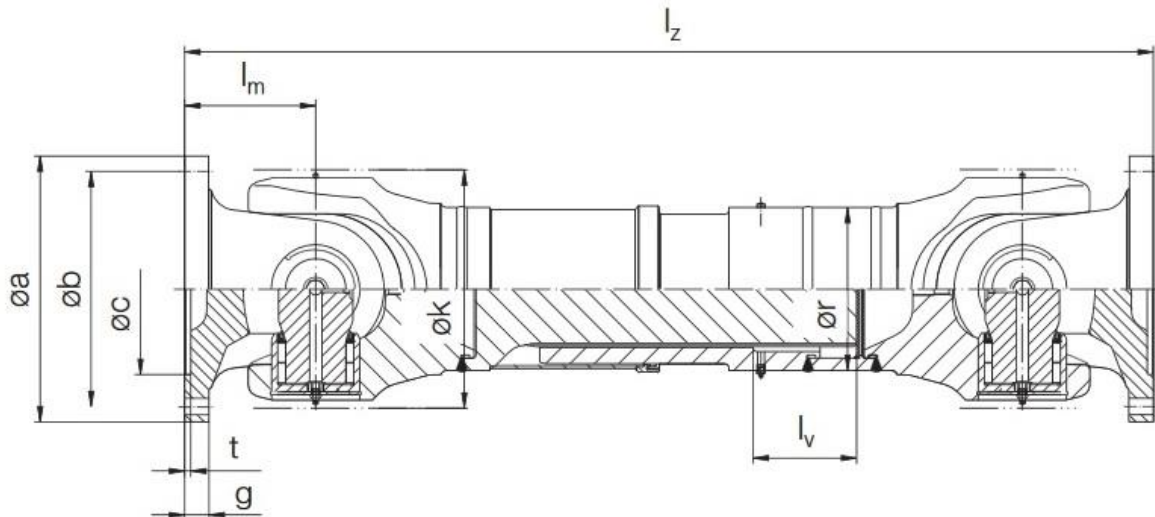
Označení zvoleného typu: S T K 180.5 R 1400

---

<sup>1</sup>) Tomuto maximálnímu provoznímu momentu odpovídá dle návrhového vztahu [12] následující životnost:

$$M_{\max} = M_e \cdot k_0 \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \Rightarrow k_2 = \frac{M_{\max}}{M_e \cdot k_0 \cdot k_1 \cdot k_3} = \frac{6\,700}{711 \cdot 1,33 \cdot 1,6 \cdot 1,25} = 3,5$$

Dle [12] je tedy životnost větší než 50 000 hodin.



Obrázek 19 - Kloubový hřídel série S T [11]

General specifications															ST <sup>1</sup>		
Size	M <sub>z</sub> [kNm]	M <sub>DW</sub> [kNm]	CR [kNm]	β <sub>max</sub> [°]	a	k	b ±0.1	c H7	h B12	l <sub>m</sub>	r	t	z	g	LA	l <sub>v</sub>	l <sub>z min</sub>
058.1	0.25	0.08	0.09	30	58	52	47	30	5	30	28 x 1.5	1.5	4	3.5	A, B	25	240
065.1	0.52	0.16	0.16	30	65	60	52	35	6	32	32 x 1.5	1.7	4	4	A, B	30	260
075.1	1.2	0.37	0.23	30	75	70	62	42	6	36	40 x 2	2.2	6	5.5	A, B	35	300
090.2	2.2	0.68	0.44	20	90	86	74.5	47	8	42	50 x 2	2.5	4	6	A, B, C	40	350
100.2	3.0	0.92	0.62	20	100	98	84	57	8	46	50 x 3	2.5	6	7	A, B, C	40	375
120.2	4.4	1.3	0.88	20	120	115	101.5	75	10	60	60 x 4	2.5	8	8	A, B, C	60	475
120.5	5.4	1.6	1.4	20	120	125	101.5	75	10	60	70 x 4	2.5	8	8	A, B, C	60	495
150.2	7.1	2.2	2.0	20	150	138	130	90	12	65	80 x 4	3	8	9	C	110	550
150.3	11	3.3	2.6	35	150	150	130	90	12	90	90 x 4	3	8	10	C	110	745
150.5	13	4.3	3.3	30	150	158	130	90	12	86	100 x 5	3	8	12	C	110	660
180.5	22	6.7	4.6	30	180	178	155.5	110	14	96	110 x 6	3.6	8	14	C	110	740
225.7	35	11	6.9	30	225	204	196	140	16	110	120 x 6	5	8	15	C	140	830

Dimensions in mm.

