



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh převodovky lokomotivy pro dálkové
nákladní vlaky**

**Design of Locomotive Transmission for
Long Distance Freight Trains**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2018

Martin CVIKÝŘ

Studijní program: B2341 Strojírenství

Studijní obor: 3901R051 Konstruování podporované počítačem

Vedoucí práce: Ing. Karel Petr, Ph.D

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Cvikýř** Jméno: **Martin** Osobní číslo: **438306**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Strojírenství**
Studijní obor: **Konstruování podporované počítačem**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh převodovky lokomotivy pro dálkové nákladní vlaky

Název bakalářské práce anglicky:

Design of Locomotive Transmission for Long Distance Freight Trains

Pokyny pro vypracování:

Cílem bakalářské práce je návrh převodovky lokomotivy pro dálkové nákladní vlaky. Součástí práce bude rešerše obsahující porovnání používaných řešení pohonu dle zadaných parametrů, dále konstrukční návrh převodovky pro vybranou koncepci řešení, která vyjde z rešerše. Součástí konstrukčního návrhu bude návrhový výpočet ozubení a uložení hřídelí (ložisek), včetně kontrolních výpočtů nalisování a šroubového spojení velkého ozubeného kola. Konstrukční návrh převodovky dále bude obsahovat návrh skříně převodovky a utěsnění hřídelí. Rozsah grafické části: 3D CAD model; rozměrový výkres převodovky včetně řezu, výrobní výkres soukolí (pastorek + ozubené kolo).

Seznam doporučené literatury:

- [1] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.
- [2] Joseph E. Shigley: Konstruování strojních součástí. 2010. ISBN 978-80-214-2629-0
- [3] FREDERICK E. GIESECKE. Technical Drawing with Engineering Graphics. 2014. ISBN 13: 9781292026183.
- [4] Katalogy výrobců

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Karel Petr, Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS

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

Datum zadání bakalářské práce: **12.04.2018**

Termín odevzdání bakalářské práce: **14.06.2018**

Platnost zadání bakalářské práce: _____


Ing. Karel Petr, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce


prof. Ing. Vojtěch Dynybyl, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

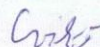

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

20.4.2018

Datum převzetí zadání



Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem „Návrh převodovky lokomotivy pro dálkové nákladní vlaky“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Karla Petra, Ph.D. po konzultaci s Milanem Doležalem a s použitím odborné literatury uvedené v seznamu na konci mé bakalářské práce.

V Praze:

.....

Martin Cvikýř

Poděkování

Touto cestou bych chtěl poděkovat především svému vedoucímu práce Ing. Karlu Petrovi Ph.D. za cenné rady, konzultace, připomínky a za ochotné zodpovězení všech mých dotazů. Dále bych chtěl také poděkovat za vysvětlení dané problematiky a za konzultace panu Milanu Doležalovi, který mi byl cenným konzultantem z firmy Wikov MGI a. s. V neposlední řadě patří poděkování mé rodině a přítelkyni za podporu při psaní bakalářské práce.

Anotační list

Jméno autora:	Martin Cvikýř
Název BP:	Návrh převodovky lokomotivy pro dálkové nákladní vlaky
Anglický název:	Design of Locomotive Transmission for Long Distance Freight Trains
Rok:	2018
Obor studia:	3901R051 Konstruování podporované počítačem
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Karel Petr, Ph.D.
Konzultant:	Milan Doležal
Bibliografické údaje:	počet stran: 69 počet obrázků: 49 počet tabulek: 15 počet příloh: 8
Klíčová slova:	jednostupňová převodovka, čelní ozubená kola, elektrická motorová jednotka, dutý hřídel, ložiska
Keywords:	one-stage gearbox, spur gears, electrical motor unit, hollow shaft, bearings
Anotace:	Rešerše shrnuje rozdělení pohonů dle uspořádání, detailnější rozdělení pohonu individuálního a konečný výběr vhodného řešení. Praktická část se zabývá samostatným návrhem převodovky pro lokomotivy pro dálkové nákladní vlaky.
Abstract:	The research summarizes the distribution of drives according to the layout, the detailed distribution of the individual drive and the final selection of the appropriate solution. The practical part deals with the individual design of the transmission for locomotives for long distance freight trains.

Obsah

Seznam zkratk a symbolů	1
1. Úvod	4
2. Porovnání řešení pohonu dvojkolí	5
2.1 Pohon individuální	5
2.1.1 Pohon tlapovým motorem	5
2.1.1.1 Klasické provedení s kluznými ložisky	5
2.1.1.2 Provedení s valivými ložisky	6
2.1.1.3 Provedení s tangenciálně vypruženým velkým ozubeným kolem	6
2.1.1.4 Provedení s odpruženým dutým hřídelem	6
2.1.2 Pohon dutým hřídelem objímácím nápravu	7
2.1.3 Pohon kloubovým hřídelem	7
2.1.3.1 Pohon kloubovým hřídelem uloženým v dutině rotou	8
2.1.3.2 Pohon kloubovým dutým hřídelem objímácím nápravu	9
2.1.3.3 Pohon kloubovým hřídelem uloženým vně rotoru	10
2.2 Pohon skupinový	10
2.2.1 Motor s příčnou osou rotace – vazba dvojkolí ozubenými koly	10
2.2.2 Motor s podélnou osou rotace – vazba dvojkolí kloubovými hřídeli	11
2.2.2.1 Skupinový pohon s motorem mezi nápravami	11
2.2.2.2 Skupinový pohon s motorem mimo podvozek uloženým na skříní	12
2.3 Pohon ústřední	12
3. Výběr vhodného řešení	13
4. Zadané parametry	15
4.1 Základní požadavky a výkonové parametry	15
4.2 Zástavbové rozměry	15
5. Volba materiálu	17
5.1 Materiál ozubených kol	17
5.2 Materiál duté hřídele	18
5.3 Materiál skříně	19
6. Návrh převodových poměrů	20
6.1 Kontrola světlosti skříně převodovky	21
7. Zatěžovací stavy	22
7.1 Maximální kroutící moment	22
7.1.1 Moment na výstupní hřídeli	22
7.2 Zkratový moment	22
7.3 Kontrola prokluzu	23

7.4	Zatížení spektrem.....	24
7.4.1	Finální zátěžné stavy	25
8.	Výpočet reakcí v ložiskách.....	26
8.1	Výpočet reakcí do ložisek.....	27
9.	Volba ložisek	29
9.1	Základní životnost ložisek	29
9.2	Finální životnost ložisek	30
10.	Návrh a kontrola šroubů.....	33
10.1	Kontrola šroubů na otláčení a střih	33
10.2	Kontrola únosnosti čelních, třecích ploch.....	34
11.	Návrh spojení výstupní duté hřídele s ojníčkovou spojkou.....	36
11.1	Kontrola křížového zazubení	36
11.1.1	Výpočet axiální síly.....	36
11.1.2	Zadané hodnoty	38
11.1.3	Výsledná potřebná axiální síla	38
11.1.4	Kontrola na otláčení	39
11.2	Kontrola Hirthova ozubení	39
11.2.1	Zadané hodnoty	41
11.2.2	Kontrola na otláčení	41
11.2.3	Zhodnocení výsledků	42
12.	Návrh skříně převodovky	43
12.1	Postup návrhu skříně.....	43
13.	Celková sestava převodovky.....	46
14.	Návrh utěsnění hřídelů.....	48
14.1	Rozdělení těsnění.....	48
14.1.1	Hřídelové těsnicí kroužky	49
14.1.2	Kazetová těsnění.....	49
14.1.3	Mechanické těsnění	50
14.1.4	V – kroužky	50
14.1.5	Labyrintové těsnění	51
14.2	Finální výběr těsnění.....	51
15.	Závěr	52
16.	Použitá literatura	53
17.	Seznam příloh	54
18.	Seznam obrázků.....	55
19.	Seznam tabulek.....	57

Seznam zkratek a symbolů

Použitý seznam symbolů

Symbol	Jednotka	Popis
a	[mm]	osová vzdálenost
D	[mm]	vnější průměr kola
K_a	[-]	koeficient bezpečnosti
Z_1	[-]	počet zubů pastorku
Z_2	[-]	počet zubů velkého ozubeného kola
m_n	[mm]	normálový modul
i_c	[-]	celkový převodový poměr
D_{a1}	[mm]	hlavová kružnice pastorku
D_{a2}	[mm]	hlavová kružnice velkého ozubeného kola
t	[mm]	tloušťka stěny + vůle mezi stěnou převodovky a kolem
M_K	[Nm]	kroučící moment
n	[min ⁻¹]	otáčky
T	[N]	třecí síla kolo – kolejnice
N	[N]	normálová reakce od kolejnice
G_n	[N]	síla působící na jednu nápravu
M_p	[Nm]	prokluzový moment na nápravě
v	[kmh ⁻¹]	rychlost
r	[mm]	poloměr kola
F_t	[N]	celková třecí síla mezi přírubami
F_n	[N]	potřebná přitlačná síla přírub
F_v	[N]	potřebná tahová síla na jeden šroub
$R_{p0,2\%}$	[MPa]	mez kluzu (smluvní)
σ_{sd}	[MPa]	dovolené napětí v tahu
d_2	[mm]	střední průměr závitu
A_j	[mm ²]	průmět nosného průřezu šroubu
σ_s	[MPa]	skutečné tahové napětí ve šroubu
τ_s	[MPa]	skutečné napětí ve šroubu
σ_{red}	[MPa]	redukované napětí
k	[-]	bezpečnost vůči $R_{p0,2\%}$

β	[°]	úhel stoupání závitu
φ_z	[°]	třecí úhel v závitu
M_z	[Nm]	třecí moment v závitu
M_h	[Nm]	třecí moment pod hlavou šroubu
M_u	[Nm]	potřebný utahovací moment šroubu
F_{t12}	[N]	tečná síla z ozubení
F_{r12}	[N]	radiální síla z ozubení
F_{a12}	[N]	axiální síla z ozubení
d_w	[mm]	průměr valivé kružnice
α_t	[°]	čelní úhel záběru
α_w	[°]	valivý úhel záběru
α_{nw}	[°]	pracovní úhel záběru
β_w	[°]	úhel sklonu na provozní kružnici
R_{RB3z}	[N]	reakce do ložisek od teční síly v ložisku A
R_{RB4z}	[N]	reakce do ložisek od teční síly v ložisku B
R_{RB3x}	[N]	reakce do ložisek od radiální a axiální síly v ložisku A
R_{RB4x}	[N]	reakce do ložisek od radiální a axiální síly v ložisku B
R_{RB3rt}	[N]	výsledná reakce do ložiska A
R_{RB4rt}	[N]	výsledná reakce do ložiska B
a_1	[mm]	vzdálenost podpěr od středu ozubeného kola
D_r	[mm]	roztečný průměr pro šrouby
d_s	[mm]	průměr dřívku lícovaného šroubu
l_l	[mm]	délka lícované části šroubu
i	[-]	počet šroubů
F_m	[N]	obvodová síla
F_p	[N]	síla působící ve směru styku drážek
F_n	[N]	síla působící kolmě na sílu F_p
r_s	[mm]	střední poloměr
D	[mm]	vnější průměr drážkování
d	[mm]	vnitřní průměr drážkování
F'_a	[N]	axiální síla od reakce zazubení
F'_a	[N]	axiální síla potřebná pro přenos M_k
$Q_i \cdot i_s$	[N]	zbytkové předpětí jednoho šroubu

b	[mm]	šířka zazubení
p	[MPa]	tlak
F_a	[N]	axiální síla
F_{va}	[N]	síla působící do středu zazubení
A_z	[mm ²]	efektivní kontaktní plocha
F^{AS}	[N]	síla od axiálního sevření
F^{AN}	[N]	síla rovná
P_{B3}	[N]	výsledná síla působící na ložisko B3
P_{B4}	[N]	výsledná síla působící na ložisko B4
L_{HB3}	[hod]	životnost ložiska B3
L_{HB4}	[hod]	životnost ložiska B4
F_{B4r1}	[N]	síla působící z uložení ložiska B4
F_{B3r2}	[N]	síla působící z uložení ložiska B3
F_v	[N]	výsledná síla
$n_{\text{výstup}}$	[min ⁻¹]	průměrné výstupní otáčky

Použitý seznam zkratk

Zkratka	Jednotka	Popis
SF	[-]	kontrola na ohyb
SH	[-]	kontrola na otlačení
SInt	[-]	kontrola zadírání
P _{DZ}	[%]	poměrná doba zatížení

1. Úvod

Má bakalářská práce se zaměřuje na vypracování návrhu převodovky lokomotivy pro dálkové nákladní vlaky. Na bakalářské práci spolupracuji s firmou Wikov MGI a. s. jakožto se zadavatelem mé bakalářské práce. Společnost Wikov působí ve strojírenství více než 130 let a je tradičním výrobcem ozubených kol a mechanických převodovek. Navrhuje a vyrábí převodovky pro kolejová vozidla a průmyslové převodovky, což je pro zvolené zadání práce i parametry navrhovaného řešení určující. [1]

Cílem této práce je navrhnout danou převodovku tak, aby splňovala veškeré zadané parametry a zástavbové rozměry zadané zadavatelem. Tato převodovka bude na každé nápravě a bude přenášet výkon z elektromotoru na nápravu a měnit otáčky vstupní na otáčky výstupní. Tento poměr je vytvořený tak, aby vlak mohl jet maximální rychlostí, která je zadaná, v případě mého zadání je tato rychlost 120 km/h. Mým úkolem je zpracovat rešerši na druhy pohonů lokomotivy. Z důvodu zadání je zřejmé, že budu volit pohon individuální, proto se mu v rešerši věnuji nejvíce. Na závěr rešerše jsem shrnul vybranou variantu.

V samotném návrhu jsem se nejprve věnoval návrhu ozubení, kde jsem v programu KISSsys navrhl počty zubů a modul. V dalším kroku jsem si vypočítal zatěžující spektrum, podle kterého jsem prováděl další výpočty a kontrolní výpočty. Musel jsem brát ohled na životnosti, hluky a další parametry. Jako další jsem provedl návrh ložisek. V následujícím kroku jsem spočítal, kolik šroubů budu potřebovat na spojení velkého ozubeného kola. Vyřešil jsem také spojení dutého hřídele s ojníčkovou spojkou. V dalším kroku jsem se věnoval skříně převodovky, kde jsem navrhl předběžný vzhled skříně a vyřešil dělicí rovinu skříně. S návrhem skříně také souvisí návrh a volba utěsnění hřídelí.

2. Porovnání řešení pohonu dvojkolí

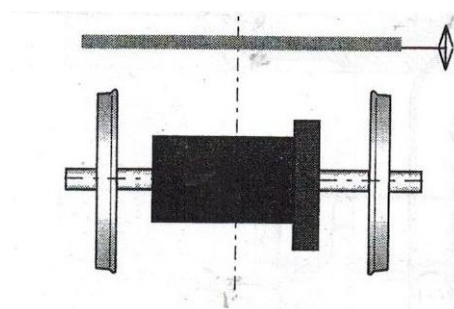
Pohon lokomotivy může být zajištěn třemi základními principy. Při volbě pohonu se musí z mechanického hlediska posuzovat typické vlastnosti daného pohonu. Také záleží na převodovém poměru, tlumení rázů a druhu použití. [2]

2.1 Pohon individuální

Individuální pohon je nejrozšířenější uspořádání pohonu s použitím elektrického motoru. Je to pohon, který se skládá z převodovky a elektromotoru na hnací nápravě. Individuální pohon je jednoduchý z hlediska konstrukční i opravárenské nenáročnosti v porovnání například se skupinovým nebo ústředním pohonem. [2], [3]

2.1.1 Pohon tlakovým motorem

Tento pohon je charakteristický jednoduchostí konstrukčního řešení. Není použita samostatná převodovka, pouze zakrytovaný převod. Jeho velkou nevýhodou jsou velké neodpružené hmoty. Elektromotor je součástí nápravy (Obr. 1.). [3]



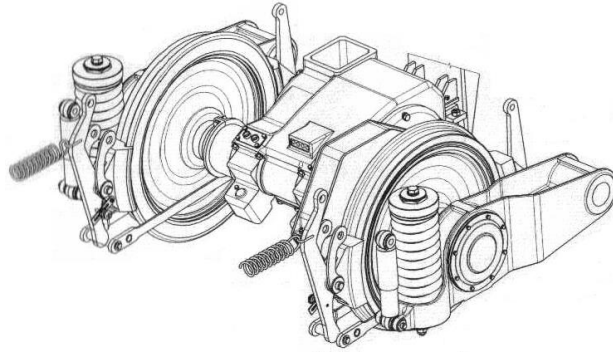
Obr. 1.: Pohon tlakovým motorem [2]

2.1.1.1 Klasické provedení s kluznými ložisky

Motor tvoří jeden celek s trakčním převodem a jeho krytováním, nejedná se proto o nápravovou převodovku v pravém slova smyslu (Obr. 2.). Tento pohon je uložen dvěma tzv. tlakovými ložisky na nápravě a třetím bodem je uchycen na rámu podvozku.

Mezi výhody tohoto pohonu patří jednoduchost výroby i údržby díky použití dělených kluzných ložisek a snadné demontáži motoru z nápravy. Další výhodou je možnost dosažení největšího převodového poměru bez nutnosti použití převodovky.

