



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

**Studie kloubového hřídele částečně
odpruženého pohonu moderní lokomotivy**

**A study of modern locomotives drive shaft
with partially suspended drive**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2022

Josef ZÍKA

Studijní program: B2342 TEORITICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový
Vedoucí práce: Ing. Tomáš Fridrichovský Ph.D.



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Zíka** Jméno: **Josef** Osobní číslo: **492496**
 Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
 Zadávací 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:

Studie kloubového hřídele částečně odpruženého pohonu moderní lokomotivy

Název bakalářské práce anglicky:

A study of modern locomotives drive shaft with partially suspended drive

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte:

1. Rešerši na téma: Pohony moderních kolejových vozidel - částečně odpružené pohony.
2. Vyšetření základních prostorových možností spojovacího hřídele mezi trakčním motorem a převodovkou.
3. Rozbor pohybů v daném uzlu pohonu.
4. Rozbor silových účinků působících při jízdě na spojovací hřídel a další komponenty pohonu.
5. Pevnostní výpočet spojovacího hřídele a frekvenční analýzu pohonu.
6. Průvodní technickou zprávou a sestavný výkres navrženého řešení.

Seznam doporučené literatury:

Odborné časopisy, firemní literatura, patentová literatura, normy.

Skripta ČVUT:

KOLÁŘ, J.: Teoretické základy 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:

Ing. Tomáš Fridrichovský, Ph.D. ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

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

Datum zadání bakalářské práce: **19.04.2022**

Termín odevzdání bakalářské práce: **06.06.2022**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Ing. Tomáš Fridrichovský, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

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

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

_____ Datum převzetí zadání

_____ Podpis studenta



Anotační záznam

Jméno autora:	Josef Zíka
Název práce:	Studie kloubového hřídele částečně odpruženého pohonu moderní lokomotivy
Anglický název:	A study of modern locomotives drive shaft with partially suspended drive
Rozsah práce:	60 stran 43 obrázků 14 tabulek 1 příloha
Akademický rok:	2021/2022
Ústav:	12120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Studijní program:	Teoretický základ strojního inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Tomáš Fridrichovský Ph.D.
Klíčová slova:	Hnací hřídel, moderní lokomotiva, částečně odpružený pohon, ojníčková spojka, relativní pohyby, pevnostní výpočet, konstrukční návrh, frekvenční analýza
Keywords:	Drive shaft, modern locomotive, partially suspended drive, flexible coupling, relative movements, strength calculation, design concept, frequency analysis



Abstrakt

Cílem této bakalářské práce je návrh kloubového hřídele moderní lokomotivy s částečně odpruženým pohonem. První část práce obsahuje rešerši se zaměřením na pohony moderních lokomotiv a používané spojky. Samotný návrh kloubového hřídele se skládá z vyšetření vzájemných pohybů komponent, výpočtu základních rozměrů (pevnostní a zástavbové hledisko) a frekvenční analýzy pohonu. Tato práce by měla sloužit jako základ dalšího návrhu pro případného dodavatele kloubového hřídele nebo dalších komponent.

Abstract

The purpose of this bachelor thesis is a design of the drive shaft used in modern locomotives with partially suspended drive. The first part of the work contains a research which focuses on modern locomotive drives and the most used flexible couplings. The design of the drive shaft itself comprises the investigation of relative movements of drive components, basic shape calculations (strength and room requirements) and frequency analysis of the drive. This work should serve as a basis for further design for a potential supplier of the drive shaft or other components.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma: “ Studie kloubového hřídele částečně odpruženého pohonu moderní lokomotivy” vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne:

.....

Podpis autora



Poděkování

Rád bych touto cestou vyjádřil poděkování Ing. Tomáši Fridrichovskému Ph.D. za všestrannou pomoc, cenné a velmi podmětné rady a za trpělivost při zpracování práce. Rád bych také poděkoval své rodině za podporu, bez které bych tuto práci nemohl dokončit.



Obsah

1	Úvod.....	10
2	Rešerše	11
2.1	Typy pohonů dvojkolí	11
2.1.1	Ústřední pohon dvojkolí	11
2.1.2	Skupinový pohon dvojkolí.....	12
2.1.3	Individuální pohon dvojkolí	13
2.1.3.1	Tlapový motor.....	14
2.1.3.2	Pohon s odpruženým TM a částečně odpruženou nápravovou převodovkou.....	15
2.1.3.3	Pohon se zcela odpruženým trakčním motorem a převodovkou kloubovým dutým hřídelem objímající nápravu.....	16
2.2	Spojky	17
2.2.1	Kinematika kloubového hřídele.....	17
2.2.2	Kritické otáčky kloubových hřídelů	18
2.2.3	Lamelová spojka.....	19
2.2.4	Disková spojka	19
2.2.5	Sférická zubová spojka	20
2.2.6	Ojničková spojka	21
2.3	Lokomotivy s částečně odpruženými pohony	21
2.3.1	Lokomotiva řady 754.....	21
2.3.2	Bombardier TRAXX F140 MS	22
2.3.3	Siemens Vectron.....	23
2.3.4	Tabulka srovnání lokomotiv	24
3	Vstupní data pro návrh kloubového hřídele	25
4	Relativní pohyby mezi TM a převodovkou	26
4.1	Pohyb dvojkolí vůči rámu podvozku.....	27
4.2	Pohyb trakčního motoru vůči rámu podvozku.....	28



4.2.1	Výpočet posunů motoru v silentblocích	29
4.2.2	Hodnoty posuvů motoru v silentblocích.....	29
4.3	Závěska	30
4.3.1	Výpočet posuvu v závěsce.....	31
4.3.2	Hodnota posuvu v závěsce	32
4.4	Maximální úhel vychýlení	33
5	Základní rozměrové parametry kloubového hřídele.....	35
5.1.1	Vstupní parametry	35
5.1.2	Délka kloubového hřídele.....	35
5.1.3	Průměr kloubového hřídele	35
5.2	Základní rozměry pastorku	36
5.2.1	Vnitřní a vnější průměr pastorku	36
5.3	Shrnutí navržených rozměrů hřídele a pastorku.....	38
6	Frekvenční analýza pohonu	38
6.1	Momenty setrvačnosti.....	39
6.2	Plný válec.....	39
6.2.1	Dutý válec.....	40
6.3	Torzní tuhosti.....	41
6.3.1	Duté válce	41
6.3.2	Spojka	42
6.3.2.1	Návrh silentbloku.....	42
6.3.2.2	Úprava rozměrů.....	43
6.3.2.3	Výpočet tuhosti.....	44
6.4	Vstup pro výpočet.....	46
6.4.1	Zjednodušení	46
6.4.2	Vlastní pohybové rovnice	47
6.5	Výpočet vlastních frekvencí	48



6.6	Program na výpočet vlastních frekvencí.....	49
6.7	Vlastní tvary kmitů	50
7	Model kloubového hřídele	52
7.1	Konstrukce	52
7.2	Úprava modelu podvozku.....	53
8	Závěr.....	54
9	Zdroje.....	55
10	Seznamy	57
10.1	Seznam použitých symbolů	57
10.2	Seznam příloh	58
10.3	Seznam obrázků.....	58
10.4	Seznam tabulek.....	59



1 Úvod

Zvedající se ceny pohonných hmot a energií nebo například tlak na co největší ekologičnost výraznou měrou ovlivňují a formují směr vývoje průmyslu. V tomto ohledu může být doprava, ať už lidí nebo nákladů, do budoucna velmi probíraným tématem s cílem najít udržitelný způsob jejich přepravy na krátké i delší vzdálenosti. Jedním z mnoha řešení se nabízí větší využití železniční, resp. kolejové dopravy. Kolejová doprava vyniká svojí šetrností k životnímu prostředí, možnostmi přepravy velkého množství nákladů, rychlostí přepravy apod. Můžeme tedy očekávat růst četnosti jejího využití, čemuž beze sporu napomáhá současná hustá síť železnic na evropském kontinentu. S tím je ale také spojená potřeba zmenšovat dynamické účinky na trať, tak aby nedocházelo k jejímu značnému opotřebení. V praxi se proto využívá vhodných systémů odpružení pojezdů kolejových vozidel, včetně jejich pohonů. Tato práce se zaměřuje na pohony kolejových vozidel, konkrétně na částečně odpružené, které jsou hojně využívány u stávajícího vozového parku.

Cílem práce je návrh kloubového hřídele spojky částečně odpruženého pohonu (mezi motorem a převodovkou) pro moderní lokomotivu. Návrh by měl sloužit jako prvotní nástřel parametrů pohonu pro případného dodavatele kloubového hřídele a dalších částí pohonu. Návrh obsahuje vyšetření pohybů, výpočet základních rozměrů s ohledem na zástavbové prostory a frekvenční analýzu pohonu. Vše je doplněno průvodní technickou zprávou a sestavným výkresem. Návrh je rozdělen do několika částí:

- 1) Rešerše o pohonech moderních kolejových vozidel se zaměřením na částečně odpružené pohony a používané spojky,
- 2) vyšetření základních prostorových možností,
- 3) rozbor pohybů v daném uzlu,
- 4) rozbor silových účinků působících při jízdě na spojovací hřídel a další komponenty pohonu,
- 5) pevnostní výpočet spojovacího hřídele a frekvenční analýzu pohonu,
- 6) průvodní technická zpráva a sestavný výkres navrženého řešení.



2 Rešerše

Rešerše je vypracovaná na téma „Pohony moderních kolejových vozidel“. První část pojednává o typech pohonů a porovnání jejich druhů a podruhů. Podrobný popis je věnován částečně odpruženým pohonům. Druhá část obsahuje informace o některých typech starších a moderních lokomotiv s částečně odpruženými pohony používaných v České republice.

2.1 Typy pohonů dvojkolí

Pohony dvojkolí můžeme rozdělit do tří velkých skupin, a to z hlediska počtu poháněných dvojkolí jedním trakčním motorem, na:

- ústřední,
- skupinový,
- individuální.

U hnacího vozidla je nutné mít alespoň jedno poháněné dvojkolí. Hlavním úkolem pohonu dvojkolí je přenos krouticího momentu z trakčního motoru, popř. převodovky na dvojkolí, kde se vytváří hnací síla vozidla. V procesu vývoje kolejových vozidel vzniklo několik odlišných koncepcí uspořádání pohonů, lišících se počtem dvojkolí, která pohání právě jeden zdroj hnací síly – v případě moderních vozidel trakční motor.

Nároky na koncepci ovlivňuje hlavně způsob využití vozidla. Mezi ty hlavní jistě patří požadavek na přenos velkých hnacích sil, snižování prostorových a hmotnostních parametrů, zvyšování rychlostí jízdy nebo zvyšování úrovně odpružení pohonů a tím snižování nežádoucích dynamických účinků na trať. [1][3]

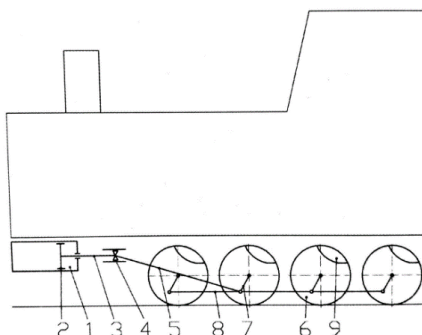
2.1.1 Ústřední pohon dvojkolí

Jde o nejstarší koncept pohonu dvojkolí, kde jeden zdroj mechanické energie (trakční motor, parní stroj apod.) pohání všechna hnací dvojkolí vozidla. Mezi dvě základní konstrukce ústředního pohonu patří spojnicový pohon a pohon kloubovými hřídeli.

Ústřední spojnicový pohon je zásadně spojen s dobou parních lokomotiv. Jedná se o uspořádání, kde od jalové hřídele je veden krouticí moment pomocí spojnic na všechna hnací dvojkolí, po pravé i levé straně lokomotivy. Zásadní výhoda koncepce spočívala v tom, že k prokluzu kol bylo dosaženo až po ztrátě adheze na všech dvojkolích. Nevýhodou je nutnost vyvažování kol kvůli odstředivé síle kola a kliky, a to hlavně při jízdě vyšší rychlostí.



Druhé provedení, ústřední pohon dvojkolí s podélnou osou, je používán u některých dieselových lokomotiv. Trakční motor, popř. hydrodynamická převodovka pohání pomocí kloubové hřídele nápravovou převodovku, která bývá kuželo-čelní. Krouticí moment je dále veden pomocí kloubové hřídele na nápravovou převodovku dalšího dvojkolí. [1][2]



Obr. 1: Ústřední pohon dvojkolí parní lokomotivy [2]

2.1.2 Skupinový pohon dvojkolí

Řešení využívané především u lokomotiv dieselových, elektricky hnaná vozidla tvoří méně početnou skupinu. Jeden trakční motor dále jen TM pohání dvě až tři dvojkolí v podvozku.

Jednou z možností řešení je uspořádání nazývané jako tandemové (Obr. 3 d)). Pohon je založen na stejném principu jako již zmiňovaný ústřední pohon dvojkolí s podélnou osou. Rozdíl je prakticky jen v počtu trakčních pohonů v konstrukci.

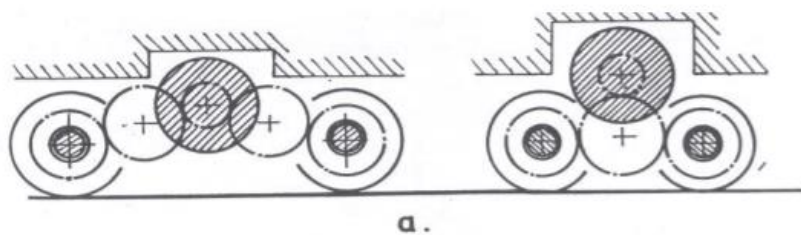
Další varianta tohoto pohonu je na Obr. 2. Trakční motor upevněný na rámu podvozku pohání jedno nebo dvě vložená kola a od nich obě dvojkolí. Celé toto ústrojí je součástí jedné převodovky. Na Obr. 3 b, c) je skupinový pohon dvojkolí s trakčním motorem s podélnou osou a kuželovou převodovkou. Talířové kolo kuželové převodovky je uloženo na duté hřídeli, která přes dvojici ojníčkových spojek je pohání dvojkolí.

Hlavní výhodou této konstrukce je úspora na hmotnosti trakčních motorů. Mezi další výhody se může řadit zlepšení adhezních vlastností vozidla – dělení hnacího momentu dle adhezních možností jednotlivých dvojkolí, zlepšení jízdně technických vlastností vozidla a jejich účinků na trať.

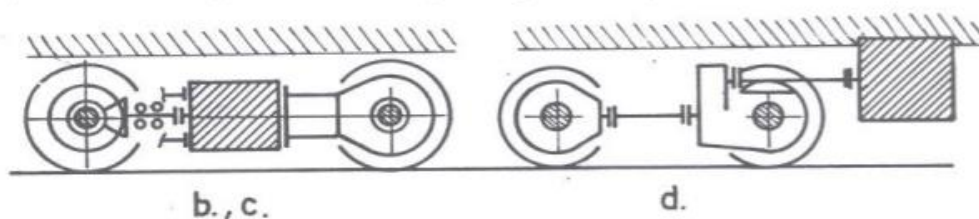
Mezi nevýhody skupinového pohonu patří větší náročnost na výrobu rozměrově větších a hmotnějších motorů při snaze zachovat srovnatelný výkon lokomotivy nebo skutečnost, že v případě poruchy dochází ke ztrátě poloviny výkonu vozidla. Toto uspořádání



také vede k složitějšímu řešení mechanické části pohonu, tedy větší počet součástí a s tím spojená větší poruchovost a vyšší nároky na údržbu. [1][2]



Obr. 2: Trakční motor s příčnou osou upevněný na rámu podvozku [1]



Obr. 3: b, c) trakční motor s podélnou osou upevněný na rámu podvozku nebo dvojkolí, d) trakční motor s podélnou osou upevněný na skříni vozidla [1]

2.1.3 Individuální pohon dvojkolí

Jde o koncept, kde každé hnací dvojkolí je poháněno vlastním trakčním motorem. V současnosti se jedná o nejpoužívanější uspořádání pohonu. Variant samotného provedení individuálního pohonu dvojkolí je značné množství, liší se nároky a typy pohonných jednotek. Dělit je dále můžeme podle stupně odpružení, tedy podle velikosti dynamických účinků nebo např. dle polohy osy rotoru k ose dvojkolí na pohony, kde je osa TM:

- totožná s osou nápravy (souosý motor),
- rovnoběžná s osou nápravy,
- kolmá k ose nápravy.

