

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ

Fakulta Strojní – Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Návrh výstupního kloubového hřídele pro odpružený pohon tramvajového dvojkolí

Design of the output shaft for the sprung traction drive of the wheelset

Matěj Vodička

2017/2018

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Vodička** Jméno: **Matěj** Osobní číslo: **437268**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh výstupního kloubového hřídele pro odpružený pohon tramvajového dvojkolí

Název bakalářské práce anglicky:

Design of the output shaft for the sprung traction drive of the wheelset

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte:

1. Rešerši stávajících řešení pohonů dvojkolí u nízkopodlažních tramvají.
2. Analýzu zástavbových rozměrů pohonu dvojkolí v pojezdu vozidla.
3. Analýzu potřebného rozsahu pohybu kloubového hřídele.
4. Rozbor silových účinků působících na kloubový hřídel.
5. Návrh konstrukčního řešení spojení výstupní hřídele převodovky s tramvajovým dvojkolím.
6. Průvodní technickou zprávu a sestavný výkres pohonu tramvajového 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 druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **18.04.2018**

Termín odevzdání bakalářské práce: **11.07.2018**

Platnost zadání bakalářské práce: _____



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



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



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

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

26.4.2018
Datum převzetí zadání



Podpis studenta

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně s použitím literárních pramenů a informací,
které cituji a uvádím v seznamu použité literatury a zdrojů informací

Datum:

podpis:

Poděkování

Rád bych poděkoval doc. Ing. Josefovi Kolářovi CSc. Za odborné vedení práce a vysvětlení všech nejasností.

Anotace:

Bakalářská práce představuje studii řešení pohonu tramvajového dvojkolí nízkopodlažní tramvaje pomocí krátké kloubové hřídele. Kloubová hřídel používá ojníčkové klouby. Bakalářská práce řeší otázky jejího silového dimenzování, prostorového řešení a kinematické vazby v pohonu dvojkolí dvounápravového trakčního podvozku.

Klíčová slova: nízkopodlažní tramvaj, asynchronní pohon, kloubový hřídel s ojníčkovými klouby, silové namáhání, konstrukční návrh

Anotation:

The bachelor thesis is about a study of the solution for a low-floor tram with a short articulated shaft. The articulated shaft uses a rod joints. The bachelor thesis solves the problems of its strength dimensioning, spatial solution and kinematic connection in the wheelbase drive of two-axle traction chassis.

Keywords: low-floor tram, asynchronous motor, articulated shaft with shaft joints, force stress, construction plan

Seznam použitých značek a symbolů

Označení	Název veličiny	Jednotka
N	Otáčky	$\text{min}^{-1}; \text{s}^{-1}$
V	Rychlost	km/h; m/s
F	Síla	N
M	Moment	N.m
P	Výkon	kW
Ω	Úhlová rychlost	$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$
Φ	Úhel	rad; °
ρ	Hustota	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
c_x	Činitel odporu	-
A	Nápravové zatížení	kN
S	Plocha čela	m^2

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	6
1. Úvod	8
2. Rešerše - Popis provedení konkrétních trakčních podvozků.....	9
2.1. Podvozek tramvaje Citadis Alstom – Ixege.....	9
2.2. Podvozek tramvaje Cityrunner.....	10
2.3. Podvozek Combino Siemens	10
2.4. Podvozek tramvaje Škoda 15T	11
2.5. Podvozek ULF siemens	12
3. Řešení propojení tramvajového kola a výstupu převodovky	13
3.1. Hřídelové spojky	13
3.1.1. Ojničková spojka typu Alstom	13
3.1.2. Pružná spojka s tlumením – typu Škoda.....	13
3.2. Kloubové hřídele	14
3.2.1. Kloubový kardanův hřídel.....	14
Kloubový hřídel s pryžovými elementy (pryžovou Hardyho spojkou).....	15
3.2.2. Hřídel s homokinetickými klouby	16
3.2.3. Hřídel s pryžovými klínovými elementy.....	17
4. Analýza zástavbových rozměrů	18
5. Analýza úhlového rozsahu kloubů.....	19
5.1. Délkové rozpětí hřídele	22
6. Rozbor silových účinků na kloubovou hřídel.....	22
6.1. Výběr velikosti kloubového hřídele.....	25
7. Model zvoleného kloubového hřídele pohonu dvojkolí	27
8. Závěr	29

1. Úvod

Nízkopodlažní tramvaje se mohou dělit na částečně nebo plně nízkopodlažní. Rozdílem je procentuální podíl nízké podlahy z celkové podlahové plochy určené pro cestující.

Částečně nízkopodlažní tramvaje mají nad podvozky podlahu zvýšenou cca na 590 mm nad rovinou temene koleje, přechod z nízké podlahy na vyšší stupeň byl řešen pomocí schodů.

Plně nízkopodlažní mohou být též dvě různé výšky podlah nad rovinou temene kolejnice (350 mm a 450 mm v partiích nad podvozky). Přechod mezi výškovými úrovněmi nesmí být realizován pomocí schodů, ale bezbariérově pomocí šikmé rampy. Pohon tramvajů je zajištěn střídavými elektromotory a je zpravidla řešen motory umístěnými vně kol. Omezením je tedy rozchod tramvajových kol a z druhé strany maximální přípustná průjezdná šířka tramvajových vozidel. Tím vzniká tlak na kompaktní rozměry celého pohonného ústrojí.

Nezákladnějším rozdělením je způsob vedení podvozku pod skříň tramvaje a jeho natáčení kolem svislé osy. Možnosti jsou v zásadě dvě, jednou je podvozek vedený pevně, tj. může se velmi omezeně natáčet kolem svislé osy $\varphi_{\max} \pm 2^{\circ}$. Druhý je podvozek otočný, tj. je mu konstrukcí umožněno natáčení kolem svislé osy v rozsahu $\varphi_{\max} \pm 15^{\circ}$.

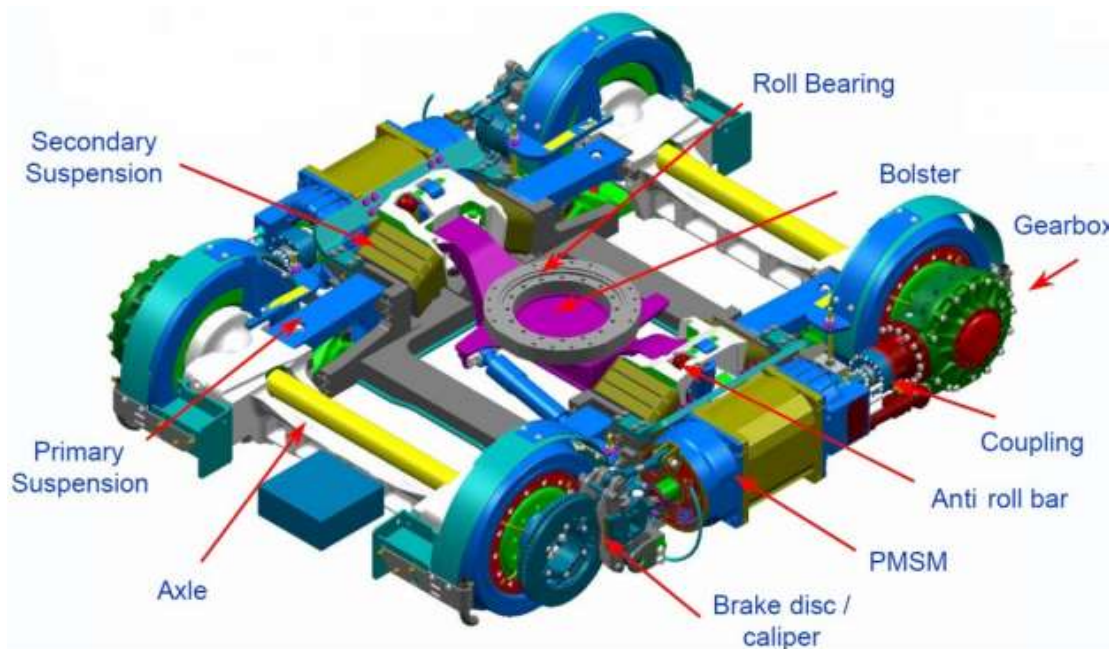
Dalším rozdílem je způsob přenosu výkonu od motoru na kola. První možností je provedení s trakčním elektromotorem, převodovkou pohánějící dvojkolí nebo volně otočná tramvajová kola. Pro každé dvojkolí nebo kola je tedy jeden motor a převodovka. Druhou možností je přímý pohon tvořený pouze motorem a kloubovou hřídelí. Pro tento koncept se volí 2 až 4 motory na podvozek.

Konkrétní provedení popisují v následující části.

2. Rešerše - Popis provedení konkrétních trakčních podvozků

2.1. Podvozek tramvaje Citadis Alstom – Ixege

Tento otočný podvozek je tvořen dvěma nekonvenčními „dvojkolími“. Nekonenčnost řešení spočívá v tom, že spojovací osa (na obrázku žlutá) zde slouží hlavně k přenosu krouticího momentu mezi koly jedné nápravy. Hlavním nosným prvkem nápravy je šedá konzole, viz obr. 1. Synchronní motory s permanentními magnety jsou na něm osazeny vně kol. Jsou připevněny na rámu podvozku s osou orientovanou rovnoběžně. Každé „dvojkolí“ má svůj trakční motor s kuželovou převodovkou. Ta je nasazena přímo na ose dvojkolí. Proti otáčení je zajištěna svislou závěškou. Na opačné straně „dvojkolí“ je kotoučová brzda, která zajišťuje buď nouzové brždění nebo dobrzďování z nižších rychlostí do zastavení. Oba stupně vypružení tohoto podvozku obstarávají pružné pryžové bloky.



