

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2013/2014

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Lukáš RŮŽIČKA**  
Osobní číslo: **S13B0073P**  
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**  
Název tématu: **Převodovka pohonu dvojkolí tramvajového vozidla - osa motoru rovnoběžná s osou dvojkolí**  
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

### Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

$P=85\text{kW}$ ,  $d=610\text{mm}$ ,  $l=1435\text{mm}$ ,  $v_{\text{max}}=70\text{km/h}$

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Zpracovat přehled možností vozidla
2. Vybrat vhodnou variantu
3. Nakreslit výkres sestavy převodovky s důrazem na řešení těsnění
4. Pevnostní výpočet ozubení
5. Závěrečné zhodnocení

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**  
Rozsah pracovní zprávy: **30-40 stran A4**  
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**  
Seznam odborné literatury:

**DOSTÁL, J., HELLER, P. Kolejová vozidla I. Plzeň: ZČU v Plzni, 2010**

**DOSTÁL, J., HELLER, P. Kolejová vozidla II. Plzeň: ZČU v Plzni, 2009**

**DOSTÁL, J., HELLER, P. Kolejová vozidla III. Plzeň: ZČU v Plzni, 2011**

*Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.*

Vedoucí bakalářské práce: **Doc. Ing. Petr Heller, CSc.**  
Regionální technologický institut

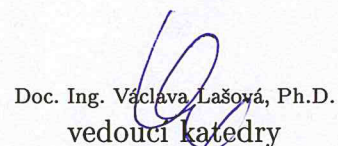
Konzultant bakalářské práce: **Doc. Ing. Jaroslav Krátký, Ph.D.**  
Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **23. září 2013**

Termín odevzdání bakalářské práce: **27. června 2014**

  
Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.  
děkan



  
Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.  
vedoucí katedry

V Plzni dne 23. září 2013

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství  
Studijní zaměření: Dopravní a manipulační technika

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

Převodovka pohonu dvojkolí tramvajového vozidla – osa motoru  
rovnoběžná s osou dvojkolí

Autor: **Lukáš Růžička**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Petr Heller, CSc.**

Akademický rok 2013/2014

## **Prohlášení o autorství**

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne: .....

.....  
podpis autora

## **Poděkování**

Děkuji svému vedoucímu bakalářské práce Doc. Ing. Petrovi Hellerovi, CSc. za odborné vedení, cenné rady a podněty, které vedly k vypracování této práce, a za jeho ochotu a trpělivost. Dále bych rád poděkoval své kamarádce Markét Maierové za pečlivé pročtení textu a provedenou jazykovou korekturu. Mimo jiné bych rád poděkoval své rodině za jejich plnou podporu a důvěru, kterou do mě vkládají.



# ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	<b>Příjmení</b> Růžička	<b>Jméno</b> Lukáš	
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	B2301 „Dopravní a manipulační technika“		
<b>VEDOUcí PRÁCE</b>	<b>Příjmení (včetně titulů)</b> Doc. Ing. Heller, CSc.	<b>Jméno</b> Petr	
<b>PRACOVISŤE</b>	ZČU - FST - KKS		
<b>DRUH PRÁCE</b>	<del>DIPLOMOVÁ</del>	<b>BAKALÁŘSKÁ</b>	<b>Nehodící se škrtněte</b>
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Převodovka pohonu dvojkolí tramvajového vozidla - osa motoru rovnoběžná s osou dvojkolí		

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2014
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

## POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	91	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	29	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	50
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

<p style="text-align: center;"><b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b></p> <p style="text-align: center;"><b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b></p>	<p>Tématem bakalářské práce je funkční návrh převodovky pro vysokopodlažní tramvajové vozidlo. Cílem této bakalářské práce je předložit funkční výkres 2° tramvajové převodovky, který by měl vytvořit koncepci celé převodovky. Zpracovat výkres s hlavními pohledy a řezy. Se zaměřením na návrh vlastního bezdotykového těsnění.</p>
<p style="text-align: center;"><b>KLÍČOVÁ SLOVA</b></p> <p style="text-align: center;"><b>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b></p>	<p>Dvoustupňová převodovka, labyrintové těsnění, hřídel, ozubené kolo</p>

## SUMMARY OF BACHELOR SHEET

<b>AUTHOR</b>	<b>Surname</b> Růžička	<b>Name</b> Lukáš	
<b>FIELD OF STUDY</b>	B2301 “Transport Vehicles and Handling Machinery“		
<b>SUPERVISOR</b>	<b>Surname (Inclusive of Degrees)</b> Doc. Ing. Heller, CSc.	<b>Name</b> Petr	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKS		
<b>TYPE OF WORK</b>	<del>DIPLOMA</del>	<b>BACHELOR</b>	<b>Delete when not applicable</b>
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Gearbox drive wheelset of tram vehicle – motor axis parallel to the axis wheelset		

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Machine Design	<b>SUBMITTED IN</b>	2014
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	91	<b>TEXT PART</b>	29	<b>GRAPHICAL PART</b>	50
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

<b>BRIEF DESCRIPTION</b>  <b>TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	The bachelor's thesis deals with a topic of the functional design of gearboxes for high-floor tram vehicle. The aim of this work is to present a convenient layout of 2 ° tram gearbox, which should create a concept for the entire transmission. Further off to process drawing with main elevations and sections. With a center dedicated to the design of its own non-contact seals.
<b>KEY WORDS</b>	Two-speed gearbox, labyrinth packing, shaft, gear

## Obsah

Úvod.....	1
1. Historie.....	2
2. Možnosti pohonu dvojkolí.....	3
2.1 Pohon kloubovou hřídelí procházející dutým pastorkem.....	3
2.2 Pohon dvojkolí krátkou kloubovou hřídelí mezi motorem a převodovkou .....	3
2.3 Pohon dutou kloubovou hřídelí kolem nápravy .....	4
2.4 Pohon elektrickým motorem s osou kolmou k nápravě.....	5
3. Rozdělení těsnění.....	7
3.1 Bezdotykové těsnění .....	7
3.1.1 Štěrbinové těsnění.....	7
3.1.2 Labyrintové těsnění.....	8
3.2 Dotykové těsnění.....	8
3.2.1 Plstěné kroužky .....	8
3.2.2 Hřídelové kroužky .....	9
4. Popis jednotlivých částí převodovky .....	10
4.1 Odvzdušňovací ventil.....	10
4.2 Konzole závěsky .....	10
4.3 Olejznak .....	11
4.4 Otvor pro plnění oleje .....	11
4.5 Otvor pro výpust oleje.....	11
4.6 Skříň převodovky .....	12
4.7 Ozubená soukolí.....	12
5. Volba vhodné varianty pohonu dvojkolí .....	14
6. Návrh labyrintového těsnění.....	15
7. Pevnostní výpočet prvního soukolí.....	17
7.1 Výpočet průměru ojetého dvojkolí.....	18
7.2 Výpočet průměru hřídele 1 pod ložisky .....	18
7.2.1 Kroutící (točivý) moment .....	18
7.2.2 Informativní průměr hřídele <sup>3</sup> pod ozubeným kolem.....	18
7.2.3 Pevnostní kontrola .....	18
7.3 Geometrický výpočet ozubení [15].....	19
7.3.1 Obvodová rychlost.....	19
7.3.2 Převodový poměr.....	19