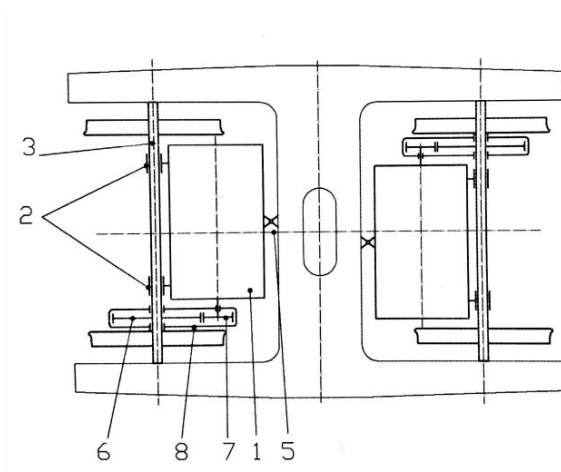
V následujících podkapitolách jsou naznačeny konstrukční parametry vybraných pohonů lišící se stupněm odpružení pohonu. Jak už bylo uvedeno, práce se zaměřuje na částečně odpružené pohony lokomotiv, proto je v rešerši uváděno především řešení s rovnoběžně orientovanou osou TM (respektive příčně orientovaným motorem).[1][2][3]



2.1.3.1 Tlapový motor

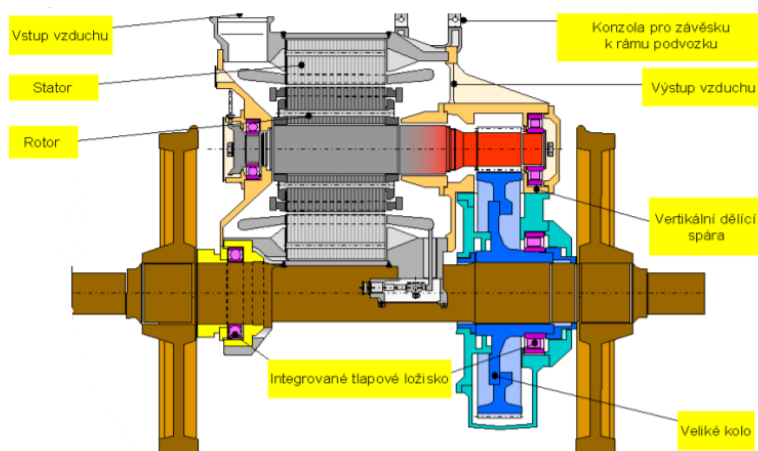
Tlapový motor byl a stále je (v různých modifikacích) jeden z nejrozšířenějších způsobů uspořádání pohonů pro své významné pozitivní vlastnosti.

Schéma klasického řešení tlapového motoru na Obr. 4. Trakční motor (1) je na jedné straně pružně zavěšen na příčniku rámu podvozku (5) a na druhé straně spočívá pomocí dvou tlapových ložisek (2) na nápravě dvojkolí (3). V minulosti se využívala především ložiska valivá, následně se přešlo k využití ložisek kluzných. Pastorek (7), nalisovaný přímo na hřídel trakčního motoru, pohání velké ozubené kolo čelního soukolí (6), uloženého na nápravě.



Obr. 4: Schéma tlapového motoru [2]

V moderních aplikacích se setkáváme především s upravenými a vylepšenými modifikacemi jako například tlapový motor s nápravovou převodovkou. Uspořádání, jehož převodovka vytváří druhé ložisko uložení trakčního motoru, zlepšuje silové účinky v ozubení a lepší rozložení reakcí do ložisek trakčního motoru. [1][2][3]



Obr. 5: Schéma moderního provedení tlapového motoru s nápravovou převodovkou [1]

Hlavními důvody, pro které doznal tento pohon značného rozšíření, jsou nízké konstrukční náklady, jednoduchost, robustnost a s tím spojená spolehlivost a jednoduchost

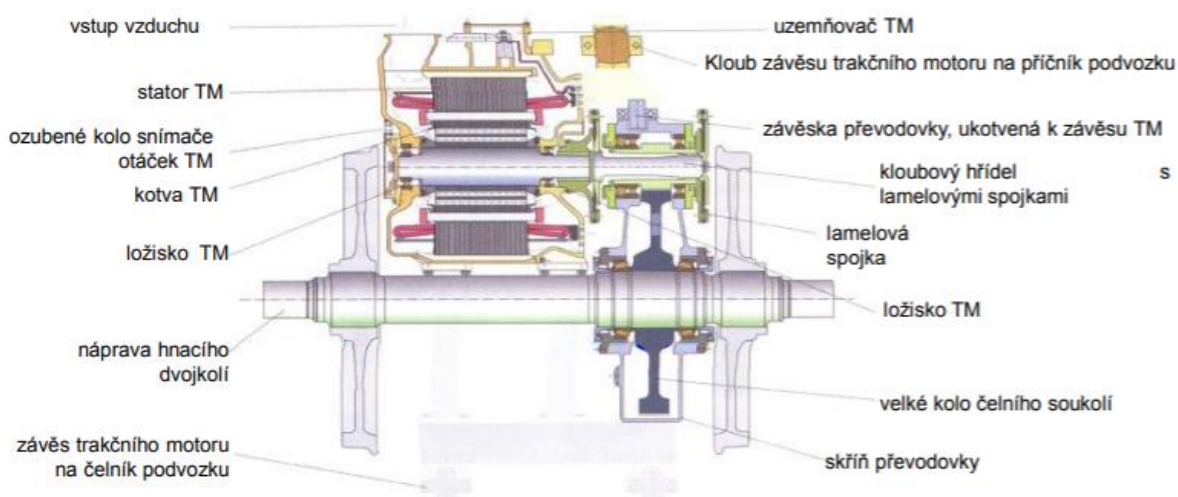


při údržbě. Zásadní nevýhodou je velká neodpružená hmotnost. Více než polovina hmotnosti trakčního motoru spočívá na nápravě a je tedy neodpružena. To vede k velkým dynamickým účinkům na trať a na součásti pohonu.

Z výše uvedených důvodů tlapové motory nalézají uplatnění především v lokomotivách s nižší maximální rychlostí, tj. pro rychlosti do 100-140 km/h. Mezi zástupce můžeme řadit nákladní lokomotivy Siemens ES64F nebo Bombardier TRAXX. [1][2]

2.1.3.2 Pohon s odpruženým TM a částečně odpruženou nápravovou převodovkou

Trakční motor, příčně umístěný mezi koly dvojkolí, je pomocí pryžokovových silentbloků zavěšen na rámu podvozku a je součástí prvotně odpružených hmot. Hnací moment z trakčního motoru na převodovku přenáší spojka, která prochází dutinou pastorku převodovky. To je dáno značně omezenými prostorovými možnostmi v konstrukčním uzlu trakčního motoru a převodovky. Hřídel spojky proto musí být navržena tak, aby bylo zabezpečeno pokrytí relativních pohybů TM a pastorku nápravové převodovky ve všech provozních stavech. Nicméně tyto pohyby jsou minimalizovány díky reakční závěsce, která spojuje skříň převodovky a stator TM. Samotná skříň převodovky je pak spojena pomocí ložisek s nápravou dvojkolí, na které je nalisováno velké ozubené kolo. Tuto konstrukci můžeme nalézt v pohonech současných vozidel MHD nebo v lokomotivě Siemens Vectron. [2]

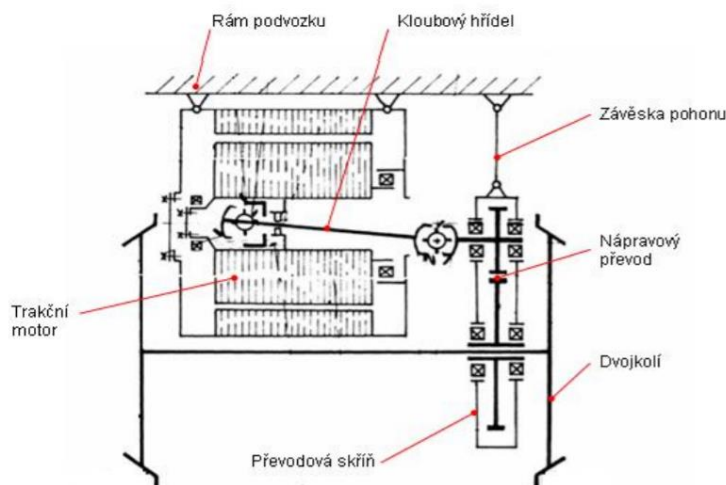


Obr. 6: Příčný pohon s odpruženým TM a částečně odpruženou nápravovou převodovkou použité u lokomotiv Vectron [1]

U některých trakčních motorů velkých výkonů nelze z prostorových důvodů použít kloubový hřídel mezi převodovkou a motorem. Řešením může být kloubový hřídel procházející dutinou trakčního motoru, schéma konstrukce je na Obr. 7. Dutým rotorem prochází relativně dlouhá kloubová hřídel s vnitřním kloubem, uloženým pohyblivě ve směru osy motoru, tak aby kompenzoval relativní pohyby kloubového hřídele a okolních součástí. Zároveň její délka



zajišťuje, že se při relativních pohybech motoru a osy pastorku jen málo natáčí, což je vhodné pro správnou činnost kloubů. [8][9]



Obr. 7: Pohon kloubovou hřídelí procházející dutinou rotoru trakčního motoru (lokomotiva Škoda ř. 150) [2]

Výhodou tohoto uspořádání je snížení nevypružených hmot podvozku, zjednodušení mazání ložisek (absence tlapových ložisek motoru na nápravě, je na ní umístěna pouze převodovka) a znatelně jednodušší montáž trakčního motoru do podvozku.

Negativum je stále neodpružená hmota v podobě převodovky. Konstrukce s kloubovým hřídelem v dutině rotoru TM má horší přístupnost k údržbě. [1][2]

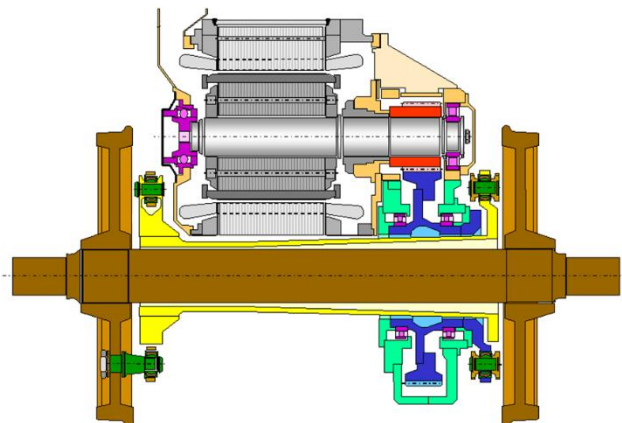
2.1.3.3 Pohon se zcela odpruženým trakčním motorem a převodovkou kloubovým dutým hřídelem objímající nápravu

Základ konstrukce tvoří pružně uložené soustrojí trakčního motoru a převodovky pomocí pryžokovových silentbloků na rám podvozku. V současnosti nejčastěji TM a převodovka tvoří kompaktní pohonný blok podobně jako u osobního automobilu. V tomto případě zajišťuje přenos hnacího momentu z převodovky na dvojkolí dutý kloubový hřídel kuželového tvaru objímající nápravu. Dutý hřídel je na jedné straně kloubově spojen s kolem dvojkolí a na druhé straně k velkému kolu převodovky. Zcela odpružených pohonů se využívá u vozidel určených pro provoz vysokými rychlostmi.

Pozitivním přínosem uspořádání je velké míra odpružení pohonu (neodpružené zůstává dvojkolí a část dutého hřídele), to vede k výraznému snížení dynamických účinků na trať a účinků nerovností trati na součásti pohonu. Nevýhodou je bezesporu složitost konstrukce



pohonu. Velké množství komponent ovlivňuje jak spolehlivost, tak finanční náročnost provedení. [1][2]



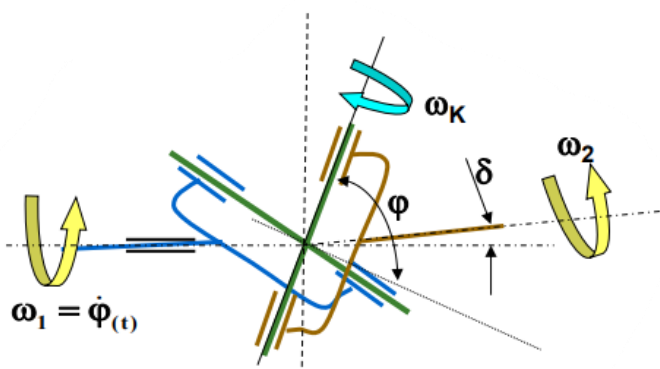
Obr. 8: Pohon se zcela odpruženým trakčním motorem a převodovkou kloubovým dutým hřídelem objímající nápravu [1]

2.2 Spojky

V této kapitole jsou shrnuty základní informace o vybraných spojkách, využívaných u kloubového hřídele (spojení motor-převodovka) v námi řešeném příčném částečně odpruženém pohonu. Jedná se o skupinu spojek používaných v konstrukcích s omezenými zástavbovými možnostmi.

2.2.1 Kinematika kloubového hřídele

Kloubové hřídele jsou využívány k přenosu krouticího momentu u dvou hřídelů s různoběžnými osami. Za základní spojky využívanou u kloubových hřídelů můžeme považovat křížový (Hookův) kloub, kardanový kloub. Schéma konstrukce kloubu je na Obr. 9. Dvě vidlice kloubu, pootočené o 90°, spojuje kříž kloubu (zeleně). [1][4]



Obr. 9: Schéma křížového kloubu [1]

Modře, hnědě – vidlice kloubu, **zeleně** – kříž kloubu

φ – úhel pootočení hnacího členu

δ – úhel odklonu kloubu



Z konstrukce je zřejmé, že otáčející se vstupní hřídel konstantní úhlovou rychlostí ω_1 vyvolává otáčení výstupního hřídele úhlovou rychlostí ω_2 . Vztah mezi úhlovými rychlostmi můžeme vyjádřit z točivého relativního vektoru, výsledný vztah je popsán rovnicí (1) [1]. Jak vyplývá z rovnice, hnaný hřídel se oproti hnacímu otáčí nekonstantní úhlovou rychlostí.

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

Z rovnice (2) pro převod křížového kloubu lze po úpravě vyjádřit rozdíl vstupní úhlové rychlosti ω_1 a výstupní úhlové rychlosti ω_2 , který se rovná tzv. kinematické nepřesnosti křížového kloubu, tj. pravá strana rovnice (3). Tato nepřesnost může být zdrojem vibrací, je proto snaha, aby rozdíly mezi otáčkami byly minimální. [1][4]

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

$$\omega_2 - \omega_1 = \frac{\delta^2}{2} \cdot \omega \cdot \cos 2\omega t \quad (3)$$

$$\text{kde } \omega_2 > \omega > \omega_1$$

2.2.2 Kritické otáčky kloubových hřídelů

V provozu kloubových hřídelů existuje určitá oblast provozních otáček, kdy dochází k nekontrolovatelnému rozkmitání, nadměrnému zatěžování kloubu a průhybu hřídele. Tuto oblast otáček nazýváme kritickou a odpovídá vlastní frekvenci kloubového hřídele. Při konstrukci součásti musíme tedy navrhovat otáčky nižší nebo vyšší než kritické, přičemž oblast kritických otáček je nutné za provozu rychle překonat.

Kritické otáčky lze jednoduše určit výpočtem z rovnice (5) odvozené z rovnice (4). Ze vztahu je patrné, že velikost kritických otáček je závislá na vzdálenosti středů křížových kloubů L , vnitřního průměru trubky d a vnějšího průměru trubky D . Dále ve vztahu vystupují materiálové konstanty jako modul pružnosti E , hustota materiálu ρ . [1][4]

$$\omega_{krit} = \frac{\pi \cdot n_{krit}}{30} = \frac{\pi^2}{L^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot J}{\rho \cdot S}} = \frac{\pi^2}{L^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{64}}{\rho \cdot \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}}} \quad (4)$$

Kde S je průřez profilu a J je modul pružnosti v ohybu.