<sup>1</sup> Longer l<sub>v</sub> available on request.

Obrázek 20 - Parametry kloubového hřídele S T 180.5 K [11]

#### 4.2.2. Kontrola při maximálních provozních otáčkách

Maximální provozní otáčky odpovídají maximálním otáčkám trakčního motoru, tedy  $n_m = 3\,400 \text{ min}^{-1}$ . Otáčky se kontrolují především ze dvou hlavních důvodů. Střední část kloubového hřídele se otáčí periodicky různou úhlovou rychlostí vlivem okolností popsaných v kapitole 2.1., proto střední část vykazuje stále moment setrvačnosti, který vytváří moment odporu na úhlovém zrychlení. Tento jev způsobuje torzní kmitání kloubového hřídele, které se může projevit zvýšenou hlučností, ale především zvyšuje opotřebení všech částí pohonu. Je proto nutné splnit podmínku  $n_{max} < n_{z1}$ . K ověření použijí graf závislosti mezních otáček na úhlu odklonu z katalogu [11] (viz Graf 4).

Druhý důvod kontroly je kritická ohybová rychlost, při které ohybová frekvence odpovídá vlastní frekvenci kloubového hřídele. Pokud by nastaly otáčky odpovídající kritické ohybové rychlosti, došlo by k nekontrolovanému rozkmitání a nadměrnému zatížení všech částí kloubového hřídele, poškození některých komponent a v krajním případě i k úplné destrukci. Výpočet závisí především na délce hřídele, ale také na dalších vstupních a výstupních parametrech. Pro tuto kontrolu je nutné splnit podmínku  $n_{max} < n_{z2}$ , která lze opět ověřit pomocí grafu z katalogu [11], tentokrát graf závislosti mezních otáček na celkové délce kloubového hřídele (viz Graf 6).

Při maximálních otáčkách  $3\,400\text{ min}^{-1}$  je pro hřídel S 180.5 mezní úhel odklonu  $5,9^\circ$  (viz Graf 4), což odpovídá úhlu  $\delta_{KHmax} = 5,9^\circ$  pro jízdu maximální rychlostí (viz kapitola 4.1.3.). Vybraný kloubový hřídel v tomto směru neposkytuje příliš velkou rezervu, což ovšem nevádí, protože v reálném provozu se bude kolejový autobus pohybovat maximální rychlostí 120 km/h jen zřídka.

Katalogový graf nijak nezohledňuje skutečnou funkční délku konkrétního hřídele. Pro zjištění skutečných kritických otáček vybraného hřídele je možné použít následující vztah (rozměry dle katalogu, viz Obrázek 20):