Legenda:

Roll Bearing - kuličkové ložisko
Bolster - výztuha
Gearbox - kolová převodovka
Coupling - kloubový hřídel

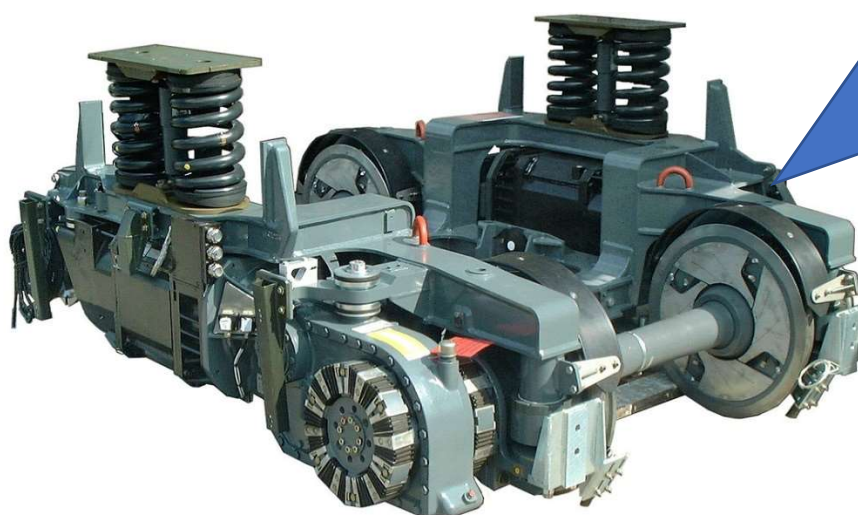
Anti roll bar - stabilizační tyč
PMSM - synchronní motor
Brake disc/caliper - brzdový disk a čelist
Axle - osa

Primary Suspension - primární vypružení
Secondary Suspension - sekundární vypružení

Obrázek 1-Podvozek Ixege [2]

2.2. Podvozek tramvaje Cityrunner

Podvozek této tramvaje je konstruován jako pevný, tzn. neotočný. S vozem je spojen sekundárním vypružením pomocí vinutých pružin flexi coil. O pohon se stará dvojice asynchronních motorů. Přenos výkonu do kuželové převodovky obstarává hřídelová spojka. Jelikož je motor s převodovkou spojen v jeden celek, nachází se zde nepružná hřídelová spojka. Tento koncept pohonu je poloodpružený. Převodovka je nesena přes silent blok na rámu. Nesouosost a výchylky způsobené primárním vypružením zachytává hřídel s pružnými pryžovými elementy. Tímto hřídelem se výkon dostává na dvojkolí. Dobrzďování je realizováno opět pomocí kotoučové brzdy na opačné straně dvojkolí než je převodová skříň. Drobnou nevýhodou tohoto umístění brzdy jsou nároky na ní kladené. Při umístění kotouče na hřídel motoru je brzdný výkon dělen poměrem převodu převodovky, tudíž je brzdný výkon nižší. Z tohoto důvodu je zde kotouč chlazený.

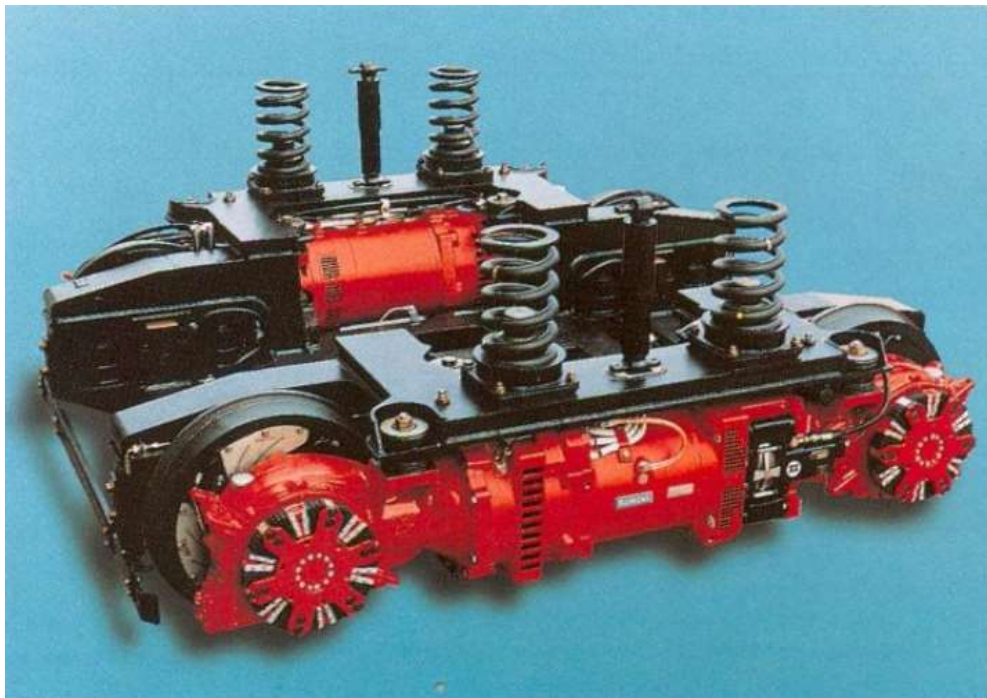


Obrázek 2-Podvozek Cityrunner[2]

Brzda dvojkolí Cityrunner[2]

2.3. Podvozek Combino Siemens

Podvozek Combino je neotočný. Je tvořen čtyřmi samostatnými koly. Nachází se zde dva motory, tentokrát ale každý pohání kola na jedné straně podvozku. Pohon je řešen jako celoodpružený a motor s převodovkami tvoří jeden celek, který je zachycen na rámu podvozku. Výstupní hřídel z převodovky je dutá a hnací moment je veden skrz pomocí kloubové hřídele s pryžovými elementy. Brzdění zajišťuje kotoučová brzda, která brzdí přímo výstupní hřídel motoru. Sekundární vypružení obstarávají ocelové vinuté pružiny. U modernizované verze tohoto podvozku se o sekundární vypružení starají pryžové bloky, díky kterým vzniklo v tramvaji několik dalších míst.



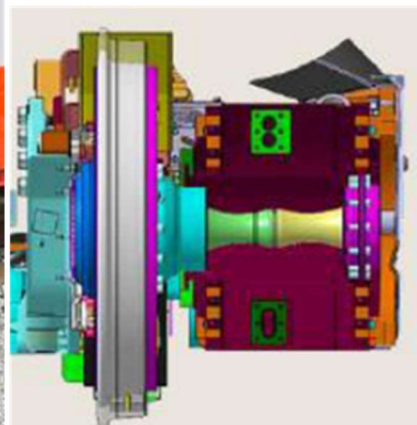
Obrázek 3-Podvozek Combino[1]

2.4. Podvozek tramvaje Škoda 15T

Otočný podvozek této tramvaje je tvořen dvěma portálovými nápravami a čtyřmi volně otočnými koly. Na této tramvaji se nachází čtyři trakční podvozky s přímým pohonem tramvajových kol. Dva tyto podvozky jsou čistě otočné (přední a zadní), prostřední dva jsou tzv. nepravé Jacobsovy podvozky. Přímý pohon znamená, že v pohonném ústrojí není převodovka. Výkon dodává každému kolu synchronní motor s permanentními magnety. Trakční motory s dutou výstupní hřídelí jsou upevněny na rámu podvozku. Hnací (trakční) moment je přenášen krátkou kloubovou hřídelí umístěnou v dutině kotvy motoru.



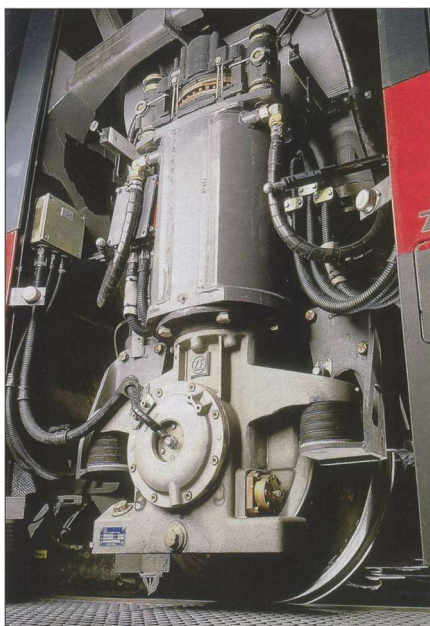
Obrázek 4-Podvozek Škoda 15T[2]



Řez pohonem Škoda 15 T[2]

2.5. Podvozek ULF siemens

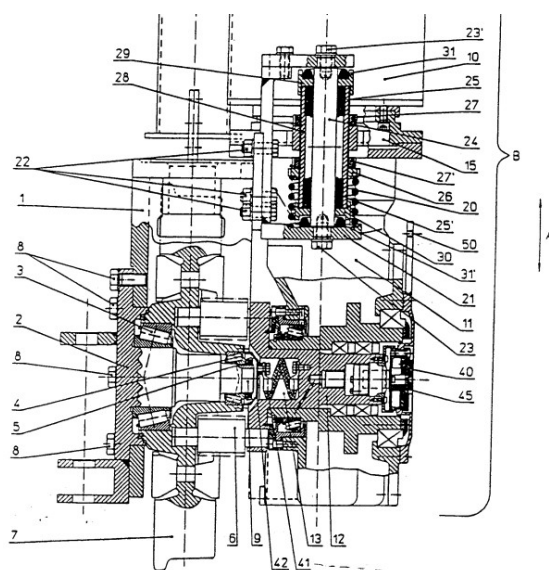
Portálový podvozek je vybaven pouze dvěma volně otočnými koly. Ty jsou připevněny na portálové nápravě. Tramvajové kolo je nezvykle poháněno svisle orientovaným motorem, který je přírubou spojen s hypoidní převodovkou. Z ní je přes pružnou spojku přenášén hnací moment na kolo. Každé kolo je brzděno kotoučovou brzdou, která je umístěna na opačné straně hřídele motoru, viz obrázek 6. Tyto tramvaje mají poháněny tři nápravy ze čtyř.