7.3.3	Otáčky na výstupním hřídeli.....	19
7.3.4	Otáčky na druhém hřídeli .....	19
7.3.5	Kontrola převodového poměru .....	20
7.3.6	Bachův modul .....	20
7.3.7	Šířka kola .....	20
7.3.8	Osová vzdálenost pro první soukolí.....	20
7.3.9	Čelní úhel záběru .....	20
7.3.10	Roztečné kružnice.....	21
7.3.11	Základní kružnice .....	21
7.3.12	Korekce .....	21
7.3.13	Patní kružnice .....	21
7.3.14	Hlavová kružnice .....	21
7.3.15	Valivá osová vzdálenost .....	22
7.3.16	Valivá kružnice .....	22
7.4	Pevnostní výpočet ozubení.....	22
7.4.1	Výpočtové konstanty pro ozubená kola 1 a 2.....	23
7.4.2	Součinitel velikosti zubu ozubených kol .....	23
7.4.3	Podmínka pro dovolenou a skutečnou zatěžující sílu.....	23
7.5	Výpočet uložení .....	24
7.5.1	Určení průměrné rychlosti tramvaje na trati Bory-Košutka .....	24
7.5.2	Stanovení životnosti ložisek: .....	25
7.6	Zatěžující stavy na jednotlivých hřídelích .....	25
7.7	Síly v převodových prvcích .....	26
8.	Závěr .....	29

## Seznam obrázků

Obrázek 1-1 Křižíkova osmnáctka na Slovanské aleji [8].....	2
Obrázek 2-1 Schéma pohonu dvojkolí se zubovou nebo pružnou spojkou [3] .....	3
Obrázek 2-2 Schéma pohonu asynchronním trakčním motorem a krátkou kloubovou hřídelí mezi motorem a převodovkou [3] .....	4
Obrázek 2-3 Schéma pohonu dutou kloubovou hřídelí kolem nápravy [3].....	5
Obrázek 2-4 Schéma pohonu elektrickým motorem s osou kolmou k nápravě [3].....	6
Obrázek 3-1 Štěrbínové těsnění .....	7
Obrázek 4-1 Odvzdušňovací ventil.....	10
Obrázek 4-2 Závěska .....	10
Obrázek 4-3 Olejznak .....	11
Obrázek 4-4 Otvor pro plnění oleje .....	11
Obrázek 4-5 Otvor pro výpust oleje .....	11
Obrázek 4-6 Horní díl převodové skříně .....	12
Obrázek 4-7 Dolní díl převodové skříně.....	12
Obrázek 4-8 Ozubené soukolí 1.....	13
Obrázek 4-9 Ozubené soukolí 2.....	13
Obrázek 6-1 Těsnění INPRO/SEAL [13] .....	15
Obrázek 6-2 Uložení těsnění na vstupní hřídeli.....	16
Obrázek 6-3 Uložení těsnění na nápravě .....	16
Obrázek 7-1 Základní rozměry dvojkolí.....	17
Obrázek 7-2 Síly v podporách na vstupním hřídeli .....	28

## Seznam tabulek

Tabulka 7-1 Vybrané tabulkové hodnoty součinitelů.....	22
Tabulka 7-2 Výpočtové konstanty pro ohyb a otláčení .....	23
Tabulka 7-3 Porovnání dovolené a obvodové síly.....	24
Tabulka 7-4 Součinitele bezpečnosti pro jednorázové zatížení.....	24
Tabulka 7-5 – Zatěžující stavy na hřídeli 1 .....	25
Tabulka 7-6 – Zatěžující stavy na hřídeli 2 .....	26
Tabulka 7-7 Souhrn všech ložisek .....	28

## Seznam příloh

Příloha č. 1: Model převodovky bez horní části skříně

Příloha č. 2: Model převodovky

Příloha č. 3: Kompletní pevnostní výpočet ozubení

Příloha č. 4: Výkres sestavy převodovky

## Použitý software

Autodesk Inventor Professional 2012

## Použité veličiny

$v_{\max}$ [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]	maximální rychlost
$D$ [m]	průměr dvojkolí
$D_1$ [m]	průměr ojetého dvojkolí
$i$ [-]	převodový poměr
$\omega$ [ $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$ ]	úhlová rychlost
$v$ [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]	rychlost
$r$ [m]	minimální poloměr sjetého okolku
$n$ [ $\text{ot} \cdot \text{s}^{-1}$ ]	otáčky
$m$ [m]	modul
$m_n$ [m]	Normalizovaný modul
$M_K$ [ $\text{N} \cdot \text{m}$ ]	točivý moment
$P$ [W]	výkon
$R_m$ [MPa]	mez pevnosti
$R_e$ [MPa]	mez kluzu
$\sigma_{D0}$ [MPa]	dovolené napětí v ohybu
$\sigma_{Dd}$ [MPa]	dovolené napětí v tlaku
$\tau_{DK}$ [MPa]	dovolené napětí v krutu
$k$ [-]	bezpečnost
$\tau_k$ [MPa]	napětí v krutu
$W_k$ [ $\text{m}^3$ ]	průřezový modul v krutu
$d_{\text{inf}}$ [m]	informativní průměr pod ložiskem
$\Psi$ [-]	poměr šířky ozub. kola a modulu
$b$ [m]	šířka ozubeného kola
$c$ [MPa]	dovolené namáhání zubu v ohybu
$\beta$ [ $^\circ$ ]	úhel sklonu zubů

$z$ [-]	počet zubů
$\alpha$ [°]	úhel záběru
$\alpha_t$ [°]	čelní úhel záběru
$d_1, d_2$ [m]	průměr roztečné kružnice
$d_b$ [m]	průměr základní kružnice
$x$ [-]	jednotková korekce
$d_f$ [m]	průměr patní kružnice
$h_a^*$ [-]	výška hlavy zubu
$h_f^*$ [-]	výška paty zubu
$d_a$ [m]	průměr hlavové kružnice
$a_w$ [m]	valivá osová vzdálenost
$c_a^*$ [-]	radiální vůle
$a$ [m]	osová vzdálenost
$\alpha_{wt}$ [°]	čelní valivý úhel záběru
$d_w$ [m]	průměr valivé kružnice
$y_o$ [-]	tvarový součinitel pro ohyb
$y_d$ [-]	tvarový součinitel pro otláčení
$r_o$ [-]	rychlostní součinitel pro ohyb
$r_d$ [-]	rychlostní součinitel pro otláčení
$c_o$ [MPa]	výpočtová konstanta pro ozubená kola 1 a 2 pro ohyb
$c_d$ [MPa]	výpočtová konstanta pro ozubená kola 1 a 2 pro otláčení
$U$ [m]	součinitel velikosti zubu ozubených kol
$F_o$ [N]	obvodová síla pro spoluzabírající ozub. kola 1 a 2
$F_D$ [N]	dovolená obvodová síla pro spoluzabírající ozub. kola 1 a 2
$\mu$ [-]	součinitel přesnosti ozubených kol