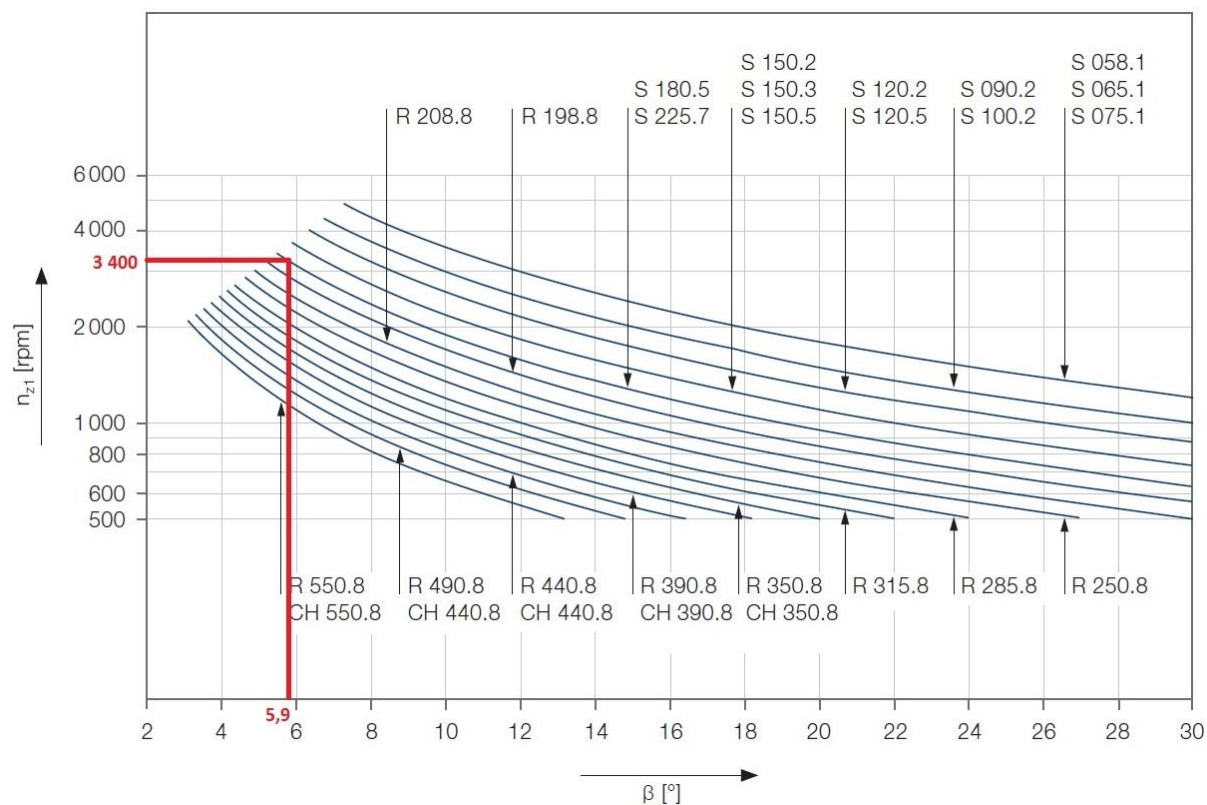
$$n_{KRIT} = \frac{30 \cdot \pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{E}{\rho}} \cdot \frac{\sqrt{(D^2 + d^2)}}{(L_z - 2 \cdot L_m)^2}$$

Pro ocel lze tento vztah zjednodušit a materiálové vlastnosti nahradit konstantou:

$$n_{KRIT} = 1,218 \cdot 10^8 \cdot \frac{\sqrt{(D^2 + d^2)}}{(L_z - 2 \cdot L_m)^2}$$

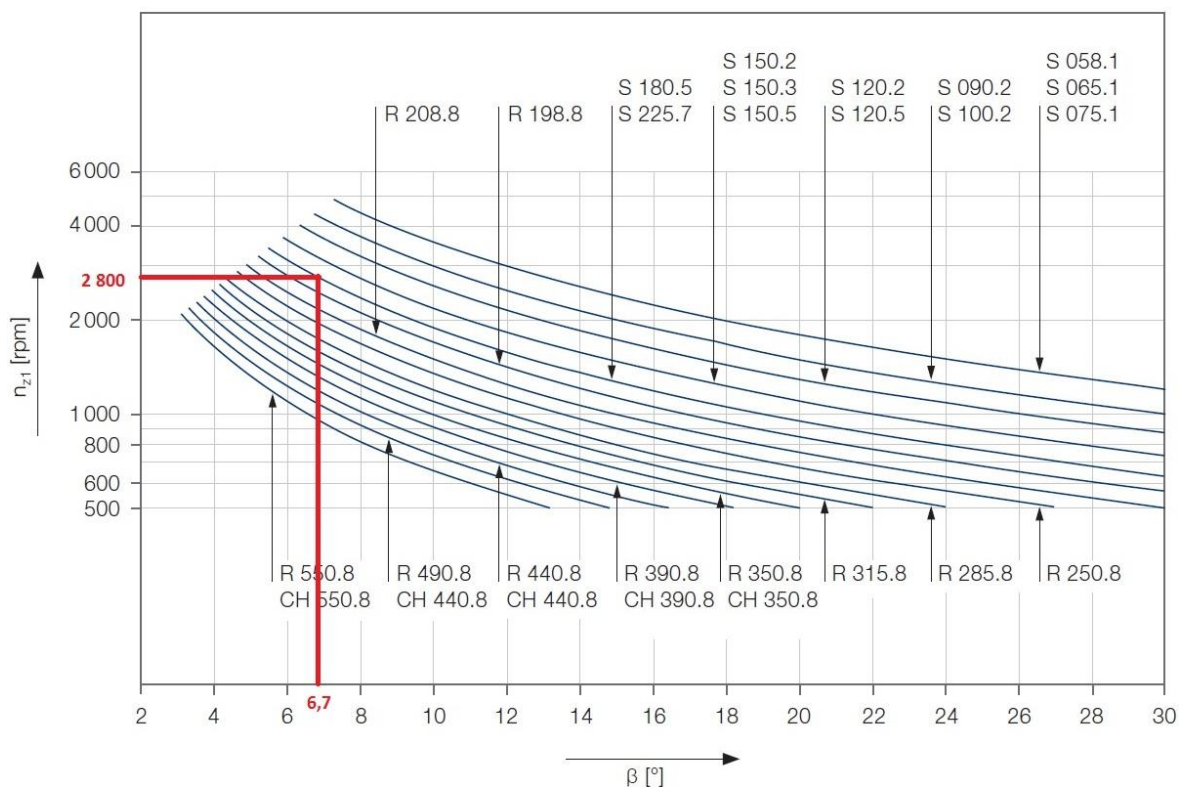
$$n_{KRIT} = 1,218 \cdot 10^8 \cdot \frac{\sqrt{(110^2 + 98^2)}}{(1\,400 - 2 \cdot 96)^2} = 12\,296\text{ min}^{-1}$$

