



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů
a kolejových vozidel

Platformové řešení nákladních lokomotiv

Design of platform of cargo locomotives

DIPLOMOVÁ PRÁCE
2020

Jan Vrba

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301T047 Dopravní letadlová a transportní technika
Vedoucí práce: doc. Ing. Josef Kolář, CSc.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Vrba** Jméno: **Jan** Osobní číslo: **439136**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Platformové řešení nákladních lokomotiv

Název diplomové práce anglicky:

Design of platform of Cargo locomotives

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte:

1. Rešerši na téma „Lokomotivy pro těžkou traťovou službu“.
2. Typové výkresy elektrické a dieselelektrické Cargo lokomotivy v měřítku 1:50 a výpočet obrysu pro konstrukci.
3. Trakční charakteristiky obou provedení Cargo lokomotiv a základní koncept pohonu dvojkolí.
4. Hmotnostní rozbor lokomotiv, návrh základní parametrů vypružení lokomotivy a výpočet bezpečnosti proti vykolejení.
5. Pevnostní výpočet nápravy hnacího dvojkolí dle ČSN EN 13 103. Výsledky porovnejte s výpočty provedenými v MKP.
6. Průvodní technickou zprávou a sestavný výkres trakčního podvozku.

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) diplomové práce:

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


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

Datum zadání diplomové práce: **28.04.2020**

Termín odevzdání diplomové práce: **15.07.2020**

Platnost zadání diplomové práce: _____


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


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

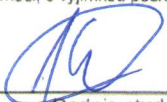

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

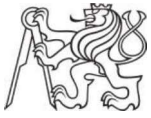
III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

30.04.2020

Datum převzetí zadání


Podpis studenta



Anotační záznam

Jméno autora: Jan Vrba

Název práce: Platformové řešení nákladních lokomotiv

Anglický název: Design of platform of cargo locomotives

Rozsah práce:

113 stran

78 obrázků

27 tabulek

Akademický rok: 2019/2020

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

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ

Vedoucí práce: doc. Ing. Josef Kolář, CSc.

Klíčová slova: kolejové vozidlo, cargo, lokomotiva, platforma, hnací dvojkolí, náprava, lisovaný spoj, MKP, simulace, redukované napětí

Key words: railway vehicle, cargo, locomotive, platform, driving wheelset, axle, pressed joint, FEM, simulation, reduced stress



Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá základním návrhem platformového řešení nákladních lokomotiv pro trh střední Evropy. Návrh je inspirován provedenou rešerší se zaměřením na cargo lokomotivy operující na kolejích střední Evropy a jejich pohony. V této práci jsou rozpracovány dvě základní verze lokomotivní platformy – lokomotiva elektrická a diesel-elektrická. Pro tyto lokomotivy jsou zobrazeny trakční charakteristiky, proveden návrh konceptu podvozku a základní návrh vypružení. Dále se práce zabývá rozborem zatížení nápravy hnacího dvojkolí pro tuto lokomotivní platformu a jejím dimenzováním. Práce se též věnuje návrhu lisovaných spojů kol na nápravu. Analytické výpočty jsou následně ověřeny metodou konečných prvků a výsledky obou metod vzájemně porovnány.

Abstract

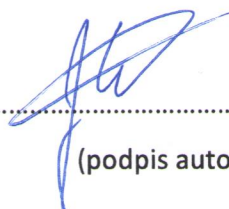
The issue of this diploma thesis deals with basic design of the platform solution of cargo locomotives for a market of the Central Europe. The research on the topic of cargo locomotives operating on the Central Europe rail network and their drives was done in this thesis. In the framework of this work, two basic versions of the locomotive platform are developed – electric and diesel-electric locomotive. Traction characteristics are shown, bogie concept design and basic calculation of the suspension are done for these locomotives. Moreover, this diploma thesis deals with the axle of the driving wheelset of the platform locomotives, its design, stress analysis and strength checks. The pressed joint of the axle and wheels is also designed in this work. Analytical calculations are verified by finite element method simulation and the solutions of these two methods are compared to each other.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma: “ Platformové řešení nákladních lokomotiv ” vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne: 27.06.2020


.....
(podpis autora)



Poděkování

Rád bych poděkoval všem svým učitelům z oboru kolejových vozidel za přátelský a nápomocný přístup během výuky, a to i během složité situace způsobené pandemií Covid 19. Jmenovitě pak děkuji panu docentu Kolářovi, vedoucímu práce, za podnětné poznámky a rady během tvorby této diplomové práce.

V neposlední řadě bych rád poděkoval svým rodičům za podporu během celého studia.

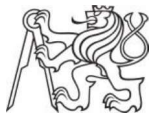


Obsah

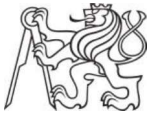
1.	Úvod	10
2.	Rešerše lokomotiv pro těžkou traťovou službu	11
2.1.	Lokomotivy nezávislé trakce.....	11
2.1.1.	CZ LOKO Effishunter 1000	12
2.1.2.	CZ LOKO Effiliner 2000	13
2.1.3.	CZ LOKO Effishunter 1600	14
2.1.4.	Siemens ER20 Eurorunner.....	14
2.1.5.	VOITH Maxima 30CC a 40CC	15
2.2.	Lokomotivy závislé trakce.....	16
2.2.1.	CZ LOKO Effiliner 3000	16
2.2.2.	Siemens ES 64 U4 Europrinter	17
2.2.3.	Škoda 109E Emil Zátpek	18
2.3.	Modulárně řešené lokomotivní rodiny.....	19
2.3.1.	Siemens Vectron.....	19
2.3.2.	Bombardier TRAXX	21
2.3.3.	Pesa Gama	22
3.	Návrh platformy lokomotiv	23
3.1.	Parametry základních verzí platformy.....	25
3.2.	Elektrická verze – základní představení.....	26
3.3.	Diesel elektrická verze – základní představení.....	28
3.4.	Koncept podvozků platformy	29
4.	Trakční vlastnosti lokomotiv	31
4.1.	Jízdní odpor vozidla	32
4.2.	Trakční charakteristika.....	32
4.3.	Brzdná charakteristika	34
4.4.	Diagram stoupání - rychlost.....	35
4.5.	Závislost zábrzdné dráhy na rychlosti.....	36
4.6.	Tachogram jednoduché jízdy.....	36
5.	Obrys vozidla	38
6.	Hmotnostní rozbor	41



7.	Návrh základních technických parametrů vypružení	43
7.1.	Návrh primárního vypružení.....	43
7.2.	Návrh sekundárního vypružení.....	44
7.3.	Výpočet vlastních frekvencí kmitů vozidla	45
7.4.	Charakteristika vypružení lokomotivní platformy	46
7.5.	Návrh pružiny primárního a sekundárního vypružení.....	48
8.	Ověření správnosti návrhu základních parametrů vypružení	50
8.1.	Kontrola změny výšky nárazníků	50
8.2.	Ověření dynamické únosnosti pružin v Goodmanově diagramu	51
8.3.	Kontrola na stabilitu a převrácení	54
8.4.	Kontrola bezpečnosti proti vykolejení na zborcené koleji	55
8.4.1.	Kvazistatické změny kolových sil na zborcené koleji	56
8.4.2.	Výpočet momentu od flexi-coil pružin při průjezdu obloukem	58
8.4.3.	Určení bezpečnosti proti vykolejení na zborcené koleji	60
8.4.4.	Možná řešení snížení velikosti vodících sil	64
9.	Analytický návrh nápravy pro platformu nákladních lokomotiv.....	67
9.1.	Rozbor namáhání a dimenzování nápravy	67
9.1.1.	Síly od vypružených hmot	67
9.1.2.	Síly od brzdění	71
9.1.3.	Vlivy průjezdu obloukem a geometrie kol	71
9.1.4.	Účinky způsobené pohonem	72
9.1.5.	Výpočet redukovaného momentu	74
9.1.6.	Dimenzování nápravy	75
9.2.	Lisované spoje.....	77
9.2.1.	Určení minimálního tlaku v lisovaném spoji	79
9.2.2.	Návrh uložení lisovaného spoje	83
9.2.3.	Výpočet napjatosti vnesené lisováním.....	84
9.3.	Kontrola lisovaných spojů při jejich přetížení.....	86
9.3.1.	Definování maximálních momentů přenositelných na dvojkolí	87
9.3.2.	Výpočet napjatosti sedla kola přetížené strany nápravy	89
9.3.3.	Úhel maximálního zkroucení nápravy	91
10.	Simulace zatížení nápravy pomocí MKP.....	92



10.1.	Výpočetní model	92
10.1.1.	Geometrie a materiálové vlastnosti	92
10.1.2.	Zatížení a okrajové podmínky modelu	92
10.1.3.	Tvorba sítě	93
10.2.	Výsledky simulace zatížení	93
11.	Porovnání výsledků analytického výpočtu s výpočtem MKP	96
12.	Závěr	99
13.	Seznam použitých zkratk	103
14.	Seznam použitých veličin a jednotek	103
15.	Seznam použitých obrázků a tabulek	108
16.	Seznam příloh	111
17.	Seznam zdrojů	111



1. Úvod

To, že železnice již od svých počátků jako jeden z důležitých pilířů hospodářství pomáhala vytvářet sociální a hospodářské struktury v Evropě i na dalších kontinentech, je neoddiskutovatelné. Jestli si železniční doprava udrží svoji výjimečnou pozici z minulých století i ve století jednadvacátém již k diskuzi svádí. Již ke konci minulého tisíciletí se totiž mohlo zdát, že železnice částečně ustoupí při přepravě osob dopravě letecké a její nákladní výkony převezmou na dlouhé vzdálenosti nákladní lodě či letadla a na kratší vzdálenosti pak kamionová doprava.

Důraz na ekologii, rozšíření rychlovlaků, nástup vysoce výkonných lokomotiv, jejich interoperabilita a v neposlední řadě i přetíženost silniční infrastruktury a rostoucí personální náklady však tento trend opět obrací ve prospěch železnice. V osobní dopravě si železnice postupně bere zpět své přepravní výkony na úkor letadel, a to jak u nás na trase Praha-Ostrava, tak na mnoha dalších frekventovaných spojeních v západní Evropě. V nákladní přepravě se v posledním desetiletí snaží prosadit vlaková spojení čínských měst s Evropou či stále roste obliba přeprav kontejnerových vlaků mezi jednotlivými přístavy a terminály po celém evropském kontinentu. Objevují se také první pokusy zavést vysokorychlostní vlaky i pro přepravu kontejnerových zásilek a konkurovat tak dopravě kamionové či letecké i v rychlosti přepravy. S ohledem na čím dál častější diskuze o zdanění leteckého paliva a honbu za snižováním emisí škodlivin do ovzduší tak lze železnici na euroasijském kontinentu predikovat dlouhé roky prosperity.

Tato práce krátce seznamuje čtenáře se stavem vozových parků lokomotiv nákladních dopravců operujících na středoevropském trhu. Pozornost bude věnována úskalím při provozování nákladní dopravy i při samotném návrhu a výrobě lokomotiv. Hlavním cílem provedené rešerše je však představit a popsat řešení pohonů moderních nákladních lokomotiv.

Dále se práce zabývá návrhem základních parametrů platformového řešení nákladní lokomotivy, kdy je kladen důraz na co nejvíce stejných součástí pro lokomotivy trakce závislé i nezávislé, popřípadě kombinace obojího (tzv. lokomotivy duální). Cílem práce je navrhnout základní parametry lokomotivy, jakými jsou například rozměry, průjezdní obrys, tuhosti vypružení či hmotnost lokomotiv a realizovatelnost těchto navržených parametrů pak ověřit základními výpočty.

Pro lokomotivní platformu bude v této diplomové práci navrženo také řešení podvozku lokomotiv a pozornost je dále věnována dimenzování nápravy dvojkolí. Návrh nápravy bude proveden dle normy ČSN EN 13 103 a následně ověřen pomocí metody konečných prvků. Výsledky těchto výpočtů budou v závěru práce porovnány a vyhodnoceny.



2. Rešerše lokomotiv pro těžkou traťovou službu

Segment lokomotiv pro těžkou traťovou službu i železniční nákladní doprava obecně musí čelit v novém století velkým výzvám, plynoucím jednak z čím dál větší přetíženosti tratí, vysokého stáří rozsáhlého vozového parku národních dopravců vzniklých rozpadem státních drah či nedostatku strojvedoucích a jejich zvýšené míry chybování. Pro udržení konkurenceschopnosti vůči kamionové dopravě je také čím dál více u vozového parku moderních nákladních dopravců požadována interoperabilita vozidel, kdy je kladen požadavek na provoz lokomotiv ve velkém počtu států Evropy s různými napájecími systémy, traťovými zabezpečovací a podobně. Další z nových výzev jsou pro výrobce lokomotiv nové normy TSI a jejich přísné emisní předpisy.

Tato rešerše je zaměřena na stroje vyskytující se ve vozových parcích dopravců operujících v České republice a na trhu střední Evropy, a to zejména na řešení jejich pohonů. Zmíněny jsou hlavně lokomotivy nové či rekonstruované na téměř nové stroje, které reagují na popsané trendy.

Způsobů, jak lze rozdělit nákladní lokomotivy je mnoho, od jejich funkce (posunovací, pro lehkou, střední či těžkou traťovou službu), dle výkonu či dle počtu náprav. V této práci bude dělení však provedeno na vozidla závislé a nezávislé trakce, kdy v prvním případě je pro vozidlo zdrojem energie trolej, kdežto vozidlo nezávislé trakce si zdroj energie veze s sebou. Toto rozdělení se jeví jako nejjednodušší a nejvíce vypovídající, přestože dalším z trendů v posledních letech je požadavek na technologii poslední míle, kdy lokomotiva závislé trakce má taktéž méně výkonný spalovací motor, který umožňuje dojezd několika posledních kilometrů mimo trolejové vedení. Je s podivem, že v segmentu lokomotiv s technologií poslední míle nebyl autorem nalezen příklad lokomotivy obsahující místo spalovacího motoru a nádrže na naftu pouze baterie, což je u trakčních jednotek osobní dopravy často používané řešení. Dalším z postupně se prosazujících trendů jsou dvousilové (dvouzdrojové) lokomotivy, které jsou schopny brát energii z troleje a v případě neelektrifikovaného úseku využívají výkonný spalovací motor.

U většiny velkých výrobců lokomotiv je kladen při návrhu nových lokomotiv velký důraz na modularitu konstrukčního řešení. Zjednodušeně se dá říci, že velká část prvků lokomotivy, od podvozků, přes hlavní rám či skříň, zůstávají stejné pro všechny verze lokomotiv trakce závislé (verze se liší například kvůli různým napájecím systémům, pro které jsou určeny) i trakce nezávislé. Tyto „rodiny“ lokomotiv budou zmíněny v závěru rešerše mimo rozdělení na vozidla závislé a nezávislé trakce. [3], [4], [5]

2.1. Lokomotivy nezávislé trakce

Nákladní doprava na neelektrifikovaných tratích je v České republice provozována diesel-elektrickými lokomotivami, jejichž data výroby sahají často hluboko pod rok 1980. Pro příklad, průměrné stáří lokomotivního parku dopravce ČD Cargo se pohybuje mezi 30 až 40 lety. Lehčím výkonům na vedlejších tratích nákladní dopravy dominují lokomotivy vyráběné v ČKD, v dnešní době téměř výhradně lokomotivy řady 742, těžší výkony obstarávají lokomotivní řady

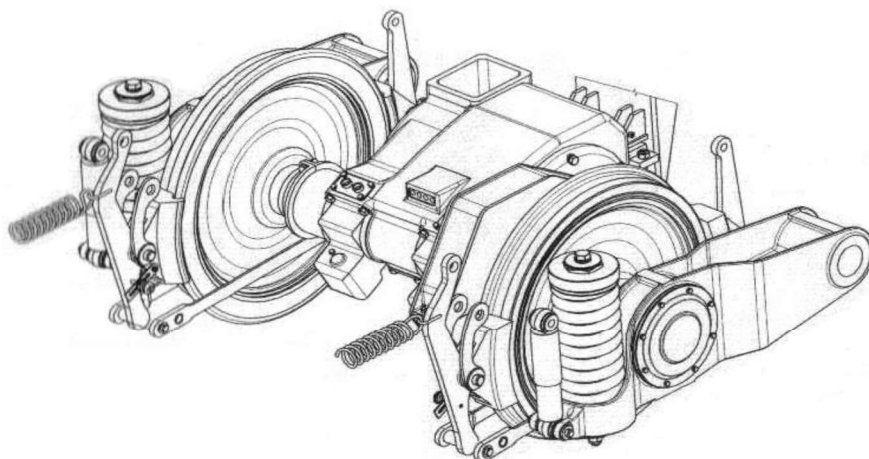


750, 749 a modernizované stroje řad 753.7 a 755. Lokomotivy ostatních řad pění na českých kolejích již „labutí píseň“.

Výše zmíněné lokomotivy však vzhledem ke svému stáří jsou poměrně nespolehlivé a jejich provoz se stává nerentabilní. Sehnat nové lokomotivy nezávislé trakce je však pro nákladní dopravce vzhledem k situaci na trhu poměrně komplikované, neboť nové velké lokomotivy se těžce shání a jejich cena je vysoká. To je způsobeno z velké míry novými emisními normami TSI, které donutily výrobce kompletně změnit původní osvědčený design diesel-elektrických lokomotiv. Nabízí se tedy možnost celkové kompletní modernizace, kdy z původní lokomotivy často zůstane pouze hlavní rám a renovované podvozky. Krom vysoké pořizovací ceny nových strojů pro nezávislou trakci je dalším velkým úskalím zvyšování hmotnosti lokomotiv. Vzhledem k využití lokomotiv nezávislé trakce na neelektrifikovaných, tedy povětšinou méně významných tratích, které často nedovolují použít stroje s nápravovým zatížením vyšším než 20 tun, se řada nových nabízených strojů právě tímto parametrem z vypsání soutěží diskvalifikuje. [4],[5]

2.1.1. CZ LOKO Effishunter 1000

Lokomotiva je určena pro posunovací i traťovou službu. Typ pojezdu lokomotivy je řešen jako B₀B₀ a pohon dvojkolí jako individuální příčný. Lokomotiva má tedy dva podvozky, kde v každém podvozku jsou dvě hnaná dvojkolí a každé dvojkolí je poháněné svým trakčním motorem, jehož rotor má osu rovnoběžnou s osou nápravy. Trakční motory jsou na nápravách uloženy pomocí valivých kuželíkových tlapových ložisek a reakčním závěsem jsou pružně uchyceny k rámu podvozku. Na hřídel trakčního motoru je nalisován pastorek, kterým teče hnací moment na velké ozubené kolo nalisované na nápravě. Toto řešení vyniká svou jednoduchostí, nicméně jeho hlavní nevýhodou je velké množství neodpružených hmot a je tak náchylnější na kvalitu železniční trati. Pro maximální rychlost lokomotivy 100 km/h je však toto řešení naprosto dostačující. Lokomotiva získává energii z uhlovodíkového paliva (nafty) pomocí vznětového spalovacího motoru Caterpillar, ze kterého je trakční výkon přenášen elektricky AC-AC. To znamená, že klikový hřídel spalovacího motoru je spojen přes hřídelovou spojku s trakčním alternátorem, který vyrábí střídavý elektrický proud. Ten přes trakční usměrňovač a individuální střídače teče do asynchronních trakčních motorů. Jak uspořádání pojezdu, tak přenos výkonu elektricky AC-AC lze označit jako nejrozšířenější konstrukční řešení u nových lokomotiv nezávislé trakce.



Obrázek 1 - Příklad pohonu tlakovým motorem uloženým v kluzných ložiskách na nápravě [1]

Jmenovitý výkon lokomotivy činí 895 kW, lokomotiva je schopna vyvinout tažnou sílu 267 kN. Koncept této lokomotivy byl využit i pro lokomotivy řady 742.71x pro ČD Cargo, u kterých dojde k využití rámu a podvozků z lokomotiv řady 742. [1], [2], [6], [7], [8]



Obrázek 2 - Lokomotiva Effiliner 1000 [6]

2.1.2. CZ LOKO Effiliner 2000

Lokomotiva vzniká přestavbou z lokomotiv řady 750, 752 a 753, ze kterých jsou využity pouze podvozky a hlavní rám. Effiliner je určen pro univerzální traťovou službu a jak v koncepci pojezdu, tak v konstrukčním řešení pohonu se shoduje s výše popsanou lokomotivou řady 744.1. Spalovací motor Caterpillar však dosahuje vyššího výkonu 1,55 MW, avšak lokomotiva je schopna vyvinout nižší maximální tažnou sílu 220 kN. Maximální rychlost lokomotivy činí 120 km/h. Obě zmiňované lokomotivy mají hmotnost na nápravu 20 tun a jsou tedy vhodné pro traťovou třídu C.

Výroba této poměrně úspěšné řady lokomotiv je však již minulostí, jelikož v únoru 2020 skončila výjimka pro jejich výrobu. Lokomotivy totiž nespĺňují nejnovější emisní limity. [1], [2], [6], [7], [8]



Obrázek 3 - Lokomotiva Effiliner 2000 [13]

2.1.3. CZ LOKO Effishunter 1600

Pojezd lokomotivy je tvořen dvěma třínápravovými podvozky, kdy každé dvojkolí je hnané vlastním příčně uloženým trakčním motorem (typ pojezdu $C_0' C_0'$). Trakční motory jsou uloženy na nápravách pomocí kluzných případně valivých tlapových ložisek a též jsou uchyceny pružně na rám podvozku. Pohon zajišťuje spalovací motor Caterpillar o výkonu 1,55 MW. Přenos výkonu je řešen jako AC-DC, spalovací motor je tedy napojen na trakční alternátor vyrábějící střídavý proud, který přes usměrňovač teče do stejnosměrných trakčních motorů. Hnací moment je z trakčního motoru na nápravu přenášen přes jednostupňovou nápravovou převodovku. Lokomotiva je navržena pro rychlost 90 km/h a dosahuje maximální tažné síly 383 kN. Lokomotiva váží 115,2 tun, hmotnost na nápravu tedy činí 19,2 tun. [1], [2], [5], [6], [7], [8]

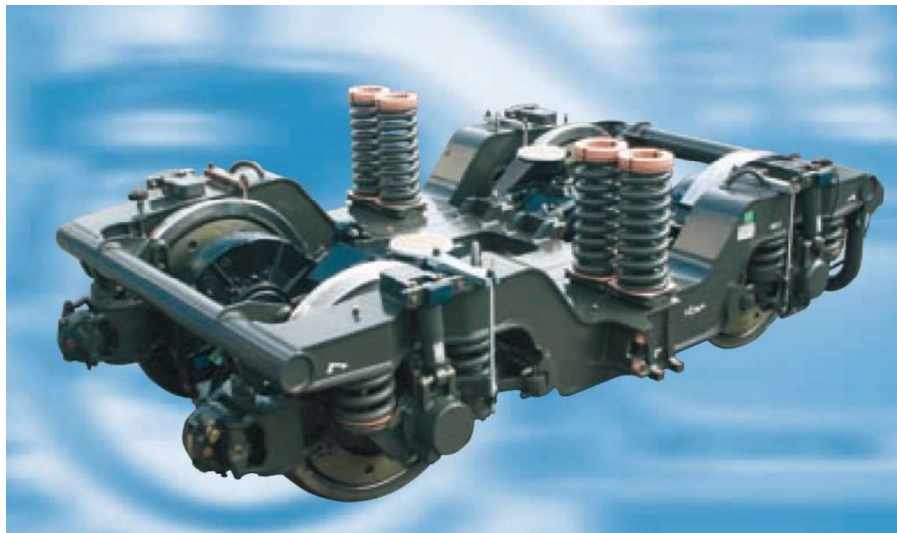


Obrázek 4 - Lokomotiva Effishunter 1600 [6]

2.1.4. Siemens ER20 Eurorunner

Lokomotiva vyráběná na počátku tohoto tisíciletí představuje jednu z nejmodernějších diesel-elektrických lokomotiv, kterou je možné na českých tratích potkat. ER20 je koncipována s pojezdem $B_0' B_0'$. Individuální pohon dvojkolí zajišťuje asynchronní motor, příčně uložený v podvozku. Trakční motor je uchycen přímo na rám podvozku a jeho výstupní hřídel je přes dvojitou sférickou zubovou spojku spojen s pastorkem jednostupňové nápravové převodovky. Velké ozubené kolo nápravové převodovky je nalisováno na nápravě dvojkolí. Skříň převodovky je uchycena v ložiskách na nápravě a pomocí pružné závěsky je upevněna na

příčný rám podvozku. Toto řešení částečně odpruženého individuálního pohonu dvojkolí snižuje množství nevypružených hmot o hmotnost motoru a část (zhruba 30%) hmotnosti nápravové převodovky.



Obrázek 5 - Podvozek Siemens SF3 pro lokomotivy ER20 [22]

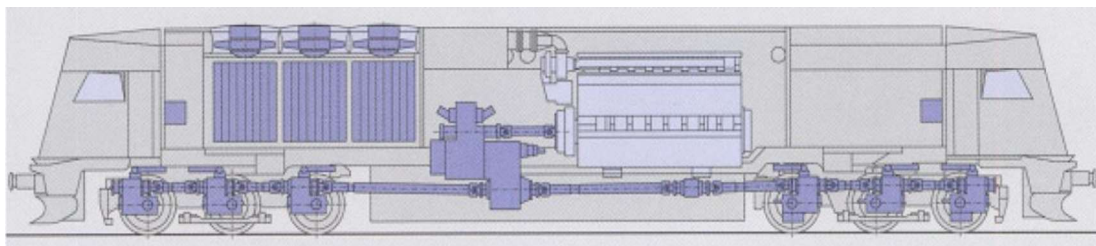
Přenos výkonu je řešen jako AC-AC, kdy šestnáctiválcový čtyřtaktní vznětový motor s maximálním výkonem 2 MW je hřídelovou spojkou přírubově spojen s alternátorem generujícím elektrický proud, který putuje přes usměrňovač a střídače do asynchronních trakčních motorů. Lokomotiva váží 80 tun, na každou z jejích náprav tedy připadá hmotnost 20 tun. [1], [2],[7], [8], [10], [22]



Obrázek 6 - Lokomotiva ER 20 [9]

2.1.5. VOITH Maxima 30CC a 40CC

Spíše jako zajímavost lze zmínit šestinápravovou diesel-hydraulickou lokomotivu Maxima s uspořádáním pojezdu $C_0' C_0'$ a ústředním pohonem dvojkolí. Přenos výkonu ze spalovacího vznětového čtyřdobého motoru s výkonem 2,75 MW u verze 30CC respektive 3,6 MW pro verzi 40CC probíhá přes hydrodynamickou převodovku se dvěma výstupy. Z každého výstupu vede k jednomu z podvozků kloubový hřídel, který je vstupem do nápravové převodovky vnitřního dvojkolí. Vstupní hřídele jednotlivých nápravových převodovek v podvozku jsou propojeny taktéž kloubovými hřídeli. Výhodou tohoto řešení je možnost přenesení velkého výkonu, malé nároky na údržbu i nižší pořizovací cena. Nevýhodou pak tvoří hlavně nízká účinnost hydrodynamické převodovky. I proto se lokomotivy s touto koncepcí pohonu výrazněji neprosadily. Firma Voith a licenčně firma Legios jich vyrobily celkem 19. [1],[2],[11]



Obrázek 7 - Řešení ústředního pohonu lokomotivy Maxima [2]



Obrázek 8 - Lokomotiva Maxima [2]

2.2. Lokomotivy závislé trakce

Obnova taktéž zastaralého lokomotivního parku českých dopravců trakce závislé je pro dopravce výrazně jednodušší, jelikož na trhu existuje několik vysoce výkonných ověřených lokomotiv. Lze konstatovat, že regionu střední Evropy vládou lokomotivy z rodin Siemens Vectron a Bombardier TRAXX.

2.2.1. CZ LOKO Effiliner 3000

Dvousystémová elektrická lokomotiva (3 kV DC a 25 kV / 50 Hz AC) vzniká přestavbou belgických lokomotiv Class 12. Pojezd lokomotivy je uspořádání B₀'B₀'. Pohon každého dvojkolí tvoří příčně uložený trakční motor uchycený na nápravě v tlakových ložiskách a pružně na rámu podvozku. Hnací moment je přenášen z trakčního motoru na pastorek, který zabírá s velkým ozubeným kolem nalisovaným na nápravě. Výkon lokomotivy činí 2,9 MW a její maximální tažná síla je 225 kN. Hmotnost lokomotivy činí 85 tun, což znamená nápravové zatížení 21,25 tun. Lokomotiva Effiliner 3000 tak nabízí výrazně levnější alternativu středoevropským dopravcům k vysoce výkonným třísystémovým lokomotivám, které mohou být pro použití na některé výkony v tomto regionu příliš drahé. [1], [2], [6]

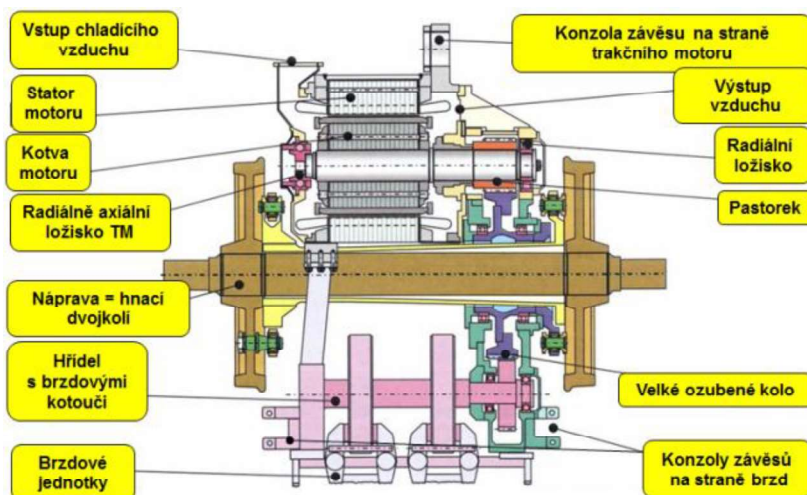


Obrázek 9 - Lokomotiva Effiliner 3000 [6]

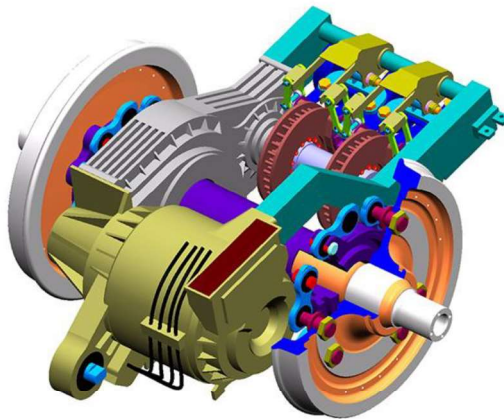
2.2.2. Siemens ES 64 U4 Europrinter

Lokomotiva hojně se vyskytující na tratích střední Evropy je předchozí vývojovou generací před lokomotivami Vectron. Lokomotiva je konstruována jako vícesystémová s několika variantami pro provoz v daných zemích.

ES 64 U4 má klasické uspořádání pojezdu $B_0'B_0'$. Při konstrukci pohonu bylo dbáno na co největší snížení dynamických účinků vozidla na trať, a tudíž byly zredukovány nevypružené hmoty. Z tohoto důvodu byl zkonstruován zcela odpružený pohon HAB, ve kterém trakční motor s převodovkou tvoří odpružený integrovaný pohonný blok. Součástí pohonu HAB je i brzdový hřídel se dvěma brzdovými kotouči. Jeho pastorek je v záběru s velkým ozubeným kolem převodovky. Brzdový moment je tak násoben převodem brzdového pastorku s velkým ozubeným kolem převodovky. Hnací moment teče z asynchronního trakčního motoru přes pastorek na velké ozubené kolo převodovky. Z něho je přes vícejنيčkovou spojku přenášen na dutou výstupní kloubovou hřídel obepínající nápravu dvojkolí. Tato dutá kloubová hřídel je poté přes vícejنيčkovou spojku připojena k disku kola.



Obrázek 10 - Schéma pohonu HAB [2]



Obrázek 11 - Pohon HAB [12]

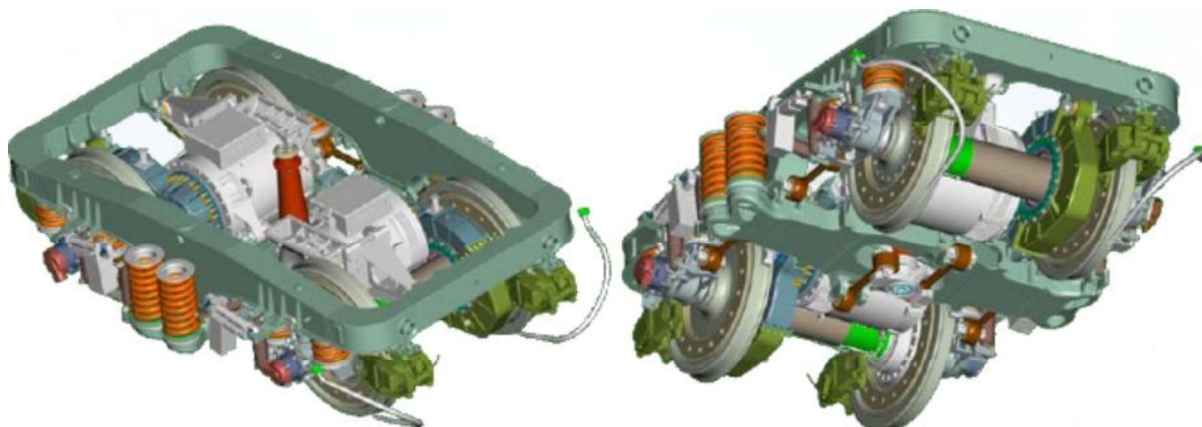
Lokomotiva dosahuje 6,4 MW výkonu a 300 kN maximální tažné síly. Hmotnost lokomotivy je 87 tun (21,75 tun na nápravu) a její maximální rychlost až 230 km/h. Europrinter se také zapsal do dějin drážní historie, když roku 2006 přepsal rekord nejvyšší dosažené rychlosti konvenční lokomotivou. Rekord této lokomotivy činil 357 km/h. I přes velký úspěch této lokomotivy se od tohoto revolučního řešení podvozků u nových lokomotiv ustoupilo, a to z důvodu velké konstrukční komplikovanosti a ceny pohonu. [1], [2], [14], [15]



Obrázek 12 - Lokomotiva Europrinter [9]

2.2.3. Škoda 109E Emil Zátopek

K nákladní dopravě se tyto české vícesystémové (3 kV DC, 15kV / 16,66 Hz a 25 kV / 50Hz AC) lokomotivy dostaly pouze při zkušebním provozu, nicméně jejich použití pro těžkou traťovou službu je možné. Lokomotiva je řešena jako čtyřnápravová s uspořádáním pojezdu B₀B₀. Pohon zajišťují čtyři příčně uložené asynchronní motory o celkovém výkonu 6,4 MW. Motor je uchycen k rámu podvozku pomocí konzoly a jeho stator je přírubově spojen s převodovkou. Trakční moment teče z motoru na letmo uložený pastorek a přes velké ozubené kolo na dutou hřídel obepínající nápravu. Dále pak přes sférickou zubovou spojku na jedno z kol dvojkolí. Na straně převodovky je dutá hřídel spojena s velkým ozubeným kolem převodovky přes vícejehňkovou spojku.



Obrázek 13 - Řešení podvozku lokomotivy 109E [23]

Lokomotiva dosahuje maximálního výkonu 6,4 MW a maximální tažné síly 274 kN. Maximální rychlost lokomotivy činí 200 km/h. [1], [2], [16]



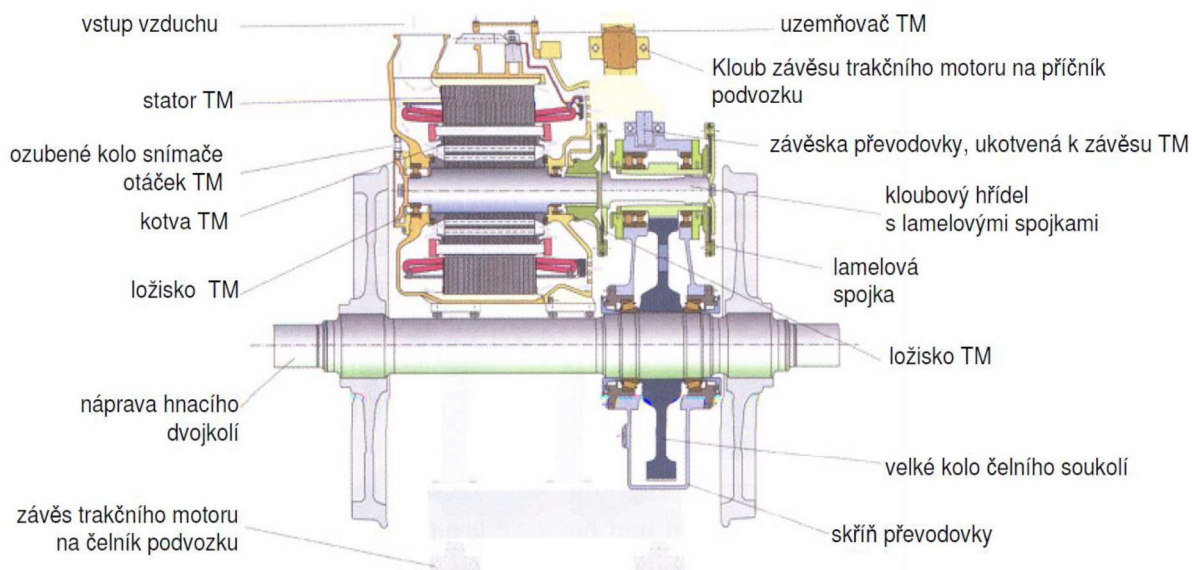
Obrázek 14 - Lokomotiva 109E [9]

2.3. Modulárně řešené lokomotivní rodiny

2.3.1. Siemens Vectron

Lokomotivy Vectron jsou dalším vývojovým stupněm vyvinutým z předešlých řad lokomotiv ER 20 a ES 64. Lokomotiva je řešena jako modulární a je nabízena jak ve třech verzích závislé trakce, tak i ve verzi trakce nezávislé, a dokonce i v kombinaci obou systémů.

Pojezd lokomotivy je řešen klasickým uspořádáním $B_0'B_0'$, kdy asynchronní trakční motory jsou pružně uloženy na rámu podvozku a to tříbodově – závěsem ke střednímu příčnicku, a dvouramennou konzolí k čelníku podvozku. Výstupní hřídel asynchronního motoru pohání kloubový hřídel s lamelovými klouby. Tento kloubový hřídel prochází dutým pastorkem (tzv. pinion hollow shaft drive). Velké ozubené kolo jednostupňové převodovky je nalisováno na nápravě. Jedná se tak o částečně odpružené řešení pohonu dvojkolí, kdy neodpruženou hmotu tvoří větší část hmotnosti převodovky upevněné na konzoly trakčního motoru.



Obrázek 15 - Řešení pohonu lokomotiv Vectron [1]

Pohon diesel-elektrické verze je koncipován jako AC-AC, výkon spalovacího motoru dosahuje 2,4 MW. Lokomotiva je schopna vyvinout tažnou sílu 300 kN a její maximální rychlost činí 160 km/h. Hmotnost diesel-elektrické verze se pak pohybuje v rozmezí 82 až 88 tun v závislosti na výbavě lokomotivy. Lze se tedy ptát, zda cenou za snahu o co největší modularitu lokomotiv závislé a nezávislé trakce není zvýšení hmotnosti lokomotivy, jelikož všechny výše zmíněné diesel-elektrické lokomotivy dosahují nižších hodnot zatížení na nápravu. Celkem překvapivé je, že Siemens zatím vyrobil pouze jednotky kusů diesel-elektrických Vectronů, což je oproti elektrické verzi zanedbatelný počet, a jedním z důvodů malého zájmu o tyto lokomotivy může být právě vysoká hmotnost lokomotivy, a tudíž i nemožnost zajíždět na vedlejší tratě, kde jsou právě často diesel-elektrické stroje potřeba. Dalším z faktorů neúspěchu diesel-elektrické verze může být vysoká pořizovací cena.

V kategorii závislé trakce nabízí společnost Siemens verze DC, AC a MS tedy pro stejnosměrné a střídavé napěťové systémy a verzi umožňující jízdu v obou napěťových soustavách. Jelikož napětí v troleji je v různých státech jiné, Siemens nabízí variabilitu i v rámci těchto tří verzí. Lokomotiva dosahuje v soustavě napájené střídavým proudem výkonu až 6,4 MW, ve stejnosměrné napěťové soustavě pak 5,2 MW. Rozjezdová trakční síla dosahuje hodnoty až 320 kN. Technologie poslední míle je u lokomotivy Vectron taktéž v nabídce. [1], [2],[17],[18]

Další zajímavou variantou lokomotivy z platformy Vectron je verze Dual Mode, která představuje dvousilové (dvouzdrojové) vozidlo umožňující jízdu na naftu nebo na trakční elektrinu. Lokomotiva dosahuje výkonu 2 MW v obou režimech jízdy. Výrazně nižší výkon při jízdě v režimu závislé trakce oproti jiným verzím Vectronu umožnilo zmenšení elektrických komponent. Tím se povedlo vyřešit jejich uspořádání ve strojovně i se spalovacím motorem, jeho chlazením, trakčním alternátorem a dalšími součástmi potřebnými pro jízdu mimo trolejové vedení.



Obrázek 16 - Rozložení strojovny lokomotivy Vectron Dual Mode [25]

Lokomotiva je ideálním řešením pro dopravce, kteří potřebují absolvovat část cesty vlaku mimo trolejové vedení, odpadá jim tak nutnost přepřahání lokomotiv nebo neekonomické a neekologické řešení použití lokomotiv nezávislé trakce na tratích s trakčním vedením. To je běžná praxe i na tratích ČR, kdy jsou vlaky některých českých soukromých dopravců taženy po elektrifikovaných tratích lokomotivami trakce nezávislé, a to poměrně běžně i stovky kilometrů. Vectron Dual Mode je však navržen pouze pro provoz v německé železniční síti, tedy v elektrické části jako jednosystémový. Další nevýhodou tohoto konceptu může být jeho nápravové zatížení 22,5t, což může být u neelektrifikovaných, a tedy většinou i méně významných tratí příliš. [1], [2],[17],[18]

Za zmínku stojí také nákladní lokomotiva Smartron vycházející z platformy lokomotiv Vectron, která je však uzpůsobena pouze pro německý trh a zákazník tedy ztrácí možnost volby trakčních systémů, v kterých je lokomotivu možno provozovat, osazených traťových zabezpečovačů, maximální rychlosti atp. Cílem této verze platformy bylo razantní snížení ceny. Cena vícesystémové lokomotivy Vectron se pohybuje kolem 5 milionů EUR a lokomotivu Smartron je možné pořídit zhruba za 3 miliony EUR. [26]

2.3.2. Bombardier TRAXX

Již třetí generaci lokomotiv z rodiny TRAXX představila společnost Bombardier Transportation. I tato společnost sází na co největší modularitu a nabízí několik verzí svých lokomotiv s velkou konstrukční podobností. K dispozici zákazníkům jsou verze jednosystémové či vícesystémové, verze s dojezdem poslední míle i verze diesel-elektrická. Všechny lokomotivy jsou koncipovány s pojezdem B₀'B₀' se dvěma dvounápravovými trakčními podvozky obchodního označení FLEXX. Pohon dvojkolí zajišťuje příčně uložený asynchronní trakční motor tvořící s jednostupňovou nápravou převodovkou celistvou jednotku. Motor je uchycen pružně pomocí pryžokovových prvků k příčnickům rámu podvozku a pomocí konzole a pryžového prvku k čelníku podvozku.



Obrázek 17 - Pohon Mitrac 3000 použitý u lokomotiv Traxx [19]

Nejnovější vícesystémová verze MS3 dosahuje maximálního výkonu 6,4 MW a maximální trakční síly 340 kN. K dispozici jsou i verze AC3 a DC3 pro střídavě respektive stejnosměrně napájenou trakční soustavu. Ke každé verzi lze doplnit modul poslední míle.