## Úvod

Tramvajová doprava od samotného počátku své existence zastává celkem nevděčnou úlohu v dopravě jako takové. V porovnání s ostatními druhy MHD jsou tramvaje brány spíše za meziskok. Napovědět by mohl příklad z Londýna a New Yorku, kdy na úplném počátku své éry byly tramvaje brány jako běžný způsob přepravy jen do té chvíle, než byly zcela nahrazeny metrem a autobusovou dopravou. Pro většinu měst se zpravidla nevyplatí zavádět tramvajovou dopravu, pokud jejich počet obyvatel nepřesáhne aspoň 100 000 obyvatel. Naopak pro příliš početná města, jedná se zejména o města s počtem nad 1 000 000 obyvatel, která se dostávají před otázku, jestli pro samotný chod města nebude výhodnější spíše kombinace autobusové dopravy a metra, jak tomu bylo například v již zmiňovaném Londýně a New Yorku. Nicméně přeprava tramvajovými vozidly patří bezpochyby mezi ty rychlejší způsoby přepravy v MHD. Ve srovnání s ostatními dopravními prostředky MHD, je rychlejší jenom metro, které podobně jako tramvajové vozidlo má svoji vlastní dráhu v podobě kolejiště, a k tomu ještě je de facto odtržené od hlavního tahu celé dopravy, který se odehrává na povrchu Země. Naproti tomu metro působí pod povrchem, a tudíž nepřichází do styku s jinými druhy dopravních prostředků, nebo dokonce není omezováno ostatními druhy prostředků.

Rozhodně v porovnání přínosu pro město hraje tramvajové dopravě do karet nulové poškození životního prostředí. Další nespornou výhodou je téměř přímočarý a relativně pohodlný provoz. Komfortní ve chvíli, pokud zrovna nejedete v přeplněné tramvaji napříč městem. Ale na druhou stranu to se Vám může stát i v kterémkoli jiném dopravním prostředku. Každopádně tramvajová vozidla v porovnání s autobusy disponují rozhodně vyšší kapacitou. V zimním období jsou tramvajová vozidla spolehlivější v souvislosti se stavem dopravní cesty a se změnou součinitele adheze ve srovnání s autobusovou a trolejbusovou dopravou. Mezi velké nevýhody tramvajové dopravy patří bezpochyby vysoké finanční náklady na zavedení tramvajového transportu. Omezená stoupavost trati s ohledem na součinitele adheze kovového kola na kolejnici. Další nevýhodou je závislost tramvajového vozidla na dodávku elektrické energie, a tím značná nespolehlivost v době výpadku elektrické energie nebo v době ohrožení města živelnou pohromou. [7]

# 1. Historie

Důvod, proč začaly vznikat první tramvajové linky, byl následující - města nad 100 000 obyvatel byla přeplněna silničními vozidly a průjezd městem byl provázen dlouhými kolonami vozidel. Vzhledem k tomu, že kolejová vozidla se pohybují po vlastním tělese, umožňovala tak hladší a rychlejší provoz.

Úplně první tramvajová linka s koňským spřežením se vyskytla v roce 1832 v New Yorku. Do Evropy se první tramvajová vozidla s koňským spřežením dostala na přelomu první a druhé poloviny 19. století. Průkopníkem tramvajové dopravy u nás bylo město Brno, ve kterém se, nejprve v roce 1869 zavedla tramvajová doprava s koňským spřežením a posléze v roce 1884 parní doprava. V roce 1891 představil František Křížík první elektrickou tramvaj v Praze. Po 2. světové válce byly tramvajové linky v řadě měst Evropy i USA rušeny, protože v tomto období byly vnímány jako nemoderní způsob dopravy. Tramvajová vozidla od samého počátku až do současnosti prošla dlouhodobým vývojem a postupem času se na ně kladly i čím dál větší nároky na jejich kapacitu, rychlost, zrychlení, pohodlí a jízdní vlastnosti.

Jako první významnější představitel tramvajových vozidel byl dvounápravový tramvajový vůz, který po dlouhou dobu spolehlivě zajišťoval dopravu. V současnosti tento typ vozu můžeme spatřit už jenom v historických muzeích nebo na přehlídce historických vozů. Postupem času tento typ tramvajového vozidla vystřídal hned v několika ohledech lepší typ a konkrétně to byl čtyřnápravový tramvajový vůz. Čtyřnápravový vůz měl vyšší kapacitu, větší dynamické parametry, lepší pohyb na trati, pohodlnější obsluhu vozidla a v neposlední řadě plynulejší výměnu cestujících. Jednalo se například o vozy T(1 až 3). Postupem času i tento typ vozidla nahradily jiné výkonnější typy, které byly jejich vylepšenou modifikací. Cílem bylo vytvořit částečně nízkopodlažní vůz, který si zachoval osvědčené komponenty od svých předchůdců a zároveň by se stal cenově dostupnější pro potenciální zákazníky, a tak začaly vznikat tramvaje Vario LF, které byly delší a zároveň užší než jejich předchůdci. S těmito typy vozů se mimo jiné můžeme potkat i v současné dopravě. S přibývajícím časem je začaly doplňovat i další typy vozů, zejména se jednalo o tramvajová vozidla kloubová. A nakonec i tramvajové vozy článkové, jejichž nejznámějším představitelem jsou ŠKODA-Inekon a tramvajové vozidlo 15T. Tramvaj 15T můžeme vidět také v našem hlavním městě Praze. [3]



Obrázek 1-1 Křížikova osmnáctka na Slovanské aleji [8]