Je zřejmé, že kritické otáčky daného hřídele jsou daleko vyšší než nejvyšší možné provozní otáčky, bezpečnost je tedy dostatečná.



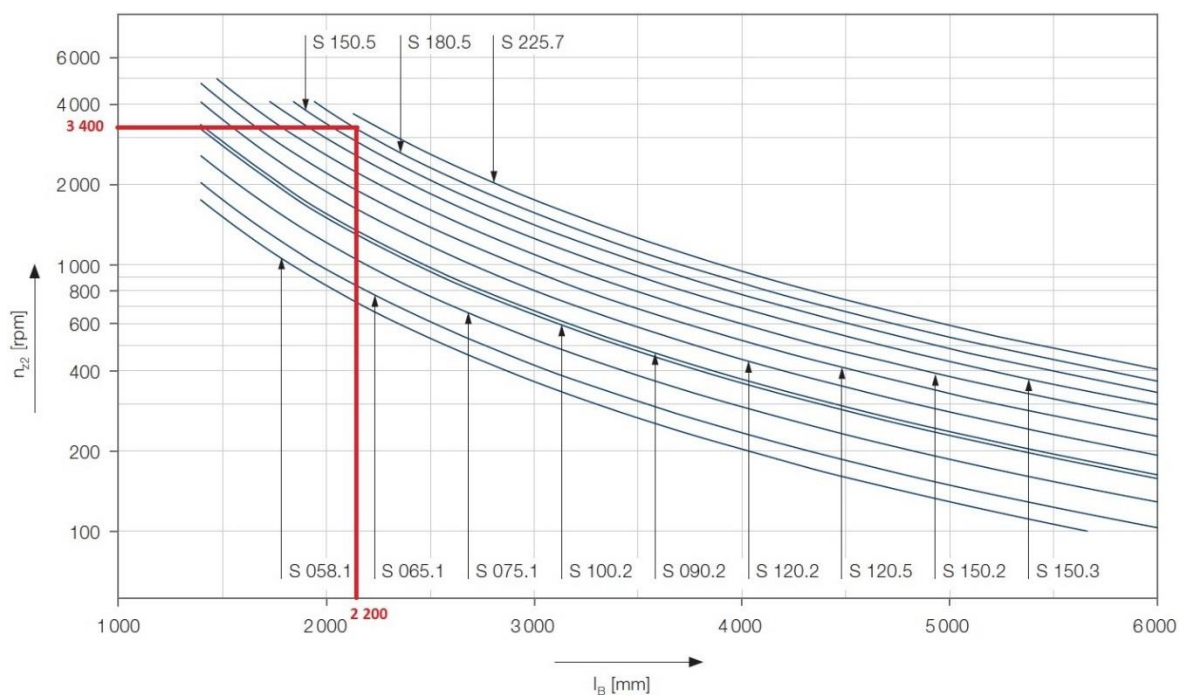
Graf 4 – Závislost otáček  $n_{z1}$  na úhlu odklonu  $\beta$  – maximální otáčky [11]