Mezi nevýhody této varianty patří velké neodpružené hmoty. Tento pohon je citlivý na nerovnosti trati. [2], [3]



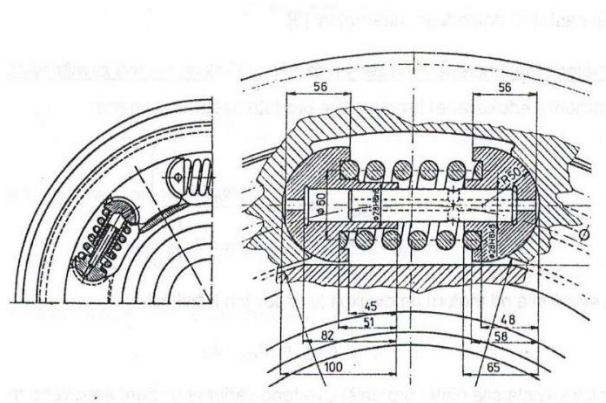
Obr. 2.: Klasické provedení s kluznými ložisky na nápravě [3]

2.1.1.2 Provedení s valivými ložisky

Toto řešení je stejné jako řešení Klasické provedení s kluznými ložisky s tím rozdílem, že kluzná ložiska nahrazují ložiska valivá. Tato ložiska se používají z důvodu dosažení přesné polohy motoru vůči ose dvojkolí. Nevýhodou je, že při výměně těchto ložisek se musí rozlisovat dvojkolí. [2]

2.1.1.3 Provedení s tangenciálně vypruženým velkým ozubeným kolem

Tangenciální odpružení se nejčastěji z důvodu úspory místa provádí ve velkém ozubeném kole, a to pomocí pružin a opěrných misek, které zapadají do opěrných ploch střídavě na vnější a vnitřní část kola (Obr. 3.). Od tohoto řešení se v dnešní době upouští z důvodu používání asynchronních motorů, které jsou velikostně úspornější. Toto provedení se nahrazuje pružnými spojkami. [2]



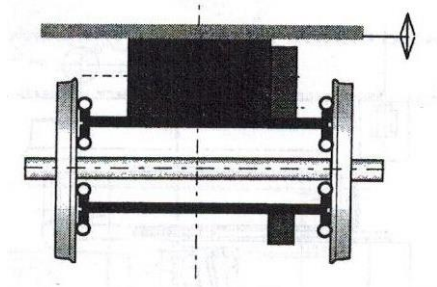
Obr. 3.: Jedno z možných řešení tangenciálního vypružení [2]

2.1.1.4 Provedení s odpruženým dutým hřídelem

U toho provedení je motor pevně ložiskován na duté hřídeli a není připevněn k rámu podvozku. Celou svou hmotností působí na dvojkolí. V dnešní době se výrobci snaží lépe ložiskovat pastorek z důvodu lepšího záběrového poměru ozubení. [2]

2.1.2 Pohon dutým hřídelem objímacím nápravu

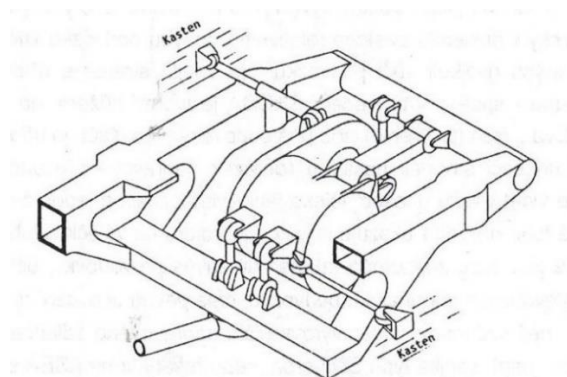
Tento pohon má už plně odpoutaný motor od dvojkolí. Motor i převodovka jsou pevně vázány na podvozku. Dutý hřídel je pevně ložiskován na motor a na koncích je pružně spojen s dvojkolím (Obr. 4.). Tento pohon musí přenášet i příčné relativní pohyby. Jedná se o složité pružinové a ojníčkové mechanismy. Od tohoto mechanismu se v dnešní době upouští z důvodu složitosti provedení a výrobní a opravárenské náročnosti. [2]



Obr. 4.: Pohon dutým hřídelem objímacím nápravu [2]

2.1.3 Pohon kloubovým hřídelem

U toho pohonu je hmota motoru zcela vypružena a odpoutána od dvojkolí. Motor je připevněn k rámu podvozku, v některých případech až k rámu skříně, jak si můžeme všimnout na Obr. 5. Kloubový hřídel přenáší současně kroutící moment a relativní pohyby mezi dvojkolím a rámem podvozku. Je připevněn na jedné straně k motoru, na straně druhé k převodu (převodovce). Umístění nápravového převodu závisí na konstrukčním řešení. Může být umístěn buď mezi motor a kloubový hřídel, nebo mezi kloubový hřídel a dvojkolí. [2]



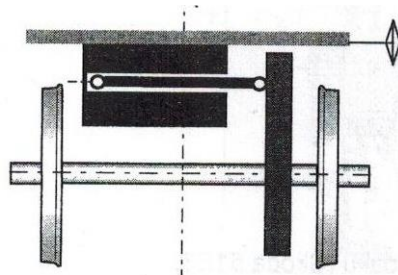
Obr. 5.: Příčná vazba trakčního motoru na vozidlovou skříň (Kasten=skříň) [2]

2.1.3.1 Pohon kloubovým hřídelem uloženým v dutině rotou

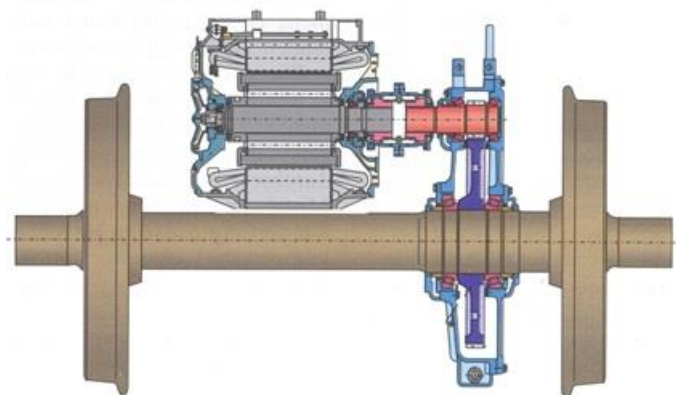
U tohoto řešení je trakční motor připevněn pomocí dvou konzol k příčnicku a pomocí jedné k čelnímu rámu podvozku. Kloubová spojka zajišťuje přenos momentu. Pohon je tvořen hřídelem a vnějším a vnitřním kloubem (Obr. 6. a Obr. 7.). Převodovka je na jedné straně (na výstupu) pevně ložiskována na nápravu, na druhé straně je připevněná pružně pomocí závěsky.

Tento pohon má několik výhod. Jednou z výhod je snížení nevypružených hmot podvozku. Na rozdíl od tlakového motoru už zde nemusíme používat tlapová ložiska, zůstala pouze převodovka, a tím pádem se zjednodušilo mazání ložisek.

Tato varianta má však i své nevýhody. Část hmotnosti převodovky je součástí nevypružených hmot podvozku, proto tomuto pohonu také můžeme říkat příčný pohon s odpruženým trakčním motorem a částečně odpruženou nápravovou převodovkou. Údržbu komplikuje špatný přístup k umístění vnitřního kloubu do kotvy motoru. [2], [3]



Obr. 6.: Pohon kloubovým hřídelem uloženým v dutině rotoru [2]



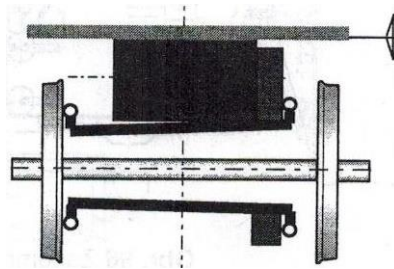
Obr. 7.: Příčný pohon s odpruženým trakčním motorem a částečně odpruženou nápravovou převodovkou [3]

2.1.3.2 Pohon kloubovým dutým hřídelem objímacím nápravu

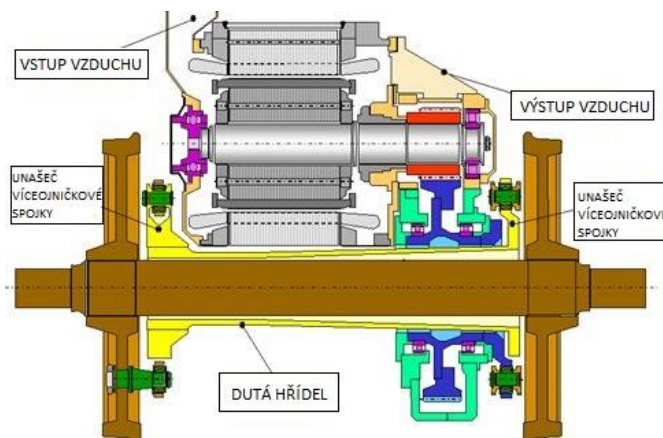
Tento pohon má zcela odpružený motor i převodovku. Motor není ložiskován ke kloubové hřídeli. Konstrukce tohoto pohonu odděluje svislé relativní pohyby a příčné rámové síly. Hlavním prvkem toho pohonu je dutý hřídel, který je na jedné straně připevněn k velkému ozubenému kolu a na druhé straně k jednomu kolu z dvojkolí, které pak přenáší moment přes hřídel do druhého kola (Obr. 8. a Obr. 9.). Převodovka tvoří pevný celek se statorem motoru a není už ložiskována přímo na dvojkolí.

Tento pohon má řadu výhod. Výhodou je, že je odpružen motor i převod a je chráněn proti výrazným dynamickým účinkům z dvojkolí. Další výhodou je možnost minimalizace neodpružených hmot, s čímž souvisí snížení dynamických účinků na trať.

Nevýhodou toho pohonu je složitost pohonu, od čehož se odvíjí i jeho cena. V pohonu je větší počet součástek, z čehož plyne i větší riziko poruchovosti. Velké ozubené kolo má zvláštní konstrukci – musí mít dutinu, kterou prochází dutý hřídel, a zároveň musí umožňovat jeho připojení. [2], [3]



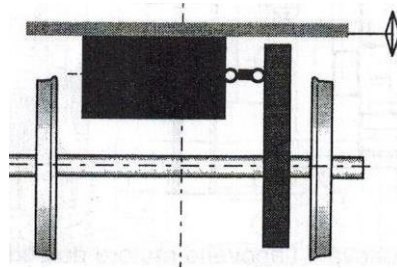
Obr. 8.: Pohon kloubovým dutým hřídelem objímacím nápravu [2]



Obr. 9.: Dutá hřídel zavěšena na výstupní hřídeli převodovky a jednom kole dvojkolí [3]

2.1.3.3 Pohon kloubovým hřídelem uloženým vně rotoru

Tento pohon má klasickou konstrukci s kloubovým hřídelem (kardanem), případně se spojkami, které plní stejnou funkci (Obr. 10.). Toto řešení se používá především pro vysokorychlostní jednotky TGV, Tokaido, ICE. Trakční motory jsou uchyceny na hlavní rám vozidla společně s primární převodovkou. Sekundární převodovka je připevněna na dvojkolí a na jedné straně zavěšena na rám podvozku. Primární převodovka se sekundární jsou spojeny kardanovým hřídelem. [2]



Obr. 10.: Pohon kloubovým hřídelem uloženým vně rotoru [2]

2.2 Pohon skupinový

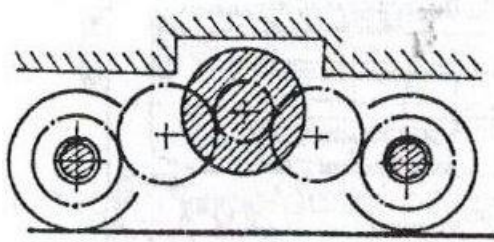
Tento typ pohonu je méně používaný, vyskytuje se často u vozidel s hydromechanickým či hydrodynamickým přenosem výkonu.

Výhodou tohoto pohonu je použití menšího počtu trakčních motorů, s čímž souvisí i zjednodušení silových a řídicích obvodů, signalizace a chlazení. Další výhodou je zlepšení adhezních vlastností vozidla, možnost použití dvoustupňového převodu a dosažení univerzálního charakteru lokomotiv.

Nevýhodou těchto pohonů je složitější řešení mechanické části pohonu, s čímž souvisí nové požadavky na údržbu i opravárenskou základnu. V případě poruchy se výkon vozidla sníží o polovinu. [2], [3]

2.2.1 Motor s příčnou osou rotace – vazba dvojkolí ozubenými koly

Tento pohon má jeden trakční motor příčně umístěn uprostřed podvozku (Obr. 11.). Pohon obou dvojkolí zajišťuje převodovka, a to pomocí například ojníčkových spojek Alstom. [2]



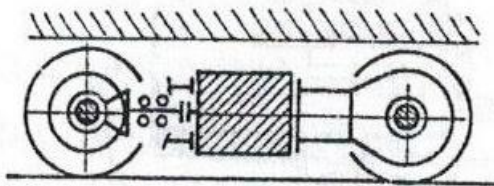
Obr. 11.: Motor s příčnou osou rotace [2]

2.2.2 Motor s podélnou osou rotace – vazba dvojkolí kloubovými hřídeli

Toto provedení může mít motor s motorem mezi nápravami nebo uloženým mimo podvozek na skříní. [2]

2.2.2.1 Skupinový pohon s motorem mezi nápravami

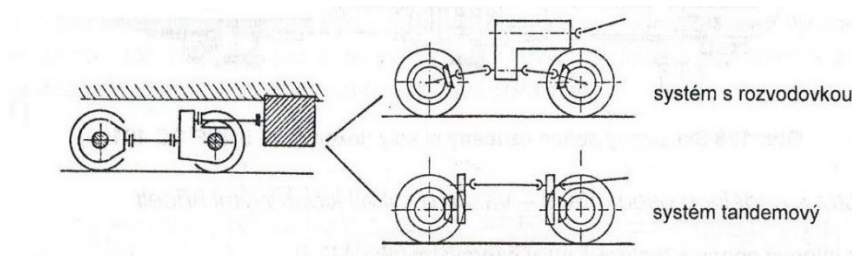
Pohon zajišťuje dvojice čelněkuželových převodovek, hnací moment se přenáší pomocí kardanových hřídelů (Obr. 12.). Tyto pohony se používají spíše pro tramvaje, metra a příměstská vozidla. [2], [3]



Obr. 12.: Motor s podélnou osou rotace s motorem mezi nápravami [2]

2.2.2.2 Skupinový pohon s motorem mimo podvozek uloženým na skříni

Tato varianta má lehkou konstrukci, kde pohon zajišťují čelněkuželové a kuželové převodovky. Umístěním motoru na skříň se také snížily odpružené hmoty (Obr. 13.). [2]



Obr. 13.: Motor s podélnou osou rotace mimo podvozek uloženým na skříni [2]

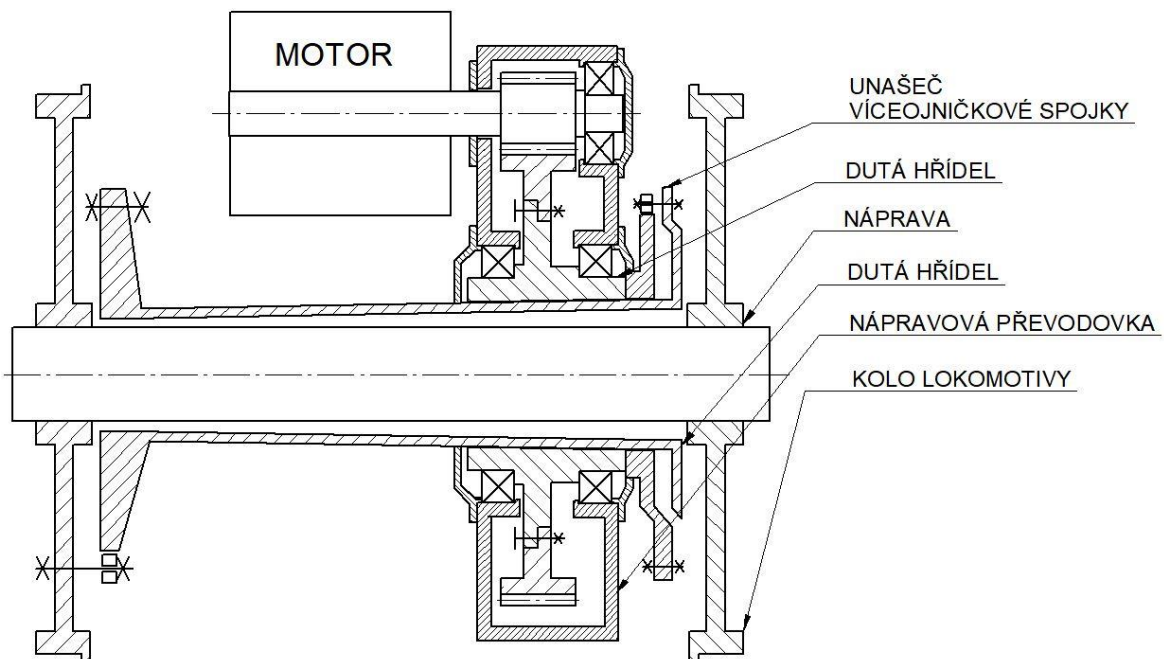
2.3 Pohon ústřední

Motor je umístěn v motorové části lokomotivy a bývá tvořen dieselovým motorem. Na dvojkolí se výkon přenáší pomocí nápravových převodovek, které jsou spojeny kloubovými hřídeli. Podobně jako u varianty 1.2.2 se pro odstínění torzních kmitů dieselového motoru používá torzně pružná spojka, hydraulická nebo hydrodynamická spojka vložená mezi vstupní hřídel dieselového motoru a náhon nápravových převodovek. [2]

3. Výběr vhodného řešení

Z uvedených možností vyhovují mému zadání dvě varianty. První variantou je Pohon tlapovým motorem, druhou je Pohon kloubovým dutým hřídelem objímácím nápravu. První varianta má klasické uložení, které se používá u vozidel přibližně do rychlosti 130 km/h. Pro vyšší rychlosti je nutné počítat s maximální eliminací nevypružených hmot pohybujících se po železničním svršku z důvodu vyššího namáhání kolejí, pojezdových kol, a nakonec i částí pohonu. Zároveň jedním z důležitých sledovaných parametrů je environmentální zatížení vozidla, a to zejména hlukem. Po dohodě se zadavatelem (zákazníkem) a firmou Wikov MGI a.s. a s ohledem výše uvedené požadavky z pohledu perspektivnosti navrhovaného pohonu jsem zvolil variantu Pohonu s kloubovým dutým hřídelem objímácím nápravu. (Obr. 8.)

Pohon bude zajištěn stejnosměrným elektromotorem, jehož statorová část bude propojena hřídelem s převodovkou. Na Obr. 14 vidíme uspořádání pohonu.



Obr. 14.: Návrh uspořádání pohonu

Výhodou tohoto uspořádání je minimalizace neodpružených hmot a dynamických účinků od trati. Vzhledem k odpružení motoru a převodovky budou tyto hmoty výrazně menší než u ostatních řešení.

Nevýhodou jsou vyšší finanční náklady na pohon a větší možnost poruchovosti z důvodů použití většího množství částí.

Finální výběr vhodného pohonu je Pohon s kloubovým dutým hřídelem objímácím nápravu. V dnešní době se pokládá důraz na rychlost a ekologičnost, proto jeden z důvodů pro vybrání tohoto zadání je možnost použití i pro vyšší rychlosti, než je zadaná rychlost 120 km/h. Proto by se tato koncepce po úpravě dala použít i pro lokomotivy s větší maximální rychlostí.

