

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta strojní

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

**Výpočet lisovaného spoje náboje kola na nápravě hnacího
dvojkolí elektrické lokomotivy**

Autor:

Jan Vrba

Vedoucí práce:

doc. Ing. Josef Kolář, CSc.

Rok:

2017

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: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Výpočet lisovaného spoje náboje kola na nápravě hnacího dvojkolí elektrické lokomotivy

Název bakalářské práce anglicky:

Calculation of the press fit of the hub wheel on the axle drive wheelset of electric locomotive

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte:

1. Rešerši řešení uložení kol na nápravě hnacího dvojkolí elektrické lokomotivy.
2. Rozbor silových účinků působících na hnacím dvojkolí elektrické lokomotivy při jízdě v přímé trati a v oblouku.
3. Rozbor silových účinků působících v lisovaném spoji náboje kola a sedla nápravy.
4. Konstrukční návrh a výpočet lisovaného spoje náboje kola hnacího dvojkolí výkonné elektrické lokomotivy.
5. Průvodní technickou zprávou a sestavný výkres hnacího dvojkolí elektrické lokomotivy.

Seznam doporučené literatury:

Odborné časopisy, firemní literatura, patentová literatura, norma EN ČSN 13 104

Skripta ČVUT:

KOLÁŘ, J.: Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel

ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II,

ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II - pojezd

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

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:


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

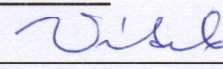
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **19.04.2017**

Termín odevzdání bakalářské práce: **12.07.2017**

Platnost zadání bakalářské práce: _____


Podpis vedoucí(ho) práce


Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


Podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

27.4.2017

Datum převzetí zadání


Podpis studenta

Anotační list

Jméno autora: Jan VRBA
Název BP: Výpočet lisovaného spoje náboje kola na nápravě hnacího dvojkolí elektrické lokomotivy
Anglický název: Calculation of the press fit of the hub wheel on the axle drive wheelset of electric locomotive
Rok: 2017
Obor studia: Teoretický základ strojíního inženýrství
Ústav: Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Vedoucí: doc. Ing. Josef Kolář, CSc.

Bibliografické údaje: počet stran: 47
počet obrázků: 19
počet tabulek: 8
počet příloh: 2

Klíčová slova: Kolejové vozidlo, hnací dvojkolí, náprava, kolo, redukovaný moment, redukované napětí, lisovaný spoj

Keywords: Railway vehicle, driving wheelset, axle, wheel, reduced moment, reduced stress, pressed joint

Anotace:

Tato bakalářská práce se zabývá analýzou zatížení lisovaného spoje náboje kola a nápravy u hnacího dvojkolí výkonných elektrických lokomotiv. V rámci této práce byl proveden rozbor namáhání nápravy hnacího dvojkolí zadané výkonné elektrické lokomotivy, bylo navrženo potřebné uložení náboje kola na nápravě pro správný přenos trakčního a brzdného momentu a byla provedena statická pevnostní kontrola sedla kola nápravy.

Abstract:

The issue of this bachelor thesis deals with driving wheelset of electric locomotives, its design, stress analysis and strength checks. In the framework of this work, the stress analysis of the driving wheelset's axle of the electric locomotive was accomplished. Moreover, the bearing of the hub wheel on the axle for the right transmission of the traction and breaking torque by the pressed joint was designed and the total tension in the pressed joint was determined.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci *Výpočet lisovaného spoje náboje kola na nápravě hnacího dvojkolí elektrické lokomotivy* vypracoval samostatně pod vedením pana doc. Ing. Josefa Koláře, CSc. a použil jsem pouze podklady uvedené v seznamu zdrojů.

Nemám závažný důvod proti užití této školní práce ve smyslu § 60 Zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne 8.6.2017

.....

Poděkování

Vedoucímu práce, panu doc. Ing. Josefu Kolářovi, CSc., děkuji za cenné rady a podnětné připomínky. Své rodině děkuji za podporu během studia.

Obsah

Obsah.....	1
1. Úvod	6
2. Cíl práce.....	7
3. Konstrukční řešení hnacího dvojkolí	8
3.1. Skupinový pohon dvojkolí.....	8
3.2. Individuální příčný pohon dvojkolí	8
3.2.1. Pohon tlakovým motorem.....	8
3.2.2. Pohon odpruženým trakčním motorem a částečně odpruženou převodovkou	10
3.2.3. Pohon s plně odpruženým trakčním motorem i převodovkou.....	11
3.3. Individuální podélný pohon dvojkolí	11
4. Rozbor namáhání hnacího dvojkolí	12
4.1. Síly iniciované pohyblivými hmotnostmi	12
4.2. Vlivy účinku brzdění.....	16
4.3. Vlivy pohonu	20
4.4. Výpočet výsledného momentu.....	20
4.5. Výpočet výsledných napětí v nápravě	20
5. Výpočet lisovaného spoje náboje kola a nápravy	22
5.1. Určení minimálního tlaku v lisovaném spoji.....	22
5.2. Ztráta tlaku v lisovaném spoji vlivem odstředivé síly	23
5.3. Určení geometrických a materiálových konstant.....	24
5.4. Určení minimálního přesahu	25
5.4.1. Stanovení minimálního výrobního přesahu při lisování za studena	25
5.4.2. Stanovení minimálního výrobního přesahu při lisování za tepla.....	26
5.5. Průběhy napětí v lisovaném spoji.....	27
5.5.1 Nalisování za studena	27
5.5.2 Nalisování (nasunutí) za tepla.....	28
5.6. Podmínky pro provedení lisování	30
5.6.1. Podmínky pro lisování za studena	30
5.6.2. Podmínky lisování za tepla.....	30
5.7. Volba vhodné technologie lisování.....	31
6. Vyhodnocení celkové napjatosti v sedle nápravy	32
6.1. Používané materiály pro hnací nápravy	32

6.2. Smykové napětí vzniklé vodorovnými silami působícími na okolek.....	32
6.3. Vyhodnocení celkové napjatosti ve vlákně na povrchu lisovaného spoje	33
6.4. Vyhodnocení celkové napjatosti ve vlákně na povrchu vývrtu	34
7. Návrh řešení vzhledem k nevyhovující pevnostní kontrole	36
7.1. Změna konstrukce nápravy	36
7.2. Změna technologie výroby	36
7.3. Snížení hodnoty přenášeného trakčního či brzdného momentu	37
7.4. Změna materiálu nápravy.....	38
7.5. Omezení počtu najetých kilometrů lokomotivy	38
8. Závěr	39
9. Seznam použitých zdrojů.....	41
10. Seznam použitých obrázků a tabulek	42
11. Seznam příloh	43

Seznam použitých veličin a jednotek

A	[N]	maximální nápravové zatížení
b	[m]	vzdálenost středu ložiska od těžiště
C_H	[N]	konstanta nápravy
C_N	[N]	konstanta náboje kola
D	[m]	průměr styčné kružnice
d_H	[m]	průměr nápravy
d_N	[m]	průměr náboje kola
d_v	[m]	průměr vývrtu v ose nápravy
E_H	[MPa]	Yongův modul pružnosti materiálu nápravy
E_N	[MPa]	Yongův modul pružnosti materiálu kola
f	[1]	koeficient tření
F_L	[N]	potřebná lisovací síla
F_N	[N]	normálová síla v lisovaném spoji
F_O	[N]	odstředivá síla
F_T	[N]	tečná síla v lisovaném spoji
F_b	[N]	brzdná síla na dvojkolí
F_{bc}	[N]	celková brzdná síla lokomotivy
g	[m ^s /s]	gravitační zrychlení
G_H	[1]	geometrická konstanta nápravy
G_N	[1]	geometrická konstanta náboje kola
H	[N]	výsledná příčná síla
h_1	[m]	výška těžiště nad středem nápravy
k	[1]	koeficient bezpečnosti přenosu točivého momentu
k_{Re}	[1]	bezpečnost vůči mezi kluzu
k_{Rm}	[1]	bezpečnost vůči mezi pevnosti
K_H	[MPa]	konstanta nápravy
K_N	[MPa]	konstanta náboje kola
L_L	[m]	funkční délka lisovaného spoje
M_B	[Nm]	brzdný moment na dvojkolí
M_b'	[Nm]	brzdný moment působící na přitíženém kole
M_x	[Nm]	ohybový moment v rovině x-y
M_x'	[Nm]	ohybový moment v rovině x-y, vzniklý brzděním
M_x''	[Nm]	ohybový moment v rovině x-y, vzniklý trakcí
M_y'	[Nm]	brzdný moment přenášený nápravou na odlehčené kolo
M_z'	[Nm]	ohybový moment v rovině y-z, vzniklý brzděním
M_z''	[Nm]	ohybový moment v rovině y-z, vzniklý trakcí

MR	$[Nm]$	redukovaný moment
MX	$[Nm]$	složka redukovaného momentu, působící v rovině x-y
MY	$[Nm]$	složka redukovaného momentu, působící v rovině x-z
MZ	$[Nm]$	složka redukovaného momentu, působící v rovině y-z
m_1	$[kg]$	hmotnost na čepch ložisek
m_2	$[kg]$	hmotnost dvojkolí a neodpružených hmot
m_{o1}	$[kg]$	hmotnost části 1 zjednodušeného profilu kola
m_{o2}	$[kg]$	hmotnost části 2 zjednodušeného profilu kola
m_{o3}	$[kg]$	hmotnost části 3 zjednodušeného profilu kola
P_b	$[W]$	brzdňý výkon na dvojkolí
P_{bc}	$[W]$	celkový brzdňý výkon lokomotivy
p_{max}	$[MPa]$	maximální tlak v lisovaném spoji
p_{min}^*	$[MPa]$	minimální potřebný tlak ve spoji bez uvažování odstředivé síly
p_o	$[MPa]$	úbytek tlaku vlivem odstředivé síly
P_1	$[N]$	síla působící na přitížený ložiskový čep nápravy
P_2	$[N]$	síla působící na odlehčený ložiskový čep nápravy
Q_1	$[N]$	síla svislého účinku koleje na přitížený ložiskový čep nápravy
Q_2	$[N]$	síla svislého účinku koleje na odlehčený ložiskový čep nápravy
R	$[m]$	poloměr kola
R_1	$[N]$	reakce v ložisku na přitížené straně dvojkolí
R_e	$[MPa]$	mez kluzu
R_m	$[MPa]$	mez pevnosti
r_H	$[m]$	poloměr nápravy
r_N	$[m]$	poloměr průměr náboje kola
r_v	$[m]$	poloměr vývrtu v ose nápravy
S	$[1]$	koeficient bezpečnosti
S_L	$[mm^2]$	plocha lisovaného spoje
s	$[m]$	vzdálenost styčné kružnice od těžiště
v	$[m/s]$	rychlost lokomotivy
v_L	$[\mu m]$	lisovací vůle
w	$[\mu m]$	přesah stržený při lisování
W_K	$[m^3]$	průřezový modul v krutu
W_o	$[m^3]$	průřezový modul v ohybu
Y_1	$[N]$	vodorovná síla kolmá na osu kolejnice na přitíženém ložiskovém čepu
Y_2	$[N]$	vodorovná síla kolmá na osu kolejnice na odlehčeném ložiskovém
y	$[m]$	souřadnice zavedeného souřadného systému, procházející osou nápravy
z	$[m]$	souřadnice zavedeného souřadného systému, kolmá na osu nápravy

Δd_{max}	[mm]	maximální přesah
Δd_{min}	[mm]	minimální potřebný přesah
Δd_{wmax}	[μm]	maximální výrobní přesah
Δd_{wmin}	[mm]	minimální výrobní přesah
ΔT	[$^{\circ}C$]	potřebná teplotní změna pro lisování za tepla
μ	[1]	součinitel maximální adheze
μ_H	[1]	Poissonova konstanta materiálu nápravy
μ_N	[1]	Poissonova konstanta materiálu kola
ρ	[kg/m ³]	hustota
σ_1	[N * mm ⁻²]	hlavní napětí 1
σ_2	[N * mm ⁻²]	hlavní napětí 2
σ_3	[N * mm ⁻²]	hlavní napětí 3
σ_D	[N * mm ⁻²]	nejvyšší přípustné napětí v materiálu
σ_O	[N * mm ⁻²]	osové napětí
σ_n	[N * mm ⁻²]	normálové napětí
σ_r^H	[N * mm ⁻²]	radiální napětí v sedle kola
σ_r^N	[N * mm ⁻²]	radiální napětí v náboji kola
σ_{red}	[N * mm ⁻²]	redukované napětí
σ_{red}^*	[N * mm ⁻²]	redukované napětí bez zahrnutí vlivu torzního napětí
σ_t^H	[N * mm ⁻²]	tečné napětí v sedle nápravy
σ_t^N	[N * mm ⁻²]	tečné napětí v náboji kola
τ_K	[N * mm ⁻²]	torzní napětí
τ_S	[N * mm ⁻²]	smykové napětí způsobené příčnými silami

1. Úvod

Již od počátků železnice zůstává hlavní princip pohybu kolejového vozidla a jeho vedení po trati téměř neměnný. Po celém světě rozšířený koncept využívá pro pohyb vozidla po dráze železniční dvojkolí, tvořené dvěma koly s okolky, která jsou upevněna na nápravě.

Až v 70. letech minulého století se objevily pokusy o vytvoření koncepce nové. Tato nová koncepce využívá magnetické levitace, ke které dochází vlivem odpudivé síly zapříčiněné magnetickými poli, které tvoří trať a vozidlo. Výhodou této koncepce je především bezkontaktní pohyb vozidla po trati, a tudíž i vyšší dosahovaná rychlost a menší energetické náklady. Rychlostní rekord, utvořený japonským rychlovlakem Maglev, činí 603 kilometrů za hodinu. Nevýhodou této koncepce je především vysoká cena zapříčiněná mimo jiné i velmi nákladnými požadavky na trať. Toto, ale i hustě rozvinutá evropská železniční síť s dlouhou historií, je důvodem, proč se koncepce magnetické levitace v Evropě i přes několik pokusů ve Spolkové republice Německo do dnešní doby neujala. Vlaky využívající magnetické levitace zůstávají tedy doménou pouze Asijských států, a i zde se jedná zatím pouze o jednotky takto koncipovaných tratí.