Mnohem častěji se bude pohybovat rychlostí, která odpovídá jmenovitým otáčkám trakčního motoru ( $n_{jm} = 1\,375 \text{ min}^{-1}$ ). Při této rychlosti již úhel odklonu může dosahovat své maximální provozní hodnoty  $\delta_{KHmax} = 6,7^\circ$  (viz kapitola 4.1.3.). Z Grafu 5 je patrné, že maximální přípustné otáčky pro úhel odklonu  $6,7^\circ$  jsou  $2\,800 \text{ min}^{-1}$ , což s dostatečnou bezpečností jmenovité otáčky převyšuje, kontrola tedy vyhovuje.



Graf 5 - Závislost otáček  $n_{z1}$  na úhlu odklonu  $\beta$  – jmenovité otáčky [11]

Rovněž kontrola kritické ohybové rychlosti vychází příznivě. Z Grafu 6 je patrné, že maximální přípustná délka kloubového hřídele je 2 200 mm. Vybraný hřídel je však dlouhý pouze 1 400 mm, také tato kontrola je tedy splněna s dostatečnou bezpečností.



Graf 6 - Závislost otáček  $n_{z2}$  na délce hřídele  $l_B$



## 5. Závěr

V úvodní části této práce jsem vypracoval rešerši zabývající se způsoby řešení regionální dopravy po železnici v minulosti i současnosti. Nastínil jsem různé možnosti využití kloubového hřídele a představil koncept částečně nízkopodlažního kolejového autobusu pro budoucnost, na kterém již pracovali kolegové z vyšších ročníků Fakulty strojní ČVUT v Praze, a ze kterého vychází i zadání této bakalářské práce.

Dále jsem se zabýval kinematikou Hookova kloubu a vysvětlil nelinearitu jeho chodu. Ze zadaných hodnot jsem sestavil rychlostní a trakční charakteristiku, které jsem pak využil k určení silových účinků působících na kloubový hřídel.

S využitím znalosti zástavbových rozměrů pohonu dvojkolí v pojezdu kolejového autobusu a parametrů trati, po které se bude vozidlo pohybovat, jsem provedl analýzu potřebného rozsahu pohybů kloubového hřídele, především pak mezní úhly odklonu. Podle katalogu německé firmy Voith, která se na kloubové hřídele specializuje, jsem poté navrhl konkrétní hřídel. Vybraný hřídel Voith S T K 180.5 R 1400 vyhovuje všem požadovaným kontrolám a splňuje veškeré požadavky na správnou funkci. Dále by bylo možné provést kontrolu životnosti, kontrolu na otlačení kompenzačního délkového členu, otlačení čepů a další kontroly, které nebyly součástí zadání.

Součástí bakalářské práce je také sestavný výkres pohonu dvojkolí s trakčním motorem upevněným podélně na skříni vozidla. Zástavbové rozměry dvojkolí, nápravové převodovky a dalších komponent byly použity z již zmíněného konceptu kolejového autobusu od mých předchůdců. V praxi se okolo kloubového hřídele umísťuje ještě bezpečnostní ochranný koš nebo pojistná ocelová lana, která zachytí uvolněný kloubový hřídel v případě jeho porušení či destrukce a zabrání tak dalším škodám.



Obrázek 21 - Koncept moderního vozidla pro regionální tratě [13]