Diesel-elektrická verze označená DE ME se od ostatních výše zmíněných diesel-elektrických lokomotiv liší. Zkratka ME v názvu lokomotivy znamená totiž multi-engine, tedy více spalovacích motorů, a lokomotiva má hned čtyři, každý o výkonu 540 kW. Použití čtyř motorů na místo klasického jednoho o vyšším výkonu má hned několik výhod. Asi největší je nižší spotřeba paliva, jelikož když není třeba plného výkonu je možné některé motory vypnout. Dále pak výrobce uvádí výrazně nižší servisní náklady a toto řešení dosahuje skvělých výsledků v poslední době velmi skloňovaných emisích. Nevýhodou řešení je pak vyšší pořizovací cena oproti jednomotorové verzi.

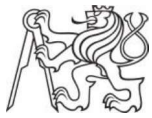
Verze je pak vybavena AC-AC přenosem výkonu, kdy každý spalovací motor je spojen s vlastním trakčním alternátorem, a je posazena na již zmíněných podvozcích FLEXX. Maximální tažná síla lokomotivy je 300 kN. Lokomotiva váží 82 tun. [1],[2],[7],[8],[19],[20]



Obrázek 18 - Lokomotiva TRAXX DE ME [9]

2.3.3. Pesa Gama

Dalším z výrobců, který se rozhodl jít cestou modularity, je polská společnost Pesa. Její platforma Gama nabízí diesel-elektrickou verzi i jedno či více systémové verze lokomotiv závislé trakce. Lokomotivu je možné také vybavit systémem poslední míle s komerčním názvem Marathon, u kterého výrobce slibuje minimální dojezd 42 km. Vozidla jsou



koncipována jako čtyřnápravová s uspořádáním $B_0'B_0'$. Podrobnější řešení pohonu dvojkolí se nepodařilo zjistit.

U diesel-elektrické verze Gama 111Dd se spalovacím motorem o výkonu 2,4 MW dochází k přenosu výkonu AC-AC. Vícesystémová elektrická verze 111MS dosahuje výkonu 6,4 MW. [7], [21]



Obrázek 19 - Lokomotiva Gama 111Dd [9]

3. Návrh platformy lokomotiv

Z provedené rešerše je patrné, že na středoevropském trhu během několika let vznikne velká poptávka po nových diesel-elektrických lokomotivách s výkonem až 2 MW. Přední evropské výrobci však takovéto lokomotivy nabízejí jako verzi svých platform, což má za následek překročení hodnoty nápravového zatížení 20 tun. Splnění tohoto požadavku přitom může být klíčové pro velkou část nákladních dopravců, jelikož většina výkonů diesel-elektrických strojů je vykonávána na tratích menšího významu s častým omezením maximálního nápravového zatížení na 20 tun (traťová třída C dle ČSN EN 15 528).

Z tohoto důvodu by koncept nové čtyřnápravové diesel-elektrické lokomotivy s výkonem 2,4 MW a hmotností 80 tun mohl slavit úspěch a bude výchozím bodem vývoje platformy lokomotiv navržené v této práci.

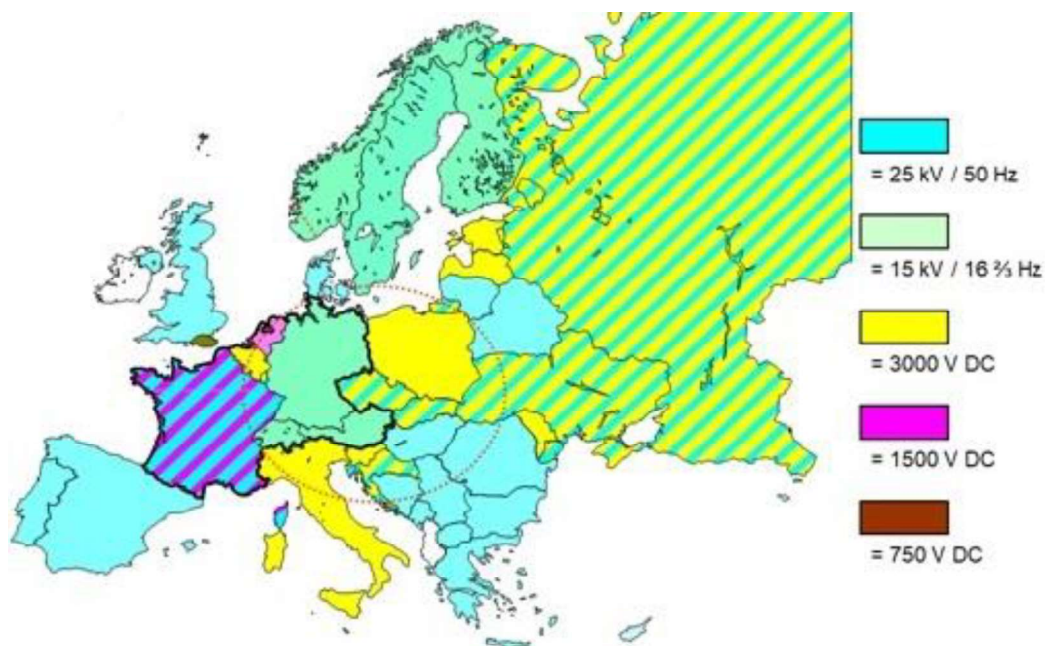
V kategorii závislé trakce je naopak konkurence velká a hlavní hráči Siemens a Bombardier svými platformovými řešeními Vectron a Traxx naprosto dominují. Elektrická verze navrhované platformy tedy může konkurovat těmto dvěma dominantním hráčům snahou nabídnout lokomotivu stejně výkonnou, která však bude uzpůsobena středoevropskému trhu a nákladní dopravě, a to zejména cenou a jednoduššími technickými řešeními, která mohou být použita i kvůli nižší maximální rychlosti lokomotivy. Vzhledem k zatím nejednotnému napájecímu systému v regionu střední Evropy však nelze předpokládat tak razantní snížení ceny jako u lokomotiv Smartron.

Další velkou výhodou vyvinutí platformy lokomotiv, je rozložení ceny za vývoj do více nabízených produktů. Dále lze předpokládat snížení výrobních cen za komponenty, které budou na obou lokomotivách stejné, technologické přípravy atp. Nemalou konkurenční výhodou je pak rychlost dodání objednaných lokomotiv, jelikož lokomotivy budou už vyprojektované a hrubá stavba, rámy podvozků a další komponenty mohou být vyráběny bez ohledu na konkrétní zakázky.

Při předpokladu, že u nákladních dopravců bude největší zájem o diesel-elektrickou verzi platformy, která nebude mít tak silnou konkurenci na trhu, lze označit za velkou výhodu pro případné zákazníky nabídku verze elektrické. Zákazník při koupi lokomotiv jedné platformy trakce závislé i nezávislé výrazně ušetří při servisu lokomotiv, zaškolování personálu či výbavou opravárenských prostor. Další zamýšlenou výhodou konceptu platformy je bezproblémová komunikace mezi vozidly při jejich vícenásobném spřažení, což se v posledních letech ukazuje jako problém u lokomotiv různých výrobců.

Mezi nevýhody platformového řešení patří především nárůst hmotnosti méně výkonných verzí lokomotiv, které používají platformové součásti navržené pro vyšší výkony a jsou tedy pro některá použití předimenzovány.

V této diplomové práci budou rozpracovány návrhy dvou základních verzí nové lokomotivní platformy, a to provedení diesel-elektrické (DE) lokomotivy a dvousystémové lokomotivy závislé trakce pro provoz v napájecí soustavě 3 kV stejnosměrného proudu a 25 kV / 50 Hz střídavého proudu. Tyto dvě napájecí soustavy jsou provozovány mimo jiné v ČR, SR, Polsku, Maďarsku, ve všech státech Pobaltí i Balkánu, viz níže přiložený obrázek.



Obrázek 20 - Evropské napájecí soustavy [1]

Trakční soustava 25 kV / 50 Hz AC je projektována i pro projekt Rail Baltica, který propojí státy Pobaltí a lze předpokládat poptávku po moderních strojích po dokončení této stavby.

Z provedené rešerše vyplývá, že by neměl být problém lokomotivu osadit i přístroji pro napájecí systém 15kV / 16,66 Hz, používaný hlavně v Německu. Vzhledem k faktu, že platforma bude cílit na trh střední, východní Evropy a Balkánu, nebude schopnost jízdy pod tímto napájecím systémem v základním návrhu uvažována. [26]

Výše zmíněné dvě verze lokomotivní platformy, jejichž základní návrh bude rozpracován v této práci, mohou dále posloužit pro vývoj dalších platformových lokomotiv. Výběr diesel-



elektrické a elektrické verze byl proveden i z důvodu jejich hmotnosti, kdy lze DE verzi uvažovat jako nejllehčí a elektrickou verzi jako nejtěžší možné platformové řešení lokomotivy. Níže uvedené další alternativní verze lokomotivní platformy se budou se svojí hmotností pohybovat v rozmezí hmotností těchto dvou verzí.

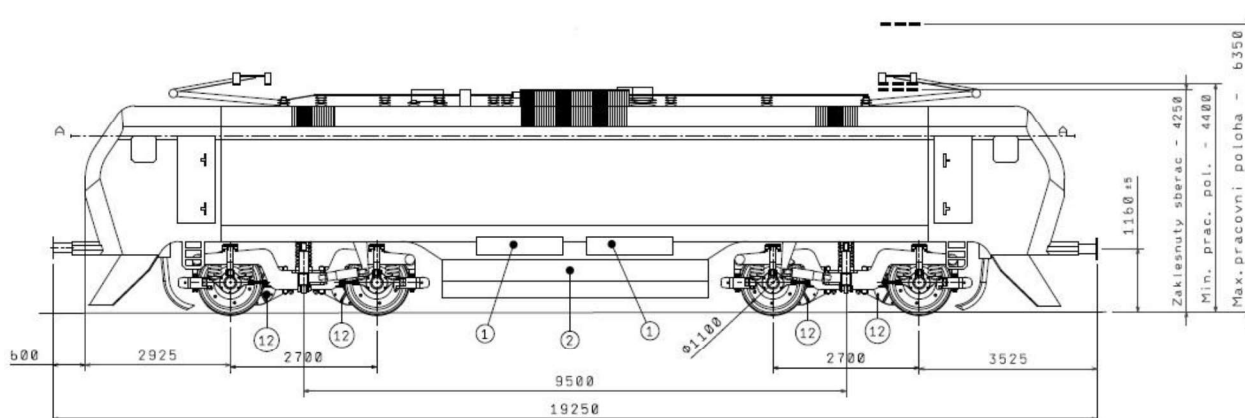
Nabízí se například verze kombinující trakci závislou a nezávislou, kdy při jízdě po neelektrifikovaných úsecích bude lokomotivu pohánět baterie, spalovací motor, vodíkový článok či kombinace jmenovaných možností. Vzhledem ke stále většímu zpřísnění emisních limitů se také nabízí možnost vyvinout hybridní verzi nezávislé trakce s kombinací spalovacího motoru, pracujícího v optimálním bodu, při kterém dosahuje nejnižších emisí, a baterií, které vykrývají výkonové špičky.

3.1. Parametry základních verzí platformy

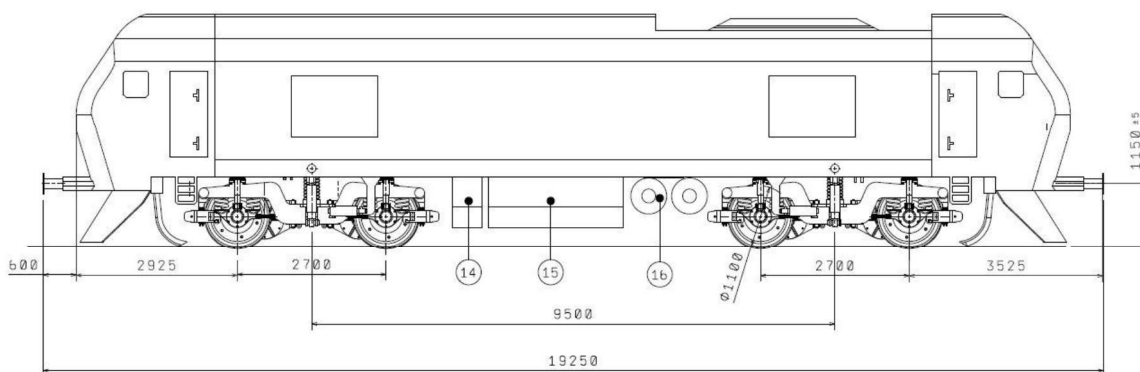
Základní rozměry lokomotiv byly zvoleny na horním okraji možností daných maximálním konstrukčním obrysem a oproti mnoha stávajícím strojům vyšší, a to hlavně z důvodu snahy o vytvoření dostatečného místa ve strojovně pro osazení diesel-elektrické verze spalovacím motorem s vysokým výkonem, který bude splňovat soudobé emisní normy.

Parametr	elektrická verze	diesel-elektrická verze
Trakce	závislá - 3kV a 25kV / 50 Hz	nezávislá
Řešení pojezdu	B ₀ 'B ₀ '	
Maximální výkon	6 MW	2,4 MW
Maximální tažná síla	315 kN	
Max. rozjezdové zrychlení	0,35 m/s ²	
Maximální rychlost	140 km/h	
Rozchod	1435 mm	
Minimální traťový oblouk	150 m	
Průměr kol (opotřebený)	1100 (1020) mm	
Počet náprav	4	
Max. nápravové zatížení	22,5 t	20 t
Rozvor podvozku	2,7 m	
Vzdálenost otočných čepů	9,5 m	
Maximální šířka lokomotivy	2,76 m	
Délka přes nárazníky	19,25 m	

Tabulka 1 - Základní parametry verzí platformy lokomotiv



Obrázek 21 - Boční pohled v měřítku 1:50 z typového výkresu elektrické verze lokomotivní platformy



Obrázek 22 - Boční pohled v měřítku 1:50 z typového výkresu DE verze lokomotivní platformy

3.2. Elektrická verze – základní představení

Lokomotiva je v základní verzi koncipována jako dvousystémová pro napájecí soustavy 3kV DC a 25kV / 50 Hz AC. Maximální hmotnost na nápravu dosahuje hodnoty 22,5 tuny. Hlavní brzdou je brzda elektrodynamická umožňující rekuperaci energie. Záložní a parkovací brzdou je pak brzda kotoučová, kdy jsou kotouče umístěny na obou stranách desky kola.



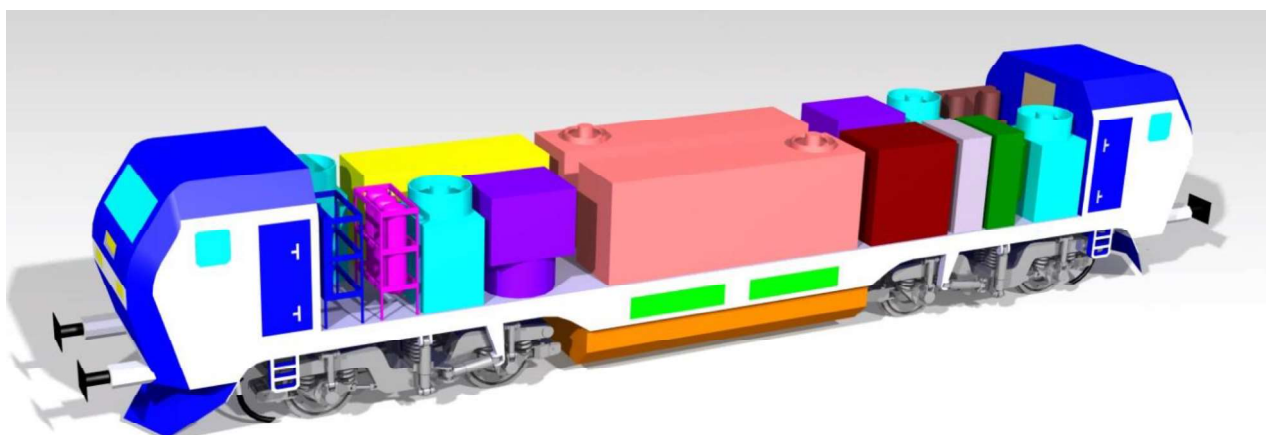
Obrázek 23 - Vizualizace elektrické verze platformy













Ve strojovně lokomotivy se nacházejí dvě trakční měničové skříně umístěné symetricky vůči osám x a y. V těchto skříních se nachází pulsní usměrňovače, stejnosměrný meziobvod, dvojice



trakčních střídačů, brzdné měniče a měnič pomocných pohonů. Dále se ve strojovně nachází dvojice vzduchem chlazených bloků brzdových odporníků, které slouží při elektrodynamickém brzdění ke zmaření energie, kterou nelze vrátit do napájecí sítě ani využít k dobíjení baterií či napájení pomocných pohonů. Chlazení brzdových odporníků zajišťuje ventilátorové ústrojí, které je součástí popisovaného bloku. Dále strojovna obsahuje vysoušeč vzduchu spolu s kompresorem, hasicí zařízení, skříň zabezpečovacích přístrojů, skříň přístrojů pro střídavý, respektive stejnosměrný napájecí proud, pomocné vzduchojemy a pneumatickou desku. Hlavní vzduchojem je pak umístěn mezi podvozkem a smetadlem (čelním krytem podvozku).

Světle modře jsou ve schématickém obrázku strojovny 24 označeny chladicí bloky trakčních motorů. Ty jsou vzduchem chlazené s nucenou ventilací a každý dosahuje jmenovitého výkonu 1,5 MW. Zespolu na rám lokomotivy je souměrně s osami x a y umístěn trakční transformátor, který mění střídavý proud 25 kV a též napájí i pomocné pohony. Na rám podvozku jsou dále umístěny olověné gelové baterie.



	baterie		trakční měnič		pneumatická deska
	transformátor		odporník		hasicí zařízení
	chlazení trakčních motorů		vysoušeč vzduchu		skříň přístrojů AC+DC
	pomocné vzduchojemy		nabíječ baterie		skříň zabezpeč. zařízení

Obrázek 24 - Uspořádání strojovny elektrické verze platformy lokomotiv

3.3. Diesel elektrická verze – základní představení



Obrázek 25 - Vizualizace DE verze lokomotivní platformy

Základní vizí vzniku této verze bylo dodržení nápravového zatížení 20 tun na nápravu i přes mnoho platformových součástí, které jsou pro diesel-elektrickou verzi předdimenzované. „Srdcem“ lokomotivy je přeplňovaný šestnáctiválcový spalovací motor MTU 16V 4000 R84 s výkonem 2,4 MW. Zvolený motor splňuje nejnovější standardy Evropské unie pro dieselové motory EU Stage V, vydané v roce 2019. Motor je vybaven dvoustupňovým turbodmychadlem, systémem vstřikování paliva common rail, systémem recirkulace výfukových plynů či filtrem pevných částic. Motor pohání trakční alternátor, generátor palubní sítě a topný generátor. Výkon, který odeberou pomocné pohony, je předběžně odhadnut na 400 kW, tudíž trakční výkon na kolech lokomotivy bude dosahovat 2 MW. Přenos výkonu je realizován jako elektrický AC-AC, jak je tomu u moderních lokomotiv již standardem. [29] [30]

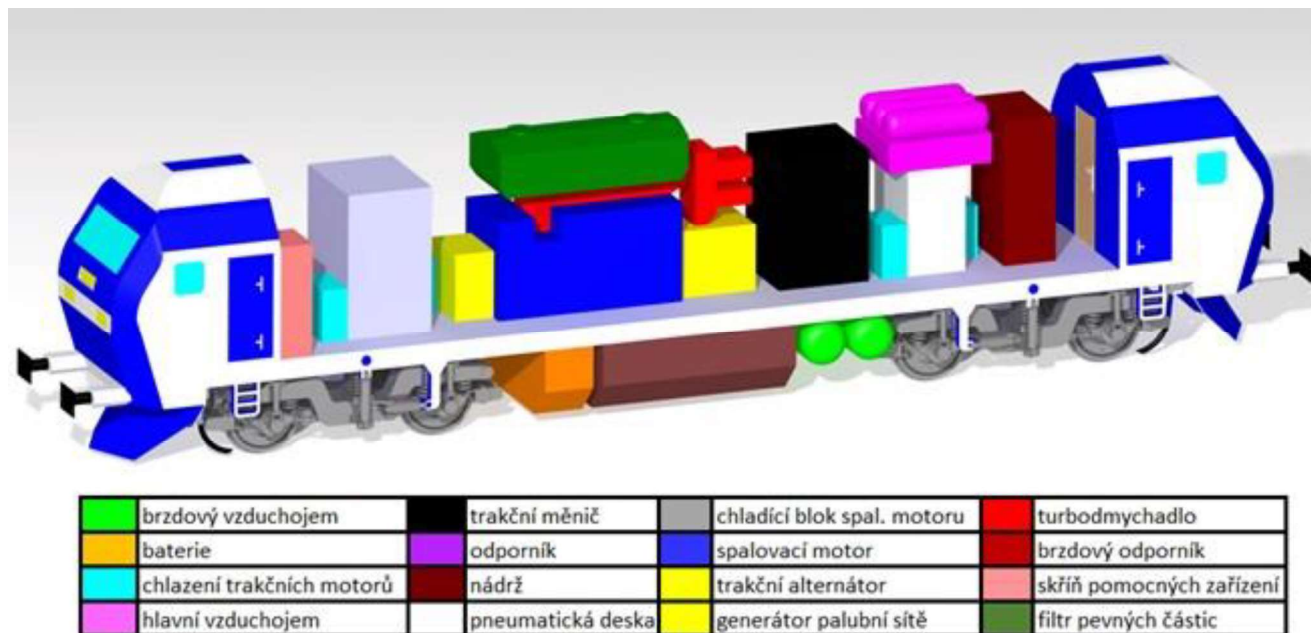


Obrázek 26 - Motor MTU 16V 4000 R84 [29]

Provozní brzda lokomotivy je brzda elektrodynamická, záložní a parkovací brzda je provedena jako kotoučová, kdy jsou kotouče umístěny na obou stranách desky kola. Při brzdění elektrodynamickou brzdou dochází k rekuperaci energie, která napájí pomocné pohony a

dobíjí olověné gelové baterie. Zbytek nevyužitá energie se maří na teplo ve dvou brzdových odpornících. Chlazení odporníků zajišťuje ventilátorové ústrojí.

Rozmístění další komponent stroje je patrné ze schématického obrázku 27.

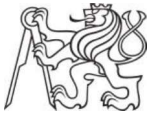


Obrázek 27 - Schéma rozmístění stroje DE verze platformy

3.4. Koncept podvozků platformy

Podvozky jednotlivých verzí platformy jsou navrženy s ohledem na co nejvíce společných komponent. Jediným komponentem, který se v podvozcích jednotlivých platform bude lišit, je trakční motor a jeho uložení v podvozku. U diesel-elektrické verze bude motor s menším výkonem 500 kW, který bude uchycen ke střednímu příčnicku rámu podvozku pomocí pryžokovových prvků. U verze elektrické bude trakční motor o výkonu 1500 kW zavěšen rovněž pomocí pryžokovových prvků ke střednímu příčnicku rámu podvozku, ale vzhledem k jeho vyšší hmotnosti a momentům setrvačnosti bude dále uchycen konzolou k čelníku rámu podvozku pomocí pryžokovového válcového čepu. V obou případech budou tedy trakčnímu motoru umožněny pohyby v příčném směru a jeho natáčení vůči rámu podvozku díky deformaci pryžokovových prvků.

Přenos trakčního výkonu z motoru na dvojkolí bude prováděn pomocí kloubového hřídele, který bude prostrčen dutým pastorkem nápravové převodovky. Kloubový hřídel bude vybaven dvojicí diskových kloubů (nebo lamelových spojek), umožňujících spojení s hřídelem kotvy trakčního motoru a s pastorkem částečně odpružené nápravové převodovky. Pružná deformace lamelových spojek či diskových kloubů umožní kompenzovat vzájemné relativní pohyby trakčního motoru a nápravové převodovky. Tento koncept byl zvolen v rámci snahy o ponechání co největšího prostoru pro trakční motor, který při zmiňovaném výkonu u verze elektrické bude zaplňovat většinu volného místa mezi dvojkolím a příčnickem rámu podvozku.



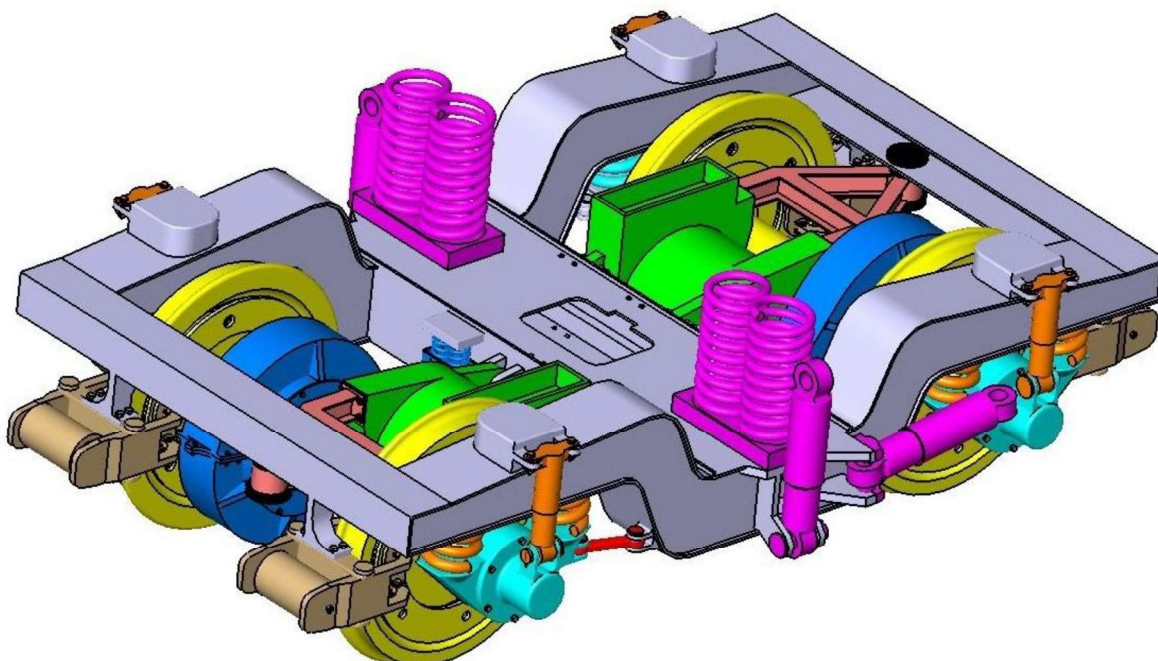
Jednostupňová nápravová převodovka bude pro všechny verze lokomotiv stejná a bude se skládat z dutého pastorku a děleného velkého ozubeného kola, jehož náboj bude nalisován na nápravu. Dělené velké ozubené kolo bylo zvoleno z důvodu snahy o snížení ceny, kdy věnec kola s ozubením bude vyroben z kvalitnější a dražší oceli než náboj ozubeného kola. Skříň převodovky bude založiskována přímo na náboji velkého ozubeného kola a vytváří tak kompaktní nápravovou převodovku. Navržené řešení velkého ozubeného kola může v případě potřeby umožnit jeho tangenciální odpružení.

U verze diesel-elektrické může být nabízena verze s plným pastorkem, který je spojen s rotorem trakčního motoru pomocí dvojité sférické zubové spojky. Toto řešení může přinést částečné snížení ceny lokomotiv, nicméně přichází o výše zmíněné výhody platformových dílů.

Návrhu dvojkolí a vypružení, které bude též stejné pro všechny navrhované lokomotivy, se věnuje kapitola 7 a kapitola 9 této práce.

Rám podvozku bude proveden jako svařenec a je navržen jako uzavřený vnější rám se sníženou střední částí. Čelníky budou provedeny jako dovnitř orientované C profily, ve kterých budou připraveny díry pro uchycení pryžokovových čepů spojujících rám podvozku a konzolu držící trakční motor.

Přenos tažných a brzdných sil mezi dvojkolím a rámem podvozku bude řešen pomocí ojnicek. Přenos tažných a brzdných sil z rámu podvozku na skříň lokomotivy bude realizován pomocí otočného čepu, který bude ukotven do středníku rámu podvozku pomocí předepjatých pryžových prvků. Toto konstrukční řešení se snaží snížit cenu lokomotiv, jelikož běžně používaný leminiskátový mechanismus je relativně drahý. Další motivací je pak snaha o snížení hmotnosti pojezdu. Zároveň toto řešení zamezuje rázům, které by vznikaly při použití pevných dorazů, které byly využívány v minulosti. Tyto prvky budou uchyceny ve spodní části středníku podvozku, aby bylo zajištěno přiblížení se k mechanickému optimu neboli aby byly minimalizovány změny kolových sil způsobené vlivem naklonění podvozků při přenosu tažných či brzdných sil. Tvar pryžových prvků zajistí dostatečnou tuhost v podélném směru a zároveň malou tuhost v příčném směru, aby tyto prvky nezvyšovaly tuhost příčného vypružení. Pryžové prvky budou namáhány na tlak při přenosu brzdných a tažných sil a na smyk při relativním svislém pohybu skříně vůči podvozku. To, že prvky nebudou v žádném případě namáhány na tah, což by bylo pro pryžové prvky nepřijatelné, zajistí namontování prvků s dostatečným předpětím.



	rám podvozku		nápravové ložisko		nápravová převodovka		ojnice		konzola uchycení TM
	dvojkolí		primární vypružení		trakční motor		brzdová jednotka		sekundární vypružení

Obrázek 28 - Podvozek lokomotivní platformy,

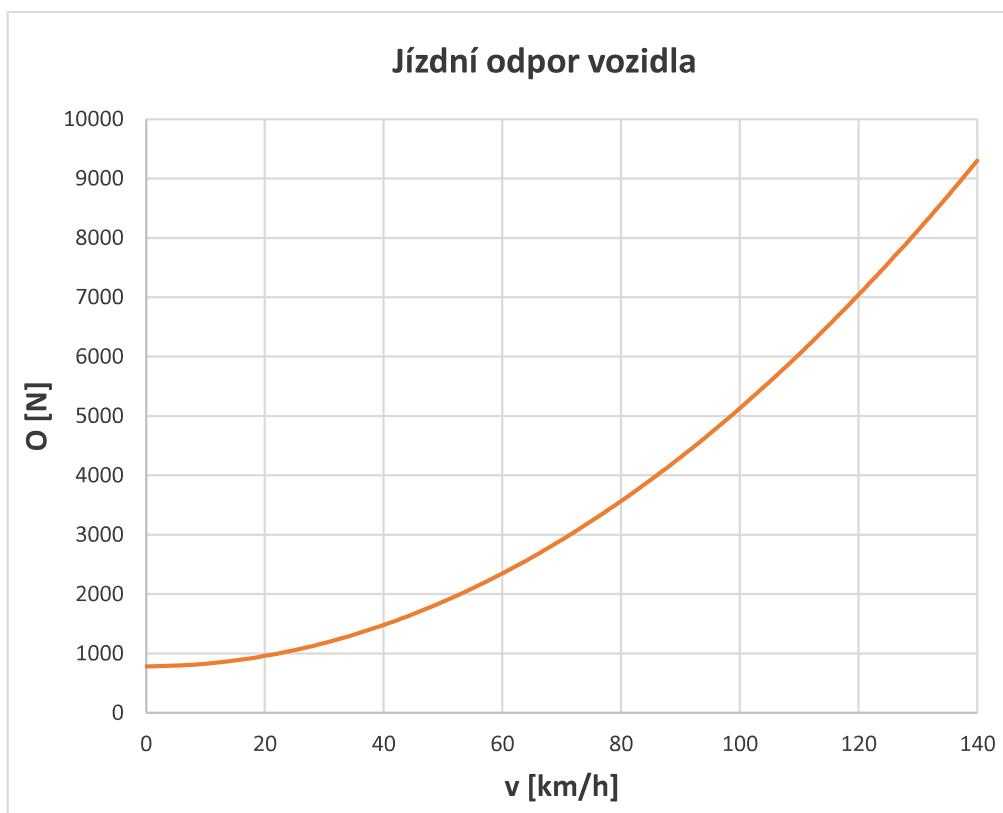
4. Trakční vlastnosti lokomotiv

Následující kapitola bude zaměřena na trakční mechaniku navrhovaných vozidel. Postupně budou zobrazeny průběhy jízdního odporu na rychlosti, trakční a brzdová charakteristika, diagram stoupání-rychlost, závislost brzdné dráhy na rychlosti a tachogram jednoduché jízdy. Některé z trakčních charakteristik budou uvedeny pouze pro lokomotivu, některé pak pro vlak tažený navrhovanou lokomotivou. Zobrazení některých trakčních charakteristik pro celý vlak, který je tažen navrhovanou lokomotivou, bylo zvoleno pro větší vypovídající hodnotu a možnost čtenáře udělat si lepší představu o provozu navrhované lokomotivy. Uvažovaný nákladní vlak se sestává z 10 plně ložených vozů typu Eanos. Všechny vozy jsou uvažovány jako plně zatížené, kdy jeden vůz Eanos při provozním zatížení váží 82 tun (25 tun prázdný vůz, 57,5 tuny náklad). Vozy Eanos byly zvoleny jako jeden z nejtypičtějších zástupců nákladních vozů na kolejích v České republice. Jedná se o čtyřnápravový vůz běžné stavby s vysokými bočnicemi, jeho maximální provozní rychlost dosahuje 100 km/h. Vůz je vhodný pro přepravu uhlí, železného šrotu, dřeva, sypkých substrátů či paletizovaného zboží, které nepotřebuje krytý ložný prostor. [33]

U verze lokomotivy pro závislou trakci bude uvažováno napájení 25 kV / 50 Hz střídavého proudu, při kterém lokomotiva dosahuje vyššího výkonu než při napájení proudem stejnosměrným.

4.1. Jízdní odpor vozidla

Jízdní odpor vozidla závisí lineárně na tvarovém součiniteli, hustotě vzduchu a obsahu čelní plochy vozidla, kvadraticky pak na rychlosti jízdy vozidla. Hodnota tvarového součinitele byla odhadnuta dle hodnot z dostupných zdrojů na $c_x = 0,7$, čelní plocha lokomotivy byla změřena z 3D modelu lokomotivy. Jízdní odpor obou navrhovaných lokomotiv lze s určitou nepřesností danou jiným provedením střechy lokomotivy považovat za stejný.

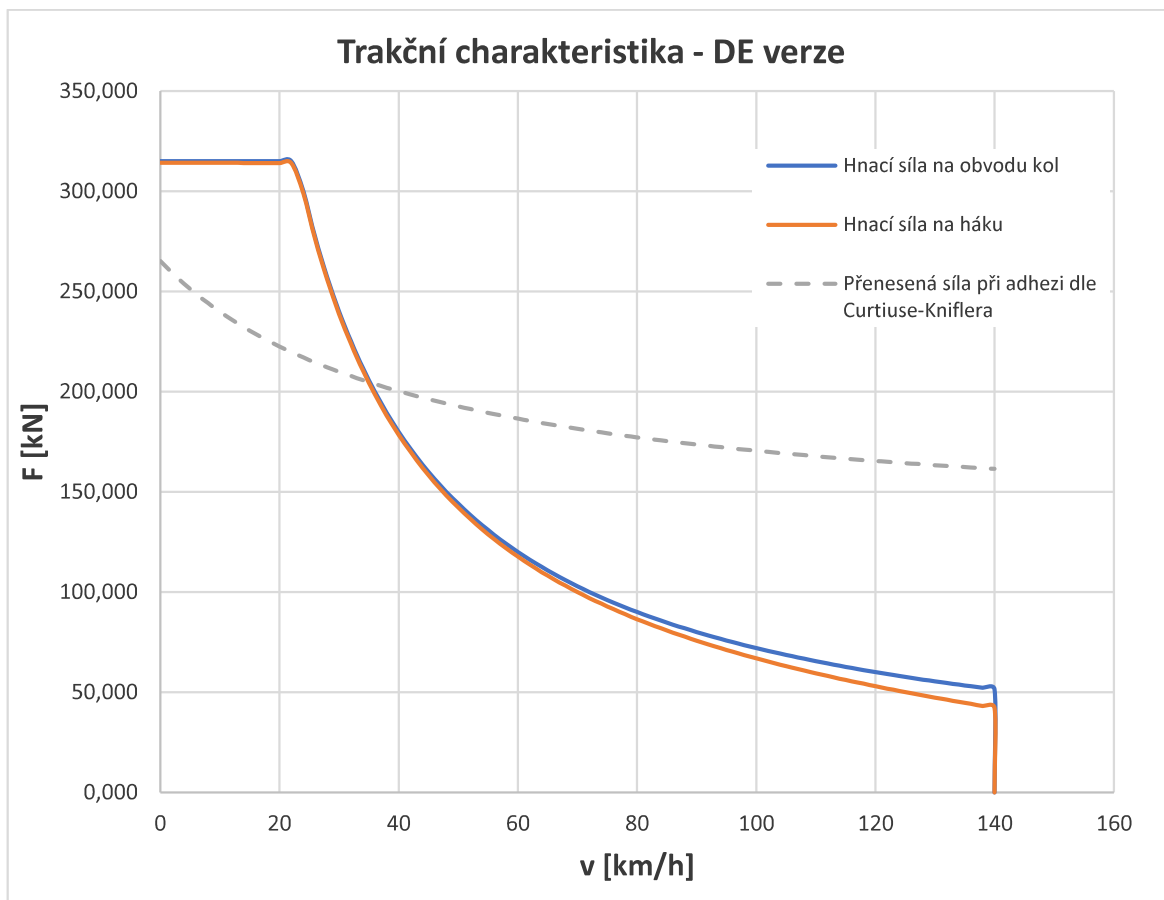


Obrázek 29 - Jízdní odpor lokomotiv

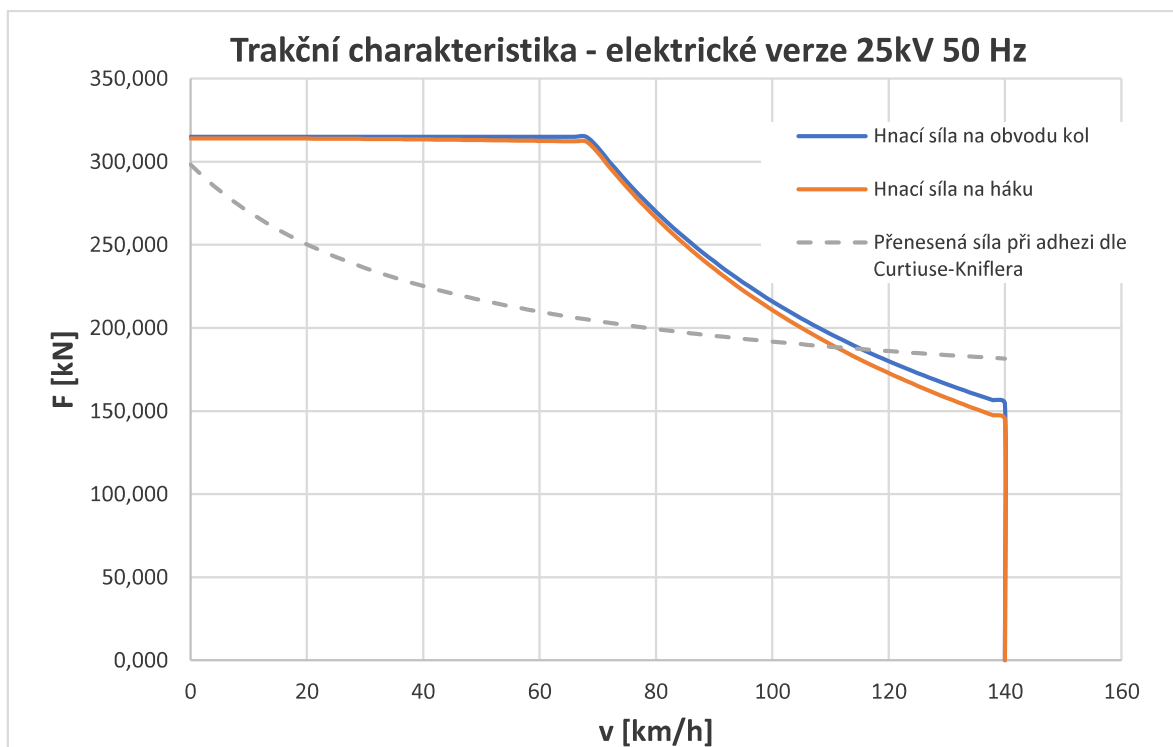
4.2. Trakční charakteristika

Jednou z vůbec nejdůležitějších informací o navrhované lokomotivě je její trakční charakteristika, tedy závislost tažné síly na rychlosti. Trakční charakteristika lokomotivy má obecně tři části – jízdu při maximální tažné síle, kdy je omezujícím faktorem součinitel adheze, jízdu při maximálním výkonu a omezení maximální rychlostí.

V zobrazované trakční charakteristice bude zobrazena závislost hnací síly na obvodu kol a síly na háku na rychlosti jízdy. Síla na háku je oproti síle na obvodu kol nižší o jízdní odpory a představuje sílu, kterou je lokomotiva schopna táhnout nákladní vlak. Šedou čárkovanou křivkou je v grafu vyznačena maximální možná tažná síla, která je přenositelná v kontaktu kolo-kolejnice při adhezi dle Curtiuse-Knifflera. Lze však předpokládat, že na suché koleji při dobré protiskluzové ochraně, nebo při použití pískování je uvažované hnací vozidlo schopno součinitel adheze zvýšit, a tudíž vyvodit sílu vyšší. [27] [31]



Obrázek 30 - Trakční charakteristika DE verze platformy

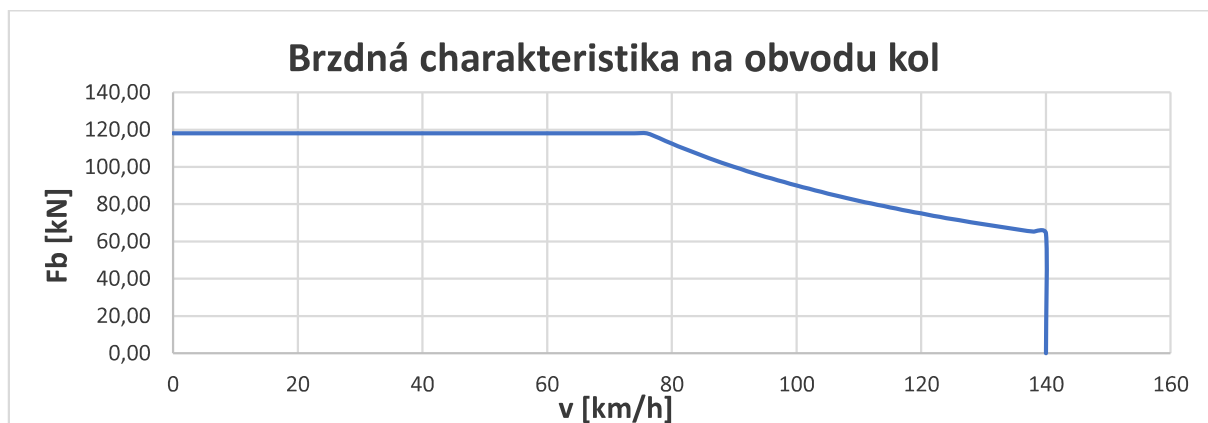


Obrázek 31 - Trakční charakteristika elektrické verze platformy

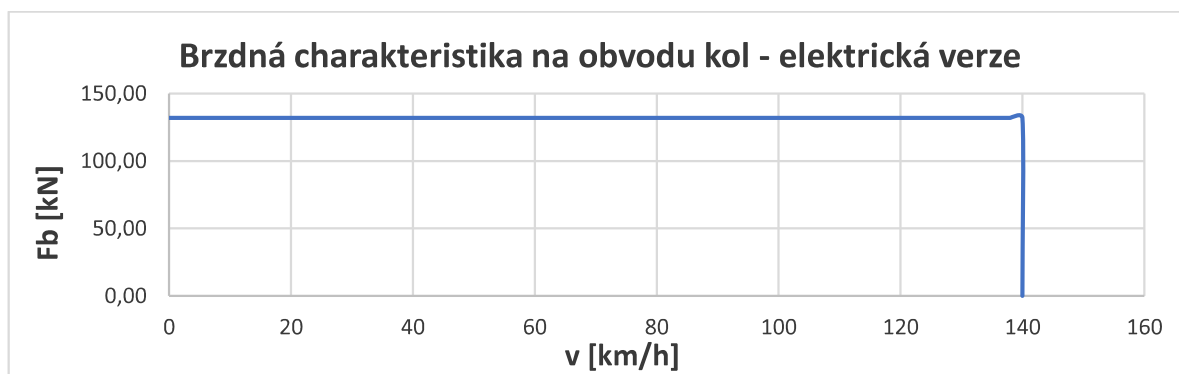
4.3. Brzdná charakteristika

Brzdná charakteristika zobrazuje závislost brzdné síly od elektrodynamického brzdění na rychlosti a její průběh je obdobný jako u charakteristiky trakční. Maximální brzdný výkon je však vyšší než výkon trakční, jelikož se připouští krátkodobé přetížení trakčních motorů v režimu elektrodynamické brzdy.