## 2. Možnosti pohonu dvojkolí

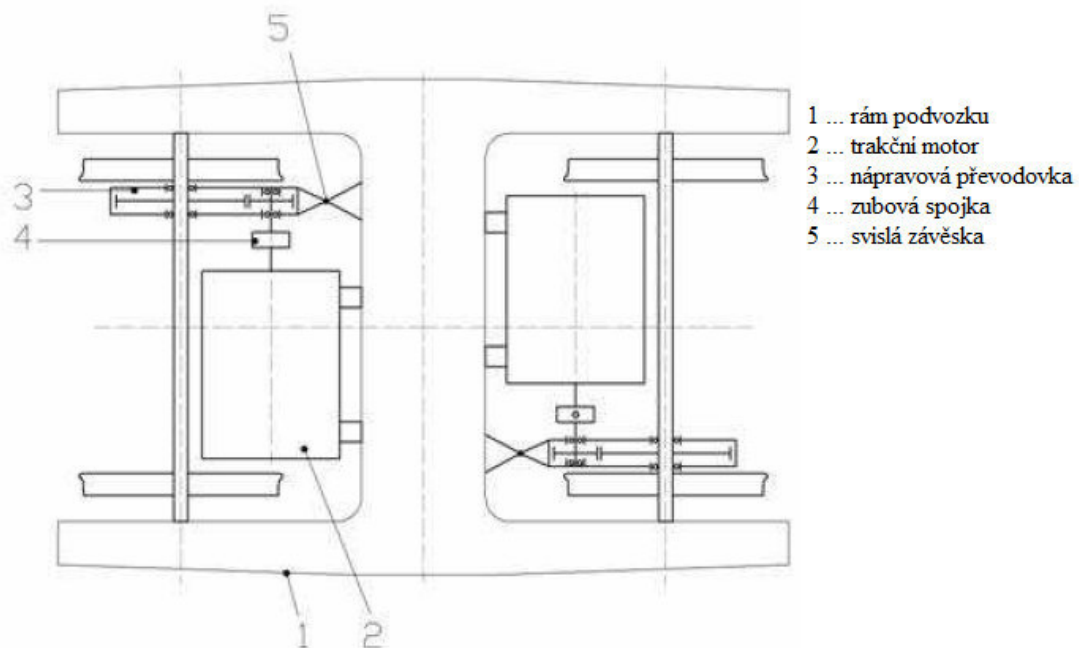
V této kapitole se autor zaměřuje na popis a využití možných variant. Dále přikládá ke každé z nich její schéma koncepce s popisem jednotlivých částí. U každé ze čtyř vybraných variant nechybí ani jejich výhody, případně nevýhody.

Cílem této kapitoly je seznámení se podrobněji s jednotlivými koncepcemi a nastínit čtenáři důležité vlastnosti, které vhodná varianta musí mít.

### 2.1 Pohon kloubovou hřídelí procházející dutým pastorkem

Pohon lze použít i pro vozidla s menšími rozměry trakčního motoru jako jsou například tramvajová vozidla a metra. Vzhledem k tomu, že kloubová hřídel prochází přímo dutým pastorkem, nikoli dutinou rotoru trakčního motoru je v této koncepci více místa, a to je zapříčiněno i díky menším rozměrům trakčního motoru. Proto lze zabudovat zubovou spojku, popřípadě jiný druh spojky. Zubová spojka splňuje stejnou funkci jako kloubová hřídel v dutině rotoru.

Na obrázku 2-1 je znázorněna koncepce, již zmiňovaného pohonu kloubovou hřídelí, která prochází dutým pastorkem. K rámu podvozku (1) je upevněn trakční motor (2), jehož osa je rovnoběžná s osou dvojkolí. Cílem zubové spojky (4) je jednak přenést točivý (kroutící) moment z trakčního momentu na hnací ozubené kolo, což je tzn. pastorek převodovky (3). Samotná převodovka je k rámu podvozku uchycena pomocí svislé závěšky (5). [3]



Obrázek 2-1 Schéma pohonu dvojkolí se zubovou nebo pružnou spojkou [3]

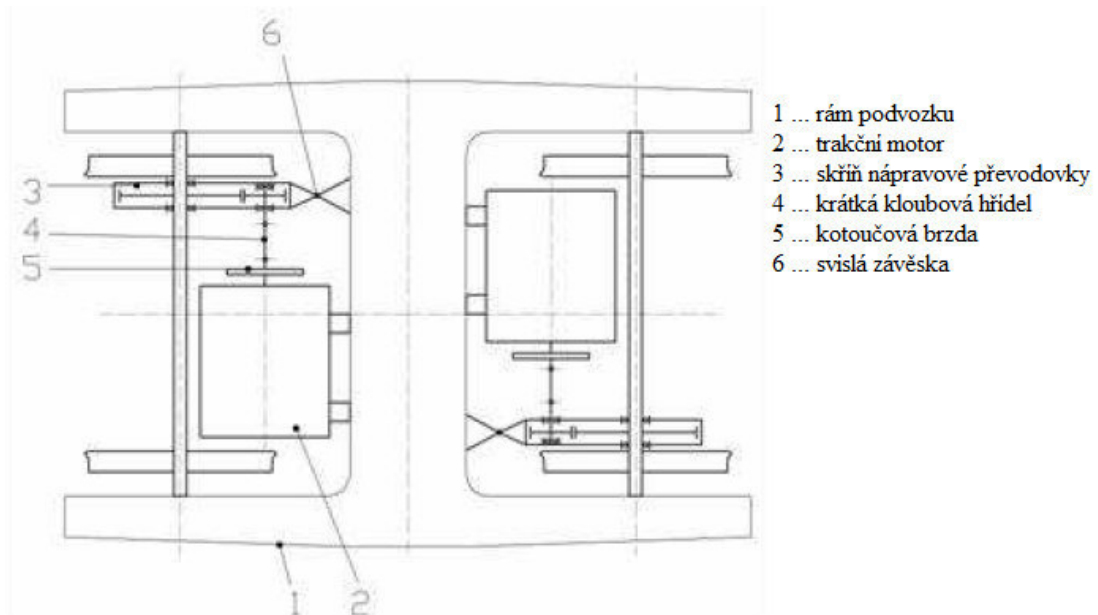
### 2.2 Pohon dvojkolí krátkou kloubovou hřídelí mezi motorem a převodovkou

Tato koncepce se uplatňuje v pohonech současných vozidel MHD. Především se využívá pro vysokopodlažní nebo částečně nízkopodlažní tramvaje. Stejně jako v předchozím případě uspořádání obsahuje i tato konstrukce trakční motor menších



rozměrů, což umožňuje vložení krátké kloubové hřídele mezi trakční motor a převodovku. Výhodou tohoto pojetí je snadná demontáž trakčního motoru stejně jako v předchozím případě při pohonu dvojkolí pomocí zubové spojky.

Na obrázku 2-2 je znázorněno již výše zmiňované schéma pohonu dvojkolí pomocí krátké kloubové hřídele. Trakční motor (2) je přichycen k rámu podvozku (1). Nápravová převodovka (3) je přichycena k rámu podvozku opět pomocí svislé závěšky (6). Osa trakčního motoru je rovnoběžná s osou dvojkolí. Z trakčního motoru vede krátká kloubová hřídel (4), na níž je upevněna kotoučová brzda (5). Kotoučová brzda je umístěna mezi trakčním motorem a nápravovou převodovkou. [3]