Obrázek 5-Podvozek ULF[13]



Obrázek 6 motor tramvaje ULF[13]



12 – hnací hřídel

7 – tramvajové kolo

3,4 – kuželíková ložiska

8 – poháněcí příruba

6 – elastická spojka

Obrázek 7 - výkres podvozku ULF[10]

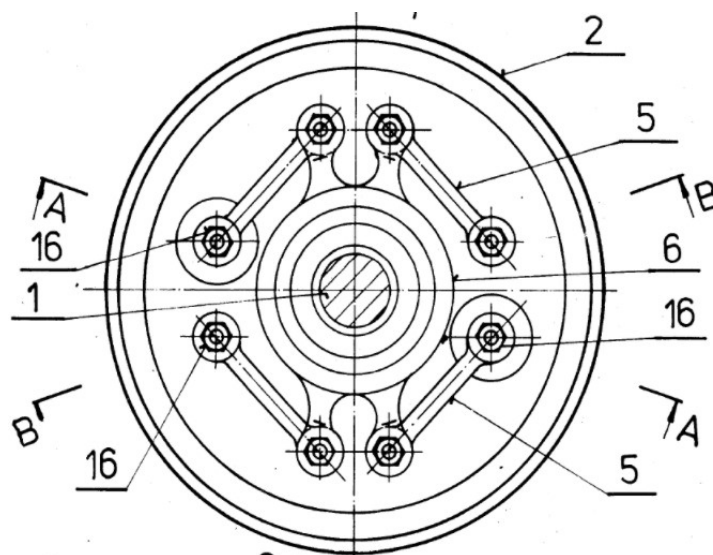
3. Řešení propojení tramvajového kola a výstupu převodovky

Pro přenos hnacího momentu lze použít krátké kloubové hřídele s různým provedením kloubů, v nejkratším konstrukčním provedení ve formě ojníčkové spojky. Mezi výstupní hřídelí odpružené převodovky a tramvajovým kolem dochází k relativním pohybům, které musí vedle přenosu hnacího momentu kloubový hřídel nebo pružná ojníčková spojka kompenzovat.

3.1. Hřídelové spojky

3.1.1. Ojníčková spojka typu Alstom

Spojení tramvajového kola s unašečem je realizováno pomocí ojníček. Jejich vazba je provedena pomocí pružného členu. Ten je umístěn centricky kolem nápravy nebo v místě uchycení ojníček.



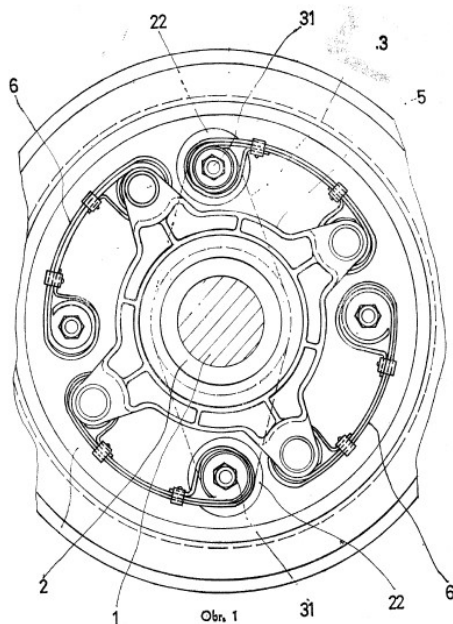
5 – ojníčka 2 – tramvajové kolo 6 – pružný člen 1 – náprava

Obrázek 8 - Ojníčková spojka[9]

3.1.2. Pružná spojka s tlumením – typu Škoda

Propojení výstupního hřídele převodovky a tramvajového kola je realizováno pomocí pružinových pásů. Nevýhoda této spojky spočívá v nedostatečném tlumení. Za určitých okolností může dojít k rozkmitání pohyblivých součástí spojky. Toto kmitání je eliminováno tím, že pružné elementy jsou

složeny nejméně ze dvou pružinových pásů stažených k sobě pomocí spon. Toto řešení zajistí dostatečné tlumení tangenciálních kmitů.



Obrázek 9 - Pružná spojka s tlumením Škoda[8]

3.2. Kloubové hřídele

3.2.1. Kloubový kardanův hřídel

Tento kloubový hřídel je tvořen hřídelem zavěšeným na obou koncích v kardanových kloubech. Tento kloub je tvořen unašečem a křížem s jehlovými ložisky. Jistou nevýhodou tohoto kloubu je to, že při větších úhlových odchylkách se konstantní vstupní otáčky degradují na nesteromerné. To znamená, že při nulové úhlové odchylce jsou vstupní i výstupní otáčky konstantní, ovšem při velkých úhlových odchylkách kloubu jsou otáčky za jedním křížem pulzující. Toto je u kloubového hřídele eliminováno užitím dvou těchto kardanových kloubů, umístěných na obou koncích hřídele. Kardanovy klouby jsou natočeny tak, že se rozdíly úhlových rychlostí vstupní a výstupní hřídele vyrušují a výstupní příruba se otáčí opět konstantními otáčkami.



Obrázek 10 - Kardanův hřídel[12]

Kloubový hřídel s pryžovými elementy (pryžovou Hardyho spojkou)



Obrázek 11 - hřídel s pryžovými Hardy spojkami[15]

Pro přenos točivého momentu na větší vzdálenosti se u automobilů používá dvojitý kloubový hřídel, viz obr.11. Tento hřídel může být na svých koncích opatřen pryžovými klouby, které lze označit jako Hardyho spojka. Tato spojka umožňuje přenos momentu mezi dvěma sousedními hřídeli, u kterých se úhlové odchylky pohybují pouze v malých rozmezech. Spojka je z gumy vyztužená tkaninou. Otvory jsou zpevněny pomocí ocelových futer. Obvykle jsou v ní 4 nebo 6 děr. Spojka je ke každému hřídeli připojena vždy pomocí každé druhé díry. Na hřídeli se nachází unašeč s polovičním počtem děr než má spojka, viz obrázek 12.



Obrázek 12 - Hardyho spojka s unašečem.[14]

3.2.2. Hřídel s homokinetickými klouby

Homokinetické kloubové hřídele jsou ty, které umožňují přenos otáček mezi hřídeli v různém úhlu při zachování konstantní úhlové rychlosti.

Mezi základní tři druhy se řadí:

- zdvojený kardanův kloub,
- tripoidní kloub
- kuličkový kloub.

Tripoidní kloub dokáže přenášet otáčky i při úhlových odchylkách hřídelů do $\phi = 20^\circ$. Jednou z dalších výhod je možnost axiální kompenzace délky hřídele posuvným uložením unašeče (viz obr. 13 vlevo). Kuličkový kloub má úhlové odchylky ve stejném rozsahu, ovšem není zde možnost axiálních dilatací. Obvykle bývají hřídele pohonů s větším úhlovým rozsahem pohybu jednoho konce osazeny na jedné straně tripoidním kloubem a na druhé kuličkovým. Takový hřídel dokáže kompenzovat prodlužování a zkracování hřídele v důsledku posouvání jednoho konce.



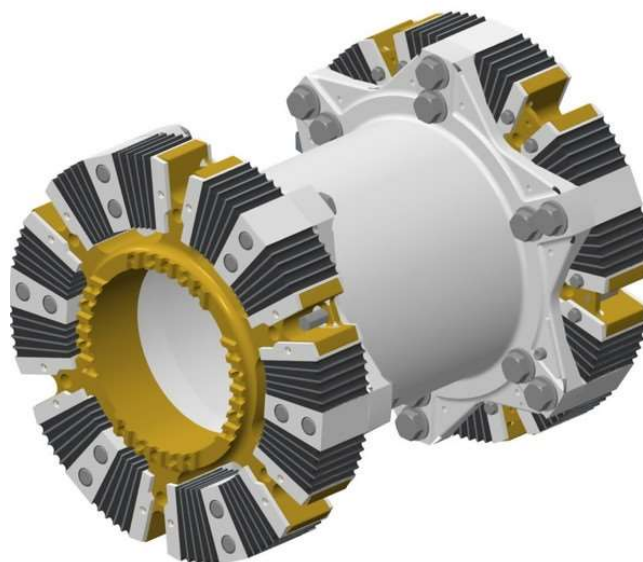
Obrázek 13 - Tripoidní kloub[6]



Obrázek 14 - Kuličkový kloub[7]

3.2.3. Hřídel s pryžovými klínovými elementy

Tato kloubová hřídel obvykle prochází skrz výstupní hřídel převodovky. Je uzpůsobena pouze pro malé osové výchylky a nemá možnost axiálních prodloužení. Podobně jako v diskových spojkách je pružným elementem pryž ve tvaru klínů. Nejčastěji se používá v plně odpružených tramvajových pohonech. Toto řešení je velmi úsporné na místo a tím pádem je vhodné pro použití v řešeném případě.

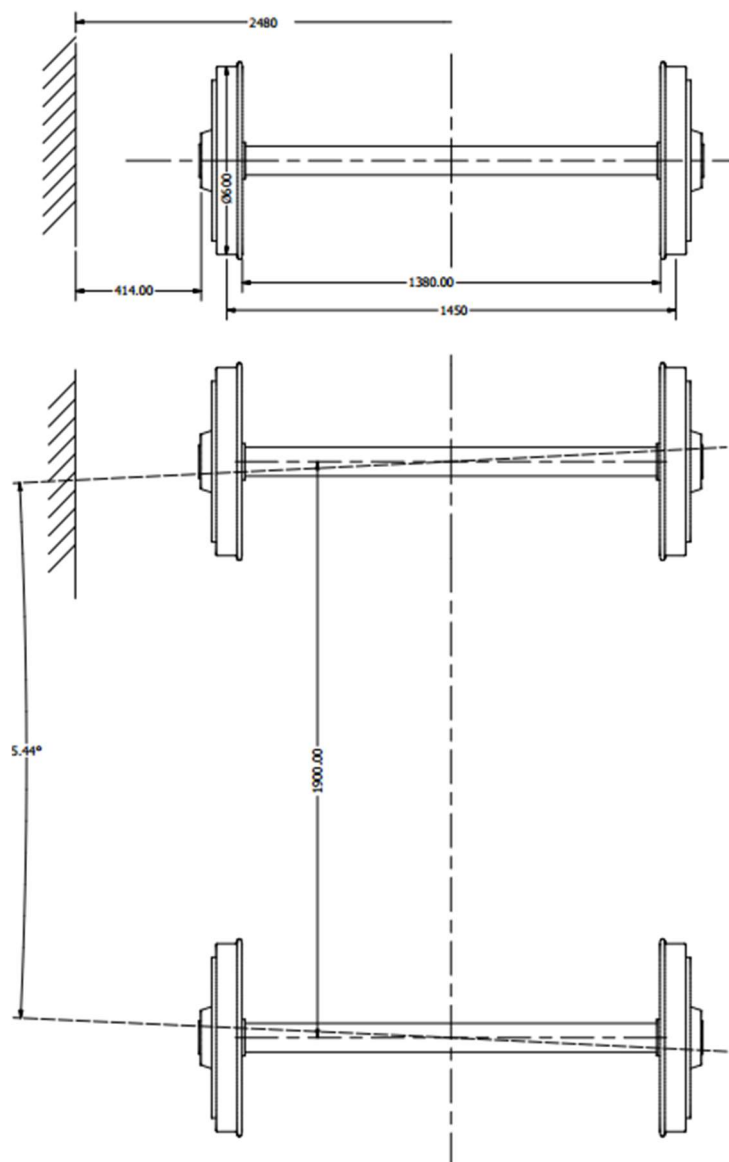


Obrázek 15 - Kloubová hřídel s pryžovými klíny[5]

4. Analýza zástavbových rozměrů

Velikosti zástavbových rozměrů jsem stanovil z maximální šíře tramvajového vozidla, která mi byla vedoucím BP stanovena na 2 480 mm. Dalším omezujícím rozměrem je rozchod tramvajových kolejí 1435 mm. Vzhledem ke konstrukci nízkopodlažní tramvaje jsem volil koncepci s motorem uloženým podélně, vně na rámu. Z obr. 14 vyplývá, že se motor, převodovka a hnací kloubová hřídel musí vejít do prostoru širokého maximálně 414 mm. Vzhledem k délce motoru a rozvoru náprav podvozku je v půdorysu dostatek místa.