Maximální brzdná síla je však omezena zákonným ustanovením TSI LOC a PAS, které stanovuje maximální hodnotu poměrné brzdné síly na 0,15. Jinými slovy, vozidlo nesmí vyvozovat vyšší brzdnou sílu, než jakou je schopen přenést kontakt kolo-kolejnice při součiniteli adheze 0,15, který odpovídá mokré či povrchovou korozí pokryté trati. Výjimečně může být součinitel adheze i nižší než 0,15, například na podzim při napadaném mokřím listí na trať, pak je tato situace řešena omezením maximální rychlosti v daném úseku místním správcem infrastruktury. U navrhované 80 tunové lokomotivy tak dosahuje maximální hodnota brzdné síly 118 kN, u 90 tunové elektrické verze pak brzdná síla dosahuje 132 kN. Motivací tohoto opatření je zamezení případu smyku kol po kolejnici při brzdění a zvýšení zábrzdě dráhy, a to i na úkor zhoršení brzdných vlastností vozidla ve většině provozních případů. [34]



Obrázek 32 - Brzdová charakteristika DE verze platformy

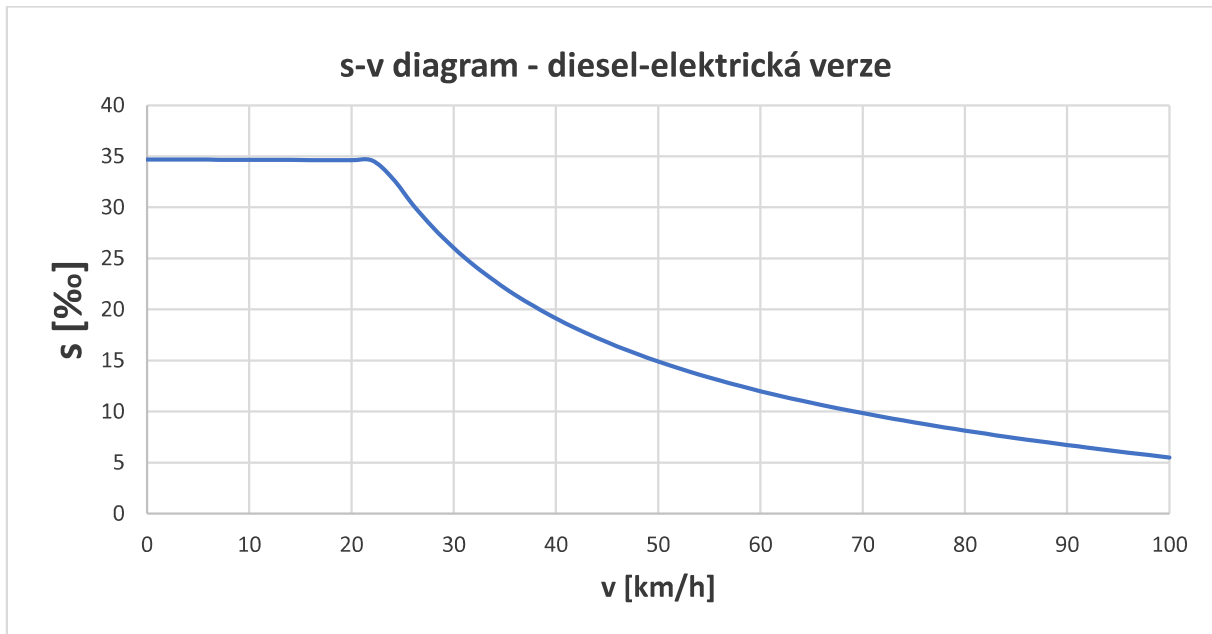


Obrázek 33 - Brzdová charakteristika elektrické verze platformy

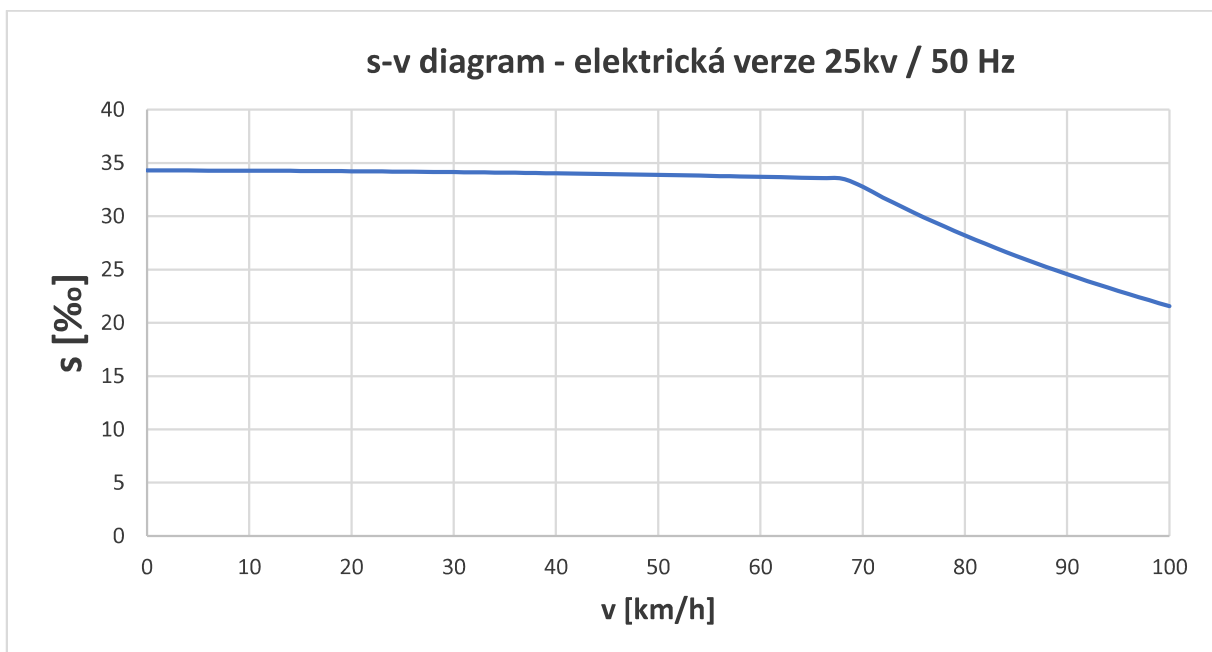
Vzhledem k omezení maximální brzdné síly může elektrická verze lokomotivy o brzdném výkonu 6,6 MW brzdít maximální brzdnou silou již ze své maximální rychlosti a brzdná síla tedy nedosahuje omezení maximálním brzdným výkonem.

4.4. Diagram stoupání - rychlost

Takzvaný s-v diagram zobrazuje závislost maximální rychlosti, které je vlak schopen dosáhnout na určitém stoupání. Diagram je zobrazen pro výše popsany nákladní vlak tažený nejprve DE verzí a poté verzí závislé trakce při napájení 25kV / 50Hz.



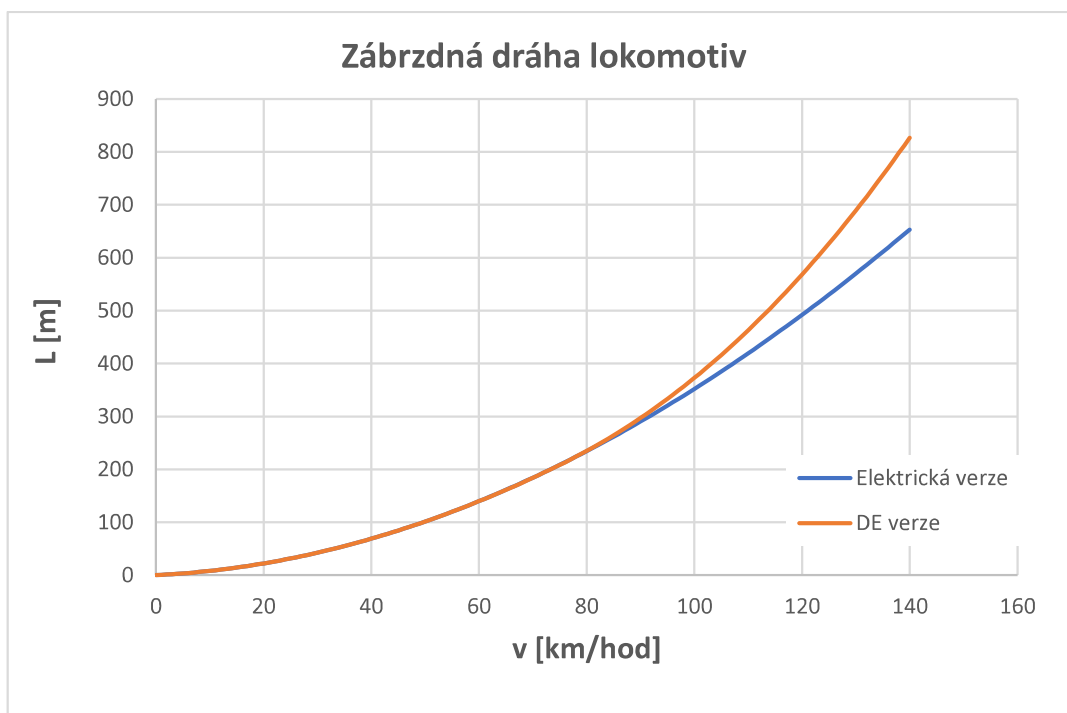
Obrázek 34 - Diagram stoupání - rychlost pro DE verzi platformy



Obrázek 35 - Diagram stoupání - rychlost pro elektrickou verzi platformy

4.5. Závislost zábrzdné dráhy na rychlosti

Následující graf zobrazuje délku zábrzdné dráhy v závislosti na rychlosti, při které lokomotiva začne brzdit maximální brzdou silou na obvodu kol (viz brzdná charakteristika). Do zábrzdné dráhy je dále připočítána doba reakce obsluhy 0,3 sekundy a doba náběhu brzdy 3 sekundy, kdy vozidlo nebrzdí plnou brzdou silou. Vozidlo tedy brzdí v režimu brzdy osobní použitelné pro kratší vlaky s brzdou pneumatickou nebo pro provoz nákladních vlaků sestavených s brzdou elektropneumatickou.

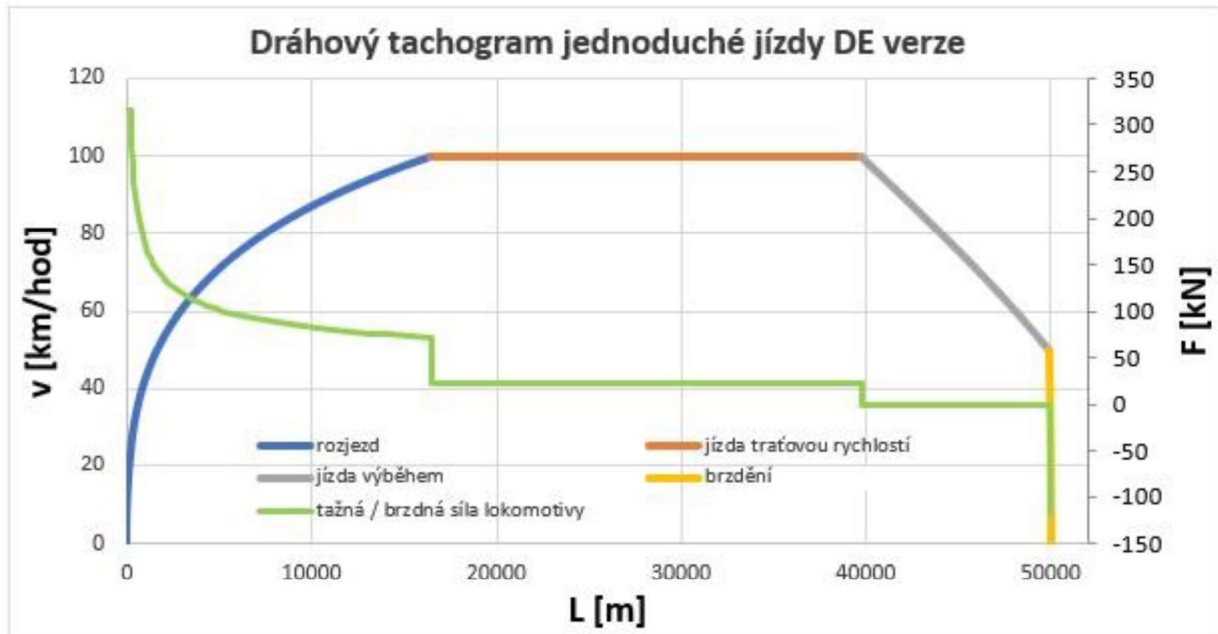


Obrázek 36 - Závislost zábrzdné dráhy na rychlosti pro obě platformové lokomotivy

4.6. Tachogram jednoduché jízdy

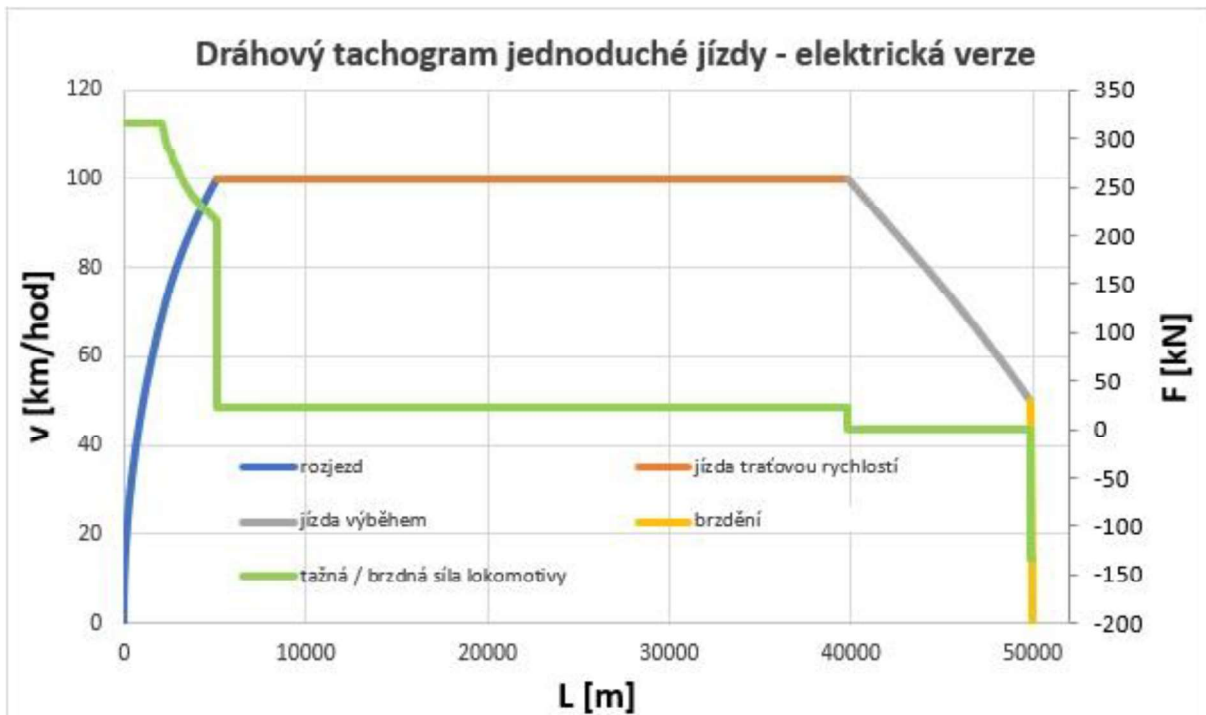
Dráhový tachogram zobrazuje závislost rychlosti vlaku na ujeté dráze. Zobrazený tachogram se skládá ze čtyř fází jízdy nákladního vlaku taženého navrhovanými lokomotivami. Nejdříve se vlak rozjíždí plnou tažnou silou na maximální rychlost uvažovaného vlaku (100 km/h), dále pokračuje maximální rychlostí, poté lokomotiva přestane vyvozovat hnací sílu a jede tedy výběhem, při kterém je vlak brzděn pouze jízdními odpory, a to do rychlosti 50 km/hod. Z této rychlosti nákladní vlak zastaví maximální brzdou silou. Celý tento cyklus je zobrazen pro vzdálenost 50 km a sklon trati 1 ‰.

Dráhový diagram je dále doplněn o průběh hnací a brzdě síly lokomotivy během jízdy vlaku (zelená barva).

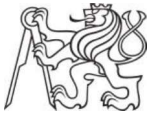


Obrázek 37 - Dráhový tachogram jednoduché jízdy DE verze platformy

Vzhledem k tomu, že maximální tažná síla je nastavena na vysokou hodnotu, dosáhne DE lokomotiva zlomu na rychlostní charakteristice již při rychlosti kolem 20 km/h a tudíž z dráhového diagramu na obrázku 37 není patrná konstantní hodnota tažné síly při rozjezdu lokomotivy. Stejný problém je při dobrzdění vlaku, kdy vzhledem k měřítku není patrná konstantní brzdná síla vyvozována lokomotivou z rychlosti 50 km/h až do zastavení vlaku.



Obrázek 38 - Dráhový tachogram jednoduché jízdy elektrické verze (25 kV / 50 Hz AC) platformy



5. Obrys vozidla

Aby nedošlo ke kolizi vozidla se součástmi tratě, jako jsou nástupiště, návěstidla a mnoho dalších komponent železniční trať obklopujících, popřípadě s vozidly jedoucími po vedlejší koleji, je nutné důkladně prošetřit průjezdný průřez a obrys vozidla. Rozměry vozidla jsou omezeny především příčnými a svislými pohyby, vyplývajícími ze zvoleného vypružení a dále otázkou tolerancí geometrické změny polohy koleje. [27]

Určení maximálních rozměrů vozidla bude provedeno metodou smluvního výpočtu obrysu, která vychází ze vztažné linie mezního obrysu pro vozidlo a infrastrukturu. Od této společné linie jsou smluvně stanoveny linie průjezdného průřezu (vztahující se k infrastruktuře) a linie vztažného obrysu (statického či kinematického), ze kterého se smluvně definovaným způsobem dopočte šířkové zúžení a omezení výšky. Z důvodu, že smluvní výpočet nepostihuje největší možné příčné pohyby, je ponechána bezpečnostní vůle mezi linií vztažného obrysu a průjezdného průřezu. Velikost této bezpečnostní vůle se odvíjí od použitého smluvního postupu. U staršího statického obrysu je velikost vůle větší, u novějšího kinematického obrysu, který reálněji postihuje pohyby vozidla, může tedy být velikost bezpečnostní vůle menší. [27]

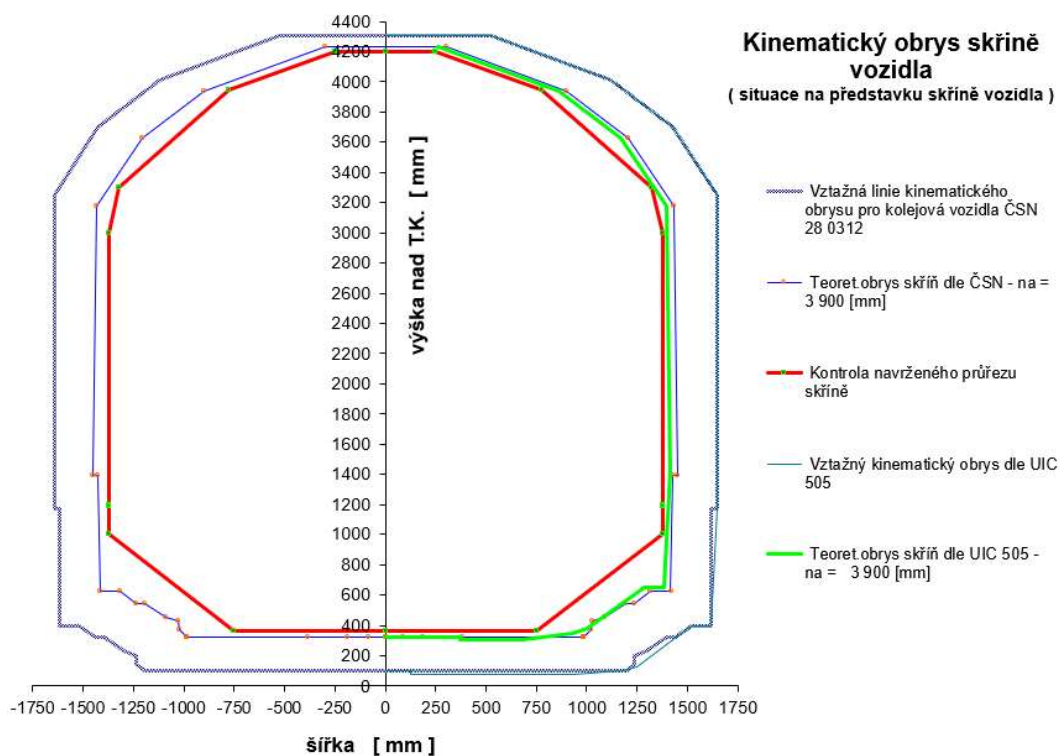
Pro navrhované cargo lokomotivy byl vypočítán obrys pro konstrukci z linie kinematického obrysu dle norem UIC 505 a ČSN 28 0312. K výpočtu byl použit program doc. Koláře [35], jehož výsledky byly validovány výpočty dle zmíněných norem. Pro navrhované lokomotivy není uvažováno přejíždění svážných pahrbků, což by více ovlivnilo spodní část výpočtového obrysu. [27]

Šířka vozidla je ovlivněna vzdáleností od otočných čepů v podélném směru. Vozidlo při průjezdu obloukem nejvíce vybočuje dovnitř oblouku uprostřed mezi otočnými čepky a vně oblouku na představku vozidla. V těchto popsanych místech vozidla je tedy konstrukční obrys nejužší, a tedy limitující pro konstrukci vozidla. [27]

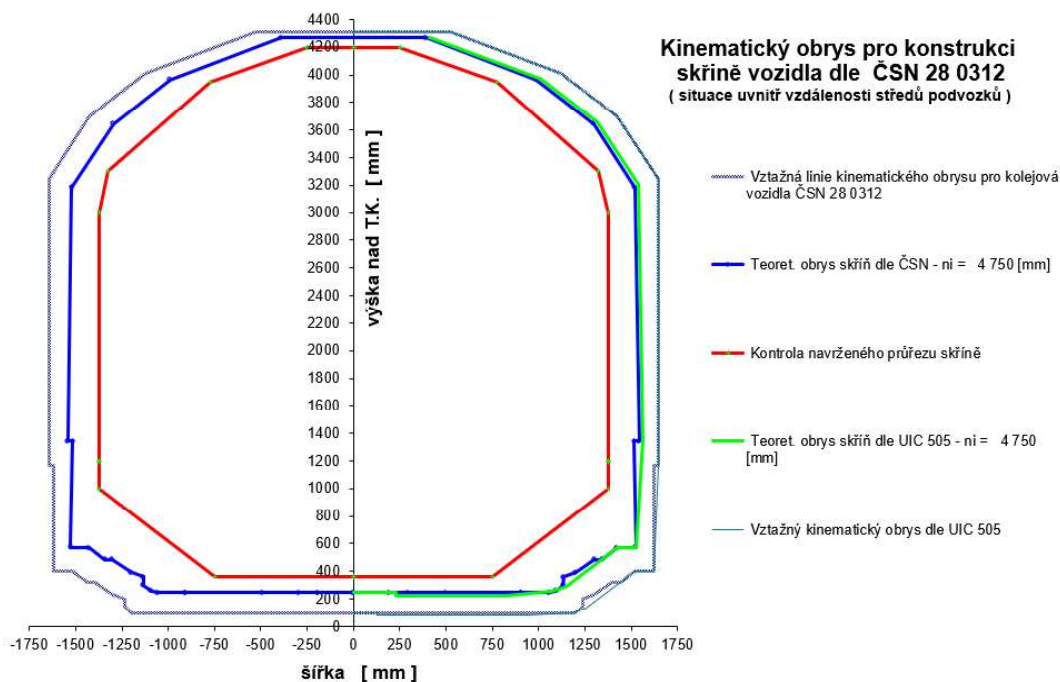


Vstupní data výpočtu				Kontrola navrženého průřezu skříně vozidla	
Délka vozové skříně		$L_s =$	19,250 [m]	výška nad TK. h [mm]	šířka skříně 2. D_{sk} [mm]
Vzdálenost otočných čepů		a =	9,500 [m]		
Rozvor podvozku		p =	2,700 [m]		
				360	0
Rozchod koleje $e_{Kolmax} = 1,465$ m		$e_{Kolmax} =$	1,465 [m]	360	1500
Rozchod dvojkolí $e_{Dv max. opotř.} = 1,41$ m		$e_{Dv opotř.} =$	1,426 [m]	1000	2750
Příčná vůle ve vedení dvojkolí		q =	0,005 [m]	1200	2750
Příčná vůle podvozek - skříně		$w_p =$	0,060 [m]	1200	2750
Vnější příčná vůle podvozek - skříně v oblouku $R_o = 250$ m		$w_{a250} =$	0,045 [m]	1200	2750
Vnitřní příčná vůle podvozek - skříně v oblouku $R_o = 250$ m		$w_{i250} =$	0,040 [m]	1190	2750
Vnější příčná vůle podvozek - skříně v oblouku $R_o = 150$ m		$w_{a150} =$	0,020 [m]	3000	2750
Vnitřní příčná vůle podvozek - skříně v oblouku $R_o = 150$ m		$w_{i150} =$	0,030 [m]	3300	2650
Výška pólu náklonění vozové skříně nad rovinou T.K.		$h_c =$	0,650 [m]	3950	1550
Součinitel náklonu vozové skříně		s =	0,300 [-]	4200	500
Úhel náklonu vozové skříně		$\eta =$	1,000 [$^{\circ}$]	4200	500
Vzdálenost vnějšího řezu od roviny otočného čepu podvozku		$n_s =$	3,900 [m]	4200	500
Vzdálenost vnitřního řezu od roviny otočného čepu podvozku		$n_i =$	4,750 [m]	4200	500
Příčná vzdálenost středů pružin druhotného vypružení		$2w_2 =$	2,000 [m]	4200	500
Stlačení pružin druhotného vypružení na narážku		$s_{z(-)} =$	0,029 [m]	4200	500
Stlačení pružin prvotního vypružení na narážku		$p_{z(-)} =$	0,011 [m]	4200	500
Odlehčovací zdvih pružin sekundárního vypružení na narážku		$s_{z(+)} =$	0,029 [m]	4200	500
Odlehčovací zdvih pružin primárního vypružení na narážku		$p_{z(+)} =$	0,011 [m]	4200	500
Tolerance výškového stavění vozové skříně kompenzující ojetí kol		$\Delta h_{rK} =$	0,100 [m]	4200	0
Opotřeбенí kola dvojkolí (vztážené na poloměr kola)		$\Delta r_K =$	0,040 [m]	Autor programu :	
Minimální poloměr vydatého zaoblení lomu sklonu koleje -sedla		$R_{v1} =$	500 [m]	Ing. Josef KOLÁŘ, CSc.	
Min. poloměr vypuklého zaoblení lomu sklonu koleje - vrcholu		$R_{v2} =$	500 [m]	C. 2005	
Podvozek - odpružené části					
Vzdálenost čela podvozku od osy dvojkolí		$n_{ap} =$	0,500 [m]		
Vzdálenost vnitřního průřezu podvozku od osy dvojkolí		$n_p =$	1,250 [m]		
Poloměr směrového oblouku pro kontrolu obrysu podvozku		$R_{Op} =$	150 [m]		
Možný relativní příčný pohyb posuzované části (např. kabelu) vůči rámu podvozku		$\Delta w_p =$	0,000 [m]		

Tabulka 2 - Vstupní data pro výpočetní program obrysu vozidla [35]



Obrázek 39 - Kinematický obrys skříně vozidla na jejím představku [35]



Obrázek 40 - Kinematický obrys skříně vozidla uprostřed mezi středy podvozků [35]

Z provedených výpočtů, viz obrázky 39 a 40, je patrné, že lokomotiva s parametry uvedenými v tabulce 2 splňuje požadavky kinematického obrysu pro konstrukci skříně vozidla dle UIC 505 a dle ČSN 28 0312, neboť navržený průřez skříně vozidla nepřekračuje v kontrolních řezech vypočtené linie teoretického obrysu dle ČSN 28 0312 i dle UIC 505.



6. Hmotnostní rozbor

Klíčovým bodem možného úspěchu navrhované lokomotivní platformy je dodržení limitu 20 tun na nápravu u diesel-elektrické verze. Vzhledem k tomu, že platformové součásti musí být navrženy pro přenos vyšších výkonů a sil tak, aby mohly být použity u všech verzí platformy, je nutné velmi pečlivě zvážit, které součásti zvolit jako platformové a které ne.

Počet ks	Sestava	Součást	Vypružení	Hmotnost 1 ks [kg]	Hmotnost * ks [kg]
4	Podvozek	dvojkolí	nevypřuženo	2000	8000
8	Podvozek	ložisková jednotka	nevypřuženo	90	720
4	Podvozek	pastorek náp. Převodvky	nevypřuženo	40	160
4	Podvozek	velké kolo převodovky	nevypřuženo	450	1800
4	Podvozek	skříň převodovky	nevypřuženo	210	840
			nevypřuženo	80	640
8	Podvozek	pružiny+tlumič primár	primární	80	640
4	Podvozek	skříň převodovky	primární	90	360
2	Podvozek	rám podvozku	primární	2000	4000
2	Podvozek	otočný čep	primární	250	500
4	Podvozek	brzdová jednotka	primární	100	400
4	Podvozek	motor + kloubový hřídel	primární	1510	6040
			primární	150	600
4	Podvozek	sekundár pružiny+tlumič	sekundární	150	600
3	strojovna	přístrojový blok	sekundární	500	1500
4	strojovna	chlazení trakčních motorů	sekundární	550	2200
1	strojovna	trakční měnič	sekundární	1500	1500
2	strojovna	brzdový odporník	sekundární	700	1400
1	strojovna	baterie	sekundární	800	800
4	strojovna	kontejner brzdových přístrojů	sekundární	350	1400
1	strojovna	kompresor	sekundární	300	300
1	strojovna	vysoušec vzduchu	sekundární	100	100
1	strojovna	pomocné vzduchojemy	sekundární	200	200
1	strojovna	trakční alternátor	sekundární	1730	1730
1	strojovna	další vybavení	sekundární	3500	3500
1	strojovna	výstroj+obsluha	sekundární	3500	3500
2	čelo	tažný hák, šroubovka	sekundární	200	400
4	čelo	narážecí a def. ústrojí	sekundární	400	1600
2	čelo	vybavení kabiny	sekundární	3900	7800
2	čelo	klimatizace	sekundární	300	600
1	strojovna	řídící blok spalovacího moto	sekundární	2500	2500
1	strojovna	spalovací motor	sekundární	9670	9670
1	hruba stavba	hrubá stavba	sekundární	14000	14000

Tabulka 3 - Hmotnostní rozbor DE verze



Počet ks	Sestava	Součást	Vypružení	Hmotnost 1 ks [kg]	Hmotnost * ks [kg]
4	Podvozek	dvojkolí	nevypruženo	2000	8000
8	Podvozek	ložisková jednotka	nevypruženo	90	720
4	Podvozek	velké kolo náp. převodovky	nevypruženo	450	1800
4	Podvozek	skříň náp. převodovky	nevypruženo	210	840
4	Podvozek	pastorek náp. převodovky	nevypruženo	40	160
8	Podvozek	pružiny+tlumič primár	nevypruženo	80	640
			primární	80	640
4	Podvozek	skříň převodovky	primární	90	360
2	Podvozek	rám podvozku	primární	2000	4000
2	Podvozek	otočný čep	primární	250	500
4	Podvozek	brzdová jednotka	primární	100	400
4	Podvozek	trakční motor + kloubový hřídeľ	primární	2610	10440
4	Podvozek	sekundár pružiny+tlumič	primární	150	600
			sekundární	150	600
3	strojovna	přístrojový blok	sekundární	500	1500
4	strojovna	chlazení trakčních motorů	sekundární	850	3400
1	strojovna	trakční měnič	sekundární	3500	3500
2	strojovna	brzdový odporník	sekundární	700	1400
1	strojovna	baterie	sekundární	1000	1000
4	strojovna	kontejner brzdových přístrojů	sekundární	350	1400
1	strojovna	kompresor	sekundární	300	300
1	strojovna	vysoušeč vzduchu	sekundární	100	100
1	strojovna	pomocné vzduchojemy	sekundární	200	200
1	strojovna	trakční transformátor	sekundární	15200	15200
1	strojovna	další vybavení	sekundární	1000	1000
1	strojovna	výstroj+obsluha	sekundární	500	500
2	čelo	tažný hák, šroubovka	sekundární	200	400
4	čelo	narážecí a def. ústrojí	sekundární	400	1600
2	čelo	vybavení kabiny	sekundární	3900	7800
2	čelo	klimatizace	sekundární	300	600
2	střecha	sběrač	sekundární	200	400
1	střecha	mech.+el.část	sekundární	6000	6000
1	hruba stavba	hrubá stavba	sekundární	14000	14000

Tabulka 4 - Hmotnostní rozbor elektrické verze platformy

Mezi hlavní platformové komponenty lokomotivy budou patřit hlavní rám, rám podvozku, dvojkolí, nápravové převodovky, vybavení kabiny, narážecí a spřahovací ústrojí či prvky primárního i sekundárního vypružení.

V tabulkách 3 a 4 jsou rozepsány hmotnosti hlavních celků navrhované diesel-elektrické a elektrické lokomotivy, počet kusů součástí použitých v lokomotivě. Dále je v tabulkách uveden údaj, zda daný celek spadá do nevypružených, primárně či sekundárně vypružených hmot. Poslední sloupec pak udává celkovou hmotnost daného celku na lokomotivě.



Z hmotnostních rozborů v tabulkách 3 a 4 lze tedy použít informace o hmotnosti vypružených a nevypružených hmot potřebné k návrhu vypružení, hmotnost jednoho podvozku, a především důležitý parametr, kterým je nápravové zatížení a statická kolová síla.

Veličina	Označení [jedn.]	DE verze	Elektrická verze
Nevypružené hmoty	m_0 [kg]	12 160	12 160
Primárně vyp. hmoty	m_1 [kg]	12 540	16 940
Sekundárně vyp. hmoty	m_2 [kg]	55 300	60 900
Celková hmotnost	m [kg]	80 000	90 000
Hmotnost podvozku	m_p [kg]	12 350	14 550
Nápravové zatížení	A_0 [kN]	196,2	220,7
Kolová síla	Q_0 [kN]	98,1	110,4

Tabulka 5 - Analýza hmotnosti, nápravových zatížení a kolových sil pro obě navrhované lokomotivy

7. Návrh základních technických parametrů vypružení

Primární i sekundární vypružení bude řešeno pomocí flexi-coil pružin. Pružina flexi-coil je ocelová vinutá šroubovitá pružina umožňující mimo osových sil přenést i příčné silové účinky. Z tohoto důvodu slouží pružiny i k příčnému vypružení vozidla. Jak bude patrné z následujících výpočtů, jak pro DE tak i elektrickou verzi mohou být použity stejné navržené pružiny. Návrh vypružení, výpočet vlastních frekvencí a samotné dimenzování pružin bude číselně předvedeno pro elektrickou verzi lokomotivy, u které budou pružiny více namáhány vzhledem k vyšší hmotnosti této verze.

Pro prvotní odhad tuhosti vypružení, které poslouží pro první iteraci ladění vlastních frekvencí kmitů vozidla, je třeba zvolit hodnoty statického stlačení pružin primárního i sekundárního vypružení. Prvotní odhad statického stlačení pružin byl proveden na stejnou hodnotu v milimetrech jako je maximální rychlost vozidla v kilometrech za hodinu, tedy 140 km/h. Poměr mezi stlačeními pružin primárního a sekundárního vypružení byl stanoven na 1:3. Jak je patrné z následujících výpočtů, tato metoda dává pro konvenční železniční vozidla poměrně dobrý odhad tuhosti vypružení.

7.1. Návrh primárního vypružení

Statická síla působící na primární vypružení:

$$F_{st1} = (m - m_0) * g = (90 - 12,14) * 9,81 = 763,8 \text{ kN} \quad (7.1.1)$$

Prvotní výpočet dynamické síly zatěžující pružiny primárního vypružení vychází ze síly statické, která je vynásobena koeficientem 1,3. Tato dynamická přírážka zahrnuje kvazistatické změny (vliv větru), dynamické změny vlivem jízdy po nerovnosti koleje i vlivy účinku brzdy a pohonu. Dynamickou sílu působící na primární vypružení lze tedy vypočítat jako:



$$F_{d1} = F_{st1} + \Delta F = 1,3 * F_{st1} = 992,9 \text{ kN} \quad (7.1.2)$$

Odhadované maximální stlačení pružin:

$$z_{max1} = \frac{F_{d1}}{F_{st1}} * z_{st1} = \frac{992,9}{763,8} * 35 = 45,5 \text{ mm} \quad (7.1.3)$$

Celková tuhost primárního vypružení:

$$k_1 = \frac{F_{st1}}{z_{st1}} = \frac{757\,900}{35} = 21\,823 \text{ N/mm} \quad (7.1.4)$$

Zvolená tuhost po naladění vlastních frekvencí souběžných kmitů houpání lokomotivy:

$$k_1 = 20\,000 \text{ N/mm} \quad (7.1.5)$$

Osová tuhost jedné šroubovitě vinuté pružiny primárního vypružení lokomotivy tedy činí:

$$k_{1i} = \frac{20\,000}{16} = 1\,250 \text{ N/mm} \quad (7.1.6)$$

7.2. Návrh sekundárního vypružení

Statická síla působící na sekundární vypružení:

$$F_{st2} = m_2 * g = 60\,900 * 9,81 = 597\,400 \text{ N} \quad (7.2.1)$$

Dynamickou sílu působící na sekundární vypružení lze vypočítat obdobně jako dynamickou sílu namáhající pružiny primárního vypružení s tím rozdílem, že zde je hodnota dynamické přírážky snížena na 1,25.

$$F_{d2} = 1,25 * F_{st} = 746\,800 \text{ N} \quad (7.2.2)$$

Odhadované maximální stlačení pružin:

$$z_{max2} = \frac{F_{d2}}{F_{st2}} * z_{st2} = \frac{746,8}{597,4} * 105 = 131,3 \text{ mm} \quad (7.2.3)$$

Celková tuhost sekundárního vypružení:

$$k_2 = \frac{F_{st2}}{z_{st2}} = \frac{597\,800}{105} = 5\,690 \text{ N/mm} \quad (7.2.4)$$

Zvolená tuhost sekundárního vypružení po naladění vlastních frekvencí:

$$k_{2c} = 5\,200 \text{ N/mm} \quad (7.2.5)$$

Osová tuhost jedné šroubovitě vinuté pružiny sekundárního vypružení lokomotivy tedy činí:

$$k_{2i} = \frac{5\,200}{8} = 650 \text{ N/mm} \quad (7.2.6)$$



7.3. Výpočet vlastních frekvencí kmitů vozidla

Z hlediska hygieny práce obsluhy lokomotivy je požadována první vlastní frekvence souběžných kmitů houpání skříně lokomotivy do 1,5 Hz. Prvnímu vlastnímu tvaru kmitu odpovídá svislé kmitání (houpání) skříně vozidla a podvozku ve stejné fázi. Hodnota první vlastní frekvence by však u elektrické verze neměla klesnout pod 1,3 Hz kvůli pohybům sběrače proudu (pantografu). Snahou tedy je naladit tuhosti svislého vypružení lokomotivy tak, aby se první vlastní frekvence obou lokomotiv pohybovala v rozmezí 1,3 - 1,5 Hz.

Výpočet bude proveden pro zjednodušenou – dvouhmotovou soustavu. První hmotou jsou primárně vypružené hmoty, druhou hmotu tvoří sekundárně vypružené hmoty lokomotivy. Pro zjednodušený výpočet není uvažován vliv kývání skříně a tlumení primárního a sekundárního stupně vypružení.

Matice hmotnosti:

$$M = \begin{pmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 16\,940 & 0 \\ 0 & 60\,900 \end{pmatrix} \quad (7.3.1)$$

Matice tuhosti:

$$K = \begin{pmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 25\,200 & -5\,200 \\ -5\,200 & 5\,200 \end{pmatrix} \quad (7.3.2)$$

$$\det|K - \lambda M| = 0 \quad (7.3.3)$$

$$\det \begin{vmatrix} k_1 + k_2 - \lambda * m_1 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 - \lambda * m_2 \end{vmatrix} = 0 \quad (7.3.4)$$

Vlastní frekvence soustavy:

$$\Omega_i = \frac{\lambda_i}{2\pi} \quad (7.3.5)$$

Veličina	Označení	DE verze	El. verze
Vlastní frekvence souběžných kmitů	Ω_1	1,37 Hz	1,3 Hz
Vlastní frekvence protiběžných kmitů	Ω_2	7,16 Hz	6,17 Hz

Tabulka 6 - Frekvence vlastních kmitů lokomotiv

Z tabulky 6 je patrné, že se povedlo naladit tuhosti primárního i sekundárního vypružení pro obě navrhované platformové verze tak, že vlastní frekvence souběžných kmitů houpání podvozků a skříně vozidla vycházejí v požadovaných hodnotách. Pružiny primárního i sekundárního vypružení mohou být tedy dalším dílem pro obě lokomotivy shodným.



7.4. Charakteristika vypružení lokomotivní platformy

Charakteristikou vypružení je nazvána závislost síly zatěžující pružinu a stlačení pružiny. Na obrázcích 41 a 42 jsou vyznačeny charakteristiky pružin primárního a sekundárního vypružení pro obě navrhované lokomotivy. Vyznačené body v charakteristice vypružení odpovídají stlačení při zatížení tíhou vozidla a zatížení a odlehčení dynamickou silou vznikající při jízdě vozidla, zahrnující faktory kvazistatických změn, například vlivem větru, dynamické změny vlivem jízdy po nerovnosti koleje i vlivy účinku brzdy a pohonu.

Tato charakteristika nabývá většího významu u vozidel, u kterých se mění zatížení vlivem nákladu či přepravovaných osob, nicméně i pro lokomotivu má vypovídající hodnotu o pracovním rozpětí výšek pružin. V následujících výpočtech platí hodnoty dosažené do výpočtů a první z výsledků pro elektrickou verzi a hodnoty uvedené v závorce pro verzi diesel-elektrickou (DE).