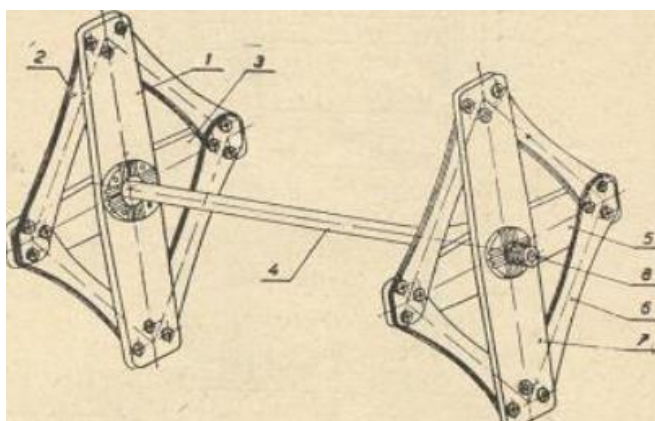


Po úpravě rovnice (4) dostáváme vztah pro kritické otáčky:

$$n_{krit} = \frac{30 \cdot \pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{E}{\rho}} \cdot \frac{\sqrt{(D^2 - d^2)}}{L^2} \quad (5)$$

2.2.3 Lamelová spojka

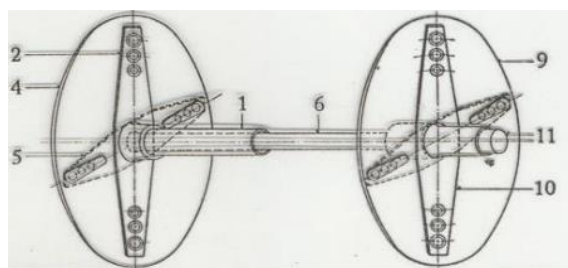
Lamelové spojky (Obr. 10) jsou umístěny vždy na každém konci kloubového hřídele. Pomocí kolmých ramen (1, 3, 5, 7) nebo objímky je hřídel připevněn na svazky ocelových lamel (2,6) ve tvaru „piškotů“, které kompenzují vzájemné nesouososti. Při chodu pohonu se na přenosu krouticího momentu podílejí vždy jen polovina protilehlých lamel, jelikož lamely nejsou schopné přenášet tlak (tah, krut a ohyb ano). Tento typ spojky kompenzuje axiální, radiální i úhlové výchyly. [1]



Obr. 10: Kloubový hřídel s lamelovými spojkami
(lokomotiva Škoda 499.0) [1]

2.2.4 Disková spojka

Další z používaných spojek je spojka disková. Pružnou deformací diskových kloubů spojené s hřídelem pomocí unašeců jsou kompenzovány vzájemné relativní pohyby TM a převodovky. [1]



Obr. 11: Disková spojka [1]

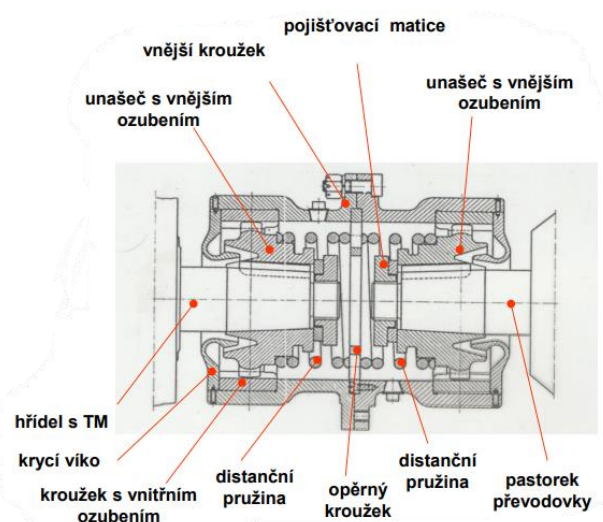
1 – hřídel kotvy motoru, 2 – unašeč hřídele kotvy motoru, 4, 9 – diskový kloub,
5, 10 – unašeče kloubové hřídele, 6 – kloubový hřídel, 11 – unašeč pastorku



2.2.5 Sférická zubová spojka

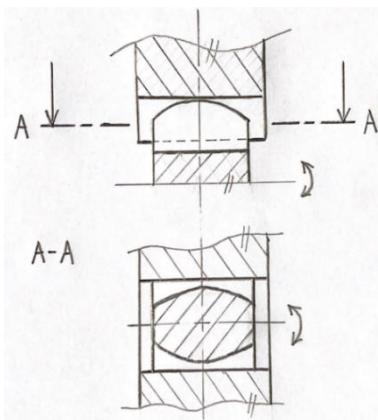
Zubová spojka nalézá využití v modifikacích částečně odpružených pohonů jako náhrada kloubového hřídele. Konkrétně je použita dvojitá sférická zubová spojka, která plní stejnou úlohu jako kloubový hřídel, tedy přenos hnacího momentu a kompenzování vzájemných pohybů. Schéma dvojité sférické zubové spojky je na Obr. 12.

Tato spojka je složena ze dvou částí s vnějším a vnitřním ozubením, tyto části do sebe přesně zapadají. Zásadním prvkem konstrukce je soudečkový tvar zubů ozubení tzn. že hlava ani boky zubu nemají přímkový tvar. Soudečkového tvaru zubů se častěji využívá u vnějšího ozubení náboje, jelikož je snadněji vyrobitelné. [1][4]



Obr. 12: Schéma dvojité sférické zubové spojky [1]

Samotné uložení náboje a objímky umožňuje posuv v axiálním směru (pokud uvažujeme spojku jako dokonale tuhou, radiální posuv není možný) a zásluhou speciálního tvaru zubů je umožněno vyrovnávat úhlové natáčení hřídele. Vzniká tak sférický kloub, který je schopný kompenzovat vzájemné pohyby. [1][4]

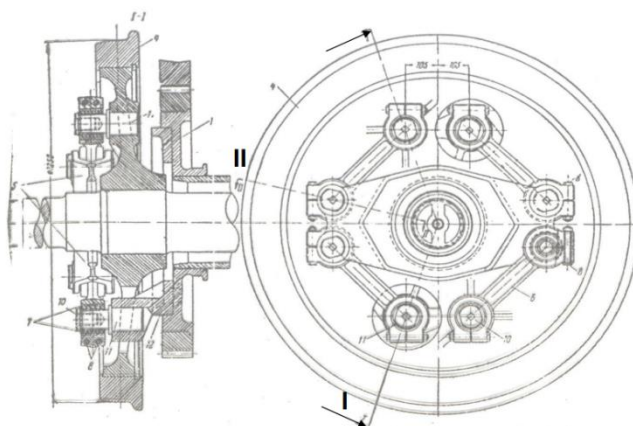


Obr. 13: Soudečkový tvar zubů s naznačením možného výkyvu



2.2.6 Ojničková spojka

Způsobů provedení ojničkové spojky existuje hned několik, hlavní princip však zůstává prakticky stejný. Základem konstrukce je spojení dvou přírub pomocí tuhých ojniček, které jsou obvykle připojeny na pružné členy, např. silentbloky. Poddajností pružných členů je schopna spojka vyrovnávat úhlové i osové výchylky. Konstrukci ojničkové spojky Alstrom můžeme vidět na Obr. 14. [1]



Obr. 14: Ojničková spojka Alstrom [1]

2.3 Lokomotivy s částečně odpruženými pohony

Cílem kapitoly je představit některé zástupce lokomotiv na českých tratích, využívající tlakový nebo částečně odpružený pohon. Jak už bylo nastíněno, tyto pohony jsou oblíbené pro svoji jednodušší konstrukci a využívají se především u vlaků s nižší maximální rychlostí.

2.3.1 Lokomotiva řady 754

Jedná se o dieselovou skříňovou lokomotivu se dvěma čelními kabinami pro strojvedoucího a průchozí strojovnou. Pojezd tvoří dva dvounápravové podvozky, dvojkolí jsou individuálně poháněna tlakovými trakčními motory TE 005E. Uprostřed rámu se nachází odpružené lože pro motorgenerátor. Motorgenerátor je tvořen spalovacím motorem a přímo spojeným trakčním generátorem. Spalovací motor je typu K 12 V 230 DR, jedná se o dvanáctiválcový, vznětový, čtyřdobý stojatý, dvěma turbodmychadly přeplňovaný motor s uspořádáním válců do „V“.

Lokomotiva je přes nárazníky dlouhá 16 540 mm. Rozvor podvozku činí 2 400 mm a vzdálenost otočných čepů je 9 000 mm. Trvalý výkon činí 1460 kW, trvalá tažná síla je 123 kN a její maximální hodnota pak 215 kN. 74,5 tun těžká lokomotiva má maximální rychlost 100 km/h.



Lokomotiva je univerzální, určena jak pro osobní dopravu, tak pro dopravu nákladní. Na trať poprvé vyjely mezi roky 1978-1980. Vyrobeno bylo 86 kusů. Z počátku provozu provázela lokomotivu řada drobných závad, zejména v elektrické části, případně v mechanice samotných pohonů (praskání náprav). Postupem času se výskyt závad podařilo omezit. Také došlo k upravení konstrukce lože motorgenerátoru, které je v dnešní době zakryto ekologickou vanou. Funkcí vany je zamezovat únik nebezpečných kapalin do okolí, což ale má negativní vliv na teplotu ve stanovišti strojvedoucího, kdy v letních měsících roste nad snesitelnou hranici. Lokomotiva si díky své typické přesahující obrubě oken vysloužila přezdívku „Brejlovec“. [5][6]



Obr. 15: Lokomotiva řady 754 [5]

2.3.2 Bombardier TRAXX F140 MS

Vozidlo patří do rodiny vlaků TRAXX společnosti Bombardier. Jedná se o čtyřnápravovou vícesystémovou lokomotivu (označení MS), je tedy schopná fungovat na mnoha železničních systémech v EU, konkrétně na stejnosměrné soustavě (DC) 1,5 kV a 3 kV, a střídavé soustavě (AC) 15 kV (16,67 Hz) a 25 kV (50 Hz).

Elektrický pohon tvoří čtyři tlapové třífázové asynchronními motory MITRAC DR 3600 N-V02 s dvěma trakčními měniči (IGBT tranzistory). Verze F140 MS s výkonem 5600 W, maximální tažnou silou 300 kN, délkou přes nárazníky 18 900 mm má maximální rychlost 160 km/h. [7][8][9]



Výroba původní verze začala v roce 2014. Prvním vlastníkem české řady 363 s typovým označením TRAXX F140 MS byl intermodální operátor Metrans. V roce 2014 si objednal celkem 20 vozů pro vozbu kontejnerových vlaků. Další lokomotivy, konkrétně novější verzi TRAXX F140 MS2e, nakoupila firma RegioJet v roce 2017. Nejnovější zástupce MS3 s výkonem 6000 kW můžeme spatřit na českých tratích v barvách RegioJetu nebo ČD Cargo. [10][11]



Obr. 16: Bombardier TRAXX F140 MS2e [9]

2.3.3 Siemens Vectron

Vůz s českým řadovým číslem 193 nebo 383 je dalším vývojovým pokračovatelem předešlého a úspěšného typu Europrinter firmy Siemens. Podobně jako zmiňovaná lokomotiva TRAXX MS i platforma Vectron nabízí velkou unifikovanou modularitu řešení pohonů, jedná se o 5 verzí, 4 elektrické a 1 motorovou (diesel-elektrickou).

V jednotlivých parametrech se varianty nijak zásadně neliší. Jedná se tedy o 18 980 mm dlouhou lokomotivu s provozní hmotností kolem 85 tun, s rozvorem náprav 3000 mm, středy otáčení podvozků vzdálené 9500 mm a maximální rychlostí 160 km/h. Verze MS a AC mají výkon 6 400 kW, DC jen 5 200 kW.

Vectron může být použit jak pro osobní i nákladní dopravu. Uspořádání podvozku je u všech verzí stejné. Jediný využívaný způsob poháněný čtyřmi částečně odpruženými pohony má ozubené kolo přímo nalisováno na nápravě a motor pružně upevněn na rámu podvozku. Převodovka je pevně spojena s nápravou. [12][13]



V České republice je Siemens Vectron oblíbenou lokomotivou. Ve vlastnictví ji má řada firem jako jsou ČD Cargo, České dráhy, RegioJet a další. České dráhy nasazují Vectron například v úsecích Praha-Ústí nad Labem nebo Praha-Cheb. V roce 2022 České dráhy oznámily nákup 50 lokomotiv Vectron ve vysokorychlostní verzi se zcela odpruženým pohonem. [14]



Obr. 17: Lokomotiva Siemens Vectron [15]

2.3.4 Tabulka srovnání lokomotiv

V následující tabulce je srovnání některých hlavních parametrů výše uvedených lokomotiv. Základní společným znakem je uspořádání pojezdu, které se zpravidla označuje jako $B'_0B'_0$. Toto označení vyjadřuje hnané vozidlo se dvěma podvozky po dvou dvojkolích, individuálně poháněných a uložených v podvozku. Ostatní parametry se mezi lokomotivami liší.

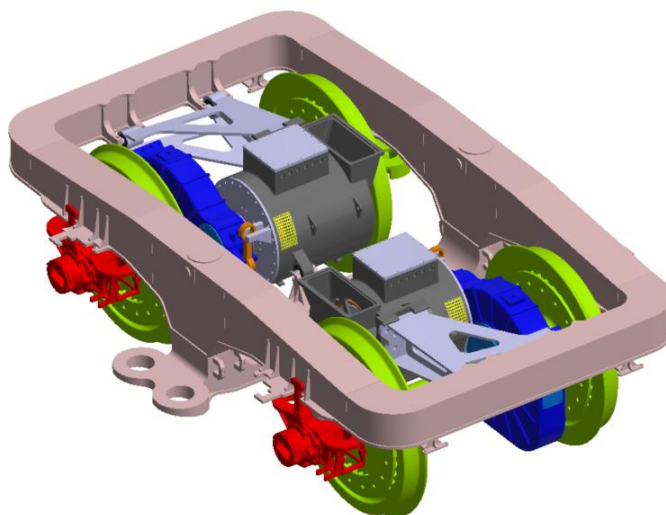
Tab. 1: Srovnání základních parametrů vybraných lokomotiv

Srovnávací parametr	Loko ř. 754	TRAXX F140 MS	Vectron MS
Výrobce	ČKD Praha	Bombardier	Siemens
Uspořádání pohonu	$B'_0B'_0$	$B'_0B'_0$	$B'_0B'_0$
Pohon	Tlapový	Tlapový	Částečně odpružený
Trvalý výkon [kW]	1460	5600	6400
Max. rychlost [km/h]	100	160	200
Max. tažná síla [kN]	215	300	300
Hmotnost [t]	74,4	84	89
Délka přes nárazníky [mm]	16 540	18 900	18 980
Rozvor [mm]	2400	2600	3000



3 Vstupní data pro návrh kloubového hřídele

Podkladem pro práci je model podvozku moderního lokomotivy s částečně odpruženým pohonem. Model slouží k lepší názornosti a také k zjištění některých základních rozměrů v průběhu návrhu hřídele.



Obr. 18: Model podvozku moderní lokomotivy s částečně odpruženým pohonem

Šedě – rám podvozku, **černě** – trakční motor, **modře** – převodovka,
žlutě – dvojkolí, **červeně** – ložiskový domek, **oranžově** – závěska.

Ostatní data nebo parametry na nichž se práce zakládá jsou zadané vedoucím práce nebo jsou určeny z patřičných zdrojů jako jsou např. normy či katalogy. V následující tabulce jsou uvedeny vstupní parametry návrhu kloubového hřídele. Cílem je rovněž využít stávající konstrukce v maximální možné míře.

Tab. 2: Základní výpočetní parametry

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka	Poznámka
Moment motoru	M_m	10 000	Nm	Maximální moment motoru při rozjezdu
Poloměr kola	r_k	625	mm	Vychází ze standartního průměru nového kola 1250 mm
Převodové číslo	i_{12}	4,2	-	Určeno na základě parametrů obdobných moderních lokomotiv
Hmotnost lokomotivy	m_L	90	t	Vychází z maximálního nápravového zatížení 22,5 tuny na nápravu
Součinitel tření	μ	0,4	-	Hodnoty pro suchou trať



Pro další výpočty jsou také důležité hmotnosti vybraných komponent pohonu. Hodnoty hmotností jsou opět zadané vedoucím práce, ale jsou inspirovány skutečnými hmotnostmi reálných moderních lokomotiv.

Tab. 3: Hmotnosti vybraných komponent

Komponent	Hmotnost (kg)
Stator	1555
Rotor vinutí	615
Rotor hřídel	132
Spojka odhad	45
Převodovka skříň	550
Pastorek	47
Ozubené kolo	230
Závěska	20

4 Relativní pohyby mezi TM a převodovkou

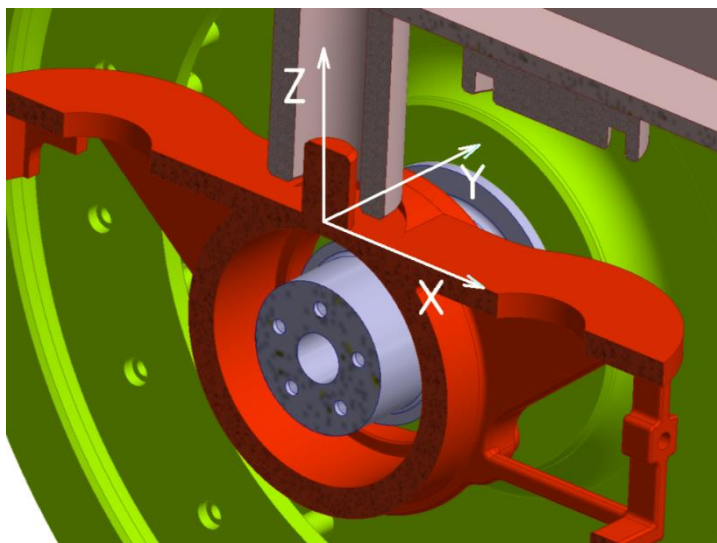
Trakční motor a převodovka se vůči sobě pohybují a tím vzniká nesouosost rotoru TM a pastorku převodovky. Úkolem této kapitoly je vyšetřit relativní pohyby těchto komponent a nalézt maximální úhel vychýlení při mezních polohách. Tento úhel pak hraje velkou roli v samotném návrhu kloubového hřídele. Pro vyšetření pohybů jsou brány v potaz následující vlivy:

- Pohyb dvojkolí vůči rámu podvozku
- Pohyb trakčního motoru vůči rámu podvozku
- Vyšetření vlivu svislé závěsky



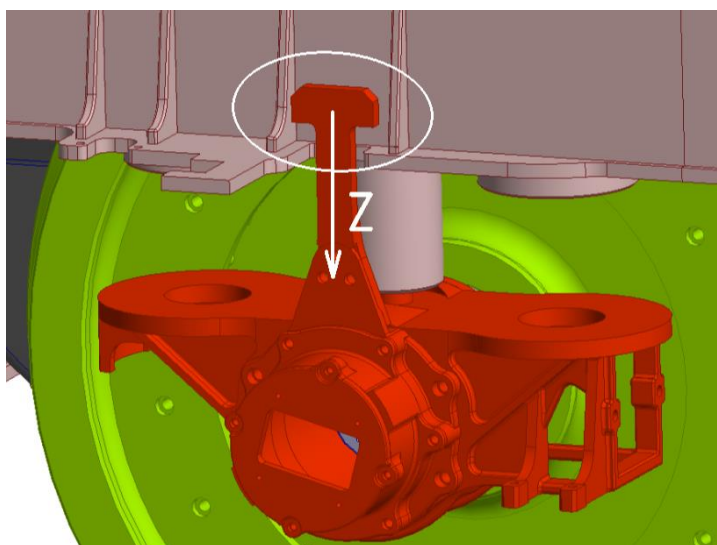
4.1 Pohyb dvojkolí vůči rámu podvozku

Pohyb dvojkolí vůči rámu podvozku je omezen pomocí trnu na vrchní části ložiskové skříně. Trn se pohybuje v dutině svisle orientovaného válce a jak je z Obr. 19 patrné, vůle mezi trnem a vnitřním průměrem vodícího válce vymezuje příčný (v ose y) a podélný (v ose x) posuv dvojkolí. Vzdálenost mezi horní stranou ložiskové skříně a spodní plochou vodícího válce vymezuje maximální svislý (v ose z) pohyb mezi ložiskovou skříní a rámem podvozku. Pevný doraz určuje maximální možné stlačení primárního vypružení a slouží jako jeho ochrana před plným stlačením pružin a jejich případným poškozením.