Při průjezdu směrovým obloukem o poloměru $R=20\text{m}$ jsou dvojkolí vůči sobě vzájemně natočené o $5,44$ stupně. To znamená, že vůči příčné ose podvozku se dvojkolí natočí o $2,72$ stupně, viz obr. 16.



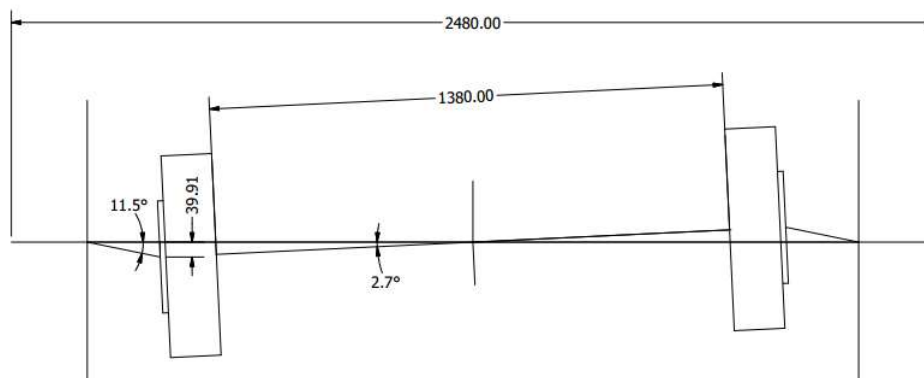
Obrázek 16 - Zástavbové rozměry

5. Analýza úhlového rozsahu kloubů

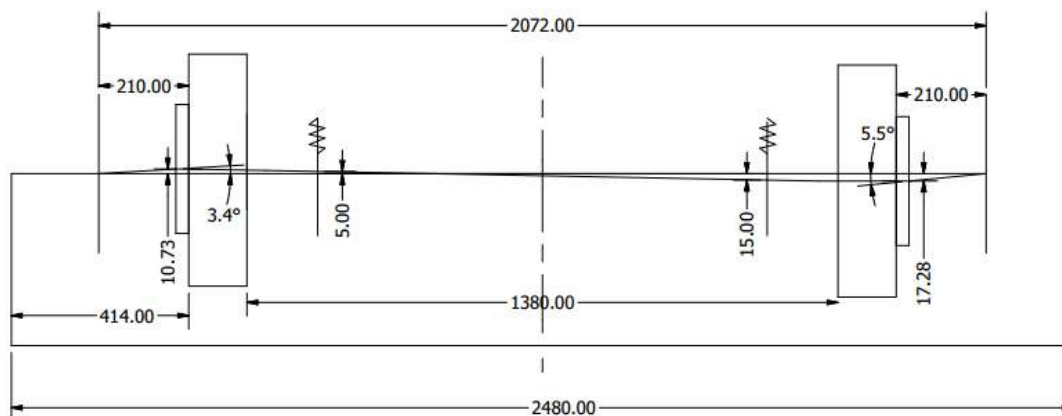
Díky relativním pohybům mezi dvojkolím a rámem je nutné trakční moment přenášet pomocí kloubového hřídele. Nejprve jsem určil největší přípustnou odchylku při průjezdu zatáčkou, viz obr. 17.

V obrázku 18 je zakótován maximální daný průjezdný rozměr tramvajového vozidla roven 2480 mm. Dále je zde rozměr 2072mm, který reprezentuje maximální vzdálenost vnějších unašečů kloubových hřídelů. Tento rozměr jsem získal tak, že jsem na každou stranu, z prostoru mezi tramvajovým kolem a maximální šíří odečetl rozměr převodovky. Prostor o šíři 210mm reprezentuje zbylé místo, do kterého bude zastavěn krátký kloubový hřídel. Vedoucím byl zadán požadavek na plný výstupní hřídel převodovky z důvodu velikosti a hmotnosti, a proto jsem zvolil variantu pohonu s krátkým kloubovým hřídelem.

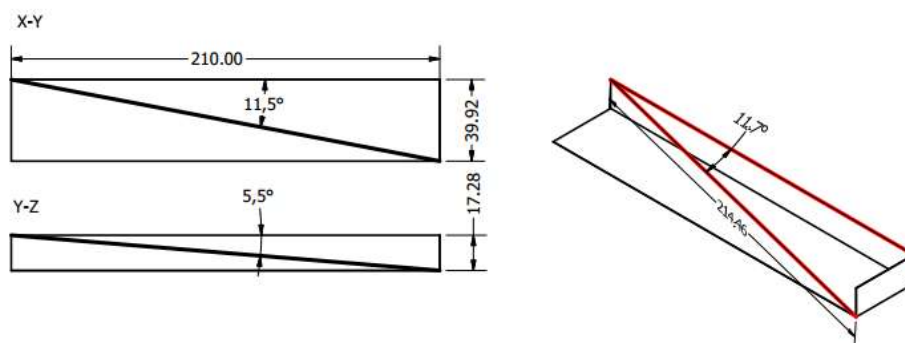
Následně jsem k tomuto vychýlení přidal odchylku způsobenou náklonem rámu vůči dvojkolím, viz obr. 18. Vektorovým součtem těchto dílčích úhlů lze dospět k výslednému úhlovému pohybu kloubového hřídele viz obrázek 19.



Obrázek 17 - Vychýlení dvojkolí při průjezdu zatáčkou – půdorysný pohled



Obrázek 18 - vychýlení dvojkolí při náklonu – čelní pohled



Obrázek 19 - Maximální úhlová odchylka

Při volbě celkové délky hřídele 210 mm jsem spočítal hodnotu ΔW_r při největší úhlové odchylce.

$$\Delta W_r = L_G * \tan(\alpha)$$

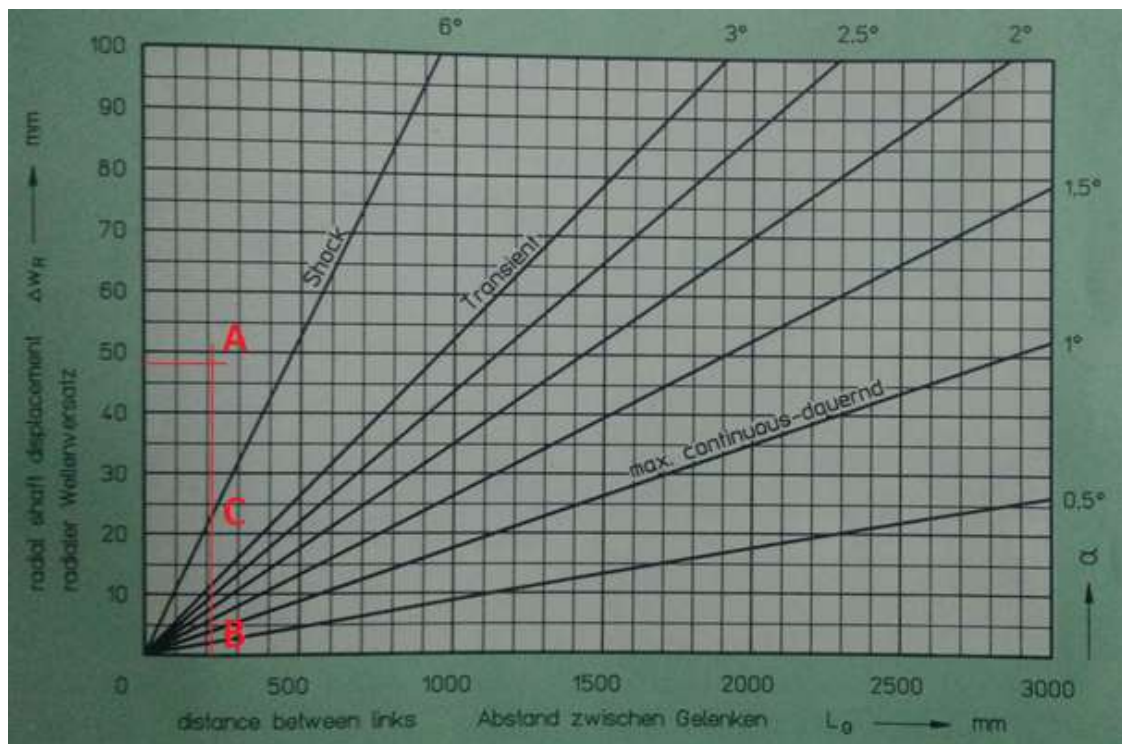
$$\Delta W_r = 210 * \tan(11,6^\circ) = 43,1\text{mm}$$

Pro pohon jsem zvolil kloubový hřídel s ojníčkovými klouby, viz obr. 20. Pro zástavbu jsem použil kloubový hřídel s ojníčkovými klouby firmy Centalink. Předpokládám podvozek s vnitřním rámem.



Obrázek 20 - Kloubový hřídel Centalink[16]

Z těchto hodnot jsem našel pracovní bod v tabulce výrobce zvolené hřídele.