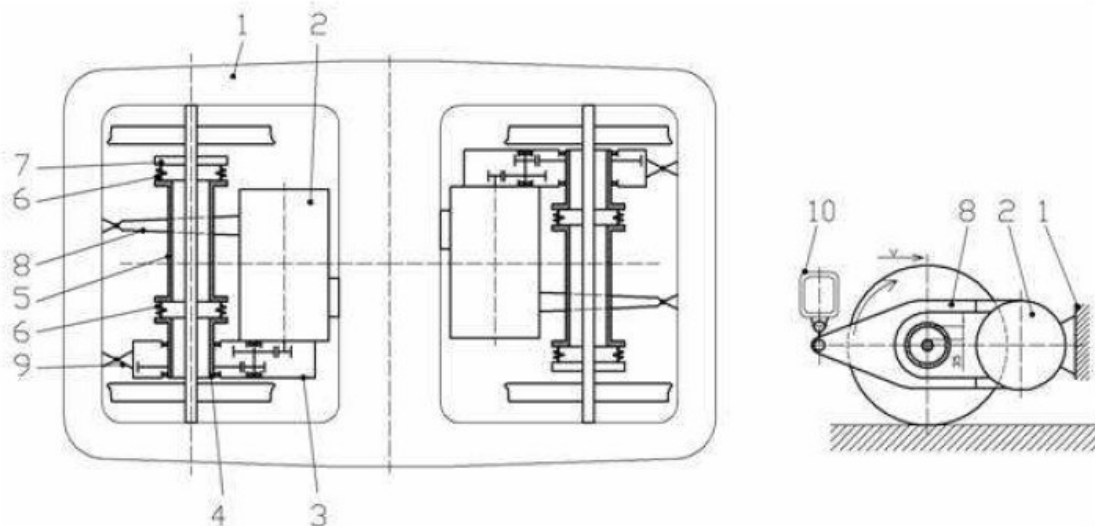
Obrázek 2-2 Schéma pohonu asynchronním trakčním motorem a krátkou kloubovou hřídelí mezi motorem a převodovkou [3]

### 2.3 Pohon dutou kloubovou hřídelí kolem nápravy

Pohon dutou kloubovou hřídelí kolem nápravy své uplatnění nachází zejména u vozidel, které se pohybují vyšší rychlostí, což v žádném případě nejsou tramvajová vozidla. Ale vzhledem k tomu, že tento typ koncepce je také určen pro vozidla s poměrně vysokými otáčkami asynchronního trakčního motoru (až 3500 ot/min) a využití dvoustupňové převodovky, proto byl rovněž zahrnut mezi případné varianty pohonu dvojkolí. Velkou výhodou této koncepce je nízká hmotnost, která má vliv na celkovou rychlost. Naproti tomu pohon dutou kloubovou hřídelí kolem nápravy má i pár nezanedbatelných nevýhod. Například při eventuální poruše se musí demontovat celý podvozek z vozidla, potom se musí odmontovat obě dvojkolí a následně trakční motor. Další nevýhodou je fakt, že trakční motor tvoří s převodovkou funkční celek, tzn. soustrojí. Demontáž musí být tedy provedena velmi pečlivě, aby nebyla narušena funkčnost soustrojí.

Z obrázku 2-3 je patrné, že k rámu podvozku (1) je upevněno soustrojí v podobě trakčního motoru (2) a nápravové převodovky (3). Jak trakční motor, tak převodová skříň jsou k rámu upevněny pomocí dvou konzol. Přesněji pomocí konzole trakčního

motoru (8) a konzole převodovky (9). Osa trakčního motoru je rovnoběžná s osou dvojkolí. Náprava prochází dutým hřídelem (5), který je spojen na straně blíže k převodovce trubkovým unášečem (4) a spojovacím mechanismem (6), na druhé straně je taktéž dutý hřídel přichycen pomocí spojovacího mechanismu a unášeče (7). [3]



- |                       |                                |                          |
|-----------------------|--------------------------------|--------------------------|
| 1 ... rám podvozku    | 5 ... dutá hřídel              | 9 ... konzole převodovky |
| 2 ... trakční motor   | 6 ... spojovací mechanismus    | 10 ... čelník rámu       |
| 3 ... převodová skříň | 7 ... unášeč                   |                          |
| 4 ... trubkový unášeč | 8 ... konzole trakčního motoru |                          |

Obrázek 2-3 Schéma pohonu dutou kloubovou hřídelí kolem nápravy [3]

## 2.4 Pohon elektrickým motorem s osou kolmou k nápravě

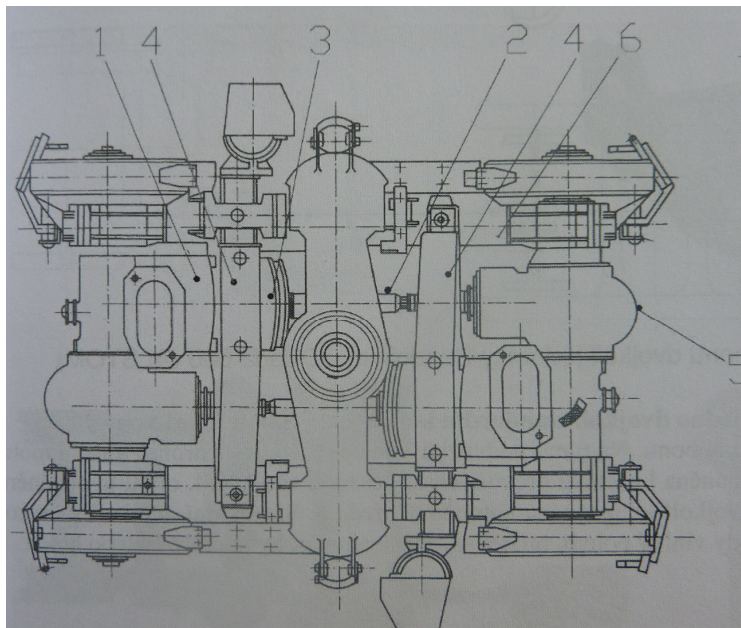
Tato koncepce se využívá zejména u podvozků vozidel městské hromadné dopravy. Především u podvozků pro vysokopodlažní tramvajové vozidla. Například: T1, T2, T3. „Nízkopodlažní tramvaje, zejména se 100% podílem nízké podlahy, vyžadují zcela jinou koncepci pohonu, protože v podélné ose podvozku musí být prostor pro nízkou podlahu. Z tohoto důvodu vznikly nové koncepce individuálního pohonu dvojkolí trakčním motorem kolmým k ose nápravy.“ [3] Tyto koncepce však nejsou předmětem této bakalářské práce.

Na obrázku 2-4 je znázorněno schéma pohonu elektrickým motorem s osou kolmou k nápravě. Trakční motor (1) je zavěšen na motorovém příčnicku podvozku (4). Na elektrický motor těsně navazuje kotoučová brzda (3) a kloubová hřídel (2). Kloubová hřídel slouží k pohonu hypoidní převodovky (5). „Tato převodovka je spojena s nápravovými ložisky prostřednictvím „kalhot“, kterými jsou ložiska mazána olejem z převodovky.“ [3]

- 1 – trakční motor
- 2 – kloubová hřídel
- 3 – kotoučová brzda
- 4 – motorový příčník podvozku

5 – hypoidní převodovka

6 – motorový podélník podvozku



Obrázek 2-4 Schéma pohonu elektrickým motorem s osou kolmou k nápravě [3]

### 3. Rozdělení těsnění

V této kapitole autor popisuje jednotlivé druhy těsnění a každý druh potom podrobněji popíše. Dále se seznámíme s vhodnými situacemi, kde lze to či ono těsnění použít. Tato kapitola popisuje také výhody nebo nevýhody jednotlivých druhů těsnění.