Co se týče maximální dosažené rychlosti, vlaky tradiční koncepce pohybu vozidla po trati pomocí ocelových dvojkolí o moc nezaostávají. Rychlostní rekord vytvořený rychlovlakem TGV má hodnotu 575 kilometrů v hodině, běžná rychlost v provozu nejrychlejších evropských rychlovlaků se však pohybuje kolem hodnoty 300 km/hod. Vzhledem k rychlému rozvoji elektrotechniky, používané u kolejových vozidel, v posledních desetiletích musí tento koncept čelit stále novým výzvám. Díky asynchronním motorům, které kvůli své malé hmotnosti i rozměrům umožňují stále zvyšovat výkony kolejových vozidel při zachování stávajících hmotností, jsou vznášeny na železniční dvojkolí čím dále větší požadavky na přenos větších výkonů při vyšších rychlostech. S tímto tématem je spojeno mnoho problémů, mezi které patří i problém, který se objevil u několika německých lokomotiv řady DB 145 (lokomotivy z rodiny Bombardier TRAXX), kdy došlo ke ztrátě tření v lisovaném spoji náboje kola a nápravy a k pootočení kola vůči nápravě. Tento nechtěný jev zapříčiňuje ztrátu výkonu vozidla a zároveň zde hrozí, že při ztrátě tření v lisovaném spoji náboje kola a nápravy může dojít při průjezdu obloukem ke změně pozice kola na nápravě a v krajním případě i k vykolejení lokomotivy [5], [12], [13], [14].

2. Cíl práce

Cílem této bakalářské práce je seznámit čtenáře se současným stavem konstrukčního řešení hnacího dvojkolí elektrických lokomotiv či jednotek. Dále si práce klade za cíl provést rozbor vnějších silových účinků, působících na nápravu hnacího dvojkolí, u zadané výkonné elektrické lokomotivy, u které dochází k přenosu výkonu z asynchronního motoru na dvojkolí pomocí duté hřídele, objímající nápravu, a sférické zubové spojky. Silové účinky budou řešeny při jízdě po přímé trati i v oblouku. Rozbor těchto silových účinků byl proveden dle normy ČSN EN 13104.

Dalším z řešených problémů je návrh uložení náboje kola na nápravu hnacího dvojkolí pro spolehlivý přenos trakčního i brzdného momentu a vyhodnocení celkové napjatosti v sedle kola vzniklé jak vnějšími silovými účinky, tak vnesené do sedla kola lisovaným spojem. Takto určená celková napjatost bude porovnána s nejvyššími hodnotami přípustnými pro daný typ konstrukčního řešení nápravy a konstrukční řešení bude vyhodnoceno jako vyhovující či nevhovující. V případě, že navržené řešení přenosu hnacího a brzdného momentu nevyhoví pevnostní kontrole, budou navržena možná řešení, která zapříčiní nápravu z hlediska napjatosti v sedle kola nápravy vyhovující.

3. Konstrukční řešení hnacího dvojkolí

Klasické hnací dvojkolí se skládá ze dvou kol a nápravy. Kola jsou na sedla nápravy lisována s přesahem pro zamezení jejich protáčení, a to buď za studena, nebo za tepla. Kompletní sestava dvojkolí, včetně ložiskových skříní, je pružně upevněna k podvozku lokomotivy. Přes primární vypružení jsou také na ložiskové skříně přenášeny svislé síly vznikající hmotností vozidla. Brzdění dvojkolí může být prováděno několika odlišnými mechanismy. Mimo brzdění elektromotorem mohou být kola brzděna kotoučovými brzdami, s kotouči umístěnými na desce kola nebo na samostatném souosém hřídeli, či špalíkovými brzdami.

Individuální pohon dvojkolí zajišťuje jeden trakční motor. Z mechanického hlediska je třeba při konstrukci uspořádání pohonu dbát na řešení odpružení hmot trakčního motoru a převodovky, jelikož při neodpruženém uložení mají neodpružené hmoty neblahý vliv na životnost nápravy a dvojkolí, neboť uložení nápravy a jejího pohonu je citlivé na nerovnosti na trati. Dalšími důležitými parametry jsou správný převodový poměr, torzní vlastnosti soustavy pohonu a dvojkolí, jednoduchá konstrukce a nenáročná údržba.

Konstrukční řešení pohonu lze rozdělit dle umístění trakčních motorů a dle počtu dvojkolí, které tyto motory pohánějí na individuální a skupinový pohon dvojkolí.

3.1. Skupinový pohon dvojkolí

Skupinovým pohonem se rozumí pohon více dvojkolí jedním trakčním motorem v podvozku. Pohon více dvojkolí jedním trakčním motorem má výhodu v nižší hmotnosti a použití méně konstrukčních prvků. Nevýhody tohoto řešení však převyšují a lze mezi ně řadit hlavně nemožnost regulovat výkon každého dvojkolí zvláště či složitost převodovky a dalších mechanických částí. Z těchto důvodů se skupinový pohon dvojkolí u elektrických lokomotiv již nepoužívá.

3.2. Individuální příčný pohon dvojkolí

Individuální pohon dvojkolí, při kterém je každé hnací dvojkolí poháněno svým trakčním motorem, je u konstrukce elektrických lokomotiv nejpoužívanějším. Při příčném pohonu je trakční motor umístěn tak, že osa rotoru je rovnoběžná s osou dvojkolí. Individuální příčný pohon lze řešit v následujících třech variantách.

3.2.1. Pohon tlakovým motorem

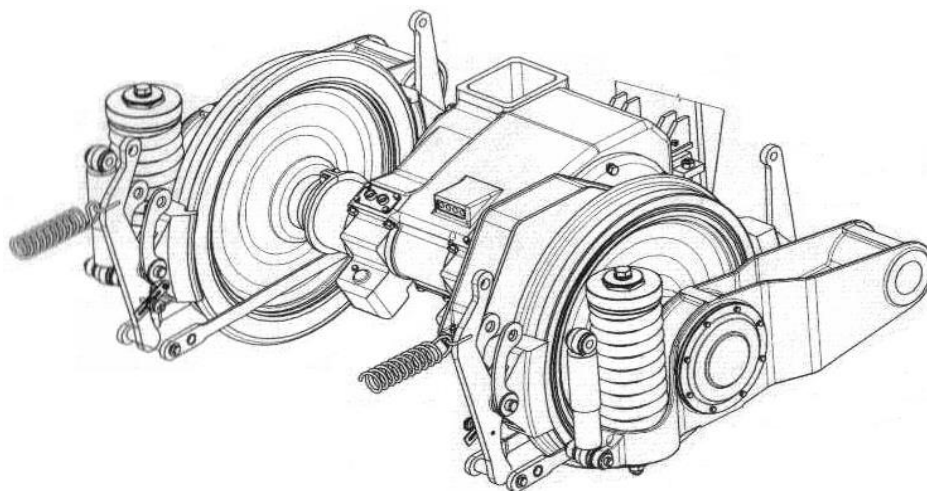
Mezi pohony s příčnou osou pohonu patří řešení hnacího dvojkolí s tlakovým motorem. Přenos hnacího momentu z tlakového motoru na nápravu může být proveden několika řešeními, stejně tak jako uchycení a odpružení hmotnosti motoru.

Při klasické konstrukci pohonu tlakovým motorem dochází k přenosu hnacího momentu dvojicí ozubeného kola, které je nalisováno na sedle nápravy, a letmo uloženého pastorku na hřídeli rotoru motoru. Trakční motor je uložen ve třech bodech, neodpruženě ve dvou tlakových ložiskách přímo na nápravě a třetím bodem je pružné uložení na rámu podvozku, případně na rámu vozidla. Tlaková ložiska mohou být provedena jako ložiska kluzná či valivá.

Provedení s valivými ložisky dosahuje přesnější polohy motoru vůči ose dvojkolí a zajišťuje tak přesnější záběr ozubených kol.

Největšími výhodami tohoto konstrukčního řešení jsou jednoduchá výroba, jelikož není použito klasické převodovky (velké kolo je přímo nalisováno na nápravě a pastorek je letmo uložen na hřídeli rotoru), i údržba, a to hlavně díky děleným kluzným ložiskům, která umožňují snadnou demontáž z nápravy. Při použití ložisek valivých se nároky na údržbu a opravy ložisek snižují, ale při výměně ložisek je nutno provést rozlisování dvojkolí, což náročnost údržby naopak zvyšuje (hodnota požadované výdrže ložisek pro lokomotivy dosahuje zhruba pěti miliónů najetých kilometrů). Dále toto řešení umožňuje dosažení největšího převodového poměru z dále jmenovaných.

Mezi nevýhody klasického tlapového motoru patří velké množství neodpružené hmoty (60 - 80% hmotnosti motoru), které má neblahý vliv na nápravu a z tohoto důvodu je toto konstrukční řešení pohonu citlivé na nerovnosti na trati. Toto řešení také vyžaduje horizontální umístění pohonu, což má za následek zvětšení rozvoru podvozku.

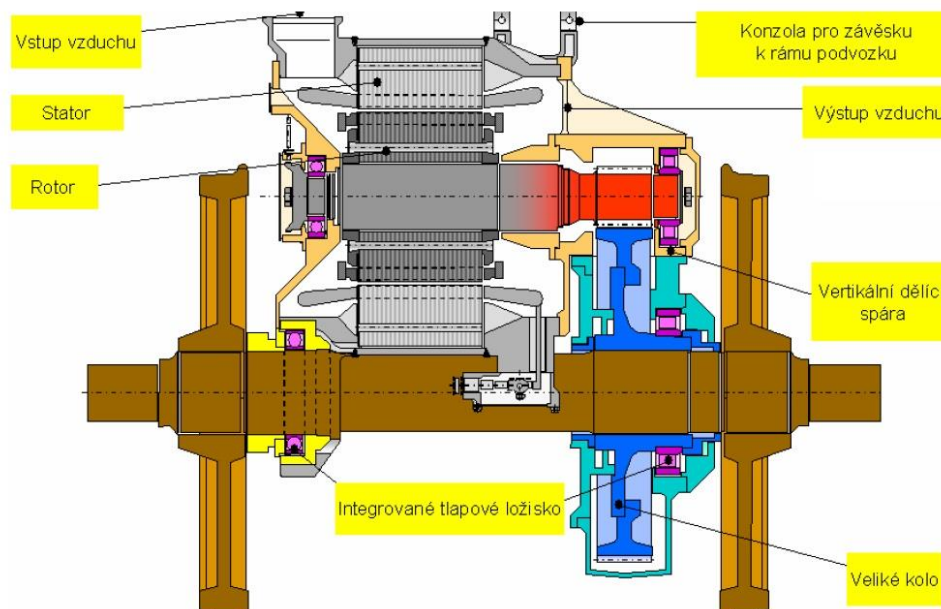


Obrázek 1: Hnací dvojkolí s klasickým tlapovým motorem [15]

Přenos hnacího momentu z tlapového motoru může být realizován taktéž dutou hřídelí, objímajícím nápravu, zavěšenou pomocí pryžových prvků do disku kol. Na dutou hřídel je trakční moment přenášen pomocí páru ozubených kol, pevně uložených na hřídeli rotoru motoru, respektive na duté hřídeli obepínající nápravu. Přenos momentu z duté hřídele na dvojkolí může být proveden pružinovým či ojníčkovým mechanismem. Trakční motor je pružně zavěšen na rám podvozku a uložen v tlapových ložiskách na dutém hřídeli. Tímto řešením se tak dosáhne snížení neodpružené hmoty pohonu, neboť trakční motor je uložen na pružných závěsech, eliminace axiálních sil (za použití oboustranného výstupu nebo šípového ozubení) a možnosti přenosu vyšších hodnot hnacího momentu. Nevýhodou tohoto řešení je velká konstrukční složitost, výrobní i opravárenská náročnost a omezení převodového poměru dvojice ozubených kol. V porovnání s výše uvedeným klasickým řešením se sníží průměr velkého ozubeného kola, neboť je nezbytné respektovat propružení duté hřídele vůči nápravě.

Současným řešením pohonu asynchronním tlapovým motorem je jeho valivé uložení v převodovce. Tlapový motor je připevněn k rámu podvozku přes pružný závěs, dále je uchycen v tlapovém ložisku na nápravě a funkci druhého tlapového ložiska zastává převodovka. Přenos trakčního momentu je z převodovky na dvojkolí přenášen přes ozubené kolo nalisované na sedlo nápravy. Pro eliminaci axiálních sil je vhodné použití šípového ozubení.

Moderní individuální pohon dvojkolí tlapovým motorem se využívá hlavně u nákladních lokomotiv s rychlostí do 140 km/hod.



Obrázek 2: Valivé uložení tlapového motoru v převodovce [15]

3.2.2. Pohon odpruženým trakčním motorem a částečně odpruženou převodovkou

V tomto případě je hmota motoru zcela vypružena, neboť motor je vázán na rám podvozku. Hnací moment může být na dvojkolí přenášen pomocí dvojité sférické zubové spojky, která spojuje hřídel rotoru trakčního motoru s dvoustupňovou převodovkou a umožňuje relativní pohyb motoru (rámu podvozku) a převodovky. Převodovka je uchycená v ložiskách na nápravě a svisle zavěšená na rám.

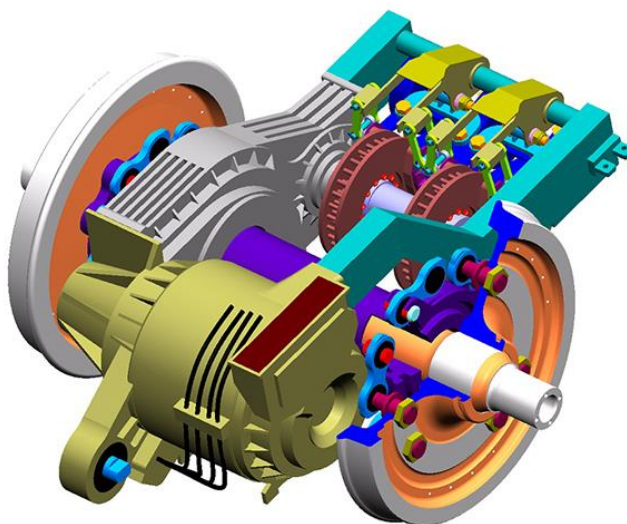
Druhou možností je přenos hnacího momentu z motoru, plně uchyceného k rámu podvozku, pomocí kloubové hřídele připojené k motoru a na druhém konci k pastorku nápravové převodovky. Kloubová hřídel musí zajistit pokrytí vzájemných pohybů mezi trakčním motorem (ránem podvozku) a pastorkem nápravové převodovky. U starších provedení se stejnosměrnými motory byla kloubová hřídel uložena v dutině rotoru.