Statické sednutí pružin primárního vypružení u elektrické a (DE) verze:

$$z_{st1} = \frac{F_{st1}}{k_1} = \frac{763\,800}{20\,000} = 38,2\,mm\ (33,3\,mm) \quad (7.4.1)$$

Dynamické přetížení pružin primárního vypružení u elektrické a (DE) verze:

$$z_{max1} = \frac{F_{d1}}{k_1} = \frac{992\,900}{20\,000} = 49,6\,mm\ (43,3\,mm) \quad (7.4.2)$$

Dynamické odlehčení pružin primárního vypružení u elektrické a (DE) verze:

$$z_{min1} = \frac{F_{d1min}}{k_1} = \frac{534\,700}{20\,000} = 26,7\,mm\ (23,3\,mm) \quad (7.4.3)$$

Statické sednutí pružin sekundárního vypružení u elektrické a (DE) verze:

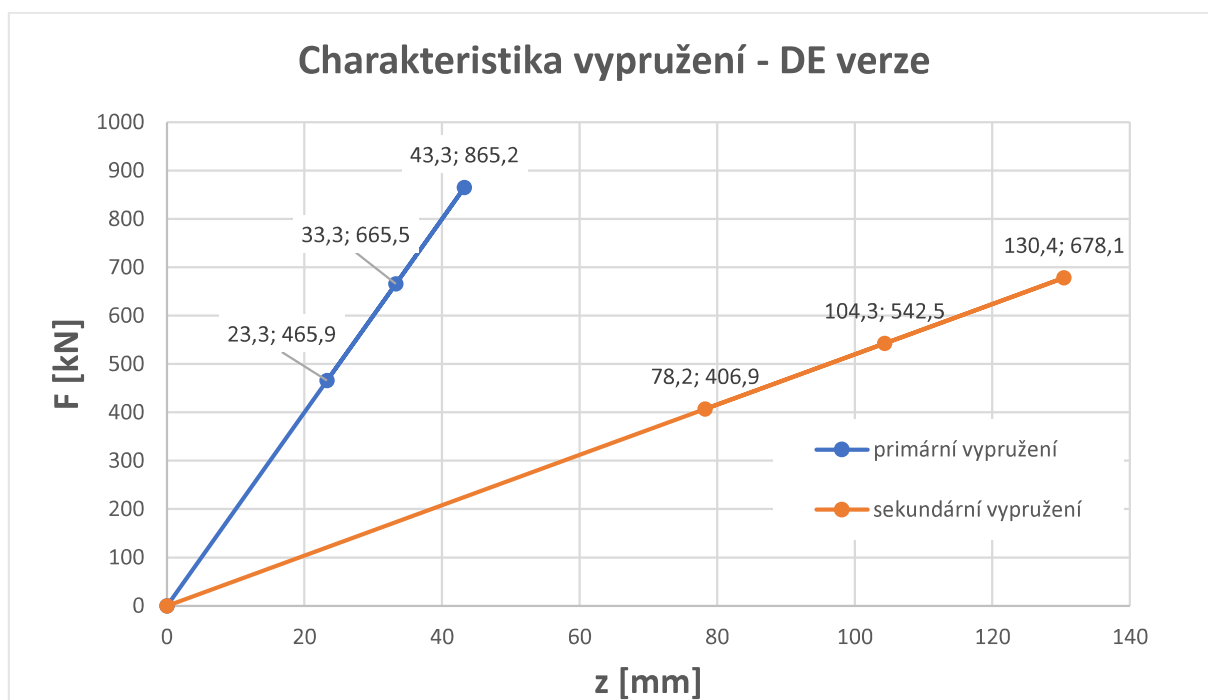
$$z_{st2} = \frac{F_{st2}}{k_2} = \frac{597\,400}{5\,200} = 114,9\,mm\ (104,3\,mm) \quad (7.4.4)$$

Dynamické přetížení pružin sekundárního vypružení u elektrické a (DE) verze:

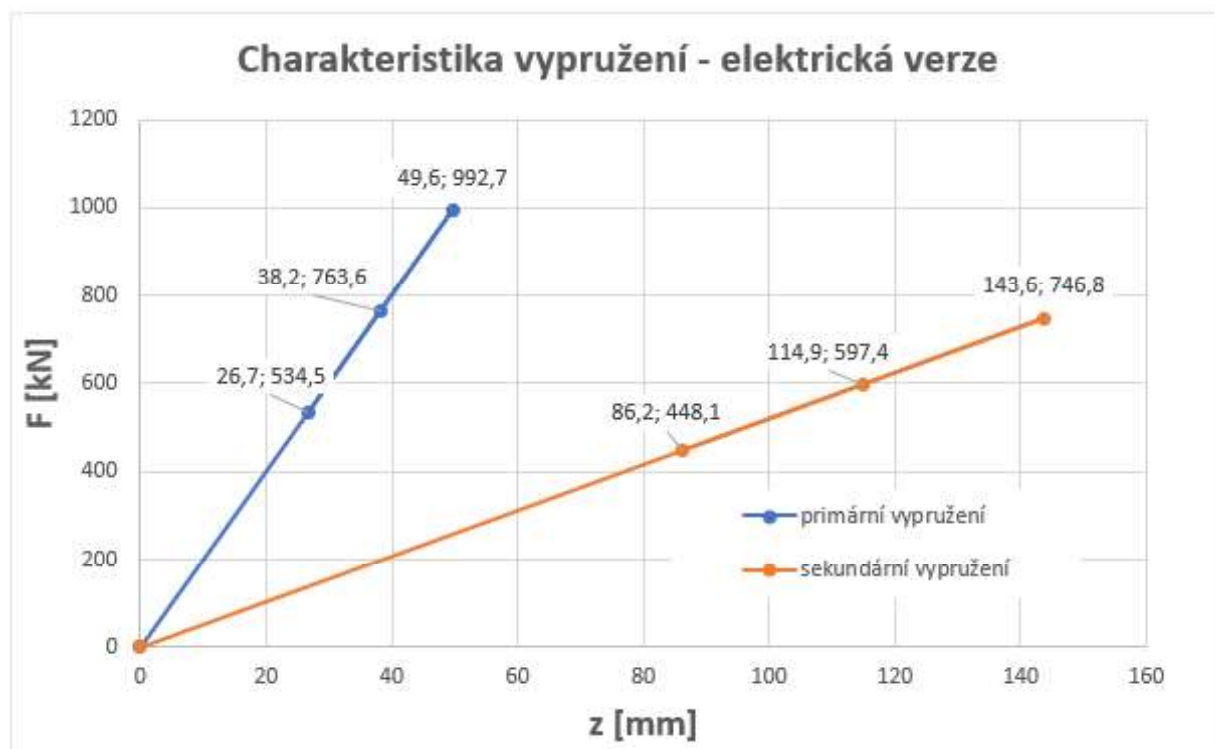
$$z_{max2} = \frac{F_{d2}}{k_2} = \frac{746\,800}{5\,200} = 143,6\,mm\ (130,4\,mm) \quad (7.4.5)$$

Dynamické odlehčení pružin sekundárního vypružení u elektrické a (DE) verze:

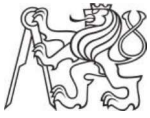
$$z_{min2} = \frac{F_{d2min}}{k_2} = \frac{448\,071}{5\,200} = 86,2\,mm\ (78,2\,mm) \quad (7.4.6)$$



Obrázek 41 - Charakteristika vypružení DE verze platformy



Obrázek 42 - Charakteristika vypružení elektrické verze platformy



7.5. Návrh pružiny primárního a sekundárního vypružení

V této diplomové práci je detailněji uveden pouze výpočet pružiny primárního vypružení. Pružina sekundárního vypružení byla navržena stejným způsobem a její parametry jsou uvedeny v tabulce 7.

Tuhost jedné pružiny:

$$k_{1i} = \frac{k_1}{16} = \frac{20\,000}{16} = 1250 \text{ N/mm} \quad (7.5.1)$$

Zvolený střední průměr pružiny a průměr drátu pružiny:

$$D = 240 \text{ mm}, d = 45 \text{ mm}$$

Napětí v pružině:

$$\tau = \frac{8 * F_{d1} * D}{16 * \pi * d^3} * \frac{\frac{D}{d} + 0,2}{\frac{D}{d} - 1}$$
$$\tau = \frac{8 * 992\,900 * 240}{32 * 3,14 * 45^3} * \frac{\frac{240}{45} + 0,5}{\frac{240}{45} - 0,75} = 529,6 \text{ N} * \text{mm}^{-2} \quad (7.5.2)$$

$$\tau < \tau_{DOV} = 570 \text{ N} * \text{mm}^{-2}$$

Počet činných závitů pružiny:

$$n = \frac{G * d^4}{8 * D^3 * k_{1i}} = \frac{81\,000 * 45^4}{8 * 240^3 * 1250} = 2,4 \quad (7.5.3)$$

Počet závěrných zbrošených závitů:

$$n_z = 2 * 0,75$$

Délka pružiny v maximálně stlačeném stavu:

$$H_{min} = (n + 1) * d + n * 0,1 * d = 45 * (3,4 + 2,4 * 0,1) = 163,9 \text{ mm} \quad (7.5.4)$$

Délka odlehčené pružiny:

$$H_{max} = H_{min} + z_{max1} = 163,9 + 49,7 = 213,6 \text{ mm} \quad (7.5.5)$$



Parametr pružiny	Ozn. parametru [jednotka]	prim. vypr.	sek. vypr.
Tuhost jedné pružiny	$k_i [N/mm]$	1250	650
Střední průměr pružiny	$D [mm]$	240	220
Průměr drátu pružiny	$d [mm]$	45	50
Maximální napětí v pružině	$\tau [N * mm^{-2}]$	529,6	561,65
Počet činných závitů	$n [1]$	2,4	9,1
Délka pruž. v max. stlačeném stavu	$H_{min} [mm]$	163,9	552,9
Délka pruž. ve staticky zat. stavu	$H_{st} [mm]$	175,4	581,6
Délka odlehčené pružiny	$H_{max} [mm]$	213,6	696,5

Tabulka 7 - Parametry navržených pružin primárního a sekundárního vypružení

Navržené rozměry pružin vyhovují zástavbovým možnostem.

Výpočet příčné tuhosti k_{y2} pružiny sekundárního vypružení byl proveden pomocí Timošenko-Ponomarevova empirického vztahu. Tento empirický vztah lze považovat jako nejpřesnější metodu empirického výpočtu příčné tuhosti flexi-coil pružin. Odchytky této metody vůči hodnotám naměřeným u reálných pružin i hodnotám získaným výpočtem metodou konečných prvků dosahují rozdílů do 10 procent. [28]

Jelikož je hodnota příčné tuhosti flexi-coil pružiny závislá na jejím osovém zatížení, bude se lišit příčná tuhost pružin u DE a elektrické verze, kvůli jiné hodnotě sekundárně vypružených hmot, přestože u obou lokomotiv jsou použity stejné pružiny.

Výpočet příčné tuhosti dle Timošenko-Ponomarevova empirického vztahu:

$$k_{y2} = \frac{\frac{k_2}{8} * D^2 * (1 - \gamma)}{0,2936 * \frac{(H_{st} - \psi * d)^3}{(H_{st} - 1,5 * d)} + 0,381 * D^2} \quad (7.5.6)$$

kde γ je pomocná veličina jejíž výpočetní vzorec závisí na štíhlostním poměru nezátížené pružiny β_0 . Konstanta ψ zohledňuje způsob uložení závěrných závitů a pro polokloubové uložení bude dosazena hodnota $\psi = 0,75$. Pro $\beta_0 \geq 2,62$ lze veličinu γ spočítat jako:

$$\gamma = \frac{\frac{F_{st2} * \beta_1}{8 * k_2 * l_{st}}}{0,813 * (\beta_0 - \sqrt{\beta_0^2 - 6,87})} \quad (7.5.7)$$

[28]



Veličina	Označení [jednotka]	DE verze	El. verze
Štíhlostní poměr nezatížené pružiny	$\beta_0 [-]$	3,11	3,17
Štíhlostní poměr zatížené pružiny	$\beta_1 [-]$	2,63	2,64
Pomocná veličina	$\gamma [-]$	0,46	0,41
Příčná tuhost pružiny sekundárního vypružení	$k_{y2} [N * mm^{-1}]$	168,72	151,4

Tabulka 8 - Výpočet příčné tuhosti flexi-coil pružin sekundárního vypružení

8. Ověření správnosti návrhu základních parametrů vypružení

8.1. Kontrola změny výšky nárazníků

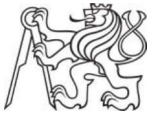
Výška osy nárazníků a spřahovacího zařízení od temene kolejnice je důležitý parametr, který zajišťuje kompatibilitu ve spřahování železničních vozidel. Změna této výšky je značná hlavně u nákladních a osobních vozů, kde dochází ke kolísání hmotnosti vlivem zatížení nákladem či cestujícími. Dalším faktorem ovlivňujícím výšku nárazníků nad temenem kolejnice je ojetí kol. Vyhláška UIC 530-1 stanovuje maximální výšku nárazníků a spřahovacího zařízení na 1065 mm nad rovinou temene kolejnice (TK). Minimální výška se pak liší pro nákladní a osobní vozy a dosahuje 970 mm respektive 980 mm. [27]

Vzhledem k tomu, že navrhovanými vozidly jsou lokomotivy, které neslouží k převozu cestujících ani nákladu, je u elektrické verze, která odebírá energii z troleje, změna výšky nárazníků vůči rovině TK vlivem kolísající hmotnosti téměř nulová a lze ji zanedbat. Výška se mění pouze ojetím kol. U diesel-elektrické verze výšku os ovlivňuje převážně hmotnost paliva. Z těchto důvodů je pro navržené lokomotivy předepsána výška os nárazníků a spřahovacího zařízení nad TK na 1060 mm u elektrické verze a 1050 mm u diesel-elektrické verze.

To, že je výška nárazníků u diesel-elektrické verze navržena správně lze ověřit jednoduchým výpočtem. Při uvažování hmotnosti paliva, obsluhy a další výstroje (písek v pískovačích, nádrž vody) 3500 kg, lze při znalosti tuhosti vypružení spočítat stlačení pružin.

$$z_v = \frac{3500 * 9,81}{\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2}} = \frac{34\,335}{\frac{1}{20\,000} + \frac{1}{5\,200}} = 8,3 \text{ mm} \quad (8.1.1)$$

Z výpočtu je patrné, že výška os nárazníků DE lokomotivy dosáhne při úplném vyprázdnění nádrží 1058,3 mm, což je hodnota provozu vyhovující.



8.2. Ověření dynamické únosnosti pružin v Goodmanově diagramu

Pro ověření správnosti návrhu pružin z hlediska cyklického zatěžování je třeba spočítat zatížení v posuzovaných stavech a vynést do Goodmanova diagramu horní a dolní mez napětí při osovém a kombinovaném zatěžování pružiny. Kontrola bude provedena pro elektrickou lokomotivu, u které budou pružiny namáhány větší silou. Pro osově zatěžování odpovídá horní hodnota napětí τ_H hodnotě τ , na kterou byla pružina dimenzována (viz rovnici 7.5.2). Dolní hodnota napětí se v pružině vyskytuje při jejím odlehčení. V tomto stavu je pružina zatěžovaná silou F_{dmin} , která se získá odečtením dynamické přirážky (viz kapitolu 7.1) od statické osově síly zatěžující pružinu.

$$\tau_{D1} = \frac{8 * F_{d1min} * D}{16 * \pi * d^3} * \frac{\frac{D}{d} + 0,5}{\frac{D}{d} - 0,75} \quad (8.2.1)$$

$$\tau_{D2} = \frac{8 * F_{d2min} * D}{8 * \pi * d^3} * \frac{\frac{D}{d} + 0,5}{\frac{D}{d} - 0,75} \quad (8.2.2)$$

Pro kontrolu pružiny při kombinovaném zatěžování je uvažován stav, kdy je pružina zatěžována jednak statickou osovou silou, ale i silou příčnou při příčném zrychlení $a_y = 1,1 \text{ m} * \text{s}^{-2}$ a pružina je vychýlena o maximální příčnou výchylku. Hodnota příčné výchylky pro primární vypružení je určena vůlí ve vedení dvojkolí $q = 5 \text{ mm}$ a pro sekundární vypružení je pak příčná výchylka dána vůlí mezi skříní a podvozkem vozidla při jízdě po přímé trati $w_p = 60 \text{ mm}$. Tento stav je pouze hypotetický a reálné spektrum namáhání pružiny bude odlišné, nicméně v praxi se běžně pro kontrolu pružin používá a pružiny takto navržené vyhovují pevnostní kontrole dle EN 13 906-1.

Výpočet kombinovaného namáhání pružiny primárního vypružení:

$$F_{y1} = \frac{(m_1 + m_2) * a_y}{16} = \frac{(16\,940 + 60\,900) * 1,1}{16} = 5\,352 \text{ N} \quad (8.2.3)$$

$$\tau_{HK1} = \frac{8}{\pi * d^3} * \left[\frac{F_{st1}}{16} * (D + q) + F_{y1} * (H_{st} - d) \right] * \frac{\frac{D}{d} + 0,5}{\frac{D}{d} - 0,75} \quad (8.2.4)$$

$$\tau_{DK1} = \frac{8}{\pi * d^3} * \left[\frac{F_{st1}}{16} * (D - q) + F_{y1} * (H_{st} - d) \right] * \frac{\frac{D}{d} + 0,5}{\frac{D}{d} - 0,75} \quad (8.2.5)$$

Výpočet kombinovaného namáhání pružiny sekundárního vypružení je obdobný, jen je vhodné navíc zkontrolovat, jaká bude hodnota skutečné příčné výchylky w_s při působení příčné síly.



$$F_{y2} = \frac{m_2 * a_y}{8} = \frac{60\,900 * 1,1}{8} = 8\,374 \text{ N} \quad (8.2.6)$$

$$w_s = \frac{F_{y2}}{k_{y2}} = \frac{8\,374}{151,4} = 55,3 \text{ mm} < w_p \quad (8.2.7)$$

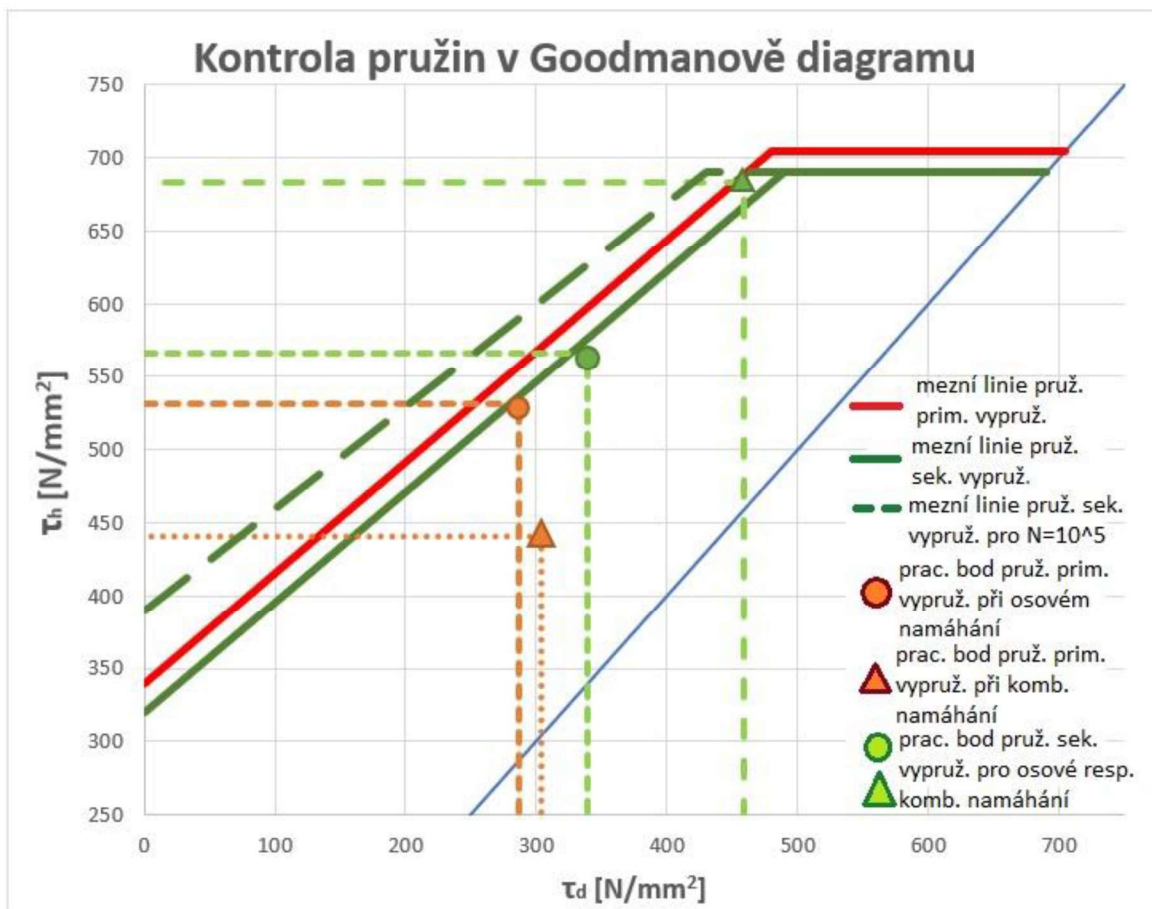
$$\tau_{HK2} = \frac{8}{\pi * d^3} * \left[\frac{F_{st2}}{8} * (D + w_p) + F_{y1} * (H_{st} - d) \right] * \frac{\frac{D}{d} + 0,5}{\frac{D}{d} - 0,75} \quad (8.2.8)$$

$$\tau_{DK2} = \frac{8}{\pi * d^3} * \left[\frac{F_{st2}}{8} * (D - w_p) + F_{y1} * (H_{st} - d) \right] * \frac{\frac{D}{d} + 0,5}{\frac{D}{d} - 0,75} \quad (8.2.9)$$

Výsledky výše uvedených výpočtů shrnuje tabulka 9. Hodnoty uvedené v této tabulce poslouží jako vstupy pro kontrolu pružin v Goodmanově diagramu.

Veličina	Označení [jednotka]	Pružina primárního vypruž.	Pružina sekundárního vypruž.
Horní hodnota napětí při osovém zatěžování	$\tau_{Hi} [N * mm^{-2}]$	529,6	561,65
Dolní hodnota napětí při osovém zatěžování	$\tau_{Di} [N * mm^{-2}]$	285,17	337
Příčná síla	$F_{yi} [N]$	5 352	8 374
Horní hodnota napětí při kombinovaném zatěžování	$\tau_{HKi} [N * mm^{-2}]$	440,67	683,39
Dolní hodnota napětí při kombinovaném zatěžování	$\tau_{DKi} [N * mm^{-2}]$	304,04	458,72

Tabulka 9 - Hodnoty napětí pro osově a kombinované namáhání pružin



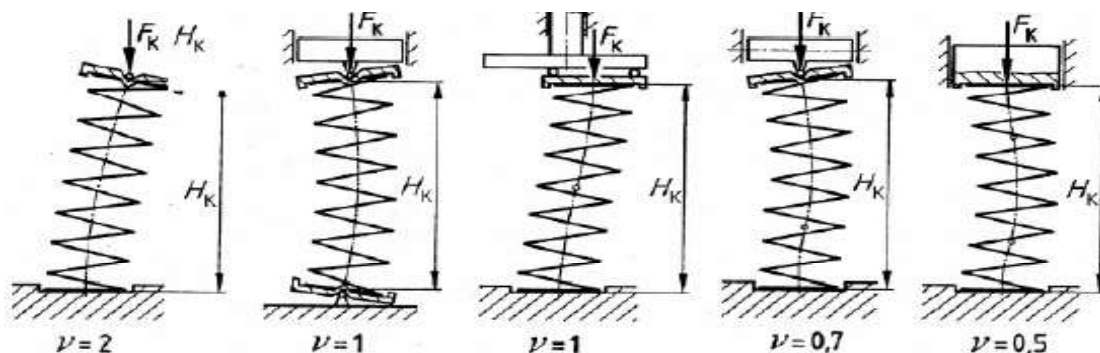
Obrázek 43 - Kontrola pružin primárního a sekundárního vypružení v Goodmanově diagramu

Jak je patrné z Goodmanova diagramu na obrázku 43, pracovní body obou pružin při osovém namáhání se nacházejí v „dovolené“ oblasti. V pracovním bodě zohledňujícím kombinované namáhání pružin vychází pracovní bod pružiny sekundárního vypružení nad základní mezní linií v Goodmanově diagramu. Vzhledem k tomu, že napětí v tomto bodě nepřekračuje čáru vymežující mez kluzu materiálu pružiny, lze navrženou pružinu použít s tím, že v provozu vydrží menší počet cyklů namáhání. Jak je patrné z Goodmanova diagramu, pracovní bod se nachází v oblasti vyhovující 10^5 cyklů namáhání.

Nevýhodou použité metody výpočtu napětí v pružinách při kombinovaném stavu namáhání je to, že zde není zahrnut vliv polokloubového uložení (viz následující kapitola). Deformací pryžové vložky dochází ke zmenšení příčné výchylky samotné pružiny a je tak patrné, že pružina bude v tomto stavu namáhána méně, než uvádí výpočet. Je tak možné, že v reálném provozu bude pružina schopna vydržet více než uvedených 10^5 cyklů.

8.3. Kontrola na stabilitu a převrácení

U štíhlých flexi-coil pružin by mohlo při velké příčné výchylce skříně dojít k převrácení pružiny či ke ztrátě její stability a je tedy třeba tyto mezní stavy překontrolovat. Pro kontrolu stability pružiny je třeba vypočítat mezní kritickou osovou sílu, jejíž hodnota by vedla ke ztrátě stability pružiny a nesmí tedy být v provozu překročena. Hodnota této kritické síly je závislá na způsobu uložení pružin, kdy pružiny mohou být uloženy kloubově, polokloubově anebo pevně na rámu podvozku a skříní vozidla. Dle způsobu uložení pružin je definována hodnota pomocné veličiny ν , jejíž hodnoty pro různé způsoby uložení zobrazuje obrázek 44. Jak bylo uvedeno v kapitole 7.5., při výpočtu příčné tuhosti flexi-coil pružin sekundárního vypružení, je uložení pružin navrženo jako polokloubové, odpovídající tedy hodnotě ν mezi 1 a 2. Na základě níže uvedených kontroly na převrácení pružiny bude určeno, v jakém rozmezí se může parametr ν pro navrhovanou pryžovou vložku ve tvaru válcového mezikružší pohybovat. Pro prvotní přiblížení budou kontroly provedeny pro $\nu = 1,3$.



Obrázek 44 - Určení parametru ν v závislosti na způsobu uložení pružin [2]

Výpočetní vzorec pro kritickou sílu obsahuje několik pomocných veličin. Součinitel tuhosti ve smyku je označen m , ψ pak značí součinitel tuhosti v ohybu a H_R je ekvivalentní výška pružiny.

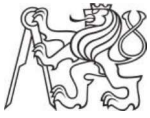
$$H_R = \nu * H_{St} = 1,3 * 581,6 = 756,1 \text{ mm} \quad (8.3.1)$$

$$\psi = \frac{32 * D * n}{H_{St} * E * d^4} = \frac{32 * 220 * 9,1}{581,6 * 2,1 * 10^5 * 50^2} = 1,54 * 10^{-10} \frac{1}{N * mm^2} \quad (8.3.2)$$

$$m = \frac{8 * D^3 * n}{H_{St} * E * d^4} = \frac{8 * 220^3 * 9,1}{581,6 * 2,1 * 10^5 * 50^2} = 7,97 * 10^{-7} N^{-1} \quad (8.3.3)$$

$$F_{krit} = \frac{\frac{1}{\psi} + \frac{\pi^2}{H_R^2}}{1 + \frac{\pi^2}{H_R^2} * m} = 103\,225 \text{ N} \quad (8.3.4)$$

Vypočtenou hodnotu kritické síly je potřeba porovnat s maximální hodnotou osové síly zatěžující pružinu. Tato síla je osminou celkové dynamické osové síly zatěžující sekundární vypružení, spočtené v rovnici 7.2.2.



$$F_{max} = \frac{F_{d2}}{8} = \frac{746\,800}{8} = 93\,348\,N < F_{krit} \quad (8.3.5)$$

Jak plyne ze vztahu 8.3.5, pružina kontrole na stabilitu vyhovuje.

Pro kontrolu, zda se pružina při své maximální příčné a podélné deformaci nemůže převrátit, je třeba vypočítat kritickou hodnotu výchylky y_{krit} , stanovenou dle normy EN 13 906-1, kterou je třeba porovnat s maximální výchylkou, které může být v provozu lokomotivy dosaženo. Ta je dána jako vektorový součet podélné výchylky Δx_e vzniklé při průjezdu vozidla obloukem a různým natočením podvozku a skříně vozidla, vypočtené v rovnici 8.4.20 a maximální příčné vůle podvozku a skříně vozidla při průjezdu obloukem o poloměru 250 m w_{a250} .

$$q_p = \sqrt{\Delta x_e^2 + w_{a250}^2} = \sqrt{70,6^2 + 45^2} = 92,67\,mm \quad (8.3.6)$$

$$y_{krit} = H_{max} * \frac{1}{2 * \left(1 - \frac{G}{E}\right)} * \left(1 - \sqrt{\frac{1 - \frac{G}{E}}{0,5 + \frac{G}{E}} * \left(\frac{\pi * D}{v * H_{st}}\right)^2}\right) = 135,3\,mm \quad (8.3.7)$$

$$q_p < y_{krit} \quad (8.3.8)$$

Výše popsané navržené uložení pružin sekundárního vypružení vyhovuje kontrole na převrácení pružiny, jak dokazuje nerovnice 8.3.8. Vzhledem k tomu, že rostoucí hodnota parametru v zvyšuje hodnotu kritické osové síly, a naopak snižuje maximální možnou kritickou příčnou výchylku, lze z pohledu kontrol na stabilitu a převrácení pružiny sekundárního vypružení volit uložení pružin odpovídající hodnotám $v \in (1,2; 1,35)$. Navržené uložení pružin s pryžovou vložkou ve tvaru válcového mezikruží tedy vyhovuje.

8.4. Kontrola bezpečnosti proti vykolejení na zborcené koleji

Pro ověření správného konceptu vozidel platformy je třeba vypočítat, v souladu s normou ČSN EN 14 363 metodou 2, bezpečnost proti vykolejení při jízdě v oblouku po zborcené koleji. Dle této metody bude nejdříve vypočítán poměr změny kolových sil při jízdě po zborcené koleji ku statické kolové síle a poté vypočtena samotná bezpečnost proti vykolejení. Pakliže vozidlo těmto požadavkům vyhoví, je třeba dále zkontrolovat dle normy ČSN EN 14 363 a vyhlášky UIC 518 zda hodnota kvazistatické vodící síly při průjezdu obloukem velmi malého poloměru nepřekračuje normou stanovené limity. Stejně tak je třeba ověřit i nepřekročení hodnoty mezní kvazistatické síly zatěžující kolejnice B_{qst_lim} .

Jelikož se jedná o prvotní výpočty, jejichž cílem je nastínit možné řešení platformy nákladních lokomotiv bude výpočet vodících sil vznikajících při průjezdu vozidla obloukem proveden Heumannovou metodou. Heumannova metoda pro výpočet řídicí síly při průjezdu vozidla obloukem však uvažuje řadu zjednodušujících předpokladů, kdy mezi hlavní patří předpoklad válcových kol o stejném poloměru, absolutně tuhé vedení dvojkolí v podvozkovém rámu či že třecí (skluzové) síly a řídicí síla P_f , působící na okolku vodícího dvojkolí, leží v rovině temene



kolejnice. Dále jsou uvažovány stejné skluzové síly na všech kolech či dokonale kruhový tvar kolejnic v místě styku s jízdní plochou kola. Z důvodu těchto zjednodušení je Heumannova metoda spíše odhadem velikosti řídicí síly než jejím přesným výpočtem a na základě zkušeností se ukazuje, že hodnoty získané Heumannovou metodou jsou vyšší, než je tomu ve skutečnosti. Výsledky získané Heumannovou metodou lze tedy brát spíše na straně bezpečnosti. Pro přesnější hodnoty řídicí síly by bylo nutné provést jízdní simulaci v některém z výpočetních MBS (multi-body-simulation) softwarů. [27]

8.4.1. Kvazistatické změny kolových sil na zborcené koleji

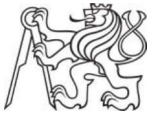
Pojem zborcená kolej představuje situaci, kdy je jedna z kolejnic umístěna výše než druhá z důvodu kompenzace odstředivé síly působící na vozidlo při průjezdu obloukem. Takový to oblouk se stavebním převýšením by bylo možné pro názornost přirovnat ke klopené zatáčce na automobilových závodních okruzích. Maximální možná hodnota stavebního převýšení dosahuje v síti SŽ 150 mm.

Při nájezdu a výjezdu vozidla z oblouku se stavebním převýšením dochází k naklopení vozové skříně a ke změně kolových sil, které jsou jinak v přímé trati stejné (norma připouští rozdíl ve statickém zatížení mezi levým a pravým kolem maximálně 4 % A_0). Rozdíl mezi kvazistatickou změnou kolové síly a kolovou silou statickou musí být do 60 %. Číselně bude výpočet proveden pro diesel-elektrickou verzi platformy, u které dosahuje statická kolová síla nižší hodnoty, a tudíž lze očekávat horší výsledek poměru změny kolové síly ku statické kolové síle. [27]

Parametry potřebné pro výpočet udává tabulka 10.

Parametr	Označení [jednotka]	Hodnota
Poloměr oblouku	R [m]	150
Stavební převýšení	p_{ST} [mm]	150
Rozvor podvozku	$2a^+$ [m]	2,7
Vzdálenost otočných čepů	$2a^*$ [m]	9,5
Báze uložení prim. vypružení	$2w_1$ [m]	2,23
Báze uložení vnitřního sek. vypruž.	$2w_{2i}$ [m]	1,79
Báze uložení vnějšího sek. vypružení	$2w_{2e}$ [m]	2,06
Vzdálenost styčných kružnic	$2s$ [m]	1,5
Osová tuhost báze prim. vypružení	k_1 [N/mm]	2 500
Osová tuhost báze sek. vypružení	k_2 [N/mm]	1300
Výška osy spráhla (DE/ELE)	h [mm]	1050 / 1060

Tabulka 10 - Parametry potřebné pro výpočet kvazistatické změny kolových sil



Zkušební zborcení podvozku:

$$g^+ = 7 - \frac{5}{2a^+} = 7 - \frac{5}{2,7} = 5,15 \text{ ‰} \quad (8.4.1)$$

$$\Delta z^+ = g^+ * 2a^+ = 5,15 * 2,7 = 13,9 \text{ mm} \quad (8.4.2)$$

$$\beta^+ = \frac{\Delta z^+}{2s} = \frac{13,9}{1,5} = 9,27 \text{ ‰} \quad (8.4.3)$$

Zkušební zborcení skříně:

$$g^* = \frac{15}{2a^*} + 2 = \frac{15}{9,5} + 2 = 3,58 \text{ ‰} \quad (8.4.4)$$

$$\Delta z^* = g^* * 2a^* = 3,58 * 9,5 = 34 \text{ mm} \quad (8.4.5)$$

$$\beta^* = \frac{\Delta z^*}{2s} = \frac{34}{1,5} = 26,67 \text{ ‰} \quad (8.4.6)$$

Úhlová tuhost dvojkolí:

$$k_{tav} = 2 * w_1^2 * k_1 = 2 * 1,05^2 * 2\,500\,000 = 5\,512\,500 \text{ Nm} * \text{rad}^{-1} \quad (8.4.7)$$

Úhlová tuhost podvozku:

$$k_{t\Sigma}^+ = k_1 * w_1^2 = 1,05^2 * 2\,500\,000 = 2\,756\,250 \text{ Nm} * \text{rad}^{-1} \quad (8.4.8)$$

Změna kolových sil způsobená postavením podvozků:

$$\Delta Q^+ = \frac{k_{t\Sigma}^+ * \beta^+}{1000 * 2s} = \frac{2\,756\,250 * 9,27}{1000 * 1,5} = 17\,028 \text{ N} \quad (8.4.9)$$

Výsledná torzní poddajnost modelu vozidla:

$$\frac{1}{k_{t\Sigma}^*} = \frac{1}{4 * k_1 * w_1^2} + \frac{1}{2 * k_2 * w_2^2} + \frac{1}{k_{tS}} + \frac{1}{2 * k_2 * w_2^2} + \frac{1}{4 * k_1 * w_1^2} \quad (8.4.10)$$

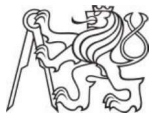
Výsledná torzní tuhost modelu vozidla (skříň uvažována jako dokonale tuhá):

$$k_{t\Sigma}^* = \frac{2 * k_1 * w_1^2 * k_2 * w_2^2}{2 * k_1 * w_1^2 + k_2 * w_2^2} = 1\,051\,927 \text{ Nm} * \text{rad}^{-1} \quad (8.4.11)$$

Změna kolových sil způsobená postavením skříně na zborcené koleji:

$$\Delta Q^* = \frac{\beta^*}{1000} * k_{t\Sigma}^* * \frac{1}{n * 2s} = \frac{26,67}{1000} * 1\,051\,927 * \frac{1}{2 * 1,5} = 7\,947 \text{ N} \quad (8.4.12)$$

Vzhledem k tomu, že normou stanovená přípustná tolerance rozdílu statických kolových sil na levé ($Q_L = Q_0 + \Delta Q_N$) a pravé ($Q_P = Q_0 - \Delta Q_N$) straně vozidla je u hnacích železničních vozidel



maximálně 4 % nápravového zatížení, je třeba pro přesnější výpočet tuto změnu kolových sil vlivem nedokonalého vyvážení lokomotivy ΔQ_N taktéž zahrnout.

$$0,04 * A_0 = 0,08 * Q_0 = 2 * \Delta Q_N \rightarrow \Delta Q_N = 0,04 * Q_0 \quad (8.4.13)$$

$$\Delta Q_N = Q_0 * 0,04 = 98\,100 * 0,04 = 3\,924\,N \quad (8.4.14)$$

Kontrola kvazistatických změn kolových sil při jízdě na zborcené koleji:

$$\frac{\Delta Q}{Q_0} = \frac{\Delta Q^* + \Delta Q^+ + \Delta Q_N}{Q_0} = \frac{7\,947 + 17\,028 + 3\,924}{98\,100} = 29,5\% < 60\% \quad (8.4.15)$$

Jak je patrné ze vztahu 8.4.15, poměr kvazistatické změny kolových sil ku statické kolové síle vlivem jízdy po zborcené koleji nedosahuje ani zdaleka kontrolovaného limitu a i z tohoto pohledu je tedy vypružení lokomotivy navrženo správně. U elektrické verze dosahuje zmiňovaný poměr 26,6 %.

Dále by bylo vhodné zkontrolovat, jak bude tento poměr vypadat v případě jízdy stejným traťovým obloukem po zborcené koleji s vyvinutím maximální tažné síly. U tohoto výpočtu bude uvažováno, že je pro přenos tažných sil dosaženo mechanického optima, a tudíž přídatnou změnu kolových sil vyvolává pouze naklopení skříně vozidla.

$$\Delta A_S = 2 * \frac{F_t}{2} * \frac{h}{2a^*} = 2 * 157\,500 * \frac{1,05}{9,5} = 34\,816\,N \quad (8.4.16)$$

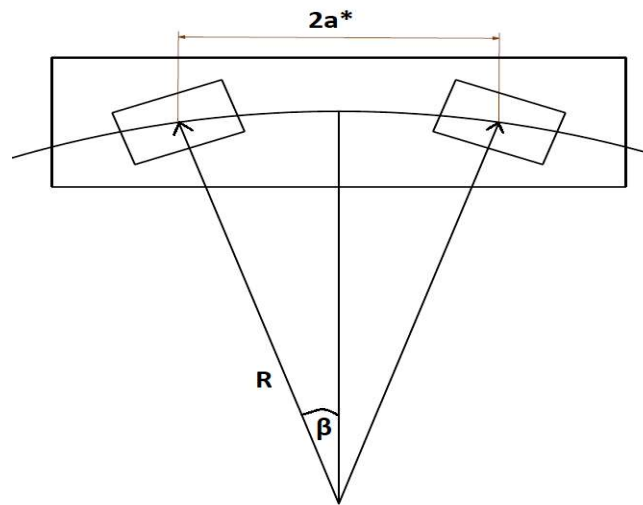
Poměr kvazistatických změn kolových sil při jízdě na zborcené koleji při vyvinutí maximální tažné síly:

$$\frac{\Delta Q + \frac{\Delta A_S}{2}}{Q_0} = \frac{28\,899 + 17\,408}{98\,100} = 47,2\% \quad (8.4.17)$$

Tento poměr změny kvazistatických kolových sil při započtení vlivu rozjezdu maximální hnací silou nepřekračuje pro diesel-elektrickou lokomotivu výše uvedený limit $\Delta Q / Q_0 = 60\%$. V normě ČSN EN 14 363 se s úbytkem kolového zatížení vlivem vyvozované tažné síly nepočítá a tento výpočet byl proveden pouze jako informativní. Pro stejný případ vychází poměr $\Delta Q / Q_0$ pro elektrickou verzi 42,6 %.

8.4.2. Výpočet momentu od flexi-coil pružin při průjezdu obloukem

Na velikost řídicí síly $P_{\ddot{r}}$ působící na vodícím kole dvojkolí má vliv také vratný moment vyvolaný flexi-coil pružinami sekundárního vypružení, který působí na podvozek vlivem různého natočení skříně vůči podvozkům při průjezdu vozidla obloukem. Výpočet tohoto momentu je rozdělen do dvou částí, jelikož koncepce podvozku uvažuje v každé bázi dvě flexi-coil pružiny umístěné podélně v ose y , a tudíž je jejich báze (vzdálenost osy pružiny od středu podvozku) různá. Tato různá báze pak vyvolává rozdílný moment, proto je třeba vypočítat moment pro každou pružinu zvlášť.



Obrázek 45 - Schéma natočení podvozků pod skříní vozidla při průjezdu obloukem o poloměru R

Jak vyplývá z rovnice 8.4.18 hodnota momentu od flexi-coil pružin je závislá na poloměru projížděného oblouku R a dle rovnice 8.4.21 i na hodnotě příčné tuhosti vypružení, která se liší pro diesel-elektrickou a elektrickou verzi platformy vzhledem k odlišné osové síle zatěžující pružinu. Výpočet momentu M_3 bude číselně předveden pro poloměr oblouku $R = 150 \text{ m}$, který odpovídá podmínkám kontroly bezpečnosti proti vykolejení dle normy ČSN EN 14 363, pro diesel-elektrickou verzi platformy. Hodnoty momentu pro další vyšetřované situace s jinými poloměry oblouků a pro obě navrhované verze platformy jsou uvedeny v tabulce 12.