Po přečtení této kapitoly by mělo být každému zřejmé, že těsnění zařazujeme do dvou základních skupin těsnění - bezdotyková a těsnění dotyková. Těsnění bezdotyková nejsou v kontaktu s těsněným objektem. Tato těsnění využívají principu časté změny směru a rychlosti unikající látky, a tím pádem dochází ke snižování kinetické energie unikající látky. A těsnění dotyková (třecí) jsou na rozdíl od těsnění bezdotykových v přímém kontaktu s těsněným tělesem. A dochází u nich k rychlejšímu opotřebení, zejména při vysokých obvodových rychlostech.

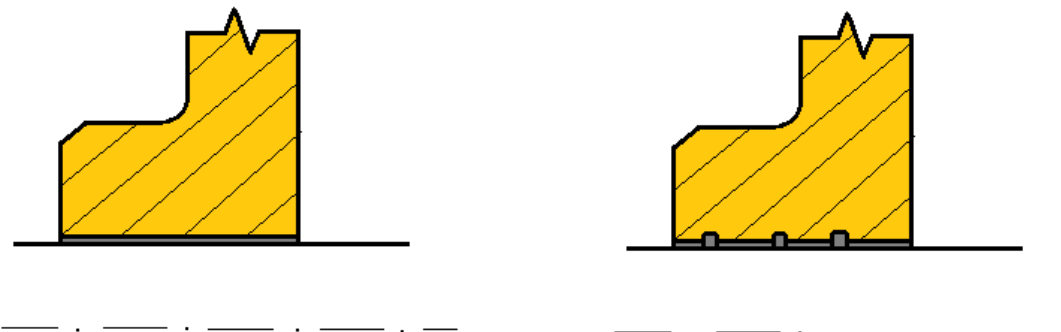
Těsnění se dělí na bezdotykové a dotykové. Hlavním kritériem pro volbu bezdotykového či dotykového těsnění je velikost obvodové rychlosti. Při vysokých otáčkách se volí bezdotykové těsnění, protože u nich nedochází k opotřebení. Naopak jejich nevýhodou je nedokonalé těsnění plochy mezi hřídelem a tělesem. Cílem těsnění je chránit ložiska před nečistotami, únikem maziva a vlhkostí. Účinnost těsnění přispívá k životnosti samotného ložiska.

#### 3.1 Bezdotykové těsnění

Tento druh těsnění je založený na ztrátě energie těsněné látky třením, změnou směru a objemu mezi hřídelem a tělesem. Účinnost těsnění ovlivňuje délka mezery a členitost těsnění. Takže čím delší mezera mezi hřídelem a tělesem, tím se účinnost zvyšuje. Hlavní přednost bezdotykového těsnění paradoxně není v tom, jak nejlépe utěsnit prostor mezi hřídelem a tělesem. Spočívá téměř v nulovém opotřebení, a tudíž v jejich neomezené životnosti. [9]

##### 3.1.1 Štěrbínové těsnění

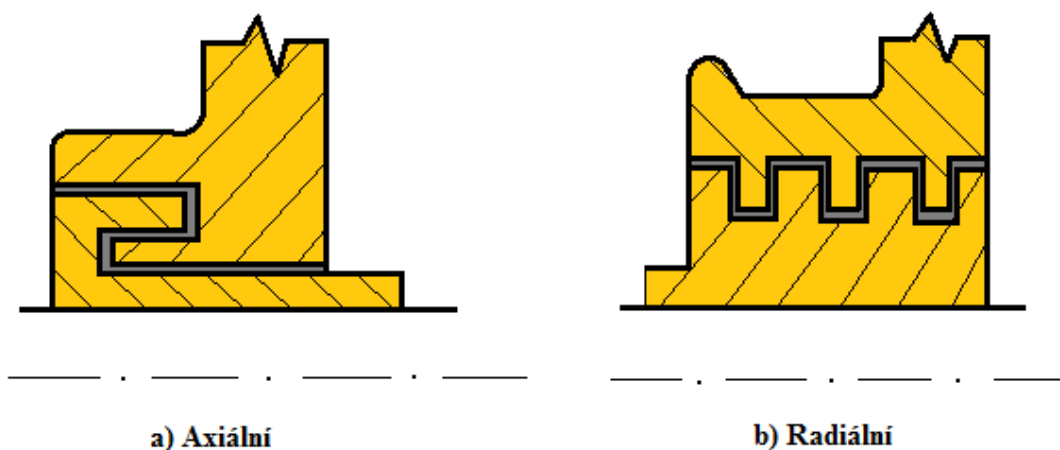
Nejjednodušším reprezentantem bezdotykového těsnění je štěrbinové těsnění, které můžeme vidět na obrázku 3-1. Při porovnání obou představitelů štěrbinového těsnění je patrné, že těsnění na pravé straně má větší účinnost, protože účinnost u štěrbinového těsnění závisí na frekventovanosti střídání malých a velkých prostorů. Tudíž čím větší frekventovanost různých prostorů, tím je účinnost vyšší. [10]



Obrázek 3-1 Štěrbínové těsnění

### 3.1.2 Labyrintové těsnění

Na obrázku 3-2 jsou zobrazeny dva druhy labyrintového těsnění. Labyrintové těsnění se dělí na axiální a radiální. Typickým rysem labyrintového těsnění jsou časté změny směru a rychlosti unikající látky, díky tomu dochází k vytváření vírů a větším ztrátám energie unikající látky. Pozitivem labyrintového těsnění je nulová závislost na velikost obvodové rychlosti. Dalším velkým kladem tohoto typu těsnění je snadná montáž a demontáž. „Jeho nevýhodou je neschopnost úplného těsnění. Naopak, z principu činnosti labyrintového těsnění vyplývá přímo nezbytnost protékání určitého malého množství oleje nebo plynů ze strany se zvýšeným tlakem. Proto lze labyrintové těsnění použít pro těsnění těch prostor motoru, mezi kterými existují takové rozdíly.“ [10]



Obrázek 3-2 Labyrintové těsnění

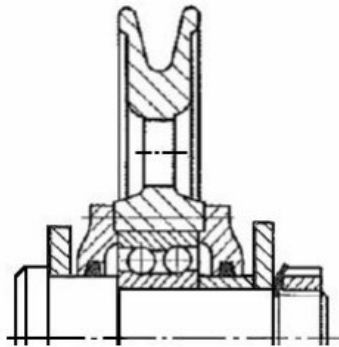
## 3.2 Dotykové těsnění

Dotykové těsnění je v přímém kontaktu s těsnící plochou, proto mezi těsnící plochou a těsněním dochází ke tření a následnému opotřebenosti daného těsnění. [11]