U moderních pohonů asynchronním motorem se vedle dvojité sférické zubové spojky používá kloubová hřídel vložená do duté hřídele pastorku. Toto konstrukční řešení je použito u lokomotivy Siemens Vectron. U vysokorychlostních jednotek je aplikován systém kloubového hřídele pomocí dvojité sférické zubové spojky (ICE3, Tokaido) nebo speciální kloubové hřídel tripoint (TGV).

3.2.3. Pohon s plně odpruženým trakčním motorem i převodovkou

Trakční motor s převodovkou tvoří jeden celek, který je upevněn pouze k rámu podvozku. K přenosu hnacího momentu z převodovky na dvojkolí slouží dutá kloubová hřídel obepínající nápravu, která je na jednom konci kloubově připevněná k dvojkolí a na druhém konci k duté výstupní hřídeli převodovky. Dutá kloubová hřídel je zpravidla opatřena ojníčkovým mechanismem. Výhodou tohoto řešení je plné odpružení hmotnosti motoru i převodovky. Neodpruženou hmotu tvoří samotné dvojkolí a přibližně jedna polovina hmotnosti duté kloubové hřídele. Při konstrukci nových vozidel bývá převodovka přírubově spojena se statorem motoru a tvoří takzvané integrované jednotky.

Vhledem k vysokým nárokům na brzdový výkon bývají u novějších vozidel umísťovány brzdové kotouče na samostatný dutý hřídel (výstupní hřídel převodovky). Touto dutou hřídelí převodovky poté prochází kloubová hřídel obepínající nápravu a pohánějící dvojkolí. Dutou kloubovou hřídelí prochází náprava dvojkolí. Příkladem takto koncipovaného řešení mohou být vysokorychlostní jednotky ICE1 a ICE2. Dalším používaným řešením, například u pohonné jednotky HAB, použité v lokomotivách Siemens 1016, je umístění brzdových kotoučů na sousý brzdový hřídel, ze kterého je brzdný moment násoben převodem na velké ozubené kolo převodovky.



Obrázek 3: Umístění brzdových kotoučů na samostatný hřídel [10]

3.3. Individuální podélný pohon dvojkolí

Při podélném pohonu dvojkolí je osa hřídele rotoru kolmá k ose nápravy. Trakční motor je uchycen k rámu podvozku nebo k hlavnímu rámu vozidla. Přenos hnacího momentu z motoru na dvojkolí provádí kloubová hřídel, která je na druhém konci kloubově upevněna ke kuželové převodovce upevněné na nápravě. Výhodou tohoto řešení je hlavně dosažení vyššího převodového poměru díky využití kuželové převodovky. Nevýhodou je pak složité řešení správného záběru ozubených kol převodovky při relativním pohybu rámu a dvojkolí či zvětšení rozvoru podvozku. Individuální podélný pohon dvojkolí je použit například u jednotek Pendolino [2], [3], [4], [5], [9], [15].

4. Rozbor namáhání hnacího dvojkolí

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 13104. 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.

4.1. Síly iniciované pohyblivými hmotnostmi

Síly vznikající z účinků pohyblivých hmotností působí v rovině $x-y$. Výše zmíněná norma stanovuje součet hmotností m_1 a m_2 , které třeba použít při výpočtech zatížení nápravy, pro hnací vozidla bez přepravy cestujících, bez zavazadlového a poštovního oddílu, jako podíl hmotnosti vozidla ku nejvyššímu přípustnému provoznímu zatížení. Hmotnost m_1 představuje hmotnost na čepech ložisek, hmotnost m_2 zahrnuje hmotnost samotného dvojkolí a všechny neodpružené hmotnosti mezi rovinami styčných kružnic (brzdové kotouče atp.). Hodnota hmotnosti m_2 byla získána přibližným výpočtem z programu Autodesk Inventor 2017 po vytvoření modelu dvojkolí a zadání fyzikálních vlastností materiálů dvojkolí.

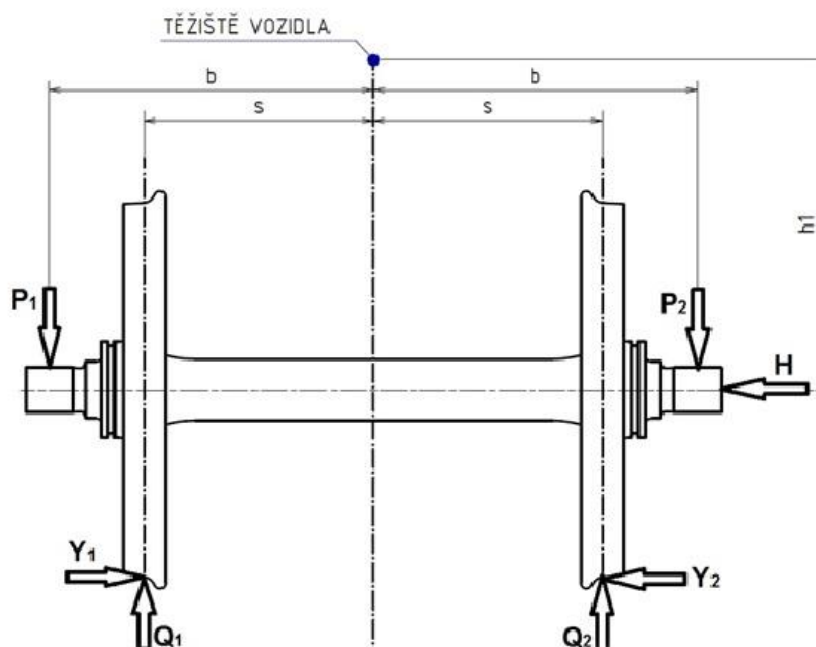
Vzhledem k zadanému maximálnímu nápravovému zatížení $A = 220 \text{ kN}$ a gravitačnímu zrychlení $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ budou hodnoty hmotností:

$$m_1 + m_2 = \frac{A}{g} = \frac{220\,000}{9,81} = 22\,426 \text{ kg}$$

$$m_1 = 20\,526 \text{ kg}$$

$$m_2 = 1900 \text{ kg}$$

Obrázek 4 zobrazuje síly působící na dvojkolí v rovině $y-z$, tabulka 1 pak uvádí význam zobrazených rozměrů a jejich hodnoty pro zadání této práce.



Obrázek 4: Síly působící na dvojkolí v rovině y-z

Tabulka 1: Význam a hodnoty použitých parametrů

Označení rozměru	Význam	Zadaná hodnota [mm]
2b	Vzdálenost středů ložisek	2308
2s	Vzdálenost styčných kružnic	1500
h_1	Výška těžiště nad středem nápravy od hmotnosti nesené dvojkolím	1875
R	Poloměr kola	625

Tabulka 2 zobrazuje význam, výpočtový vzorec a výslednou hodnotu sil, zobrazených na obrázku 4, pro zadání této práce. Obecně je potřeba do výpočtů zahrnout také vliv účinků od neodpružených hmotností mezi koly, ale vzhledem ke konstrukčnímu řešení zadané lokomotivy není třeba tento vliv uvažovat. Níže uvedené síly působí na dvojkolí při průjezdu lokomotivy obloukem.

Při jízdě po přímé trati jsou hodnoty vodících sil Y_1, Y_2 a rámové síly H malé. Hodnoty statických kolových sil Q_1 a Q_2 se mohou dle normy u nápravy hnacích vozidel lišit maximálně o 4%, tedy stejně tak hodnoty sil P_1 a P_2 . Namáhání dvojkolí vlivem pohyblivých hmotností má tak smysl řešit při jízdě obloukem, kdy je dosahováno méně příznivých hodnot napjatosti v nápravě.

Tabulka 2: Síly působící v rovině y-z

Označení síly	Výpočtový vzorec	Význam síly	Vypočtená hodnota [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	154 478
P_2	$P_2 = \left(0,625 - 0,0875 * \frac{h_1}{b}\right) * m_1 * g$	Síla působící na odlehčený ložiskový čep nápravy	97 223
Y_1	$Y_1 = 0,35 * m_1 * g$	Vodorovná síla kolmá na osu kolejnice na přitíženém ložiskovém čepu nápravy	70 476
Y_2	$Y_2 = 0,175 * m_1 * g$	Vodorovná síla kolmá na osu kolejnice na odlehčeném ložiskovém čepu nápravy	35 238
H	$H = Y_1 - Y_2 = 0,175 * m_1 * g$	Výsledná příčná síla	35 238
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	184 581
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	67 120

Tyto 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. Následující výrazy představují vzorce pro výpočet ohybového momentu M_x pro oblast 1 (obr.5) - od roviny zatížení k rovině styčné kružnice na přitížené straně nápravy:

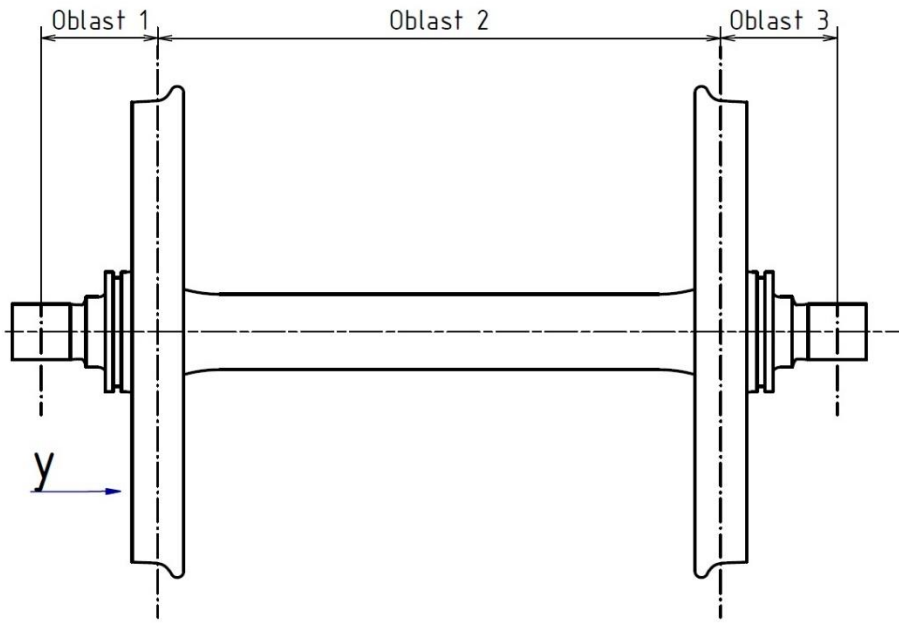
$$M_x = P_1 * y$$

pro oblast 2 (obr.5) - mezi rovinami styčných kružnic:

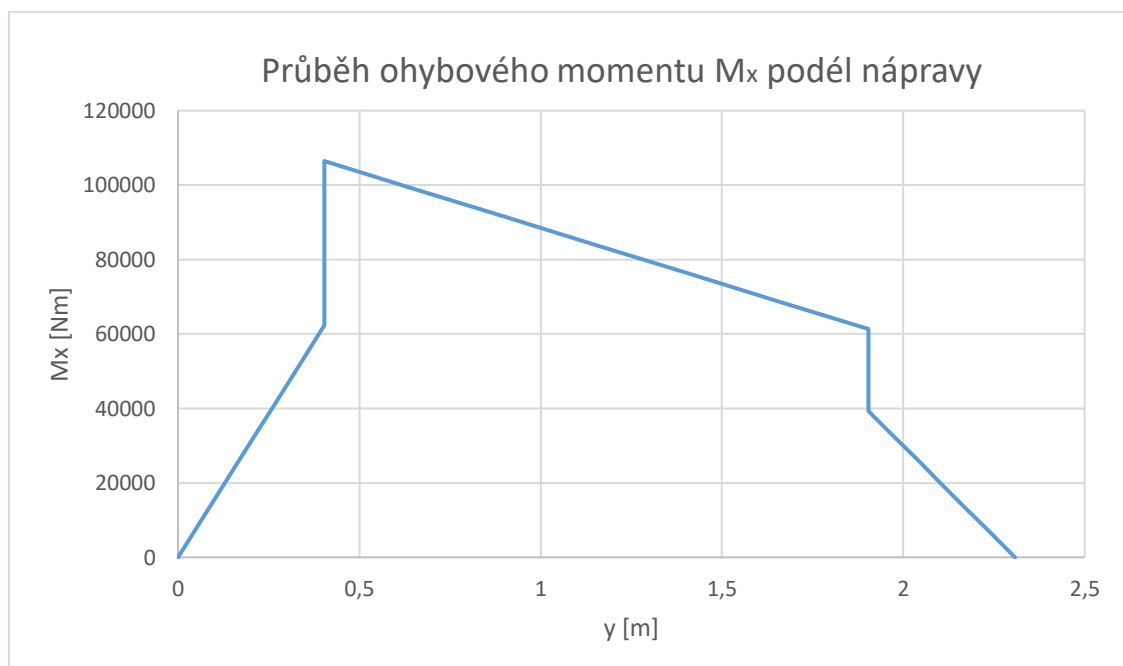
$$M_x = P_1 * y - Q_1 * (y - b + s) + Y_1 * R$$

a pro oblast 3 (obr.5) - od roviny zatížení k rovině styčné kružnice na odlehčené straně nápravy:

$$M_x = P_2 * (2b - y)$$



Obrázek 5: Oblasti pro výpočet průběhu momentu M_x



Obrázek 6: Průběh momentu M_x podél nápravy

Z grafu průběhu momentu M_x na obrázku 6 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.

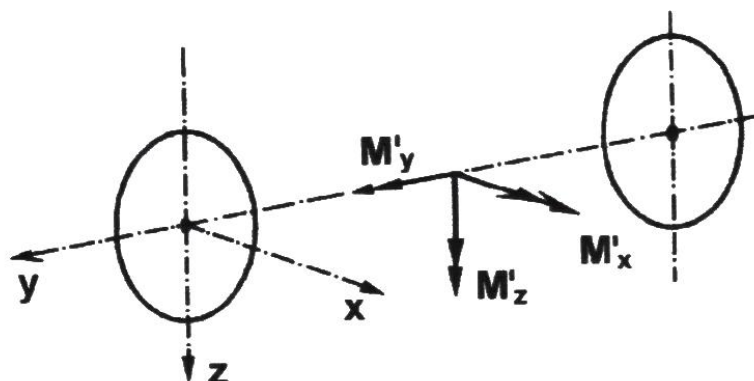
Maximální hodnota ohybového momentu je:

$$M_{x_{max}} = 106\,457 \text{ Nm}$$

4.2. Vlivy účinku brzdění

Brzdění hnacího dvojkolí elektrické lokomotivy může být prováděno několika odlišnými mechanizmy: elektromotorem (elektrodynamické, realizované jako brzdění rekuperační či odporové) nebo kotoučovými či špalíkovými brzdami (nouzové brzdy).