V další části mé bakalářské práce se budu věnovat již konkrétnímu návrhu převodovky a kontrolním výpočtům dle zadaných parametrů z firmy Wikov MGI a. s.

4. Zadané parametry

Detailnější zadání v příloze [A]

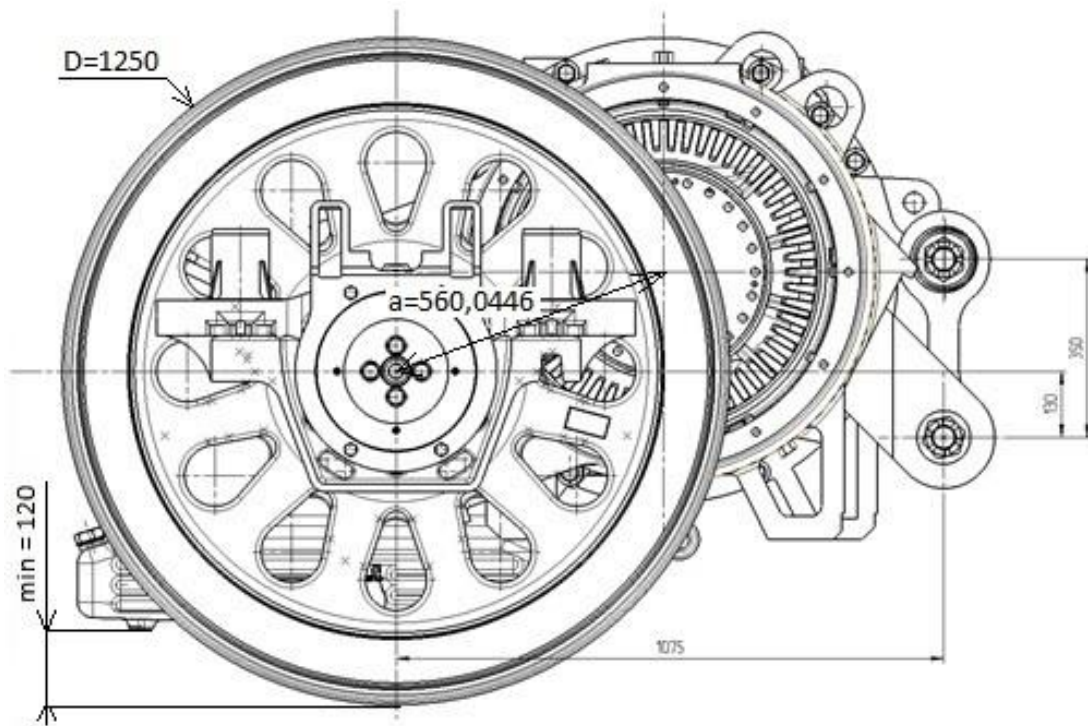
4.1 Základní požadavky a výkonové parametry

Jmenovitý výkon na hřídeli trakčního motoru (19 km/h a více)	450 kW
Jmenovitý kroutící moment na hřídeli motoru (19 km/h)	7642 Nm
Konstrukční rychlost	120 km/h
Otáčky motoru (při maximální provozní rychlosti 120 km/h)	3 551 min ⁻¹
Převodový poměr	6,72
Roční proběh vozidla	225 000 km
Zatížení nápravy	25±0,5 tun
Minimální životnost ozubených dílů, spojky	3 miliony km
Minimální životnost ložisek uložení pastorku	3 miliony km
Minimální životnost ložisek uložení nápravy v převodovce	6 miliony km

4.2 Zástavbové rozměry

Jmenovitý rozměr pojezdového kola hnacího dvojkolí:	
Nový	1250 mm
Opotřebený	1160 mm
Rozchod dvojkolí	1580 mm
Osová vzdálenost	560,0446 mm
Minimální světlost skříně (kolo 1250 mm)	120 mm

Na Obr. 15 je okótovaná minimální světlost skříně, která je 120 mm. Tato světlost je dána rozměrem mezi nejnižší částí převodovky a spodní částí kola. Dále jsou na obrázku zakótované přípojovací rozměry převodovky (závěs převodovky) a motoru. Hlavním rozměrem, kterým se při navrhování převodovky musím řídit, je osová vzdálenost a , která je také vyznačena na obrázku.



Obr. 15.: Zástavbové a úchytné rozměry

5. Volba materiálu

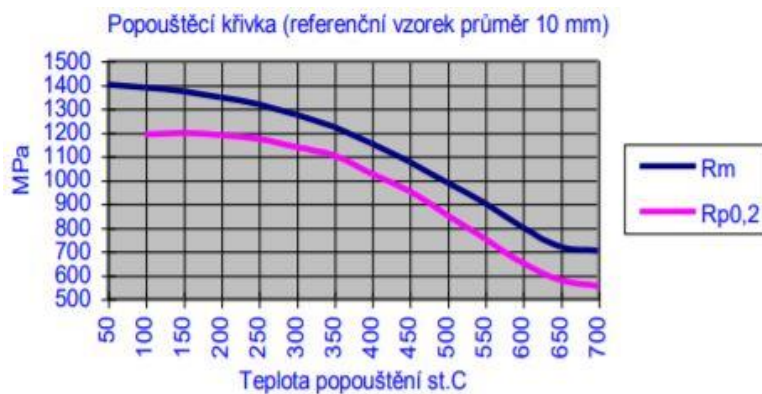
Při volbě materiálu jsem dbal na standardy firmy Wikov MGI a. s. a na nejnovější trendy ve výrobě ozubených kol. Na ozubená kole jsem zvolil materiál 18CrNiMo7-6, na dutý hřídel materiál 34CrMoV9 a na skříň potom materiál EN-GJS-500-7.

5.1 Materiál ozubených kol

Jak už bylo zmíněno, pro konstrukci ozubených kol jsem vybral materiál 18CrNiMo7-6. Jde o středně legovanou ocel k cementování, určenou na velmi namáhané strojní součásti, jako jsou například masivní ozubená kola a pastorky velkých převodovek. Cementovaná povrchová vrstva vykazuje po tepelném zpracování značnou tvrdost (až 64 HRC), přitom jádro cementované součásti je i při relativně vysoké pevnosti značně houževnaté. Přísada Mo zvyšuje prokalitelnost, takže vybraná ocel prokaluje do hloubky přibližně 60 mm. Je vhodná pro dynamicky namáhané součásti. Na Obr. 16 můžeme vidět pásy prokalitelnosti a na Obr. 17 popouštěcí křivky pro jednotlivé varianty. [4]



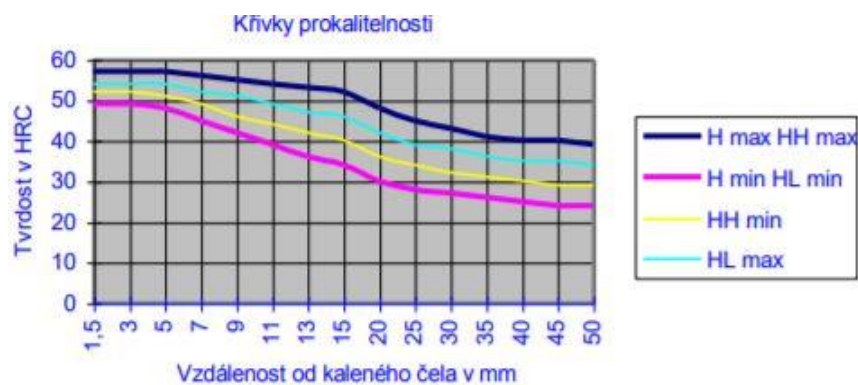
Obr. 16.: Pásy prokalitelnosti materiálu 18CrNiMo7-6 [4]



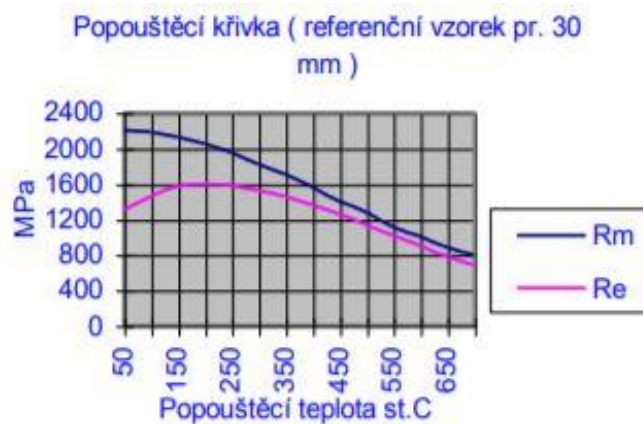
Obr. 17.: Popouštěcí křivka materiálu 18CrNiMo7-6 [4]

5.2 Materiál duté hřídele

Pro návrh duté hřídele jsem zvolil materiál 34CrMo4, tedy ocel se střední prokalitelností pro středně namáhané strojní díly. Tato ocel dosahuje po zakalení tvrdosti přibližně 50 HRC. V zušlechťeném stavu dosahuje středních hodnot pevnosti, meze kluzu a houževnatosti. Není náchylná k popouštěcí křehkosti. Je obtížně svařitelná a náchylná k vytváření vychlazovacích trhlin po tváření za tepla, iniciovaných zejména vruby a povrchovými vadami. Na Obr. 18 můžeme vidět křivky prokalitelnosti, na Obr. 19 popouštěcí křivky pro jednotlivé varianty. [4]



Obr. 18.: Křivky prokalitelnosti materiálu 34CrMo4 [4]

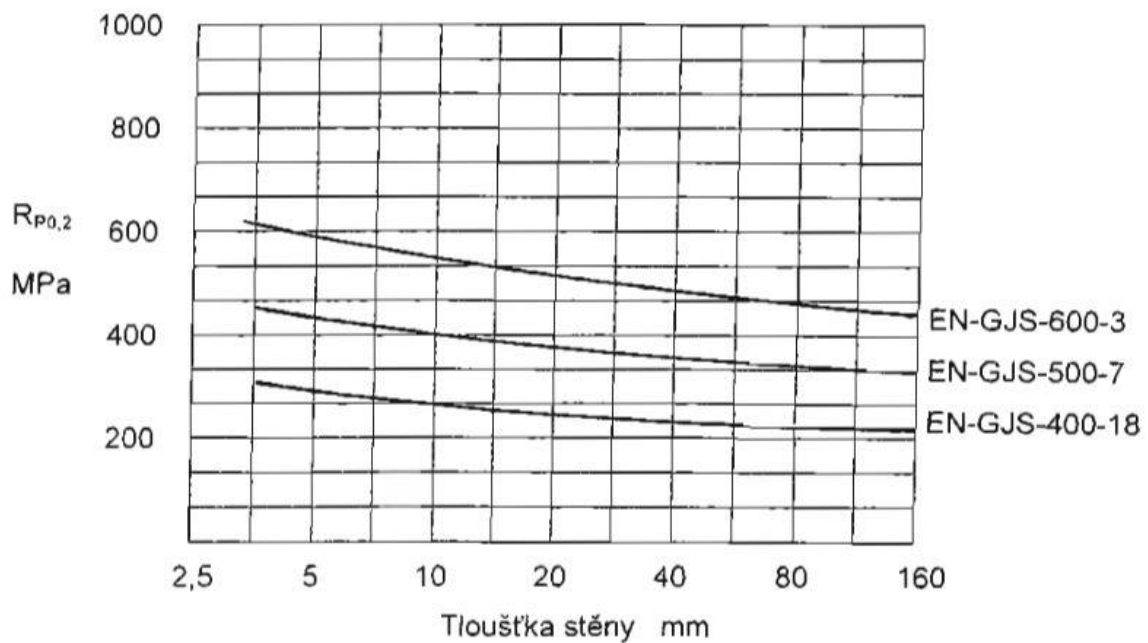


Obr. 19.: Popouštěcí křivka materiálu 34CrMo4 [4]

5.3 Materiál skříně

Z důvodu, že skříň bude odlitek, jsem jako materiál skříně zvolil litinu s kuličkovým grafitem EN-GJS-500-7. Její minimální zaručená pevnost v tahu je 500 MPa a nejmenší tažnost je 7 %. Tato litina je vhodná pro odlitky skříní na kolejová vozidla. Na Obr. 20 si můžeme povšimnout vlivu tloušťky stěny na pevnost litiny s lupínkovým grafitem. [4] [5]

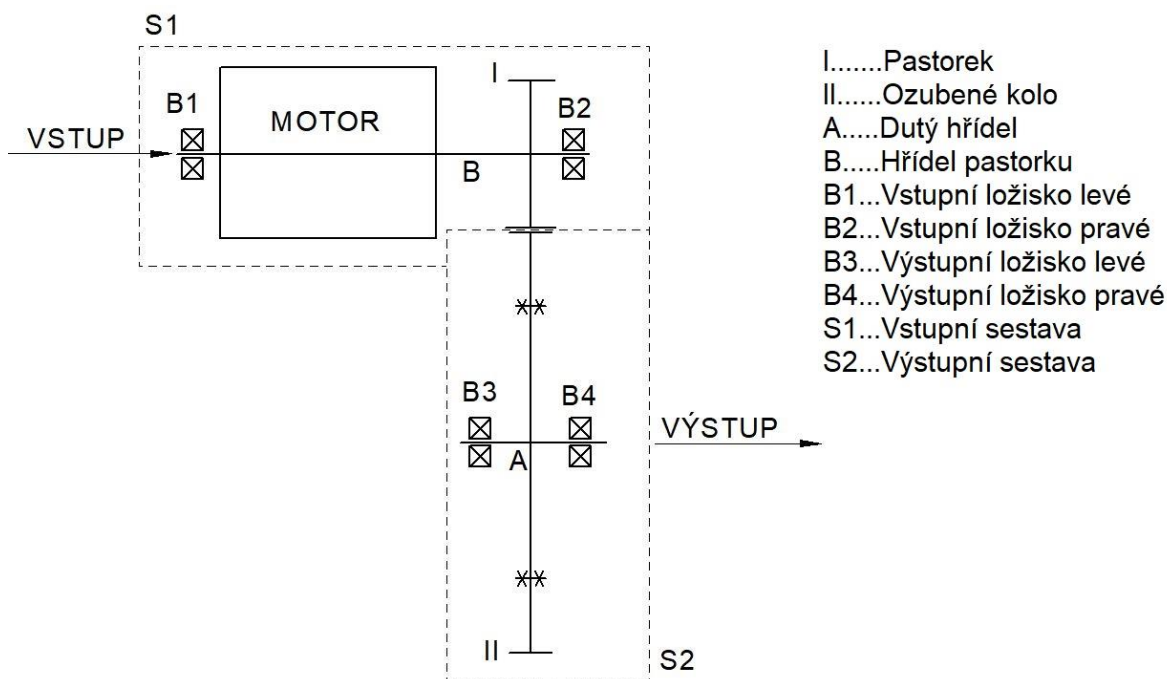
V případě doplnění informací o destinaci a teplotě okolí a při předpokladu, že bude teplota dosahovat hodnot menších než -40°C , bych zvolil materiál EN-GJS-400-18-LT.



Obr. 20.: Vliv tloušťky stěny na mez kluzu litiny s kuličkovým grafitem [5]

6. Návrh převodových poměrů

Na Obr. 21 je vidět schematicky nakreslené uspořádání převodovky. Na vstupním pastorku se nacházejí dvě ložiska. Výstupní dutá hřídel je spojena pomocí šroubového spojení s ozubeným kolem. Na výstupní duté hřídeli jsou umístěna dvě ložiska.



Obr. 21.: Schematicky nakreslené hlavní části

Jako první věc při návrhu převodovky potřebuji navrhnout ozubení, přičemž určující jsou převodové poměry. Jeden z parametrů, které byly zadané, byl celkový převodový poměr $i_c = 6,72$ a osová vzdálenost $a = 560,0446 \text{ mm}$.

U toho typu převodovky je nutné počítat s vnějšími vlivy, které na převodovku budou působit (vibrace, rázy od tratě, nevypružené hmoty). Tyto hodnoty se nedají předem přesně určit, neboť záleží na jízdních podmínkách a stavu tratě, proto jsem pro všechny výpočty použil koeficient bezpečnosti $K_a = 2$.

Všechny výpočty jsem provedl v programu KISSsys. Tento program má funkci hrubého a jemného návrhu ozubení, takže jsem zadal osovou vzdálenost a celkový převodový poměr s tolerancí 5 %, a následně mi bylo vytvořeno hned několik návrhů na řešení. Jednotlivé varianty jsou uvedeny v Tab. 1. V tabulce jsem uvedl také bezpečnosti na ohyb (SF), na pitting (SH) a na zadírání (SInf).

Tab. 1.: Návrh variant ozubení

Varianta	Z ₁	Z ₂	m _n	i _c	D _{a1}	D _{a2}	SF	SH	SI _{nt}
1	18	118	8	6,556	168,521	982,044	1,376	1,1	5,559
2	18	119	8	6,611	168,517	982,921	1,398	1,078	5,489
3	18	120	8	6,667	168,282	983,633	1,404	1,032	5,36
4	18	121	8	6,722	167,789	984,275	1,74	1,1	5,411
5	16	105	9	6,563	171,722	982,972	1,399	1,019	5,329

Bezpečnost na ohyb (SF) by měla být větší než 1,4, přičemž můj výpočet tuto hranici splňuje. Na tuto bezpečnost má vliv maximální rozjezdový moment, při kterém je převodovka nejvíce namáhána. Hodnota bezpečnosti na pitting (SH) by měla být větší než 1, a protože je můj výpočet na této hranici, také jí vyhovuje. Bezpečnost zadírání (SI_{nt}) by měla mít větší hodnotu než 1,8 (2,0) a i tento můj výpočet splňuje tuto hranici. Na tuto bezpečnost mají vliv otáčky při běžném zatížení.

Při výběru finálního řešení jsem bral ohled na hodnoty bezpečností a dosažení zadaných parametrů, a proto jsem jako nejvhodnější řešení zvolil variantu č. 4 z tabulky. Tento návrh splňuje podmínku nesoudělnosti a odchylka celkového poměru od zadaného je minimální. Tato varianta zároveň splňuje požadavky zadání.

6.1 Kontrola světlosti skříně převodovky

Minimální světlost skříně mohu ověřit vztahem:

$$t = \frac{D}{2} - \left(\frac{D_a}{2} + 12 \right) = \frac{1250}{2} - \left(\frac{984,275}{2} + 120 \right) = 12,86, \quad (1)$$

kde D je průměr nového kola, D_a je hlavový průměr velkého ozubeného kola a t je tloušťka skříně + vůle mezi velkým ozubeným kolem a stěnou skříně. Tloušťka skříně by měla být minimálně 10 mm.