Úhel natočení podvozku:

$$\beta = \frac{2a^*}{R} = \frac{9,5}{150} = 0,06 \text{ rad} \quad (8.4.18)$$

Výchylka báze pružin sekundárního vypružení:

$$\Delta x_i = \beta * w_{2i} = 0,06 * 0,895 = 0,0567 \text{ m} \quad (8.4.19)$$

$$\Delta x_e = \beta * w_{2e} = 0,06 * 1,115 = 0,0706 \text{ m} \quad (8.4.20)$$

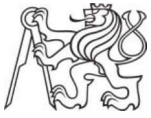
Síla vyvolaná natočením podvozků pod skříní vozidla:

$$F_{3e} = \Delta x_e * k_{y2} = 0,0706 * 168,71 = 11,91 \text{ kN} \quad (8.4.21)$$

$$F_{3i} = \Delta x_i * k_{y2} = 0,0567 * 168,71 = 9,56 \text{ kN} \quad (8.4.22)$$

Vratný moment vyvolaný natočením podvozků pod skříní vozidla:

$$M_3 = 2 * F_{3e} * w_{2e} + 2 * F_{3i} * w_{2i} \quad (8.4.23)$$
$$M_3 = 2 * 11,91 * 1,115 + 2 * 9,56 * 0,895 = 43,69 \text{ kNm}$$



8.4.3. Určení bezpečnosti proti vykolejení na zborcené koleji

Výpočet bezpečnosti proti vykolejení (BPV) na zborcené koleji bude proveden pro obě verze lokomotivní platformy pro průjezd vozidla manipulačním obloukem $R = 120 \text{ m}$ a minimálním traťovým obloukem $R = 150 \text{ m}$ s nulovým stavebním převýšením velmi nízkou rychlostí $v=5 \text{ km/hod}$. Druhý ze zmíněných scénářů odpovídá druhé metodě určení BPV na zborcené koleji v normě ČSN EN 14 363. Dále bude proveden výpočet bezpečnosti proti vykolejení i pro poloměr oblouku $R = 250 \text{ m}$ při hodnotě příčného zrychlení $a_y = 1,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$. Při jízdě vozidla obloukem o poloměru $R = 250 \text{ m}$ s maximálním stavebním převýšením 150 mm dosahuje maximální hodnota nevykompenzovaného zrychlení $a_N = 0,65 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$, to odpovídá rychlosti vozidla $v=73 \text{ km/hod}$, zbytek příčného zrychlení tedy činí dynamická přírůžka pokrývající vliv příčné nerovnosti koleje a sílu bočního větru. Vozidlo nevyvozuje tažné ani brzdné síly. Na vozidlo tedy působí výše popsány a vypočtený moment od flexi-coil pružin a při jízdě vyšší rychlostí i nevykompenzovaná odstředivá síla:

$$F_{ON} = \frac{m}{2} \cdot a_y \quad (8.4.24)$$

Výpočet řídicí síly $P_{\ddot{r}}$ působící na vnější kolo prvního dvojkolí po směru jízdy bude proveden Heumannovou metodou, jejíž přesnost a zjednodušující předpoklady byly okomentovány v úvodu kapitoly 8.4. Výsledkem Heumannovy metody je velikost řídicí síly $P_{\ddot{r}}$ působící na vnější kolo nabíhajícího dvojkolí a vzdálenost x_{skut} působíště této síly od středu tření podvozku. Z hodnoty řídicí síly $P_{\ddot{r}}$ je dále možno určit hodnotu síly vodící, kterou lze získat dle vztahu:

$$Y_1 = P_{\ddot{r}} - Q_0 \cdot f \quad (8.4.25)$$

Řídicí síla působí pouze na vnější kolo prvního dvojkolí podvozku, pakliže vozidlo projíždí oblouk v obecné poloze, což znamená, že nebyly vyčerpány vůle v kolejovém kanále. Zda vozidlo neprojíždí oblouk ve vzpříčené či těživové poloze lze zjistit z hodnoty x_{skut} . Pokud je tato hodnota menší než polovina rozvoru podvozku, zaujímá podvozek v kolejovém kanále těživovou polohu. Pakliže je hodnota větší než mezní hodnota vzdálenosti působíště řídicí síly a středu tření, je podvozek ve vzpříčené poloze.

$$\frac{2a^+}{2} \leq x_{skut} \leq x_{mez} \quad (8.4.26)$$

$$x_{mez} = \frac{2a^+}{2} + \frac{2 \cdot \sigma^* \cdot R}{2a^+} \quad (8.4.27)$$

Samotná kontrola BPV je pak vztažena k poměru mezní hodnoty podílu vodící síly a kolového zatížení, která pro úhel okolku $\beta = 70^\circ$ a mezní hodnoty součinitele tření $f=0,4$ dosahuje hodnoty:

$$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{mez} = \frac{tg\beta - f}{1 + f \cdot tg\beta} = 1,2 \quad (8.4.28)$$

Aby vozidlo z hlediska bezpečnosti proti vykolejení vyhovělo musí být poměr mezní hodnoty Y/Q ku hodnotě naměřené či vypočtené větší nebo roven jedné. Pakliže by tento požadavek nebyl splněn, hrozí, že dojde ke šplhání okolku po kolejnici a k vykolejení vozidla.

$$\frac{\left(\frac{Y}{Q}\right)_{mez}}{\left(\frac{Y_1}{Q_0 - \Delta Q}\right)} \geq 1 \quad (8.4.29)$$

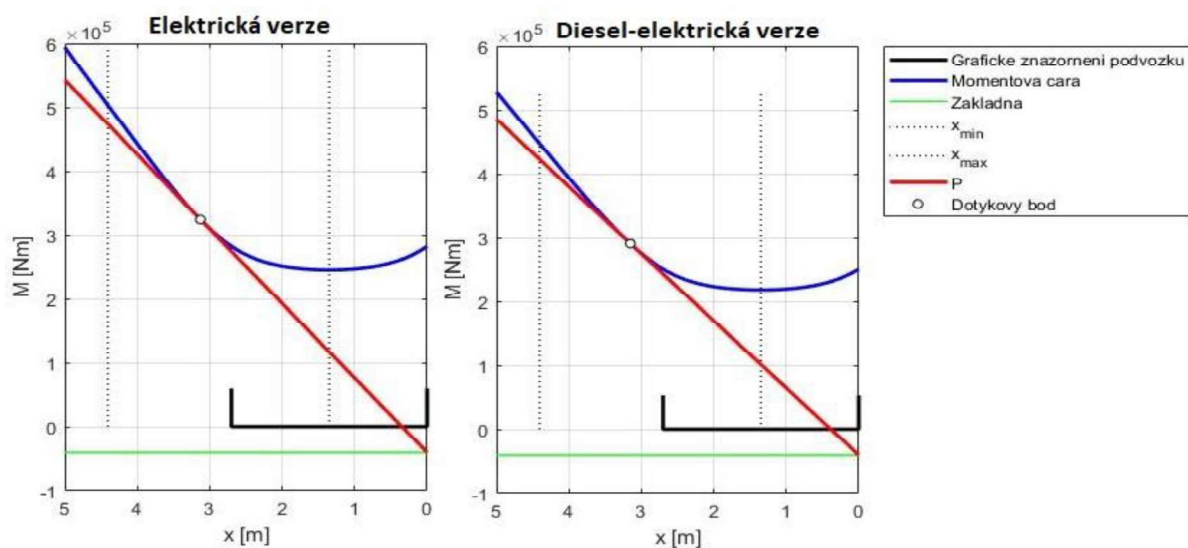
Následující tabulka zobrazuje vstupní hodnoty výpočtu, které jsou pro obě lokomotivy stejné.

Veličina	Označení [jednotka]	Hodnota
Rozvor podvozku	$2a^+ [m]$	2,7
Vzdálenost otočných čepů	$2a^* [m]$	9,5
Vzdálenost styčných kružnic dvojkolí	$2s [m]$	1,5
Oboustranná vůle v kolejovém kanále	$2\sigma^* [m]$	0,055
Součinitel tření	$f [1]$	0,35
Poloha působíště příčné síly působící na podvozku	$x_F [m]$	1,35

Tabulka 11 - Vstupy výpočtu bezpečnosti proti vykolejení

Hodnota součinitele tření $f = 0,35$ odpovídá v praxi používané výpočtové hodnotě. Je záhodno poznamenat, že zmiňovaný součinitel tření f a součinitel adheze v kontaktu kolo-kolejnice jsou dvě odlišné veličiny.

Obrázek 46 zobrazuje grafické řešení Heumannovy metody pro průjezd obloukem o poloměru 150 m rychlostí 5 km/hod. Tabulka 12 pak zobrazuje vstupní hodnoty pro výpočet Heumannovou metodou, její výsledky a míru bezpečnosti proti vykolejení.



Obrázek 46 - Grafické řešení Heumannovy metody pro průjezd obloukem o $R=150$ m [36]



Veličina	Označení [jedm.]	Elektrická verze			Diesel-elektrická verze		
Nevykompenz. zrychlení	$a_y [m * s^{-2}]$	0	0	1,1	0	0	1,1
Poloměr oblouku	$R [m]$	120	150	250	120	150	250
Rychlost jízdy	$v [km/hod]$	5	5	73	5	5	73
Moment od flexi-coil pružin	$M_3 [kN]$	49	39,2	23,52	54,61	43,69	26,21
Nevykompenz. odstředivá síla	$F_{ON} [kN]$	0	0	49,5	0	0	44
Kolové zatížení	$Q_0 [kN]$	110,36	110,36	110,36	98,1	98,1	98,1
Změna kol. zat.	$\Delta Q [kN]$	29,39	29,39	29,39	28,9	28,9	28,9
Řídicí síla	$P_{\check{r}} [kN]$	119,88	116,65	135,2	110,13	106,6	122,13
Vodící síla	$Y_1 [kN]$	80,15	76,92	96,57	74,82	71,28	87,79
Vzdálenost od středu tření	$x_{skut} [m]$	3,18	3,13	2,81	3,24	3,18	2,83
Mezní hodnota x	$x_{mez} [m]$	3,79	4,41	6,44	3,79	4,41	6,44
Obecná poloha?	-	ANO	ANO	ANO	ANO	ANO	ANO
Bezpečnost proti vykolejení	BPV [1]	1,212	1,263	1,006	1,18	1,23	1,002

Tabulka 12 - Výpočet BPV

Jak je patrné z hodnot bezpečnosti proti vykolejení v tabulce 12, lokomotivy vyhověly kontrole. Normou ČSN EN 14 363 je v druhé metodě stanovena kontrola pro průjezd oblouku o poloměru 150 m nízkou rychlostí. V této situaci vyšla bezpečnosti proti vykolejení 1,263 u elektrické verze a 1,23 u diesel-elektrické verze.

Lokomotivy vyhověly i při jízdě obloukem o poloměru 250 m s vysokou hodnotou nevykompenzovaného příčného zrychlení. Vzhledem k tomu, že na velikost řídicí, potažmo vodící, síly má stěžejní vliv vratný moment od flexi-coil pružin, který výrazně klesá při zvyšujícím se poloměru oblouku, je jasné, že při zvyšování poloměru oblouku bude dosaženo příznivějších hodnot bezpečnosti proti vykolejení.

Hnací dvojkolí vozidla při jízdě v obloucích velmi malých poloměrů ($250 \text{ m} \leq R \leq 400 \text{ m}$) musí i v těchto traťových úsecích splňovat bezpečnost provozu dle ČSN EN 14 363 a novelizované vyhlášky UIC 518, tj. nepřekročit limitní hodnoty maximální vodící síly $Y_{max} = 100 \text{ kN}$ a hodnotu kvazistatické vodící síly Y_{qst_lim} . Tato síla dosahuje pro oblouk o kritickém poloměru 250 m hodnoty:



$$Y_{qst_lim} = 30 + \frac{10\,500}{R} = 30 + \frac{10\,500}{250} = 72\,kN \leq Y_1 \quad (8.4.30)$$

Jak je patrné ze vztahu 8.4.30, vodící síly vyšly vyšší než normou stanovené maximum. Je však důležité mít na paměti, že Heumannovou metodou je dosaženo méně přesných výsledků, které jsou oproti realitě pesimističtější. Metoda uvažuje tuhé vedení dvojkolí, což vzhledem k pryžokovovým prvkům v pojezdu lokomotivy a flexi-coil pružinám v primárním vypružení nekoresponduje plně s realitou, kdy se dvojkolí může mírně natáčet do oblouku. Případu, že by i podrobnější simulace průjezdu vozidla obloukem ukázaly překročení limitní hodnoty kvazistatické vodící síly, se věnuje kapitola 8.4.4.

Další podmínkou stanovenou zmíněnými normami je kontrola nepřekročení mezní hodnoty kvazistatické síly zatěžující kolejnice B_{qst_lim} . Tato kvazistatická zatěžující síla závisí na kvazistatické vodící síle Y a kvazistatické kolové síle Q_{qst} na příslušném kole, střední hodnotě R_m poloměru hodnocených traťových úseků a na typu úseků, což zohledňuje konstanta a , která pro oblouky velmi malých poloměrů ($250\,m \leq R \leq 400\,m$) dosahuje hodnoty $a = 67,5$. Pro poloměr oblouku $R_m = 250\,m$ lze kvazistatickou sílu zatěžující kolejnice B_{qst} vypočítat dle vzorce:

$$B_{qst} = Y_1 + 0,83 * Q_{qst} + \left[a - \left(30 + \frac{10\,500}{R_m} \right) \right] \quad (8.4.31)$$

$$Q_{qst} = Q_0 - \Delta Q^* - \Delta Q^+ + \Delta Q_n \quad (8.4.32)$$

Veličina [jednotka]	Elektrická verze	DE verze
Y_1 [kN]	76,92	87,27
Q_{qst} [kN]	100,86	86,88
$B_{qst(250)}$ [kN]	175,21	154,88
$B_{qst_lim(250)}$ [kN]	180	180
$B_{qst(250)} \leq B_{qst_lim(250)}$	ANO	ANO

Tabulka 13 - Kontrola sil zatěžujících kolejnice

Z výsledků v tabulce 13 vyplývá, že obě verze lokomotivní platformy nepřekračují podmínku maximální kvazistatické síly zatěžující kolejnice. Změna kolové síly ΔQ_n je způsobena klopným momentem od nevykompenzované odstředivé síly působící v těžišti vozidla při průjezdu obloukem a její výpočet je nastíněn v rovnici 9.1.3.

8.4.4. Možná řešení snížení velikosti vodících sil

Snížení vodících sil je žádoucí nejen kvůli snaze o nepřesážení limitních hodnot těchto sil daných vyhláškou UIC 518 či normou ČSN EN 14 363. Při menších účincích vozidla na trať dochází k menšímu opotřebování jízdních ploch kol, okolků i trati. Snaha o snížení velikosti vodících sil má tedy smysl jak pro provozovatele vozidla, tak pro provozovatele železniční dopravní cesty. Snížení velikosti vodících sil lze dosáhnout několika způsoby, a to jak konstrukčními zásahy na vozidle, tak i možnými řešeními přímo na trati.

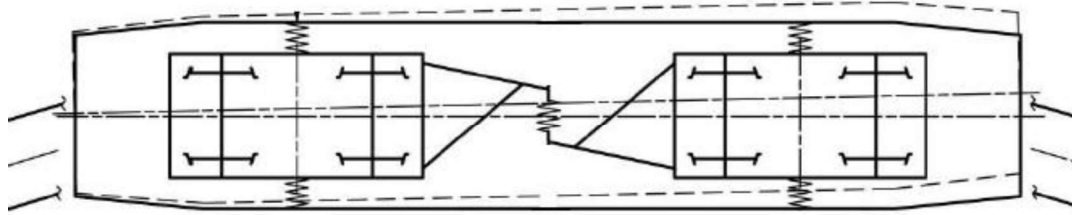
Jak je patrné z výpočtů v kapitole 8.4.3, velký vliv na výslednou vodící sílu má součinitel tření mezi kolem a kolejnicí. Při snížení hodnoty koeficientu tření mezi okolkem a kolejnicí tedy dojde ke snížení vodící síly. Mazání okolků může být provedeno jednak přímo na lokomotivě, popřípadě jsou správami jednotlivých železničních systémů do oblouků o malých poloměrech instalovány i stacionární mazací stanice, kdy dojde k namazání okolků vozidla při průjezdu touto stanicí. Systémy mazání okolků umístěné na vozidle většinou používají pro mazání trysku s mazivem a se stlačeným vzduchem a lze princip těchto zařízení přirovnat k pískovačům. Při použití systému mazání okolků je nutné použití ekologického maziva.



Obrázek 47 - Možné řešení mazání okolků [45]

Snížení vodících sil může být dosaženo i použitím vhodného tvaru jízdního profilu kola. Toto řešení je však vhodné pouze pro vozidla provozovaná trvale na určitém traťovém úseku a pro použití u navrhované lokomotivní platformy tedy nepřipadá v úvahu.

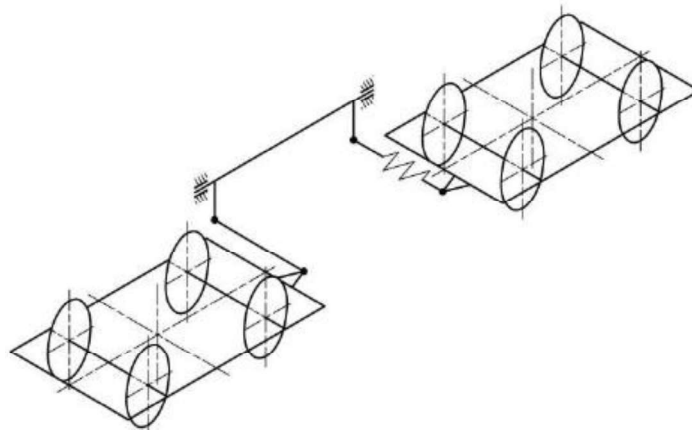
Naopak osazení vozidel optimalizovanou příčnou mezipodvozkovou vazbou umožňující rejdovné stavění dvojkolí se nabízí jako řešení vhodné. Použitím mezipodvozkové vazby se zavede na podvozek moment s opačným smyslem působení než u skluzových sil. Výhodou tohoto konstrukčního řešení je jeho jednoduchost, nízká hmotnost a při správné optimalizaci jeho charakteristiky i možnost vyřazení jeho funkce v případě jízdy po přímé trati. Vzhledem k tomu, že prostor mezi podvozkou pod skříní lokomotivy zabírá trakční transformátor u elektrické verze a palivová nádrž u verze diesel-elektrické, však odpadá možnost použití příčné mezipodvozkové vazby pomocí „pružné“ tyče, která je nejjednodušším, nejučinnějším a u mnoha lokomotiv již ověřeným řešením.



Obrázek 48 - Schéma příčné mezipodvozkové vazby [46]

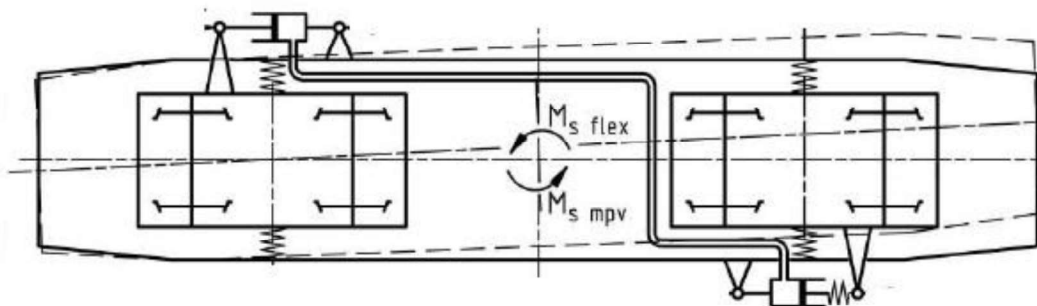
V úvahu tak připadá řešení mezipodvozkové vazby s torzní tyčí, kde je přenos sil realizován prostřednictvím mechanismu přes skříň lokomotivy. Schématický náčrt tohoto řešení představuje obrázek 49. Toto řešení bylo využito například u lokomotiv Škoda řady 363, u kterých se také projevil problém tohoto řešení, kterým je důležitost správného seřízení a údržby tohoto mechanismu. V případě špatného seřízení může být dokonce dosaženo horších jízdních vlastností lokomotivy při jízdě obloukem než bez instalované mezipodvozkové vazby.

[46]



Obrázek 49 - Mezipodvozková vazba s torzní tyčí [46]

Modernějším řešením je podélná hydraulická mezipodvozková vazba, u které dochází k přenosu sil mezi podvozky pomocí hydraulických válců upevněných na skříni vozidla a umístěných v místě tlumičů vrtivých pohybů. Hydraulická mezipodvozková vazba byla zkušebně namontována na jednu z lokomotiv Škoda 109E, kde však nebylo dosaženo výraznějšího snížení opotřebení kol. Schéma hydraulické podélné mezipodvozkové vazby představuje obrázek 50. [46]



Obrázek 50 - Hydraulická podélná mezipodvozková vazba [46]

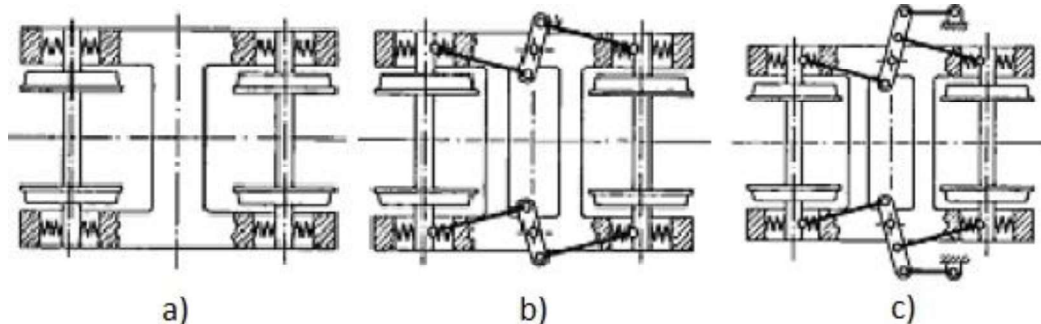
Vzhledem k tomu, že použitelná řešení mezipodvozkové vazby se v provozu příliš neosvědčila a jejich použití je náročné na jejich seřízení a udržování, je třeba začít uvažovat o použití rejdovného stavění dvojkolí. Při tomto konstrukčním řešení není dvojkolí vedeno pevně, ale je mu umožněno natáčení se do oblouku.

Již navržené konstrukční řešení vedení dvojkolí určitou míru rejdovnosti má, díky použití flexi-coil pružin v primárním vypružení a pryžokovovým kloubům u ojnice, která vede dvojkolí v podélném směru.

V případě, že je dvojkolí umožněno rejdovné stavění pouze vlivem řídicích sil při jízdě v oblouku, jedná se o tzv. přirozenou rejdovost. Při tomto konstrukčním řešení je možné snížit velikost řídicí síly a míru opotřebení dvojkolí až o pětinu. Další možností je zesílit účinky přirozené rejdovosti účinkem vzájemné kinematické vazby dvojkolí, tímto řešením je možné snížit velikost řídicí síly až o 30 %.

Největšího snížení řídicích sil a opotřebení koleje, a to až o polovinu, lze však dosáhnout nucenou rejdovostí dvojkolí, kdy je dvojkolí nuceno rejdovat mechanismem dle relativního natočení rámu podvozku pod skříní vozidla. Nejjednodušším řešením je Leichtyho mechanismus, který lze řešit jak v horizontální, tak ve vertikální rovině.

[47]



Obrázek 51 - Schématická znázornění podvozků s rejdovným stavěním dvojkolí: a) přirozená rejdovost, b) přirozená rejdovost zesílená účinkem vzájemné kinematické vazby dvojkolí, c) nucená rejdovost [47]

Problémy rejdovného stavění hnacích dvojkolí jsou jednak nestabilita jízdy vyššími rychlostmi po přímé trati, vliv pohonu na postavení dvojkolí a u konstrukčních řešení používajících mechanismy, které nutí dvojkolí rejdovat do oblouku i málo místa v hnacích podvozcích.

9. Analytický návrh nápravy pro platformu nákladních lokomotiv

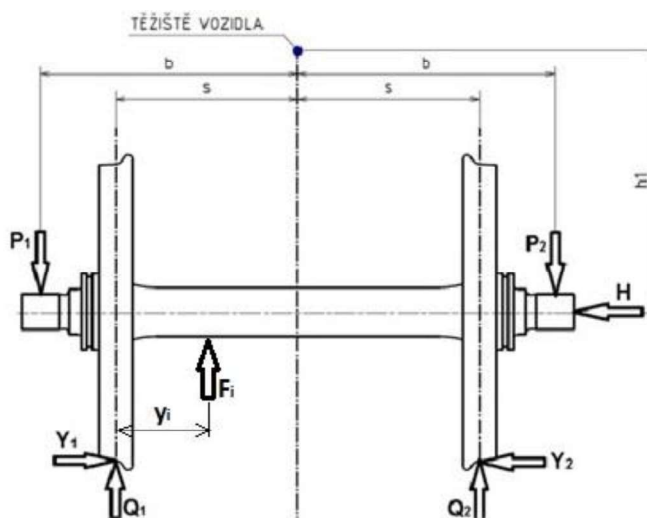
9.1. Rozbor namáhání a dimenzování nápravy

Hnací dvojkolí je namáháno silami, které mají neblahý vliv na jeho životnost, a proto je nutno tyto síly uvažovat při konstrukčním návrhu. Silovými účinky na hnací dvojkolí se zabývá norma ČSN EN 13103. Síly namáhající dvojkolí můžeme rozdělit dle způsobu jejich vzniku do třech kategorií: na síly vyvolané pohyblivými hmotnostmi, brzdícími silami a momenty a trakčními silami a momenty.

Pro názornost bude zaveden souřadnicový systém x, y, z , kdy osa x směřuje ve směru pohybu vozidla, osa y tvoří osu dvojkolí a osa z je na obě tyto osy kolmá.

9.1.1. Síly od vypružených hmot

Zmiňovaná norma ČSN EN 13103 udává vztahy pro výpočet sil vyvolaných vypruženými hmotami odpovídající jízdě vozidla obloukem, kdy je jedno z kol zatíženo větší silou než kolo druhé. Za účelem ověření vhodnosti výpočtového postupu uvedeného normou pro navrhované vozidlo bude proveden ověřující zjednodušený výpočet těchto sil dle teorie a následně budou vypočtené hodnoty sil porovnány.



Obrázek 52 - Síly iniciované vypruženými hmotami

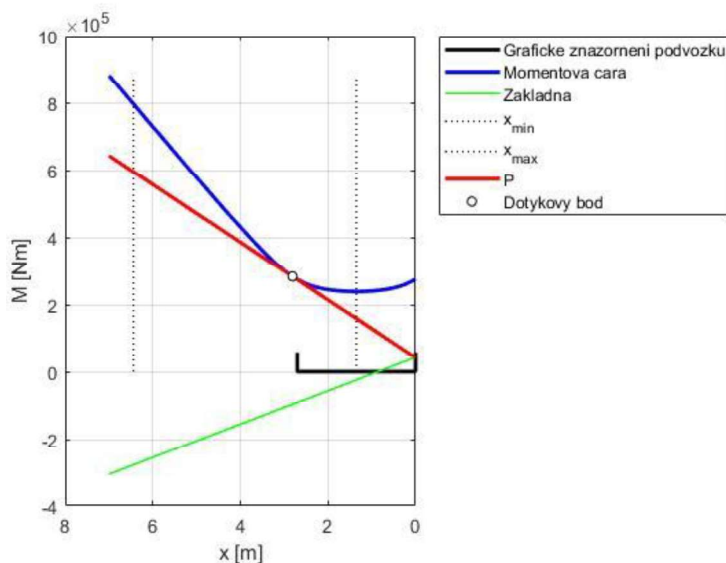
Srovnávací výpočet bude proveden pro jízdu elektrické verze lokomotivy obloukem o poloměru 250 m s hodnotou nevykompenzovaného příčného zrychlení $a_y = 1,1 \text{ m/s}^2$. Tyto parametry již byly řešeny v kapitole 8.4.3., kdy byly pomocí Heumannovy metody zjištěna řídicí síla, která byla následně přepočítána na sílu vodící, a vzdálenost středu tření. Stále však zbývá určit sílu Y_2 , kterou lze vypočítat z rovnice 9.1.1.

$$Y_2 = (Q_0 - \Delta Q_n) * f * \cos \zeta_2 \quad (9.1.1)$$

$$\zeta_2 = \cotg \frac{s}{x_{skut}} \quad (9.1.2)$$

$$\Delta Q_n = \frac{F_{ON} * h_1}{2s} \quad (9.1.3)$$

Úhel ζ_2 představuje úhel, jež svírá spojnice středu tření a působíště řídicí síly s osou podvozku a lze ho vypočítat dle rovnice 9.1.2. Hodnota x_{skut} představuje vzdálenost středu tření od osy prvního dvojkolí a lze jí získat též Heumannovou metodou. Hodnota výsledné příčné síly H je pak rozdílem sil Y_1 a Y_2 . Změna kolové síly ΔQ_n je způsobena klopným momentem od nevykompenzované odstředivé síly působící v těžišti vozidla při průjezdu obloukem.



Obrázek 53 - Grafické řešení Heumannovy metody pro průjezd elektrické verze obloukem $R=250m$ [36]

Výpočet svislých sil P_1 a P_2 , viz obrázek 52, působících na přitížený, respektive odlehčený ložiskový čep bude proveden s mnoha zjednodušujícími předpoklady, a to vzhledem k tomu, že jde pouze o výpočet ověřující validitu postupu uvedeného v normě pro navrhované vozidlo, a hlavně vzhledem k tomu, že pro přesnější výpočty by bylo nutno znát parametry vozidla, které zatím nejsou v tomto předběžném návrhu určeny. Při jízdě obloukem o minimálním poloměru bude uvažováno nevykompenzované příčné zrychlení $a_y = 1,1 m/s^2$ s tím, že do této hodnoty je už zahrnutý vliv boční síly větru na vozidlo. Dalším zjednodušujícím předpokladem je, že v tomto výpočtu nejsou uvažovány pohyby těžiště skříně ani podvozku vozidla. S ohledem na tyto zjednodušující předpoklady je třeba uvažovat, že hodnota změny sil působících na ložiskové čepy ΔP bude reálně vyšší. Sílu působící na přitížený ložiskový čep lze vypočítat jako součet síly P_0 působící na ložiskový čep při jízdě po rovné trati a změny této síly vyvolané nevykompenzovanou odstředivou silou. Veličiny h_1 a h_2 představují výšku těžiště skříně a podvozku nad rovinou temene kolejnice.

$$P_1 = P_0 + \Delta P = \frac{g}{8}(m_1 + m_2) + \frac{a_y}{8s} * (m_2 * h_1 + m_2 * h_2) \quad (9.1.4)$$

$$P_2 = P_0 - \Delta P = \frac{g}{8}(m_1 + m_2) - \frac{a_y}{8s} * (m_2 * h_1 + m_2 * h_2) \quad (9.1.5)$$



Síly svislého účinku koleje na jízdní plochu kola na přitížené, respektive odlehčené straně dvojkolí Q_1 a Q_2 jsou vypočteny z momentové rovnováhy v rovině y - z obdobně jako v normě. Síla F_i představuje silový účinek od nevypružené hmotnosti nápravové převodovky, jejíž středová rovina je umístěna ve vzdálenosti $y_i = 350 \text{ mm}$ od styčné kružnice na přitížené straně dvojkolí.

$$F_i = m_{př} * g = 700 * 9,81 = 6\,867 \text{ N} \quad (9.1.6)$$

Srovnání sil vyvolaných vypruženými hmotami vypočtených dle zjednodušené teorie s výpočtem sil dle normy zobrazuje tabulka 14.

Ozn. síly	Výpočtový vzorec dle ČSN EN 13103	Popis síly	Hodnota dle normy [N]	Výpočet dle teorie [N]
P_1	$P_1 = \left(0,625 + 0,0875 * \frac{h_1}{b}\right) * m_1 * g$	Síla působící na přitížený ložiskový čep nápravy	149 181	118 027
P_2	$P_2 = \left(0,625 - 0,0875 * \frac{h_1}{b}\right) * m_1 * g$	Síla působící na odlehčený ložiskový čep nápravy	89 509	72 039
Y_1	$Y_1 = 0,35 * m_1 * g$	Vodorovná síla kolmá na osu kolejnice na přitíženém lož. čepu nápravy	66 833	96 573
Y_2	$Y_2 = 0,175 * m_1 * g$	Vodorovná síla kolmá na osu kolejnice na odlehčeném lož. čepu nápravy	33 417	33 624
H	$H = Y_1 - Y_2 = 0,175 * m_1 * g$	Výsledná příčná síla	33 417	62 949
Q_1	$Q_1 = \frac{1}{2s} [P_1(b + s) - P_2(b - s) + (Y_1 - Y_2)R - F_i(2s - y_i)]$	Síla svislého účinku koleje na přitížený ložiskový čep nápravy	173 323	151 318
Q_2	$Q_2 = \frac{1}{2s} [P_2(b + s) - P_1(b - s) + (Y_1 - Y_2)R - F_i(2s - y_i)]$	Síla svislého účinku koleje na odlehčený ložiskový čep nápravy	64 389	37 981

Tabulka 14 - Síly vzniklé působení vypružených hmot

Při porovnání hodnot sil zatěžujících dvojkolí vlivem odpružených hmot vypočítaných dle normy ČSN EN 13103 a získaných ze zjednodušené teorie je patrné, že hodnoty sil působících ve směru osy z dosahují vyšších hodnot při použití výpočtových vzorců daných normou. To je dáno zjednodušujícím výpočtem sil dle teorie, kdy nebyly uvažovány změny polohy těžiště skříně a podvozků vozidla, a tudíž velikosti těchto sil vycházejí menší.

Naopak velikost vodící síly Y_1 vychází vyšší pro případ výpočtu Heumannovou metodou. Jak již bylo výše uvedeno, Heumannova metoda předpokládá mimo jiné pevně vedená dvojkolí, válcová kola o stejném poloměru atp., a tudíž dává výsledky pouze přibližné, a to spíše pesimistické. Lze tedy předpokládat, že normou stanovený vzorec představuje realističtější pohled na průjezd vozidla obloukem a velikost vodící síly. Naopak překvapivě dobré shody bylo dosaženo při výpočtu síly Y_2 , působící na odlehčené straně vozidla ve směru osy y .

Vzhledem k výše uvedeným argumentům bude dimenzování dále prováděno s hodnotami zatěžujících sil dle normy ČSN EN 13 103.

Výše popsané síly vytvářejí na nápravě ohybový moment M_x . Při znalosti velikosti sil působících na nápravu a potřebných rozměrů lze vypočítat maximum momentu a graficky zobrazit jeho průběh podél nápravy. Rovnice pro výpočet momentu jsou tři a každá platí pro jednu z oblastí dvojkolí, viz obrázek 54.

Pro oblast 1 - od roviny zatížení k rovině styčné kružnice na přitížené straně nápravy:

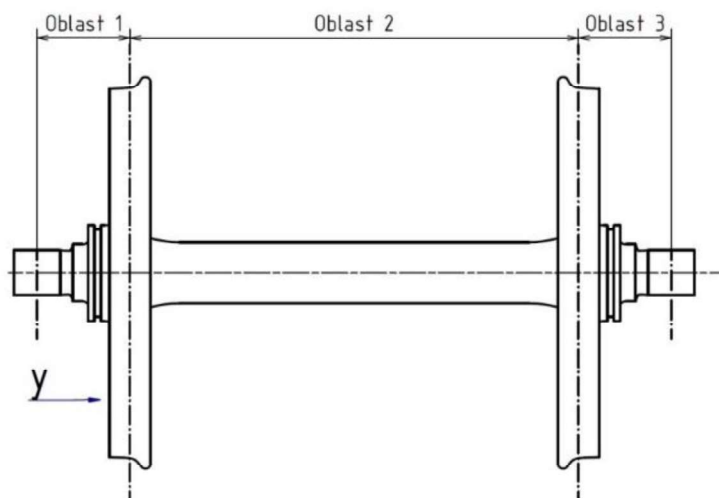
$$M_x = P_1 * y \quad (9.1.7)$$

pro oblast 2 - mezi rovinami styčných kružnic:

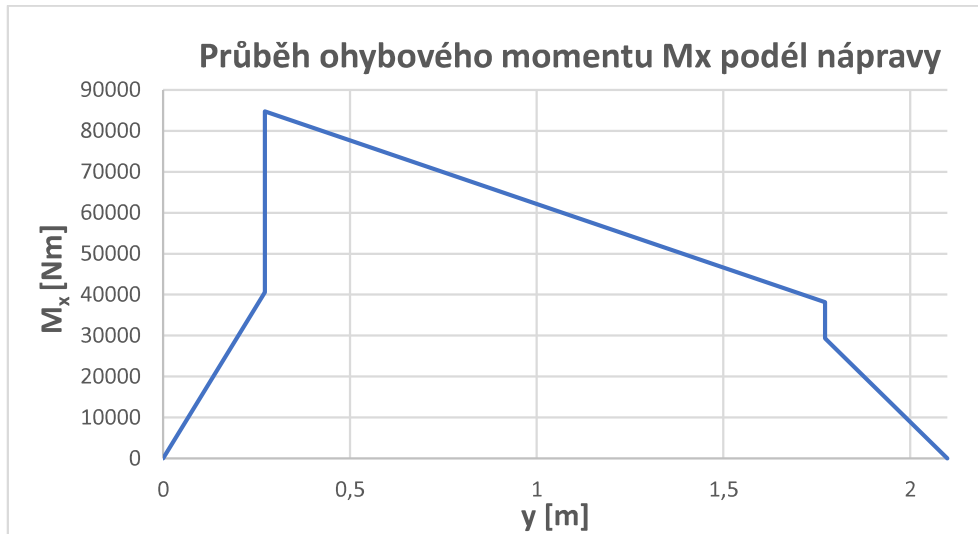
$$M_x = P_1 * y - Q_1 * (y - b + s) + Y_1 * R - F_i * (y - b + s - y_i) \quad (9.1.8)$$

a pro oblast 3 - od roviny zatížení k rovině styčné kružnice na odlehčené straně nápravy:

$$M_x = P_2 * (2b - y) \quad (9.1.9)$$



Obrázek 54 - oblasti dvojkolí pro výpočet ohybového momentu M_x

Obrázek 55 - Průběh ohybového momentu M_x podél nápravy

Z průběhu momentu M_x na obrázku 55 je patrné, že moment se mění skokově v místech styčných kružnic, tedy v místě dotyku kola s kolejnicí, kde také na přitížené straně nápravy dosahuje maximální hodnoty $M_x = 84\,764\text{ Nm}$.

9.1.2. Síly od brzdění

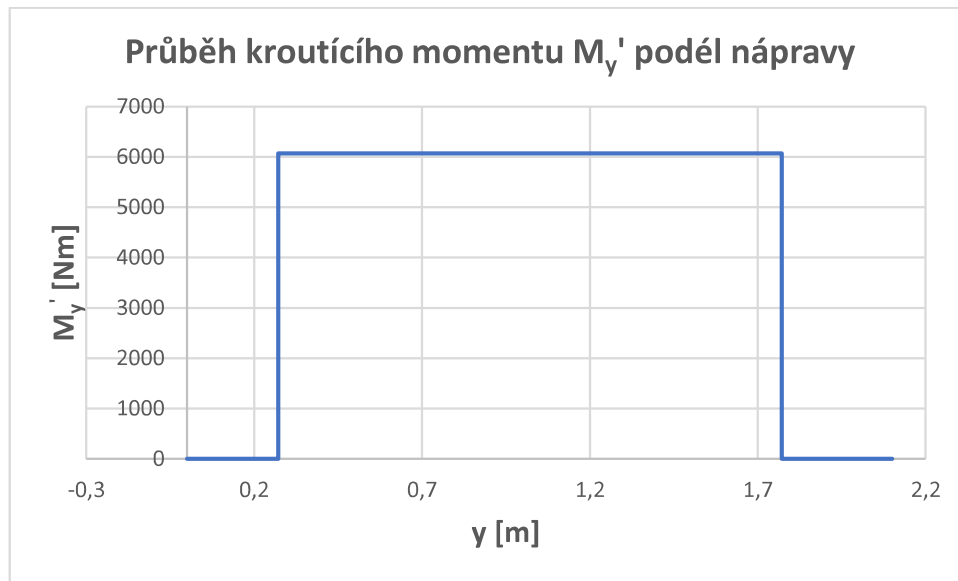
Norma ČSN EN 13 103 uvádí, že síly od brzdění jsou vyšší než síly od pohonu. Toto tvrzení je však v rozporu s normami TSI LOC a PAS, které omezují poměrnou brzdnou sílu na hodnotu 0,15 (viz kapitola 4.3. Brzdná charakteristika). Vzhledem k faktu, že brzdné a trakční síly nikdy nepůsobí současně, bude pro návrh nápravy uvažován vliv pohonu.

Při brzdění vzniká brzdný kroučící moment zatěžující nápravu, který je však nižší než hnací kroučící moment od pohonu, a dále použití brzd kotoučových vyvolává moment ohybový. Vzhledem k tomu, že kotoučová brzda má pouze záložní charakter a velikost tohoto ohybového momentu je relativně malá, nebude tento ohybový moment pro návrh nápravy dále uvažován.

9.1.3. Vlivy průjezdu obloukem a geometrie kol

Pro zahrnutí možných rozdílů průměrů kol a průjezdu obloukem norma uvádí přídatný kroučící moment M'_y .

$$M'_y = 0,1 * \frac{Q_0}{2} * r_K = 6\,070\text{ Nm} \quad (9.1.10)$$

Obrázek 56 - Průběh kroutícího momentu $M_{y'}$ podél nápravy

9.1.4. Účinky způsobené pohonem

Trakční moment teče z velkého ozubeného kola nápravové převodovky na nápravu a dále nápravou na jednotlivá kola dvojkolí. Hnací moment lze vypočítat z maximální tažné síly a poloměru kola lokomotivy. Při rozdílných hodnotách kolových sil vlivem průjezdu obloukem není ani hnací moment přenášený jednotlivými koly stejný a je nutno ho rozdělit v poměru kolových sil.

$$M_{tr} = \frac{F_t}{4} * R = \frac{315\,000}{4} * 0,55 = 43\,313 \text{ Nm} \quad (9.1.11)$$

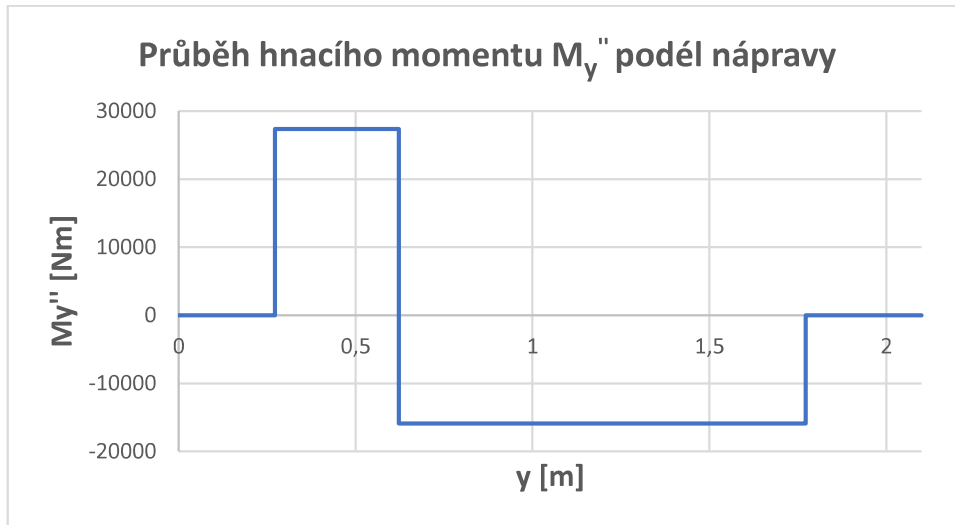
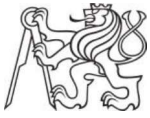
$$M''_{y2} = M_{tr} * \left(1 - \frac{Q_2}{Q_1}\right) = 43\,313 * \left(1 - \frac{64\,389}{173\,323}\right) = 15\,919 \text{ Nm} \quad (9.1.12)$$

$$M''_{y1} = M_{tr} - M''_{y2} = 43\,313 - 15\,919 = 27\,394 \text{ Nm} \quad (9.1.13)$$

Velikost trakčních sil na jednotlivých kolech je vlivem rozdílných kolových sil:

$$F_{t1} = \frac{M''_{y1}}{R} = \frac{27\,394}{0,55} = 49\,807 \text{ N} \quad (9.1.14)$$

$$F_{t2} = \frac{M''_{y2}}{R} = \frac{15\,919}{0,55} = 28\,943 \text{ N} \quad (9.1.15)$$



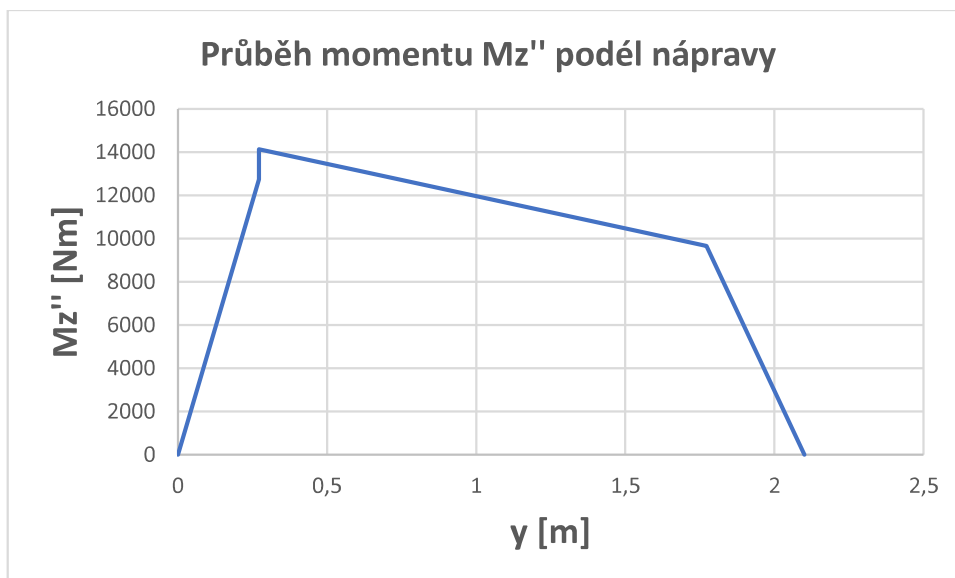
Obrázek 57 - Průběh hnacího momentu M_y'' podél nápravy

Rozdílné hnací síly na jednotlivých kolech vyvolávají ohybový moment působící ve svislé rovině y - z . Výpočet maximální hodnoty ohybového momentu M_z'' , které je dosaženo v místě styčné kružnice přitíženého kola, je dán rovnicí 9.1.17. Síly R_1 a R_2 jsou reakce v nápravovém ložisku na přitížené, respektive odlehčené straně dvojkolí.

$$R_1 = \frac{F_{t1} * (b + s) + F_{t2} * (b - s)}{2b} = 46\,826\,N \quad (9.1.16)$$

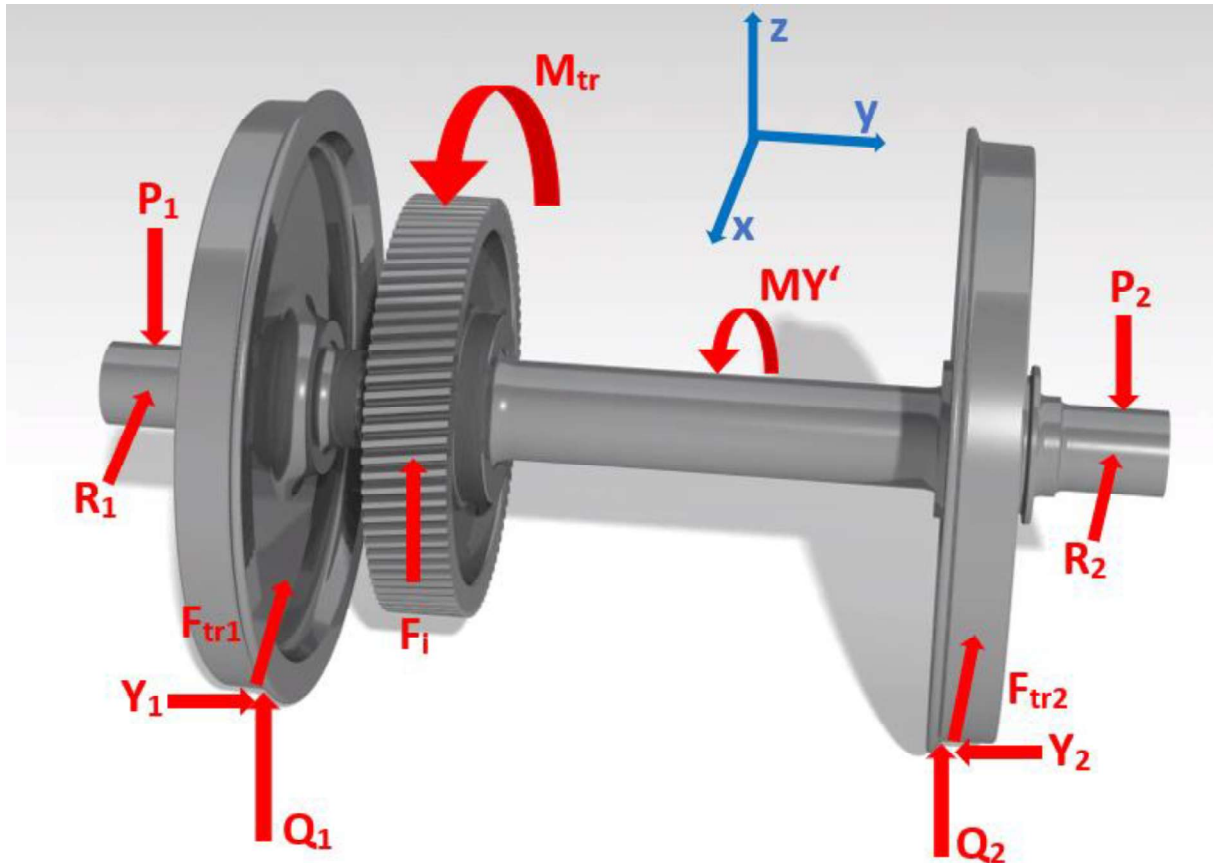
$$R_2 = \frac{F_{t1} * (b - s) + F_{t2} * (b + s)}{2b} = 31\,923\,N \quad (9.1.17)$$

$$M_{z_{max}}'' = R_1 * (b - s) = 14\,131\,Nm \quad (9.1.18)$$



Obrázek 58 - Průběh ohybového momentu M_z'' podél nápravy

Norma dále zmiňuje u vozidel se zabudovanou regulací tažné síly nutnost zahrnutí vzniku řízeného kmitání při překročení jmenovitého krouticího momentu pro stanovení maximálního krouticího momentu $M''_{y_{max}}$. Norma však neuvádí, jak má být tento vliv do výpočtu nápravy zahrnut. Torzním kmitům i přetížení dvojkolí vlivem vyššího hnacího momentu, než je moment jmenovitý se věnují kapitoly 9.2. a 9.3 této práce.