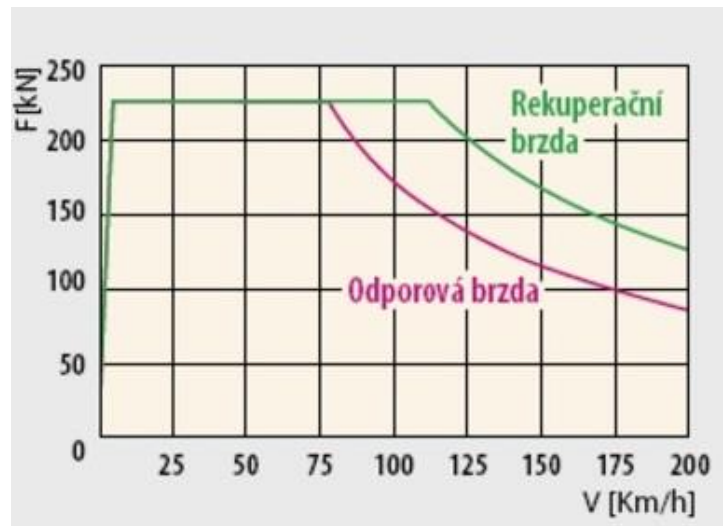
Vlivem brzdění vznikají v nápravě momenty, které lze rozdělit do tří složek M'_x, M'_y, M'_z , jak znázorňuje obrázek 7.



Obrázek 7: Složky momentu vzniklého brzděním [1]

Ohybové momenty M'_x a M'_z vznikají působením vertikálních, respektive horizontálních sil (rovnoběžných s osou z, respektive x), při použití kotoučových nebo špalíkových brzd. Vzhledem k danému konstrukčnímu řešení, kdy je brzdný výkon elektrodynamické brzdy přenášen pomocí dutého hřídele, dochází ke vzniku ohybového momentu vlivem špalíkových brzd, umístěných pouze na jedné straně jízdní plochy kola. S přihlédnutím k tomu, že špalíková brzda má záložní charakter a velikost tohoto ohybového momentu je malá, nebude ohybový moment od brzdění špalíkové brzdy dále uvažován. Pakliže probíhá brzdění více mechanismy najednou, je nutno výsledné hodnoty momentů každého způsobu brzdění sčítat, což v tomto případě není potřeba, jelikož maximální brzdý výkon přenáší rekuperační brzda, viz brzdová charakteristika na obrázku 8.

Hodnota brzdného výkonu u rekuperačního brzdění bývá u elektrických lokomotiv vyšší než trakční výkon, jelikož motor může být krátkodobě přetěžován. Brzdý výkon vypočteme z hodnot odečtených z brzdné charakteristiky lokomotivy.



Obrázek 8: Brzdová charakteristika [9]

Z diagramu na obrázku 8 je patrné, že maximálního brzdného výkonu bude dosaženo při brzdě síle $F_{bc} = 226 \text{ kN}$ a při rychlosti lokomotivy $v = 110 \text{ km/hod}$. Z takto odečtených hodnot lze spočítat celkový brzdný výkon P_{bc} . Hodnotu P_{bc} nutno pro získání brzdného výkonu na jedno dvojkolí vydělit počtem hnacích dvojkolí.

$$P_{bc} = F_{bc} * v = 226 * 10^3 * 30,56 = 6,9 \text{ MW}$$

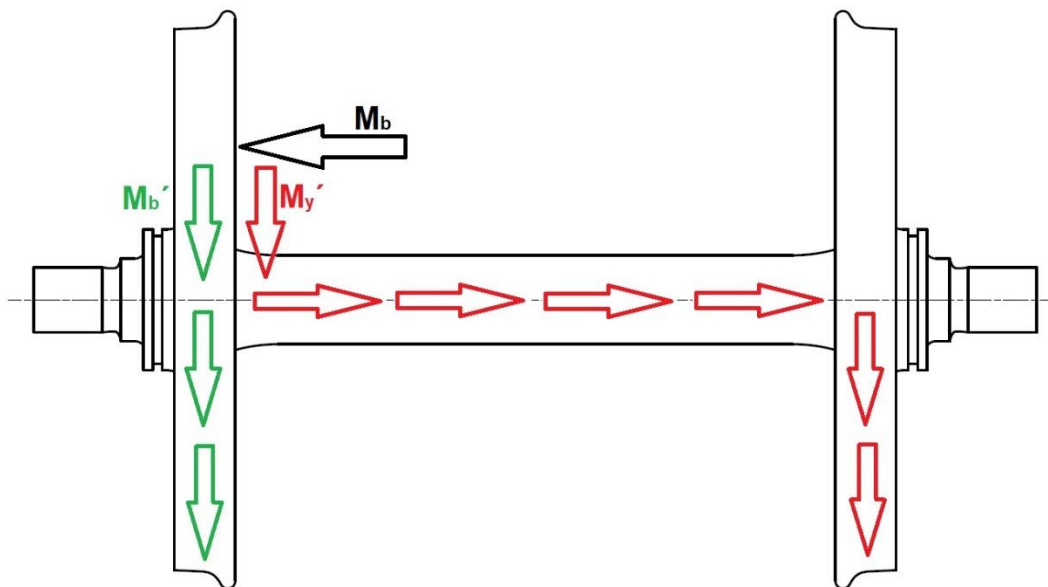
$$P_b = \frac{P_{bc}}{4} = \frac{6,9}{4} = 1,73 \text{ MW}$$

Kroutící brzdný moment M_B dostaneme součinem brzdě síly na jednom dvojkolí a poloměru kola.

$$F_b = \frac{F_{bc}}{4} = 56,5 \text{ kN}$$

$$M_B = F_b * R = 56,5 * 10^3 * 0,625 = 35\,313 \text{ Nm}$$

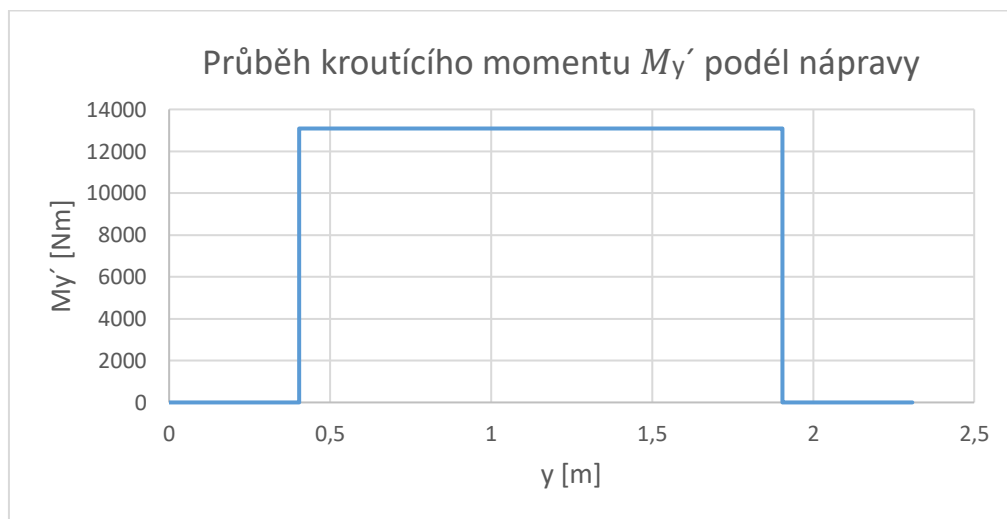
Část tohoto momentu, označeného jako M'_y , je přenášena nápravou na druhé kolo a způsobuje krut nápravy. Zbylá část brzdě momentu M_B zůstává na přitíženém kole a vykonává samotné brzdění kola. Tento moment je na obrázku 9 označen jako M'_b .



Obrázek 9: Znáznornění toku brzdného momentu dvojkolím

Pro získání kroutícího momentu M'_y , procházejícího nápravou, je nutno celkový kroutící moment M_B vynásobit poměrem sil P_2 a P_1 .

$$M'_y = M_B * \left(1 - \frac{P_2}{P_1}\right) = 35\,313 * \left(1 - \frac{97\,223}{154\,478}\right) = 13\,088 \text{ Nm}$$



Obrázek 10: Průběh momentu M_y' nápravou

Z momentu $M_{b'}$ a momentu M'_y lze vypočítat velikosti brzdných sil na přitíženém (F_{b1}) respektive odlehčeném (F_{b2}) kole. Tyto síly v součtu dají výslednou maximální brzdou sílu na dvojkolí $F_b = 56,5 \text{ kN}$.

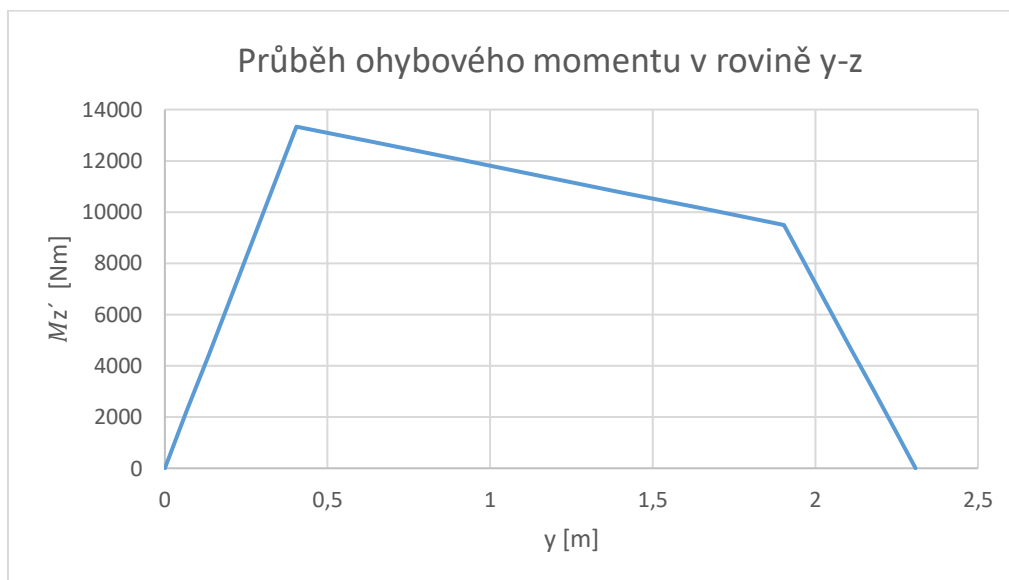
$$M_{b'} = M_B - M'_y = 35\,313 - 13\,088 = 22\,225 \text{ Nm}$$

$$F_{b1} = \frac{M_{b'}}{R} = \frac{22\,225}{0,625} = 35\,560 \text{ N}$$

$$F_{b2} = \frac{M_{y'}}{R} = \frac{13\,088}{0,625} = 20\,941\,N$$

Náprava je vlivem brzdění namáhána také ohybovým momentem $M_{z'}$ působícím ve svislé rovině nápravy y-z. Tento ohybový moment je dán velikostí brzdných sil F_{b1} a F_{b2} .

Průběh momentu $M_{z'}$ nápravou je naznačen na obrázku 11. Z tohoto obrázku je patrné, že nejvyšší hodnoty $M_{z'_{max}}$ dosahuje moment $M_{z'}$ v místě dotyku přitíženého kola s kolejnicí.



Obrázek 11: Průběh ohybového momentu $M_{z'}$ nápravou

$$M_{z'_{max}} = R_1 * (b - s) = 33\,001 * (1,154 - 0,75) = 13\,332\,Nm,$$

kde R_1 je reakce v ložisku na přitížené straně dvojkolí:

$$R_1 = \frac{F_{b1} * (b + s) + F_{b2} * (b - s)}{2b}$$

$$R_1 = \frac{35\,560 * (1,154 - 0,75) + 20\,941 * (1,154 - 0,75)}{2 * 1,154} = 33\,001\,N$$

Vzhledem k zadanému maximálnímu nápravovému zatížení $A = 220\,kN$ je třeba ověřit, zda při uplatnění maximálního brzdného výkonu nedojde ke smyku kola po kolejnici. Součinem součinitele maximální adheze $\mu = 0,32$ a maximálním nápravovým zatížením dostaneme hraniční hodnotu brzdné síly, při jejímž překročení dojde ke smyku kola po kolejnici.

$$F_{b_{max}} = A * \mu = 220\,000 * 0,32 = 70\,400\,N$$

Hodnota síly $F_{b_{max}}$ je vyšší než hodnota maximální brzdné síly na dvojkolí a tudíž ke smyku kola nedojde.

4.3. Vlivy pohonu

Silami pohonu jsou na nápravě vyvolány ohybové momenty M_x'' , M_z'' a kroutící moment M_y'' . Za předpokladu, že brzdění a pohon vozidla nepůsobí současně, lze uvažovat pro výpočet výsledného momentu pouze větší ze vzniklých zatížení. Na základě výpočtů i zkušeností se ukázalo, že složky momentu vzniklé vlivem pohonu jsou obvykle menší než složky vzniklé vlivem brzdění a pro dimenzování nápravy je tedy nutné uvažovat režim brzdění.