Obrázek 21 - Graf závislost délky hřídele na úhlových odchylkách[4]

Úhlové odchylky kloubů se pohybují po úsečce mezi body A a B viz obrázek 21, přičemž bod B znázorňuje jízdu po přímé trati a bod A zase naopak jízdu nejostřejším přípustným obloukem o poloměru 20 metrů. Z bodu C jsem pro kontrolu počítal poloměr oblouku, při kterém budou mít klouby odchylku 6°. Nejprve jsem spočítal odchylku x odpovídající natočení dvojkolí v důsledku projíždění zatáčkou. Z ní jsem následně spočítal úhel β a z něho poloměr zatáčky r .

$$\Delta W_R = 23$$

$$23 = L_G * \tan \alpha = 210 * \tan \alpha$$

$$\tan \alpha = \frac{23}{210}$$

$$\frac{23}{210} = \sqrt{\frac{\Delta z^2 + \Delta x^2}{L_G}}$$

$$\frac{23}{210} = \sqrt{\frac{17,28^2 + \Delta x^2}{210}}$$

$$\frac{529}{210} = 17,28^2 + \Delta x^2$$

$$x = 17,2 \text{ mm}$$

$$\tan \beta = \frac{826}{17,2} = 0,020282$$

$$0,020282 = \frac{1,9}{2 * r}$$
$$r = \frac{1,9}{2 * 0,020282} = 45,6m$$

Tento poloměr je pro tramvajové trati obvyklý, tudíž se většinu času budou odchyly kloubů pohybovat na úsečce viz obrázek 21 mezi body B, C. Pro extrémní případ velké odchyly by bylo nutné ověřit u výrobce hřídele, zda je taková odchylka přípustná.

5.1. Délkové rozpětí hřídele

V předchozí kapitole jsem spočítal maximální úhlové rozsahy kloubů hřídele. Z nich je nutné dopočítat potřebné změny délek a zkontrolovat, zda je mnou vybraná hřídel dokáže přenést. Základní zvolená délka je 210 mm. Další uvažovaná dilatace je relativní pohyb kol a rámu v důsledku vypružení. Ten se bude pohybovat maximálně ± 5 mm. Celkové výsledné prodloužení Δl_c kloubového hřídele viz výpočet níže.

$$l + \Delta l = \sqrt{\sqrt{\Delta x^2 + \Delta z^2} + l^2}$$
$$l + \Delta l = \sqrt{\sqrt{39,92^2 + 17,28^2} + 210^2}$$
$$l + \Delta l = 210,104$$
$$\Delta l = 0,104 \text{ mm}$$
$$\Delta l_c = 5 + \Delta l = 5 + 0,104 = 5,104 \text{ mm}$$

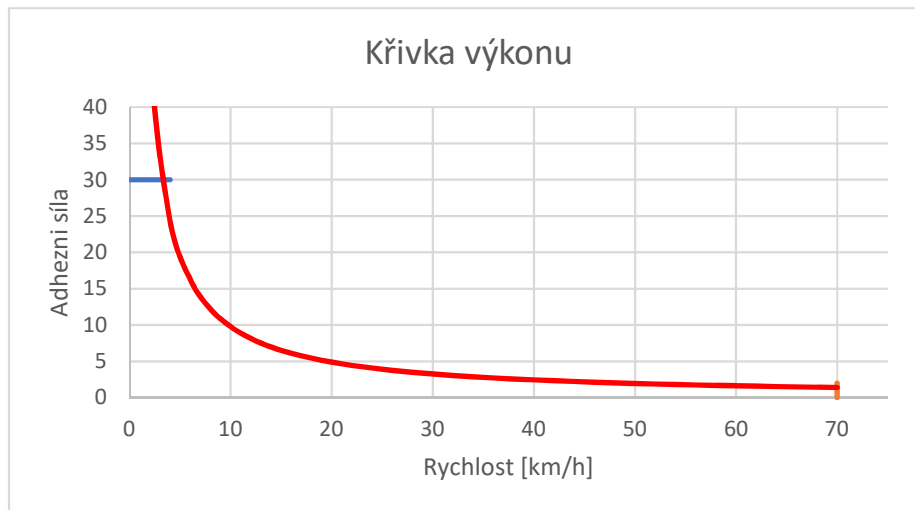
Z katalogu vyplývá, že maximální délkové rozpětí se může měnit o ± 20 mm, tudíž je toto řešení z hlediska délkových dilatací vyhovující.

6. Rozbor silových účinků na kloubovou hřídel

Maximální dovolené zatížení jednoho dvojkolí je $A = 100kN$. Z této hodnoty jsem dopočítal adhezní sílu, kterou je omezen maximální moment působící na dvojkolí respektive na tramvajová kola. Součinitel tření mezi koly a koleji byl volen z tabulek $\mu = 0,3$ za sucha a $\mu = 0,25$ za mokra. Z toho vyplývá maximální adhezní síla na obvodu kola.

$$F_{AD} = A * \mu = 100 * 0,3 = 30 \text{ kN}$$

Z této síly jsem sestavil teoretickou křivku výkonu, viz graf 2. Do tohoto grafu je zanesena čára (modrá), kterou je omezen výkon na hranici adheze. Další omezení představuje oranžová čára, která omezuje maximální legislativně dovolenou rychlost tramvajových vozidel.



Graf 2 – křivka výkonu

Při konzultaci s vedoucím práce mi byly stanoveny maximální otáčky motoru $n_{max} = 4500 \text{ min}^{-1}$. Z grafu 2 vyplývá, že maximální konstrukční rychlost bude koncipována na 70 km/h (19,44m/s). Standardní tramvajové kolo uvažuji o průměru 600 mm. Kolo na konci životnosti tj. ojeté kolo jsem uvažoval o průměru $D = 540 \text{ mm}$. Je nutné, aby tramvaj byla schopna jízdy maximální rychlostí i s opotřebovanými koly. Tím pádem jsem jako průměr pro výpočet maximální úhlové rychlosti, respektive celkového převodového poměru, uvažoval $D_0 = 540 \text{ mm}$.

$$\omega = \frac{2 * v}{D_0} = \frac{2 * 19,44}{540 * 10^{-3}} = 72 \text{ rad. s}^{-1}$$
$$n_{k(70)} = \frac{\omega}{2 * \pi} * 60 = \frac{72}{2 * \pi} * 60 = 687,55 \text{ s}^{-1}$$

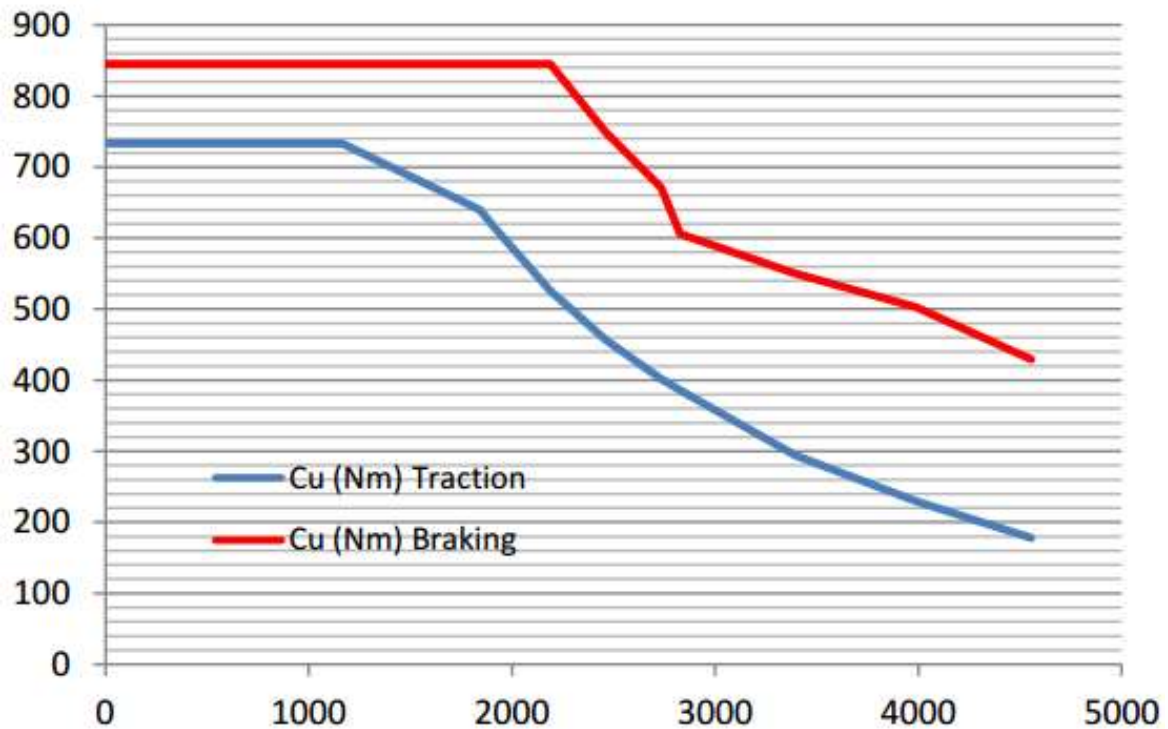
Dále jsem stanovil celkový převodový poměr tak, aby byl využit motor z hlediska rozsahu otáček.

$$i_c = \frac{n_{max}}{n_k} = \frac{4500}{687,55} = 6,54$$

Dalším krokem výběru byla volba motoru. Požadovaný výkon přenášený na jedno dvojkolí je 100 kW. Tento požadavek splňuje např. asynchronní trakční motor firmy Alstom typ 4LMA 1245N. Tento motor má jmenovité otáčky 2200 min^{-1} , maximální otáčky také odpovídají mnou uvažovaným 4500 min^{-1} . Výkon je 105 kW. Vyšším výkonem jsou pokryty ztráty v převodovce a při přenosu kloubovou hřídelí. Výsledný výkon jsem stanovil následovně.

$$P_0 = P_{jm} * 0,95 * 0,98 = 105 * 0,95 * 0,98 = 97,75 \text{ kW}$$

K tomuto motoru jsem našel v katalogu charakteristiku závislosti trakčního momentu na otáčkách (viz Obrázek 22).