Obrázek 22 – Model sestavy pohonu

## 6. Seznamy

### 6.1. Seznam obrázků

Obrázek 1 – ČKD M120.0 [2] .....	6
Obrázek 2 – ČKD M120.3 „Věžák“ [7].....	7
Obrázek 3 - Řada M152.0 (dnes 810) [8].....	8
Obrázek 4 - Řada 814 Regionova [9] .....	8
Obrázek 5 - Výkres sestavy hnacího podvozku motorového vozu řady M 152.0 (dnes 810) [4] ...	9
Obrázek 6 – Výkres sestavy podvozku tramvaje Tatra T3 [Archiv Ú 12 120] .....	10
Obrázek 7 - Výkres sestavy podvozku tramvaje Tatra T3 (boční pohled) [Archiv Ú 12 120] .....	11
Obrázek 8 - Podvozek elektrické jednotky 680 Pendolino [3].....	11
Obrázek 9 - Hookův kloub [10].....	12
Obrázek 10 - Hookův kloub – geometrie [11] .....	13
Obrázek 11 - Točivý relativní vektor $\omega k$ [12] .....	13
Obrázek 12 - Kinematika kloubového hřídele [12].....	15
Obrázek 13 - Zapojení kloubového hřídele do „M“ (vlevo) a do „Z“ (vpravo) [12] .....	16
Obrázek 14 – Schéma pohonného ústrojí [13].....	22
Obrázek 15 - Podvozek při plném zatížení (boční pohled).....	23
Obrázek 16 - Neztížený podvozek (boční pohled).....	23
Obrázek 17 – Schéma podvozku – pohled shora.....	24
Obrázek 18 – Krajní polohy kloubového hřídele .....	26
Obrázek 19 - Kloubový hřídel série S T [11].....	29
Obrázek 20 - Parametry kloubového hřídele S T 180.5 K [11] .....	29
Obrázek 21 - Koncept moderního vozidla pro regionální tratě [13] .....	34
Obrázek 22 – Model sestavy pohonu .....	34

### 6.2. Seznam grafů

Graf 1 - Závislost rozdílu úhlu $\gamma$ na odklonu $\delta$ [11].....	14
Graf 2 - Závislost převodu kloubu $i_k$ na úhlu pootočení $\varphi_1$ pro různé úhly odklonu $\delta$ [11] .....	15
Graf 3 - Trakční charakteristika motoru kolejového autobusu .....	18
Graf 4 – Závislost otáček $n_{z1}$ na úhlu odklonu $\beta$ – maximální otáčky [11] .....	31
Graf 5 - Závislost otáček $n_{z1}$ na úhlu odklonu $\beta$ – jmenovité otáčky [11].....	32
Graf 6 - Závislost otáček $n_{z2}$ na délce hřídele $L_B$ .....	32

### 6.3. Seznam zdrojů a použité literatury

- [1] *Pardubický spolek historie železniční dopravy* [online]. [cit. 2017-06-19]. Dostupné z: [www.pshzd.cz/m1200.html](http://www.pshzd.cz/m1200.html)
- [2] *Railian* [online]. [cit. 2017-06-19]. Dostupné z: [www.railian.com/motoraky.html](http://www.railian.com/motoraky.html)
- [3] *Atlas lokomotiv* [online]. [cit. 2017-06-19]. Dostupné z: [www.railian.com/motoraky.html](http://www.railian.com/motoraky.html)
- [4] *Prototypy* [online]. [cit. 2017-06-19]. Dostupné z: <http://www.prototypy.cz/?rada=810>
- [5] *Společnost pro veřejnou dopravu* [online]. [cit. 2017-06-19]. Dostupné z: [prahamhd.vhd.cz/Tramvaje/T3.htm](http://prahamhd.vhd.cz/Tramvaje/T3.htm)
- [6] *Městská doprava* [online]. [cit. 2017-06-19]. Dostupné z: [www.mestskadoprava.net](http://www.mestskadoprava.net)
- [7] *Technet.cz* [online]. [cit. 2017-06-19]. Dostupné z: [technet.idnes.cz/motorovy-vuz-m-290-0-slovenska-strela-dbc-/tec\\_technika.aspx?c=A160710\\_120520\\_tec\\_technika\\_erp](http://technet.idnes.cz/motorovy-vuz-m-290-0-slovenska-strela-dbc-/tec_technika.aspx?c=A160710_120520_tec_technika_erp)
- [8] Motorový vůz 810. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2017-06-19]. Dostupné z: [cs.wikipedia.org/wiki/Motorov%C3%BD\\_v%C5%AFz\\_810](http://cs.wikipedia.org/wiki/Motorov%C3%BD_v%C5%AFz_810)
- [9] Motorová jednotka 814. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2017-06-19]. Dostupné z: [cs.wikipedia.org/wiki/Motorov%C3%A1\\_jednotka\\_814](http://cs.wikipedia.org/wiki/Motorov%C3%A1_jednotka_814)
- [10] Kardanův závěs. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2017-06-19]. Dostupné z: [cs.wikipedia.org/wiki/Kardan%C5%AFv\\_z%C3%A1v%C4%9Bs](http://cs.wikipedia.org/wiki/Kardan%C5%AFv_z%C3%A1v%C4%9Bs)
- [11] *Katalog Voith* [online]. [cit. 2017-06-19]. Dostupné z: [voith.com/en/products-services/publications/](http://voith.com/en/products-services/publications/)
- [12] KOLÁŘ, J.: Pohony kolejových vozidel, prezentace přednášek
- [13] KOLÁŘ, J.: Koncept moderního vozidla pro regionální tratě v ČR, prezentace
- [14] KOLÁŘ, J.: Úvod do dopravní techniky, prezentace přednášek
- [15] KOLÁŘ, J.: Konstrukce kolejových vozidel, prezentace přednášek
- [16] Skripta ČVUT: ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II
- [17] Skripta ČVUT: ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II – pojezd
- [18] Skripta ČVUT: MARUNA, Z., HOFFMANN, V., KOULA, J., KROUPOVÁ, Z.: Metodika konstruování kolejových vozidel – osobní a nákladní podvozky