4.4. Výpočet výsledného momentu

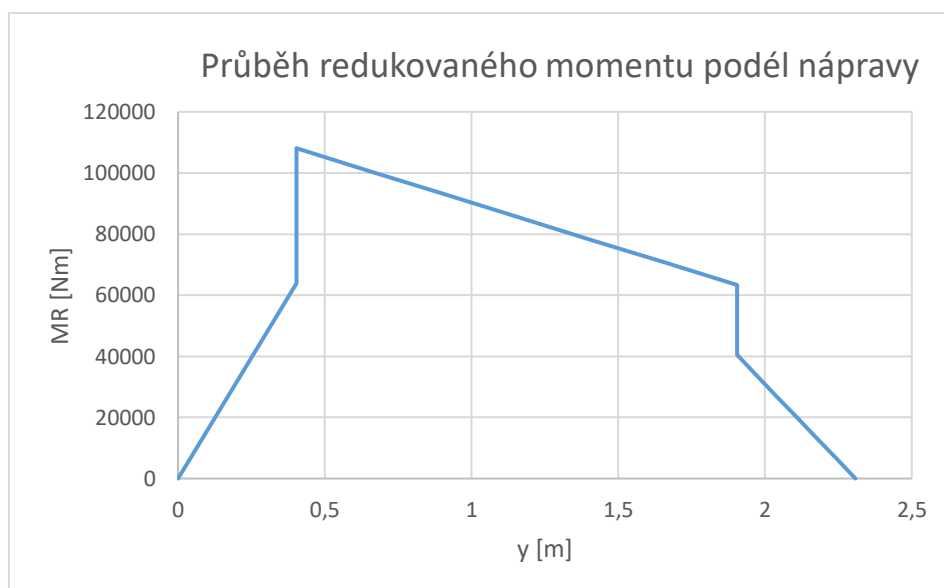
Výsledný redukovaný moment je vektorovým součtem momentů, vzniklých součtem různých složek momentů od pohyblivých hmotností, pohonu či brzdění:

$$M_X = M_{x_{max}} + \sum M'_X = 106\,457 + 0 = 106\,457 \text{ Nm}$$

$$M_Y = \sum M'_Y = 13\,088 \text{ Nm}$$

$$M_Z = \sum M'_Z = 13\,332 \text{ Nm}$$

$$M_R = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2 + M_Z^2} = \sqrt{106\,457^2 + 13\,088^2 + 13\,332^2} = 108\,084 \text{ Nm}$$



Obrázek 12: Průběh redukovaného momentu podél nápravy

4.5. Výpočet výsledných napětí v nápravě

Maximální hodnotu normálového napětí, vyvolaného ohybovými momenty M_X a M_Z , lze spočítat jako poměr vektorového součtu maxim momentů M_X a M_Z ku průřezovému modulu v ohybu W_o upraveného do tvaru pro nápravu s vývrtem.

Tabulka 3: Označení a hodnoty dále používaných rozměrů nápravy a kola

Význam rozměru	označení	hodnota [mm]
průměr / poloměr vývrtu v nápravě	d_v / r_v	75 / 37,5
průměr / poloměr sedla nápravy	d_H / r_H	240 / 120
průměr / poloměr náboje kola	d_N / r_N	360 / 180
průměr / poloměr styčné kružnice	D / R	1250 / 625

$$\sigma_n = \frac{32 * \sqrt{MX^2 + MZ^2}}{\pi * d_H^3 * \left(1 - \left(\frac{d_v}{d_H}\right)^4\right)} = \frac{32 * \sqrt{106\,457^2 + 13\,332^2} * 10^3}{\pi * 240^3 * \left(1 - \left(\frac{75}{240}\right)^4\right)} = 79,81 \text{ N} * \text{mm}^{-2}$$

Hodnota torzního napětí je rovna poměru kroutícího momentu MY a průřezového modulu v krutu W_k . Pro nápravu kruhového průřezu s vývrtem vypočteme hodnotu maximálního torzního napětí jako:

$$\tau_k = \frac{16 * MY}{\pi * d_H^3 * \left(1 - \left(\frac{d_v}{d_H}\right)^4\right)} = \frac{16 * 13\,088 * 10^3}{\pi * 240^3 * \left(1 - \left(\frac{75}{240}\right)^4\right)} = 4,87 \text{ N} * \text{mm}^{-2}$$

[1], [6], [8]

5. Výpočet lisovaného spoje náboje kola a nápravy

Pro zajištění správné funkce hnacího dvojkolí je třeba zajistit co nejdokonalejší přenos hnacího a brzdného momentu z kola na nápravu a z nápravy na druhé kolo dvojkolí. Toho se docílí nalisováním kol na sedlo nápravy s dostatečným přesahem, který zamezí protočení kola 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.

Nalisováním náboje kola na nápravu se zabývá například interní předpis Českých Drah V99/1, který stanovuje mimo jiné i možnosti použití maziva při lisování, například lněný nebo řepkový olej, lůj či sirník molybdeničitý MoS_2 . Tento interní předpis klade také nároky na lisovací stroje, které musí být vybaveny tlakoměrem a registračním přístrojem pro záznam průběhu lisovací síly do diagramu.

Návrh vhodného uložení náboje kola na sedle nápravy bude proveden pro lisování za tepla i za studena.

5.1. 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. Pro tuto práci bude uvažováno $k=1,5$ a $f=0,12$, tyto hodnoty lze považovat spíše na straně bezpečnosti. Moment přenášený z kola na nápravu odpovídá krouticímu momentu M'_y , vypočtenému v kapitole 4. 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.

$$F_T = F_N * f$$

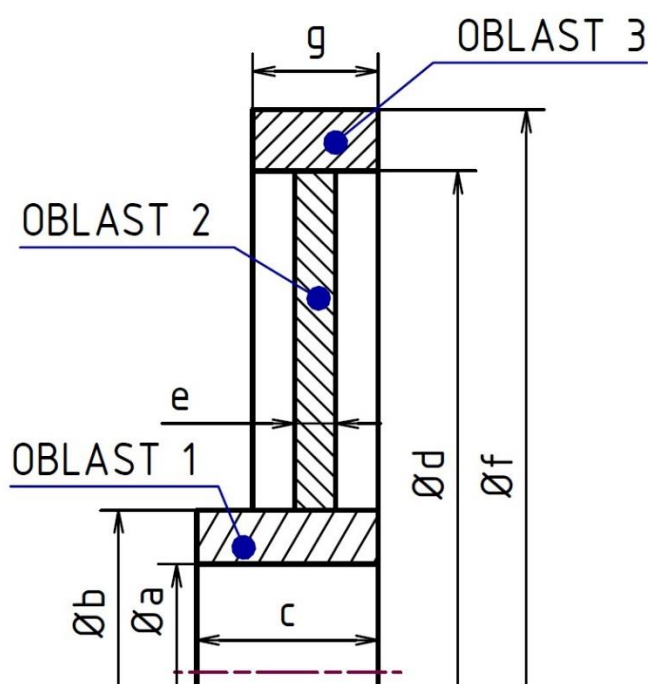
Přenášený moment navýšený o bezpečnost musí být přenesen třecí silou působící v lisovaném spoji. Normálová síla je rovna součinu plochy povrchu spoje a minimálního tlaku ve spoji, potřebného k přenesení točivého momentu. $L_L = 191 \text{ mm}$ je funkční délka lisovaného spoje.

$$M'_y * k \leq F_T * r_H = F_N * f * r_H = p_{min} * \pi * d_H * L_L * f * r_H$$

$$p_{min}^* = \frac{k * M_y'}{\pi * d_H * L_L * f * r_H} = \frac{1,5 * 13\,088 * 10^3}{\pi * 240 * 191 * 0,12 * 120} = 9,47 \text{ MPa}$$

5.2. Ztráta tlaku v lisovaném spoji vlivem odstředivé síly

Při jízdě lokomotivy dochází v lisovaném spoji kola a nápravy vlivem odstředivé síly F_O k poklesu tlaku. S tímto poklesem nutno počítat při návrhu uložení kola na sedlo nápravy. Při výpočtu ztráty tlaku bude provedeno několik zjednodušujících předpokladů, které umožní dojít klasickou početní metodou k výsledné hodnotě poklesu tlaku. Výpočet bude proveden pro zjednodušenou geometrii kola, kolo tedy bude rozděleno do tří částí dle obrázku 13. Dále bude předpokládáno rovnoměrné rozložení tlaku v lisovaném spoji a zanedbatelný vliv působení odstředivé síly na nápravu. Tabulka 4 uvádí rozměry parametrů použité v obrázku 13 a tabulka 5 pak uvádí hmotnosti jednotlivých částí kola. Výpočet je uvažován pro materiál kola jakosti R9T s hustotou $\rho = 7850 \text{ kg m}^{-3}$. Výpočet bude proveden pro rychlost lokomotivy $v = 110 \text{ km/hod}$, při které lokomotiva dosahuje největšího výkonu (viz. obrázek 8: Brzdová charakteristika), a tudíž právě při této rychlosti je největší požadavek na přenos brzdného či hnacího momentu lisovaným spojem.



Obrázek 13: Zjednodušená geometrie kola

Tabulka 4: Hodnoty parametrů z obrázku 13

parametr	hodnota [mm]
a	240
b	360
c	202
d	1114
e	45
f	1250
g	140

Při znalosti rozměrů pro jednotlivé části kola a hustoty materiálu, ze kterého je kolo vyrobeno, lze spočítat hodnoty hmotnosti jednotlivých částí kola.

$$m_{oi} = \rho * V_i$$

$$i = 1,2,3$$

Tabulka 5: Hmotnosti částí kola

$m_{o1} [kg]$	90
$m_{o2} [kg]$	308
$m_{o3} [kg]$	278

$$F_o = \left(\frac{v}{R}\right)^2 * \left(m_{o1} * \left(\frac{b-a}{2} + a\right) + m_{o2} * \left(\frac{d-b}{2} + b\right) + m_{o3} * \left(\frac{f-d}{2} + d\right)\right)$$

$$F_o = \left(\frac{110}{3,6 * 0,625}\right)^2 * (90 * 0,3 + 308 * 0,737 + 278 * 1,182) = 1392,5 \text{ kN}$$

$$p_o = \frac{F_o}{S} = \frac{F_o}{\pi * d_H * L_L} = \frac{1\,392\,500}{\pi * 0,24 * 0,191} = 9,66 \text{ MPa}$$

Tento vypočítaný úbytek tlaku vlivem odstředivé síly při rychlosti $v = 110 \text{ km/hod}$, kdy je lisovaný spoj nejvíce namáhán, je nutno připočíst k již dříve vypočtenému minimálnímu tlaku v lisovaném spoji.

$$p_{min} = p_o + p_{min}^* = 9,66 + 9,47 = 19,13 \text{ Mpa}$$

5.3. Určení geometrických a materiálových konstant

Dále je nutné určit materiálové a geometrické konstanty. Geometrické konstanty náboje kola G_N a nápravy G_H lze určit pomocí vzorců:

$$G_N = \frac{d_N^2 + d_H^2}{d_N^2 - d_H^2} = \frac{0,36^2 + 0,24^2}{0,36^2 - 0,24^2} = 2,6$$

$$G_H = \frac{d_H^2 + d_v^2}{d_H^2 - d_v^2} = \frac{0,24^2 + 0,075^2}{0,24^2 - 0,075^2} = 1,22$$

Materiálové konstanty potřebné pro další výpočet jsou moduly pružnosti v tlaku a Poissonova čísla pro materiály kola a náboje. Vzhledem k tomu, že náprava i kola jsou vyrobeny z oceli (náprava z materiálu EA4T a kolo z materiálu R9T), hodnoty těchto konstant jsou stejné.

$$E_N = E_H = 2,1 * 10^5 \text{ Mpa}$$

$$\mu_N = \mu_H = 0,33$$

5.4. Určení minimálního přesahu

Přesah lisovaného spoje vznikne vpravením sedla nápravy o větším průměru do menšího otvoru náboje kola. Minimální hodnotu přesahu, která zajistí přenesení točivého momentu, vypočteme ze vztahu:

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

5.4.1. Stanovení minimálního výrobního přesahu při lisování za studena

Při lisování za studena je nutno k minimálnímu přesahu připočíst hodnotu přesahu w , který se strhne při samotném lisování. Tato hodnota odpovídá zhruba 60% výšky nerovnoměrnosti profilu Rz.

Tabulka 6: Doporučené hodnoty středních aritmetických úchylek profilu [17]

d [mm]	Ra [μm]		
	hřídel	náboj	
< 50	0,1	0,2	Za studena
	0,4	0,8	
	0,8	1,6	
50 ÷ 120	0,8	1,6	
120 ÷ více	1,6	1,6	Za tepla
0 ÷ 250	1,6	1,6	
250 ÷ více	1,6	3,2	

$$w = 1,2 * (Rz^H + Rz^N) = 5,5 * (Ra^H + Ra^N) = 5,5 * (1,6 + 1,6) = 17,6 \mu m$$

Minimální výrobní přesah se tedy vypočte:

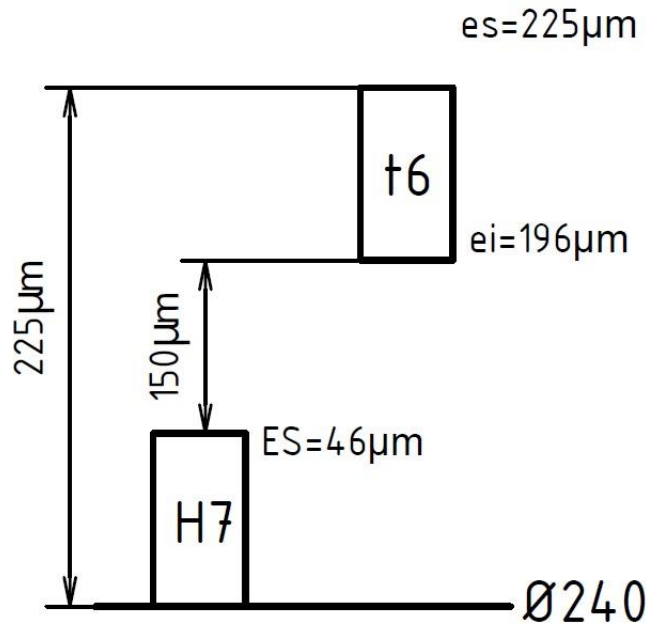
$$\Delta d_{wmin} = \Delta d_{min} + w = p_{min} * d_H * \left[\frac{G_N + \mu_N}{E_N} + \frac{G_H - \mu_H}{E_H} \right] + w$$

$$\Delta d_{wmin} = 19,13 * 240 * \left[\frac{2,6 + 0,33}{2,1 * 10^5} + \frac{1,22 - 0,33}{2,1 * 10^5} \right] + 0,0176 = 0,101 \text{ mm} = 101 \mu m$$