Obrázek 22 - Momentová charakteristika trakčního motoru[17]

Po konzultaci s vedoucím práce jsme stanovili jízdní režim viz. tabulka 1 níže. V tabulce je také koeficient q , který znázorňuje procentuální zastoupení rychlosti jízdy při jednom cyklu. Cyklem je myšlen přejezd tramvaje ze zastávky na zastávku.

v [km/h]	v [m/s]	M_{mot} [kNm]	n_{kol} [min ⁻¹]	n_{mot} [min ⁻¹]	q [%]
4,25	1,18	23	41,75	273	5
22	6,1	4,45	216	1413,5	45
35	9,7	2,8	344	2249	30
50	13,8	1,95	491	3212,5	15
70	19,45	1,4	688	4497,5	5

Tabulka 1 – Hodnoty rychlostí a otáček v jízdním cyklu

V dalším výpočtu jsem stanovil odporovou sílu, která je tvořena převážně odporem prostředí a dále valivým odporem tramvajových kol. Uvažoval jsem 6-ti nápravovou soupravu,

$$F_{odp} = O_{val} + O_{vzdu}$$

$$F_{odp} = 6 * A_0 * \xi + \frac{1}{2} * \rho * c_x * S * v^2$$

kde c_x jsem zvolil 0,55 a čelní plochu tramvaje S jsem odhadl na $2,5 * 3 = 7,5$ m².

$$F_{odp} = 6 * 100 * 2 + 0,5 * 1,25 * 0,55 * 2,5 * 3 * 19,45^2 = 2174 N$$

$$F_{odp1} = \frac{F_{odp}}{6} = \frac{2174}{6} = 362,33 \text{ N}$$

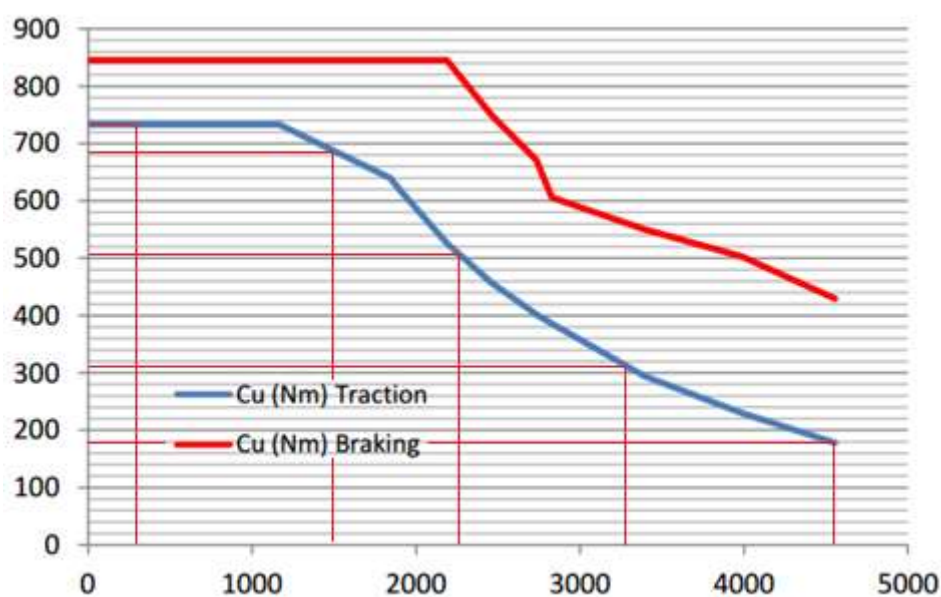
Z odporové síly jsem dále spočítal potřebný moment na překonání odporových sil.

$$M_{70} = F_{odp1} * r_k = 362,22 * 0,3 = 108,7 \text{ Nm}$$

Při těchto otáčkách jsem odečetl z grafu, viz obr. 22, moment 180 Nm. Z toho je patrné, že trakční motor ve spojení s převodovkou o celkovém převodovém poměru $i = 6,54$ má dostatečný krouticí moment i v nejvyšších otáčkách, tj. při nejvyšší rychlosti jízdy po rovině.

6.1. Výběr velikosti kloubového hřídele

Pro výběr kloubového hřídele jsem stanovil ekvivalentní hnací moment. Tento moment bude reprezentovat velikost momentu, který bude běžně přenášen pomocí kloubového hřídele. Do charakteristiky motoru na obrázku 20 jsem zanesl pracovní body, viz tabulka 1, abych mohl odečíst momenty, které je motor schopen poskytnout.



Obrázek 23 – zobrazení momentů při provozních otáčkách[17]

$n_i[\text{min}^{-1}]$	$M_i[\text{Nm}]$	$q_i[\%]$	$M_i^3 * n_i * q_i$	$n_i * q_i$
275	730	5	4801,9	208,7

1410	700	45	43217,2	9726,1
2250	470	30	28811,5	10315,6
3215	300	15	14405,7	7368,3
4500	180	5	4801,9	3438,5

Tabulka 2 - hodnoty pro výpočet ekvivalentního momentu

$$M_e = \sqrt[3]{\frac{\sum M_i^3 * n_i * q_i}{\sum n_i * q_i}} = \sqrt[3]{\frac{4801,9 + 43217,2 + 28811,5 + 14405,7 + 4801,9}{208,7 + 9726,1 + 10315,6 + 7368,3 + 3438,5}} = 1\,457Nm$$

Výpočet maximálního přenášeného momentu M_{kmax} vychází z výpočtu ekvivalentního momentu M_e . Ten je nutné vynásobit koeficienty, viz tabulka 3, které zohledňují provozní a životnostní požadavky pohonu.

$$M_{max} = M_e * k_0 * k_1 * k_2 * k_3$$

Koeficient k_0 zastupuje způsob uložení otočných částí v kloubech hřídele. Pro jehlová ložiska je $k_0 = 1,3$ []. Koeficient k_1 zastupuje dynamické účinky propojených součástí. Záleží na způsobu propojení hnaného a hnacího členu. Pokud je přenos momentu realizován pomocí pružné spojky, k_0 je koeficient určen pouze charakteristikou velikosti úhlového kmitání motoru. Pokud ovšem jsou prvky spojeny přímo, tedy bez spojky schopné tlumit kmitání, je nutné koeficient navýšit o 0,5. Elektromotor na rozdíl od spalovacích motorů je schopen poskytovat krouticí moment relativně bez kmitání, tudíž jsem koeficient k_1 zvolil 1,1.

Dalším koeficientem je k_2 , který zastupuje životnost. Tento koeficient byl volen s ohledem na to, že tramvaj bude využívána 8 hodin denně po dobu 4 let, tj. cca na 22 000 provozních hodin. Posledním koeficientem je zohledňován maximální úhel kloubů při průjezdu zatáčkou nebo při náklonu. Při přenosu s velkou úhlovou odchylkou je nutné, aby se ojníčky více natáčely oproti výchozí poloze, tudíž bude nastávat větší opotřebení v pryžokovových uloženích. Hodnoty tohoto koeficientu se pohybují v rozmezí 1 až 1,7 pro úhlové rozpětí 0° až 15°. Špičkový moment, který musí vybraná kloubová hřídel bezpodmínečně přenést, je M_{max} .

k_0	k_1	k_2	k_3
1,3	1,1	1,6	1,52

Tabulka 3 - - Koeficienty pro výpočet maximálního momentu

Dosažení zvolených koeficientů jsem vypočetl

$$M_{max} = M_e * k_0 * k_1 * k_2 * k_3$$

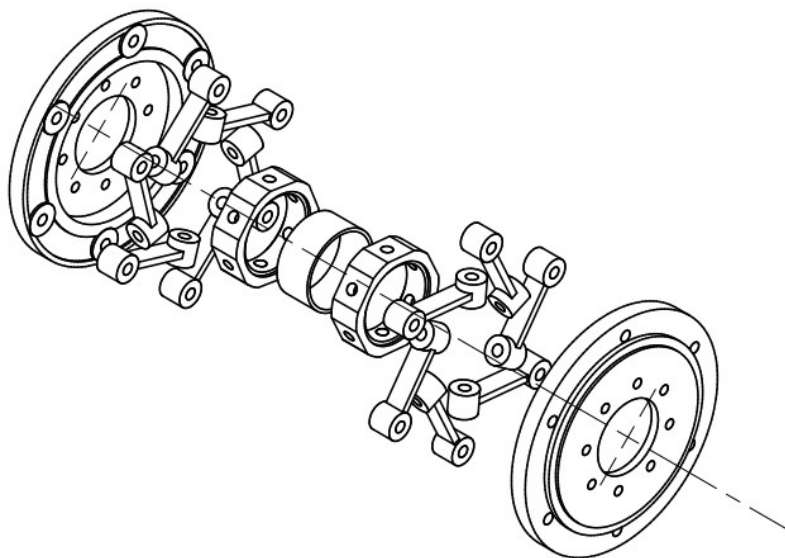
$$M_{max} = 1,4569 * 1,3 * 1,1 * 1,6 * 1,52 = 5,0667 \text{ kNm}$$

CENTALINK Size	Nominal Torque	Max. Torque	Continuous Vibr. Torque at 10 Hz	Dyn. Torsional Stiffness*		Allowable axial Shaft displacement	Axial Stiffness	Allowable angular Displacement	Angular Stiffness (per shaft)	Max. Speed
				of links	of tube					
48	3,3	8,25	1,32	400	305	± 20	0,11		0,05	2400
50	4,0	10,00	1,60	580	976	± 20	0,11	Please refer to page 7 Sehen Sie bitte Seite 7	0,07	2400
55	5,0	12,50	2,00	770	976	± 20	0,14		0,08	2400
60	6,5	16,25	2,60	970	976	± 20	0,18		0,12	2400
65	7,5	18,75	3,00	1300	1190	± 20	0,18		0,15	2300
67	9,0	22,50	3,60	1800	2370	± 20	0,18		0,22	2300
68	11,0	27,50	4,40	2200	2370	± 20	0,22		0,26	2100
69	15,5	38,75	6,20	3900	4150	± 20	0,25		0,40	2100
70	16,0	40,00	6,40	2800	2370	± 26	0,26		0,36	2100
71	20,5	51,25	8,20	6000	4150	± 20	0,29		0,74	2100
72	25,0	62,50	10,00	4500	6650	± 26	0,31		0,58	1800
75	30,0	75,00	12,00	7000	10300	± 26	0,37		0,92	1800
76	43,0	107,50	17,20	12500	26350	± 26	0,43		1,44	1800
77	58,0	145,00	23,20	21000	54500	± 26	0,49		2,45	1500
78	44,0	110,00	17,60	12500	10300	± 36	0,44		1,14	1500
80	62,0	155,00	24,80	20000	12600	± 36	0,55		2,00	1500
84	95,0	237,50	38,00	40000	54500	± 36	0,65		4,00	1300
86	125,0	312,50	50,00	58000	54500	± 36	0,76		6,10	1200
88	150,0	375,00	60,00	76000	54500	± 36	0,87		8,10	1100