Obrázek 59 - 3D schématické zobrazení sil zatěžující dvojkolí

9.1.5. Výpočet redukovaného momentu

Pro návrh nápravy je třeba výše popsané jednotlivé účinky na nápravu způsobené jízdou lokomotivy shrnout do výsledného redukovaného momentu. Ten je dán vektorovým součtem ohybových momentů působících v rovinách y-z a x-y a torzního momentu krouticího nápravu kolem osy y.

$$MX = M_{x_{max}} + \sum M''_X \quad (9.1.19)$$

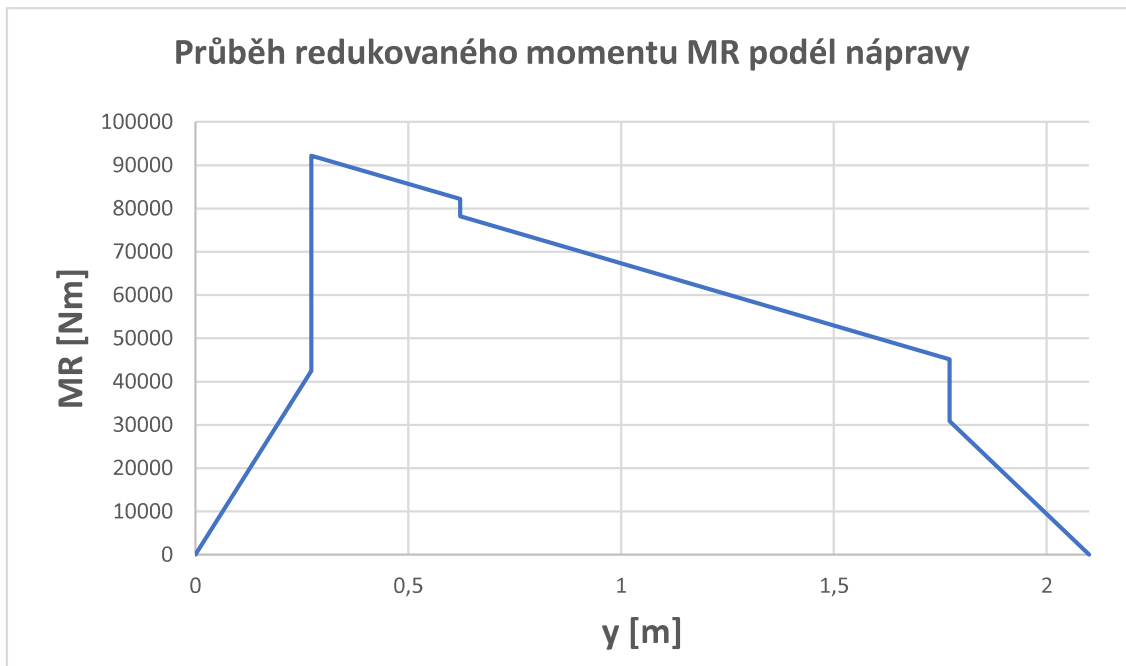
$$MY = \sum M''_y = M'_y + M''_y \quad (9.1.20)$$

$$MZ = \sum M''_z \quad (9.1.21)$$

$$MR = \sqrt{MX^2 + MY^2 + MZ^2} \quad (9.1.22)$$

Graf na obrázku 60 ukazuje průběh redukovaného momentu podél nápravy. Jak je z tohoto grafu patrné, maximální hodnoty dosahuje redukovaný moment v místě stykové kružnice na přetížené straně dvojkolí.

$$MR_{max} = \sqrt{84\,764^2 + 33\,464^2 + 14\,131^2} = 92\,220 \text{ Nm} \quad (9.1.23)$$



Obrázek 60 - Průběh redukovaného momentu podél nápravy

9.1.6. Dimenzování nápravy

Vzhledem ke znalosti hodnoty redukovaného momentu ve všech místech nápravy, lze pro jednotlivé části nápravy vypočítat napětí, které je v daných místech dosaženo vlivem výše popsaných a vypočítaných zatížení. Pro různé části nápravy udává norma ČSN EN 13 103 maximální dovolené hodnoty napětí. Pro uvažovaný materiál nápravy EA4T jsou limitní hodnoty napětí v poháněných nápravách s nalisovaným hnacím kolem uvedeny v tabulce 15.

Součinitel bezpečnosti	Oblast 1 $\left[\frac{N}{mm^2}\right]$	Oblast 2 $\left[\frac{N}{mm^2}\right]$	Oblast 3 $\left[\frac{N}{mm^2}\right]$	Oblast 4 $\left[\frac{N}{mm^2}\right]$
1,66	145	80	68	58
Oblast 1 – dřívík nápravy, sedla kluzných ložisek, zaoblení, dna zápichů				
Oblast 2 – všechna sedla s výjimkou čepů kol a kluzných ložisek				
Oblast 3 – čep valivého ložiska a čepy kol				
Oblast 4 – povrch vývrtu				

Tabulka 15 - Hodnoty dovoleného napětí pro poháněnou nápravu s nalisovaným hnacím kolem [39]



Napětí ve vláknech na vnějším povrchu σ a ve vláknech na povrchu vývrtu duté nápravy σ_v se vypočtou klasickým vztahem z pružnosti a pevnosti, kdy napětí je podílem výsledného redukovaného momentu ku kvadratickému modulu průřezu.

Norma ČSN EN 13 103 však tento vzorec doplňuje součinitelem koncentrace napětí pro únavový jev, který zohledňuje geometrii nápravy a charakteristiky materiálu. Vliv únavy materiálu je u návrhu náprav velmi podstatný.

Fenomén lomu železničních náprav vedl Augusta Wöhlera v předminulém stolení k bádání v této oblasti a sestavení S-N (Wöhlerovy) křivky. Součinitel K lze určit dle diagramů a aproximačních vztahů uvedených v normě. Hodnota tohoto součinitele je funkcí poměru většího ku menšímu průměru v místě přechodu dvou oblastí nápravy s jinými průměry a podílu poloměru zaoblení přechodu ku menšímu z průměrů nápravy v místě zaoblení. Pro válcové části dosahuje koeficient K hodnoty 1. Vzhledem k tomu, že rádiusy a přechody mezi jednotlivými průměry fungují jako koncentrátoři napětí, věnuje jim norma ČSN EN 13 103 velkou pozornost. Pro návrh nápravy byly všechny normou uvedená doporučení pro návrh rádiusů, zápichů a přechodů mezi průměry respektovány.

$$\sigma = \frac{K * MR}{W_o} = \frac{K * 32 * MR * d}{\pi * (d^4 - d_v^4)} \quad (9.1.24)$$

$$\sigma_v = \frac{K * MR}{W_o} = \frac{K * 32 * MR * d_v}{\pi * (d^4 - d_v^4)} \quad (9.1.25)$$

Následující tabulka 16 zobrazuje hodnoty všech veličin potřebných pro výpočet napětí v daném místě nápravy, a to jak na povrchu, tak ve vývrtu nápravy. Jak napětí na povrchu, tak napětí ve vývrtu je porovnáno s maximálními dovolenými hodnotami z tabulky 15. Poslední sloupec tabulky pak určuje zda obě napětí v daném místě jsou nižší než normou stanovená maximální hodnota („OK“ = oblast nápravy vyhovuje pevnostní kontrole, „XX“ = náprava nevyhovuje pevnostní kontrole).



oblast	y	d	dv	D	r/D	D/d	K	Mx''	My'	My''	Mz''	MR	σ	σ _{max}	σ _v	σ _{v_max}	stav
	[mm]				[1]			[Nm]				[N/mm ²]					
čep ložiska	0,102	150	75	150	1	1	1,00	15213	0	0	4776	15945	51,3	68	26	58	OK
přechod R40	0,102	150	75	187	0,21	1,25	1,05	15213	0	0	4776	15945	53,8	145	27	58	OK
přechod R8	0,122	187	75	210	0,04	1,12	1,19	18195	0	0	5713	19071	36,3	145	15	58	OK
sedlo těs. kroužku	0,138	210	75	210	1	1	1,00	20641	0	0	6481	21635	24,2	80	9	58	OK
přechod R25	0,153	210	75	245	0,1	1,17	1,09	22744	0	0	7141	23839	29,1	145	10	58	OK
sedlo kolo	0,272	245	75	245	1	1	1,00	84764	6070	27394	14131	92220	64,4	68	20	58	OK
přechod R15	0,377	221	75	245	0,06	1,11	1,11	81501	6070	27394	13818	89181	95,0	145	32	58	OK
přechod R75	0,402	212	75	220,7	0,34	1,04	1,00	80719	6070	27394	13743	88455	96,3	145	34	58	OK
dřík nápravy	0,434	212	75	212	0,35	1	1,00	79750	6070	27394	13650	87557	95,1	145	34	58	OK
přechod R75	0,465	212	75	228,3	0,33	1,08	1,01	78782	6070	27394	13557	86661	94,6	145	33	58	OK
přechod R15	0,499	228	75	255	0,06	1,12	1,12	77729	6070	27394	13456	85689	83,2	145	27	58	OK
sedlo ozub. kola	0,622	255	75	255	1	1	1,00	73898	6070	27394	13088	82171	50,9	68	15	58	OK
přechod R15	0,745	228	75	255	0,06	1,12	1,12	70079	6070	15919	12722	74541	72,4	145	24	58	OK
přechod R75	0,779	212	75	228,3	0,33	1,08	1,01	69023	6070	15919	12620	73532	80,3	145	28	58	OK
dřík nápravy	0,779	212	75	212	1	1	1,00	69023	6070	15919	12620	73532	79,9	145	28	58	OK
dřík nápravy	1,641	212	75	212	1	1	1,00	42261	6070	15919	10051	48688	52,9	145	19	58	OK
přechod R75	1,641	212	75	220,7	0,34	1,04	1,00	42261	6070	15919	10051	48688	53,0	145	19	58	OK
přechod R15	1,667	221	75	245	0,06	1,11	1,11	41469	6070	15919	9975	47986	51,1	145	17	58	OK
sedlo kola	1,772	245	75	245	1	1	1,00	38193	6070	15919	9661	45117	31,5	68	10	58	OK
přechod R25	1,821	210	75	245	0,1	1,17	1,09	24966	0	0	8907	26508	32,4	145	12	58	OK
sedlo těs. kroužku	1,905	210	75	210	1	1	1,00	17423	0	0	6216	18498	20,7	80	7	58	OK
přechod R8	1,924	187	75	210	0,04	1,12	1,19	15749	0	0	5619	16722	31,9	145	13	58	OK
přechod R40	1,944	150	75	187	0,21	1,25	1,05	13996	0	0	4993	14859	50,2	145	25	58	OK
sedlo ložiska	1,944	150	75	150	1	1	1,00	13996	0	0	4993	14859	47,8	68	24	58	OK

Tabulka 16 - Pevnostní kontrola nápravy

Jak je patrné z tabulky 16 všechny oblasti nápravy vyhověly pevnostní kontrole dle normy ČSN 13 103. Pro rigoróznost návrhu je třeba uvést, že analogický výpočet byl proveden i pro jízdu vozidla v opačném směru, kdy je přitížena strana dvojkolí s jízdním kolem vzdálenějším od nápravové převodovky. V tomto jízdním režimu jsou však hodnoty namáhání nápravy nižší.

9.2. Lisované spoje

Pro zajištění správné funkce hnacího dvojkolí je třeba zajistit co nejdokonalejší přenos hnacího a brzdného momentu z velkého ozubeného kola nápravové převodovky na nápravu a z nápravy na kola dvojkolí. Toho se docílí nalisováním kol na sedla nápravy s dostatečným přesahem, který zamezí protočení kol na nápravě. Lisování probíhá za studena (lisování podélné), tedy za běžné okolní teploty, kdy je náboj mechanickým násilím nalisován na sedlo nápravy. Druhou možností technologie výroby lisovaného spoje je lisování náboje na nápravu za tepla (lisování příčné), kdy je náboj kola ohřát (dochází k dilataci rozměrů kola) nebo může být použita kombinace ohřátí kola a ochlazení nápravy. Teplotní změnou se dosáhne vůle uložení mezi kolem a nápravou a náboj kola může být na sedlo nápravy nenásilně nasunut.

Nevýhodou lisování za studena je částečné stržení povrchových nerovností, a tím tedy zmenšení původního přesahu. U nalisování za tepla zase hrozí teplotní ovlivnění materiálu a po lisování je potřeba provést zkoušku protitlakem. Při lisování kol na nápravu železničního dvojkolí se doporučuje použití lisování za studena. Lisovací stroj musí být vybaven tlakoměrem a registračním přístrojem pro záznam průběhu lisovací síly do diagramu.

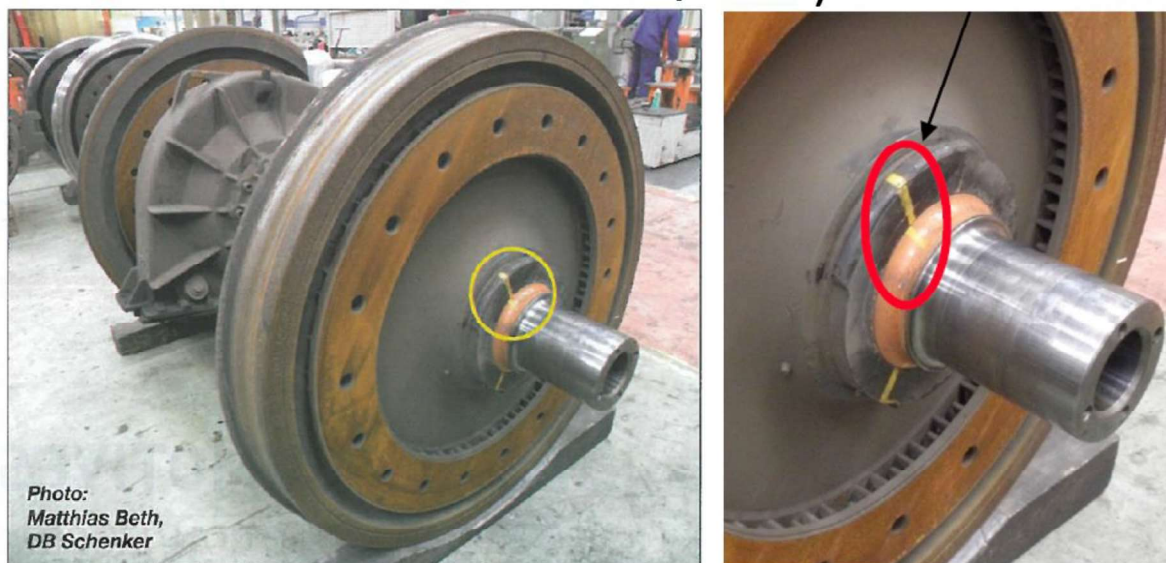
Pro lisování za studena se běžně používají maziva, kterými jsou zpravidla řepkový olej, lůj či sirník molybdeničitý MoS_2 . Velikost lisovací síly P_L lze vypočítat z rovnice 9.2.1. Součinitel a je dán právě použitým mazivem při lisování a jeho hodnoty pro hnací vozidla zobrazuje tabulka 17. [37]

$$P_L = a_L * D \quad (9.2.1)$$

	Olej	Lůj	MoS_2
$a_L [kN * mm^{-1}]$	4,5-6,5	3-6	3,5-6

Tabulka 17 - Hodnoty součinitele a pro hnací vozidla v závislosti na použitém mazivu [37]

V minulých letech se již zaběhlá a mnoho desítek let používaná praxe lisování spojů kolonáprava stala terčem zájmu odborníků na železnici, a to kvůli problémům německých lokomotiv řady DB 145. U zhruba desítky kusů lokomotiv DB 145 (lokomotivy z rodiny TRAXX, popisované v kapitole 2.3.2) došlo k pootočení kola vůči nápravě. Tato závada může být potencionálně velmi nebezpečná, jelikož při ztrátě tření v lisovaném spoji dochází ke ztrátě výkonu lokomotivy a při úplné ztrátě tlaku v lisovaném spoji může dojít při jízdě v oblouku a při úplném vyčerpání vůle v kolejovém kanále vlivem síly Y k podélnému posunu kola na nápravě a v krajním případě až k vykolejení lokomotivy. I z tohoto důvodu došlo ve Spolkové republice Německo k zpřísnění kontroly kvality lisovaných spojů náboje kola na nápravě. [40]



Obrázek 61 - Pootočení kola vůči nápravě u lokomotivy DB 145 [41]



Jako jeden z možných důvodů defektu bylo označeno protisměrné torzní kmitání dvojkolí, jev, který nebyl dosud významněji prozkoumán. V této situaci kola vůči sobě kmitají s opačnou fází, přičemž dochází k mírnému zkručení nápravy. Tento případ vzniká vlivem velké setrvačné hmoty kol vůči poměrně subtilní nápravě, která se pak chová jako torzní pružina. Rozkmitání může být způsobeno náhlou ztrátou adheze na jednom z kol (při rozjezdu, kdy působí vysoká trakční síla) či při průjezdu vozidla obloukem o malém poloměru, kdy příčně posunutá dvojkolí nestačí kompenzovat rozdílné obvodové rychlosti kol. [40]

Jako další možná příčina se jevil fakt, že současné postupy při dimenzování lisovaných spojů byly navrženy a používány pro méně výkonné stroje jezdící většinou nižšími rychlostmi, a tak tento postup návrhu nemusí být pro současné vysoce výkonné lokomotivy vhodný. Vzhledem k tomu, že k popisovanému problému však došlo pouze u zhruba desítky kusů jedné početné řady lokomotiv, lze spíše očekávat chybu na straně výrobce. Možnou příčinou by mohl být špatný návrh lisovaného spoje, kdy se nabízí možnost, že nebyl zohledněn vliv odstředivé síly na úbytek tlaku v lisovaném spoji, který je pro lokomotivy dosahující vysokých rychlostí značný. Další z možných příčin poruchy lisovaného spoje může být špatně provedený technologický postup lisování, kdy například nemusel být dodržen správný průběh lisovací síly.

V této diplomové práci bude proveden návrh za studena lisovaného spoje náboje kol na sedlo nápravy a lisovaného spoje velkého ozubeného kola nápravové převodovky na sedlo nápravy.

9.2.1. Určení minimálního tlaku v lisovaném spoji

Pro stanovení minimálního potřebného tlaku v lisovaném spoji je potřeba určit součinitel bezpečnosti přenosu točivého momentu k a součinitel tření mezi kolem a nápravou f . Součinitel tření výrazně ovlivňuje únosnost lisovaného spoje a je ovlivněn zejména použitými materiály, typem lisování (příčné nebo podélné) a použitím maziva. Jeho přesná hodnota pro návrh lisovaných spojů je know-how výrobců dvojkolí. Pro tuto práci bude uvažováno $k=1,5$ a $f=0,12$. Tyto hodnoty lze považovat spíše na straně bezpečnosti.

Moment přenášený z velkého ozubeného kola na nápravu odpovídá maximálnímu trakčnímu momentu na dvojkolí, vypočtenému v kapitole 9.1. (rovnice 9.1.10). Moment přenášený lisovaným spojem z nápravy na kola odpovídá maximální hodnotě vypočteného momentu M''_{y1} v téže kapitole. Pomocí těchto veličin lze odvodit hodnotu minimálního tlaku v lisovaném spoji p_{min}^* , při kterém již dojde k přenosu potřebného momentu při zvolené bezpečnosti. Výchozím bude vztah mezi normálovou silou působící kolmo na osu nápravy, a tečnou silou působící tečně k nápravě.

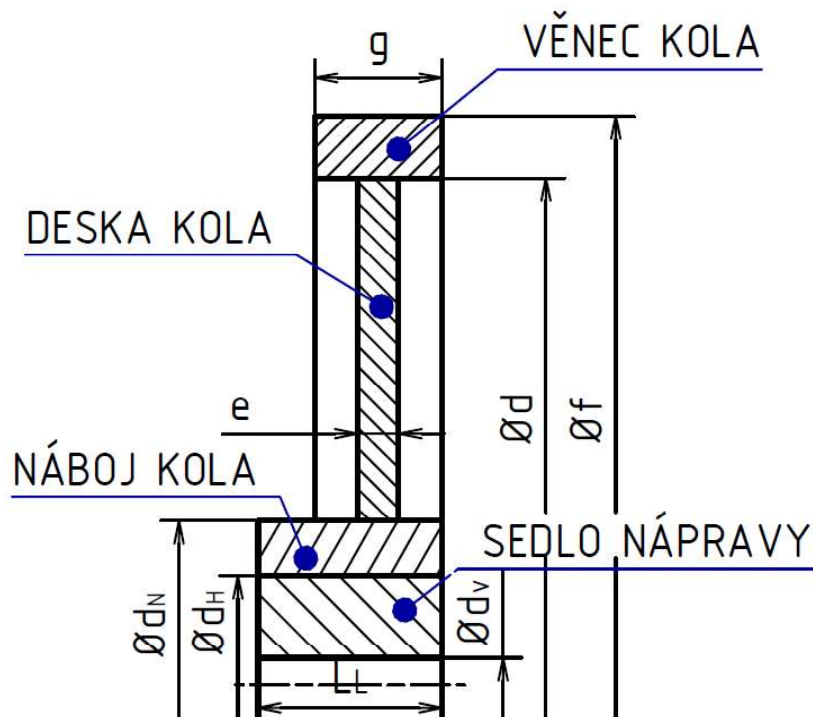
$$F_T = F_N * f \quad (9.2.2)$$

Přenášený moment navýšený o bezpečnost musí být přenesen třecí silou působící v lisovaném spoji. Normálová síla je rovna součinu plochy povrchu spoje a minimálního tlaku ve spoji potřebného k přenesení točivého momentu. L_L značí funkční délku lisovaného spoje.

$$M * k \leq F_T * r_H = F_N * f * r_H = p_{min} * \pi * d_H * L_L * f * r_H \quad (9.2.3)$$

$$p_{min}^* = \frac{k * M}{\pi * d_H * L_L * f * r_H} \quad (9.2.4)$$

Při jízdě lokomotivy dochází v lisovaném spoji kola a nápravy vlivem odstředivé síly F_O k poklesu tlaku. S tímto poklesem je nutno počítat při návrhu uložení kola na sedlo nápravy. Výpočet bude proveden pro zjednodušenou geometrii kola. Kolo tedy bude rozděleno do tří částí dle obrázku 62. Dále bude předpokládáno rovnoměrné rozložení tlaku v lisovaném spoji. Tabulka 18 uvádí rozměry parametrů použitých v obrázku 62 a hmotnosti jednotlivých částí kol a sedel nápravy. Výpočet je uvažován pro materiál kol s hustotou $\rho = 7850 \text{ kg} * \text{m}^{-3}$. Výpočet bude proveden pro maximální rychlost lokomotivy $v = 140 \text{ km/hod}$, kdy požadavek na přenos hnacího momentu není tak velký, ale odstředivá síla dosahuje maximální hodnoty, a pro rychlost $v = 68 \text{ km/hod}$ při které dochází ke zlomu v trakční charakteristice a lokomotiva v tomto bodě vyvíjí stále ještě maximální trakční moment (viz obrázek 31 – Trakční charakteristika elektrické verze lokomotivy).



Obrázek 62 - zjednodušená geometrie kol pro výpočet úbytku tlaku v lisovaném spoji

Jednotlivé části zjednodušeného modelu, popsané na obrázku 62, jsou označeny indexy I-IV postupně pro sedlo nápravy, náboj, desku a obruč kola.



Veličina [jedn.]	Ozubené kolo	Jízdní kolo
d_H [mm]	255	245
d_v [mm]	75	75
L_N [mm]	240	202
d_N [mm]	400	330
L_L [mm]	230	191
d [mm]	830	1000
e [mm]	60	45
f [mm]	50	1100
g [mm]	150	140
m_I [kg]	84,2	64,1
m_{II} [kg]	140,5	60,87
m_{III} [kg]	195,7	247,2
m_{IV} [kg]	197,5	181,3

Tabulka 18 - Rozměry a hmotnosti zjednodušeného výpočetního modelu pro výpočet úbytku tlaku

Odstředivá síla kola, která snižuje tlak v lisovaném spoji:

$$F_{OK} = \left(\frac{v}{R}\right)^2 * \left(m_I * \left(\frac{d_N - d_H}{2} + d_H\right) + m_{II} * \left(\frac{d - d_N}{2} + d_N\right) + m_{III} * \left(\frac{f - d}{2} + d\right) \right) \quad (9.2.5)$$

Odstředivá síla sedla nápravy, která zvyšuje tlak v lisovaném spoji:

$$F_{ON} = \left(\frac{v}{R}\right)^2 * m_{IV} * \left(d_v + \frac{d_H - d_v}{2} \right) \quad (9.2.6)$$

Úbytek tlaku vlivem odstředivé síly:

$$p_o = \frac{F_{OK} - F_{ON}}{\pi * d_H * L_L} \quad (9.2.7)$$

Vypočítaný úbytek tlaku z rovnice 9.2.7 je třeba připočíst k minimálnímu tlaku potřebnému k přenesení požadovaného momentu vypočteného v rovnici 9.2.4.

$$p_{min} = p_o + p_{min}^* \quad (9.2.8)$$

Výsledky výše uvedených rovnic pro lisovaný spoj ozubeného kola i jízdních kol pro výše popsané rychlosti jízdy 68 km/hod a 140 km/hod uvádí tabulka 19.



Veličina [jednotka]	Ozubené kolo		Jízdní kolo	
v [km/hod]	68	140	68	140
F_{OK} [kN]	602,9	2 555,4	439	1 861
F_{ON} [kN]	24,5	103,8	12,1	51,2
p_o [MPa]	3,1	13,3	2,9	12,3
M [Nm]	43 313	21 214	27 394	13 417
p_{min}^* [MPa]	23,1	11,3	19	9,3
p_{min} [MPa]	26,2	24,6	21,9	21,6

Tabulka 19 - Výpočet minimálního potřebného tlaku v lisovaných spojích - výsledky

Jak je patrné z tabulky 19, vyšší hodnoty minimálního potřebného tlaku v lisovaném spoji je dosaženo při jízdě lokomotivy rychlostí 68 km/hod, kdy dochází na trakční charakteristice při přenosu maximální hnací síly k dosažení maximálního trakčního výkonu, tj. ke zlomu v průběhu hnací síly. Na základě této hodnoty je poté možné vypočítat minimální přesah lisovaného spoje, aby bylo dosaženo potřebného tlaku. Přesah lisovaného spoje vznikne vpravením sedla nápravy o větším průměru do menšího otvoru náboje kola.

$$\Delta d_{min} = p_{min} * d_H * \left[\frac{G_N + \mu_N}{E_N} + \frac{G_H - \mu_H}{E_H} \right] \quad (9.2.9)$$

Parametry G, E a μ značí geometrické a materiálové konstanty náboje kola a nápravy. Vzhledem k faktu, že materiál náboje kola i sedla nápravy bude ocel, Youngův modul pružnosti E i Poissonovo číslo μ pro náboj i sedlo jsou uvažovány stejné.

$$G_H = \frac{d_H^2 + d_v^2}{d_H^2 - d_v^2} \quad (9.2.10)$$

$$G_N = \frac{d_N^2 + d_H^2}{d_N^2 - d_H^2} \quad (9.2.11)$$

Dále je třeba stanovit hodnotu minimálního výrobního přesahu Δd_{wmin} , což je hodnota přesahu lisovaného spoje zahrnující hodnotu přesahu w , který se strhne při samotném lisování. Tato hodnota se dopočte ze středních aritmetických úchylek profilu nápravy a náboje. [38]

$$w = 1,2 * (Rz^H + Rz^N) = 5,5 * (Ra^H + Ra^N) \quad (9.2.12)$$

$$\Delta d_{wmin} = \Delta d_{min} + w \quad (9.2.13)$$

Hodnoty obou středních aritmetických odchylek byly dosazeny dle [38] s hodnotou 1,6.

Tabulka 20 uvádí hodnoty pro výše popsané konstanty náboje kola, sedla nápravy a hodnotu minimálního výrobního přesahu pro oba navrhované lisované spoje.

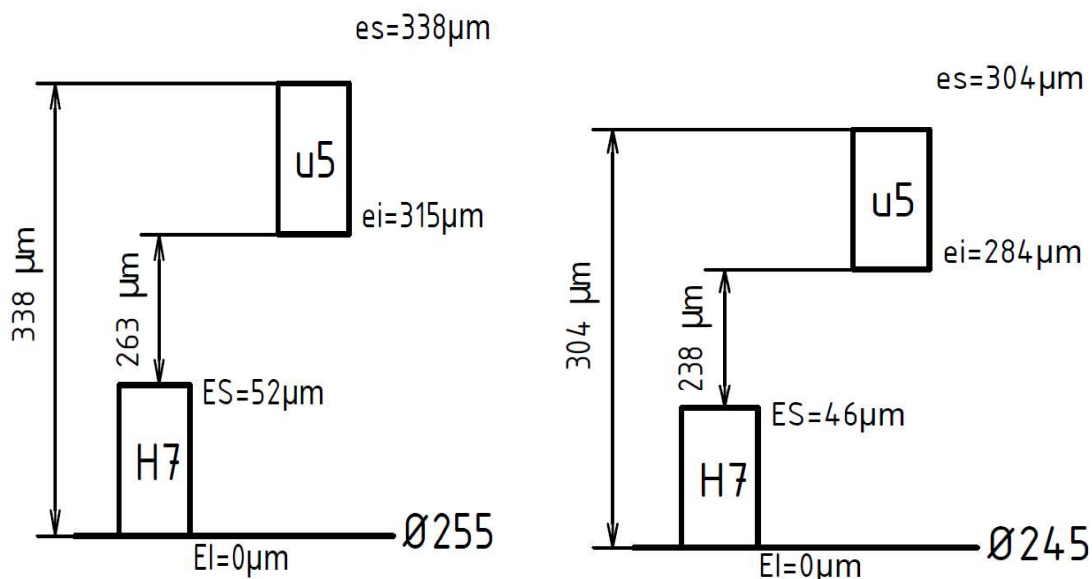
Veličina [jednotka]	Ozubené kolo	Jízdní kolo
G_H [1]	1,19	1,21
G_N [1]	2,37	3,46
E [MPa]	$2,1 * 10^5$	$2,1 * 10^5$
μ [1]	0,33	0,33
Δd_{min} [μm]	113,2	119,2
w [μm]	0,0176	0,0176
Δd_{wmin} [μm]	130,8	136,8

Tabulka 20 - Výpočet minimálního výrobního přesahu lisovaného spoje - výsledky

9.2.2. Návrh uložení lisovaného spoje

Vypočtený minimální přesah potřebný k přenesení požadovaného momentu z nápravy na jízdní kola dosahuje poměrně výrazně nižších hodnot než v praxi navrhovaná uložení, jejichž přesah dosahuje zhruba promile z hodnoty průměru lisovaného spoje. Vzhledem k této praxi a k faktu, že na nápravu může být vlivem přetížení motoru přenášen i vyšší moment než doposud vypočtený jmenovitý moment, budou navržena uložení s vyšším přesahem, než by z pohledu výsledků provedených výpočtů bylo nutné.

Pro lisovaný spoj jízdního kola na sedlo nápravy bylo navrženo uložení $\varnothing 245$ H7/u5 a pro lisovaný spoj velkého ozubeného kola nápravové převodovky na sedlo nápravy $\varnothing 255$ H7/u5. Hodnoty minimálního i maximálního přesahu uložení pro oba navrhované lisované spoje zobrazuje tabulka 21 a graficky znázorňuje obrázek 63.



Obrázek 63 - Navržená uložení lisovaných spojů

(9.2.14)



$$\Delta d_{wmin_ulozeni} = ES - ei$$

$$\Delta d_{wmax_ulozeni} = es - EI \quad (9.2.15)$$

Přesah [jednotka]	Ozubené kolo	Jízdní kolo
$\Delta d_{wmin_ulozeni} [\mu m]$	263	238
$\Delta d_{wmax_ulozeni} [\mu m]$	338	304

Tabulka 21 - Navržené hodnoty přesahů pro lisované spoje

9.2.3. Výpočet napjatosti vnesené lisováním

Pro maximální hodnoty přesahu lisovaného spoje lze spočítat i maximální tlak v lisovaném spoji, který bude důležitý pro následující výpočet napětí vnesených do sedla nápravy a nábojů kol nalisováním. Pro určení průběhu napětí je třeba spočítat konstanty K a C pro nápravu a hřídel.

$$p_{max} = \frac{\Delta d_{max}}{d_H * \left[\frac{G_N + \mu_N}{E_N} + \frac{G_H - \mu_H}{E_H} \right]} \quad (9.2.16)$$

$$K_H = \frac{-p_{max} * r_H^2}{r_H^2 - r_v^2} \quad (9.2.17)$$

$$C_H = -p_{max} * \frac{r_v^2 * r_H^2}{r_H^2 - r_v^2} \quad (9.2.18)$$

$$K_N = \frac{p_{max} * r_H^2}{r_N^2 - r_H^2} \quad (9.2.19)$$

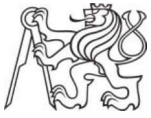
$$C_N = p_{max} * \frac{r_n^2 * r_H^2}{r_N^2 - r_H^2} \quad (9.2.20)$$

Výsledné hodnoty těchto veličin udává tabulka 22.

Veličina [jednotka]	Ozubené kolo	Jízdní kolo
$p_{max} [MPa]$	87,27	50,53
$K_H [MPa]$	-95,53	-55,75
$K_N [MPa]$	59,75	62,01
$C_H [kN]$	-134 343	-78 399
$C_N [kN]$	2 389 950	1 689 383

Tabulka 22 - Hodnoty potřebné pro výpočet napjatosti v lisovaném spoji

Nyní lze vypočítat průběh tečného a radiálního napětí vzniklého tlakem v lisovaném spoji v sedlech nápravy a nábojích kol.



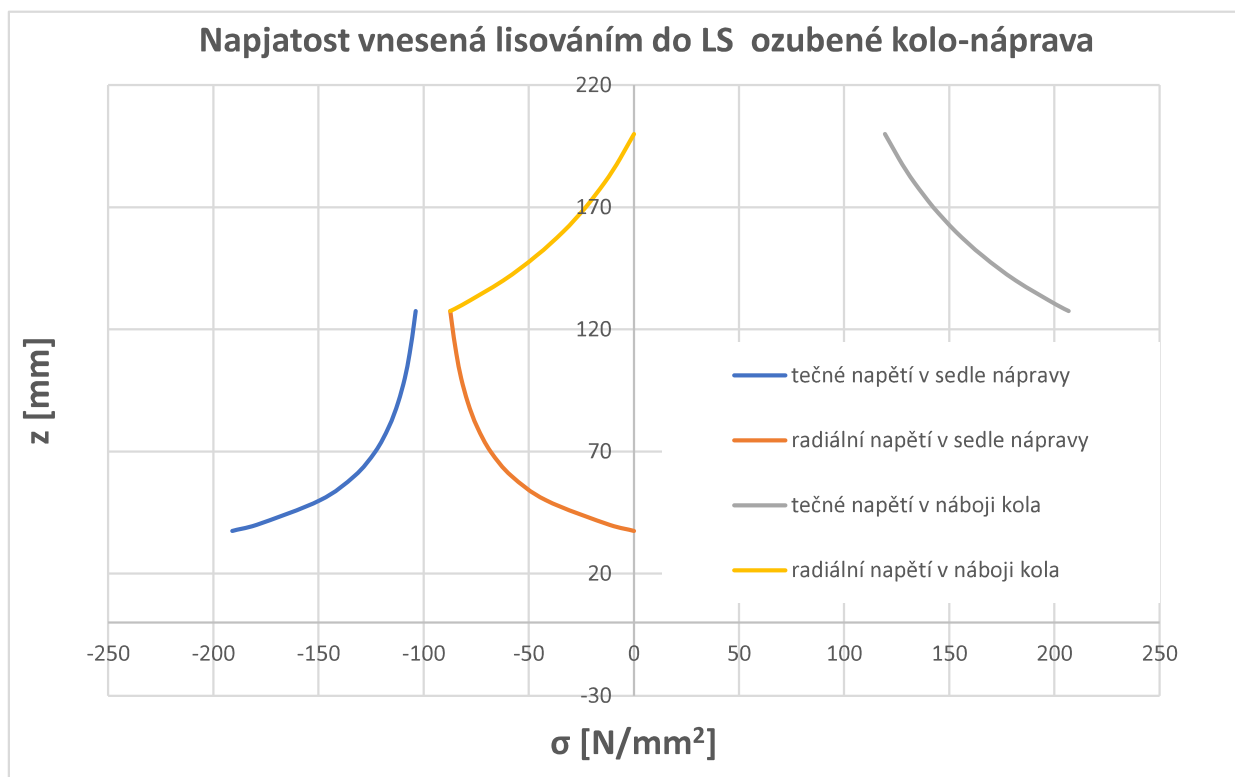
$$\sigma_t^H(z) = K + \frac{C_H}{z^2} \quad (9.2.21)$$

$$\sigma_r^H(z) = K - \frac{C_H}{z^2} \quad (9.2.22)$$

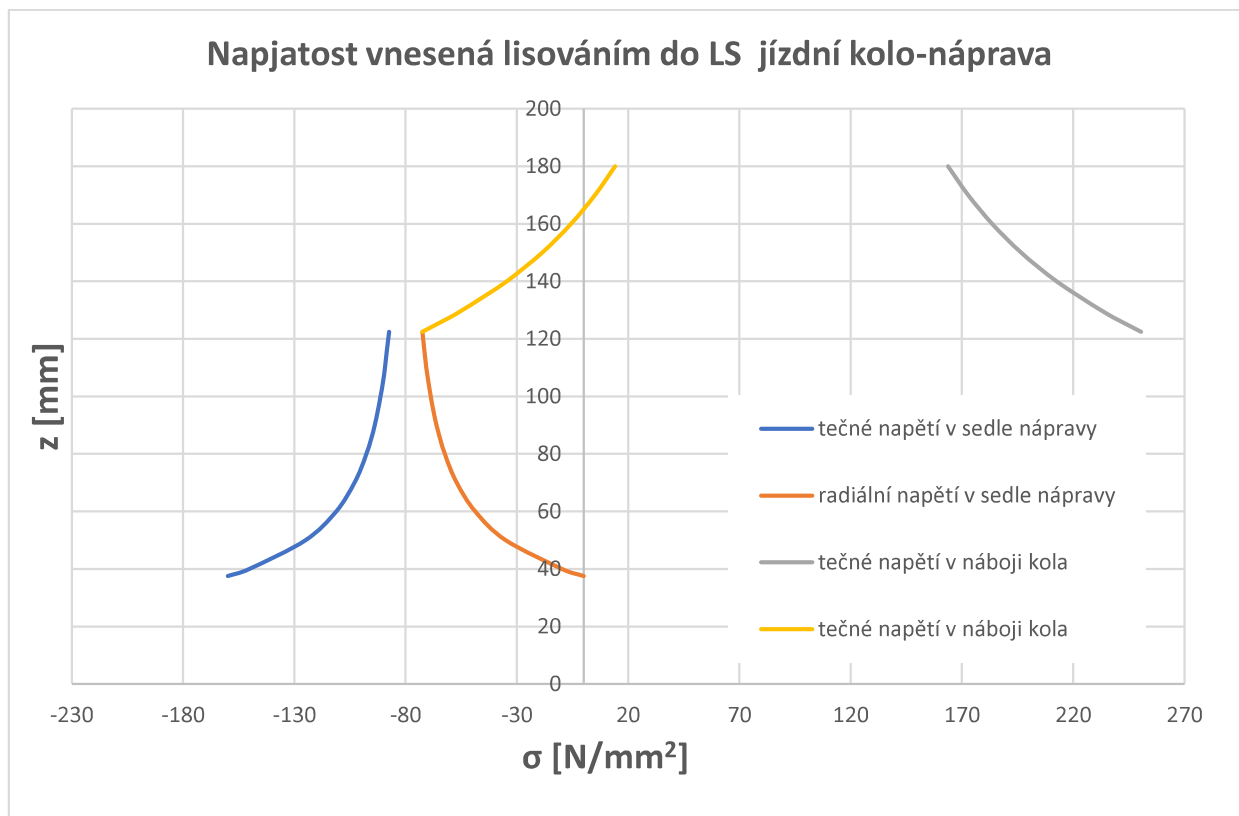
$$\sigma_t^N(z) = K + \frac{C_N}{z^2} \quad (9.2.23)$$

$$\sigma_r^N(z) = K - \frac{C_N}{z^2} \quad (9.2.24)$$

$$z \in \langle r_v ; R \rangle \quad (9.2.25)$$



Obrázek 64 - Průběh napjatosti v LS ozubené kolo-náprava



Obrázek 65 - Průběh napjatosti v LS kolo-náprava

Hodnoty na povrchu vývrtu a povrchu sedel nápravy pak zobrazuje tabulka 23. Osově napětí je vzhledem k otevřenému vývrtu v nápravě vždy nulové.