Tento návrh mému zadání vyhovuje. Tloušťka stěn převodovky bude 10 mm a vůle mezi stěnou převodovky a ozubeným kolem 2,5 mm.

7. Zatěžovací stavy

Když jsem přemýšlel o návrhu, uvažoval jsem tři stavy. První stav je rozjezd lokomotivy, druhý je maximální rychlost a třetí je jízda ve jmenovitém režimu. Tyto tři stavy jsem po dohodě s panem Doležalem použil pro výpočet ložisek pomocí spektra zatížení.

7.1 Maximální kroutící moment

Při rozjezdu lokomotivy bude naše převodovka nejvíce namáhána, proto kontrolní výpočty převodovky budu provádět právě v tomto stavu. Maximální kroutící moment na hřídeli motoru bude při rozjezdu $M_{kmax} = 8589 Nm$, při otáčkách motoru $n_{motoru} = 15 min^{-1}$.

7.1.1 Moment na výstupní hřídeli

Dle základního vzorce na přepočtu momentů vypočtu moment na výstupní hřídeli převodovky. Uvažuji přitom účinnost $\eta = 0,98$ [6].

$$\text{Vstupní hřídel:} \quad M_{kl} = M_{kmax} \quad (2)$$

$$\text{Výstupní hřídel:} \quad M_{kII} = M_{kl} * i_c * \eta \quad (3)$$

Tab. 2.: Maximální kroutící momenty převodovky

	Vstupní hřídel	Výstupní hřídel
Mk (Nm)	8 589	60 604

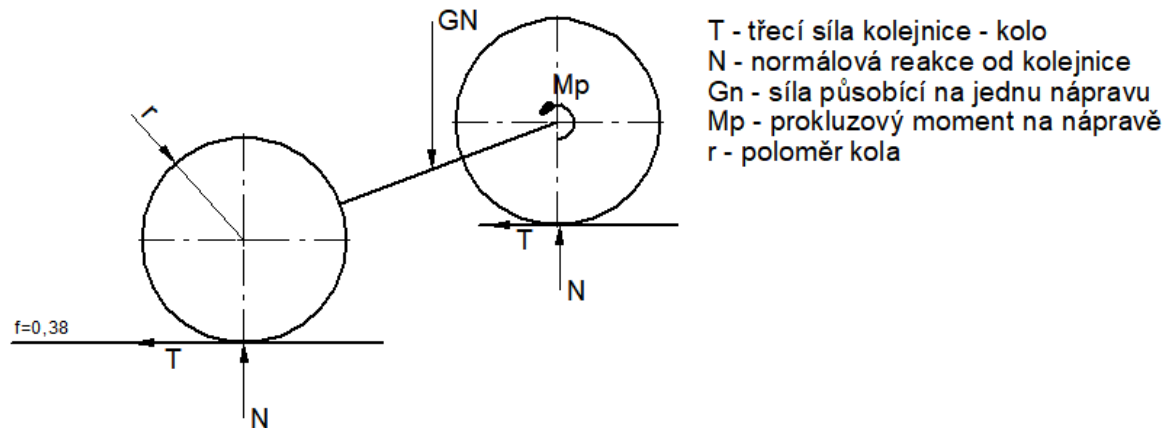
V Tab. 2 jsou znázorněny maximální kroutící momenty. V reálných podmínkách výstupní hřídel tohoto kroutícího momentu nedosáhne – maximální kroutící moment bude roven kroutícímu momentu prokluzu viz kapitola 7.3.

7.2 Zkratový moment

Zkratový moment se udává na výstupní hřídeli převodovky. Tento moment může nastat při zkratu elektromotoru, kdy se na krátkou dobu zablokují kola a převodovka tento moment musí přenést. Podle zadání práce by se tento moment měl rovnat $M_{k zkratu} = 41\,400 Nm$. Jelikož je tento kroutící moment menší než kroutící moment výstupní hřídele, nebudu tento moment uvažovat. Kontrolní výpočty budu proto provádět s kroutícím momentem výstupní hřídele.

7.3 Kontrola prokluzu

Prokluzový moment vzniká na nejdelším rameni, proto použijeme pro výpočet poloměr nového neopotřebovaného kola. Na Obr. 22 jsou vidět síly, které působí na nápravu. Prokluzový moment je na obrázku vyznačen M_p .



Obr. 22.: Schéma sil působících na nápravu

Výpočet momentu provedu z rovnice:

$$\begin{aligned}
 M_p &= 2 \cdot T \cdot r = 2 \cdot f \cdot N \cdot r = 2 \cdot f \cdot \frac{G_N}{2} \cdot r & (4) \\
 &= f \cdot m_n \cdot g \cdot r
 \end{aligned}$$

$$M_p = 0,38 \cdot 25000 \cdot 9,81 \cdot 0,630 = 58\,713 \text{ Nm}$$

V Tab. 3 jsou uvedené výsledné prokluzové momenty, které bude schopna převodovka přenést.

Tab. 3.: Prokluzové momenty na hřídelích

	Vstupní hřídel	Výstupní hřídel
M_k (Nm)	8 915	58 713

7.4 Zatížení spektrem

Zatížení spektrem se provádí z důvodu přesnějších výpočtů. Od zadavatele mám trakční charakteristiku trakčního motu pro výpočet ložisek. Z tabulky Tab. 4 získám hodnoty do spektra.

Tab. 4.: Trakční charakteristika trakčního motoru

Kroutící moment na hřídeli trakčního motoru (Nm)	Otáčky hřídele trakčního motoru (min ⁻¹)	Rychlost vozidla (kmh ⁻¹)	Poměrná doba zatížení %
8589	15	0,5	0,50
7642	562	19	20,00
6143	698	23,6	40,00
5248	817	27,6	27,00
3621	1184	40,0	5,00
2897	1480	50,0	3,00
2414	1776	60,0	2,00
2069	2072	70,0	1,00
1810	2368	80,0	0,50
1609	2664	90,0	0,50
1207	3551 (3766)	120,0	0,50

7.4.1 Finální zátěžné stavy

Definoval jsem si tři základní stavy do Tab. 5, pro které jsem vypočítal kroutící moment, otáčky a poměr, který říká, jak dlouho se bude převodovka pohybovat v daném stavu. Pomocí tohoto výpočtu dostanu co nejreálnější hodnoty a zjistím životnost ložisek. Tyto tři stavy jsem vybral z Tab. 4.

Prvním stavem je stav rozjezdový – v tomto stavu by se měla lokomotiva pohybovat 5 % jízdy. Druhý je stav maximální rychlosti, přičemž v tomto stavu by se měla lokomotiva pohybovat 2,5 % jízdy. Třetí stav je stav jmenovitý. V tomto stavu by se měla lokomotiva pohybovat 92,5 % jízdy. Procenta zatížení jednotlivých stavů jsou dána ze sečtených hodnot z Tab. 4. Jmenovitý stav je zadán od zadavatele, konkrétně se jedná o jmenovitou rychlost 19 km/h, jmenovité otáčky 562 min^{-1} a jmenovitý kroutící moment 7642 Nm. Všechny potřebné výpočty pro výpočet spektra jsou uvedeny v příloze [B].

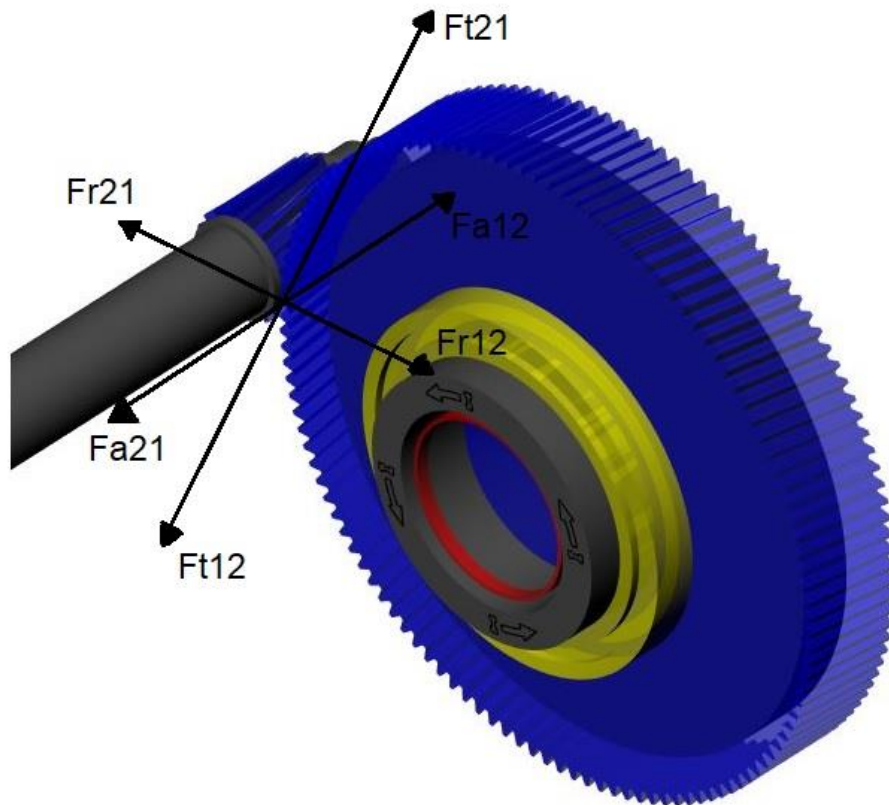
Tab. 5.: Zvolené zátěžné stavy

		$M_k[\text{Nm}]$		$n[\text{min}^{-1}]$		T[%]		km/hod	výkon
1	Rozjezd	8589	1	15	1	5	0,05	0,5	13,484
2	v_{\max}	1207	0,1405	3766	251,0667	2,5	0,025	127,2	475,726
11	$v_{\text{jmenovitá}}$	7642	0,8897	562	37,46667	92,5	0,925	19	449,482
Součet:						100	1		156,449

Tučně vytištěné hodnoty v Tab. 5 byly zadány do programu KISSsys (dále také program) pro výpočet ložisek.

8. Výpočet reakcí v ložiskách

Než začnu počítat trvanlivost ložisek, potřebuji zjistit síly v ozubení a reakci v ložiskách. Pro tento způsob výpočtu jsem zvolil výpočet na principu staticky určitého nosníku ve dvou na sebe kolmých rovinách. Ložiska na vstupní hřídeli neberu v úvahu, protože nevím, který motor bude převodovku pohánět, a nemůžu proto navrhnout vstupní ložiska. Budu proto počítat pouze ložiska na výstupní hřídeli. Výstupní hřídel bude od vstupního hřídele pod úhlem 20° . Tento úhel jsem zvolil po konzultaci ve firmě Wikov MGI a. s., a to z důvodu uchycení motoru na pastorkové hřídeli. Při výpočtů reakcí a sil budu postupovat podle [6].



Obr. 23.: Síly působící na ozubení

Dle výpočtových vztahů [6] jsem vypočítal síly z Obr. 23. Už i z obrázku je patrné, že si obě hodnoty síly budou rovný, protože akce se rovná reakce. Pro výpočet jsem použil následující vztahy:

Tečná síla:
$$F_{t21} = \frac{2 \cdot M_k}{d_{w1}} \quad (5)$$

Průměr valivé kružnice:
$$d_w = d \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_w} \quad (6)$$

Radiální síla:
$$F_{r21} = F_{t21} \frac{\tan \alpha_{nw}}{\cos \beta_w} \quad (7)$$

Axiální síla:
$$F_{a21} = F_{t21} \cdot \tan \beta_w \quad (8)$$

Úhel sklonu na provozní kružnici:
$$\beta_w = \tan^{-1} \left(\tan \beta \cdot \frac{d_w}{d} \right) \quad (9)$$

Pracovní úhel záběru v řezu:
$$\alpha_{nw} = \tan^{-1}(\cos \beta_w \cdot \tan \alpha_{tw}) \quad (10)$$

V tabulce Tab. 6 jsou uvedené vypočtené síly, které budu dále používat do výpočtů reakcí na hřídeli A.

Tab. 6.: Výsledné síly v ozubení

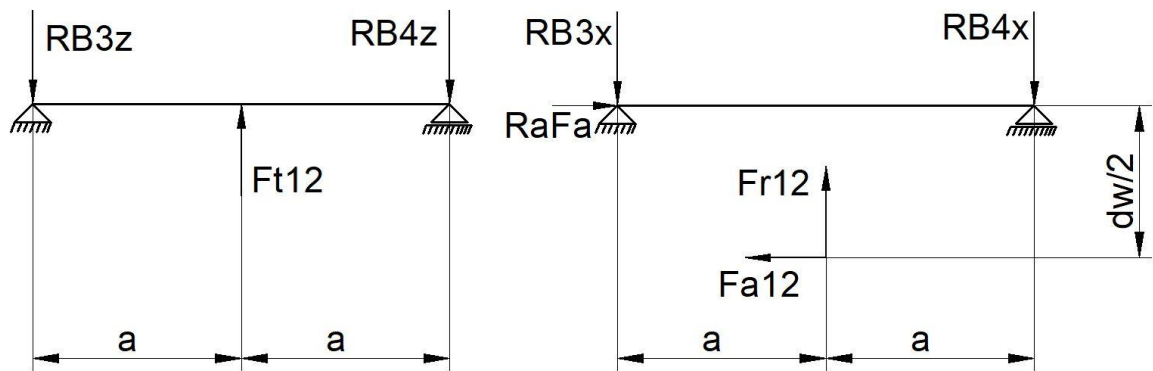
	d_{w1} [mm]	β_w [°]	α_{nw} [°]	F_{t21} [N]	F_{r21} [N]	F_{a21} [N]
Hodnota	145,048	7,980	19,605	118 130,7	43 418,6	16 602,2

8.1 Výpočet reakcí do ložisek

Na Obr. 24 je vidět působení reakcí do ložisek. Z předběžně zvolených ložisek jsem určil tyto vzdálenosti:

$$a = 101 \text{ mm}$$

$$\frac{d_w}{2} = 487,5 \text{ mm}$$



Obr. 24.: Reakce v ložiskách

Z Obr. 24 jsem odvodil rovnice, a podle nich následně spočítal reakce působící do ložisek. Detailní výpočet jsem provedl v příloze D. V Tab. 7 jsou tučně vtištěny hodnoty výsledné reakce do ložisek. Index r značí radiální sílu a index a sílu axiální.

Tab. 7.: Výsledné reakce do ložisek

	R_{B3x} [N]	R_{B3z} [N]	R_{B4x} [N]	R_{B4z} [N]	R_{B3rt} [N]	R_{B4r} [N]
Hodnota	61 778	59 065,35	-18 357,9	59 065,35	85 470,68	61 852,47

9. Volba ložisek

Při volbě ložisek jsem provedl dva kontrolní výpočty. Jeden výpočet jsem provedl analyticky a jeho kontrolní výpočet jsem provedl pomocí programu KISSsys. Tento výpočet slouží pouze ke zjištění základní životnosti ložisek. Do finálního návrhu převodovky by tento výpočet byl nedostačující, proto je druhý výpočet proveden jen v programu KISSsys se zadanými stavy viz kapitola 7.4.1.

Dle zadání by měla životnost ložisek být 6 mil. km. Podle Tab. 4 jsem vypočítal průměrnou rychlost váženým průměrem, kde je rychlost závislá na poměrné době zatížení. Výpočet jsem provedl podle následujícího vztahu:

$$v_{\text{průměrná}} = \frac{v \cdot P_{DZ}}{\sum P_{DZ}} \quad (1)$$

Vyšla mi průměrná rychlost $v_{\text{průměrná}} = 26,57 \text{ km/h}$, abych mohl určit, zda ložiska vyhovují, nebo ne, musím přepočítat 6 mil. km na hodiny. Po přepočtu mi vyšlo, že ložiska musí vydržet 451 561 hod. V tomto výpočtu jsem také uvažoval bezpečnost $K_a = 2$.

9.1 Základní životnost ložisek

Abych se co nejvíce přiblížil realitě, budu uvažovat ekvivalentní otáčky, které se dají vypočítat pomocí následujícího vztahu:

$$n_{\text{evstup}} = \frac{T_1}{100} \cdot n_1 + \frac{T_2}{100} \cdot n_2 + \frac{T_3}{100} \cdot n_3 \quad (2)$$

Při výpočtu ložisek jsem postupoval podle [6] a podle [7]. V příloze E jsem potom přiložil podrobný postup výpočtu ložisek.

V Tab. 8 jsem porovnal vypočítané životnosti analytickou metodou a v programu KISSsys. Tato základní životnost ložisek nevyhovuje. Jde o nepřesný výpočet, který neuvažuje zatěžovací stavy. Proto v kapitole 9.2. uvažuji do výpočetního programu zátěžné stavy, které jsem si určil v kapitole 7.4.1.