Obr. 19: Trn na ložiskové skříní

Svislý posuv dvojkolí vůči rámu opačným směrem (směrem dolů) v ose z omezuje svislý podchyt ve tvaru T, který je vidět na Obr. 20. Ten především zajišťuje celistvost (brání rozpadnutí) podvozku při případném zvedání lokomotivy.



Obr. 20: Svislý T podchyt

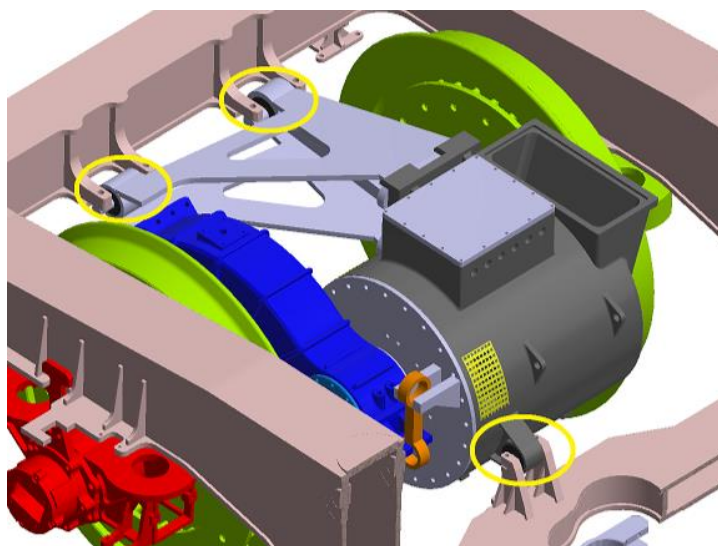


Pro lepší orientaci v maximálních hodnotách posuvů je vše shrnuto v Tab. 4. Posuvy dvojkolí vůči rámu se označují indexem 1. (odkazuje na první stupeň vypružení).

Tab. 4: Hodnoty mezních posuvů dvojkolí vůči rámu podvozku

Vůle	Značení	Hodnota	Jednotka	Poznámka
Podélná narážka	x_1	10	mm	Podélný posuv v ose x
Příčná narážka	y_1	10	mm	Příčný posuv v ose y
Svislý doraz	z_1	30	mm	Svislý posuv v ose z
Svislá T podchytka dvojkolí	z_{12}	35	mm	Svislý posuv v ose z

4.2 Pohyb trakčního motoru vůči rámu podvozku



Obr. 21: Uložení motoru v silentblocích

Motor je na rámu podvozku připojen pomocí tří pryžkových silentbloků viz Obr. 21. Poddajnost silentbloků umožňuje příčný, podélný i svislý posuv pohonné jednotky vůči rámu (včetně rotací), velikost jednotlivých posuvů mimo jiné závisí na tuhostech silentbloků, které se v různých směrech liší. Pro přehlednost jsou hodnoty tuhostí v axiální a radiální směru zaneseny do Tab. 5.

Tab. 5: Hodnoty tuhostí do jednotlivých směrů

Tuhost	Značka	Hodnota	Jednotka	Poznámka
Radiální	k_r	120 000	N/mm	Zvolené vedoucím práce
Axiální	k_a	7000	N/mm	Zvolené vedoucím práce

K výpočtu deformací v silentblocích od pohonné jednotky je potřeba znát tzv. extrémní (výjimečné) zrychlení, která se mohou v jednotlivých směrech vyskytovat. Zdrojem



pro tyto zrychlení je norma ČSN EN 13749, příloha D.2.2 [16]. Pro součásti připojené na rámy podvozků platí hodnoty dané druhým sloupcem „Výjimečné zrychlení“.

Tab. 6: Hodnoty výjimečných zrychlení na rámu podvozku [16]

Směr	Výjimečné zrychlení	Únavové zrychlení
Svislý +	± 20 g	± 6 g
Příčný +	± 10 g	± 5 g
Podélný +	± 3 nebo ± 5 g *	± 2,5 g
+ Hodnoty v tabulce platí pro rám podvozku nad prvotním vypružení. V ose podvozku mohou být lineárně redukovány na poloviční hodnotu a mimo prvotní vypružení se mají extrapolovat k vyšším hodnotám		
* Hodnota, která se má použít, závisí na typu podvozku a má odpovídat podélným posuvným druhům (např. uvedeným v příloze C).		

4.2.1 Výpočet posunů motoru v silentblocích

Vztah (6) vychází ze znalosti závislosti působící síly F na deformaci silentbloku x . Při předpokladu lineární závislosti lze použít přímou úměru síly a deformace, kterou popisuje Hookův zákon. Ve vzorci je nutné promítnout způsob uložení motoru, ten je uložený pomocí tří pryžokových silentbloků, proto se ve vztahu vyskytne tuhost $3 \cdot k$.

$$F = 3 \cdot k \cdot x \quad (6)$$

Druhým potřebným vzorcem je 2. Newtonův zákon. Nazývá se také Zákon síly a můžeme ho vyjádřit vztahem (7). Vystupuje v něm hmotnost, v našem případě hmotnost motoru a zrychlení, které je dáno výjimečnými zrychleními z kapitoly 4.2.

$$F = m_M \cdot a \quad (7)$$

Spojením výše uvedených vzorců dostáváme vztah (8) pro určení posuvů pohonné jednotky v silentblocích do jednotlivých směrů:

$$x = \frac{m_M \cdot a}{3 \cdot k_r} \quad (8)$$

4.2.2 Hodnoty posuvů motoru v silentblocích

Hodnoty posuvů trakčního motoru jsou určeny ze vztahu (8) a označeny písmeny y a x dle jejich směrů a indexovány písmenem M . Hmotnost motoru je určena z Tab. 3.



Podélný:

$$x_M = \frac{m_M \cdot 5 \cdot g}{3 \cdot k_r} = \frac{2302 \cdot 5 \cdot 9,81}{3 \cdot 120\,000} = 0,31 \text{ mm} \quad (9)$$

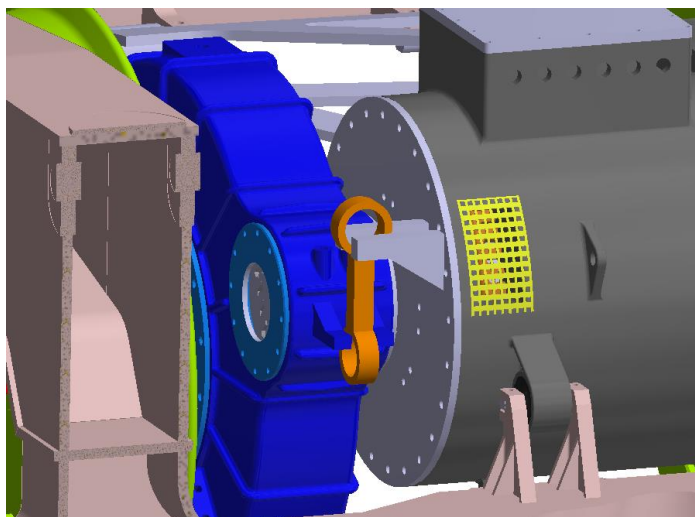
Příčný:

$$y_M = \frac{m_M \cdot 10 \cdot g}{3 \cdot k_a} = \frac{2302 \cdot 10 \cdot 9,81}{3 \cdot 7000} = 10,75 \text{ mm} \quad (10)$$

Svislý posuv pohonné jednotky neuvažujeme, viz. další kapitola 4.3. Hodnota příčného posuvu se může jevit nereálná, ale musíme brát v úvahu, že norma uvažuje součásti pevně spojené s rámem podvozku, zatímco spojení pohonné jednotky a rámu je díky tuhosti silentbloků pružné, reálné hodnoty zrychlení a výsledné pohyby budou tak podstatně nižší.

4.3 Závěska

Závěska (na Obr. 22 oranžově) má na relativní pohyby zásadní vliv, protože kompenzuje svislé pohyby trakčního motoru a převodovky. Pokud jde pohonná jednotka vůči své rovnovážné poloze směrem nahoru a dvojkolí klesá, závěska s drobnou deformací přenáší pohyb motoru na volný konec skříně převodovky (modře). Dochází tak k natočení převodovkové skříně kolem osy dvojkolí a současnému posunu pastorku směrem nahoru a tím ke kompenzaci vzniklé nesouososti. Obdobné je to s opačným pohybem komponent. Jediný vzájemný posuv může nastat v samotné závěsce, deformací v pryžokovových silentbloků, jimiž je ke komponentům připojena (v modelu podvozku silentbloky závěsky chybí).

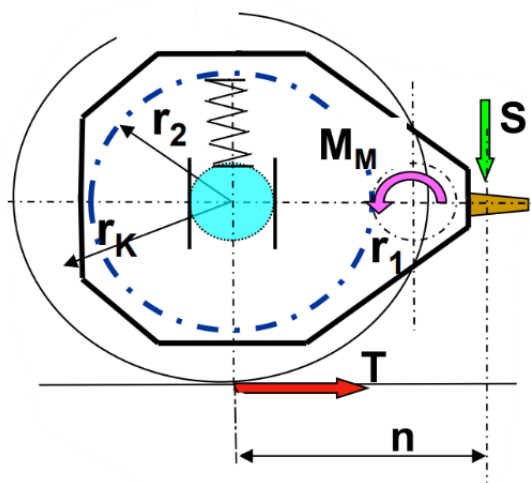


Obr. 22: Detailní pohled na uložení závěsky

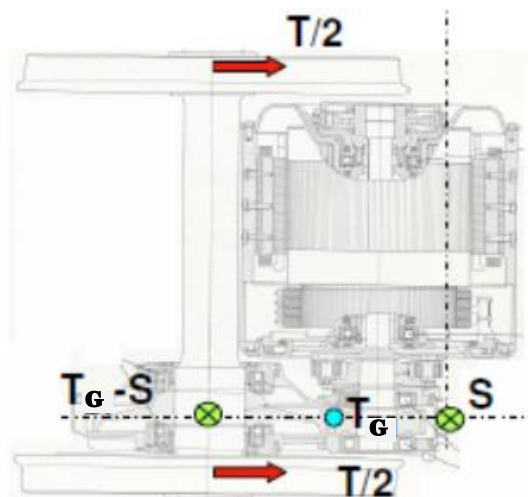


4.3.1 Výpočet posuvu v závěsce

Základním krokem je určení hnací síly dvojkolí T (viz. Obr. 23 a Obr. 24), jejíž hodnotu lze určit obecně dvěma způsoby.



Obr. 23: Schéma rozložení sil v nárysu



Obr. 24: Schéma rozložení sil v půdorysu

První způsob výpočtu síly T je založen na předpokladu, že závěska zachytává moment, který vytváří pohonná jednotka a brání tak jejímu samovolnému protáčení vůči rámu podvozku.

Působením momentu motoru M_M vzniká na převodovce síla v ozubení T_G . Moment motoru M_M je tedy roven velikosti síly T_G na rameni r_1 (poloměr malého převodovkového kola).

$$M_M = T_G \cdot r_1 \quad (11)$$

Jelikož je velké převodovkové kolo pevně spojeno s nápravou, můžeme sestavit momentovou rovnováhu (12) tažné síly T působící na rameni r_k (poloměr kola) a síly v ozubení T_G na rameni r_2 (poloměr velkého převodovkového kola).

$$T_G \cdot r_2 = T \cdot r_k \quad (12)$$

Spojením obou rovnic pak dostáváme výsledný vztah pro určení hnací síly dvojkolí T , viz rovnice (13).

$$T = \frac{T_G \cdot r_2}{r_k} = \frac{M_M \cdot r_2}{r_1 \cdot r_k} = \frac{M_M}{r_k} \cdot i_{12} \quad (13)$$



Druhým způsobem určení tažnou sílu dvojkolí T je z kolového zatížení, kde ve vztahu vystupuje hmotnost lokomotivy m_L a součinitel tření μ . Tento případ uvažuje krátkodobé přetížení pohonu omezené právě maximální velikostí součinitele tření. Prakticky má taková situace malou pravděpodobnost výskytu, ale staví výpočet více na stranu bezpečnosti.

$$T = \frac{\mu \cdot m_L \cdot g}{4} \quad (14)$$

Dalším krokem je určení potřebné síly v závěsce S . Z rozložení sil na Obr. 23 a Obr. 24 lze sestavit celkovou momentovou rovnováhu (15) mezi hnací silou dvojkolí T působící na rameni r_k , síly v ozubení T_G na rameni r_1 a síly závěsky S působící na rameni n . Z rovnováhy pak lehce vyjádříme požadovanou sílu viz rovnice (16).

$$T \cdot r_k + T_G \cdot r_1 - S \cdot n = 0 \quad (15)$$

$$S = T \cdot \frac{r_k}{n} \cdot \left(1 + \frac{r_1}{r_2}\right) = T \cdot \frac{r_k}{n} \cdot \left(1 + \frac{1}{i_{12}}\right) \quad (16)$$

Konečný posuv ve svislém směru (označeno z_z) jednoduše vypočteme pomocí Hookova zákona zmíněného v kapitole 4.2.1 vycházející ze síly S a odpovídající tuhosti k .

$$z_z = \frac{S}{k} \quad (17)$$

4.3.2 Hodnota posuvu v závěsce

Hodnota hnací síly dvojkolí T z rovnice (13):

$$T_1 = \frac{M_M}{r_k} \cdot i_{12} = \frac{10\,000 \cdot 10^3}{625} \cdot 4,2 = 67\,200 \text{ N} \quad (18)$$

Hodnota hnací síly dvojkolí T z kolového zatížení, rovnice (14):

$$T_2 = \frac{\mu \cdot m_L \cdot g}{4} = \frac{0,4 \cdot 90\,000 \cdot 9,81}{4} = 88\,290 \text{ N} \quad (19)$$

Z hlediska bezpečnosti do dalších výpočtů budeme využívat největší hodnotu hnací síly, tedy velikost síly T_2 z rovnice (19), dále už opět jen hnací síla dvojkolí T .

Síla S z rovnice (16):

$$S = T \cdot \frac{r_k}{n} \cdot \left(1 + \frac{1}{i_{12}}\right) = 88\,290 \cdot \frac{625}{780} \cdot \left(1 + \frac{1}{4,2}\right) = 87\,589 \text{ N} \quad (20)$$



Svislý posuv v závěsce vychází z rovnice (17). Výsledná tuhost silentbloků závěsky je dána sériovým řazením silentbloků. Celý výraz je pak ještě vynásoben dynamickou přírážkou $k_{dyn} = 1,5$.

$$z_z = k_{dyn} \cdot \frac{S}{\frac{k_r \cdot k_r}{k_r + k_r}} = k_{dyn} \cdot \frac{2 \cdot S}{k_r} = 1,5 \cdot \frac{2 \cdot 87\,589}{120\,000} = 2,19 \text{ mm} \quad (21)$$

4.4 Maximální úhel vychýlení

Maximální úhel vychýlení je nutný z důvodu vyšetření rozměrových veličin hřídele spojky a také pro kontrolu jejich kloubů, tj. zda nedochází k překročení povolených hodnot.

K výpočtu maximálního úhlu vychýlení osy převodovky a osy motoru, respektive natočení hřídele spojky v dutině pastorku, je potřeba shrnout všechny možné posuny, které můžou v provozu nastat a jsou popisovány v předchozích kapitolách. V nejméně příznivém případě se motor přibližuje k převodovce a tím se zmenšuje vůle mezi nimi, tj. zvětšuje se úhel vychýlení. Zároveň se v tomto stavu motor a převodovka odsouvají od sebe v podélném směru.