Napětí [jedn.]	Ozubené kolo		Jízdní kolo	
	povrch sedla	povrch vývrtu	povrch sedla	povrch vývrtu
σ_t^H [$N * mm^{-2}$]	-103,8	-191,1	-87,45	-159,91
σ_r^H [$N * mm^{-2}$]	-87,27	0	-72,46	0

Tabulka 23 - hodnoty napětí vnesené lisováním do sedel nápravy

9.3. Kontrola lisovaných spojů při jejich přetížení

Vzhledem k tomu, že norma ČSN EN 13103 uvádí, že do návrhu by měl být zahrnut vliv zkratového momentu a vliv torzních kmitů, popsaných v kapitole 9.2., bude proveden výpočet ověřující pevnost nápravy při výše jmenovaných stavech. Nejdříve bude vypočítán maximální přenositelný moment lisovaným spojem velké ozubené kolo nápravové převodovky-sedlo nápravy pro minimální i maximální přesah plynoucí z tolerancí navrženého uložení. Tento moment bude porovnán s momentem zvratu motoru a se zkratovým momentem. Nejkritičtější místo nápravy z hlediska napjatosti bude poté zkontrolováno vůči mezi kluzu materiálu nápravy EA4T. Kontrola vůči mezi kluzu, a nikoliv vůči normou stanoveným dovoleným napětím, je prováděna vzhledem k předpokladu, že takovéto přetížení nápravy je výjimečný stav a není třeba ho zahrnovat do únavových výpočtů.



Pakliže nejkritičtější místo této kontrole vyhoví, bude přistoupeno k výpočtu maximálního krouticího momentu, který se může na nápravě vyskytnout, aniž by napětí v nápravě překročilo mez kluzu. Tento maximální krouticí moment není přenositelný přes lisovaný spoj nápravy a ozubeného kola nápravové převodovky a může tedy vzniknout pouze torzním kmitáním, jehož možné příčiny i důsledky byly nastíněny v kapitole 9.2. Pro hodnotu tohoto maximálního momentu bude pak vypočítán maximální úhel, o který může být náprava zkroucena, aniž by došlo k překročení meze kluzu materiálu nápravy. Z hodnoty úhlu maximálního zkroucení si je možné udělat představu o maximální amplitudě torzních kmitů na dvojkolí. Nutno poznamenat, že všechny následující hodnoty momentů jsou počítány po převodu nápravové převodovky, tedy neodpovídají momentu motoru, nýbrž momentu na velkém ozubeném kole nápravové převodovky.

9.3.1. Definování maximálních momentů přenositelných na dvojkolí

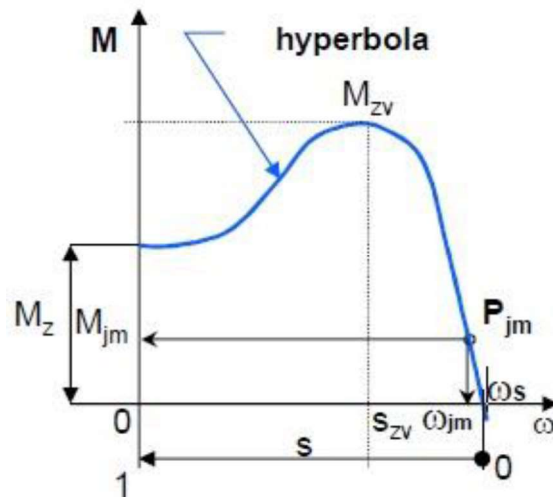
Jako první je třeba určit maximální moment, který je schopen přenést lisovaný spoj velkého ozubeného kola na nápravu. Při znalosti minimální a maximální hodnoty přesahu v lisovaném spoji při navrženém uložení $\Delta d_{wmin_ulozeni}$ respektive $\Delta d_{wmax_ulozeni}$ lze reverzním způsobem oproti postupu v kapitole 9.2. (rovnice 9.2.4. až 9.2.14) vypočítat moment M_{max1_LS} respektive M_{max2_LS} , který je spoj schopen přenést. Vzhledem ke snaze o definování maximálního zatížení nápravy bude snížen součinitel bezpečnosti přenosu momentu na hodnotu $k = 1,1$.

$$M_{max_LS} = \frac{\pi * d_H * L_L * f * r_H * p_{min}^*}{k} \quad (9.3.1)$$

$$M_{max1_LS} = 148\,995 \text{ Nm} \quad (9.3.2)$$

$$M_{max2_LS} = 200\,190 \text{ Nm} \quad (9.3.3)$$

Hodnota maximálního momentu přenositelného při minimálním přesahu navrženého uložení byla vypočítána z důvodu ověření, zda je lisovaný spoj vždy schopen přenést moment zvratu, což je maximální hodnota momentu v nejvyšším bodě mechanické charakteristiky trakčního motoru (viz obrázek 66). Moment zvratu běžně dosahuje zhruba dvouapůlnásobku jmenovité hodnoty momentu (rovnice 9.1.10), tedy hodnoty, pro kterou byl lisovaný spoj dimenzován v kapitole 9.2.



Obrázek 66 - Mechanická charakteristika trakčního motoru [1]

$$M_{zv} = 2,5 * M'' = 2,5 * 43\,313 = 108\,281 \text{ Nm} < M_{\max1_LS} \quad (9.3.4)$$

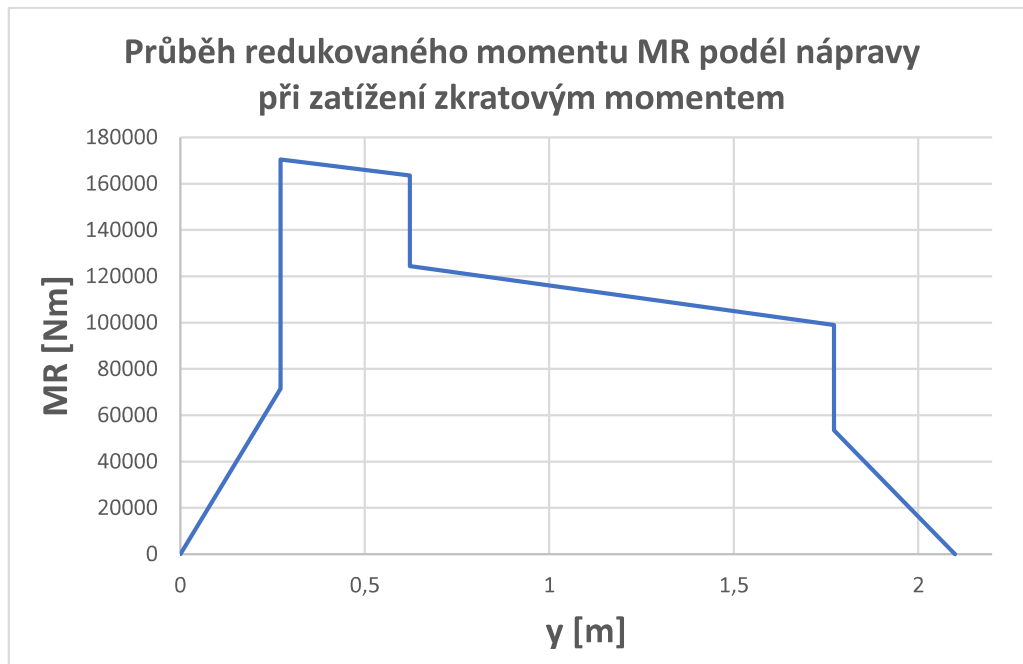
Ze vztahu 9.3.4. vyplývá, že lisovaný spoj vyrobený na nejmenší možný přesah, který umožňují tolerance uložení, přeneše moment zvratu na dvojkolí.

Hodnota momentu přenositelného při maximálním přesahu navrženého uložení byla vypočítána pro znalost maximálního možného trakčního momentu na dvojkolí. Tento moment může vzniknout v trakčním motoru při jeho přetížení zkratovým proudem a je označován jako moment zkratový. Zkrat lze definovat jako náhodné nebo úmyslné spojení přes zanedbatelný odpor nebo impedanci dvou nebo více bodů obvodů, které mají při normálním provozu různá napětí. Obvykle ke zkratu může docházet z různých příčin, z nichž se často uvádějí nedokonalosti a vady elektrických zařízení, přepětí, nedostatečné dimenzování zařízení, chybná manipulace anebo cizí zásahy. Hodnota zkratového momentu může dosahovat až pětinasobku jmenovitého momentu motoru. [42]

$$M_{zk} = 5 * M_y'' = 5 * 43\,313 = 216\,563 \text{ Nm} \quad (9.3.5)$$

$$M_{\max2_LS} = 4,62 * M_y'' = 200\,190 \text{ Nm} \quad (9.3.6)$$

Jak je patrné z výše uvedených rovnic, lisovaný spoj ozubeného kola a sedla nápravy je schopen přenést téměř celou hodnotu maximálního zkratového momentu. Hodnota $M_{\max2_LS}$ bude dále uvažována jako maximální trakční moment zatěžující dvojkolí. Všechna ostatní zatížení dvojkolí zůstávají pro výpočet napjatosti stejná jako v kapitole 9.1. Obrázek 67 zobrazuje průběh redukováného momentu podél nápravy při tomto zatížení. Z průběhu redukováného momentu je patrné, že nejvíce namáhanou částí nápravy je sedlo kola na přitížené straně dvojkolí.



Obrázek 67 - Redukovaný moment při zatížení zkratovým momentem

9.3.2. Výpočet napjatosti sedla kola přitížené strany nápravy

Pro sedlo kola na přitížené straně nápravy lze provést rozbor napjatosti, kdy bude postupně zahrnut vliv ohybových momentů od vypružených hmot a trakce, krutový moment zahrnující vliv různé geometrie kol a zkratový moment a napjatost vnesená do sedla nápravy vlivem lisování.

Normálové napětí v sedle kola na přitížené straně nápravy:

$$\sigma_n = \frac{32 * \sqrt{MX^2 + MZ^2}}{\pi * d_H^3 * (1 - (\frac{d_v}{d_H})^4)} = \frac{32 * \sqrt{84\,764^2 + 65\,315^2} * 10^3}{\pi * 245^3 * (1 - (\frac{75}{245})^4)} = 74,77 \text{ N} * \text{mm}^{-2} \quad (9.3.7)$$

Hodnota torzního napětí je rovna poměru krouticího momentu MY v místě stykové kružnice na přitížené straně nápravy a průřezového modulu v krutu W_k . Pro nápravu kruhového průřezu s vývrtem se vypočte hodnota maximálního torzního napětí jako:

$$\tau_k = \frac{16 * MY}{\pi * d_H^3 * (1 - (\frac{d_v}{d_H})^4)} = \frac{16 * 132\,683 * 10^3}{\pi * 245^3 * (1 - (\frac{75}{245})^4)} = 46,36 \text{ N} * \text{mm}^{-2} \quad (9.3.8)$$

Vodorovná síla kolmá na osu kolejnice způsobuje v lisovaném spoji smykové napětí. Vzhledem k velikostem vodících sil Y_1 a Y_2 vypočtených v kapitole 9.1 je vidět, že větší napětí bude do lisovaného spoje vneseno na přitížené straně dvojkolí. Hodnotu smykového napětí τ_s zapříčiněného vodorovnou vodící silou Y_1 lze vypočítat jako:

$$\tau_s = \frac{Y_1}{\pi * d_H * L_L} = \frac{71\,850}{\pi * 245 * 191} = 0,45 \text{ N} * \text{mm}^{-2} \quad (9.3.9)$$

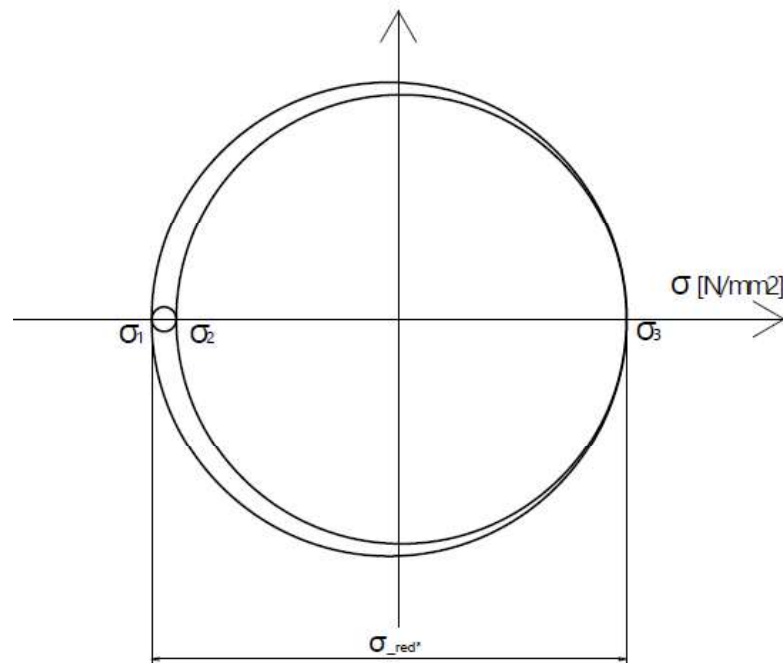
V místě povrchu nápravy nedosahuje maximální hodnoty tečné napětí vzniklé nalisováním kola na nápravu. Maximální hodnoty však dosahuje napětí radiální a napětí torzní τ_K . Hlavní napětí na povrchu sedla na přitížené straně nápravy dosahují hodnot:

$$\sigma_1 = \sigma_T = 2 * K_H + p_{max} = 2 * (-79,96) + 72,46 = -87,45 \text{ N} * \text{mm}^{-2} \quad (9.3.10)$$

$$\sigma_2 = \sigma_r = -p_{max} = -72,46 \text{ N} * \text{mm}^{-2} \quad (9.3.11)$$

$$\sigma_3 = \sigma_o + \sigma_n = 0 + 74,77 = 74,77 \text{ N} * \text{mm}^{-2} \quad (9.3.12)$$

Tyto napětí lze vykreslit pomocí Mohrových kružnic a díky nim poté odvodit redukované napětí σ_{red}^* .



Obrázek 68: Mohrovy kružnice pro vlákno na povrchu sedla

$$\sigma_{red}^* = \sigma_3 - \sigma_1 = 74,77 - (-87,45) = 162,23 \text{ N} * \text{mm}^{-2} \quad (9.3.13)$$

K redukovanému napětí σ_{red}^* je nutno připočítat ještě vliv krouticího momentu MY , vyvolávajícího torzní napětí τ_K a smykové napětí τ_S způsobené silou Y_1 . Celkové redukované napětí σ_{red} lze vypočítat dle teorie HMH jako:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{red}^{*2} + 3 * (\tau_S + \tau_K)^2} = \sqrt{163,23^2 + 3 * 46,81^2} = 181,36 \text{ N} * \text{mm}^{-2} \quad (9.3.14)$$

Toto napětí lze porovnat s mezí kluzu a mezí pevnosti materiálu nápravy EA4T a vypočítat koeficient bezpečnosti vůči překročení těchto mezí.

$$S_{Re} = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{420}{181,92} = 2,32 \quad (9.3.15)$$



$$S_{Rm} = \frac{Rm}{\sigma_{red}} = \frac{650}{181,92} = 3,58 \quad (9.3.16)$$

Stejným postupem lze vypočítat i napětí na povrchu vývrtu nápravy. V místě povrchu vývrtu dosahuje maximální hodnoty tečné napětí vnesené do sedla nápravy nalisováním náboje. Na druhou stranu, radiální napětí je v tomto místě nulové a menší hodnoty než na povrchu lisovaného spoje dosahuje i torzní napětí τ_K . Hodnoty jednotlivých napětí i koeficienty bezpečnosti vůči mezi kluzu a pevnosti zobrazuje tabulka 24.

Veličina [jednotka]	Hodnota
$\sigma_n [N * mm^{-2}]$	74,75
$\tau_k [N * mm^{-2}]$	7,1
$\sigma_1 [N * mm^{-2}]$	-159,91
$\sigma_2 [N * mm^{-2}]$	0
$\sigma_3 [N * mm^{-2}]$	74,78
$\sigma_{red}^* [N * mm^{-2}]$	234,69
$\sigma_{red} [N * mm^{-2}]$	235,01
$S_{Re} [1]$	1,79
$S_{Rm} [1]$	2,77

Tabulka 24 - Napětí ve vývrtu nápravy v místě sedla kola na přetížené straně dvojkolí

Vzhledem k vypočteným koeficientům bezpečnosti lze konstatovat, že ani vlivem přetížení dvojkolí zkratovým momentem nedojde k plastické deformaci sedla nápravy, a tudíž k možnému pootočení náboje kola vůči nápravě.

9.3.3. Úhel maximálního zkroucení nápravy

Vzhledem k tomu, že ani přivedení zkratového momentu na dvojkolí nevede v sedle kola na přetížené straně nápravy k překročení meze kluzu, bude napočítán takový moment, při kterém v tomto místě bude dosaženo napjatosti rovné mezi kluzu. Při tomto momentu lze uvažovat již dosažení plastické deformace, a tedy i možnou ztrátu tření v lisovaném spoji vedoucí k pootočení kola vůči nápravě. Moment kroutící nápravou bude napočítán reverzním způsobem k postupu uvedenému v předchozích kapitolách. Výchozí hodnotou je mez kluzu materiálu nápravy, která byla v tomto obráceném postupu dosazena za σ_{red} v rovnici 9.3.14. Z této rovnice byla vypočítána maximální hodnota smykového napětí a z té následně maximální hodnota momentu $M'_{y,max} = 621\,265\,Nm$. Při tomto kroutícím momentu na nápravě je dosaženo meze kluzu na povrchu sedla kola na přetížené straně nápravy.

Vzhledem k tomu, že tato hodnota momentu není přenositelná lisovaným spojem ozubeného kola nápravové převodovky na nápravu, může být tento moment vyvolán jedině torzními kmity dvojkolí. Následujícím výpočtem bude určen mezní úhel zkroucení nápravy φ_{mez} , který



by vyvolal zmiňovanou hodnotu momentu $M'_{y_{max}}$. Smykový modul pro ocel má hodnotu $G = 80 \text{ GPa}$ a J_p představuje polární kvadratický moment průřezu dřívku nápravy.

$$\varphi_{mez} = \frac{M'_{y_{max}} * 2s}{G * J_p} = \frac{621265 * 1,5}{8 * 10^{10} * 6,63 * 10^{-3}} = 0,00187 \text{ rad} \quad (9.3.17)$$

$$J_p = \frac{\pi * d_d^4}{32} * \left[1 - \left(\frac{d_v}{d_d} \right)^4 \right] \quad (9.3.18)$$

Při zkroucení nápravy o úhel $\varphi_{mez} = 0,00187 \text{ rad} = 0,107 \text{ deg}$, vyvolaný pootočením jízdních kol vůči sobě bude na povrchu sedla nápravy dosaženo napjatosti na mezi kluzu materiálu nápravy a lze tak předpokládat defekt lisovaného spoje (vznik trvalé deformace, od které se může postupem v čase šířit únavová trhлина).

10. Simulace zatížení nápravy pomocí MKP

Za účelem ověření analytických výpočtů provedených v předchozí kapitole bude provedena simulace pomocí metody konečných prvků ve výpočtovém programu Abaqus CAE. Tato numerická metoda založená na diskretizaci spojitého kontinua do určitého počtu prvků je běžně používána pro pevnostní kontroly navrhovaných dílů či sestav a s rychlým vývojem výpočetní techniky rapidně nabývá její důležitost při konstrukci kolejových vozidel.

10.1. Výpočetní model

10.1.1. Geometrie a materiálové vlastnosti

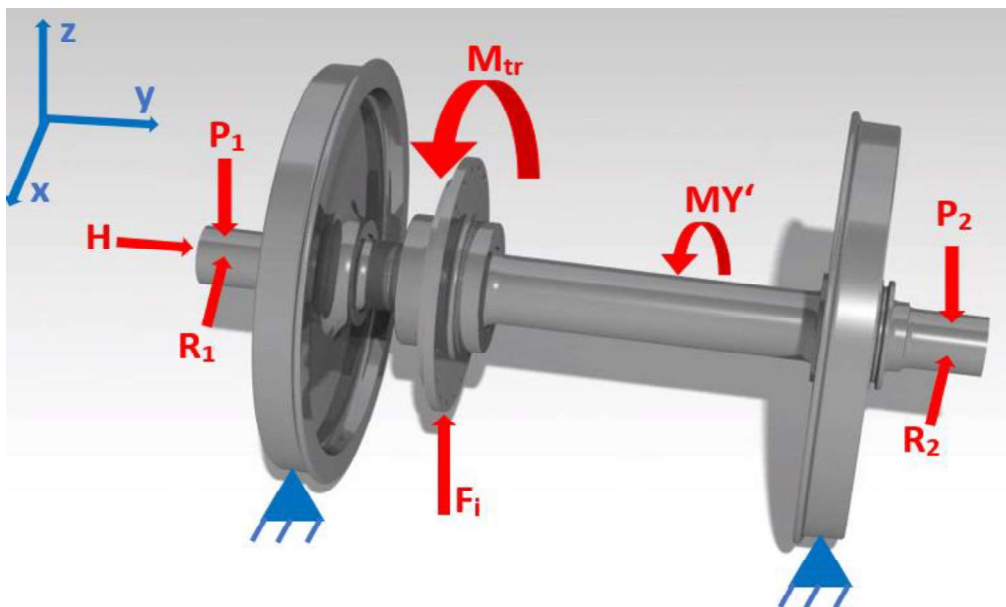
3D model nápravy navržené dle ČSN EN 13 103 byl společně s modely jízdních kol a modelem náboje ozubeného kola importován do prostředí programu Abaqus. Náboje jízdních kol byly opatřeny zápichem pro zmírnění špiček napjatosti vlivem lisování u okrajů náboje. Dále jsou náboje kol ze stejného důvodu z každé strany přesazeny o 5,5 mm. Materiálové vlastnosti uvedené v kapitole 9 byly nastaveny stejné pro všechny zmíněné modely. Materiál byl dále definován jako izotropní a elastický.

10.1.2. Zatížení a okrajové podmínky modelu

Samotné zatížení dvojkolí bylo provedeno ve třech krocích. V prvním kroku dojde k nalisování kol na nápravu, v druhém kroku je zatíženo dvojkolí silami popsány v kapitole 9.1. a v posledním, třetím, kroku je na náboj velkého ozubeného kola nápravové převodovky přiveden hnací moment.

Dvojkolí je zavazbeno pomocí vetknutí části jízdní plochy kol (odebrání všech stupňů volnosti těchto ploch). Na ložiskové čepy dvojkolí jsou přivedeny síly P_1 a P_2 , reakce vzniklé vlivem přenosu trakční síly v kontaktu kolo - kolejnice R_1 a R_2 a rámová síla H na přitížený ložiskový čep nápravy. Poslední zavedenou silou je síla F_i , která odpovídá tíhové síle od hmotnosti části nápravové převodovky, která ve výpočetním modelu není obsažena. Síly byly na dvojkolí

zavedeny do jednoho či více bodů tak, aby zavedení sil odpovídalo skutečnosti a zároveň bylo co nejjednodušší. Vzhledem k tomu, že nelze předpokládat vysoké hodnoty napětí na ložiskových čepích, lze síly zavést do určitých bodů sítě a špičky napjatosti poté při postprocessingu odfiltrovat. Hnací moment M_{tr} je přiveden na náboj ozubeného kola nápravové převodovky pomocí čtyř dvojic sil, které jsou rovnoměrně rozmístěné dokola kolem náboje. Vzhledem k tomu, že při tomto nastavení okrajových podmínek nedojde k rozdělení trakčního momentu na jednotlivá kola dle rovnic 9.1.11 a 9.1.12, ale hnací moment M_{tr} se rozdělí na kola rovnoměrně, je přivedený moment roven dvojnásobku momentu M''_{y1} určeného rovnicí 9.1.12. Tato změna hodnoty trakčního momentu ovlivní situaci na odlehčené straně dvojkolí, kde dojde k přenosu většího momentu než v reálném stavu. Na druhou stranu toto řešení umožní simulaci reálného zatížení na více namáhané – přetížené straně dvojkolí, o kterou v tomto výpočtu MKP jde především.



Obrázek 69 - Schematické znázornění zatížení modelu pro výpočet MKP

10.1.3. Tvorba sítě

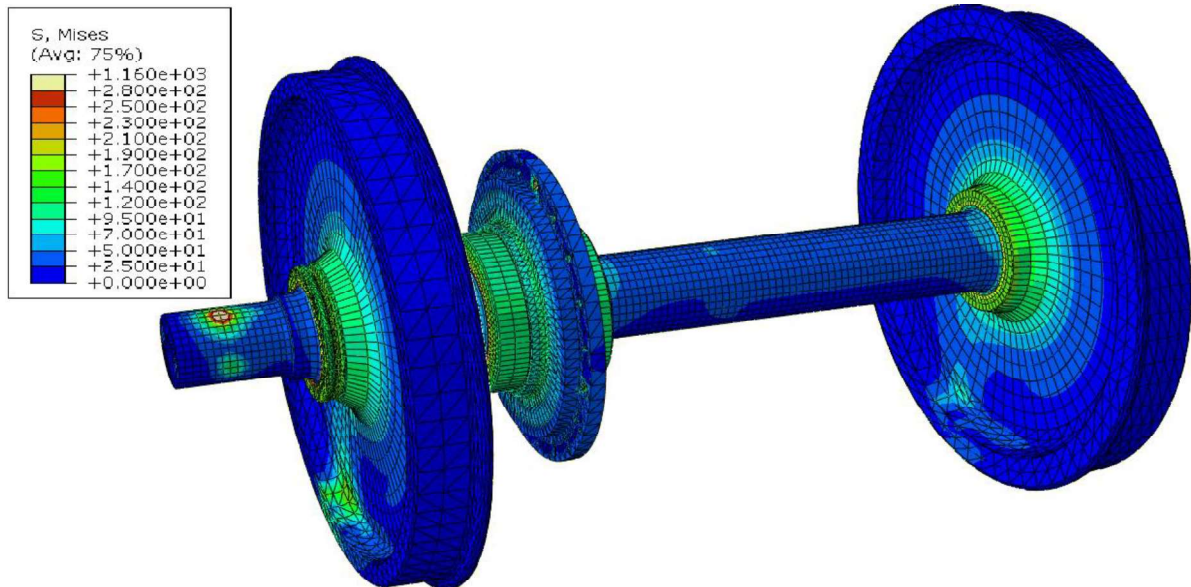
Síť je tvořena šestistrannými standardními kvadratickými elementy C3D8R. Výjimku tvoří geometricky složitější části kol, u kterých je síť vytvořena z tříbokých jehlanů (tetrahedral element C3D10). Nevýhodou této sítě je dvojnásobný počet elementů, nicméně v dnešní době počítačů s vysokými výkony je tato nevýhoda silně předčena rychlostí a jednoduchostí zasíťování modelů se složitou geometrií. [43]

10.2. Výsledky simulace zatížení

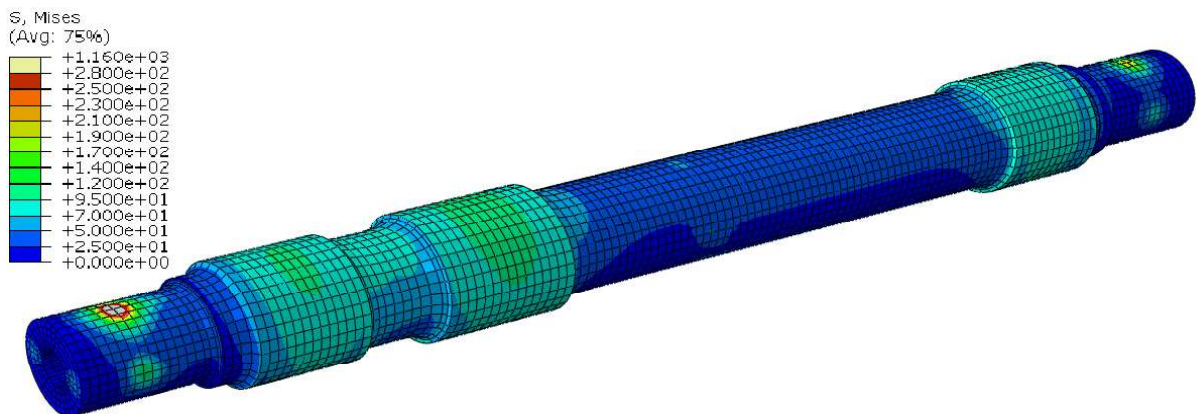
Po zatížení dvojkolí silami a momenty popsány v kapitole 9.1. a nalisováním na maximální možný přesah daný výrobními tolerancemi uložení kol definovaných v kapitole 9.2. lze v postprocesoru zobrazit hodnoty napjatostí v jednotlivých bodech a elementech sítě. Vzhledem k zavedení některých sil do bodů sítě vznikly na nápravě v těchto bodech špičky napjatosti. Vzhledem k tomu, že tyto špičky nemají reálný význam a nenacházejí se v nejvíce

namáhaných částech nápravy, které budou hlavní terčem zájmu dalšího rozboru, postačí jejich odfiltrování. Hodnoty napjatostí byly určeny metodou HMM.

Z pohledu na celé dvojkolí na obrázku 70 je patrné, že největších napjatostí je, vyjma působit sil na ložiskových čepech, která jsou však ovlivněna zavedením do jediného bodu síte a neodpovídají tak realitě, dosaženo v oblasti lisovaných spojů, nábojích kol a poté na věnci kola v místě vetknutí dvojkolí.

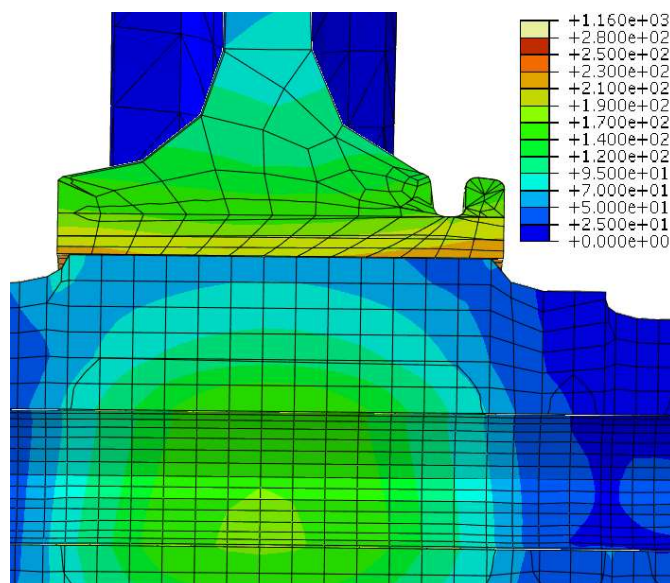


Obrázek 70 - Zobrazení napjatosti na dvojkolí

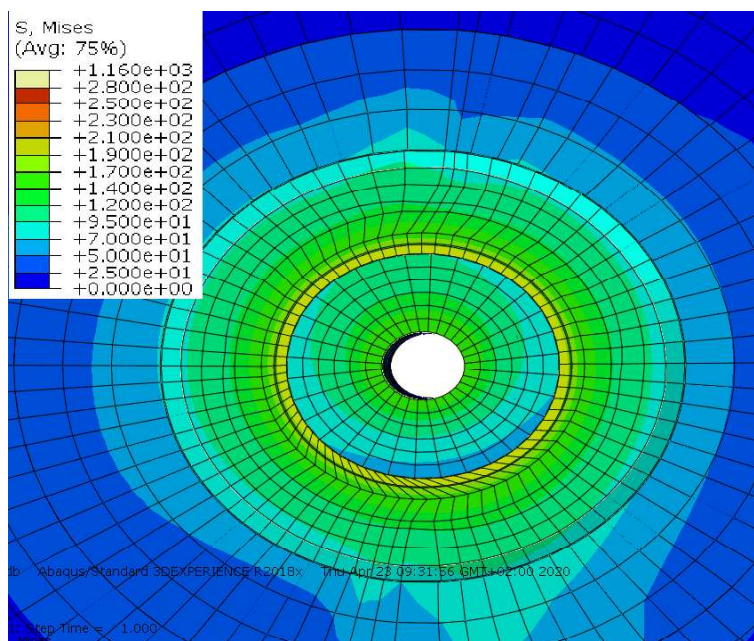


Obrázek 71 - Rozložení napjatosti na povrchu nápravy

Jak je patrné z obrázku 71, nejvyšších hodnot napjatosti je na povrchu nápravy dosaženo (vyjma míst, kam byly bodově zavedeny síly) na povrchu sedla lisovaného spoje jízdního kola na přitížené straně nápravy, kde napětí dosahuje hodnoty $98 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ a na povrchu sedla pro velké ozubené kolo nápravové převodovky ($104,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$).

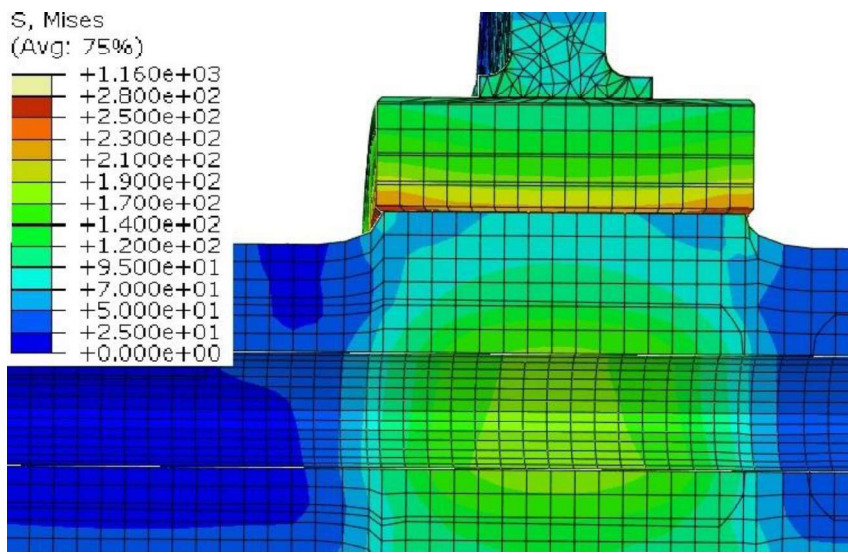


Obrázek 72 - Řez lisovaným spojem jízdní kolo-náprava na přetížené straně dvojkolí v rovině y-z



Obrázek 73 – Příčný řez LS jízdního kola na přetížené straně nápravy v rovině x-z

Obrázek 72 zobrazuje řez lisovaným spojem jízdního kola a sedla nápravy na přetížené straně dvojkolí. Jak je patrné, i přes vytvořený zápich v náboji kola a přesazení náboje je dosaženo špiček napjatosti na okrajích náboje. Lze však předpokládat, že tyto konstrukční prvky vedly k jejich snížení. Na nápravě ve shodě s analytickým výpočtem je v tomto lisovaném spoji dosaženo nejvyšší hodnoty napjatosti ve vlákně na povrchu vývrtu, hodnota napjatosti činí $174,9 \text{ N} * \text{mm}^{-2}$. Maximální hodnoty napjatosti v náboji ozubeného kola $227,5 \text{ N} * \text{mm}^{-2}$ je dosaženo na povrchu díry u okraje náboje.



Obrázek 74 - Řez LS ozubeného kola a sedla nápravy v rovině y-z

Jak je patrné z obrázku 74, rozložení napjatosti v lisovaném spoji ozubeného kola na sedlo nápravy odpovídá lisovanému spoji jízdniho kola a sedla nápravy. Špiček napjatosti v náboji je dle předpokladů dosaženo u okrajů náboje, maximální hodnota napětí zde dosahuje $251,8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Na povrchu vývrtu v sedle nápravy je dosaženo hodnoty napětí $184,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.

11. Porovnání výsledků analytického výpočtu s výpočtem MKP

Pro prvotní porovnání výsledků analytického výpočtu namáhání nápravy provedeného v kapitolách 9.1. a 9.2. s výsledky výpočtů metodou konečných prvků bude použita modifikovaná tabulka 16. Do hodnot napjatosti vypočítaných podle normy ČSN EN 13 103 bude v sedlech pro jízdniho kola a velké ozubené kolo nápravové převodovky připočítán vliv lisování na hodnotu celkového napětí analogicky jako v kapitole 9.3.2. Tato hodnota napětí v daném místě bude porovnána s hodnotou napětí vypočtenou metodou konečných prvků a bude zobrazen rozdíl o kolik se tyto postupy liší. Tento rozdíl bude vyjádřen jak absolutně, tak relativně v procentech.



oblast	γ	d	dv	D	MR	σ	σ_{MKP}	rozdíl		σ_v	$\sigma_{v,MKP}$	rozdíl	
	[mm]				[N/m]	[N/mm ²]		[%]		[N/mm ²]		[%]	
čep ložiska	102	150	75	150	15945	51,3	45,5	5,8	11,4	25,7	29,0	3,3	13,0
přechod R40	102	150	75	187	15945	53,8	48,3	5,5	10,3	26,9	33,6	6,7	24,7
přechod R8	122	187	75	210	19071	36,3	38,3	2,0	5,4	14,6	32,5	17,9	122,9
sedlo těsnícího kroužku	138,4	210	75	210	21635	24,2	31,9	7,7	31,9	8,6	31,0	22,4	258,8
přechod R25	152,5	210	75	245	23839	29,1	48,6	19,5	66,9	10,4	59,9	49,5	476,1
sedlo kolo	272	245	75	245	92220	149,0	98,0	51,0	34,2	220,0	174,9	45,1	20,5
přechod R15	377,1	221	75	245	89181	95,0	97,7	2,7	2,9	32,3	65,0	32,7	101,4
přechod R75	402,3	212	75	220,7	88455	96,3	76,6	19,7	20,5	34,1	47,3	13,2	38,8
dřík nápravy	433,5	212	75	212	87557	95,1	78,0	17,1	18,0	33,6	34,5	0,9	2,6
přechod R75	464,7	212	75	228,3	86661	94,6	74,9	19,7	20,8	33,5	49,8	16,3	48,8
přechod R15	498,6	228	75	255	85689	83,2	109,9	26,7	32,1	27,3	71,0	43,7	159,7
sedlo ozub.kola	622	255	75	255	82171	151,3	104,6	46,7	30,9	237,5	189,7	47,8	20,1
přechod R15	745	228	75	255	74541	72,4	69,5	2,9	4,0	23,8	77,9	54,1	227,5
přechod R75	779	212	75	228,3	73532	80,3	60,2	20,1	25,0	28,4	32,0	3,6	12,7
dřík nápravy	779	212	75	212	73532	79,9	55,7	24,2	30,3	28,3	28,3	0,0	0,2
dřík nápravy	1641	212	75	212	48688	52,9	55,0	2,1	4,0	18,7	27,9	9,2	49,1
přechod R75	1641	212	75	220,7	48688	53,0	56,3	3,3	6,2	18,8	48,0	29,2	155,9
přechod R15	1666,5	221	75	245	47986	51,1	82,8	31,7	62,0	17,4	63,5	46,1	265,6
sedlo kola	1772	245	75	245	45117	116,8	91,9	24,9	21,3	187,5	173,5	14,0	7,5
přechod R25	1821	210	75	245	26508	32,4	36,7	4,3	13,4	11,6	64,5	52,9	457,9
sedlo těsnícího kroužku	1905,3	210	75	210	18498	20,7	24,7	4,0	19,4	7,4	46,5	39,1	529,5
přechod R8	1924	187	75	210	16722	31,9	36,4	4,5	14,2	12,8	16,9	4,1	32,2
přechod R40	1943,6	150	75	187	14859	50,2	33,6	16,6	33,0	25,1	18,1	7,0	27,9
sedlo ložiska	1943,6	150	75	150	14859	47,8	32,0	15,8	33,1	23,9	19,5	4,4	18,5

Tabulka 25 - Porovnání výsledků napjatosti při analytickém a MKP výpočtu

Z tabulky 25 vyplývá, že výsledné hodnoty získané různými metodami se v některých místech poměrně výrazně liší, a naopak v některých oblastech nápravy se téměř naprosto shodují. Možné příčiny rozdílů mezi oběma způsoby výpočtů budou rozebrány v následujících odstavcích.

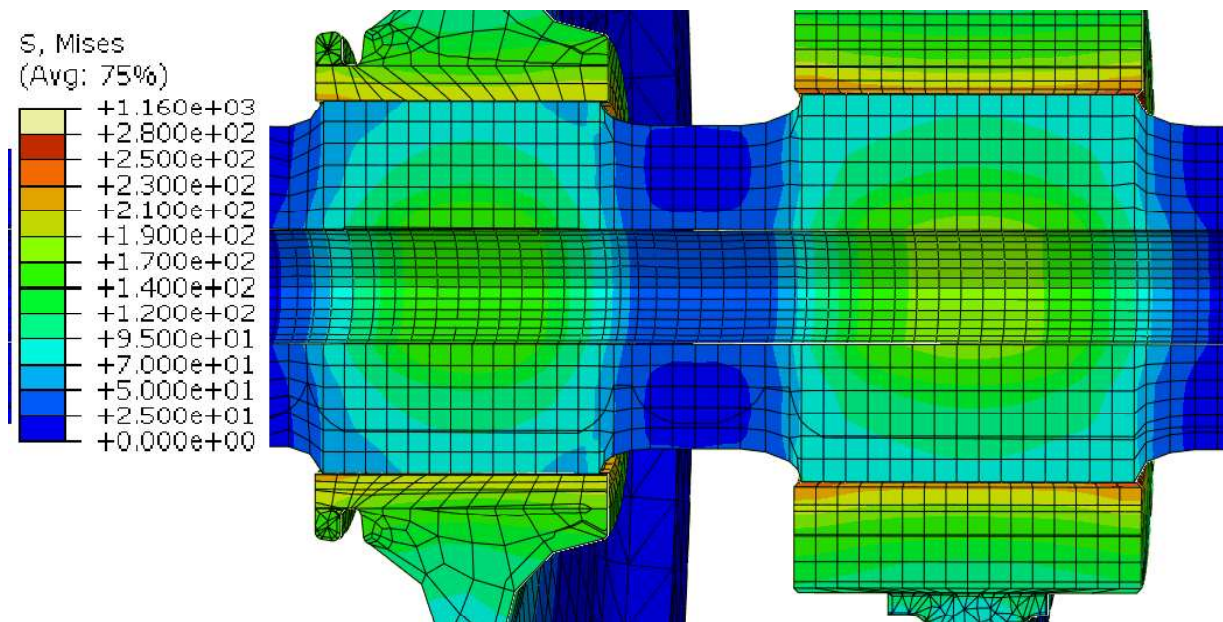
Jako první, obecněji pojatý, důvod, který přichází v úvahu, je zjednodušení geometrie nápravy při analytickém výpočtu. Naopak pro metodu MKP byl vytvořen přesný 3D model dvojkolí, který byl následně zatížen, a lze tak předpokládat přesnější výsledné hodnoty z tohoto postupu.

V oblastech přechodů mezi jednotlivými sedly náprav dochází k ovlivnění hodnot napjatosti vlivem nalisování náboje na dané sedlo. Toto ovlivnění však není pro tyto přechodové rádiusy v analytickém výpočtu vůbec uvažováno. Z tohoto důvodu se v místech nápravy označených v tabulce 25 jako „přechod R25, přechod R15, přechod R75“ velmi výrazně liší. V těchto oblastech je jednoznačně blíže realitě výpočet metodou konečných prvků.

Naopak příčinou mnohdy nižších hodnot napětí při MKP by mohly být mohutnější okrajové podmínky výpočtu, kdy je dvojkolí vetknuto za jízdní plochu výrazně větší než v realitě. Tato nepřesnost je způsobena snahou o stabilitu výpočtu, která si vyžaduje důkladné okrajové podmínky modelu.