### 3.2.1 Plstěné kroužky

Hlavní smysl plstěných kroužků spočívá v tom, aby se při montáži obdélníkový průřez dostal do lichoběžníkového tvaru drážky v tělese ložiska. [11]

Plstěné těsnění



Obrázek 3-3 Plstěné těsnění [11]

### 3.2.2 Hřídelové kroužky

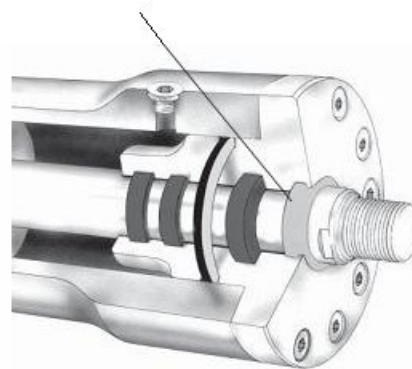
Velice známým a používaným představitelem hřídelových kroužků je rotační těsnění (gufero). Skládá se ze dvou částí. První část rotačního těsnění je vyrobena ze syntetické pryže a z kovové pružiny, která je navlečena po obvodu rotačního těsnění. Princip tkví v tom, že těsnící břit je přitlačován na hřídel kovovou pružinou. Vzhledem k velmi malé dotykové ploše nedochází k překotným ztrátám. Největší nevýhodou tohoto typu těsnění jsou vysoké požadavky na drsnost těsněného povrchu hřídele. Jakmile dojde k poškození povrchu hřídele, rotačního těsnění automaticky ztrácí svou vysokou účinnost. [10]

Rotační těsnění (Gufero)



Obrázek 3-4 Rotační těsnění (Gufero) [11]

Stírací kroužek



Obrázek 3-5 Stírací těsnění [11]

## 4. Popis jednotlivých částí převodovky

Tato kapitola je zaměřena na detailní popis jednotlivých částí samotné převodovky. Autor se přesněji zaměřuje na popis funkce jednotlivých normalizovaných, či nenormalizovaných částí.

Cílem této kapitoly je seznámení s problematikou a významem některých částí převodovky

### 4.1 Odvzdušňovací ventil

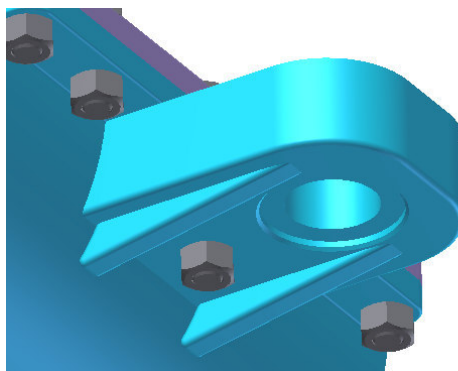
Odvzdušňovací ventil slouží odvodu teplého vzduchu z prostoru převodovky. Tento teplý vzduch vzniká při zahřátí oleje uvnitř převodovky. Zabraňuje, tak vzniku zbytečných pnutí uvnitř převodovky, které by mohly vznikat v důsledku hromadění přehřátého vzduchu uvnitř převodovky.



Obrázek 4-1 Odvzdušňovací ventil

### 4.2 Konzole závěsky

Konzole závěsky slouží k uchycení převodové skříně k rámu podvozku. Konzole závěsky se používá u dopravních převodovek, vzhledem k jejich tvaru skříně, který neumožňuje stejné uchycení jako u statických převodovek, které jsou uchyceny pomocí své základny.

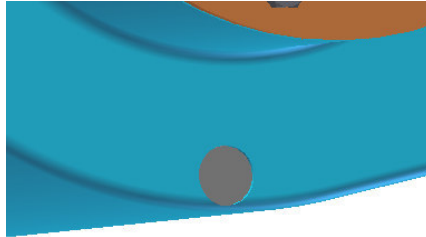


Obrázek 4-2 Závěska



### 4.3 Olejznak

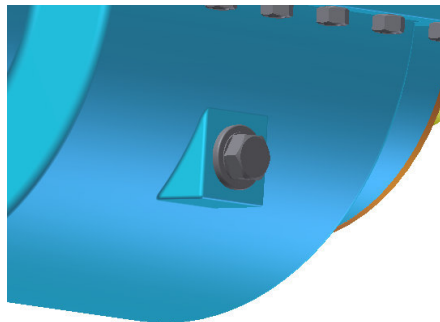
Olejznak slouží ke kontrole hladiny oleje. Olejznak se umísťuje na nejnižší místo na skříni převodovky, aby se lépe kontrolovalo množství zbylého oleje.



Obrázek 4-3 Olejznak

### 4.4 Otvor pro plnění oleje

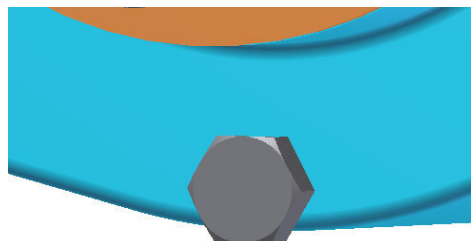
Otvor pro plnění oleje se zpravidla umísťuje na skříň převodovky tak, aby plnění oleje bylo co nejlépe dostupné a převodová skříň se nemusela různými způsoby otáčet nebo naklánět.



Obrázek 4-4 Otvor pro plnění oleje

### 4.5 Otvor pro výpust oleje

Otvor pro výpust oleje se umísťuje obvykle na nejnižší bod na skříni převodovky, aby odvod oleje byl pokud možná co nejefektivnější.



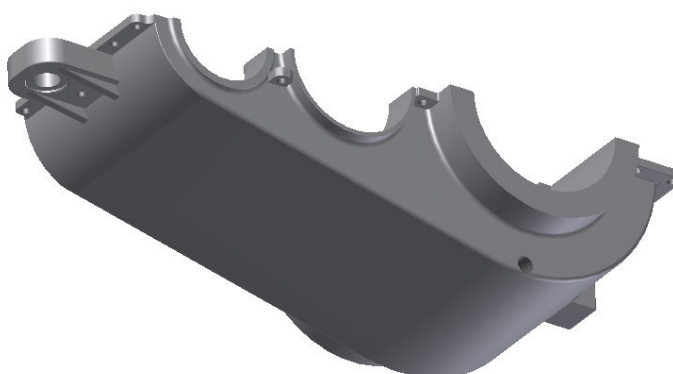
Obrázek 4-5 Otvor pro výpust oleje

## 4.6 Skříň převodovky

Skříň slouží k udržení dané polohy hřídelí, dále zabraňuje úniku nečistot do a vně převodovky. V tomto případě je skříň převodovky kompletně odlévaná ze slitiny hliníku ČSN 424339 (AlSi8Cu2Mn), ale může být i svařovaná, což je sice levnější varianta, a dalo by se říct i dostupnější. Avšak u svařované skříně dochází postupem času k pnutí ve svarech, což má za důsledek trvalé deformace. A na základě těchto skutečností se autor přiklání k odlévané variantě skříně.