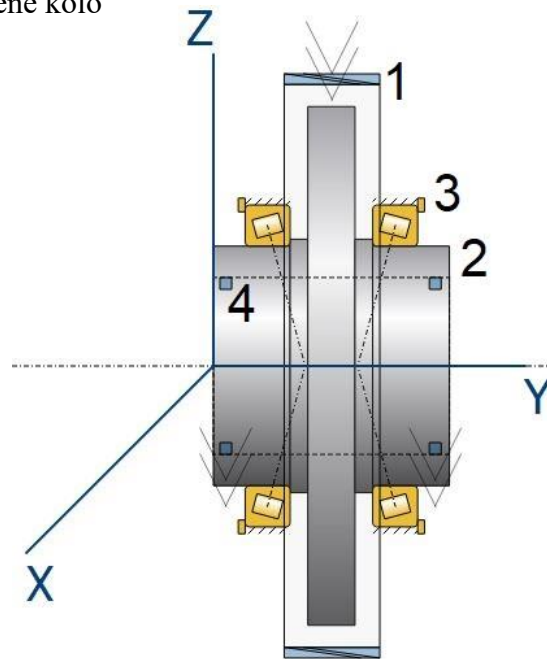
Tab. 8.: Životnost ložisek

Ložisko	B3	B4
Analytická metoda	350 008,2	786 829,7
Program KISSsys	350 008,3	786 829,6

9.2 Finální životnost ložisek

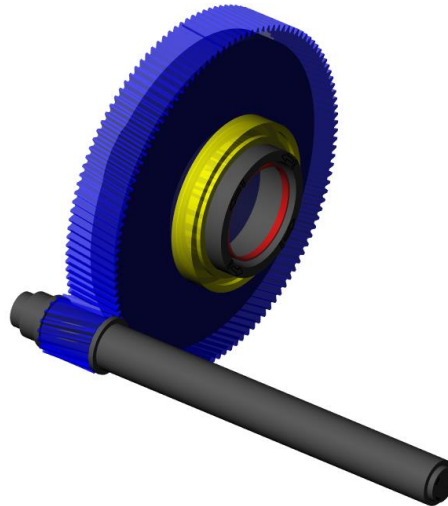
V této části jsem vypočítal životnost ložisek i s použitím zátěžných stavů. Na Obr. 25 vidíme prvotní zjednodušený návrh, do něhož jsem zadal všechny hodnoty dle zadání a dle výpočtu spektra. Tento model slouží pouze pro návrhové a kontrolní výpočty. Na obrázku můžeme vidět:

- 1 – Velké ozubené kolo
- 2 – Dutý hřídel
- 3 – Ložiska
- 4 – Podpory

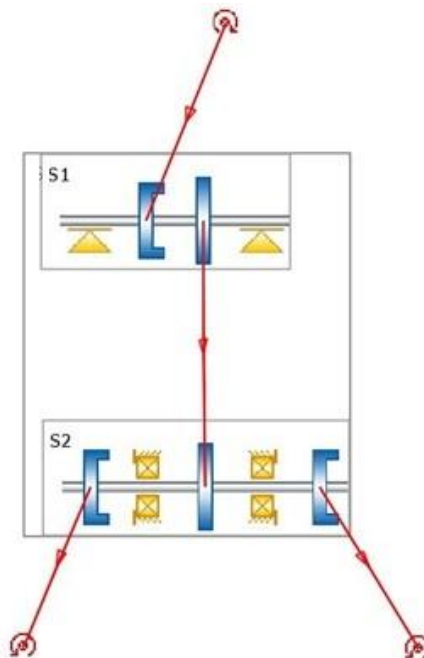


Obr. 25.: Výstupní sestava (dutý hřídel, ložiska, ozubené kolo)

Ložiska počítám pouze na výstupní hřídeli, protože vstupní hřídel je součástí elektromotoru i s ložisky. Do výpočtu zahrnuji pouze podpory, které mi umožní výpočet provést. Na Obr. 26 vidíme celou sestavu v programu, na Obr. 27 potom vidíme působení sil od podpor.



Obr. 26.: Sestava ozubení



Obr. 27.: Graf směru působení sil

V programu jsem si namodeloval průměry a délky hřídelí. Po dohodě s panem Doležalem jsem vybral palcová ložiska, a to především z důvodu většího výběru ložisek na takto velkou hřídel. Nejprve jsem zvolil 16“ ložiska od firmy TIMKEN. Bohužel mému zadání tato ložiska nevyhovovala z důvodu malé životnosti. Proto jsem také zvolil ložiska vyšší řady, která mají životnost ložisek příliš vysokou, ale ve svém návrhu jsem se s nimi rozhodl počítat. Pro lepší volbu ložisek by bylo nejlepší řešení nechat vyrobit zakázková ložiska, která by splňovala požadované hodnoty životnosti. V Tab. 9 jsou uvedeny životnosti ložisek.

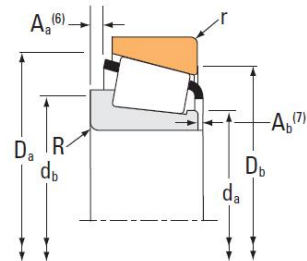
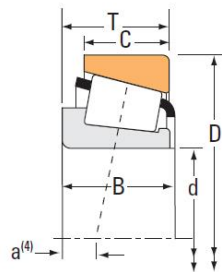
Tab. 9.: Životnost ložisek

	Ložisko B3	Ložisko B4
Životnost ložisek [hod]	995 205	2 585 432,2

Nakonec jsem se rozhodl pro ložiska od firmy TIMKEN, která nejlépe splňují mé požadavky a se kterými ve firmě Wikov MGI a. s. mají osobní zkušenosti.

Pro svou práci jsem zvolil ložisko TIMKEN EE 234160/234215–406,400 x 546,100 x 76,200 (Obr. 28) [8]

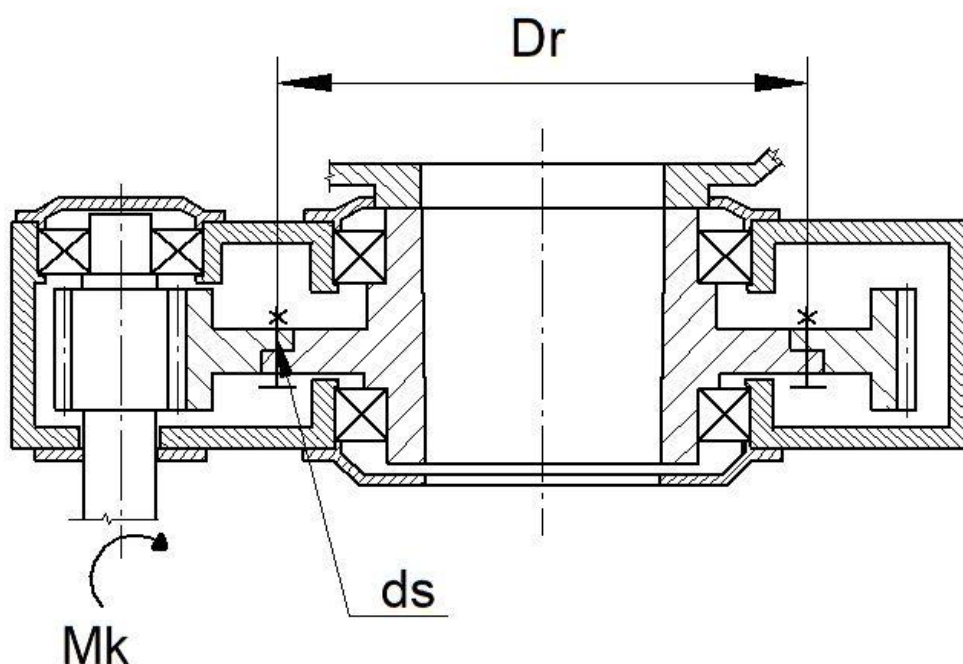
TYP TS



Obr. 28.: Ložisko TIMKEN [8]

10. Návrh a kontrola šroubů

Při návrhu ozubeného kola jsem zvolil ozubené kolo šroubované, a to zejména z praktického hlediska, protože výroba kola z jednoho kusu by byla velice nákladná, a tím pádem i neekonomická. Z toho důvodu je vyroben zvlášť náboj kola a samotné ozubené kolo a spojení je vyřešeno pomocí šroubu, jak můžeme vidět na Obr. 29. Spojení náboje a ozubeného kola jsem ověřil dvěma výpočty. Prvním je výpočet lícovaných šroubů na střiž a druhým je výpočet na kontrolu únosnosti čelních, třecích ploch přírubového spoje proti protočení. Jako zatížení jsem uvažoval maximální kroutící moment na výstupu.



Obr. 29.: Spojení velkého ozubeného kola s nábojem

10.1 Kontrola šroubů na otláčení a střiž

Při této kontrole jsem se rozhodl použít lícované šrouby ISO 7379-20-M16-70. [9] Z důvodu, že se jedná o lícované šrouby, stačí šroub kontrolovat na střiž a otláčení. Na Obr. 29 můžeme vidět roztečný průměr šroubů D_r , průměr šroubů d_s a kroutící moment M_k , počet šroubů i a délku činné části lícovaného šroubu l_1 . Šroub budu kontrolovat podle následujících vztahu:

$$\text{Otláčení: } p = \frac{2 \cdot M_S}{i \cdot d_s \cdot l_1 \cdot D_r} = \frac{2 \cdot 60604000}{2 \cdot 20 \cdot 70 \cdot 725} = 59,7 \leq 110 \text{MPa} \quad (3)$$

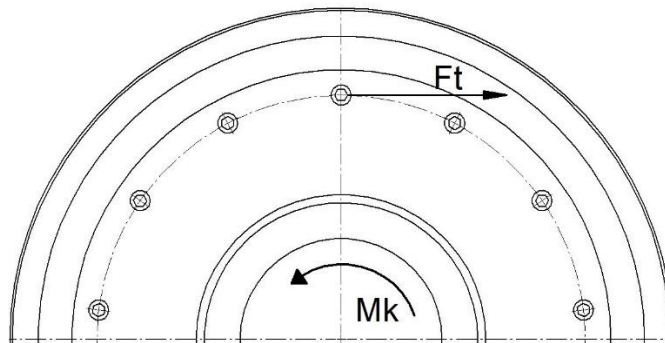
Tento výpočet na otláčení vyhovuje.

$$\text{Střih: } \tau_s = \frac{2 \cdot M_S}{i \cdot \pi \cdot d_s^2 \cdot l_1 \cdot D_r} = \frac{2 \cdot 60604000}{2 \cdot \pi \cdot 20^2 \cdot 70 \cdot 725} = 0,95 \leq 100 \text{MPa} \quad (4)$$

Tento výpočet na střih vyhovuje. Z praktického hlediska dva šrouby na tento spoj nestačí, proto bych pro tento spoj zvolil 10 šroubů.

10.2 Kontrola únosnosti čelních, třecích ploch

Dalším způsobem, kterým mohu navrhnout počet šroubů, je kontrola únosnosti čelních ploch, kde se na rozdíl od kontroly na otláčení a střih používají šrouby nelícované imbusové s vnitřním šestihranem. Tuto kontrolu jsem se rozhodl provést se šrouby DIN 912 M20x110-12.9. [10] Tento výpočet je komplikovanější než výpočet předešlý.



Obr. 30.: Působení síly na třecí plochy

Celková třecí síla mezi přírubami:

$$F_t = \frac{(M_t \cdot K_A)}{\frac{d_s}{2000}} \quad (5)$$

Potřebná přitlačná síla přírub:

$$F_n = \frac{F_t}{f_1} \quad (6)$$

Potřebná tahová síla na jeden šroub:

$$F_v = \frac{F_N}{s} \quad (7)$$

Bezpečnost vůči $R_{p0,2\%}$:

$$k = \frac{R_{p0,2\%}}{\sigma_{red}} \quad (8)$$

Potřebný utahovací moment šroubu:

$$M_u = M_z + M_h \quad (9)$$

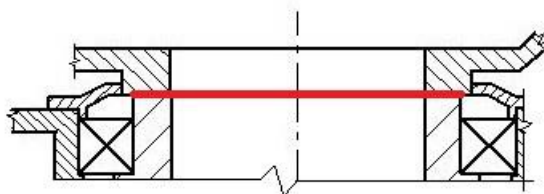
V Tab. 10 jsou uvedené základní vypočtené hodnoty, které jsou důležité při návrhu spojení ozubeného kola s nábojem. Únosnost čelních, třecích ploch je náchylnější a dva šrouby by šroubované kolo neudržely. Z mého výpočtu mi vyšlo, že potřebuji použít 15 ks šroubů DIN 912 M20x110-12.9. Utahovací moment těchto šroubů je 516,9 Nm. Podrobnější výpočet obsahuje příloha C.

Tab. 10.: Základní vypočtené hodnoty

	F_t [N]	F_n [N]	F_v [N]	K	M_u [Nm]
Hodnota	334 565,5	2 230 436,8	148 695,8	1,39	516,9

11. Návrh spojení výstupní duté hřídele s ojničkovou spojkou

Spojení výstupní duté hřídele s ojničkovou spojkou jsem vytvořil pomocí takzvaného zazubení, kdy jsou na čele hřídele a na spojce drážky. Pomocí spojení těchto drážek se kroutící moment přenáší z převodovky na ojničkovou spojku. Tohle spojení jsem zvolil z důvodu úspory prostoru. Pokud bych volil spojení nalisováním, musel bych přizpůsobit hřídel, a tím bych dosáhl mnohem větších rozměrů. Z praktického hlediska jsem poté zkontroloval výpočet pomocí Hirthova ozubení a pomocí klasického křížového zazubení. Na Obr. 31 je červenou barvou zvýrazněna část, kterou jsem pomocí zazubení spojil.



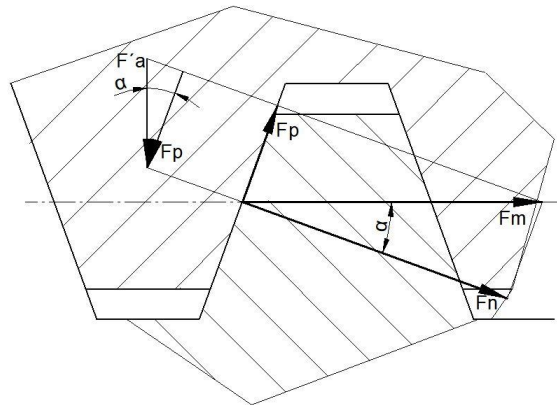
Obr. 31.: Plocha spojení zazuběním (vyznačená zeleně)

11.1 Kontrola křížového zazubení

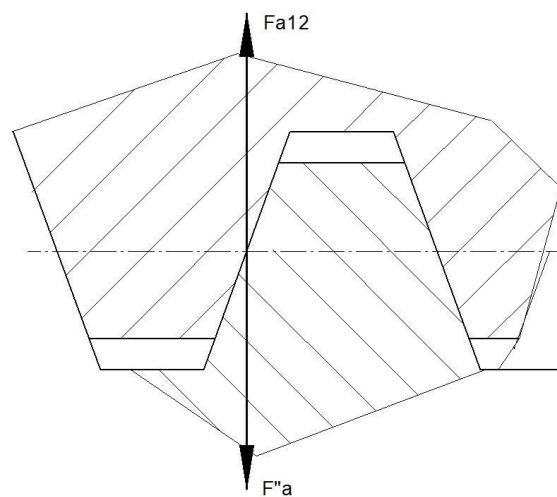
11.1.1 Výpočet axiální síly

Drážka pro tento způsob spojení pomocí křížového zazubení by měla mít úhel 20° . Tento úhel jsem zvolil na doporučení po konzultaci ve firmě Wikov MGI. a. s., kde s tímto způsobem spojení mají mnohaleté zkušenosti. Drážka se v případě daného zazubení může vyrábět normalizovaným hřebem.

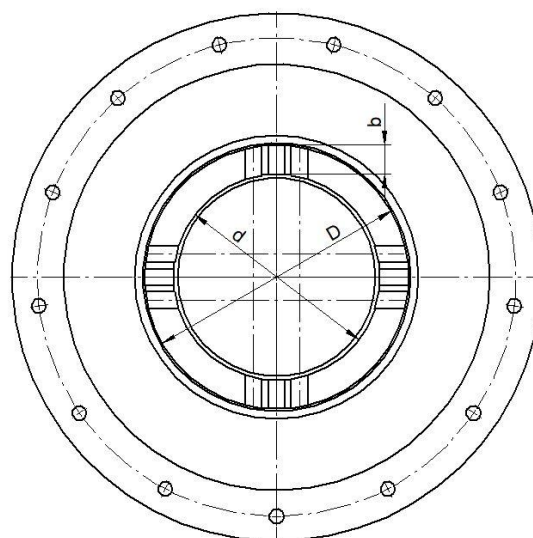
Při přenosu kroutícího momentu dochází k odtahování drážek duté hřídele a ojničkové spojky od sebe. Odtahování zabráníme přidáním axiální síly pomocí šroubů, kterými sešroubujeme obě drážky do sebe. Pro výpočet axiální síly byly odvozeny vzorce z obrázků Obr. 32 a Obr. 33. [11] Na Obr. 34 můžeme vidět křížové zazubení.



Obr. 32.: Výpočet axiální síly v zazubení od kroučícího momentu



Obr. 33.: Výpočet axiální síly v zazubení od sil v ozubení



Obr. 34.: Křížové zazubení

Výpočtové vztahy:

Střední poloměr:
$$r_s = \frac{D + d}{4} \quad (10)$$

Obvodová síla:
$$F_m = \frac{M_k}{r_s} \quad (11)$$

Axiální síla potřebná pro přenos M_k :
$$F'_a = F_m * \tan(\alpha) \quad (12)$$

Axiální síla od reakce z ozubení:
$$F''_a = F_{a12} \quad (13)$$

11.1.2 Zadané hodnoty

V Tab. 11 jsou uvedeny zadané hodnoty pro výpočet axiální síly potřebné pro přenos kroutícího momentu M_k a pro výpočet kontroly na otláčení.

Tab. 11.: Zadané a zvolené hodnoty

Název	Symbol	Jednotka	Hodnota
Velký průměr drážkování	D	[mm]	400
Malý průměr drážkování	d	[mm]	300
Maximální kroutící moment	M_k	[Nm]	60 640
Úhel záběru	α	[°]	20
Počet drážek zazubení	I	[-]	12
Aktivní výška zazubení	h	[mm]	10
Součinitel využití drážek	Ψ	[-]	0,85

11.1.3 Výsledná potřebná axiální síla

V Tab. 12 jsou uvedeny mezivýpočty a výsledná axiální síla potřebná pro přenos kroutícího momentu M_k .

Tab. 12.: Mezivýpočty a výsledná axiální síla

	r_s [mm]	F_m [N]	F'_a [N]	F_{a12} [N]
Hodnota	175	346 514,29	126 120,89	16 602

Potřebná axiální síla pro zabránění odtahování je $F'_a = 126 120,89 \text{ N}$.