Dále je třeba se podrobněji zaměřit na rozbor napjatosti v sedlech pro jízdní kolo na přetížené straně nápravy a sedlo pro ozubené kolo nápravové převodovky, jelikož v těchto místech je dosaženo nejvyšší napjatosti a tato místa jsou důležitá i z hlediska rizika pootočení kol vůči nápravě. Hodnoty na povrchu sedla kola vyšly výrazně (o 34,2% pro jízdní kolo resp. 30,9% pro kolo ozubené) vyšší při analytickém výpočtu než při výpočtu MKP. Napjatost ve vlákně na povrchu vývrtu nápravy se v sedlech liší o cca 20% u obou sedel. Podobných odlišností analytického výpočtu a MKP bylo autorem této práce dosaženo i při výpočtu zatížení lisovaných spojů u dvojkolí pro podvozek s plně odpruženým pohonem, kde byly nadefinovány odlišné okrajové podmínky, viz [44].

Pro určení, zda je odlišnost napjatosti v sedlech dána lisováním či zatížením silami a momenty definovanými v kapitole 9.1., bude zobrazeno na obrázku 75 rozložení napětí v sedle pouze po provedení nalisování, tedy bez dalšího zatěžování těchto lisovaných spojů.



Obrázek 75 - Nezatížené lisované spoje

Vzhledem k tomu, že na povrchu vývrtu působí pouze radiální napětí, není nutno ho nikterak přepočítávat do redukovaného napětí. Na povrchu sedla nápravy působí napětí radiální i tečné, a tak bude tato dvojosá napjatost přepočítána do redukovaného napětí pomocí metody HMM.

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_t^2 - \sigma_r * \sigma_t} \quad (10.2.1)$$

Následující tabulka 26 shrnuje vypočtená napětí vnesená do lisovaných spojů jízdního kola na přetížené straně nápravy a velkého ozubeného kola nápravové převodovky. Hodnoty tečného a radiálního napětí vypočteného pomocí analytických vztahů v kapitole 9.2. jsou uvedeny v tabulce 23.



Redukované napětí [$N * mm^{-2}$]	Sedlo jízdního kola		Sedlo ozubeného kola	
	vývrt	povrch sedla	vývrt	povrch sedla
$\sigma_{red_analyticky}$	159	81	191	96,6
σ_{red_MKP}	167,5	78,2	182,7	89,6
Rozdíl [%]	4,8	3,5	4,4	7,3

Tabulka 26 - Porovnání výsledků výpočtů napjatosti vnesené lisováním do sedel nápravy

Z tabulky 26 je patrné, že rozdíly v hodnotách napětí vypočítané analytickou metodou a metodou konečných prvků jsou minimální. Toto zjištění je poměrně překvapivé vzhledem k tomu, že analytický výpočet uvažuje náboj jako prstenec a nezohledňuje tedy jeho složitější geometrii a ani to, že je vyztužován deskou kola. Z těchto výsledků je tedy patrné, že výraznějšího rozdílu obou výpočetních metod je dosaženo až při zahrnutí vlivu sil způsobených vypruženými hmotami a kroutícími momenty. Možné příčiny tohoto rozdílu jsou popsány výše.

Vzhledem k tomu, že hodnoty vypočtené analyticky dosahují vyšších hodnot než hodnoty vypočtené MKP, lze konstatovat, že náprava pevnostně vyhovuje. Výjimku tvoří pouze části nápravy (přechodové rádiusy) těsně u sedel kol, kde analytický výpočet nezahrnuje zvýšení napjatosti vlivem nalisování kol na sousední sedla a nabízí se tedy otázka, zda norma ČSN EN 13 103 pro tyto části nápravy uvažuje s tímto faktorem při stanovení maximálního možného napětí v těchto místech (viz tabulka 15).

12. Závěr

Na základě provedené rešerše, která byla zaměřena jednak na vozové parky střeoevropských dopravců, tak hlavně na řešení pohonů u jednotlivých moderních výkonných lokomotiv, byly navrženy základní parametry nové lokomotivní platformy. Cílem této uvažované platformy by mělo být zaplnění místa na trhu s novými diesel-elektrickými lokomotivami s hmotností na nápravu do 20 tun a též nabídka výkonné verze pro závislou trakci především pro střeoevropský, balkánský a pobaltský trh. Lokomotivní platforma byla navržena se snahou využívat co nejvíce stejných komponent, které snižují cenu vývoje lokomotiv a zároveň nabízejí zákazníkovi využití synergií při plánování servisu či managementu náhradních dílů. Dále byly v této diplomové práci nastíněny některé konstrukční možnosti jak snížit cenu i hmotnost některých dílčích uzlů pojezdu lokomotiv navrhované platformy oproti lokomotivám stávajícím. Kromě v této diplomové práci rozpracovaných návrhů dvousystémové elektrické a diesel-elektrické verze jsou dále nastíněny i další možné varianty platformy nákladních lokomotiv, reagující na měnící se požadavky provozovatelů nákladní dopravy i na čím dál tím přísnější emisní limity.

To, že o diesel-elektrické lokomotivy bude zájem i v budoucnosti, lze odhadovat i z trendu vícevdrojových vozidel pro osobní dopravu, kdy vlak pro jízdu využívá energii z trolejí či z baterie nebo vodíkového článku při jízdě po úseku bez trolejového vedení. Vzhledem



k tomuto trendu je možné, že nebude v budoucnosti kladen tak velký důraz na elektrifikaci železničních tratí. Spotřeba energie pro jízdu nákladního vlaku je výrazně vyšší než pro jízdu ucelené regionální jednotky. Lze tak očekávat, že výkony na vedlejších neelektrifikovaných tratích budou stále připadat na diesel-elektrické lokomotivy, jelikož nebude v možnostech baterií či alternativních paliv uchovat dostatečné množství energie pro jízdu těchto vlaků.

Pro elektrickou a diesel-elektrickou verzi lokomotivní platformy byly provedeny základní výpočty obrysu, hmotnostní bilance, návrh vypružení a zkontrolována bezpečnost proti vykolejení při pomalé jízdě v minimálním traťovém a manipulačním oblouku i při jízdě s maximálním nevykompenzovaným zrychlením obloukem o poloměru 250 m. Tyto základní mnohdy zjednodušené výpočty by měly sloužit hlavně k ověření realizovatelnosti navrženého konceptu. Pro reálný návrh by bylo nutné provést simulace v některém z vhodných výpočtových MBS softwarů (např. Simpack, Adams či Vamire).

Dobře zvolené parametry nosného produktu platformy, tedy diesel-elektrické lokomotivy o výkonu 2,4 MW s hmotností 80 tun, dokazuje nově představená koncepce lokomotiv od české společnosti CZ Loko, jednoho z evropských lídrů ve výrobě lokomotiv nezávislé trakce. Tato společnost představila v březnu 2020 své nově vyvíjené portfolio lokomotiv s předpokládaným uvedením na trh v roce 2022 až 2023. V tomto portfoliu krom lokomotiv závislé trakce, lokomotiv kombinujících různé zdroje paliva, či trakci závislou a nezávislou představila budoucí lokomotivu EffiLiner 2000. Tuto lokomotivu nezávislé trakce bude pohánět spalovací motor s výkonem 1,8 MW spolu s přídatnými bateriemi o ekvivalentním výkonu 0,4 MW. Porovnání EffiLineru 2000 od CZ Loko a konceptu diesel-elektrické lokomotivy navržené v této práci je provedeno v tabulce 27. [32]



Obrázek 76 - Nově představená vizualizace lokomotivy EffiLiner 2000 [32]



Srovnávací parametr	EffiLiner 2000 (CZ Loko)	DE verze platformy
Uspořádání dvojkolí	Bo'Bo'	
Rozchod	1435 mm	
Délka přes nárazníky	20 000 mm	19 250 mm
Rozvor lokomotivy	10 000 mm	9 500 mm
Rozvor podvozku	2 400 mm	2 700 mm
Průměr kol	1 100 mm	
Hmotnost	80 000 kg	
Přenos výkonu	AC/AC	
Maximální rychlost	120 km/hod	140 km/hod
Výkon SM (z baterie)	1,8 MW (0,4 MW)	2,4 MW
Emise výfukových plynů	EU Stage IIIB	EU Stage V

Tabulka 27 - Porovnání základních parametrů lokomotivy EffiLiner 2000 s v této práci navrženou DE verzí platformy [32]

Z tabulky 27 je patrná velká shoda parametrů obou konceptů lokomotiv a lze tedy konstatovat, že v této diplomové práci navržená lokomotivní platforma by mohla mít šanci na úspěch, jestliže by došlo k její realizaci. Je záhodno poznamenat, že návrh parametrů lokomotivní platformy proběhl před představením nové koncepce CZ Loko a tudíž se autor této diplomové práce touto koncepcí neinspiroval.



Obrázek 77 - Vizualizace navržené DE verze platformy při typickém výkonu, pro který byla navrhována

Druhá část diplomové práce je věnována rozboru zatížení dvojkolí od sil vzniklých vypruženými hmotami, pohonu či brzdění. Kapitola 9. se podrobně věnuje rozboru těchto zatížení a návrhu nápravy, shodné pro obě platformové verze lokomotiv, dle normy ČSN EN 13103. Dále je v této kapitole popsán návrh lisovaných spojů pro kola dvojkolí a ozubené kolo nápravové



převodovky a sedel nápravy. Pozornost je věnována problémům jedné z německých řad lokomotiv s pootočením kol vůči nápravě a rozboru možných příčin a důsledků.

Kapitola 9.3. se zabývá rozbohem přetížitelnosti lisovaného spoje momentem zvratu a zkratovým momentem motoru. Navržené lisované spoje jsou při provedení s maximálním přesahem v rámci tolerancí navržených uložení schopny přenést moment odpovídající možným hodnotám zkratového momentu. Ani při takovémto přetížení nedojde tedy k pootočení kol vůči nápravě a dále je dokázáno, že nedojde k překročení meze kluzu materiálu nápravy. V rámci úvahy o torzních kmitech dvojkolí byl vypočítán úhel pootočení jízdních kol vůči sobě, který odpovídá hodnotě kroutícího momentu, při kterém je v nápravě překročena mez kluzu materiálu. Znalost tohoto úhlu může být dále využita při analýze torzních kmitů pohonu.

Namáhání nápravy popsané v kapitole 9.1. a 9.2. byla poté uskutečněna i v prostředí softwaru Abaqus a vypočítána metodou konečných prvků. Při porovnání výsledků jednotlivých přístupů byla zjištěna výborná shoda výpočtů napjatosti vnesených do sedel nápravy vlivem lisovaných spojů, a naopak horší shoda po zatížení dvojkolí silami a momenty vzniklými jízdou vozidla a popsány v kapitole 9.1. Příčinám tohoto rozporu mezi výsledky analytickými a výsledky vypočítanými metodou konečných prvků je věnována kapitola 11. Autor práce si horší shodu vysvětluje jednak nastavením okrajových podmínek při výpočtu MKP a dále zjednodušeními v analytickém výpočtu. Vzhledem k tomu, že výsledky napjatosti analytickou metodou však vyšly vyšší, lze nápravu označit za správně navrženou.



Obrázek 78 - Vizualizace navržené elektrické verze platformy



13. Seznam použitých zkratk

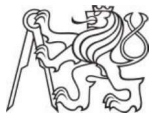
AC	střídavý proud
BPV	bezpečnost proti vykolejení
ČSN	česká technická norma
DC	stejnoseměrný proud
DE	diesel-elektrická
EN	evropská norma
LS	lisovaný spoj
MBS	multi-body-simulation
MKP	metoda konečných prvků
SŽ	Správa železnic
SM	spalovací motor
TK	temeno kolejnice
TSI LOC a PAS	technické specifikace pro interoperabilitu subsystému kolejová vozidla – lokomotivy a kolejová vozidla pro přepravu osob železničního systému v Evropské unii
UIC	Mezinárodní železniční unie

14. Seznam použitých veličin a jednotek

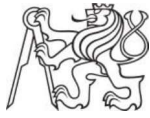
BPV	[1]	bezpečnost proti vykolejení
B_{qst_lim}	[N]	limitní hodnota kvazistat. síly zatěžující kolejnice
C_H	[N]	konstanta nápravy
C_N	[N]	konstanta náboje kola
D	[m]	střední průměr pružiny / průměr styčné kružnice
E_H	[Pa]	Yongův modul pružnosti materiálu nápravy
E_N	[Pa]	Yongův modul pružnosti materiálu náboje kola
F_{d1}	[N]	dynamická síla zatěžující pružiny primárního vypruž.
F_{d2}	[N]	dynamická síla zatěžující pružiny sekundárního vypruž.
F_{dimin}	[N]	min.hodnota osová síly zatěžující pruž. prim/sek. vypruž.
F_i	[N]	síla od nevypružené hmotnosti náprav. převodovky
F_{krit}	[N]	kritická síla pro vybočení pružiny
F_{dimax}	[N]	maximální osová síla zatěžující pružinu sek. vypruž.
F_N	[N]	normálová síla v lisovaném spoji



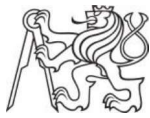
F_{ON}	[N]	nevykompenzovaná odstředivá síla
F_{ONA}	[N]	odstředivá síla nápravy zvyšující tlak v lis. spoji
F_{OK}	[N]	odstředivá síla kola snižující tlak v lis. spoji
F_{st1}	[N]	statická síla působící na primární vypružení
F_{st2}	[N]	statická síla působící na sekundární vypružení
F_T	[N]	tečná síla v lisovaném spoji
F_t	[N]	tažná síla
F_{t1}	[N]	tažná síla na přetíženém kole
F_{t2}	[N]	tažná síla na odlehčeném kole
G	[Pa]	modul pružnosti ve smyku
G_H	[1]	geometrická konstanta nápravy
G_N	[1]	geometrická konstanta náboje kola
H	[N]	rámová síla
H_{min}	[m]	délka pružiny v maximálně stlačeném stavu
H_{max}	[m]	délka odlehčené pružiny
H_R	[m]	ekvivalentní výška pružiny
H_{st}	[m]	délka pružiny v staticky zatíženém stavu
J_P	[m ⁴]	polární kvadratický moment průřezu
K	–	matice tuhosti
K_H	[Pa]	konstanta nápravy
K_N	[Pa]	konstanta náboje kola
L_L	[m]	funkční délka lisovaného spoje
L_N	[m]	šířka náboje
M	–	matice hmotnosti
M_{max1_LS}	[Nm]	max. přenosit. moment lis. spoje při min. přesahu
M_{max2_LS}	[Nm]	max. přenosit. moment lis. spoje při max. přesahu
M_{tr}	[Nm]	trakční moment
M_x	[Nm]	ohybový moment v rovině x-y
M'_y	[Nm]	přídavný krouticí moment
M''_{y1}	[Nm]	trakční moment na přetíženém kole
M''_{y2}	[Nm]	trakční moment na odlehčeném kole
M_{zk}	[Nm]	zkratový moment motoru
M_{zv}	[Nm]	moment zvratu motoru
MR	[N]	redukovaný moment



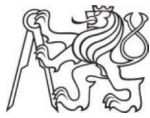
MX	$[N]$	složka redukovaného momentu, působící v rovině x-y
MY	$[N]$	složka redukovaného momentu, působící v rovině x-z
MZ	$[N]$	složka redukovaného momentu, působící v rovině y-z
M_3	$[Nm]$	moment od flexi-coil pružin při průjezdu obloukem
P_1	$[N]$	řídící síla na vnějším kole prvního dvojkolí
P_1	$[N]$	síla působící na lož. čep nápravy na přitížené straně
P_2	$[N]$	síla působící na lož. čep nápravy na odlehčené straně
P_L	$[N]$	lisovací síla
Q_0	$[kg]$	statická kolová síla
Q_1	$[N]$	kolová síla na přitížené straně nápravy
Q_2	$[N]$	kolová síla na odlehčené straně nápravy
R	$[m]$	poloměr oblouku
R_e	$[Pa]$	mez kluzu
R_m	$[Pa]$	mez pevnosti
R_1	$[N]$	reakce v ložisku na přitíž. straně nápravy
R_2	$[N]$	reakce v ložisku na přitíž. straně nápravy
S_{Re}	$[1]$	koeficient bezpečnosti vůči mezi kluzu materiálu
S_{Rm}	$[1]$	koeficient bezpečnosti vůči mezi pevnosti materiálu
W_k	$[m^3]$	průřezový modul v krutu
W_o	$[m^3]$	průřezový modul v ohybu
Y_1	$[N]$	vodící síla na vnějším kole prvního dvojkolí
Y_2	$[N]$	příčná síla na vnitřním kole
Y_{qst_lim}	$[N]$	limitní hodnota kvazistatické vodící síly
a^+	$[m]$	polovina rozvoru podvozku
a^*	$[m]$	polovina vzdálenosti otočných čepů
a_L	$[kN/m]$	součinitel použitého maziva při lisování
a_N	$[m/s^2]$	nevykompenzované příčné zrychlení
a_y	$[m/s^2]$	příčné zrychlení
b	$[m]$	vzdálenost středu ložiska od těžiště
c_x	$[1]$	tvárový součinitel
d	$[m]$	průměr
d_H	$[m]$	průměr nápravy
d_N	$[m]$	průměr náboje kola
d_v	$[m]$	průměr vývrtu nápravy



f	[1]	součinitel tření
g	$[m/s^2]$	gravitační zrychlení
h	$[m]$	výška osy spřáhla
k	[1]	součinitel bezpečnosti přenosu točivého momentu
k_1	$[N/m]$	tuhost primárního vypružení
k_2	$[N/m]$	tuhost sekundárního vypružení
k_{tdv}	$[Nm/rad]$	úhlová tuhost dvojkolí
$k_{t\Sigma}^+$	$[Nm/rad]$	úhlová tuhost podvozku
$k_{t\Sigma}^*$	$[Nm/rad]$	výsledná torzní tuhost modelu vozidla
k_{y2}	$[N/m]$	příčná tuhost pružiny sekundárního vypružení
m_0	$[kg]$	hmotnost nevypružené hmoty
m_1	$[kg]$	hmotnost primárně vyp. hmoty
m_2	$[kg]$	hmotnost sekundárně vyp. hmoty
m	$[kg]$	celková hmotnost
m_p	$[kg]$	hmotnost podvozku
$m_{př}$	$[kg]$	hmotnost převodovky
m_τ	$[N^{-1}]$	součinitel tuhosti ve smyku
n	[1]	počet činných závitů pružiny
p_{min}	$[Pa]$	minimální tlak v lisovaném spoji
p_{min}^*	$[Pa]$	minimální tlak v lis. spoji bez uvažování odstř. síly
p_{max}	$[Pa]$	maximální tlak v lisovaném spoji
p_o	$[Pa]$	úbytek tlaku vlivem odstředivé síly
p_{ST}	$[m]$	stavební převýšení
q	$[m]$	výchylka pružiny
r_H	$[m]$	poloměr hřídele
s	$[m]$	polovina vzdálenosti styčných kružnic
v	$[m/s]$	rychlost jízdy
w	$[m]$	stržený přesah při lisování
w_{aR}	$[m]$	vnější max. příčná vůle podvozku a skříně při oblouku s poloměrem R
w_{iR}	$[m]$	vnitřní min. příčná vůle podvozku a skříně při oblouku s poloměrem R
w_s	$[m]$	skutečná vůle příčná vychylka pruž. sek. vypruž.
w_1	$[m]$	polovina báze uložení prim. vypružení vnější



w_{2i}	[m]	polovina báze uložení vnitřního sek. vypruž.
w_{2e}	[m]	polovina báze uložení vnějšího sek. vypružení
x_F	[m]	poloha působíště příčné síly působící na podvozku
x_{skut}	[m]	vzdálenost středu tření od působíště řídicí síly
x_{mez}	[m]	mezní vzdálenost středu tření od působíště řídicí síly
y_i	[m]	vzdálenost nevypruž. hmoty od styč. kružnice
y_{krit}	[m]	kritická příčná výchylka pružiny sek. vypruž.
z_{max1}	[m]	maximální stlačení pružin primárního vypružení
z_{max2}	[m]	maximální stlačení pružin sekundárního vypružení
z_{min1}	[m]	dynamické odlehčení pružin primárního vypružení
z_{min2}	[m]	dynamické odlehčení pružin sekundárního vypružení
z_{st1}	[m]	statické sednutí pružin primárního vypružení
z_{st2}	[m]	statické sednutí pružin sekundárního vypružení
z_v	[m]	stlačení pružin při užitečném zatížení
Ω_1	[Hz]	vlastní frekvence souběžných kmitů
Ω_2	[Hz]	vlastní frekvence protiběžných kmitů
β	[rad]	úhel natočení podvozku / úhel okolku
β_0	[-]	štíhlostní poměr nezatížené pružiny
β_1	[-]	štíhlostní poměr zatížené pružiny
β^+	‰	zkušební zborcení podvozku
β^*	‰	zkušební zborcení skříně
γ	[-]	pomocná veličina při výpočtu příč. tuhosti
ΔA_S	[N]	změna kolových sil od naklopení skříně při trakci
Δd_{min}	[m]	minimální potřebný přesah lisovaného spoje
Δd_{wmin}	[m]	minimální potřebný výrobní přesah lisovaného spoje
ΔF	[N]	dynamická přírážka síly zatěžující pružiny
ΔQ	[N]	celková změna kolové síly
ΔQ^+	[N]	změna kolových sil způsobená postavením podvozků
ΔQ^*	[N]	změna kolových sil způsobená postavením skříně
ΔQ_N	[N]	změna kol. sil vlivem nedokonalého vyvážení lok.
Δx_i	[m]	podélná výchylka vnitřní pružiny sek. vypruž.
Δx_e	[m]	podélná výchylka vnější pružiny sek. vypruž.
μ_H	[1]	Poissonova konstanta materiálu nápravy
μ_N	[1]	Poissonova konstanta materiálu náboje kola



ν	$[-]$	koeficient uložení pružin sek. vypružení
σ	$[N/mm^2]$	napjatost na povrchu nápravy
σ_n	$[N/mm^2]$	normální napětí
σ_o	$[N/mm^2]$	osové napětí
σ_v	$[N/mm^2]$	napjatost ve vývrtu nápravy
σ_t^H	$[N/mm^2]$	tečné napětí v sedle nápravy
σ_t^N	$[N/mm^2]$	tečné napětí v náboji kola
σ_r^H	$[N/mm^2]$	radiální napětí v sedle nápravy
σ_r^N	$[N/mm^2]$	radiální napětí v náboji kola
σ^*	$[m]$	polovina vůle v kolejovém kanále
σ_{red}^*	$[N/mm^2]$	reduované napětí bez započítání torzního nap.
σ_{red}	$[N/mm^2]$	reduované napětí
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	$[N/mm^2]$	hlavní napětí
τ	$[N/mm^2]$	smykové napětí v pružině
τ_D	$[N/mm^2]$	dolní hodnota napětí při zatěžování pružiny
τ_{DKi}	$[N/mm^2]$	dolní hodnota napětí při kombinovaném zatěžování pružiny prim. / sek. vypruž.
τ_{HKi}	$[N/mm^2]$	horní hodnota napětí při kombinovaném zatěžování pružiny prim. / sek. vypruž.
τ_k	$[N/mm^2]$	torzní napětí v nápravě
τ_s	$[N/mm^2]$	smykové napětí v lis. spoji vlivem příčné síly
ψ	$\left[\frac{1}{N * mm^2} \right]$	součinitel tuhosti v ohybu
φ_{mez}	$[rad]$	úhel mezní zkroucení nápravy

15. Seznam použitých obrázků a tabulek

Obrázek 1 - Příklad pohonu tlakovým motorem uloženým v kluz. ložiskách na nápravě [1]..	13
Obrázek 2 - Lokomotiva Effishunter 1000 [6]	13
Obrázek 3 - Lokomotiva Effiliner 2000 [13].....	14
Obrázek 4 - Lokomotiva Effishunter 1600 [6]	14
Obrázek 5 - Podvozek Siemens SF3 pro lokomotivy ER20 [22]	15
Obrázek 6 - Lokomotiva ER 20 [9]	15
Obrázek 7 - Řešení ústředního pohonu lokomotivy Maxima [2]	16
Obrázek 8 - Lokomotiva Maxima [2]	16
Obrázek 9 - Lokomotiva Effiliner 3000 [6].....	17
Obrázek 10 - Schéma pohonu HAB [2]	17



Obrázek 11 - Pohon HAB [12].....	18
Obrázek 12 - Lokomotiva Europrinter [9].....	18
Obrázek 13 - Řešení podvozku lokomotivy 109E [23].....	19
Obrázek 14 - Lokomotiva 109E [9]	19
Obrázek 15 - Řešení pohonu lokomotiv Vectron [1].....	20
Obrázek 16 - Rozložení strojovny lokomotivy Vectron Dual Mode [25].....	21
Obrázek 17 - Pohon Mitrac 3000 použitý u lokomotiv Traxx [19]	22
Obrázek 18 - Lokomotiva TRAXX DE ME [9]	22
Obrázek 19 - Lokomotiva Gama 111Dd [9]	23
Obrázek 20 - Evropské napájecí soustavy [1].....	24
Obrázek 21 - Boční pohled v měřítku 1:50 z typ. výkresu elektr. verze lok. platformy	26
Obrázek 22 - Boční pohled v měřítku 1:50 z typového výkresu DE verze lok. platformy	26
Obrázek 23 - Vizualizace elektrické verze platformy	26
Obrázek 24 - Uspořádání strojovny elektrické verze platformy lokomotiv	27
Obrázek 25 - Vizualizace DE verze lokomotivní platformy.....	28
Obrázek 26 - Motor MTU 16V 4000 R84 [29]	28
Obrázek 27 - Schéma rozmístění strojovny DE verze platformy.....	29
Obrázek 28 - Podvozek lokomotivní platformy.....	31
Obrázek 29 - Jízdni odpor lokomotiv.....	32
Obrázek 30 - Trakční charakteristika DE verze platformy	33
Obrázek 31 - Trakční charakteristika elektrické verze platformy	33
Obrázek 32 - Brzdová charakteristika DE verze platformy.....	34
Obrázek 33 - Brzdová charakteristika elektrické verze platformy	34
Obrázek 34 - Diagram stoupání rychlost pro DE verzi platformy.....	35
Obrázek 35 - Diagram stoupání rychlost pro elektrickou verzi platformy	35
Obrázek 36 - Závislost zábrzdne dráhy na rychlosti pro obě platformové lokomotivy	36
Obrázek 37 - Dráhový tachogram jednoduché jízdy DE verze platformy	37
Obrázek 38 - Dráhový tachogram jednoduché jízdy elektr. verze platformy	37
Obrázek 39 - Kinematický obrys skříně vozidla na jejím představku [35].....	40
Obrázek 40 - Kinematický obrys skříně vozidla uprostřed mezi středy podvozků [35]	40
Obrázek 41 - Charakteristika vypružení DE verze platformy	47
Obrázek 42 - Charakteristika vypružení elektrické verze platformy	47
Obrázek 43 - Kontrola pružin prim. a sekundárního vypružení v Goodmanově diagramu	53
Obrázek 44 - Určení parametru v v závislosti na způsobu uložení pružin [2].....	54
Obrázek 45 - Schéma natočení podv. pod skříní voz. při průjezdu obloukem o poloměru R..	59
Obrázek 46 - Grafické řešení Heumannovi metody pro průjezd obloukem o R=150 m [36] ..	61
Obrázek 47 - Možné řešení mazání okolků [45].....	64
Obrázek 48 - Schéma příčné mezipodvozkové vazby [46]	65
Obrázek 49 - Mezipodvozková vazba s torzní tyčí [46]	65
Obrázek 50 - Hydraulická podélná mezipodvozková vazba [46].....	65
Obrázek 51 - Schématická znázornění podvozků s rejdovným stavěním dvojkolí [47]	66
Obrázek 52 - Síly iniciované vypruženými hmotami	67



Obrázek 53 - Graf.řešení Heuman. metody pro průjezd elektr. verze obloukem $R=250m$	68
Obrázek 54 - oblasti dvojkolí pro výpočet ohybového momentu M_x	70
Obrázek 55 - Průběh ohybového momentu M_x podél nápravy.....	71
Obrázek 56 - Průběh krouticího momentu M_y' podél nápravy	72
Obrázek 57 - Průběh hnacího momentu M_y'' podél nápravy	73
Obrázek 58 - Průběh ohybového momentu M_z'' podél nápravy	73
Obrázek 59 - 3D schématické zobrazení sil zatěžující dvojkolí	74
Obrázek 60 - Průběh redukovaného momentu podél nápravy	75
Obrázek 61 - Pootočení kola vůči nápravě u lokomotivy DB 145 [41].....	78
Obrázek 62 - zjednodušená geometrie kol pro výpočet úbytku tlaku v lisovaném spoji	80
Obrázek 63 - Navržená uložení lisovaných spojů	83
Obrázek 64 - Průběh napjatosti v LS ozubené kolo-náprava	85
Obrázek 65 - Průběh napjatosti v LS kolo-náprava	86
Obrázek 66 - Mechanická charakteristika trakčního motoru [1]	88
Obrázek 67 - Redukovaný moment při zatížení zkratovým momentem	89
Obrázek 68: Mohrovy kružnice pro vlákno na povrchu sedla.....	90
Obrázek 69 - Schematické znázornění zatížení modelu pro výpočet MKP	93
Obrázek 70 - Zobrazení napjatosti na dvojkolí.....	94
Obrázek 71 - Rozložení napjatosti na povrchu nápravy.....	94
Obrázek 72 - Řez lis. spojem jízdní kolo-náprava na přitížené straně dvojkolí v rovině $y-z$	95
Obrázek 73 – Příčný řez LS jízdního kola na přitížené straně nápravy v rovině $x-z$	95
Obrázek 74 - Řez LS ozubeného kola a sedla nápravy v rovině $y-z$	96
Obrázek 75 - Nezátížené lisované spoje.....	98
Obrázek 76 - Nově představená vizualizace lokomotivy EffiLiner 2000 [32].....	100
Obrázek 77 - Vizualizace navržené DE verze platformy	101
Obrázek 78 - Vizualizace navržené elektrické verze platformy.....	102
Tabulka 1 - Základní parametry verzí platformy lokomotiv	25
Tabulka 2 - Vstupní data pro výpočetní program obrysu vozidla [35]	39
Tabulka 3 - Hmotností rozbor DE verze	41
Tabulka 4 - Hmotnostní rozbor elektrické verze platformy	42
Tabulka 5 - Analýza hmotnosti, nápr. zatížení a kolových sil pro obě navrhované lok.	43
Tabulka 6 - Frekvence vlastních kmitů lokomotiv	45
Tabulka 7 - Parametry navržených pružin primárního a sekundárního vypružení.....	49
Tabulka 8 - Výpočet příčné tuhosti flexi-coil pružin sekundárního vypružení	50
Tabulka 9 - Hodnoty napětí pro osové a kombinované namáhání pružin.....	52
Tabulka 10 - Parametry potřebné pro výpočet kvazistatické změny kolových sil	56
Tabulka 11 - Vstupy výpočtu bezpečnosti proti vykolejení.....	61
Tabulka 12 - Výpočet BPV	62



Tabulka 13 - Kontrola sil zatěžujících kolejnice	63
Tabulka 14 - Síly vzniklé působení vypružených hmot.....	69
Tabulka 15 - Hodnoty dovol. napětí pro poháněnou nápravu s nalis. hnacím kolem [39].....	75
Tabulka 16 - Pevnostní kontrola nápravy.....	77
Tabulka 17 - Hodnoty součinitele a pro hnací vozidla v závislosti na použitém mazivu [37] ..	78
Tabulka 18 - Rozměry a hmotnosti zjednoduř. výpoč. modelu pro výpočet úbytku tlaku.....	81
Tabulka 19 - Výpočet minimálního potřebného tlaku v lisovaných spojích - výsledky.....	82
Tabulka 20 - Výpočet minimálního přesahu lisovaného spoje - výsledky.....	83
Tabulka 21 - Navržené hodnoty přesahů pro lisované spoje	84
Tabulka 22 - Hodnoty potřebné pro výpočet napjatosti v lisovaném spoji.....	84
Tabulka 23 - hodnoty napětí vnesené lisováním do sedel nápravy	86
Tabulka 24 - Napětí ve vývrtu nápravy v místě sedla kola na přitížené straně dvojkolí.....	91
Tabulka 25 - Porovnání výsledků napjatosti při analytickém a MKP výpočtu	97
Tabulka 26 - Porovnání výsledků výpočtů napjatosti vnesené lisováním do sedel nápravy ...	99
Tabulka 27 - Porovnání základních parametrů lokomotivy EffiLiner 2000 s v této práci navrženou DE verzí platformy [32].....	101

16. Seznam příloh

- Typový výkres elektrické verze platformy lokomotiv č. 04032020
- Typový výkres diesel-elektrické verze platformy lokomotiv č. 12032019
- Výkres sestavy podvozku lokomotivní platformy č. 24052020
- CD ROM obsahující elektronickou verzi této průvodní zprávy a všech příloh

17. Seznam zdrojů

- [1] KOLÁŘ, Josef. Pohony kolejových vozidel: přednášky [online]. In: . [cit. 2019-10-14]. Dostupné z: <https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211146/>
- [2] KOLÁŘ, Josef. *Konstrukce kolejových vozidel: přednášky* [online]. In: . [cit. 2019-10-14]. Dostupné z: <https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211052/>
- [3] ŠINDELÁŘ, Jan. Chybíš nám do party. Lokomotiva ČD Cargo poprvé láká strojvedoucí a posunovače. Zdopravy.cz [online]. 19.7.2019, , 1 [cit. 2019-10-14]. Dostupné z: <https://zdopravy.cz/chybis-nam-do-party-lokomotiva-cd-cargo-poprve-laka-strojvedouci-a-posunovace-31673/>
- [4] SŮRA, Jan. ČD Cargo chystá miliardovou modernizaci dieselových lokomotiv. Zdopravy.cz [online]. 31.8.2017, , 1 [cit. 2019-10-14]. Dostupné z: <https://zdopravy.cz/cd-cargo-chysta-miliardovou-modernizaci-dieselovych-lokomotiv-947/>
- [5] SŮRA, Jan. ČD Cargo zrušilo tendr na velké dieselové lokomotivy, koupí více menších. Zdopravy.cz [online]. 7.9.2018, , 1 [cit. 2019-10-14]. Dostupné z: <https://zdopravy.cz/cd-cargo-zrusilo-tendr-na-velke-dieselove-lokomotivy-koupi-vice-mensich-15718/>
- [6] *CZ Loko: Produkty* [online]. [cit. 2019-10-14]. Dostupné z: <https://www.czloko.cz/produkty.htm>
- [7] PANOCHA, Michal. *Technicko-ekonomické hodnocení lokomotiv s ohledem na konstrukční vlastnosti*. Plzeň, 2015. Diplomová práce. Západočeská Univerzita v Plzni. Vedoucí práce HELLER Petr.



- [8] RÁKOSNÍK, Jakub. *Obnova vozidlového parku motorových lokomotiv českých železničních dopravců*. Pardubice, 2009. Diplomová práce. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera. Vedoucí práce HELLER Petr.
- [9] Railcolor.net. In: *Railcolor.net* [online]. [cit. 2019-10-14]. Dostupné z: <https://www.railcolor.net/index.php?nav=1000001&lang=1>
- [10] Eurorunner. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2019-10-14]. Dostupné z: <https://en.wikipedia.org/wiki/Eurorunner>
- [11] Voith Maxima. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2019-10-14]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Voith_Maxima
- [12] Dvojkolí. Bonatrans Group a.s. [online]. Bohumín: GHH-BONATRANS, 2017 [cit. 2017-04-30]. Dostupné z: <http://www.ghh-bonatrans.com/cs/produkty-a-sluzby/dvojkoli/>
- [13] CZ LOKO / Lokomotiva řady 753.6. In: Aveng.cz [online]. [cit. 2019-10-14]. Dostupné z: <http://www.aveng.cz/research-development/pripadove-studie/cz-loko>
- [14] MAJ, Jan a Jiří POHL. Elektrické lokomotivy Siemens ES 64 U4 [online]. 19. 8. 2005, 1 [cit. 2019-10-14]. Dostupné z: <https://www.k-report.net/clanky/elektricke-lokomotivy-siemens-es-64-u4/>
- [15] Nový rychlostní rekord lokomotivy [online]. 2006, , 1 [cit. 2019-10-14]. Dostupné z: <https://plus.rozhlas.cz/novy-rychlostni-rekord-lokomotivy-6698952>
- [16] POPIS LOKOMOTIVY 109 E2. *Neoficiální web o třísystémových lokomotivách* [online]. [cit. 2019-10-14]. Dostupné z: <https://109-e.wgz.cz/rubriky/popis-lokomotivy-109-e2>
- [17] Siemens Vectron. *Siemens.com* [online]. [cit. 2019-10-14]. Dostupné z: <https://new.siemens.com/global/en/products/mobility/rail-solutions/rolling-stock/locomotives/vectron.html>
- [18] KOŠTÁL, Josef. Siemens na kolejích - železnice: Vectron - lokomotiva z dílny Siemenes. *Elektro* [online]. 2011, **2011**(6), 2 [cit. 2019-10-14]. Dostupné z: <http://www.odbornecasopisy.cz/elektro/casopis/tema/siemens-na-kolejih-zeleznice--9984>
- [19] Solution and technologies: Equipment for mainline vehicles. *Bombardier.com* [online]. [cit. 2019-10-14]. Dostupné z: <https://rail.bombardier.com/en/solutions-and-technologies/equipment/mainline-equipment.html>
- [20] WORDSWORTH, Nigel. Bombardier Traxx DE ME-Four is better than one. *Rail engineer* [online]. [cit. 2019-10-14]. Dostupné z: <https://www.railengineer.co.uk/2012/10/09/bombardier-traxx-de-me-four-is-better-than-one/>
- [21] Pesa: Locomotives [online]. [cit. 2019-10-14]. Dostupné z: http://www.pesa.pl/please-translate-in-en_us-produkty/locomotives/
- [22] First Class Bogies: The complete programme for high-quality railway transportation [online]. Graz: Siemens, 2008 [cit. 2019-10-28]. Dostupné z: <https://www.mobility.siemens.com/mobility/global/SiteCollectionDocuments/en/rail-solutions/components-and-systems/bogies-catalog-en.pdf>
- [23] Neoficiální stránky o třísystémových lokomotivách typu 109E [online]. 2006 [cit. 2017-04-30]. Dostupné z: <http://109-e.wgz.cz/rubriky/hlavni-stranka>
- [24] SŮRA, Jan. Siemens má prvního zákazníka na Vectron Dual Mode. Jede na diesel i elektřinu. *Zdopravy.cz* [online]. 20.11.2019 [cit. 2019-11-22]. Dostupné z: <https://zdopravy.cz/siemens-ma-prvniho-zakaznika-na-vectron-dual-mode-jede-na-diesel-i-elektrinu-37455/>
- [25] Vectron Dual Mode. *Siemens.com* [online]. [cit. 2019-11-22]. Dostupné z: <https://new.siemens.com/global/en/products/mobility/rail-solutions/rolling-stock/locomotives/vectron/dual-mode.html>
- [26] Final Study Report: Rail Baltica: Preparation of the Operational Plan of the Railway [online]. 15.11.2018, , 439 [cit. 2020-01-30]. Dostupné z: http://www.railbaltica.org/wp-content/uploads/2019/05/RB_Operational_Plan_Final_Study_Report_final.pdf
- [27] KOLÁŘ, Josef. *Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel*. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04262-5.



- [28] VÁGNER, Jakub a Aleš HÁBA. Možnosti stanovení příčné tuhosti flexi-coil pružin. In: Vědeckotechnický sborník ČD č. 30/2010 [online]. 2010, s. 14 [cit. 2020-02-13]. Dostupné z: https://vts.cd.cz/documents/168518/195471/30_komplet.pdf/c3eda8e4-6680-4731-ab38-06b73b7fd792
- [29] THE MTU SERIES 4000 R04. *MTU Solutions* [online]. [cit. 2020-02-15]. Dostupné z: <https://www.mtu-solutions.com/eu/en/applications/rail/locomotive-solutions/product-highlight-series-4000-r04.html>
- [30] Emission Standards. DieselNet [online]. [cit. 2020-02-15]. Dostupné z: <https://dieselnet.com/standards/eu/nonroad.php#s3>
- [31] VINTR, Martin. *Trakční vlastnosti lokomotivy s velkým instalovaným výkonem*. Plzeň, 2017. Diplomová. Západočeská Universita v Plzni. Vedoucí práce Martin Pittermann.
- [32] SŮRA, Jan. CZ LOKO vyvíjí další lokomotivy, zkombinuje elektřinu, baterie i naftu. *Zdopravy.cz* [online]. 11.3.2020, , 1 [cit. 2020-03-16]. Dostupné z: <https://zdopravy.cz/cz-loko-vyviji-dalsi-lokomotivy-zkombinuje-elektřinu-baterie-i-naftu-44290/>
- [33] Eanos (I). ČD Cargo [online]. [cit. 2020-03-16]. Dostupné z: <https://www.cdcargo.cz/cs/eanos-i.->
- [34] NAŘÍZENÍ KOMISE (EU) č. 1302/2014 ze dne 18. listopadu 2014 o technické specifikaci pro interoperabilitu subsystému kolejová vozidla – lokomotivy a kolejová vozidla pro přepravu osob železničního systému v Evropské unii. In: . 2014, 1302/2014.
- [35] KOLÁŘ Josef. *Obrys-Hnací vozidla.xls*. Ústav 12120.Fakulta Strojní. ČVUT v Praze.2005
- [36] KALIVODA Jan.Heumann_2018_03.Ústav 12120.Fakulta Strojní. ČVUT v Praze.
- [37] HEPTNER, Tomáš. PJKV_04_DVOJKOLI_2_2011-12-přednášky [online]. In: . s. 25 [cit. 2020-03-23]. Dostupné z: https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211145_PJKV/prednasky/
- [38] ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů: příklady. Vyd. 2. přeprac. Praha: České vysoké učení technické, 1995. ISBN 80-010-1354-5.
- [39] ČSN EN 13104: Železniční aplikace - Dvojkolí a podvozky-Nápravy hnacích vozidel - Metoda návrhu. ÚNMZ, 2013.
- [40] FRIDRICHOVSKÝ, Tomáš. ANALÝZA VÝSKYTU TORZNÍCH KMITŮ V POHONECH MODERNÍCH KOLEJOVÝCH VOZIDEL. s. 8 [cit. 2020-04-30].
- [41] Benker, T.: LOGOMOTIVE GMBH, Nürnberg. Torisonsschwingungen von Radsätzen: Systemtechnische Aspekte. Dresden: 13. Internationale Schienenfahrzeug-tagung Dresden, 2014.
- [42] URBÁNEK, Miroslav. Průběh zkratového momentu mechanickou soustavou pohonu. Plzeň, 2015. Disertační. ZČU v Plzni. Vedoucí práce Doc. Ing. Petr Heller, CSc.
- [43] GETTING STARTED WITH ABAQUS. 3D Academy [online]. [cit. 2019-03-18]. Dostupné z: <https://academy.3ds.com/en/learn/getting-started-abaqus-fundamentals>
- [44] VRBA, J. a J. KOLÁŘ. Návrh lisovaného spoje na nápravě hnacího dvojkolí elektrické lokomotivy a jeho pevnostní analýza. In: MORAVEC, J., ed. Studentská tvůrčí činnost 2019. Konference studentské tvůrčí činnosti 2019, Technická 4, Praha 6, 2019-04-09. Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2019. p. 1-12. ISBN 978-80-01-06564-8. Dostupné z: https://stc.fs.cvut.cz/pdf19/9525.pdf?_=1553897111
- [45] Wheel flange lubrication (WFL). <https://www.rebs.de/> [online]. [cit. 2020-05-21]. Dostupné z: <https://www.rebs.de/en/solutions/railway-technology/wheel-flange-lubrication-wfl/#prettyPhoto>
- [46] KRULICH, Pavel. Optimalizace dynamických účinků vysokorychlostní elektrické lokomotivy s mezipodvozkovou vazbou. Praha, 2011. Diplomová práce. ČVUT v Praze, Fakulta strojní. Vedoucí práce Kolář Josef.
- [47] KALIVODA, Jan. Teorie vozidel: přednášky [online]. In: [cit. 2019-10-14]. Dostupné z: https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211054_TV/