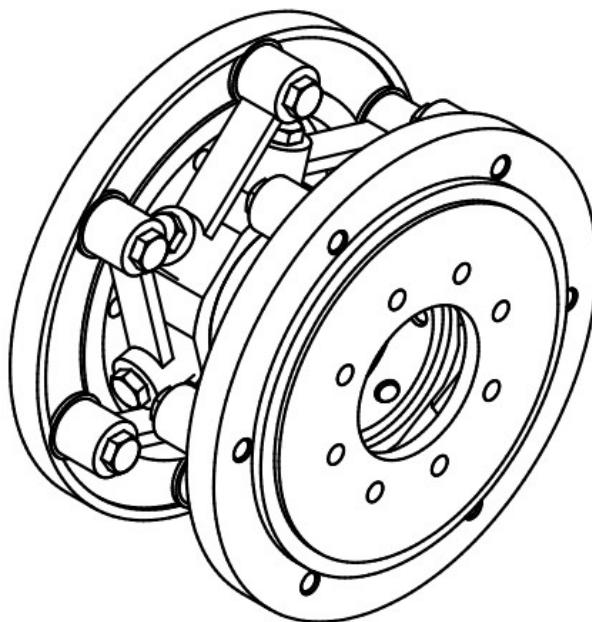
Legenda: 1.sloupec – velikost hřídele 2.sloupec – nominální moment 3.sloupec – maximální moment [kNm]
4. sloupec – vibrace při 10 H 5. sloupec – dynamické torzní tuhosti 6. sloupec – dynamická torzní tuhost trubky 7. sloupec – přípustné délkové rozmezí 8. sloupec – axiální tuhost 9. sloupec – úhlová tuhost 10. sloupec – maximální otáčky [min⁻¹]

Obrázek 24 - Tabulka kloubových hřídelí Centalink[4]

7. Model zvoleného kloubového hřídele pohonu dvojkolí

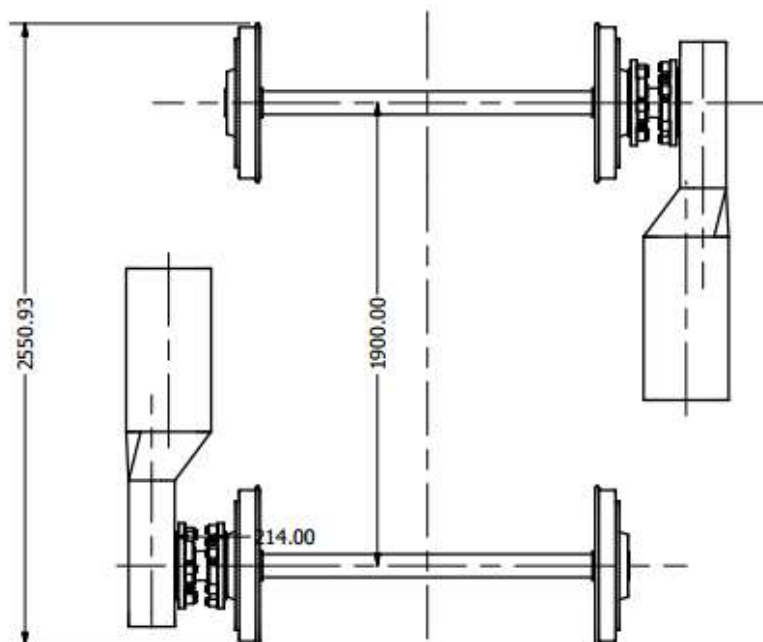


Obrázek 25 - Pohled na kloubovou hřídel před kompletací



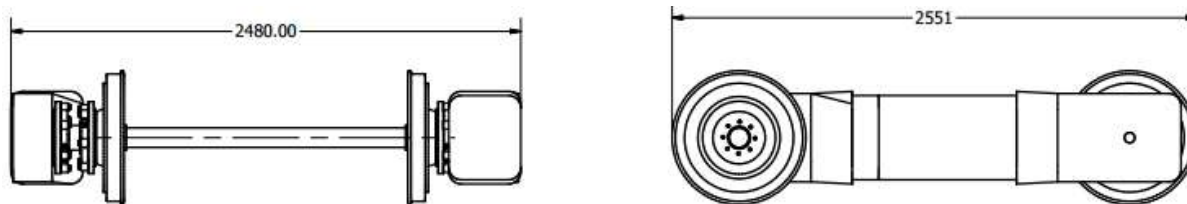
Obrázek 26 - Kloubová hřídel pohonu

Spojení vnitřních přírubových dílů s centrální trubkou bude realizováno pomocí koutového svaru. V modelu nejsou konce ojnicek zpracovány přesně podle skutečnosti. Toto zjednodušení jsem provedl z důvodu absence přesných rozměrů. V reálném případě musí mít ojničky pryžovou vnitřní vložku, umožňující i jiné než pouze rotační odchýlení.



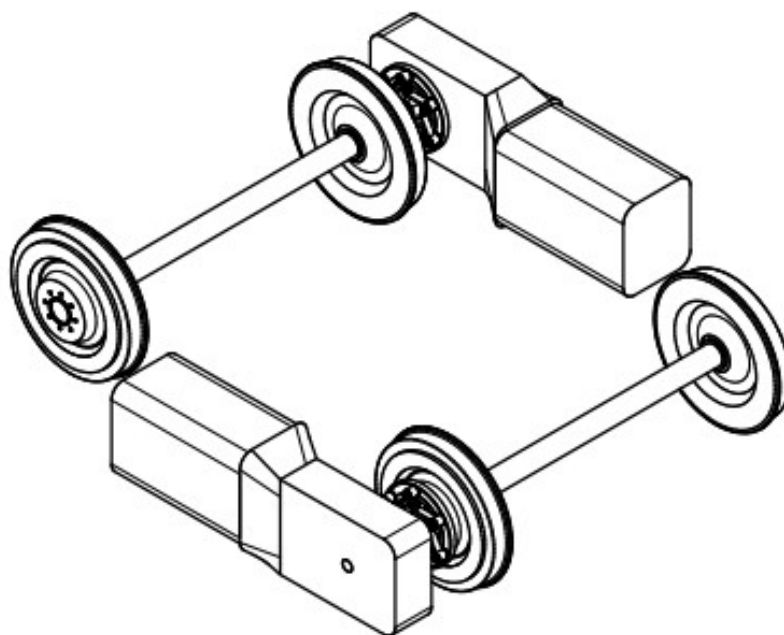
Obrázek 27 - Půdorysný pohled pohonu

V konceptu tohoto podvozku jsem počítal s vnitřním rámem, na který bude následně připevněna sestava motoru a převodovky.



Obrázek 28 - Nárysny a bokorysný pohled na pohon

Z návrhu je vidět, že je splněna maximální šířka podvozku 2480 mm. Toto šířkové omezení je nutné splnit, aby byla tramvaj vhodná i pro tramvajové tratě ve starých zástavbách, kde jsou velmi omezené průjezdové rozměry.



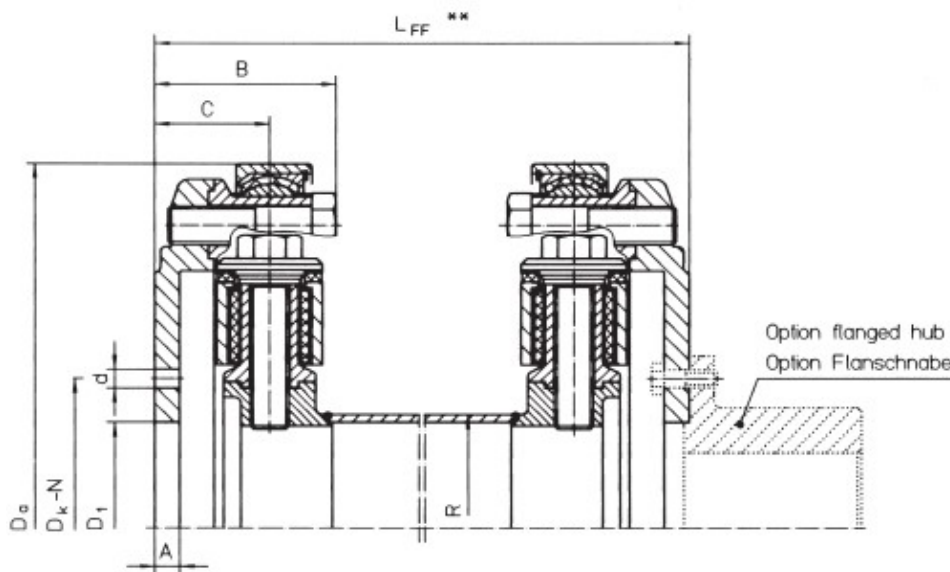
Obrázek 29 - Zobrazení pohonu ve 3D

8. Závěr

Při volbě vhodného kloubového hřídele je nutné zkontrolovat všechny jeho parametry s výpočty uvedenými výše. Konstrukční parametry zvoleného kloubového hřídele musí být vždy rovny požadovaným hodnotám, které vyplývají z mnou provedených výpočtů, nebo vyšší. Z rozměrové analýzy je maximální použitelná délka 414mm. Do této délky se musí vejít nejen kloubový hřídel, ale i převodovka. Jelikož jsem neřešil vnitřní uspořádání převodovky, použil jsem rozměry již navržené převodovky z obdobného řešení. Tím se mi maximální délka kloubového hřídele zkrátila na pouhých 214 mm. Tato minimální délka je patrná z obrázku 16, viz kapitola 4. Kloubová hřídel vel. 48 firmy Centalink umožňuje nejkratší možnou provozní délku 210 mm, tudíž by mělo být možné ji použít.

Následně jsem ověřil maximální přípustný moment. Ten je roven 8,25 kNm. Mnou spočítaná hodnota je 5,07 kNm, tudíž s ohledem na maximální moment mám rezervu přibližně 40%. Tato rezerva je žádoucí, neboť při přetížení kola nebo při vhodných povětrnostních podmínkách se tabulkový součinitel tření mezi tramvajovým kolem a kolejí může dostat až na 0,5 a bude chvilkově nutné přenést vyšší moment, než byl spočítán v kapitole silových účinků. Z pohledu potřebného délkového rozsahu, vypočteného v kapitole 5, byl stanoven potřebný rozsah roven $\pm 5,1$ mm. Z toho vyplývá, že přípustný rozsah je dostačující, viz obrázek 24.