Podélný směr:

$$x_c = x_1 + x_M = 10 + 0,31 = 10,31 \text{ mm} \approx 11 \text{ mm} \quad (22)$$

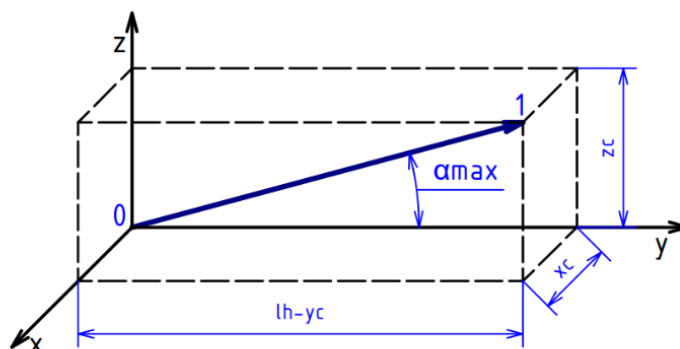
Příčný směr:

$$y_c = y_1 + y_m = 10,75 + 10 = 20,75 \text{ mm} \approx 21 \text{ mm} \quad (23)$$

Svislý směr:

$$z_c = z_z = 2,19 \text{ mm} \approx 3 \text{ mm} \quad (24)$$

Výsledný stav je patrný z Obr. 25. Jako pevný bod je volen pastorek, odpovídá tedy počátku souřadnicového systému a bod 1 znázorňuje polohu motoru. Na obrázku je vidět, že příčná výchylka závisí na délce hřídele l_h .



Obr. 25: Schéma maximálního vychýlení

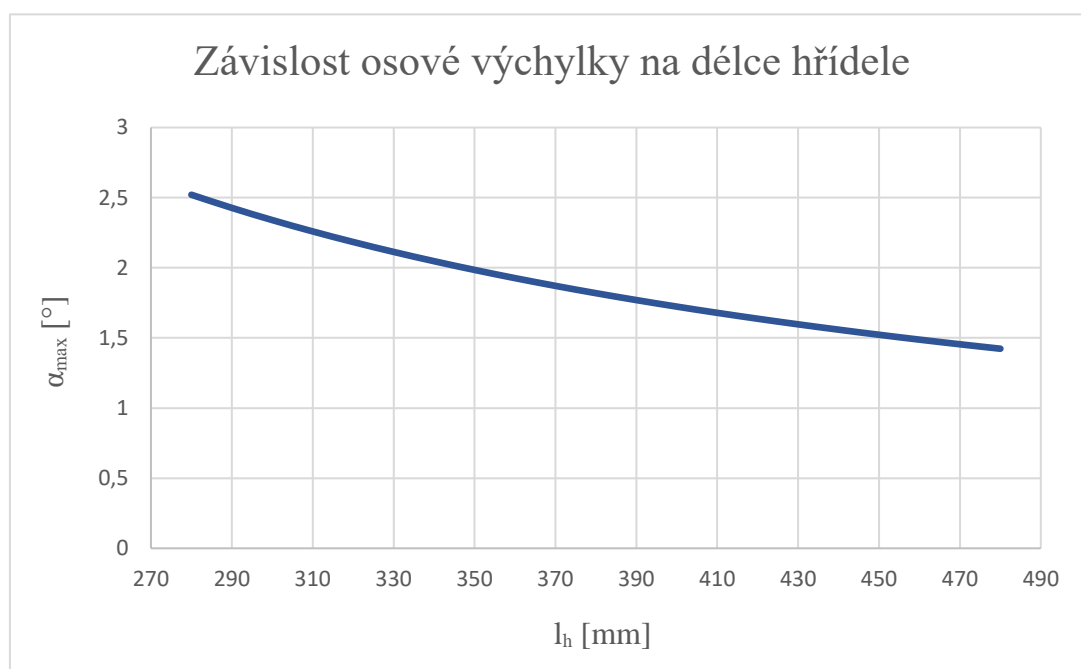


Z výpočtu vyplývá, že za zadaných okrajových podmínek je dominantní pohyb v příčném směru. Z toho důvodu je vhodné, aby v tomto směru měla spojka dostatečnou poddajnost a její pružné komponenty za provozu nebyly vystaveny zvýšenému namáhání.

Pomocí goniometrických funkcí je z Obr. 25 možné určit maximální úhel vychýlení α_{max} dle rovnice (25):

$$tg(\alpha_{max}) = \frac{\sqrt{x_c^2 + z_c^2}}{l_h - y_c} \quad (25)$$

Ze vztahu je patrné, že pokud budeme uvažovat všechny určené posuvy za konstantní, je maximální úhlová výchylka závislá α_{max} pouze na délce kloubového hřídele l_h . Závislost délek hřídelů v intervalu (280 – 480) mm a úhlové výchylek je zanesena do grafu na Obr. 26.



Obr. 26: Závislost osové výchylky na délce hřídele l_h



5 Základní rozměrové parametry kloubového hřídele

5.1.1 Vstupní parametry

Tab. 7: Tabulka vstupních parametrů pro návrh rozměrů spojky

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka	Poznámka
Moment motoru	M_M	10 000	Nm	Maximální hnací moment motoru při rozjezdu
Maximální smykové napětí	τ_{max}	60	$N \cdot mm^{-2}$	
Bezpečnost ve smyku	k	2	1	
Šířka převodovky	y_p	229,5	mm	Odměřeno z modelu

5.1.2 Délka kloubového hřídele

Jak je patrné z grafu na Obr. 26 s rostoucí délkou hřídele l_h klesá maximální úhlová výchylka α_{max} , z tohoto důvodu se zdá výhodné volit hřídele větších délkových rozměrů. Nicméně hlavním faktorem při návrhu délky kloubové spojky jsou zástavbové možnosti. S ohledem na tyto faktory je délka spojky volena jako $l_h = 385 \text{ mm}$. Hodnota by měla odpovídat šířce skříně převodovky y_p s rezervou na umístění spojky po jejíž vnějších bocích – především jde o vůli mezi převodovkou a trakčním motorem, která musí zamezit případným kolizím mezi jednotlivými komponenty.

Ze známé délky kloubové spojky lze dopočítat maximální úhel vychýlení kloubu spojky z rovnice (25):

$$\alpha_{max} = \arctg\left(\frac{\sqrt{x_c^2 + z_c^2}}{l_h - y_c}\right) = \arctg\left(\frac{\sqrt{11^2 + 3^2}}{385 - 21}\right) = 1,79^\circ \quad (26)$$

5.1.3 Průměr kloubového hřídele

Při návrhu předpokládáme namáhání součásti především krutem, proto minimální průměr kloubové spojky určíme ze vztahu pro dovolené smykové napětí v krutu:

$$\frac{M_k}{W_k} \leq \tau_D = \frac{\tau_{max}}{k} \quad (27)$$



Kde moment M_k je rovný momentu motoru M_M a W_k je průřezový modul v krutu, který určíme pro kruhový profil z rovnice:

$$W_k = \frac{\pi \cdot D_h^3}{16} \quad (28)$$

Z předchozích rovnic (27) a (28) vyjádříme minimální průměr hřídele a dosazením určíme jeho hodnotu:

$$D'_h = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k \cdot k}{\pi \cdot \tau_{max}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10^7 \cdot 2}{\pi \cdot 60}} = 119,29 \text{ mm} \rightarrow D_h = 120 \text{ mm} \quad (29)$$

Ze znalosti průběhu smykového napětí v kruhovém průřezu, jehož jádro nenese žádné zatížení a jen zvyšuje hmotnost, je vhodné navrhnout hřídel s vývrtem, který může sloužit také pro účely defektoskopie a s ní spojené údržby.

Hodnotu průměru vývrtnu určíme ze vztahu pro dovolené smykové napětí v krutu daný rovnicí (27). Pro mezikruhový profil je průřezový modul v krutu W_k :

$$W_k = \frac{\pi \cdot D_h^3}{16} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_h}{D_h} \right)^4 \right] \quad (30)$$

Z rovnic (27) a (30) můžeme vyjádřit a určit vnitřní průměr hřídele d_h :

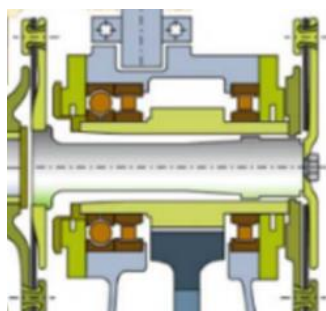
$$d'_h = \sqrt[4]{D_h^4 \cdot \left(1 - \frac{16 \cdot M_k}{\tau_D \cdot \pi \cdot D_h^3} \right)} = \sqrt[4]{120^4 \cdot \left(1 - \frac{16 \cdot 10^7}{30 \cdot \pi \cdot 120^3} \right)} = 43,68 \text{ mm} \quad (31)$$

$$\rightarrow d_h = 40 \text{ mm}$$

5.2 Základní rozměry pastorku

5.2.1 Vnitřní a vnější průměr pastorku

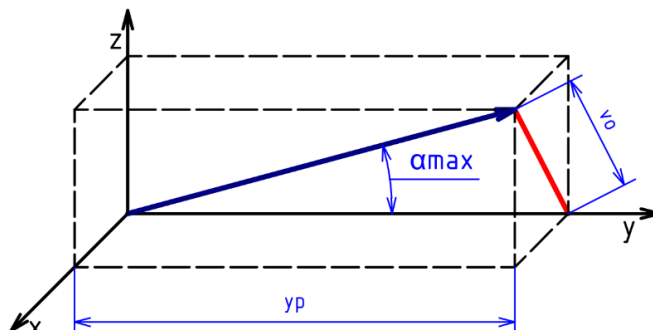
Vnitřní průměr pastorku (na Obr. 27 světle zeleně) musí být nadimenzován tak, aby nemohlo dojít ke kontaktu (střetu) hřídele se stěnou dutiny, kterou spojka prochází.



Obr. 27: Detail uložení kloubového hřídele



Je tedy potřeba určit osovou výchylku v_o kloubového hřídele na konci dutiny pastorku. Výchylku při maximálním možném vychýlení můžeme vyjádřit goniometrickými funkcemi z Obr. 28, kdy rozměr v příčném směru je šířka skříně převodovky y_p . O tuto výchylku pak navýšíme průměr kloubového hřídele, viz rovnice (32).



Obr. 28: Schéma k určení osové výchylky

$$d_{p_{min}} = d_h + 2 \cdot v_o = d_h + 2 \cdot y_p \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{max}) = 120 + 2 \cdot 230 \cdot \operatorname{tg}(2,26^\circ) \quad (32)$$

$$d_{p_{min}} = 134,4 \text{ mm} \quad (33)$$

S ohledem na výsledek rovnice (33) volíme vnitřní průměr pastorku $d_p = 140 \text{ mm}$. Vnější průměr trubkové části pastorku volíme na základě požadavku na vyrobitelnost ozubení pastorku s patní průměrem $d_f = 180 \text{ mm}$ a důležitá je také funkčnost vnější plochy trubky, na kterou je potřeba nasunout ložiska, viz Obr. 27. Vzhledem k normalizovaným vnitřním průměrům ložisek volím vnější průměr trubky pastorku jako $D_p = 170 \text{ mm}$.

Navrhnuté rozměry je třeba opět zkontrolovat na namáhání krutem pomocí vztahu pro dovolené smykové napětí:

$$\frac{M_k}{W_k} \leq \frac{\tau_{max}}{k} \quad (34)$$

Kde M_k je rovný momentu motoru M_M a W_k je průřezový modul v krutu, pro mezikruhový profil se určí jako:

$$W_k = \frac{\pi \cdot D_p^3}{16} \cdot \left(1 - \left(\frac{d_p}{D_p} \right)^4 \right) \quad (35)$$

Při dosazení rozměrů pastorku a použití stejných materiálových konstant jako v případě návrhu průměru hřídele dostáváme nerovnost:

$$\tau_k = 19,2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad \tau_D = 30 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (36)$$

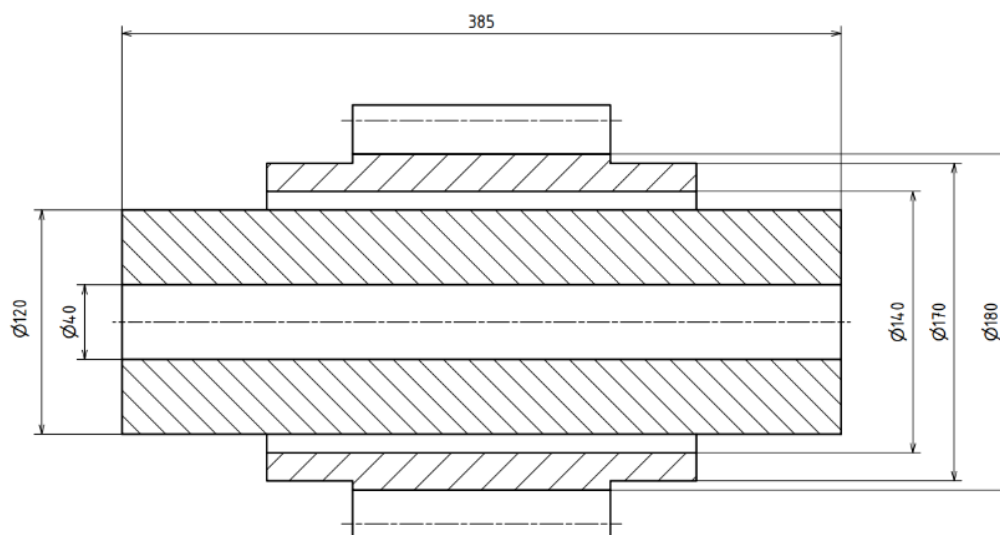
$$\tau_k < \tau_D \quad (37)$$



Nerovnice (37) platí, a proto návrh splňuje podmínku dovoleného smykového napětí v krutu.

5.3 Shrnutí navrhnutých rozměrů hřídele a pastorku

Pro lepší přehlednost jsou všechny navržené rozměry zaneseny do následujícího schéma na Obr. 29.



Obr. 29: Schéma navrhnutých rozměrů

6 Frekvenční analýza pohonu

Tato kapitola je zaměřená na frekvenční analýzu pohonu, tedy určení vlastní frekvence a vlastních tvarů kmitů. Frekvenční analýzu provádíme z důvodu ověření, zda se vlastní frekvence neztotožňují s budícími účinky např. regulace pohonu, tzn. aby se pohon nedostával do rezonance apod., což by mělo negativní až destruktivní účinky na komponenty motoru. Analýza také poskytuje informaci o konkrétních částech pohonu, ve kterých je dominantní torzní kmitání pro dané vlastní frekvence (tzv. uzlové body). To může sloužit jako podklad pro budoucí pevnostní analýzy a ověření životnosti komponent z hlediska únavy materiálu.

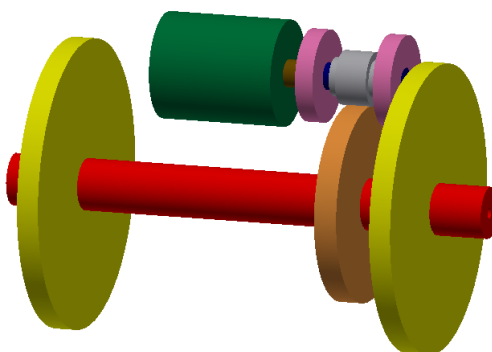
Celá kapitola je rozdělena do ucelených podkapitol dle jednotlivých kroků:

- Určení momentů setrvačnosti komponent vůči jejich ose rotace,
- určení torzních tuhostí poddajných součástí,
- sestavení vlastních pohybových rovnic pohonu,
- výpočet vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitů.

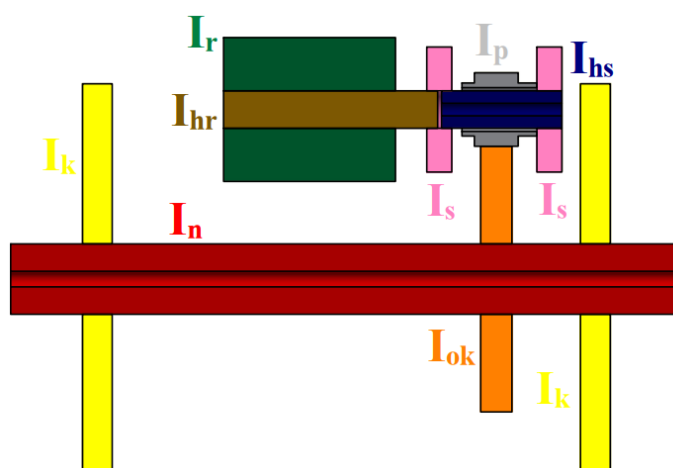


6.1 Momenty setrvačnosti

Základem pro výpočet momentů setrvačnosti součástí vůči jejich vlastní ose rotace bude náhradní schéma zjednodušeného pohonu, viz. Obr. 30 a Obr. 31. Předpokládáme, že všechny komponenty mají tvar plného a dutého válce.



Obr. 30: Náhradní schéma v pohledu



Obr. 31: Náhradní schéma v řezu

Červená – náprava, žlutá – kola, oranžová – ozubené kolo, růžová – spojka, šedá – pastorek,
modrá – hřídel spojky, hnědá – hřídel statoru, zelená – rotor.

6.2 Plný válec

Moment setrvačnosti součástí tvaru plného válce vypočítáme pomocí rovnice (38) ve tvaru:

$$I = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \left(\frac{d_{out}}{2} \right)^2 \quad (38)$$



Kde d_{out} je vnější průměr součásti a m je hmotnost komponenty vypočítané z rovnice (39):

$$m = \rho \cdot \pi \cdot L \cdot \left(\frac{d_{out}}{2}\right)^2 \quad (39)$$

Kde L je délka součásti a ρ je hustota materiálu součásti, při výpočtech uvažujeme hodnotu $\rho = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

Jak je očividné z náhradního schéma na Obr. 31, tvar plného válce představuje pouze hřídel rotoru (hr). Pro lepší přehlednost jsou rozměry a výsledné hodnoty vypočtených veličin komponenty zaneseny do následující Tab. 8.