11.1.4 Kontrola na otláčení

Šrouby vyvodí předpětí, které bude působit na zazubení. Kromě toho bude na zazubení též působit součet axiálních sil způsobených kroutícím momentem a vytvářených ozubenými koly. Z toho důvodu, že drážky nebudou zabírat na plné využití, jsem uvažoval stejný součinitel využití drážek Ψ jako pro rovnoboké drážkování z [5]. Dovolný tlak pro ocel s tvrzeným povrchem je dle [5] $p_D = 80 \div 130 \text{ MPa}$. Výsledné hodnoty jsou uvedené v Tab. 13. Pro výpočet tlaku použiji následující vztahy, které byly upraveny podle [5] a podle Obr. 32.: [11]

$$\text{Celková axiální síla:} \quad F_a = Q_0 \cdot i_s + F_{a12} \quad (14)$$

$$\text{Zbytkové předpětí jednoho šroubu:} \quad Q_0 \cdot i_s = \frac{F_h}{k \cdot f} \quad (15)$$

$$\text{Šířka zazubení:} \quad b = \frac{D - d}{2} \quad (16)$$

$$\text{Celkový tlak v zazubení:} \quad p = \frac{F_a}{A} = \frac{F_a}{2h \cdot \tan(\alpha) \cdot b \cdot i \cdot \Psi} \quad (17)$$

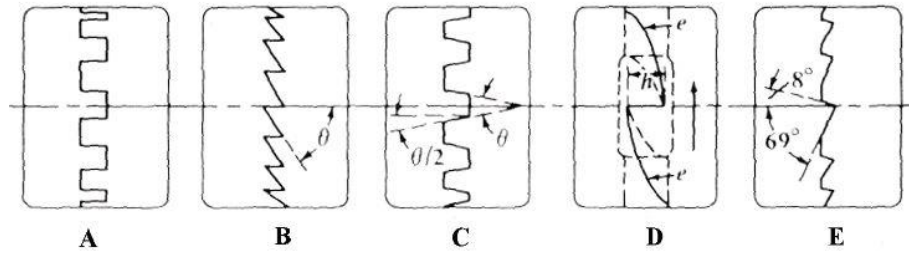
Tab. 13.: Vypočtené hodnoty

	F_a [N]	$Q_0 \cdot i_s$ [N]	p [MPa]
Hodnota	7 451 391,33	7 434 789,3	2007

Vypočítaný maximální tlak $p = 2007 \leq 130 \text{ MPa}$, mnou zvolené drážky však této kontrole nevyhovují. Tlak je příliš vysoký, a proto jsem další kontrolu provedl pomocí Hirthova ozubení.

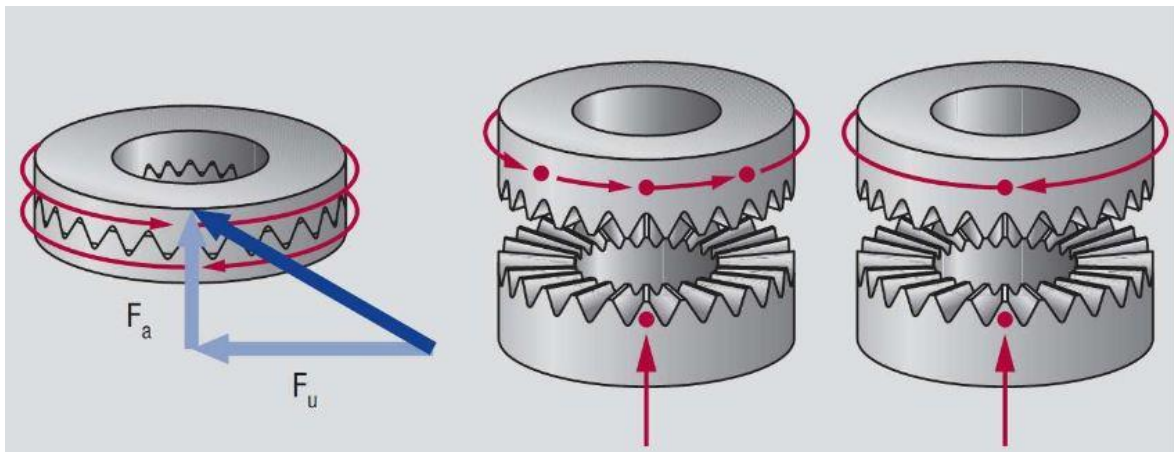
11.2 Kontrola Hirthova ozubení

Na rozdíl od křížového zazubení je Hirthovo ozubení po celé čelní části a je normalizované, a proto i snadnější na výpočet. Na Obr. 35 si můžeme povšimnout různých druhů Hirthova ozubení. Já si zvolil variantu C a jako vrcholový úhel ozubení jsem použil 60° .



Obr. 35.: Hirthovo ozubení [12]

Na Obr. 36 je znázorněno působení síly F_a , která působí do zazubení, a síly F_u , která působí kolmo na zazubení. Tento způsob zazubení je celkově méně namáhaný než zazubení křížové, protože má více drážek a spojení je po celé čelní ploše.

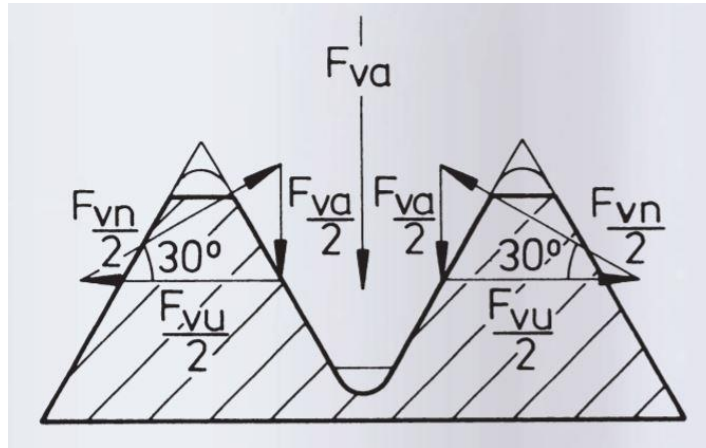


Obr. 36.: Působení sil na Hirthovo ozubení [13]

Na Obr. 37 si můžeme všimnout působení sil v ozubení. Pomocí následujících vztahů spočítám síly, které působí do zazubení [14]:

Axiální síla
$$F_a = 0,577 \cdot \frac{4 \cdot M}{D + d} \quad (18)$$

Síla působící do středu zazubení:
$$F_{va} = v \cdot \frac{2,31 \cdot M}{D + d} \quad (19)$$



Obr. 37.: Působení sil v Hirthově ozubení [14]

11.2.1 Zadané hodnoty

V Tab. 14 jsou uvedeny zadané hodnoty, které jsou potřeba pro výpočet axiální síly a kontroly na otláčení.

Tab. 14.: Zadané hodnoty

Název	Symbol	Jednotka	Hodnota
Velký průměr drážkování	D	[mm]	399
Malý průměr drážkování	d	[mm]	341
Maximální kroutící moment	M_k	[Nm]	60 640
Bezpečnostní koeficient	ν	[-]	2,5
Počet drážek zazubení	i	[-]	120
Aktivní výška zazubení	a	[mm]	4
Součinitel využití drážek	η_z	[-]	0,7
Počet šroubů na zajištění	n	[ks]	10
Průměr šroubů na zajištění	d_s	[mm]	8

11.2.2 Kontrola na otláčení

Šrouby vyvodí předpětí, které poté působí na zazubení. Z toho důvodu, že drážky nebudou zabírat na plné využití, jsem uvažoval součinitel využití drážek η . Dovolенý tlak pro ocel s tvrzeným povrchem je dle [5] $p_D = 80 \div 130 \text{ MPa}$. Pro výpočet tlaku použiji následující vztahy: [14]

Efektivní kontaktní plocha:
$$A_z = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2 - n \cdot d_s^2) \cdot \frac{1,155 \cdot i \cdot a}{\pi \cdot D} \cdot \eta_z \quad (20)$$

Tlak:
$$p = \frac{F_{va} + F_a}{A_z} \quad (21)$$

11.2.3 Zhodnocení výsledků

V Tab. 15 jsou uvedeny mezivýpočty a výsledná hodnota tlaku, který působí na Hirthovo zazubení.

Tab. 15.: Výsledné hodnoty

	F_a [N]	F_{va} [N]	A_z [mm ²]	P [MPa]
Hodnota	189 131,2	473 237,8	10 280,72	64,43

Vypočtený maximální tlak $p = 64,43 \leq 130 \text{ MPa}$, přičemž mnou zvolené drážky této kontrole vyhovují. Proto jsem na spojení duté hřídele a ojníčkové spojky zvolil tento způsob spojení.

12. Návrh skříně převodovky

V další části mé bakalářské práce se budu věnovat návrhu skříně převodovky. Během návrhu skříně jsem se řídil těmito základními požadavky:

- materiál skříně je odlitek
- skříň by se měla skládat ze dvou částí
- minimální světlost skříně je 120 mm
- tvar skříně musí být co nejbližší ozubeným dílcům, aby skříň převodovky zabírala co nejmenší místo
- u vstupu musí být příruba, která se spojí s motorem
- na skříně převodovky musí být transportní oka
- z vrchu skříně bude nahlížecí/nalévací víko převodovky
- z boku skříně bude vypouštěcí víko a olejznak
- lehká rozebíratelnost skříně

12.1 Postup návrhu skříně

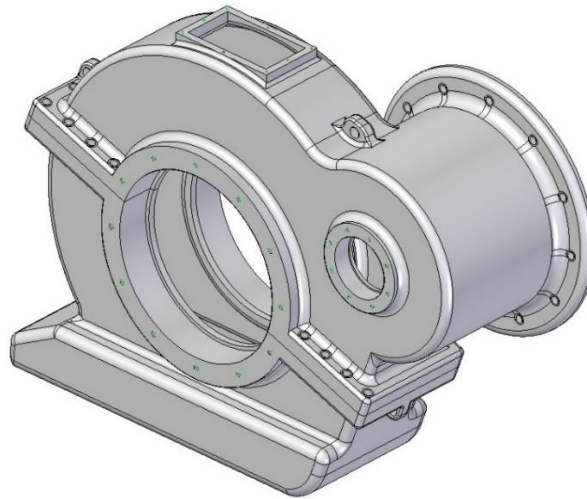
Při samotném návrhu jsem musel dbát na vyrobiteľnosť skříně a z důvodu, že skříň má být odlitek, jsem se musel také soustředit, aby tvary skříně nebyly ostré a bylo možné je odlít. Nejprve je odlita skříň, poté se obrobí dělicí roviny a plochy pro víčka a zátky, aby byl povrch rovný a měl požadovanou drsnost. Celý návrh skříně je pouze předběžný. Při detailnějším návrhu bych musel navíc uvažovat tuhost, pevnost, hlučnost, mazání, chlazení, žebrování skříně a provést MKP výpočty skříně.

Skříň se skládá ze dvou částí se šikmou dělicí rovinou. Tato dělicí rovina neprochází osami ozubených dílců, jak je zvykem při běžném návrhu převodových skříní. Prochází pouze osou duté hřídele a velkého ozubeného kola, jak můžeme vidět na Obr. 38 a Obr. 39. Tuto dělicí rovinu jsem zvolil z důvodu lepší montáže a manipulace při nutnosti revize nebo zjištění problémů v převodovce přímo na lokomotivě. Při demontáži je možné demontovat zvlášť ozubené kolo s dutou hřídelí a nalisovaný pastorek společně s motorem. Demontáž převodovky a motoru zvlášť by byla komplikací, protože motor je ložiskován na vstupní hřídeli, na níž je nalisován pastorek převodovky. Z toho důvodu je také nutno zajistit spojení převodovky a motoru. Spojení zajistím připojovací přírubou, která je na vstupu převodovky.

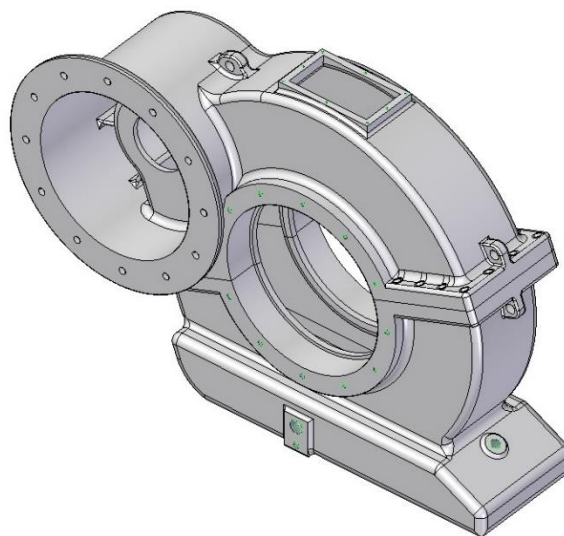
Tloušťku stěn převodovky jsem navrhl 15 mm. Z důvodu dodržení světlosti skříně jsem pro nejnižší položené místo, kde se nachází výpustní otvor, navrhl tloušťku skříně 10 mm. Některé části skříně musí mít naopak zesílený plášť jako například oblast kolem ložisek nebo límec skříně, který spojuje dolní a vrchní část skříně.

Při návrhu skříně jsem kopíroval profil ozubeného kola, aby zbytečně nevznikala prázdná místa. Spodní část skříně je rozšířena z důvodu lepší stability převodovky a možnosti prostornější olejové lázně.

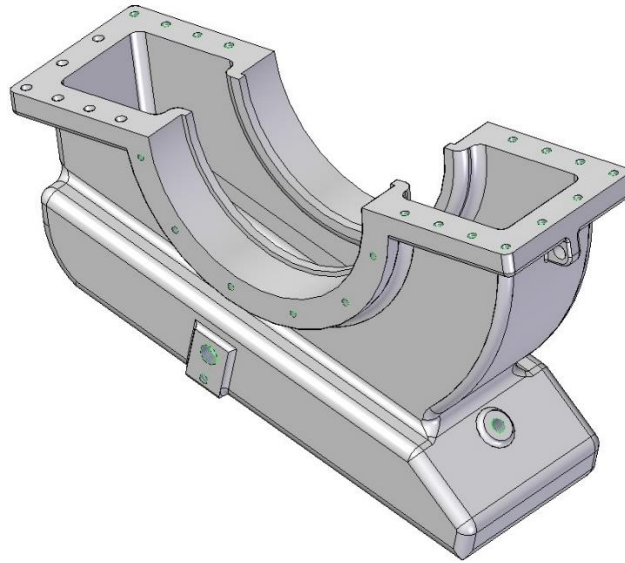
Na Obr. 40 je vidět spodní část skříně a na Obr. 41 můžeme vidět její vrchní část. Tyto dvě části se následně spojí za použití imbusových šroubů M20.



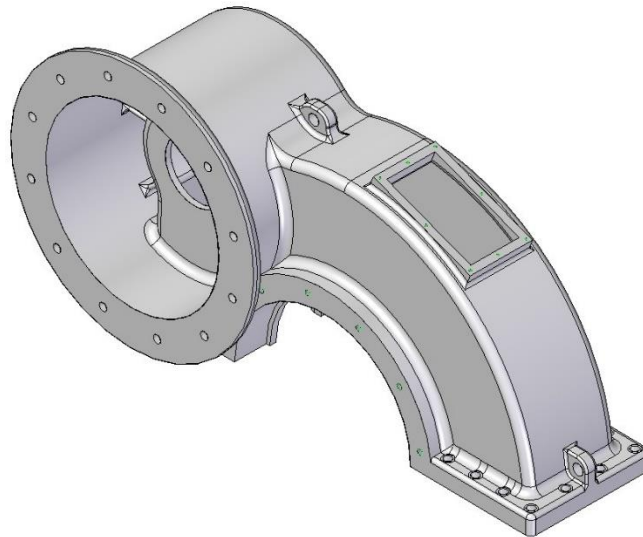
Obr. 38.: Pravý boční pohled na model převodovky



Obr. 39.: Levý boční pohled na model převodovky



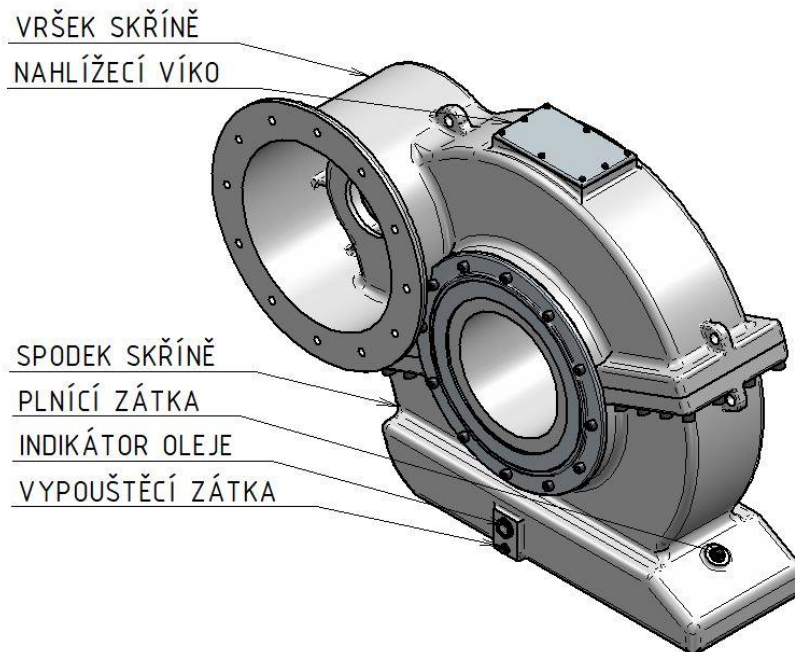
Obr. 40.: Spodní část skříně



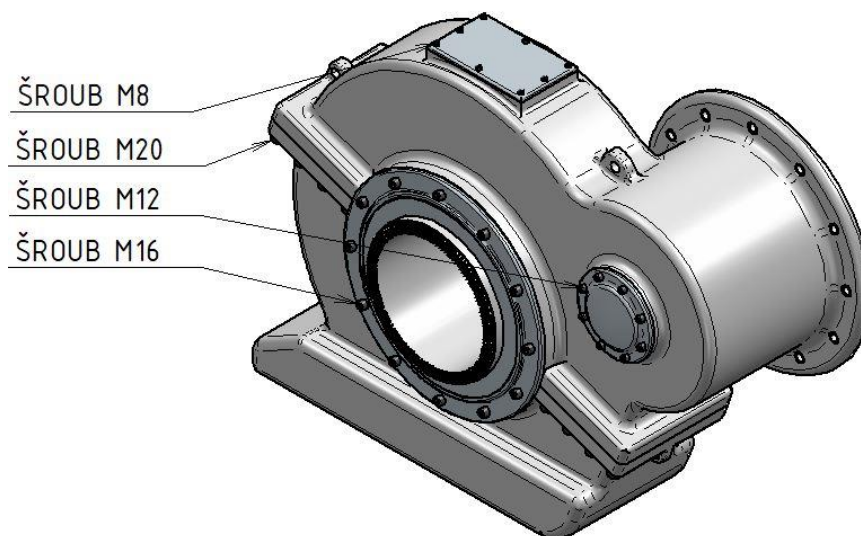
Obr. 41.: Vrchní část skříně

13. Celková sestava převodovky

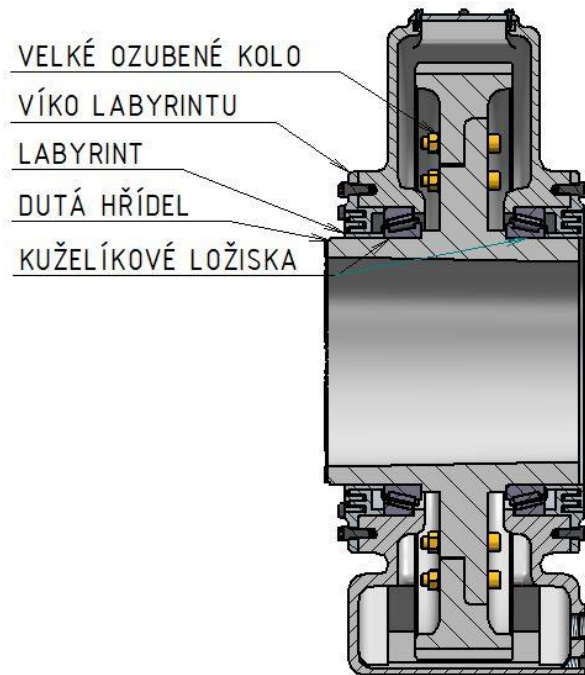
Na Obr. 42 a Obr. 43 je znázorněna celková sestava převodovky. Ve vstupní části by se navíc nacházel navržený hřídel s kuželovou plochou, který by se nalisovala do pastorku. Tento způsob řešení je zde navržen z důvodu větší životnosti motoru než pastorku, proto se při výměně nahradí pouze pastorek a nalisovaná hřídel v motoru zůstane. Dále je na obrázcích vidět spojení spodní a horní části převodovky a také zakrytování výstupních otvorů víčky. Na Obr. 44 můžeme vidět řez ozubeným kolem.