Díky malé délce kloubového hřídele jsou úhly, které budou vznikat v kloubech, relativně velké. Maximální úhel v kloubu je $11,7^\circ$. Tento úhel ovšem odpovídá situaci, kdy je tramvaj v náklonu a zároveň projíždí zatáčkou o poloměru 20 metrů. Toto je extrémní případ, který by byl nutný zkontrolovat s výrobcem této zvolené kloubové hřídele. Provedl jsem tedy výpočet, jaký minimální poloměr může oblouk mít, aby na kloubech nevznikal úhel větší než 6° . Výsledkem tohoto výpočtu je hodnota poloměru zatáčky 45,5 metru, viz výpočet v kapitole *Analýza úhlového rozsahu kloubů* na straně 22. Dále jsem ověřoval, zda je vůbec možné vychýlit hřídel o maximální úhel.



Obrázek 30 - Katalogové rozměry kloubového hřídele[4]

Rozdílem mezi již existujícími řešeními a tím, kterým se zabývá tato bakalářská práce, spočívá zejména ve využití velmi krátké kloubové hřídele, jenž musí přenášet trakční moment z převodovky na dvojkolí. Nevýhodou tohoto řešení zůstává fakt, že v kloubech kvůli jejich malé délce vznikají

v extrémních případech úhly přes 10° . Z obrázku 26 vyplývá, že rozměry mnou navrhované kloubové hřídele byly z určité části odhadované, a tak by kontrola ve stavu, při kterém jsou na kloubech maximální dosažitelné klouby vyplývající z kinematiky, neodpovídala reálné situaci a bylo by nutné kontaktovat přímo výrobce, zda je bezpečné a spolehlivé tyto úhlové odchylky přenášet. Z hlediska zástavbových rozměrů jsem nicméně zjistil, že tento koncept aplikovat lze.

Pokud by výrobce stanovil, že mnou spočítané úhlové odchylky jsou vyšší, než jsou klouby schopny přenést, bylo by řešením omezit úhlový rozsah pohybu dvojkolí dostatečně velkou axiální tuhostí pružin nebo pryžovými dorazy. To bude mít za následek nedokonalé vedení tramvajových kol po kolejnicích, tedy vyšší hlučnost a opotřebení tramvajových kol a kolejí.

Seznam použité literatury a zdrojů

- [1] Pojezdy a podvozky kolejových vozidel. In: [Http://home.zcu.cz/](http://home.zcu.cz/) [online]. Plzeň: Doc.Ing. Petr Heller, CSc., 2010 [cit. 2018-06-03]. Dostupné z: <http://home.zcu.cz/~pheller/ZSDM/ZSDM%20-Podvozky%20KV.pdf>
- [2] Pohony kolejových vozidel. In: [Https://studium.fs.cvut.cz/](https://studium.fs.cvut.cz/) [online]. Praha: doc. Ing. Josef KOLÁŘ, CSc., 2014 [cit. 2018-06-05]. Dostupné z: https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211073-Pohony_kolejovych_vozidel/Pohony%20kolejov%C3%BDch%20vozidel%20-%202011.pdf
- [3] Petr Rajdl. Nápravová převodovka pro pohon dvojkolí otočného dvounápravového podvozku nízkopodlažní tramvaje [online]. Praha, 2016 [cit. 2018-06-08]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/40032857-Ceske-vysoke-uceni-technickev-praze-fakulta-strojni.html>. Bakalářská práce. ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE, FAKULTA STROJNÍ. Vedoucí práce Doc. Ing. Josef Kolář, CSc.
- [4] CENTALINK: The silent driveshaft. Haan, 2015.
- [5] Hřídel s pryžovými klínovými elementy. In: [Https://www.virtualmarket.innotrans.de/](https://www.virtualmarket.innotrans.de/) [online]. [cit. 2018-06-10]. Dostupné z: <https://www.virtualmarket.innotrans.de/de/Keilpaketkupplungen,p1509927>
- [6] Homokinetický kloub. In: [Http://www.offroadvehicle.ru/](http://www.offroadvehicle.ru/) [online]. [cit. 2018-06-04]. Dostupné z: <http://www.offroadvehicle.ru/AZBUCAR/Corbitt/?M=D>
- [7] Homokinetický kloub. In: [Http://autodily-az.cz/](http://autodily-az.cz/) [online]. [cit. 2018-06-04]. Dostupné z: <http://autodily-az.cz/homokineticke-klouby-poloosy/gsp/homokineticky-kloub-vnitri-ford-galaxy-seat-alhambra-vw-sharan-17917>
- [8] VOHRADSKÝ, Jiří a Miroslav EICHINGER. Pružná spojka s tlumením mezi dutým hřídelem a kolem trakčního kolejového vozidla. Slovensko. 235133. Uděleno 15.02.1987.
- [9] FRANK, Wilhelm. Pružná ojníčková spojka mezi dutým hřídelem a kolem trakčního kolejového vozidla. Slovensko. 241444. Uděleno 01.02.1988.
- [10] LENK, Leopold. Podvozek pro kolejová, obzvláště nízkopodlažní vozidla. Rakousko. Uděleno 21.4.1993.
- [11] KOLÁŘ, Josef ing. CSc., Jan KALIVODA ing. a Tomáš MÍKA ing. Dvouosý trakční podvozek nízkopodlažního kolejového vozidla s podélně uloženými nezávislými pohonnými jednotkami. Česká republika. Uděleno 22.09.1998.

- [12] Hřídel s kardanovými kříži. In: [Http://www.intergear.eu/](http://www.intergear.eu/) [online]. [cit. 2018-06-29]. Dostupné z: <http://www.intergear.eu/?id=kardany&ear=MAINA>
- [13] Nízkopodlažní trmavaj ULF. In: [Https://technet.idnes.cz/](https://technet.idnes.cz/) [online]. [cit. 2018-06-29]. Dostupné z: https://technet.idnes.cz/tramvaj-s-nejnizsi-podlahou-na-svete-jezdi-po-kolejich-jako-stonozka-1i9-/tec_reportaze.aspx?c=A090713_171029_tec_reportaze_rja
- [14] Hardyho spojka. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2018-06-29]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Hardyho_spojka
- [15] Hřídel s Hardy spojkami. In: [Https://www.google.cz/](https://www.google.cz/) [online]. [cit. 2018-06-29]. Dostupné z: https://www.google.cz/search?biw=1366&bih=662&tbm=isch&sa=1&ei=WqJDW-K0BcPSwQLa8rHIAQ&q=hardy+spojka+jaguar&oq=hardy+spojka+jaguar&gs_l=img.3...4429.5211.0.5424.6.6.0.0.0.63.318.6.6.0....0...1c.1.64.img..0.0.0....0.1rmVE6hQM4k#imgrc=-PGMCUEAEXwlhM:
- [16] Kloubový hřídel Centalink. In: [Http://www.centa-uk.co.uk/](http://www.centa-uk.co.uk/) [online]. [cit. 2018-06-29]. Dostupné z: <http://www.centa-uk.co.uk/files/4614/4464/6924/CENTALINK%20noise%20free%20flexible%20couplings.jpg>
- [17] Alstom Motors Catalogue [online]. France, 2015 [cit. 2018-07-10]. Dostupné z: <http://www.alstom.com/Global/Transport/Resources/Documents/brochure2014/Alstom%20Motors%20Catalogue%202015%20-%20English.pdf>

Seznam obrázků, grafů a tabulek

Seznam obrázků

Obrázek 1-Podvozek Ixege [2]	9
Obrázek 2-Podvozek Cityrunner[2]	10
Obrázek 3-Podvozek Combino[1].....	11
Obrázek 4-Podvozek Škoda 15T[2]	11
Řez pohonem Škoda 15 T[2]	11
Obrázek 5-Podvozek ULF[13]	12
Obrázek 6 motor tramvaje ULF[13].....	12
Obrázek 7 - výkres podvozku ULF[10]	12
Obrázek 8 - Ojničková spojka[9].....	13
Obrázek 9 - Pružná spojka s tlumením Škoda[8].....	14
Obrázek 10 - Kardanův hřídel[12]	14
Obrázek 11 - hřídel s pryžovými Hardy spojkami[15].....	15
Obrázek 12 - Hardyho spojka s unašečem.[14]	15
Obrázek 13 - Tripoidní kloub[6].....	16
Obrázek 14 - Kuličkový kloub[7].....	17
Obrázek 15 - Kloubová hřídel s pryžovými klíny[5]	17
Obrázek 16 - Zástavbové rozměry	18
Obrázek 17 - Vychýlení dvojkolí při průjezdu zatáčkou – půdorysný pohled.....	19
Obrázek 18 - vychýlení dvojkolí při náklonu – čelní pohled	19
Obrázek 19 - Maximální úhlová odchylka	20
Obrázek 20 - Kloubový hřídel Centalink[16].....	20
Obrázek 21 - Graf závislost délky hřídele na úhlových odchylkách[4]	21
Obrázek 22 - Momentová charakteristika trakčního motoru	24
Obrázek 23 – zobrazení momentů při provozních otáčkách.....	25
Obrázek 24 - Tabulka kloubových hřídelí Centalink[4].....	27
Obrázek 25 - Pohled na kloubovou hřídel před kompletací.....	27
Obrázek 26 - Kloubová hřídel pohonu.....	28
Obrázek 27 - Půdorysný pohled pohonu.....	28
Obrázek 28 - Nárysny a bokorysný pohled na pohon	29
Obrázek 29 - Zobrazení pohonu ve 3D	29
Obrázek 30 - Katalogové rozměry kloubového hřídele[4]	30

Seznam tabulek

Tabulka 1 – Hodnoty rychlostí a otáček v jízdním cyklu.....	24
Tabulka 2 - Hodnoty pro výpočet ekvivalentního momentu.....	26
Tabulka 3 - Koeficienty pro výpočet maximálního momentu	26

Seznam použitého softwaru

- Microsoft Office Word 2010
- Microsoft Office Excel 2010
- Irfanview
- Citace PRO
- Autodesk Inventor Professional 2017™