## 6.4. Seznam použitých veličin

Značka	Jednotka	Popis
$A_0$	[kN]	Maximální nápravové zatížení
$\mu$	[-]	Součinitel adheze
$D$	[mm]	Průměr kola
$F_{ad}$	[N]	Adhezní síla
$F_t$	[N]	Tažná síla
$F_{v \max}$	[N]	Tažná síla při maximální rychlosti
$i_c$	[-]	Celkový převod pohonného ústrojí
$i_k$	[-]	Převod kloubového hřídele
$L_0$	[mm]	Základní délka kloubového hřídele
$L_v$	[mm]	Délka kompenzačního délkového členu
$L_z$	[mm]	Minimální délka hřídele
$M_1$	[Nm]	Krouticí moment na hnacím hřídeli
$M_2$	[Nm]	Krouticí moment na hnaném hřídeli
$M_{ad}$	[Nm]	Maximální moment při rozjezdu
$M_e$	[Nm]	Ekvivalentní moment
$M_{jm}$	[Nm]	Jmenovitý krouticí moment
$M_{K \text{ ad}}$	[Nm]	Maximální moment adhezně přenositelný na dvojkolí
$M_{K \text{ TM max}}$	[Nm]	Maximální hnací moment trakčního motoru
$M_{v \max}$	[Nm]	Krouticí moment při maximální rychlosti
$n_{jm}$	[min <sup>-1</sup> ]	Jmenovité otáčky
$n_k$	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky kol
$n_{KRIT}$	[min <sup>-1</sup> ]	Kritické otáčky kloubového hřídele
$n_m$	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky motoru
$n_{M \max}$	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky při maximálním momentu
$n_{z1}$	[min <sup>-1</sup> ]	Maximální povolené otáčky
$n_{z2}$	[min <sup>-1</sup> ]	Maximální povolené otáčky pro vlastní frekvenci
$P_{jm}$	[kW]	Jmenovitý výkon trakčního motoru
$q$	[mm]	Vůle mezi podvozkem a dvojkolím
$R$	[m]	Poloměr oblouku
$v$	[km/h]	Rychlost vozidla
$v_{jm}$	[km/h]	Jmenovitá rychlost
$v_{\max}$	[km/h]	Maximální rychlost vozidla
$w$	[mm]	Vůle mezi skříní vozidla a podvozkem
$\alpha_p$	[°]	Základní vychýlení
$\delta$	[°]	Úhel odklonu (vychýlení)
$\delta_{KH \max}$	[°]	Maximální úhel odklonu
$\Delta$	[°]	Celkový maximální posuv
$\Delta_{HORIZ.}$	[°]	Celkový maximální posuv v horizontální rovině
$\Delta_{VERTIK.}$	[°]	Celkový maximální posuv ve vertikální rovině

$\Delta y_{\max}$	[°]	Maximální příčný posuv
$\Delta y_{zp}$	[°]	Základní posuv
$\Delta y_{\varphi}$	[°]	Posuv vstupního hřídele kuželové převodovky
$\varphi_1$	[°]	Úhel pootočení na hnacím hřídeli
$\varphi_2$	[°]	Úhel pootočení na hnaném hřídeli
$\omega_1$	[s <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychlost na vstupním hřídeli
$\omega_2$	[s <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychlost na výstupním hřídeli

## 6.5. Seznam příloh

Příloha 1. – Sestavný výkres pohonu dvojkolí

Příloha 2. – CD s elektronickou verzí této práce, výpočtovým programem a katalogem Voith