Obr. 42.: Pravý boční pohled na sestavu převodovky



Obr. 43.: Levý boční pohled na sestavu převodovky



Obr. 44.: Řez ozubeným kolem

14. Návrh utěsnění hřídelů

Při návrhu těsnění je důležité dodržet údaje o životnosti zadané od zadavatele. Těsnění hřídelů musí mít minimální životnost stejnou jako ložiska, aby při se výměně ložisek současně dala vyměnit i těsnění.

Utěsnění je nepostradatelnou součástí konstrukce převodovek a má zásadní vliv na výkonnost systému. Životnost a spolehlivost těchto zdánlivě jednoduchých součástí může výrazně poznamenat celé výrobky a postupy. Hřídelová těsnění jsou určena k utěsnění mezery mezi rotující a nepohyblivou částí, nebo mezi dvěma díly, které vykonávají relativní pohyb. Úkolem těsnění je: [15]

- Zadržet mazivo
- Zabránit průniku nečistot
- Oddělit dvě média
- Utěsnit při působení tlaku

Vzhledem k tomu, že mnou navržená převodovka bude aktivní v náročném prostředí (zima, venkovní prostředí, sníh), je utěsnění převodovky jedním ze zásadních konstrukčních prvků.

14.1 Rozdělení těsnění

1) Kontaktní těsnění

- Hřídelové těsnicí kroužky (gufero)
- Kazetová těsnění
- Axiální hřídelové těsnicí kroužky
- Mechanická těsnění
- V-kroužky

2) Bezkontaktní těsnění

- Labyrintové těsnění

14.1.1 Hřídelové těsnicí kroužky

Hřídelové těsnicí kroužky (Obr. 45) se používají mezi rotujícími a nepohyblivými díly stroje, nebo mezi dvěma díly ve vzájemném pohybu. Skládají se ze dvou hlavních částí:

- Válcový vnější povrch z ocelového plechu nebo elastomeru umožňuje dosáhnout požadovaného přesahu a zajišťuje statické utěsnění v díře tělesa.
- Těsnicí břit z elastomeru nebo termoplastu dynamicky a staticky těsní proti povrchu hřídele [15]



Obr. 45.: Hřídelový těsnicí kroužek (Gufero) [15]

14.1.2 Kazetová těsnění

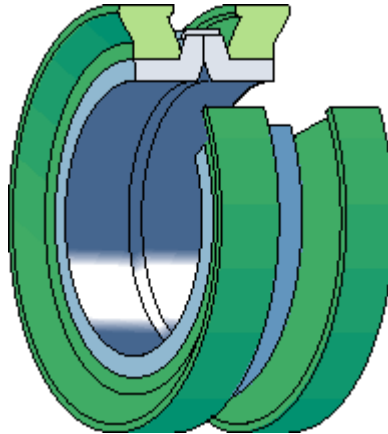
Kazetová těsnění (Obr. 46) jsou zcela uzavřené těsnicí systémy s ucelenou těsnicí soustavou, fungující jako zábrana proti úniku oleje, ochrana proti vnikání prachu a jiných nečistot z vnějšího prostředí do těsněného systému, a také jako ochrana proti nadměrnému opotřebení. Kazetová těsnění jsou průběžně optimalizována s ohledem na vynikající zadržování plastického maziva nebo oleje a maximální ochranu proti kapalným i pevným nečistotám. [15]



Obr. 46.: Kazetové těsnění [15]

14.1.3 Mechanické těsnění

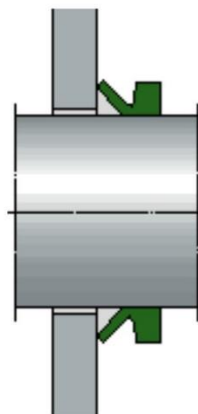
Mechanické těsnění (Obr. 47) je typ těsnění, jež je vhodné použít v náročných provozních podmínkách, avšak při malých obvodových rychlostech. Těsnění zabraňuje pronikání pevných a kapalných nečistot a nepropouští mazivo ven ze systému. [15]



Obr. 47.: Mechanická těsnění [15]

14.1.4 V – kroužky

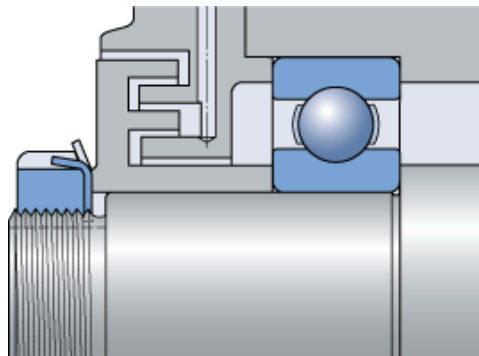
V-kroužky (Obr. 48) jsou celopryžová axiální beztlaká těsnění rotačních dílů a ložisek. Je možné je použít v širokém rozsahu aplikací a často se používají jako druhá přídavná těsnění. Jejich hlavní předností je montáž, která je snadno proveditelná, neboť jsou konstruovány bez jakékoli tkaninové či kovové výztuhy. Jsou tedy snadno vyměnitelné, což je jedna z jejich cenných vlastností. [15]



Obr. 48.: V – kroužek [15]

14.1.5 Labyrintové těsnění

V případě labyrintového těsnění je stacionární díl připevněn na skříni převodovky a rotor je nasazen na hřídel a rotuje společně s hřídelí. Labyrintové těsnění (Obr. 49) se vyznačuje složitou cestou s náhlými změnami směru, které mají zabránit úniku maziva do okolí a vniknutí nečistot do systému. V prostoru cest se vytváří turbulentní proudění, jež pomáhá nečistoty vylučovat. Labyrintové těsnění má dlouhou životnost a je cenově nejméně příznivé. [16]



Obr. 49.: Labyrintové těsnění [15]

14.2 Finální výběr těsnění

Jako nejvhodnější těsnění hřídelí jsem zvolil labyrintové těsnění, a to zejména z důvodu dlouhé životnosti a odolnosti vůči nepříznivých podmínek provozu. Z důvodu komplikovaného návrhu labyrintu provedu pouze jeho zjednodušený návrh.

15. Závěr

V první části své bakalářské práce jsem zpracoval návrhy pohonů lokomotivy. Ze zpracovaných řešení jsem následně pro konečný koncept vybral pohon s kloubovým dutým hřídelem objímacím nápravu. Tento koncept se jevil jako nejlepší vzhledem k zadání a dodržení vývojového trendu převodovek.

Výhodou tohoto konceptu je uložení převodovky na duté hřídeli a spojení pomocí duté hřídele Hirthovým ozubením s vícejنيčkovou spojkou. Tento způsob uložení eliminuje neodpružené hmoty a rázy od tratě. Výhodná je zároveň nižší hlučnost a vyšší životnost komponentů. Nevýhodou je naopak vyšší pořizovací cena a větší počet komponentů.

V samotném návrhu převodovky jsem zvolil lomenou osu, kde je vstupní pastorek umístěn výše než velké ozubené kolo. Velká výhoda lomené osy spočívá ve zvolení vyšší osové vzdálenosti, a z toho důvodu i možnosti použití větších a užších ozubených kol. Je požadováno, aby převodovka zabírala co nejméně místa, a proto je také převodovka ložiskována přímo na elektromotor. Na vstupní části převodovky se nachází příruba, která je spojena s elektromotorem.

Pro usnadnění montáže a demontáže jsem zvolil šikmou dělicí rovinu, která umožňuje demontáž přímo na lokomotivě bez rozlisování převodovky a motoru. Samotný návrh skříně je pouze základní, pro detailnější a praktický návrh skříně bych musel uvažovat tuhost, pevnost, hlučnost, chlazení a mazání skříně. Také bych potřeboval vědět, v jakých podmínkách bude převodovka jezdit, abych mohl navrhnout přesné utěsnění hřídelů a modifikovat skříně. V případě těsnění hřídelů jsem navrhl labyrintové těsnění, které nejvíce vyhovuje danému použití.

Nejprve jsem navrhl spektrum využití jednotlivých zátěžných stavů, které jsem zadal do programu KISSsoft a KISSsys. Pro přesnější výpočet by bylo potřeba zvolit více zátěžných stavů, které by lépe simulovaly zatížení převodovky. Zjednodušený kontrolní výpočet ložisek jsem vypracoval v příloze E, složitější výpočet jsem provedl v programu KISSsys. Dalším kontrolním výpočtem byl výpočet šroubů na spojení náboje a velkého ozubeného kola. Také jsem navrhl Hirthovo ozubení na spojení duté hřídele s vícejنيčkovou spojkou.

Všechny provedené výpočty vyhovují, převodovka splňuje základní rozměrové požadavky i zadání zadané zadavatelem.

16. Použitá literatura

- [1] O Wikovu. *Wikov* [online]. Praha: Wikov Industry, 2018 [cit. 2018-06-08]. Dostupné z: <https://www.wikov.com/cs/o-nas/o-wikovu>
- [2] LATA, Michael. *Konstrukce kolejových vozidel II*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2004. ISBN 80-7194-696-6.
- [3] KOLÁŘ, Josef. *Studijní podklady k předmětu převody*, web: studium.fs.cvut.cz
- [4] Přehledy materiálů. *Bohdan Bolzano* [online]. Kladno: Bohdan Bolzano, s.r.o, 2018 [cit. 2018-04-04]. Dostupné z: <https://www.bolzano.cz>
- [5] BEDNÁŘ, Bohumír, Jan ŠANOVEC, Jan ČERMÁK a Ladislav MICHÁLEK. *Technologičnost konstrukce I*. Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, 2005. ISBN 80-01-03268-X.
- [6] KUGL, Otmar, Jiří HOUKAL, Pavel TOMEK a Jiří ZÝMA. *PROJEKT-III.ročník*. Druhé. ČVUT v Praze: ČVUT, 2005. ISBN 80-01-03205-1.
- [7] DRASTÍK, František. *Strojírenské tabulky pro konstrukci - 1 díl*. Druhé doplněné vydání. Ostrava: Montanex, 1999. ISBN 80-85780-95-X.
- [8] Katalog ložisek TIMKEN. *Arkov* [online]. Slatiňany: Arkov, spol. s r.o., 2018, 2018 [cit. 2018-03-27]. Dostupné z: www.arkov.cz/katalogy-ke-stazeni
- [9] Lícované šrouby. *Elesa + GANTER* [online]. Praha: ELESA+GANTER CZ, 2018 [cit. 2018-04-02]. Dostupné z: <https://www.elsa-ganter.cz/vyrobky/strojni-prvky/skupina/iso-7379>
- [10] Šroub s vnitřním šestihranem. *ProPrumysl* [online]. Brno: ProPrumysl.cz, 2018 [cit. 2018-04-04]. Dostupné z: <https://proprumysl.cz/sroub-imbus-din-912-m20x110-12-9/>
- [11] KROULÍK, Tomáš. *Návrh 2st převodovky pro pohon podvozku elektrické motorové jednotky EMU dle prostorového omezení a pro požadované výkonové parametry*. Praha, 2012. Bakalářská práce. ČVUT v Praze.
- [12] Hirth gear and other coupling gears. *Tandwielabrieken B.V.* [online]. Nizozemsko: [dainamics.nl](http://www.tandwiel.info/en/gears/hirth-gear-and-other-coupling-gears/), 2018 [cit. 2018-04-13]. Dostupné z: <http://www.tandwiel.info/en/gears/hirth-gear-and-other-coupling-gears/>
- [13] Hirth Rings. *Voith GmbH* [online]. Německo: Voith, 2017 [cit. 2018-04-13]. Dostupné z: <http://voith.com/corp-en/hirth-couplings/hirth-rings.html>
- [14] Hirth crown gears. *ROHM driven by technology* [online]. Atlanta (US): RÖHM, 2018 [cit. 2018-04-14]. Dostupné z: <http://www.rohm-products.com/index.php?id=home0&L=1>
- [15] Těsnění. *SKF* [online]. Praha: SKF CZ, 2018 [cit. 2018-06-08]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/seals/index.html>

17. Seznam příloh

- [A] Podrobné zadání
- [B] Výpočet spektra
- [C] Kontrola únosnosti čelních, třecích ploch
- [D] Výpočet reakcí do ložiska
- [E] Výpočet ložisek
- [F] Rozměrový výkres (nakresleno dle standardů firmy Wikov MGI a.s.)
- [G] Výrobní výkres pastorku
- [H] Výrobní výkres ozubeného kola
- [I] Výpočty z KISSsysu (pouze elektronická příloha)

18. Seznam obrázků

Obr. 1.: Pohon tlapovým motorem [2]	5
Obr. 2.: Klasické provedení s kluznými ložisky na nápravě [3].....	6
Obr. 3.: Jedno z možných řešení tangenciálního vypružení [2]	6
Obr. 4.: Pohon dutým hřídelem objímácím nápravu [2]	7
Obr. 5.: Příčná vazba trakčního motoru na vozidlovou skříň (Kasten=skříň) [2]	7
Obr. 6.: Pohon kloubovým hřídelem uloženým v dutině rotoru [2].....	8
Obr. 7.: Příčný pohon s odpruženým trakčním motorem a částečně odpruženou nápravovou převodovkou [3]	8
Obr. 8.: Pohon kloubovým dutým hřídelem objímácím nápravu [2]	9
Obr. 9.: Dutá hřídel zavěšena na výstupní hřídeli převodovky a jednom kole dvojkolí [3]..	9
Obr. 10.: Pohon kloubovým hřídelem uloženým vně rotoru [2]	10
Obr. 11.: Motor s příčnou osou rotace [2]	11
Obr. 12.: Motor s podélnou osou rotace s motorem mezi nápravami [2].....	11
Obr. 13.: Motor s podélnou osou rotace mimo podvozek uloženým na skříni [2].....	12
Obr. 14.: Návrh uspořádání pohonu	13
Obr. 15.: Zástavbové a úchytné rozměry.....	16
Obr. 16.: Pásky prokalitelnosti materiálu 18CrNiMo7-6 [4].....	17
Obr. 17.: Popouštěcí křivka materiálu 18CrNiMo7-6 [4]	17
Obr. 18.: Křivky prokalitelnosti materiálu 34CrMo4 [4].....	18
Obr. 19.: Popouštěcí křivka materiálu 34CrMo4 [4].....	18
Obr. 20.: Vliv tloušťky stěny na mez kluzu litiny s kuličkovým grafitem [5]	19
Obr. 21.: Schematicky nakreslené hlavní části.....	20
Obr. 22.: Schéma sil působících na nápravu	23
Obr. 23.: Síly působící na ozubení	26
Obr. 24.: Reakce v ložiskách	28
Obr. 25.: Výstupní sestava (dutý hřídel, ložiska, ozubené kolo).....	30
Obr. 26.: Sestava ozubení	31
Obr. 27.: Graf směru působení sil	31
Obr. 28.: Ložisko TIMKEN [8].....	32
Obr. 29.: Spojení velkého ozubeného kola s nábojem	33
Obr. 30.: Působení síly na třecí plochy.....	34
Obr. 31.: Plocha spojení zazubením (vyznačená zeleně)	36

Obr. 32.: Výpočet axiální síly v zazubení od kroutícího momentu	37
Obr. 33.: Výpočet axiální síly v zazubení od sil v ozubení	37
Obr. 34.: Křížové zazubení	37
Obr. 35.: Hirthovo ozubení [12]	40
Obr. 36.: Působení sil na Hirthovo ozubení [13]	40
Obr. 37.: Působení sol v Hirthově ozubení [14]	41
Obr. 38.: Pravý boční pohled na model převodovky	44
Obr. 39.: Levý boční pohled na model převodovky	44
Obr. 40.: Spodní část skříně	45
Obr. 41.: Vrchní část skříně	45
Obr. 42.: Pravý boční pohled na sestavu převodovky	46
Obr. 43.: Levý boční pohled na sestavu převodovky	46
Obr. 44.: Řez velkým ozubeným kolem	47
Obr. 45.: Hřídelový těsnící kroužek (Gufero) [15]	49
Obr. 46.: Kazetové těsnění [15]	49
Obr. 47.: Mechanická těsnění [15]	50
Obr. 48.: V – kroužek [15]	50
Obr. 49.: Labyrintové těsnění [15]	51

19. Seznam tabulek

Tab. 1.: Návrh variant ozubení	21
Tab. 2.: Maximální kroutící momenty převodovky.....	22
Tab. 3.: Prokluzové momenty na hřídelích.....	23
Tab. 4.: Trakční charakteristika trakčního motoru	24
Tab. 5.: Zvolené zátěžné stavy	25
Tab. 6.: Výsledné síly v ozubení	27
Tab. 7.: Výsledné reakce do ložisek	28
Tab. 8.: Životnost ložisek	29
Tab. 9.: Životnost ložisek	32
Tab. 10.: Základní vypočtené hodnoty	35
Tab. 11.: Zadané a zvolené hodnoty.....	38
Tab. 12.: Mezivýpočty a výsledná axiální síla	38
Tab. 13.: Vypočtené hodnoty	39
Tab. 14.: Zadané hodnoty	41
Tab. 15.: Výsledné hodnoty.....	42

Příloha A – Podrobné zadání

Zadání od zákazníka na převodovku do elektrické lokomotivy dálkových nákladních vlaků.