Tab. 8: Tabulka momentů setrvačnosti plných válců

Komponent	d_{in} [mm]	d_{out} [mm]	L [mm]	m [kg]	I [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]
Hřídel rotoru	0	120	685	60,8	0,11

6.2.1 Dutý válec

Moment setrvačnosti součástí tvaru dutého válce o vnitřním průměru d_{in} a vnějším průměru d_{out} vypočítáme pomocí rovnice (40) ve tvaru:

$$I = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \left(\left(\frac{d_{out}}{2}\right)^2 + \left(\frac{d_{in}}{2}\right)^2 \right) \quad (40)$$

Kde m je hmotnost součásti vypočítané z rovnice (41):

$$m = \rho \cdot \pi \cdot L \cdot \left(\left(\frac{d_{out}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{in}}{2}\right)^2 \right) \quad (41)$$

Kde L je délka součásti a ρ je hustota, jejíž hodnota je opět $\rho = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. V našem případě jde o rotor motoru (r), spojka (s), hřídel spojky (hs), pastorek (p), ozubené kolo (ok), náprava (n) a kolo (k) viz. Obr. 31. Pro názornost jsou jednotlivé rozměry, hmotnosti a momenty setrvačnosti zaneseny do Tab. 9.



Tab. 9: Tabulka rozměrů a momentů setrvačnosti dutých válců

Komponent	d_{in} [mm]	d_{out} [mm]	L [mm]	m [kg]	I [kg·m ²]
Ozubené kolo	225	850	100	414,2	40,03
Pastorek	145	235	150	32,9	0,31
Hřídel spojky	40	120	385	30,4	0,06
Spojka 1	120	400	80	71,8	1,57
Spojka 2	120	400	80	71,8	1,57
Rotor	120	460	550	668,7	18,89
Kolo 1	225	1250	95	885,5	178,56
Kolo 2	225	1250	95	885,5	178,56
Náprava	50	225	2150	637,9	4,24

6.3 Torzní tuhosti

Tato část pojednává o výpočtu torzní tuhosti vybraných součástí. V následující podkapitolách jsou uvedeny vzorce a postupy k nalezení jejich hodnot.

6.3.1 Duté válce

Mezi poddajné součásti rozhodně patří hřídel spojky a také náprava, obě komponenty mají, dle náhradního schéma na Obr. 31, tvar dutého válce. Jejich tuhost určíme z rovnice (42):

$$k^t = \frac{G \cdot J_p}{L} \quad (42)$$

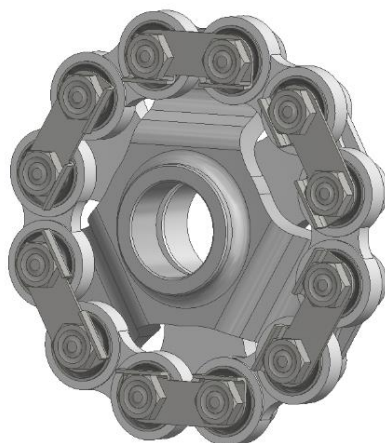
Kde G je modul pružnosti ve smyku (pro součásti z ocele bráno jako $G = 8,1 \text{ GPa}$), L je délka součásti a J_p je průřezový modul. Pro výpočet průřezového modulu dutého válce (o vnějším průměru d_{out} a vnitřním průměru d_{in}) využijeme rovnici (43) ve tvaru:

$$J_p = \frac{\pi}{32} \cdot [d_{out}^4 - d_{in}^4] \quad (43)$$



6.3.2 Spojka

Pro účely našeho návrhu nejlépe poslouží ojníčková spojka. Hlavními komponenty navrhnuté spojky jsou dvě příruby, které spojují tzv. ojníčky, v nichž jsou uloženy pružné elementy viz. Obr. 32. V našem případě pružnými elementy rozumíme pryžokovové silentbloky. Pokud uvažujeme ojníčky za dokonale tuhé (v porovnání s tuhostí silentbloků), pak mají pružné elementy, resp. jejich tuhost, největší vliv na tuhost celé spojky.



Obr. 32: Model navrhnuté spojky

Základem návrhu konstrukce spojky bylo určení roztečného průměru spojky d_s a počtu silentbloků N v jedné přírubě. Pro snižování síly na jeden silentblok je optimální navrhnout, co nejvíce pružných elementů na velkém roztečném průměru. Na druhou stranu musíme brát v potaz zástavbové možnosti celého pohonu i fakt, že narůstající počet silentbloků komplikuje konstrukci celé spojky – zde především riziko kolize dílů spojky a ložisek nápravové převodovky. S ohledem na kompromis uvedených faktů, byl zvoleno $N = 6$ silentbloků na každé přírubě na roztečném průměru $d_s = 400 \text{ mm}$.

6.3.2.1 Návrh silentbloku

Silentbloky jsou charakteristické svými rozměry, ale také maximální dovolenou silou v různých směrech namáhání. Překročení by mohlo vést k jejich destrukci. Je tedy potřeba při návrhu silentbloku zkontrolovat, jaká maximální síla může v našem případě na pružný element působit.

Moment na spojce M_s je roven momentu motoru M_M s přihlédnutím na bezpečnost spojky k_s . Koeficient bezpečnosti k_s pokrývá dynamické rázy v pohonu a také případnou nesouměrnost zatížení (některé silentbloky budou zatíženy více, některé méně).

$$M_s = M_M \cdot k_s = 10\,000 \cdot 1,25 = 12\,500 \text{ Nm} \quad (44)$$



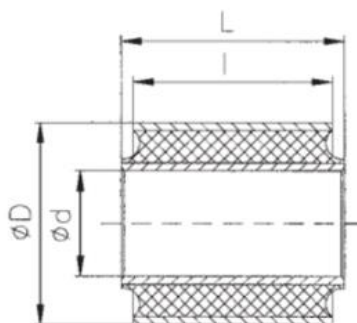
Radiální sílu na jeden silentblok určíme z rovnice (45):

$$F_s = \frac{2 \cdot M_s}{d_s \cdot N} = \frac{2 \cdot 12\,500}{0,4 \cdot 6} = 10\,416,7 \text{ N} \quad (45)$$

Kde N je počet silentbloků každé příruby na roztečném průměru d_s .

Na základě doporučení vedoucího práce byl zvolen silentblok z katalogu GMT Products a to konkrétně silentblok typu 410 s katalogovým označením 410009 s maximální únosnou radiální silou $F_{\max}^r = 12\,400 \text{ N}$ při maximálním stlačení pryže $s_{\max} = 0,5 \text{ mm}$. Podrobnější parametry pružného elementu jsou ve výřezu z katalogu na Obr. 33. [18]

Type 410



According to the standard we use the following tolerances: D u10, d h9, L +/-0.3, l +/-0.5.
If you need other tolerances please don't hesitate to ask for.

Item Number	D (mm)	d (mm)	L (mm)	l (mm)	Shore- hardness	Radial		Axial		Torsional max:	
						F max. (N)	s max. (mm)	F max. (N)	s max. (mm)	Moment (Nm)	Angle (°)
410009	60	35	40	36	60	12400	0,5	2290	1,6	103	6,8

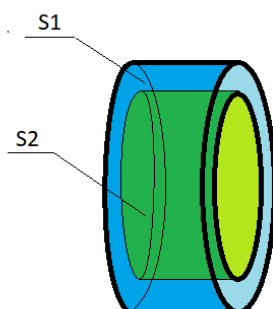
Obr. 33: Silentblok typu 410 [18]

Z výsledku rovnice (46) vyplývá, že síla na jeden silentblok v navržené spojení nepřekračuje hodnotu maximální dovolené síly, a tudíž zvolený pružný element vyhovuje podmínce únosnosti.

$$F_s = 10\,416,7 \text{ N} < 12\,400 \text{ N} \quad (46)$$

6.3.2.2 Úprava rozměrů

Konstrukce spojky je značně limitována omezeným prostorem mezi převodovkou a motorem, proto je potřeba spojku co nejvíce zúžit. Jelikož šířka spojky se výrazně odvíjí od délky silentbloku, je vhodné upravit rozměry vybraného pružného elementu tak, aby došlo k jeho zkrácení. Dalším pozitivem malé tloušťky spojky je snížení úhlové tuhosti silentbloku, tzn. spojka nebude tolik trpět při vzájemném propružení komponent.

Obr. 34: Schématické znázornění ploch S_1 a S_2

Při úpravě rozměrů silentbloku vycházíme ze zachování tlaku při stejné síle, tj. aby byla dodržena plocha válců S_1 a S_2 viz. Obr. 34. Velikosti ploch válců určíme jednoduše z rovnic (47) a (48), kde je D vnější průměr, d vnitřní průměr a L původní délka silentbloku:

$$S_1 = \pi \cdot D \cdot L = \pi \cdot 60 \cdot 40 = 7\,539,8 \text{ mm}^2 \quad (47)$$

$$S_2 = \pi \cdot d \cdot L = \pi \cdot 35 \cdot 40 = 4\,398,2 \text{ mm}^2 \quad (48)$$

Vzhledem na omezené prostorové možnosti spojky je volena nová délka silentbloku jako $L' = 30 \text{ mm}$. Nové rozměry jsou vyjádřeny a určeny z rovnic (49) a (50):

$$D' = \frac{S_1}{\pi \cdot L'} = \frac{7\,539,8}{\pi \cdot 30} = 80 \text{ mm} \quad (49)$$

$$d' = \frac{S_2}{\pi \cdot L'} = 46,6 \text{ mm} \approx 45 \text{ mm} \quad (50)$$

Pro přehlednost jsou původní a upravené rozměry zaneseny do Tab. 10:

Tab. 10: Srovnání původních a upravených rozměrů silentbloku

	D [mm]	d [mm]	L [mm]
Původní	60	35	40
Upravené	80	45	30

6.3.2.3 Výpočet tuhosti

Úpravou rozměrů dochází ke změně radiální tuhosti silentbloku, je proto potřeba novou tuhost vypočítat. Východiskem výpočtu je tabulka, ve které jsou uvedeny výsledky provedeného experimentálního měření MKP analýzy se zaměřením na změnu radiální tuhosti při proměnlivosti vnějších rozměrů silentbloku, tj. vnějšího průměru a délky. [17] Tabulka sice nepokrývá rozměry našeho silentbloku, ale můžeme z ní přibližně určit, jak moc se změní tuhost při procentuální změně rozměrů. Z Tab. 11 je patrné, že se radiální tuhost při změně délky sníží



přibližně $1,2x$ a změnou tloušťky asi $2,8x$. V další části textu jsou rozlišeny jednotlivé smysly tuhostí a sil horními indexy, tj, r pro radiální, t pro torzní tuhosti apod.

Tab. 11: Tabulka radiálních tuhostí silentbloků [17]

Dimensions of bush $r_i = 10 \text{ mm}$, $\Theta = 40^\circ$		Reduced radial stiffness				
Length	Outer radius	Stiff direction		Soft direction		
		Equation 16	FEA	Equation 15	Equation 20	FEA
L mm	r_o mm					
10	15	54	61	37	26	33
20	15	95	115	61	34	44
50	15	194	236	118	54	55
100	15	281	297	169	71	59
10	20	21	23	15.2	13.6	14.7
20	20	28	31	19.5	15.0	16.7
50	20	48	54	31	18.8	20
100	20	67	70	42	22.4	21
10	40	9.5	8.8	7.3	7.1	6.1
20	40	10.2	9.2	7.6	7.3	6.2
50	40	12.5	11.0	9.0	7.7	6.8
100	40	15.4	13.6	10.7	8.3	7.4

Novou radiální tuhost silentbloku určíme ze vztahu (51):

$$k_{silentblok}^r = \frac{F_{max}^r}{s_{max} \cdot 1,2 \cdot 2,8} = \frac{12\,400}{\frac{0,5}{1000} \cdot 1,2 \cdot 2,8} = 7,38 \cdot 10^6 \text{ N/m} \quad (51)$$

Jak je zřejmé z provedení spojky na Obr. 32, každé z přírub náleží 6 silentbloků, které jsou vždy po dvojicích propojeny právě jednou ojničkou. Jde tedy o dvě stejné, sériově zapojené pružiny a lze jejich součtem určit „tuhost jedné ojničky“:

$$k_{ojnička}^r = \frac{k_{silentblok}^r \cdot k_{silentblok}^r}{k_{silentblok}^r + k_{silentblok}^r} = \frac{k_{silentblok}^r}{2} = \frac{7,38 \cdot 10^6}{2} = 3,7 \cdot 10^6 \text{ N/mm} \quad (52)$$

Mezi ojničkami můžeme mluvit a paralelním zapojení, tzn. výsledná radiální tuhost celé spojky bude součtem tuhostí 6 ojniček:

$$k_s^r = N \cdot k_{ojnička}^r = 6 \cdot 3,7 \cdot 10^6 = 2,2 \cdot 10^7 \text{ Nm} \quad (53)$$

Pomocí obecného vztahu (54) lze přepočítat radiální tuhost na torzní, kde je r rameno působící síly na silentblok:

$$k^t = k^r \cdot r^2 \quad (54)$$

Po dosazení roztečného průměru spojky d_s a radiální tuhost spojky k_s^r do rovnice (54) dostáváme výslednou torzní tuhost spojky:

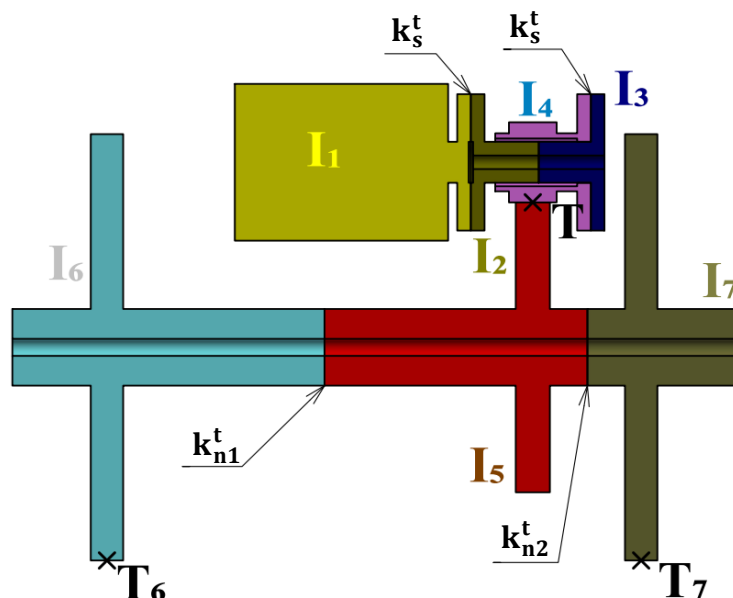
$$k_s^t = k_s^r \cdot \frac{d_s^2}{4} = 2,2 \cdot 10^7 \cdot \frac{0,4^2}{4} = 885\,714,3 \text{ Nm/rad} \quad (55)$$



6.4 Vstup pro výpočet

6.4.1 Zjednodušení

Jelikož máme pouze 3 poddajné součásti (spojka, hřídel, náprava) a ostatní komponenty považujeme za dokonale tuhé (jejich tuhost je nekonečná), můžeme hmotu soustavy zredukovat.



Obr. 35: Zjednodušené schéma frekvenční analýzy

Redukci provedeme na základě schéma na Obr. 35. tzn. určení nových momentů setrvačnosti I_{1-7} . Tuhé součásti, mezi kterými nejsou žádné poddajné součásti, můžeme považovat za jednotnou hmotu, tj. sečíst jejich momenty setrvačnosti. Lisované spoje zde uvažujeme také jako dokonale tuhá spojení. Poddajné součásti se vždy rozdělí v místě torzní pružiny. Moment setrvačnosti polovin se přičítá k hmotě před a za příslušnou torzní pružinou. Složitějším případem je náprava. Zde dochází kvůli nalisovanému ozubenému kolu ke vzniku dvou torzních pružin a z pohledu momentů setrvačnosti se náprava rozdělí do tří částí I_{n1-3} (číslováno zleva), viz Tab. 12:

Tab. 12: Rozdělení momentů setrvačnosti nápravy

Část nápravy i	I_{ni} [kg·m ²]
1	1,55
2	1,68
3	0,86

Nové momenty setrvačnosti vypočteme z následujících vztahů:

$$I_1 = I_r + I_{hr} + 0,5 \cdot I_s = 18,89 + 0,11 + 0,5 \cdot 1,57 = 19,78 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (56)$$

$$I_2 = 0,5 \cdot (I_s + I_{hs}) = 0,5 \cdot (1,57 + 0,06) = 0,81 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (57)$$



$$I_3 = 0,5 \cdot (I_s + I_p) = 0,5 \cdot (1,57 + 0,06) = 0,81 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (58)$$

$$I_4 = 0,5 \cdot I_s + I_p = 0,5 \cdot 1,57 + 0,31 = 1,1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (59)$$

$$I_5 = I_{ok} + I_{n2} = 40,03 + 1,67 = 41,71 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (60)$$

$$I_6 = I_k + I_{n1} = 178,56 + 1,55 = 180,11 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (61)$$

$$I_7 = I_k + I_{n3} = 178,56 + 0,86 = 179,42 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (62)$$

Zbývá určit tuhosti hřídele spojky a nápravy (dvě torzní pružiny). Výpočet je proveden dle kapitoly 6.3.1. Všechny vstupní i vypočtené hodnoty jsou zaneseny do Tab. 13.