Pro vypočtený minimální výrobní přesah je nejvhodnější uložení v soustavě jednotné díry $\varnothing 240 \text{ H7/t6}$. Hodnoty maximálního a minimálního přesahu zvoleného uložení jsou graficky znázorněny na obrázku 14 a lze je vypočíst jako:

$$\Delta d_{min_ulozeni} = 240,196 - 240,046 = 0,150 \text{ mm}$$

$$\Delta d_{wmax} = 240,225 - 240 = 0,225 \text{ mm}$$



Obrázek 14: Uložení $\varnothing 240$ H7/t6

5.4.2. Stanovení minimálního výrobního přesahu při lisování za tepla

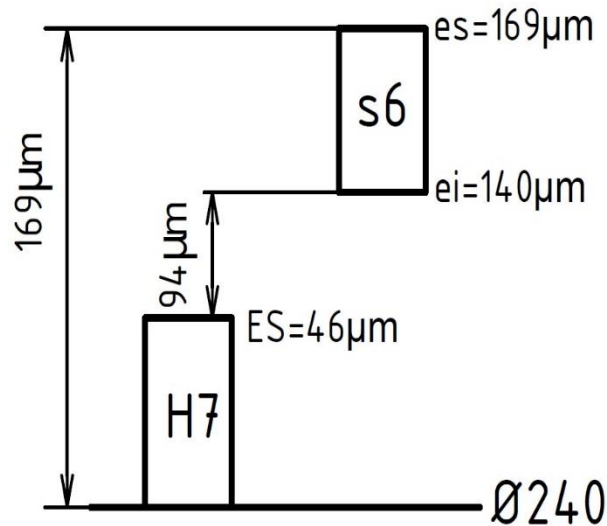
Také při nalisování (nasazení) za tepla dojde k nepatrnému snížení přesahu vlivem „sednutí si“ náboje kola na sedlo nápravy. Tento pokles přesahu je však oproti poklesu přesahu při lisování za studena nepatrný a nebude dále uvažován. Minimální výrobní přesah je tedy roven minimálnímu přesahu potřebnému k vyvolání tlaku p_{min} .

$$\Delta d_{wmin} = \Delta d_{min} = 19,13 * 240 * \left[\frac{2,6 + 0,33}{2,1 * 10^5} + \frac{1,22 - 0,33}{2,1 * 10^5} \right] = 0,084 \text{ mm} = 84 \mu\text{m}$$

Pro vypočtený minimální výrobní přesah je nejvhodnější uložení v soustavě jednotné díry $\varnothing 240$ H7/s6. Hodnoty maximálního i minimálního přesahu jsou zobrazeny na obrázku 15 a lze je vypočíst jako:

$$\Delta d_{min_ulozeni} = 240,140 - 240,046 = 0,094 \text{ mm}$$

$$\Delta d_{wmax} = 240,169 - 240 = 0,169 \text{ mm}$$



Obrázek 15: Uložení Ø240 H7/s6

5.5. Průběhy napětí v lisovaném spoji

5.5.1 Nalisování za studena

Pro navržený lisovaný spoj je potřeba vypočítat hodnotu maximálního tlaku p_{max} , dosaženého ve spoji při nejvyšší hodnotě přesahu. Dále je třeba určit průběh tečného a radiálního napětí. Průběh napětí, vnesených do sedla nápravy lisovaným spojem, dopočítáme pomocí konstant K a C . Vzorce pro výpočet konstant jsou již upraveny pro zadaný případ duté nápravy s nalisovaným nábojem (atmosférický tlak působící ve vývrtu a na povrchu náboje je vzhledem ke své velikosti vůči tlaku p_{max} zanedbatelný).

$$p_{max} = \frac{\Delta d_{wmax} - w}{d_H * \left[\frac{G_N + \mu_N}{E_N} + \frac{G_H - \mu_H}{E_H} \right]} = \frac{0,225 - 0,0176}{240 * \left[\frac{2,6 + 0,33}{2,1 * 10^5} + \frac{1,22 - 0,33}{2,1 * 10^5} \right]} = 47,55 MPa$$

Výpočet konstant pro nápravu:

$$K_H = \frac{-p_{max} * r_H^2}{r_H^2 - d_v^2} = \frac{-47,55 * 120^2}{120^2 - 37,5^2} = -52,7 MPa$$

$$C_H = -p_{max} * \frac{r_v^2 * r_H^2}{r_H^2 - r_v^2} = -47,55 * \frac{37,5^2 * 120^2}{120^2 - 37,5^2} = -74,11 kN$$

Výpočet konstant pro náboj kola:

$$K_N = \frac{p_{max} * r_H^2}{r_N^2 - r_H^2} = \frac{47,55 * 120^2}{180^2 - 120^2} = 38,04 MPa$$

$$C_N = p_{max} * \frac{r_N^2 * r_H^2}{r_N^2 - r_H^2} = 47,55 * \frac{180^2 * 120^2}{180^2 - 120^2} = 1,23 MN$$

Nyní již lze dopočítat průběh tečného a radiálního napětí, vzniklých tlakem v lisovaném spoji, podél souřadnice z nejdříve v nápravě a poté v náboji kola.

$$\sigma_t^H(z) = K_H + \frac{C_H}{z^2}$$

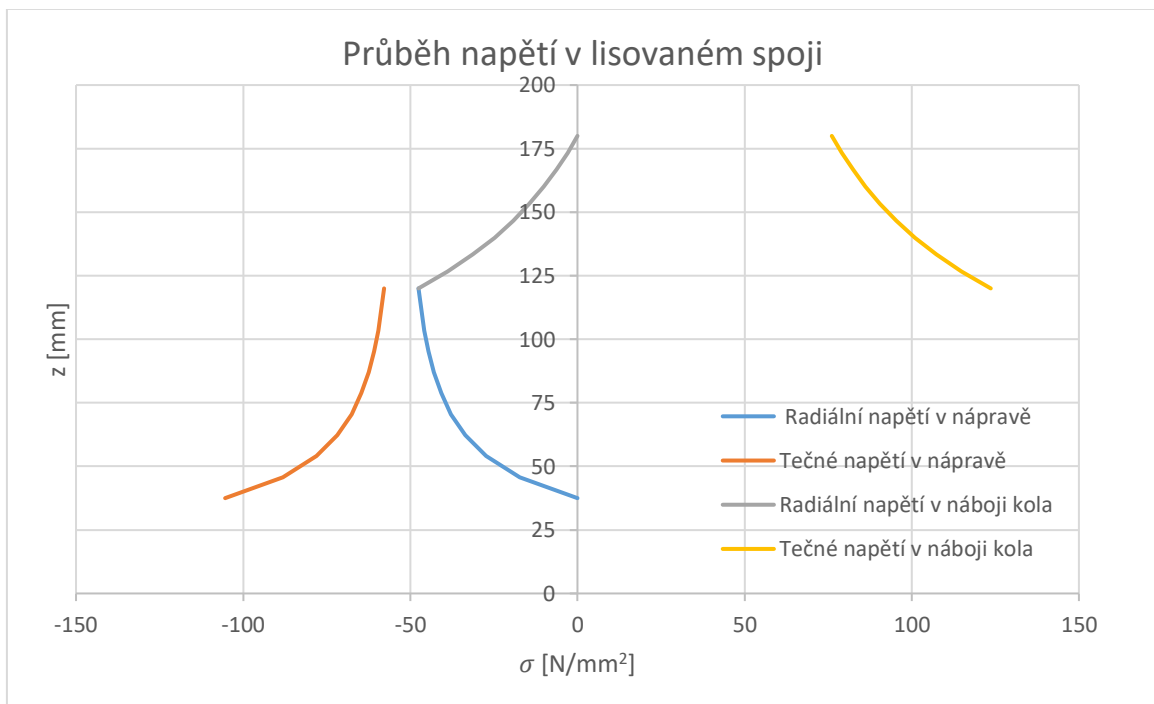
$$\sigma_r^H(z) = K_H - \frac{C_H}{z^2}$$

$$\sigma_t^N(z) = K_N + \frac{C_N}{z^2}$$

$$\sigma_r^N(z) = K_N - \frac{C_N}{z^2}$$

$$z \in \langle r_v ; R \rangle$$

Souřadnice z byla zavedena v kapitole 4. a dosahuje hodnot od poloměru vývrtu až po poloměr náboje.



Obrázek 16: Průběh napětí v podélně lisovaném spoji

5.5.2 Nalisování (nasunutí) za tepla

Vzhledem k tomu, že při lisování za tepla jsou si hodnoty minimálního potřebného přesahu a minimálního výrobního přesahu rovny, jelikož velikost stržení nerovností povrchu je zanedbatelná, bude se výpočet maximálního tlaku v lisovaném spoji lišit. Lišit se tedy budou i hodnoty konstant a hodnoty tečných i radiálních napětí v průběhu lisovaného spoje, přestože výpočetní vzorce zůstanou stejné jako v odstavci 5.5.1.

$$p_{max} = \frac{\Delta d_{max}}{d_H * \left[\frac{G_N + \mu_N}{E_N} + \frac{G_H - \mu_H}{E_H} \right]} = \frac{0,169}{240 * \left[\frac{2,6 + 0,33}{2,1 * 10^5} + \frac{1,22 - 0,33}{2,1 * 10^5} \right]} = 38,75 \text{ MPa}$$

Výpočet konstant pro nápravu:

$$K_H = \frac{-p_{max} * r_H^2}{r_H^2 - r_v^2} = \frac{-38,75 * 120^2}{120^2 - 37,5^2} = -42,94 \text{ MPa}$$

$$C_H = -p_{max} * \frac{r_v^2 * r_H^2}{r_H^2 - r_v^2} = -38,75 * \frac{37,5^2 * 120^2}{120^2 - 37,5^2} = -60,39 \text{ kN}$$

Výpočet konstant pro náboj kola:

$$K_N = \frac{p_{max} * r_H^2}{r_N^2 - r_H^2} = \frac{38,75 * 120^2}{180^2 - 120^2} = 31 \text{ MPa}$$

$$C_N = p_{max} * \frac{r_n^2 * r_H^2}{r_N^2 - r_H^2} = 38,75 * \frac{180^2 * 120^2}{180^2 - 120^2} = 1 \text{ MN}$$

Nyní již lze dopočítat průběh tečného a radiálního napětí, nejdříve v nápravě a poté v náboji kola, vzniklého tlakem v lisovaném spoji.

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

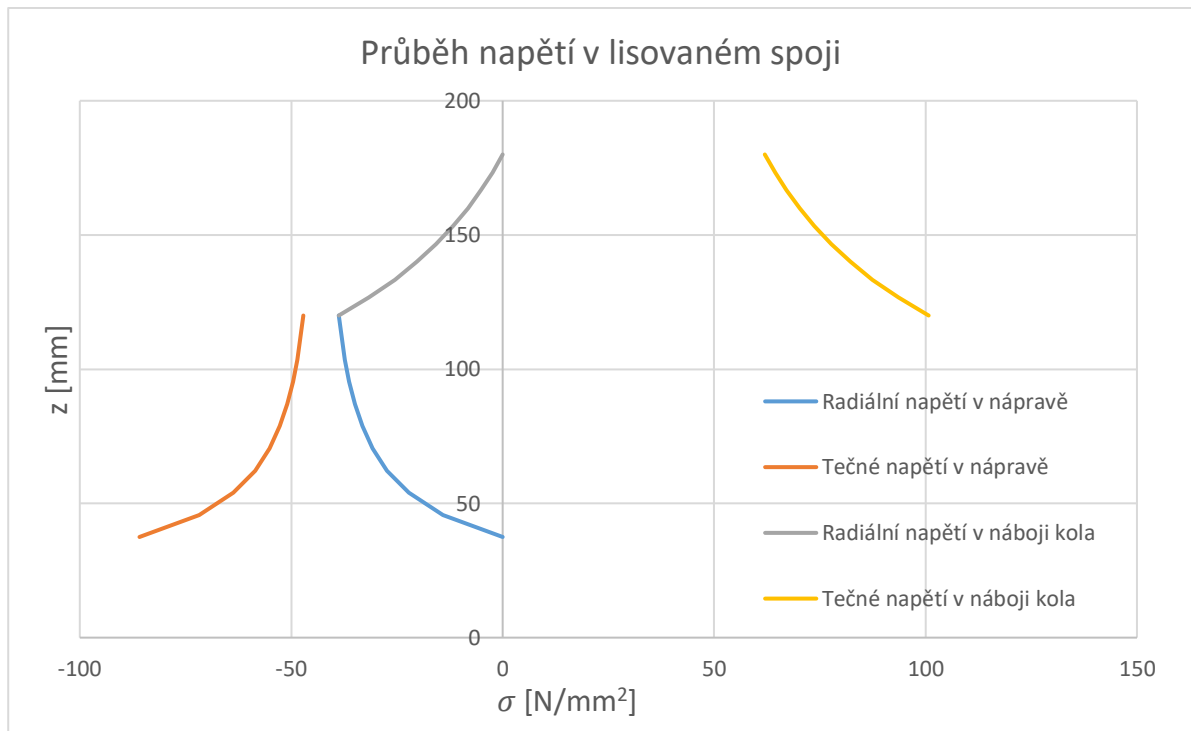
$$\sigma_r^H(z) = K - \frac{C_H}{z^2}$$

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

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

$$z \in \langle r_v ; R \rangle$$

Obdobně jako v odstavci 5.5.1 lze tak zobrazit průběh napětí v lisovaném spoji v závislosti na souřadnici z.



Obrázek 17: Průběh napětí v příčně lisovaném spoji

5.6. Podmínky pro provedení lisování

5.6.1. Podmínky pro lisování za studena

Pro nalisování za studena je třeba znát velikost minimální lisovací síly, která musí být aplikována hydraulickým lisem na náboj kola.

$$F_L = F_T = F_N * f = p_{max} * \pi * d_H * L_L * f$$

$$F_L = 47,55 * 10^6 * \pi * 0,24 * 0,191 * 0,12 = 0,82 \text{ MN}$$

5.6.2. Podmínky lisování za tepla

U nasazení náboje kola na nápravu je třeba znát, o kolik je potřeba změnit teplotu náboje a nápravy pro dostatečné zvětšení, respektive zmenšení rozměrů, aby bylo umožněno nenásilné nasazení. Pro výpočet je nutné určit montážní vůli. Jedním z přístupů, jak tuto vůli určit, je použití minimální vůle uložení H7/g6 pro daný průměr sedla nápravy. Minimální vůle uložení $\varnothing 240$ H7/g6 tedy bude:

$$v_L = |ES - ei| = |0 - 15| = 15 \mu m$$

Dalším nezbytným krokem je určení součinitele lineární teplotní roztažnosti, ten pro ocel dosahuje hodnoty $\alpha = 11,5 * 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$. Potřebná změna teploty náboje kola a nápravy se vypočte z následujícího vztahu:

$$\Delta T = \frac{\Delta d_{max} + v_L}{\alpha \cdot d_H} = \frac{0,169 + 0,015}{11,5 * 10^{-6} * 0,24} = 67 \text{ } ^\circ\text{C}$$

5.7. Volba vhodné technologie lisování

Vzhledem k započítání stržené drsnosti u podélného lisování bylo třeba navrhnout uložení s vyšším přesahem $\varnothing 240\text{ H7/t6}$. U návrhu uložení pro příčné lisování je dostatečné, z hlediska minimálního tlaku ve spoji, uložení $\varnothing 240\text{ H7/s6}$.