Popis požadovaného parametru		Jednotka	Požadovaná hodnota
Jmenovitý rozměr pojezdového kola hnacího dvojkolí	Nový	mm	1250
	Opotřebený		1160
Jmenovitý výkon na hřídeli trakčního motoru (19 kmh-1 a více)		kW	450
Maximální kroutící moment na hřídeli motoru při rozjezdu		Nm	8589
Jmenovitý kroutící moment na hřídeli motoru (19 kmh-1)		Nm	7642
Kroutící moment na hřídeli motoru při zkratu		Nm	41400
Otáčky motoru	Maximální, při testování vozidla (průměr kola 1250 mm, 132 kmh-1)	min-1	3766
	Při maximální provozní rychlosti (průměr kola 1205 mm, 120 kmh-1)		3551
	V režimu jmenovitého zatížení (průměr kola 1205 mm; 19 kmh-1)		562
Převodový poměr			6,72
Rychlost ve jmenovitém režimu		kmh-1	19
Konstrukční rychlost (při průměru kola 1160 mm)		kmh-1	120
Maximální rychlost při testech vozidla		kmh-1	132
Minimální světlost skříně převodovky nad TK při nových kolech (1250 mm)		mm	120
Pohyby primárního vypružení podvozku (dynamické)	- X (podélně)	mm	±2
	- Y (příčně)	mm	±8
	- Z (svisle)	mm	±25
Maximální svislý pohyb rámu podvozku směrem dolů (havarijní režim)		mm	mínus 40

Popis požadovaného parametru	Jednotka	Požadovaná hodnota
Roční proběh vozidla	km	225000
Zatížení nápravy	tun	25±0,5
Maximální tažná síla vozidla při rozjezdu	kN	93,9
Tažná síla vozidla ve jmenovitém režimu (19 kmh-1)	kN (tun)	83,6 (8,54)
Tažná síla vozidla při konstrukční rychlosti vozidla	kN (tun)	13,2 (1,35)
Zbytková nevyvaha rotoru trakčního motoru	gcm	90
Maximální výkon elektrické brzdy na hřídeli motoru	kW	450
Maximální brzdná síla vozidla	kN	59
Objem chladicího vzduchu na jeden motor	m ³ /min	80 ⁺⁵
Rozchod dvojkolí	mm	1580
Min. životnost ozubených dílů	mil.km	3,0
Min. životnost ložisek uložení pastorku	mil.km	3,0
Min. životnost ložisek uložení nápravy v převodovce	mil.km	6,0
Min. životnost spojky mezi motorem a převodovkou	mil.km	3,0
Zatížení vibracemi		
Sinusové vibrace:		
Frekvence Hz		od 0,5
Maximální amplituda zrychlení ms ⁻²		do 100 150 (15)
Rázy		
Maximální amplituda zrychlení ms ⁻²		300 (30)
Špičkové rázy		
Maximální amplituda zrychlení	ms ⁻²	600
Maximální hmotnost převodovky včetně nápravy a spojky	kg	1850

Trakční charakteristika trakčního motoru pro výpočet ložisek:

Krouticí moment na hřídeli trakčního motoru (Nm)	Otáčky hřídele trakčního motoru (min-1)	Rychlost vozidla (kmh-1)	Poměrná doba zatížení %
8589	15	0,5	0,50
7642	562	19	20,00
6143	698	23,6	40,00
5248	817	27,6	27,00
3621	1184	40,0	5,00
2897	1480	50,0	3,00
2414	1776	60,0	2,00
2069	2072	70,0	1,00
1810	2368	80,0	0,50
1609	2664	90,0	0,50
1207	3551	120,0	0,50

Příloha B – Výpočet spektra

převod		6,72							
		M _k (Nm)		n (min ⁻¹)		T (%)		km/hod	výkon
1	rozjezd	8589	1	15	1	5	0,05	0,5	13,4835165
4	v _{max}	1207	0,140529	3766	251,0667	2,5	0,025	127,2	475,726007
5	jízda (S1)	7642	0,889743	562	37,46667	92,5	0,925	19,0	449,482365
Hodnoty při rozjezdu						100	1	156,448648	
		M_k	8589	Nm					
		n	15	min⁻¹					
		P	13,48352	kW					

Zadání:

Nová kola	1250 mm	Průměr	1205 mm
Opotřebená kola	1160 mm		
Průměrná rychlost	26,5745 km/hod		
Max. opotřebená kola	1160 mm		
Bezpečnost	2		
Požadovaná životnost	6000000 km		
Převod	6,72		
Zatížení na nápravu	25 t		
Koef. tření kolo kolejnice	0,38		
Požadovaná živ. ložisek	451561 hod		
Prokluz kola na kolejnici	58247 Nm	Moment na vstupu	8667,69 Nm

Výpočet poměrů kroutících momentů:

Rozjezd:

$$M_{kR} = \frac{M_{k \text{ rozjezd}}}{M_{k \text{ max}}} = \frac{8589}{8589} = 1 \text{ Nm}$$

$$n_R = \frac{n_{\text{rozjezd}}}{n_{\text{rozjezd}}} = \frac{15}{15} = 1 \text{ min}^{-1}$$

Maximální rychlost:

$$M_{kv} = \frac{M_{k \text{ max } v}}{M_{k \text{ max}}} = \frac{1207}{8589} = 0,140529 \text{ Nm}$$

$$n_v = \frac{n_{\text{max } v}}{n_{\text{rozjezd}}} = \frac{3766}{15} = 251,0667 \text{ min}^{-1}$$

Jmenovitá jízda:

$$M_{kv} = \frac{M_{k \text{ jízda (s1)}}}{M_{k \text{ max}}} = \frac{7642}{8589} = 0,889743 \text{ Nm}$$

$$n_v = \frac{n_{\text{jízda (s1)}}}{n_{\text{rozjezd}}} = \frac{562}{15} = 37,46667 \text{ min}^{-1}$$

Příloha C – Kontrola únosnosti čelních, třecích ploch

Název		Hodnota	Jednotka
Reakční třecí moment (maximální moment)	Mt	60 640	Nm
Přetížení (bezpečnost)	Ka	2	
Roztečná kružnice šroubů	ds	725	mm
Součinitel tření mezi přírubami	f1	0,15	
Počet šroubů	s	15	ks
Velikost šroubů	M	20	
Pevnostní třída šroubu		12.9	
Stoupání závitu	p	2,5	mm
Velikost hlavy šroubu	D	30	mm
Efektivní součinitel smykového tření v závitu	f2'	0,13	
Součinitel smykového tření hlava/podložka	f3	0,15	

Celková třecí síla mezi přírubami:

$$F_t = \frac{(M_t \cdot K_A)}{\frac{d_s}{2000}} = \frac{(60640 \cdot 2)}{\frac{725}{2000}} = 334\,565,5 \text{ N}$$

Potřebná přítláčná síla přírub:

$$F_n = \frac{F_t}{f_1} = \frac{334\,565,5}{0,15} = 2\,230\,436,8 \text{ N}$$

Potřebná tahová síla na jeden šroub:

$$F_V = \frac{F_n}{s} = \frac{2\,230\,436,8}{15} = 148\,695,8 \text{ N}$$

Mez kluzu (smluvní):

$$R_{p0,2\%} = 1100 \text{ MPa} \Rightarrow \text{pro pevnost šroubu 12,9}$$

Dovolené napětí v tahu:

$$\sigma_{SD} = 0,8 \cdot R_{p0,2\%} = 0,8 \cdot 1100 = 880 \text{ MPa}$$

Střední průměr závitu:

$$d_2 = M20 - (0,6495 \cdot p) = 20 - (0,6495 \cdot 2,5) = 18,37625 \text{ mm}$$

Průmět nosného průřezu šroubu:

$$A_j = \pi \cdot (M20 - (1,2268 \cdot p))^{\frac{2}{4}} = \pi \cdot (20 - (1,2268 \cdot 2,5))^{\frac{2}{4}} = 225,19 \text{ mm}^2$$

Skutečné tahové napětí ve šroubu:

$$\sigma_s = \frac{F_v}{A_j} = \frac{148\,695,8}{225,19} = 660,3 \text{ MPa}$$

Skutečné napětí v krutu šroubu:

$$\tau_s = M_z \cdot \frac{1000}{\pi} \cdot (M20 - (1,2268 \cdot p))^{\frac{3}{16}}$$

$$\tau_s = 238,12 \cdot \frac{1000}{\pi} \cdot (20 - (1,2268 \cdot 2,5))^{\frac{3}{16}} = 249,8 \text{ MPa}$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = (\sigma_s^2 + 3 \cdot \tau_s^2)^{\frac{1}{2}} = (660,3^2 + 3 \cdot 249,8^2)^{\frac{1}{2}} = 789,4 \text{ MPa}$$

Bezpečnost vůči σ_{SD} :

$$k_1 = \frac{\sigma_{SD}}{\sigma_{red}} = \frac{880}{789,4} = 1,11$$

Bezpečnost vůči $R_{p0,2\%}$:

$$k = \frac{R_{p0,2\%}}{\sigma_{red}} = \frac{1100}{789,4} = 1,39$$

Je doporučeno, aby bezpečnost k byla v rozmezí 1,1 – 1,5.

Úhel stoupání závitu:

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{p}{\pi \cdot d_2}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{2,5}{\pi \cdot 18,37625}\right) = 2,48^\circ$$

Třecí úhel v závitu:

$$\varphi_z = \tan^{-1}(f_2) = \tan^{-1}(0,13) = 7,41^\circ$$

Třecí moment v závitu:

$$M_z = d_2 \cdot 0,0005 \cdot F_v \cdot \tan(\beta + \varphi_z) = 18,37625 \cdot 0,0005 \cdot 148\,695,8 \cdot \tan(2,48 + 7,41)$$

$$M_z = 238,12 \text{ Nm}$$

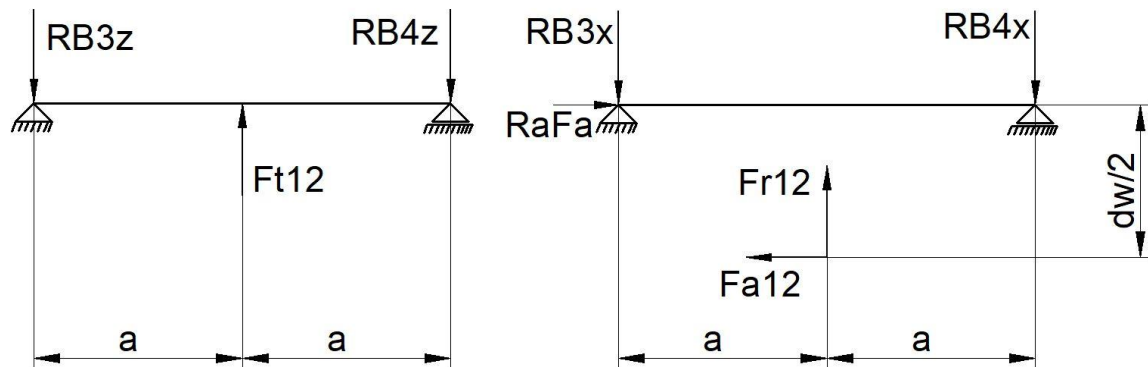
Třecí moment pod hlavou šroubu:

$$M_h = F_v \cdot f_3 \cdot \frac{D + M20}{2} \cdot 0,0005 = 148\,695,8 \cdot 0,15 \cdot \frac{30 + 20}{2} \cdot 0,0005 = 278,8 \text{ Nm}$$

Potřebný utahovací moment šroubu:

$$M_u = M_z + M_h = 238,12 + 278,8 = 516,9 \text{ Nm}$$

Příloha D – Výpočet reakcí do ložiska



Vztahy pro výpočet reakcí na hřídeli A:

Tečná rovina:

$$y: -R_{B3z} - R_{B4z} + F_{t12} = 0$$

$$M_{B3}: F_{t12} \cdot a - R_{B4z} \cdot 2a = 0$$

$$R_{B3z} = -R_{B4z} + F_{t12} = -59\,065,35 + 118\,130,7 = 59\,065,35\text{N}$$

$$R_{B4z} = \frac{F_{t12}}{2} = \frac{118\,130,7}{2} = 59\,065,35\text{N}$$

Radiální a axiální rovina:

$$y: -R_{B3x} - R_{B4x} + F_{r12} = 0$$

$$M_{B3}: -F_{a12} \cdot \frac{d_w}{2} - R_{B4x} \cdot 2a + F_{r12} \cdot a = 0$$

$$R_{B3x} = -R_{B4x} + F_{r12} = 18\,357,9 + 43\,418,6 = 61\,778\text{ N}$$

$$R_{B4x} = \frac{F_{r12} \cdot a + F_{a12} \cdot \frac{d_w}{2}}{2a} = \frac{43\,418,6 \cdot 101 - 16\,602,2 \cdot \frac{975,041}{2}}{2 \cdot 101} = -18\,357,9\text{N}$$

$$\text{Radiální: } R_{B3rt} = \sqrt{R_{B3z}^2 + R_{B3x}^2} = \sqrt{59\,065,35^2 + 61\,778^2} = 85\,470,68\text{N}$$

$$R_{B4rt} = \sqrt{R_{B4x}^2 + R_{B4z}^2} = \sqrt{(-18\,357,9)^2 + 59\,065,35^2} = 61\,852,47\text{N}$$

	R_{B3x} [N]	R_{B3z} [N]	R_{B4x} [N]	R_{B4z} [N]	R_{B3rt} [N]	R_{B4r} [N]
Hodnota	61 778	59 065,35	-18 357,9	59 065,35	85 470,68	61 852,47

Příloha E – Výpočet ložisek

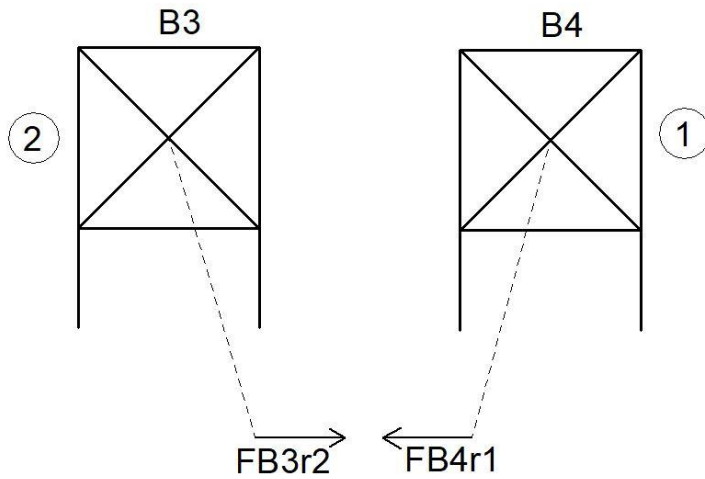
Výpočet ekvivalentních otáček:

$$n_{evstup} = \frac{T_1}{100} \cdot n_1 + \frac{T_2}{100} \cdot n_2 + \frac{T_3}{100} \cdot n_3$$

$$n_{evstup} = \frac{25}{100} \cdot 15 + \frac{50}{100} \cdot 3766 + \frac{25}{100} \cdot 562 = 2027,25 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{evystup} = \frac{n_{evstup}}{i_c} = \frac{2027,25}{6,72} = 301,67 \text{ min}^{-1}$$

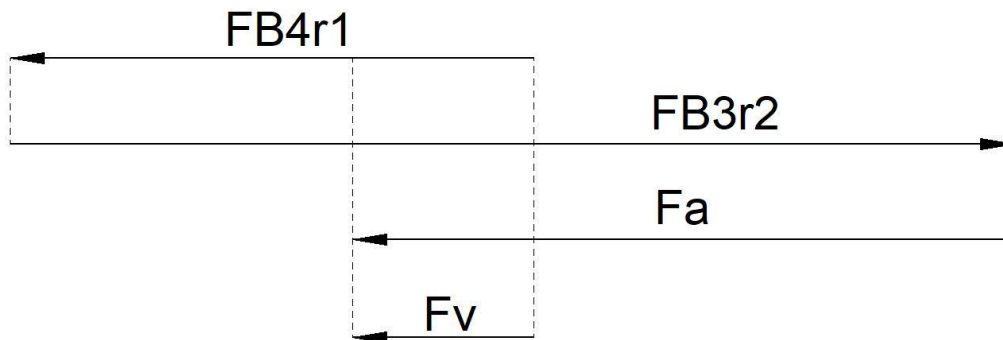
Určení sevřeného ložiska:



$$F_{B3r2} = \frac{R_{B3rt}}{2 \cdot Y} = \frac{85470,68}{2 \cdot 1,26} = 33\,916,94 \text{ N}$$

$$F_{B4r1} = \frac{R_{B4rt}}{2 \cdot Y} = \frac{61852,47}{2 \cdot 1,26} = 24\,544,63 \text{ N}$$

$$F_v = -F_{B4r1} + F_{B3r2} - F_a = -24\,544,63 + 33\,916,94 - 16602,2 = -7\,229,89 \text{ N}$$



Z obrázku vyplývá, že axiálně sevřené je ložisko A2.

$$F^{AS} = F_v - F_{ar} = -F_{B4r1} + F_{B3r2} - F_a - F_{B3r2} = -F_a - F_{B4r1}$$

$$F^{AS} = -16602,2 - 24\,544,63 = -41\,146,83\text{N}$$

$$F^{AN} = F_{B4r1} = 24\,544,63\text{ N}$$

Výpočet životnosti ložiska B3:

$$P_{B3} = X \cdot F_{B3rt} + Y \cdot F^{AS}$$

$$P_{B3} = 0,4 \cdot 85\,470,68 + 1,26 \cdot 35\,459,7 = 78\,867,49\text{ N}$$

$$L_{HB3} = \left(\frac{c_a}{P_a}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}$$

$$L_{HB3} = \left(\frac{1090000}{78\,867,49}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 301,67}$$

$$L_{HB3} = 350\,008,2\text{ hodin}$$

Výpočet životnosti ložiska B4:

$$P_{B4} = X \cdot F_{B4rt}$$

$$P_{B4} = 1 \cdot 61\,852,5 = 61\,852,5\text{ N}$$

$$L_{HB4} = \left(\frac{c_a}{P_b}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}$$

$$L_{HB4} = \left(\frac{1090000}{61\,852,5}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 301,67}$$

$$L_{HB4BB} = 786\,829,73\text{ hodin}$$