Tab. 13: Tabulka tuhostí spojky a nápravy

Komponent	Značka	d_{in} [mm]	d_{out} [mm]	L [mm]	J_p [mm ⁴]	k^t [Nm/rad]
Hřídel spojky	k_{hs}^t	40	120	385	$2,01 \cdot 10^8$	$4,20 \cdot 10^7$
Náprava dlouhá část	k_{n1}^t	50	225	1150	$2,51 \cdot 10^8$	$1,77 \cdot 10^7$
Náprava krátká část	k_{n2}^t	50	225	350	$2,51 \cdot 10^8$	$5,81 \cdot 10^7$

6.4.2 Vlastní pohybové rovnice

Pomocí nástrojů z mechaniky (LR II. nebo metoda uvolňování) lze pro každou hmotu charakterizovanou příslušným momentem setrvačnosti sestavit vlastní pohybovou rovnici. Při skládání rovnic je třeba uvažovat působící moment motoru $M_M(t)$, existenci síly v ozubení T_G , která působí na roztečném průměru pastorku r_p , resp. roztečný průměr ozubeného kola r_{ok} . Do rovnic musíme také zahrnout hnací sílu T_{6-7} působící na průměru kola r_k – jde o tečnou sílu v kontaktu kolo – kolejnice .

$$I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + k_s^t \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) = M_M(t) \quad (63)$$

$$I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 - k_s^t \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) + k_{hs}^t \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) = 0 \quad (64)$$

$$I_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 - k_{hs}^t \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) + k_s^t \cdot (\varphi_3 - \varphi_4) = 0 \quad (65)$$

$$I_4 \cdot \ddot{\varphi}_4 - k_s^t \cdot (\varphi_3 - \varphi_4) + T_G \cdot r_p = 0 \quad (66)$$

$$I_5 \cdot \ddot{\varphi}_5 + k_{n1}^t \cdot (\varphi_5 - \varphi_6) + k_{n2}^t \cdot (\varphi_5 - \varphi_7) - T \cdot r_{ok} = 0 \quad (67)$$

$$I_6 \cdot \ddot{\varphi}_6 - k_{n1}^t \cdot (\varphi_5 - \varphi_6) + T_6 \cdot r_k = 0 \quad (68)$$

$$I_7 \cdot \ddot{\varphi}_7 - k_{n2}^t \cdot (\varphi_5 - \varphi_7) + T_7 \cdot r_k = 0 \quad (69)$$



Pro další výpočty bude potřeba vyřešit velikost síly v ozubení T_G . Pro účely práce stačí zahrnout tzv. kinematickou vazbu mezi úhlem natočení pastorku a ozubeného kola. Pro obecné ozubení, kde pastorek je popsán úhlem φ_4 a oz. kolo úhlem φ_5 platí:

$$\varphi_4 = i \cdot \varphi_5 = \frac{r_{ok}}{r_p} \cdot \varphi_5 \quad (70)$$

Toto platí i pro případné derivace. Když z rovnice pro moment setrvačnosti I_5 vyjádříme sílu v ozubení T a dosadíme jí do rovnice pro moment setrvačnosti I_5 , tak se za prvé vyruší rovnice pro moment setrvačnosti I_5 (tj. soustava se zredukuje o 1 rovnici) a zároveň se tím vyřeší kinematická vazba v ozubení. To se v následujících pohybových rovnicích projeví následující redukcí (snížením počtu rovnic):

$$I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + k_s^t \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) = M_M(t) \quad (71)$$

$$I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 - k_s^t \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) + k_{hs}^t \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) = 0 \quad (72)$$

$$I_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 - k_{hs}^t \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) + k_s^t \cdot (\varphi_3 - i \cdot \varphi_5) = 0 \quad (73)$$

$$(I_5 + i^2 \cdot I_4) \cdot \ddot{\varphi}_5 - k_s^t \cdot i \cdot (\varphi_3 - i \cdot \varphi_5) + k_{n1}^t \cdot (\varphi_5 - \varphi_6) + k_{n2}^t \cdot (\varphi_5 - \varphi_7) = 0 \quad (74)$$

$$I_6 \cdot \ddot{\varphi}_6 - k_{n1}^t \cdot (\varphi_5 - \varphi_6) + T_6 \cdot r_k = 0 \quad (75)$$

$$I_7 \cdot \ddot{\varphi}_7 - k_{n2}^t \cdot (\varphi_5 - \varphi_7) + T_7 \cdot r_k = 0 \quad (76)$$

Vlastní pohybové rovnice lze zapsat v tzn. maticovém tvaru, který můžeme symbolicky zapsat ve tvaru:

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\boldsymbol{\varphi}} + \mathbf{K} \cdot \boldsymbol{\varphi} = \mathbf{f}(t) \quad (77)$$

6.5 Výpočet vlastních frekvencí

Výpočet vlastních frekvencí uvažuje tzv. volné kmitání, tj. kmitání systému bez účinku budících sil, kdy je vektor buzení $\mathbf{f}_o(t) = 0$. Pro výpočet využijeme sestavné pohybové rovnice a z nich vyplývající matice hmotnosti (matice setrvačných momentů) \mathbf{M} a matici tuhosti \mathbf{K} v rovnici (77). Matice jsou rozepsány následovně:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} I_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_5 + i^2 \cdot I_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_6 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_7 \end{bmatrix} \quad (78)$$



$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_{ts} & -k_{ts} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_{ts} & k_{ts} + k_{th} & -k_{th} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_{th} & k_{th} + k_{ts} & -i \cdot k_{ts} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -i \cdot k_{ts} & k_{t1} + k_{t2} + i^2 \cdot k_{ts} & -k_{t1} & -k_{t2} \\ 0 & 0 & 0 & -k_{t1} & k_{t1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_{t2} & 0 & k_{t2} \end{bmatrix} \quad (79)$$

Vektor výchylek $\boldsymbol{\varphi}$, hledaná neznámá je ve tvaru

$$\boldsymbol{\varphi} = [\varphi_1 \quad \varphi_2 \quad \varphi_3 \quad \varphi_5 \quad \varphi_6 \quad \varphi_7]^T \quad (80)$$

Vektor $\ddot{\boldsymbol{\varphi}}$ je druhou derivací rovnice (80), představuje tak vektor zrychlení.

Výše uvedená rovnice (77) je soustava homogenních lineárních diferenciálních rovnic druhého řádu. K nalezení výsledných vlastních frekvencí je nutné určit vlastní čísla soustavy – zde netlumené. Ty vychází ze vztahu (81):

$$\det[\mathbf{K} - \lambda \cdot \mathbf{M}] = 0 \quad (81)$$

Kde λ jsou vlastní čísla determinantu. Z nichž můžeme určit vlastní úhlové frekvence Ω :

$$\Omega = \sqrt{\lambda} \quad (82)$$

A pomocí vztahu (83) lze vlastní úhlové frekvence přepočítat na vlastní frekvence f :

$$f = \frac{\Omega}{2 \cdot \pi} \quad (83)$$

6.6 Program na výpočet vlastních frekvencí

K vyřešení rovnic z předchozí kapitoly využijeme program v softwaru Matlab. Základní skript je uveden na Obr. 36. Vstupem pro tento skript jsou matice hmotnosti M , matice tuhosti K , převodové číslo $i = 4,2$ a počet nezávislých rovnic, resp. počet stupňů volnosti soustavy $n = 6$. Při určování vlastních tvarů kmitů byla použita redukce na rotor motoru. To znamená, že amplitudy výchylek kmitů součástí pohonu neotáčející se společně s rotorem, jsou redukována (vydělena) převodovým číslem i . V našem případě jde o hmoty nacházející se za převodovkou.



```

%Vlastní frekvence f [Hz]%
[U,V]=eig(K,M); %U vlastní vektory, V vlastní čísla omega^2
[C,I]=max(abs(U)); %maxima vlastních vektorů
for i=1:n
    f_Hz(i,1)=real(1/(2*pi)*sqrt(V(i,i))); %přepočítání omega na f
    eigvector(:,i)=U(:,i)/U(I(i),i); %normalizace v rámci 1 vektoru
end
f_Hz

% Vlastní tvary kmitů (Normalizace na rotor)%
for j=1:n
    eigvector_norm(:,j)=eigvector(:,j)/eigvector(n-(n-1),j);
end
eigvector_norm

```

Obr. 36: Program k výpočtu vlastních frekvencí

Výstup programu je uveden v Tab. 14. V horní části tabulky můžeme nalézt vzestupně seřazené vlastní frekvence soustavy. V každém sloupci jsou pak uvedeny vlastní tvary kmitů odpovídající jednotlivým vlastním frekvencím.

Tab. 14: Vlastní frekvence a vlastní tvary kmitů

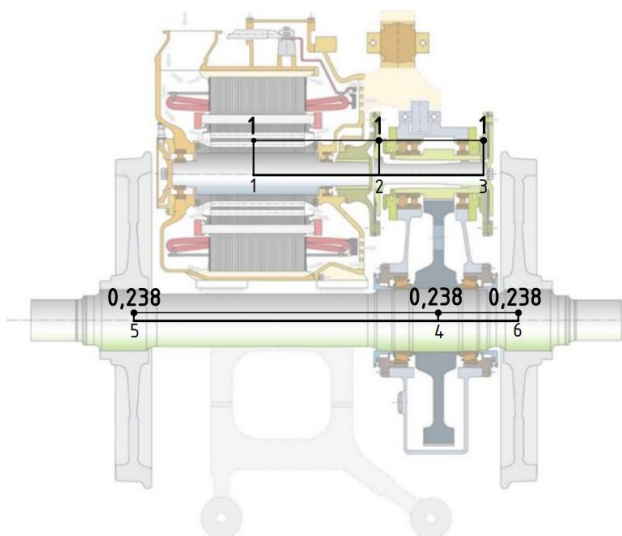
Vlastní frekvence	i	1	2	3	4	5	6
	f[Hz]		0,000	29,106	61,515	157,554	218,279
Tvary vlastních vektorů	j = 1	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
	j = 2	1,000	0,253	-2,336	-20,885	-41,006	-257,035
	j = 3	1,000	0,095	-2,968	-21,549	-35,032	257,619
	j = 4	0,238	-0,158	-1,32	-1,287	12,800	-1,569
	j = 5	0,238	-0,239	2,546	0,143	-0,705	0,013
	j = 6	0,238	-0,176	-2,467	0,635	-2,661	0,045

6.7 Vlastní tvary kmitů

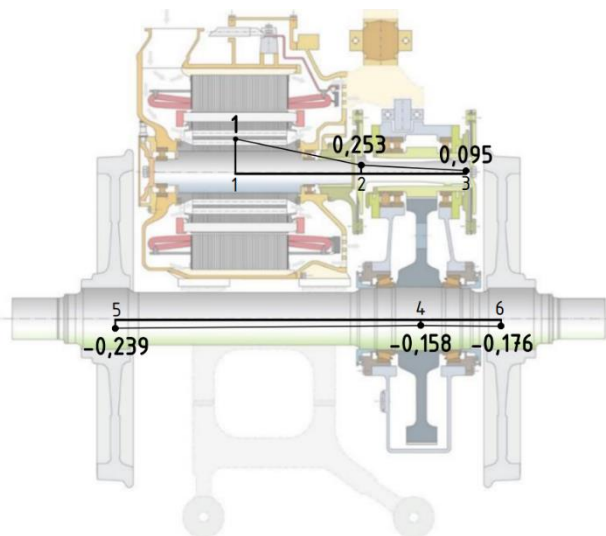
Tato kapitola se zaměřuje na grafické zpracování výstupu programu z předešlé kapitoly, a to konkrétně vyobrazení vlastních tvarů kmitů. Pro každou vlastní frekvenci přísluší jedno schéma pohonu, na kterém je odpovídající vlastní tvar kmitu nastíněn. Na vodorovné ose jsou zaneseny body 1-6 označující jednotlivé momenty setrvačnosti rotujících hmot, seřazené dle uspořádání v matici hmotnosti \mathbf{M} . To znamená, že 1 náleží momentu setrvačnosti I_1 , 2 náleží I_2 , 3 náleží I_3 , 4 náleží $I_5 + i^2 \cdot I_4$, 5 náleží I_6 a 6 náleží I_7 . Ve svislém směru jsou



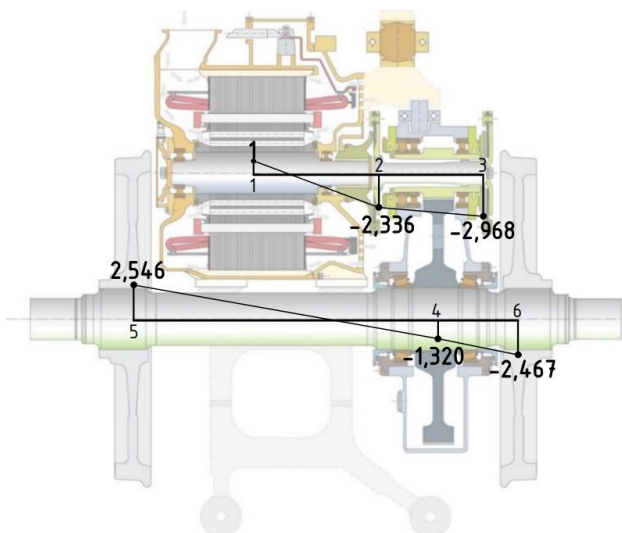
pak zobrazeny samotné amplitudy relativních výchylky jednotlivých rotujících hmot. Pro lepší čitelnost a přehlednost jsou upraveny měřítka každého schématu, tzn. velikosti výchylek mezi jednotlivými obrázky nelze srovnávat, což pro naše účely není podstatné, jelikož úprava měřítek neovlivní polohu hledaných uzlových bodů.



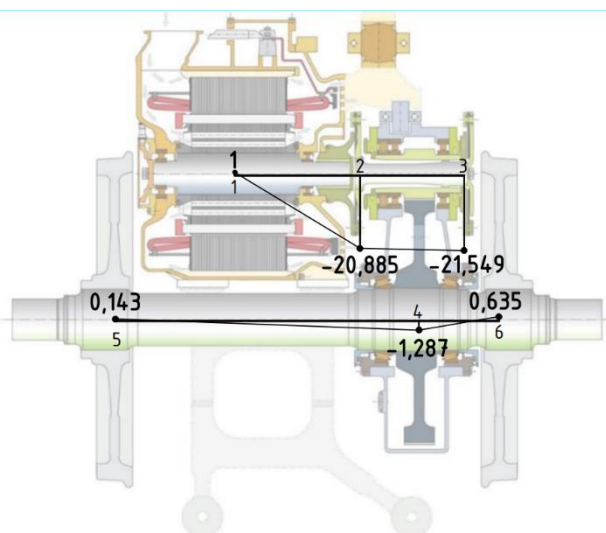
Obr. 37: Vlastní tvar kmitu pro $f = 0$ Hz



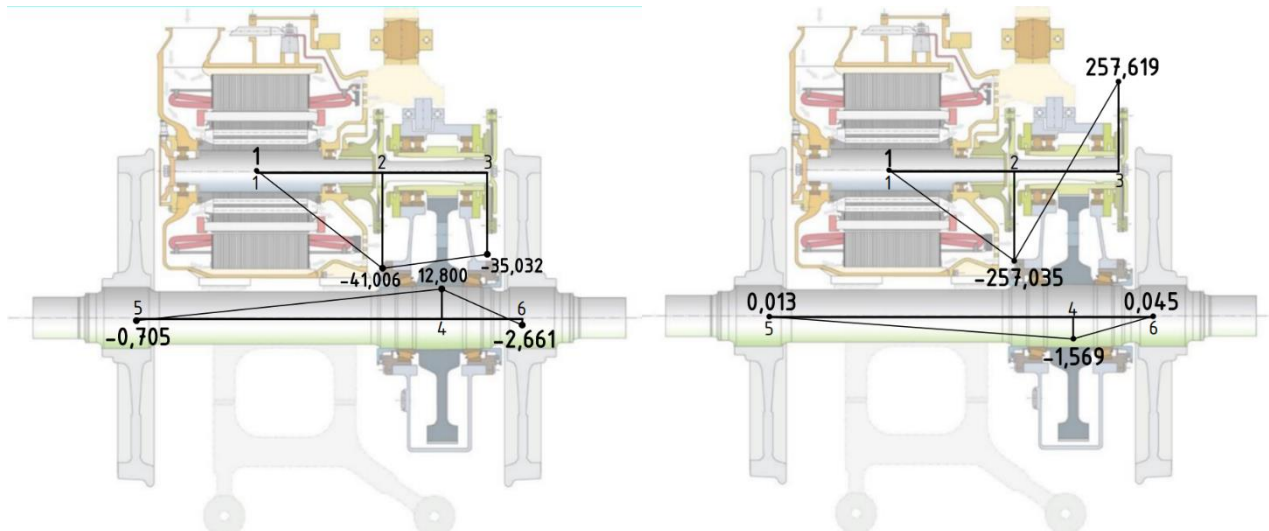
Obr. 38: Vlastní tvar kmitu pro $f = 29,1$ Hz



Obr. 39: Vlastní tvar kmitu pro $f = 61,5$ Hz



Obr. 40: Vlastní tvar kmitu pro $f = 157,6$ Hz

Obr. 41: Vlastní tvar kmitu pro $f = 218,3$ HzObr. 42: Vlastní tvar kmit pro $f = 541$ Hz

Jedním z důvodů provedení frekvenční analýzy je určení polohy uzlů, tj. průsečíků spojnice amplitud kmitů s nulovou vodorovnou osou. Tyto body se vyznačují zvýšeným torzním namáháním komponent, se kterým je potřeba při návrhu a kontrole součástí pohonu počítat.