Pro nalisování za studena vyšla lisovací síla $F_L = 0,82\text{ MN}$, což není pro běžné hydraulické lisy používané pro výrobu dvojkolí nereálná hodnota. Například jeden ze světových výrobců dvojkolí, společnost Bonatrans, používá lisy o lisovací síle až 5 MN . Pro lisování za tepla vyšla potřebná změna teploty kola a nápravy $\Delta T = 67\text{ }^\circ\text{C}$. Při použití technologicky nejjednodušší varianty ohřátí náboje o celé ΔT nedojde k tepelnému ovlivnění materiálu. Obě technologické metody tedy mohou být provedeny.

Vzhledem k tomu, že je doporučeno provádět spojení náboje kola s nápravou podélným lisováním, bude dále tento postup uvažován i při pevnostní kontrole. Z předchozích výpočtů je však patrné, že při použití příčného lisování k výrobě lisovaného spoje, díky uložení s menším přesahem, vneseme do nápravy menší napětí [6], [7], [11], [16], [17].

6. Vyhodnocení celkové napjatosti v sedle nápravy

V sedle kola nápravy působí kromě tečného a radiálního napětí, vzniklého nalisováním náboje kola na nápravu, také napětí vzniklá brzděním, trakcí či pohyblivými hmotnostmi, určená v kapitole 4. V nápravě tedy vzniká trojosá napjatost.

Vzhledem k tomu, že průběh výše zmíněných napětí průřezem sedla nápravy není konstantní, je nutné pevnostně zkontrolovat místa, u kterých lze předpokládat největší hodnoty celkového napětí. V řešeném případě se jedná o vlákna nejvzdálenější od osy nápravy (na povrchu lisovaného spoje) a vlákna nejbližší ose nápravy (na povrchu vývrtu).

6.1. Používané materiály pro hnací nápravy

Pro výrobu náprav hnacích dvojkolí jsou dle normy ČSN EN 13 261 stanoveny dvě základní skupiny materiálů jakostí EA1N a EA4T. Materiály jakosti EA4T dosahují ve srovnání s materiály jakosti EA1N vyšších hodnot meze kluzu i meze pevnosti a také vyššího přípustného napětí.

Pro výpočet průměrů čepů ložisek, dřívku nápravy, sedla kola atp. je nutno znát dovolené napětí pro daný materiál nápravy. Dovolená napětí stanovuje norma ČSN EN 13104 v závislosti na jakosti materiálu, funkci dvojkolí či podle toho, zda náprava obsahuje vývrt. Tabulka 7 zobrazuje nejvyšší přípustné hodnoty napětí v různých místech nápravy pro materiál dvojkolí EA4T zadané elektrické lokomotivy.

Tabulka 7: Hodnoty dovoleného napětí pro nápravu z materiálu EA4T s vývrtem [1]

oblast nápravy	oblasti mimo lisované spoje	všechna sedla mimo sedel pro ložiska	sedlo ložiska	povrch vývrtu
dovolené napětí [$N * mm^{-2}$]	240	132	113	96

6.2. Smykové napětí vzniklé vodorovnými silami působícími na okolek

Vodorovná síla kolmá na osu kolejnice způsobuje v lisovaném spoji smykové napětí. Vzhledem k velikostem vodících sil Y_1 a Y_2 , vypočtených v odstavci 4.1., je vidět, že větší napětí bude do lisovaného spoje vneseno na přitížené straně dvojkolí. Hodnotu smykového napětí τ_S způsobeného vodorovnou vodící silou Y_1 lze vypočítat jako:

$$\tau_S = \frac{Y_1}{S_L} = \frac{Y_1}{\pi * d_H * L_L} = \frac{71\,850}{\pi * 240 * 191} = 0,5 \text{ N} * \text{mm}^{-2}$$

Z vypočtené hodnoty je patrné, že velikost tohoto napětí je oproti ostatním napětím působícím v lisovaném spoji velmi malá a při dalších výpočtech τ_S nebude uvažováno.

6.3. Vyhodnocení celkové napjatosti ve vláknech na povrchu lisovaného spoje

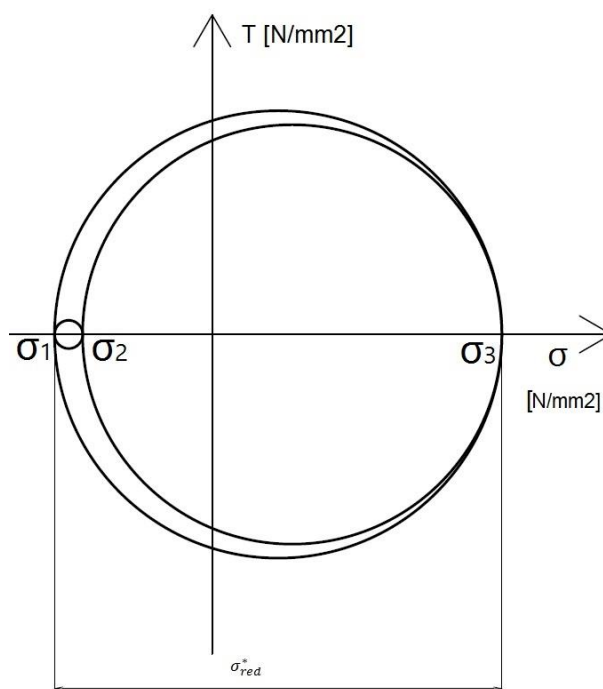
V místě nejvzdálenějším od osy nápravy nedosahuje maximální hodnoty tečné napětí vzniklé nalisováním kola na nápravu. Maximální hodnoty však dosahuje napětí radiální a napětí torzní τ_K , jehož maximální hodnota byla určena v odstavci 4.5., vzniklé přenosem hnacího či brzdného momentu. Tři hlavní napětí v nejvzdálenějším vláknech můžeme vyjádřit pro nejméně příznivý případ napjatosti jako:

$$\sigma_1 = \sigma_T = 2 * K_H + p_{max} = 2 * (-52,7) + 47,55 = -57,85 \text{ N} * \text{mm}^{-2}$$

$$\sigma_2 = \sigma_r = -p_{max} = -47,55 \text{ N} * \text{mm}^{-2}$$

$$\sigma_3 = \sigma_o + \sigma_n = 0 + 79,81 = 79,81 \text{ N} * \text{mm}^{-2}$$

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



Obrázek 18: Mohrovy kružnice pro vlákno na povrchu sedla

$$\sigma_{red}^* = \sigma_3 - \sigma_1 = 79,81 - (-57,85) = 137,66 \text{ N} * \text{mm}^{-2}$$

K redukovanému napětí σ_{red}^* nutno připočítat ještě vliv krouťícího momentu M_y , vyvolávajícího torzní napětí τ_K . Celkové redukované napětí σ_{red} lze vypočítat dle teorie HMM jako:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{red}^{*2} + 3 * \tau_K^2} = \sqrt{137,66^2 + 3 * 4,87^2} = 137,92 \text{ N} * \text{mm}^{-2}$$

Hodnota redukovaného napětí je vyšší než normou stanovené maximální přípustné napětí v sedle kola $\sigma_D = 132 \text{ N} * \text{mm}^{-2}$ (viz. tab. 7), a proto lze konstatovat, že toto konstrukční řešení z hlediska pevnostní kontroly nevyhovuje. Můžeme však vypočítat, s jakým

koeficientem bezpečnosti se napětí v sedle kola pohybuje vůči mezi kluzu a mezi pevnosti materiálu nápravy jakosti EA4T.

$$k_{Re} = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{420}{137,92} = 3,05$$

$$k_{Rm} = \frac{Rm}{\sigma_{red}} = \frac{650}{137,92} = 4,71$$

6.4. Vyhodnocení celkové napjatosti ve vlákne na povrchu vývrtu

V místě povrchu vývrtu dosahuje maximální hodnoty tečné napětí vnesené do sedla kola nalisováním. Na druhou stranu, radiální napětí je v tomto místě nulové a menší hodnoty, než na povrchu lisovaného spoje, dosahuje i torzní napětí τ_K . Hodnotu torzního napětí je však nutno vypočítat pro daný průměr vývrtu d_v .

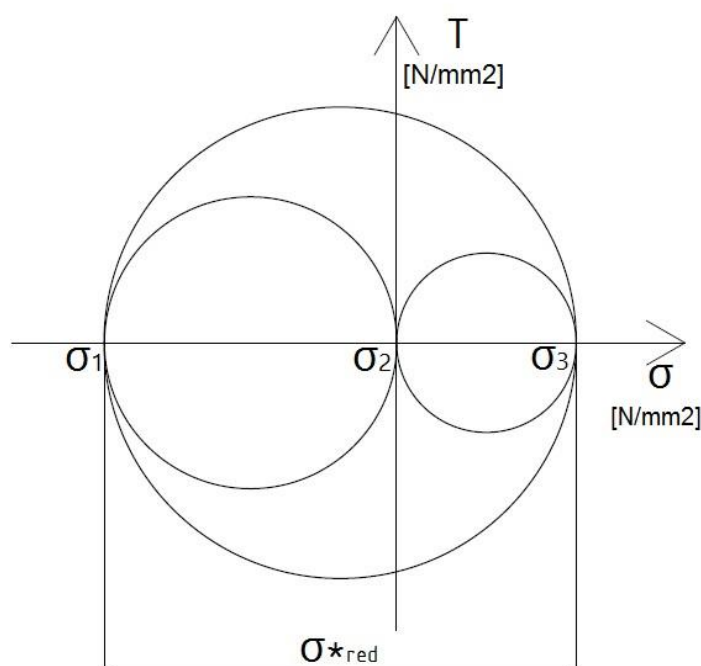
$$\tau_K = \frac{MY}{J_p} * \frac{d_v}{2} = \frac{MY}{\frac{\pi d_H^4}{32} * \left(1 - \left(\frac{d_v}{d_H}\right)^4\right)} * \frac{d_v}{2} = \frac{13\,088 * 10^3}{322614015} * \frac{75}{2} = 1,52 \text{ N} * \text{mm}^{-2}$$

Následující postup výpočtu celkového redukovaného napětí je totožný jako v odstavci 5.2.

$$\sigma_1 = \sigma_T = 2 * K_H = 2 * (-52,7) = -105,4 \text{ N} * \text{mm}^{-2}$$

$$\sigma_2 = \sigma_r = 0 \text{ N} * \text{mm}^{-2}$$

$$\sigma_3 = \sigma_o + \sigma_n = 0 + 79,81 = 79,81 \text{ N} * \text{mm}^{-2}$$



Obrázek 19: Mohrovy kružnice pro vlákno na povrchu vývrtu

$$\sigma_{red}^* = \sigma_3 - \sigma_1 = 79,81 - (-105,4) = 185,21 \text{ N} * \text{mm}^{-2}$$

Nyní dle teorie HMM lze zohlednit vliv torzního napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{red}^{*2} + 3 * \tau_K^2} = \sqrt{185,21^2 + 3 * 1,52^2} = 185,23 N * mm^{-2}$$

Hodnota napětí ve vlákně na povrchu vývrtu nápravy je opět větší než hodnota dovoleného napětí v tomto místě $\sigma_D = 96 N * mm^{-2}$ (viz. tab. 7). Obdobně jako v odstavci 6.4. můžeme vypočítat, s jakým koeficientem bezpečnosti se pohybujeme vůči mezi kluzu a mezi pevnosti materiálu nápravy.

$$k_{Re} = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{420}{185,23} = 2,27$$

$$k_{Rm} = \frac{Rm}{\sigma_{red}} = \frac{650}{185,23} = 3,51$$

[1], [6], [16]

7. Návrh řešení vzhledem k nevyhovující pevnostní kontrole

Vzhledem k tomu, že napětí v nápravě překročilo normou stanovenou mez dovoleného napětí v sedle kola, je nutno tento fakt řešit. Řešení může být dosaženo změnou konstrukce, změnou technologie výroby dvojkolí, snížením přenášeného brzdného a hnacího momentu, tedy snížením trakčního i brzdného výkonu lokomotivy, změnou materiálu nápravy či snížením počtu ujetých kilometrů lokomotivy do výměny dvojkolí.

7.1. Změna konstrukce nápravy

Nepříznivé hodnoty napjatosti v sedle nápravy lze vyřešit zvětšením rozměrů nápravy. Možnostmi jsou zvětšení průměru sedla kola, zvětšení délky lisovaného spoje či vynechání vývrtu.

Vynechání vývrtu v ose nápravy se jeví jako nejjednodušší řešení z hlediska změny konstrukce a lze předpokládat, že by toto řešení mělo největší vliv na příznivější průběh napjatosti způsobené lisováním. Problémem vynechání vývrtu je ale nemožnost kontrolovat únavové a jiné vady materiálu nápravy. Z tohoto důvodu norma ČSN EN 13104 stanovuje pro plné nápravy menší hodnoty dovoleného napětí.

7.2. Změna technologie výroby

Vzhledem k tomu, že v kapitole 5 bylo určeno uložení s menším přesahem pro příčné lisování, lze předpokládat, že napětí vnesená do sedla nápravy vlivem příčného lisování budou taktéž menší. Při této technologické změně by tedy mohlo být možné dosáhnout požadovaných hodnot napětí v sedle nápravy. Ověření bude provedeno pouze pro vlákno na povrchu vývrtu, jelikož v kapitole 6. vyšla napjatost v tomto vlákne nejnepříznivěji.

$$\sigma_1 = \sigma_T = 2 * K_H = 2 * (-42,94) = -85,88 \text{ N} * \text{mm}^{-2}$$

$$\sigma_2 = \sigma_r = 0 \text{ N} * \text{mm}^{-2}$$

$$\sigma_3 = \sigma_0 + \sigma_n = 0 + 79,81 = 79,81 \text{ N} * \text{mm}^{-2}$$

$$\sigma_{red}^* = \sigma_3 - \sigma_1 = 79,81 - (-85,88) = 165,69 \text{ N} * \text{mm}^{-2}$$

Nyní dle teorie HMM lze zohlednit vliv torzního napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{red}^*{}^2 + 3 * \tau_K^2} = \sqrt{169,69^2 + 3 * 1,52^2} = 169,71 \text{ N} * \text{mm}^{-2}$$

Hodnota redukovaného napětí při lisování za tepla je sice menší než při lisování za studena, stále je však vyšší než nejvyšší přípustné napětí na povrchu vývrtu nápravy. Ani změna technologie výroby lisovaného spoje tedy nevede k vyřešení tohoto problému.

Možným řešením by také mohlo být vnesení pnutí do sedla nápravy, a to přidanou technologickou operací při výrobě, jakou je například válečkování. Vzhledem k délce

nápravy a průměru vývrtu se tato možnost však jeví jako poměrně obtížně proveditelná a nákladná.

7.3. Snížení hodnoty přenášeného trakčního či brzdného momentu

Jednou z možností, jak ovlivnit napjatost v sedle nápravy, je volba uložení náboje kola na nápravu s nižším přesahem. Volbou uložení s nižším přesahem dosáhneme ale také snížení tření v lisovaném spoji, a tedy i menší hodnoty přenášeného točivého momentu. Určení tohoto uložení bude provedeno obráceným postupem než v kapitole 5.

Z kapitoly 6 je patrné, že nejproblematictější místem z hlediska napjatosti je vlákno na povrchu vývrtu nápravy, namáhané tečným napětím vzniklým lisováním, osovým napětím vzniklým ohybovým momentem a napětím torzním. Redukované napětí v místě vývrtu může dosahovat maximální hodnoty $\sigma_{red} = 96 \text{ N} * \text{mm}^{-2}$. Hodnota torzního napětí je závislá na hodnotě brzdného a trakčního výkonu, ale vzhledem k jejímu malému vlivu na celkové redukované napětí lze uvažovat hodnotu stávající $\tau_K = 1,52 \text{ N} * \text{mm}^{-2}$. Taktéž napětí σ_3 bude uvažováno se stejnou hodnotou jako v kapitole 6, přestože při snížení brzdného a hnacího momentu bude tato hodnota nižší, jelikož bude dosaženo snížení složky ohybového momentu MZ, vznikající brzděním.

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{red}^{*2} + 3 * \sigma_t^2} = 96 \text{ N} * \text{mm}^{-2}$$

$$\sigma_{red}^* = \sqrt{\sigma_{red}^2 - 3 * \tau_K^2} = \sqrt{96^2 - 3 * 1,52^2} = 95,96 \text{ N} * \text{mm}^{-2}$$

$$\sigma_{red}^* = \sigma_3 - \sigma_1 = 95,96 \text{ N} * \text{mm}^{-2}$$

$$\sigma_1 = \sigma_3 - \sigma_{red}^* = 79,81 - 95,96 = -16,15 \text{ N} * \text{mm}^{-2}$$

$$\sigma_1 = 2 * K_H$$

$$K_H = \frac{\sigma_1}{2} = \frac{-16,15}{2} = -8,08 \text{ MPa}$$

$$K_H = \frac{-p_{max} * r_H^2}{r_H^2 - r_v^2}$$

$$p_{max} = -\frac{K_H * (r_H^2 - r_v^2)}{r_H^2} = \frac{8,08 * (120^2 - 75^2)}{120^2} = 4,92 \text{ MPa}$$

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

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

$$\Delta d_{wmax} = 4,92 * 240 * \left[\frac{2,6 + 0,33}{2,1 * 10^5} + \frac{1,22 - 0,33}{2,1 * 10^5} \right] + 0,0176 = 0,039 \text{ mm} = 39 \mu\text{m}$$

Dále by bylo třeba stanovit vhodné uložení, které by splňovalo hodnotu maximálního přesahu. Z minimálního přesahu pro zvolené uložení by bylo nutno vypočítat minimální tlak ve spoji, od kterého by byla odečtena hodnota tlaku, který ubude vlivem odstředivé síly. Z takto získané hodnoty by poté bylo možné vypočítat maximální, lisovaným spojem přenositelný, brzdňý či hnací moment. Hodnota maximálního přesahu, který by nevyvolal v nápravě napětí větší než normou stanovené nejvyšší přípustné napětí, však vede na volbu uložení přechodného, které pro spolehlivý přenos točivého momentu není vhodné. Tato možnost řešení tedy není proveditelná.

Nutno poznamenat, že výpočet maximálního přesahu byl proveden s několika přibližnými hodnotami, které jeho reálnou hodnotu snižují. S přihlédnutím však k vypočteným hodnotám maximálního možného přesahu a faktu, že od minimálního tlaku ve spoji by bylo nutné dále odečíst hodnotu tlaku, který ubude vlivem odstředivé síly, lze konstatovat, že tyto zjednodušení neměly vliv na celkový výsledek tohoto výpočtu.

7.4. Změna materiálu nápravy

Dalším z možných řešení, jak nápravu učinit vyhovující z hlediska dovoleného napětí v sedle nápravy, je výroba nápravy z pevnějšího materiálu jakosti EA5T. Tabulka 8 srovnává hodnoty meze kluzu a meze pevnosti pro materiály jakosti EA4T a EA5T. Hodnoty dovolených napětí v nápravě nelze jednoduše porovnat, jelikož pro nápravu z materiálu EA5T norma ČSN EN 13104 hodnotu dovoleného napětí neuvádí a pro její určení by bylo nutné znát mezní únavové pevnosti hladkého vzorku a vzorku s vrubem, zatěžovaných střídavým ohybem po dobu 10^7 cyklů.

Tabulka 8: Porovnání meze kluzu a meze pevnosti materiálů EA4T a EA5T

jakost materiálu	Re [MPa]	Rm [MPa]
EA4T	420	650-800
EA5T	510	730-880

7.5. Omezení počtu najetých kilometrů lokomotivy

Vzhledem k tomu, že se napětí v nápravě neblíží mezi kluzu, se jeví jako reálná možnost omezit počet najetých kilometrů lokomotivy do výměny dvojkolí. Hodnotu počtu najetých kilometrů do výměny dvojkolí by bylo nutno určit pomocí experimentálně získané Wohlerovy křivky [1], [6], [16], [17].

8. Závěr

V první části této práce byla provedena rešerše stávajících konstrukčních řešení hnacích dvojkolí elektrických lokomotiv a jednotek. V kapitole 3 jsou zmíněny výhody i nevýhody příčného či podélného a skupinového či individuálního pohonu dvojkolí. Dále jsou zde porovnány mimo jiné z hlediska velikosti neodpružených hmotností či výrobní složitosti pohony tlakovým motorem, plně odpruženým motorem s neodpruženou převodovkou a plně odpruženým motorem s plně odpruženou převodovkou.

Dále byl proveden dle zadaných parametrů výkonné elektrické lokomotivy poháněné čtyřmi asynchronními motory s přenosem trakčního a brzdného výkonu pomocí dutého hřídele objímajícího nápravu a sférické zubové spojky, rozbor silových účinků na nápravu hnacího dvojkolí. V kapitole 4 byly stanoveny průběhy i maximální hodnoty ohybového a torzního momentu, vznikajících vlivem pohyblivých hmotností a brzděním. Z maximálních hodnot těchto momentů byly stanoveny maximální hodnoty normálového a torzního napětí v nápravě.

V kapitole 5 je popsán návrh vhodného uložení pro přenesení potřebného brzdného a trakčního momentu, vypočítaného v kapitole 4, dále jsou zde zobrazeny průběhy napětí vnesených do sedla nápravy lisovaným spojem. Při návrhu uložení byl vzat v potaz i nezanedbatelný úbytek tlaku v lisovaném spoji vlivem jízdy lokomotivy při vyšších rychlostech.

Vyřešení celkové napjatosti v sedle kola na nápravě se věnuje kapitola 6, ve které je dosaženo nepříznivého výsledku pevností kontroly, a lze tedy konstatovat, že takto navržené hnací dvojkolí není možné realizovat. V kapitole 7 je proto navrženo několik možných řešení, které umožní učinit nápravu vyhovující pevnostní kontrole. Těmito řešeními mohou být změna konstrukce dvojkolí (zvětšení průměru nápravy, vynechání vývrtu), výroba dvojkolí z lepšího materiálu či omezení počtu najetých kilometrů.

Při výpočtech namáhání dvojkolí a návrhu uložení náboje kola na nápravu bylo provedeno několik zjednodušujících předpokladů, například zjednodušená geometrie kola pro výpočet úbytku tlaku vlivem odstředivé síly, zanedbání vlivu odstředivé síly na sedlo nápravy, rovnoměrné rozložení tlaku po délce lisovaného spoje či nezahrnutí vlivů nouzové brzdy, které mohly výsledné závěry ovlivnit a pro rigoróznější výsledky by bylo třeba tyto faktory podrobněji vyšetřit. Výsledek dále mohla ovlivnit neznalost přesných hodnot některých potřebných rozměrů (výška těžiště lokomotivy) či koeficientu tření. Hodnoty veličin, které nebyly přesně známy, byly voleny na straně bezpečnosti, a tudíž celkový výsledek mohly oproti realitě mírně zhoršit.

Závěrem lze konstatovat, že čím dál větší nároky na přenášený výkon a vyšší dosahované rychlosti kolejových vozidel naráží na fyzikální vlastnosti materiálů, ze kterých jsou dvojkolí vyráběna. Dalším ze závěrů této práce je fakt, že nelze ignorovat některé fyzikální jevy, jako například vliv odstředivé síly na snížení tlaku v lisovaném spoji náboje kola a nápravy, které dříve, u vozidel dosahujících maximálního výkonu při nižších rychlostech, mohly být zanedbávány. Jak ukazuje kapitola 5, zanedbáním tohoto vlivu dojde k úbytku tlaku

v lisovaném spoji více jak o polovinu a může dojít ke ztrátě tření mezi kolem a nápravou, a v důsledku této ztráty i k pootočení kola na nápravě či v horším případě k vykolejení lokomotivy.

9. Seznam použitých zdrojů

- [1] ČSN EN 13104. *Železniční aplikace-Dvojkolí a podvozky-Poháněné nápravy-Metody konstrukce*. 2001.
- [2] KOLÁŘ, Josef. *Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel*. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04262-5.
- [3] LATA, Michael. *Konstrukce kolejových vozidel II*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2004. ISBN 80-7194-696-6.
- [4] ŠÍBA, Jaroslav. *Kolejová vozidla II: Pojezd*. Praha: Ediční středisko Českého vysokého učení technického, 1987.
- [5] ZIMA, R. a P. JANOŠ. *Dvojkolí*. Bohumín: Bonatrans Group, 2012.
- [6] KOLÁŘ, Josef. *Výpočet nápravy trakčního tramvajového podvozku s vnitřním rámem pro rozchod 1435mm*. ČKD Dopravní systémy a.s. Praha, 1999.
- [7] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 80-86490-74-2.
- [8] FIŠER, Petr. *Analytický řešič pro pevnostní výpočet náprav dvojkolí* [online]. Brno, 2012 [cit. 2017-04-30]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/11012/4737>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Michal Vaverka.
- [9] *Neoficiální stránky o třísystémových lokomotivách typu 109E* [online]. 2006 [cit. 2017-04-30]. Dostupné z: <http://109-e.wgz.cz/rubriky/hlavni-stranka>
- [10] 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/>
- [11] ČD V 99-1. *Oprava dvojkolí železničních kolejových vozidel*. 2010
- [12] Bombarider TRAXX. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2017-04-30]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Bombardier_TRAXX
- [13] Land speed record for rail vehicles. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2017-04-30]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Land_speed_record_for_rail_vehicles
- [14] FRIDRICHOVSKÝ, Tomáš. *ANALÝZA VÝSKYTU TORZNÍCH KMITŮ V POHONECH MODERNÍCH KOLEJOVÝCH VOZIDEL*. s. 8 [cit. 2017-04-30].
- [15] KOLÁŘ, Josef. *Pohony kolejových vozidel* [online]. 2011 [cit. 2017-04-30]. Dostupné z: https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211073-Pohony_kolejovych_vozidel/
- [16] ŘEZNÍČEK, Jan. *Pružnost a pevnost II: komentované přednášky* [online]. Fakulta strojní České vysoké učení technické v Praze, 2009 [cit. 2017-04-30]. Dostupné z: <http://pruznost.unas.cz/>
- [17] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: příklady*. Vyd. 2. přeprac. Praha: České vysoké učení technické, 1995. ISBN 80-010-1354-5.

10. Seznam použitých obrázků a tabulek

Obrázek 1: Hnací dvojkolí s klasickým tlakovým motorem [15]	9
Obrázek 2: Valivé uložení tlakového motoru v převodovce [15].....	10
Obrázek 3: Umístění brzdových kotoučů na samostatný hřídel [10].....	11
Obrázek 4: Síly působící na dvojkolí v rovině y-z.....	13
Obrázek 5: Oblasti pro výpočet průběhu momentu M_x	15
Obrázek 6: Průběh momentu M_x podél nápravy	15
Obrázek 7: Složky momentu vzniklého brzděním [1].....	16
Obrázek 8: Trakční a brzdová charakteristika [9].....	17
Obrázek 9: Znázornění toku brzdného momentu dvojkolím	18
Obrázek 10: Průběh momentu M_y nápravou	18
Obrázek 11: Průběh ohybového momentu M_z nápravou	19
Obrázek 12: Průběh redukovaného momentu podél nápravy	20
Obrázek 13: Zjednodušená geometrie kola	23
Obrázek 14: Uložení $\varnothing 240$ H7/t6	26
Obrázek 15: Uložení $\varnothing 240$ H7/s6	27
Obrázek 16: Průběh napětí v podélně lisovaném spoji.....	28
Obrázek 17: Průběh napětí v příčně lisovaném spoji.....	30
Obrázek 18: Mohrovy kružnice pro vlákno na povrchu sedla.....	33
Obrázek 19: Mohrovy kružnice pro vlákno na povrchu vývrty	34
Tabulka 1: Význam a hodnoty použitých parametrů	13
Tabulka 2: Síly působící v rovině y-z	14
Tabulka 3: Označení a hodnoty dále používaných rozměrů	21
Tabulka 4: Hodnoty parametrů z obrázku 13.....	23
Tabulka 5: Hmotnosti částí kola	24
Tabulka 6: Doporučené hodnoty středních aritmetických úchylek profilu [17]	25
Tabulka 7: Hodnoty dovoleného napětí pro nápravu z materiálu EA4T s vývrtem [1].....	32
Tabulka 8: Porovnání meze kluzu a meze pevnosti materiálů EA4T a EA5T	38

11. Seznam příloh

- Sestavný výkres hnacího dvojkolí elektrické lokomotivy
- CD ROM obsahující elektronickou verzi této průvodní zprávy a sestavný výkres hnacího dvojkolí