V našem případě je nejdůležitější oblast rotujících hmot, které spojuje námi navrhnutý kloubový hřídel. Z náhradního schéma je zřejmé, že jde o oblast mezi momenty setrvačnosti I_2 a I_3 , kde se nachází uzlový bod pouze při vlastní frekvenci 540,995 Hz.

Kontrola daného problému nebo návrh jeho řešení už nespádá do tématu této práce.

7 Model kloubového hřídele

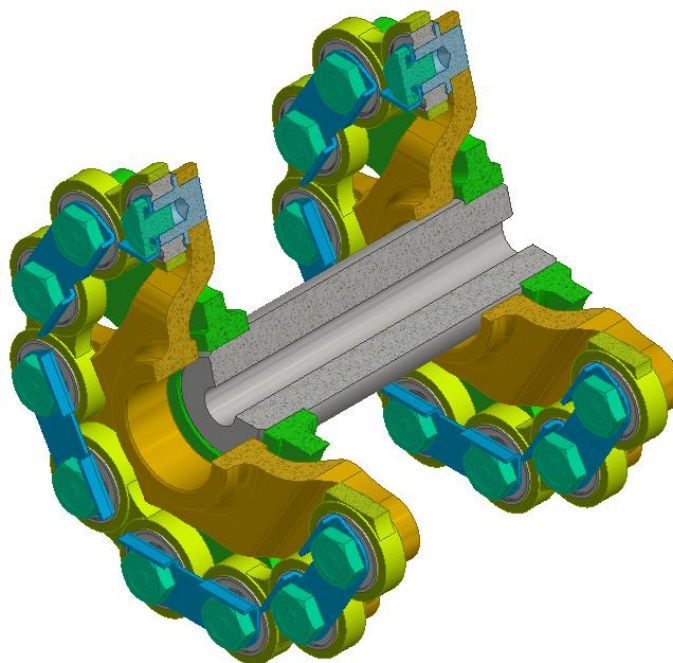
Posledním bodem práce bylo orientačně zkonstruovat model kloubového hřídele a zasadit ji do prostředí modelu podvozku dodaným vedoucím práce.

7.1 Konstrukce

Kloubový hřídel se skládá z dutého hřídele a dvou spojek. Základ konstrukce spojky tvoří dvě příruby s čepy propojené ojnicemi, v jejichž okách jsou nalisovány silentbloky. Kompaktnost celé spojky zajišťují speciální šrouby, zašroubované do dutiny dřívku každého čepu. Důležitým komponentem spojky je také plechová pojišťovací deska s dvěma jazýčky,



kteřé se po utažení šroubů ohnou a brání tak možnému povolení šroubů. Finální podobu kloubového hřídele můžeme vidět na Obr. 43.



Obr. 43: Provedení konstrukce kloubového hřídele

7.2 Úprava modelu podvozku

Při zasazení kloubového hřídele do modelu podvozku lokomotivy se objevil zásadní problém, a to nedostatečně velká mezera mezi skříní převodovky a motorem, tzn. nebylo možné spojku do podvozku umístit bez kolizí, natož uvažovat prostorové vůle z důvodu příčného pohybu součástí.

V první řadě došlo ke změně konstrukce spojky. Zahrnutím různých úprav, jako bylo například použití speciálních šroubů k zajištění ojnicek nebo „prolomení“ jedné příruby, došlo k zúžení spojky cca o 30-40 mm.

Bohužel ani konstrukční úpravy kloubového hřídele tento problém zcela nevyřešili. Pokud by tedy došlo k zařazení podobné spojky do provozu, bylo by nutné posunout motor a převodovku od sebe, tj. blíže ke kolům. S tím se pojí řada dalších změn např. v uchycení konzol motoru nebo přepracování chladicího systému motoru, který po úpravě pozic komponent koliduje s kolem. Tyto úpravy by pak byly dalším krokem vývoje spojky, respektive celé pohonné jednotky. Tyto činnosti už nejsou náplní této práce.



8 Závěr

Tématem práce byl návrh kloubového hřídele částečně odpruženého pohonu pro moderní lokomotivu jako podklad pro případného výrobce této součásti, či jiných částí pohonu.

První část je zasvěcena rešerši, která slouží jako seznámení s problematikou pohonů, s jejich rozdělením a konstrukcí. Zvláštní pozornost je věnována pohonům individuálním, a to hlavně pohonu s odpruženým trakčním motorem a částečně odpruženou nápravovou převodovkou. Rešeršní část také obsahuje informace o vybraných typech spojek a jejich vlastnostech nebo popis některých zástupců lokomotiv s individuálními pohony.

V úvodu praktické části došlo k vyšetření relativních pohybů komponent z důvodu určení maximálního úhlu vychýlení při mezních polohách. Z rozboru geometrie pohonu byl určen vztah pro výpočet úhlu vychýlení v závislosti na délce kloubového hřídele. S ohledem na zástavbové možnosti podvozku byla zvolena délka hřídele l_h , které odpovídá maximální úhel vychýlení α_{max} .

Další část se zabývala návrhem základních rozměrových parametrů kloubového hřídele. Kontrolním pevnostním výpočtem byl určen minimální průměr hřídele namáhaného především krutem. Z důvodu snížení hmotnosti hřídele byl navrhnut vývrt, který poslouží i pro účely defektoskopie. Závěr této části řeší výpočet rozměrů pastorku (vnitřního i vnějšího průměru) včetně následné pevnostní kontroly.

Poslední krok návrhu tvoří frekvenční analýza pohonu. Podkladem pro samotnou analýzu bylo určení momentů setrvačností a torzních tuhostí vybraných komponent. Cílem kapitoly bylo určení vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitů a ověření, zda se vlastní frekvence neztotožňují s budícími účinky např. regulace pohonu nebo zda se v oblasti kloubového hřídele nevyskytuje uzlový bod vlastního kmitu. Součástí frekvenční analýzy byl základní návrh tvaru spojky a některých jejích komponent.

Jako výstup práce byla zpracována předběžná podoba kloubového hřídele, zasazené do prostředí modelu podvozku. Grafickým výstupem pak je sestavný výkres podvozku se spojkou (viz. Příloha 1).



9 Zdroje

- [1] KOLÁŘ, Josef. „Pohony kolejových vozidel“ přednášková prezentace. [cit. 2021-12-26]. Dostupné z: https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211146_PKV/Pohony%20kolejov%C3%BDch%20vozidel%202019.pdf
- [2] HELLER, Petr. Kolejová vozidla II. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2019. ISBN 978-802-6107-736.
- [3] ŠÍBA, Jaroslav. Kolejová vozidla II – pojezd. Praha: ČVUT, 1987
- [4] ČEŠPÍRO, Zdeněk. Pohony – Hřídelové spojky [online]. [cit. 2022-06-28]. Dostupné z: https://www.youtube.com/watch?v=evy30JMt6d4&ab_channel=%C3%9AstavKonstruov%C3%A1n%C3%AD
- [5] Lokomotivní řada 754. *Atlas lokomotiv* [online]. David Švestka, Spolek ŽelPage, 2004-2020 [cit. 2021-11-17]. Dostupné z: <http://www.atlaslokomotiv.net/loko-754.html>
- [6] Lokomotivy řady 754. *Stránky přátel železnic* [online]. Michael Bolo, Pavel Větršíšek [cit.2021-11-17]. Dostupné z: <https://spz.logout.cz/vozidla/754/lokomotiva754.html>
- [7] TRAXX 4. *Environment – Environmental Product Declaration:TRAXX F140 MS* [online]. Bombardier Transportation [cit. 2021-11-18]. Dostupné v archivu. pořízeném dne 2015-02-11
- [8] Lokomotivní řada 186/386. *Atlas lokomotiv* [online]. David Švestka, Spolek ŽelPage, 2000-2021 [cit. 2021-11-17]. Dostupné z: <http://www.atlaslokomotiv.net/loko-186.html>
- [9] PANOCHA, Michal. *Technicko-ekonomické hodnocení lokomotiv s ohledem na konstrukční vlastnosti* [online]. Plzeň, 2015 [cit. 2021-11-17]. Dostupné z: <https://theses.cz/id/s28rx5/> . Diplomová práce. Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní. Vedoucí práce doc. Ing. Petr Heller, CSc.
- [10] BRABENEC, Daniel. Nové lokomotivy řady 386 Metrans v pravidelném provozu. *Stránky přátel železnic* [online]. Prosinec 2014 [cit. 2015-02-11], Dostupné z: <http://spz.logout.cz/novinky/novinky.php?poradi=1561>
- [11] BRABENEC, Daniel. Lokomotivy TRAXX společnosti Regiojet v provozu. *Stránky přátel železnic* [online]. Květen 2018 [cit. 2020-10-19]. Dostupné z: <http://spz.logout.cz/novinky/novinky.php?poradi=1732>



- [12] Lomokotivy Siemens Vectron MS Vs. Bombardier Traxx F140 MS. *Elektroprůmysl.cz* [online]. Adam Bartoň, 2018 [cit. 2021-11-17]. Dostupné z: <https://www.elektroprumysl.cz/energetika/lomokotivy-siemens-vectron-ms-vs-bombardier-traxx-f140-ms>
- [13] *Vectron AC/DC/MS Overview of technical data* [online]. Siemens [cit. 2021-11-17]. Dostupné z: <https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:36c74d44-da30-410b-8f30-5c00fb8950ff/mo-vectron-technical-data-en.pdf>
- [14] REDAKCE. České dráhy objednaly 50 elektrických lokomotiv Siemens Vectron. In: HYBRID.CZ [online]. 31.3.2022 [cit. 2022-06-29]. Dostupné z: <https://www.hybrid.cz/ceske-drahy-objednaly-50-elektricky-ch-lokomotiv-siemens-vectron/>
- [15] ARNHOLD, Falk. J27 441 Vectron 193 844. In: Wikimedia Commons [online]. 23.9.2016 [cit. 2022-06-29]. Dostupné z: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:J27_441_Vectron_193_844.jpg?uselang=cs#gl_obalusage
- [16] ČSN EN 13749 Železniční aplikace – Dvojkolí a podvozky – Metoda specifikování konstrukčních požadavků na rámy podvozků, příloha D.2.2, Brusel: Evropský výbor pro normalizaci, 2011.
- [17] Gough, Julia. (2009). Use of Approximate Calculations and Finite Element Analysis to Estimate the Stiffness of Rubber Bushes and Cylindrical Mountings. *Journal of Rubber Research*. 12. 185-199
- [18] GMT Products, Moduled Rubber Elements [katalog], Bühl, 2012



10 Seznamy

10.1 Seznam použitých symbolů

Symbol	Jednotka	Popis
a, g	$[m \cdot s^{-2}]$	Zrychlení
α_i	$[^\circ]$	Úhel
d_i, D_i	$[mm]$	Průměr
f, Ω	$[Hz, s^{-1}]$	Vlastní frekvence
μ	$[-]$	Součinitel tření
G	$[MPa]$	Modul pružnosti ve smyku
i	$[-]$	Převodové číslo
I_i	$[kg \cdot m^2]$	Moment setrvačnosti součásti
J_p	$[mm^4]$	Průřezový modul ve smyku
k_r, k_a	$[N/mm]$	Radiální/axiální tuhosti silentbloků
k_i	$[-]$	Bezpečnost
k_i^r	$[N/mm]$	Radiální tuhost
k_i^t	$[N \cdot m/rad]$	Torzí tuhost
l_i, L	$[mm]$	Délka
m_i	$[kg]$	Hmotnost
M_i	$[N \cdot m]$	Moment
n, N	$[-]$	Počet
r_i	$[mm]$	Poloměr součásti
ρ	$[kg \cdot m^3]$	Hustota
s_i	$[mm]$	Stlačení
S	$[mm^2]$	Plocha
W_k	$[mm^3]$	Průřezový modul v krutu



Symbol	Jednotka	Popis
x_i, y_i, z_i	[mm]	Posuvy/rozměry komponent v jednotlivých směrech
F_i, S, T_i	[N]	Síla
λ	[s ⁻²]	Vlastní číslo

10.2 Seznam příloh

Příloha 1.: Sestavný výkres

10.3 Seznam obrázků

Obr. 1: Ústřední pohon dvojkolí parní lokomotivy [2]	12
Obr. 2: Trakční motor s příčnou osou upevněný na rámu podvozku [1]	13
Obr. 3: b, c) trakční motor s podélnou osou upevněný na rámu podvozku nebo dvojkolí, d) trakční motor s podélnou osou upevněný na skříní vozidla [1]	13
Obr. 4: Schéma tlapového motoru [2]	14
Obr. 5: Schéma moderního provedení tlapového motoru s nápravovou převodovkou [1]	14
Obr. 6: Příčný pohon s odpruženým TM a částečně odpruženou nápravovou převodovkou použité u lokomotiv Vectron [1]	15
Obr. 7: Pohon kloubovou hřídelí procházející dutinou rotoru trakčního motoru (lokomotiva Škoda ř. 150) [2]	16
Obr. 8: Pohon se zcela odpruženým trakčním motorem a převodovkou kloubovým dutým hřídelem objímající nápravu [1]	17
Obr. 9: Schéma křížového kloubu [1]	17
Obr. 10: Kloubový hřídel s lamelovými spojkami (lokomotiva Škoda 499.0) [1]	19
Obr. 11: Disková spojka [1]	19
Obr. 12: Schéma dvojité sférické zubové spojky [1]	20
Obr. 13: Soudečkový tvar zubů s naznačením možného výkyvu	20
Obr. 14: Ojničková spojka Alstom [1]	21
Obr. 15: Lokomotiva řady 754 [5]	22
Obr. 16: Bombardier TRAXX F140 MS2e [9]	23
Obr. 17: Lokomotiva Siemens Vectron [15]	24
Obr. 18: Model podvozku moderní lokomotivy s částečně odpruženým pohonem	25



Obr. 19: Trn na ložiskové skříni.....	27
Obr. 20: Svislý T podchyt	27
Obr. 21: Uložení motoru v silentblocích	28
Obr. 22: Detailní pohled na uložení závěsky	30
Obr. 23: Schéma rozložení sil v nárysu.....	31
Obr. 24: Schéma rozložení sil v půdorysu	31
Obr. 25: Schéma maximálního vychýlení	33
Obr. 26: Závislost osové výchylky na délce hřídele l_h	34
Obr. 27: Detail uložení kloubového hřídele	36
Obr. 28: Schéma k určení osové výchylky.....	37
Obr. 29: Schéma navrhnutých rozměrů.....	38
Obr. 30: Náhradní schéma v pohledu	39
Obr. 31: Náhradní schéma v řezu	39
Obr. 32: Model navrhnuté spojky	42
Obr. 33: Silentblok typu 410 [18]	43
Obr. 34: Schématické znázornění ploch S1 a S2	44
Obr. 35: Zjednodušené schéma frekvenční analýzy.....	46
Obr. 36: Program k výpočtu vlastních frekvencí	50
Obr. 37: Vlastní tvar kmitu pro $f = 0$ Hz.....	51
Obr. 38: Vlastní tvar kmitu pro $f = 29,1$ Hz.....	51
Obr. 39: Vlastní tvar kmitu pro $f = 61,5$ Hz.....	51
Obr. 40: Vlastní tvar kmitu pro $f = 157,6$ Hz.....	51
Obr. 41: Vlastní tvar kmitu pro $f = 218,3$ Hz.....	52
Obr. 42: Vlastní tvar kmit pro $f = 541$ Hz.....	52
Obr. 43: Provedení konstrukce kloubového hřídele.....	53

10.4 Seznam tabulek

Tab. 1: Srovnání základních parametrů vybraných lokomotiv	24
Tab. 2: Základní výpočetní parametry	25
Tab. 3: Hmotnosti vybraných komponent.....	26



Tab. 4: Hodnoty mezních posuvů dvojkolí vůči rámu podvozku	28
Tab. 5: Hodnoty tuhostí do jednotlivých směrů	28
Tab. 6: Hodnoty výjimečných zrychlení na rámu podvozku [16].....	29
Tab. 7: Tabulka vstupních parametrů pro návrh rozměrů spojky	35
Tab. 8: Tabulka momentů setrvačnosti plných válců.....	40
Tab. 9: Tabulka rozměrů a momentů setrvačnosti dutých válců.....	41
Tab. 10: Srovnání původních a upravených rozměrů silentbloku.....	44
Tab. 11: Tabulka radiálních tuhostí silentbloků [17]	45
Tab. 12: Rozdělení momentů setrvačnosti nápravy	46
Tab. 13: Tabulka tuhostí spojky a nápravy	47
Tab. 14: Vlastní frekvence a vlastní tvary kmitů	50