Obrázek 4-6 Horní díl převodové skříně



Obrázek 4-7 Dolní díl převodové skříně

## 4.7 Ozubená soukolí

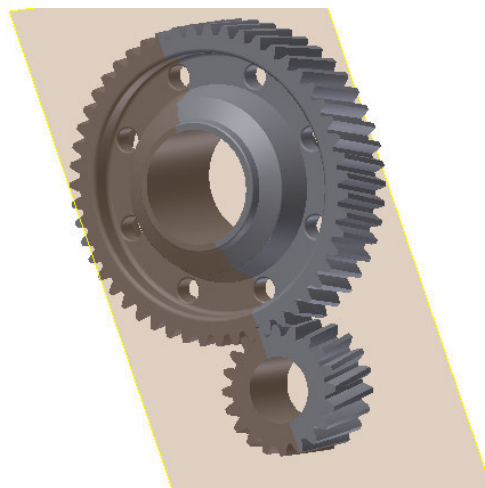
Na obrázku 4-8 lze vidět ozubené soukolí 1, které autor použil do této dopravní převodovky. Menší ozubené kolo představuje pastorek, který je součástí vstupní hřídele. Jedná se tudíž o výkovek, který je vyroben z materiálu ČSN 16 420.4 (ČSN EN 15NiCr13). Spolu zabírající ozubené kolo se nachází na hřídeli 2, na které je nalisováno za tepla. Ozubené kolo 2 je vyrobeno z materiálu ČSN 14 220.4 (ČSN EN 16MnCr5). Pastorek i kolo 2 jsou cementovány a následně i kaleny.

Na obrázku 4-9 můžeme vidět druhé soukolí této tramvajové převodovky. Stejně jako u ozubeného soukolí 1 je pastorek součástí hřídele 2 a společně s ní tvoří výkovek.

Spolu zabírající kolo 4 je opět nalisováno za tepla na nápravě. Ozubené kolo 3 je vyrobeno z materiálu ČSN 16 420.4 (ČSN EN 15NiCr13). Kolo 4 je vyrobeno z materiálu ČSN 14 220.4 (ČSN EN 16MnCr5). Stejně jako u soukolí 1 došlo u obou ozubených kol nejprve k cementaci a následně ke kalení.



Obrázek 4-8 Ozubené soukolí 1



Obrázek 4-9 Ozubené soukolí 2

## 5. Volba vhodné varianty pohonu dvojkolí

V této kapitole autor podrobněji odůvodní, kterou koncepci vyhodnocuje jako neadekvátní pro chod tělesa. Dále zdůrazní parametry, na které je při výběru vhodné varianty kladený největší důraz.

Cílem kapitoly je určení vhodné koncepce pohonu dvojkolí k navrhované dopravní převodovce.

Existuje mnoho důležitých kritérií, které nesmíme při volbě vhodné varianty konceptu pohonu dvojkolí zanedbat. Nejdůležitější z nich jsou nesporně provozní a údržbové vlastnosti. Údržbovými vlastnostmi se rozumí jednoduchá montáž a demontáž trakčního, popřípadě elektrického motoru. U provozních vlastností je nejdůležitější, aby zvolená koncepce pohonu dvojkolí byla pokud možno co nejméně poruchová. Vzhledem k tomu, že tramvajová vozidla dosahují maximální rychlosti 70 km/h není třeba klást velký důraz, aby dosahovala vysoké rychlosti. U tramvají je mnohem důležitější jejich zrychlení. Vzhledem k tomu, že jsou součástí městské hromadné dopravy, a proto jsou nuceny dodržovat pravidla měst, jako je stanovené dodržování přednosti v jízdě a dovolené rychlosti.

Vylučovací metodou můžeme vyřadit variantu pohonu dutou kloubovou hřídelí kolem nápravy. Tato varianta není vhodná pro pohon tramvajového vozidla, a to hned z několika důvodů. Prvním kritériem je velmi složitá demontáž a následná montáž trakčního motoru. Další nevýhodou je skutečnost, že převodovka tvoří s trakčním motorem soustrojí, a tudíž jejich spojení musí být pečlivé a přesné pro přenos dynamických účinků a potřebné těsnosti. Této koncepci nenahrává ani fakt, že je důraz kladen především na velké rychlosti, a proto je toto pojetí vhodné spíše pro trakční vozidla než pro tramvajová vozidla.

Jako další koncepci můžeme vyloučit variantu pohonu kloubovou hřídelí procházející dutým pastorkem. Tato koncepce je sice určena především pro vozidla s menším trakčním motorem, ale spíše než pro tramvajová vozidla je vhodná pro jednotku metra.

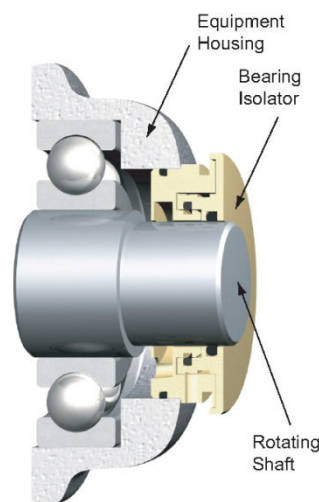
Zbylé dvě koncepce pohonu dvojkolí jsou účelné pro tramvaje s vysokou podlahou. Autor se nakonec po dlouhém rozhodování přiklonil k variantě pohonu dvojkolí krátkou kloubovou hřídelí mezi motorem a převodovkou. Rozhodující faktorem je jednoduchá demontáž a montáž trakčního motoru. Další výhodou je, že tato koncepce se dá použít i pro částečně nízkopodlažní tramvajová vozidla, na rozdíl od varianty pohonu elektrickým motorem s osou kolmou k nápravě. [3]

## 6. Návrh labyrintového těsnění

Kapitola: Návrh labyrintového těsnění popisuje vlastní návrh těsnění. Výhody či nevýhody, základní funkce zvoleného těsnění a podrobný popis jednotlivých částí vlastního těsnění.

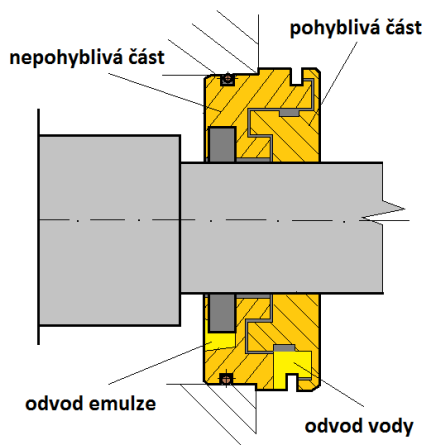
Cílem této kapitoly je seznámit recipienty s vlastním návrhem bezdotykového těsnění a způsob uložení jak na vstupním hřídeli, tak na nápravě převodovky.

Autor se při volbě vhodného labyrintového těsnění inspiroval u firmy INPRO/SEAL. Na obrázku 6-1 můžeme vidět těsnění od firmy INPRO/SEAL. [12]



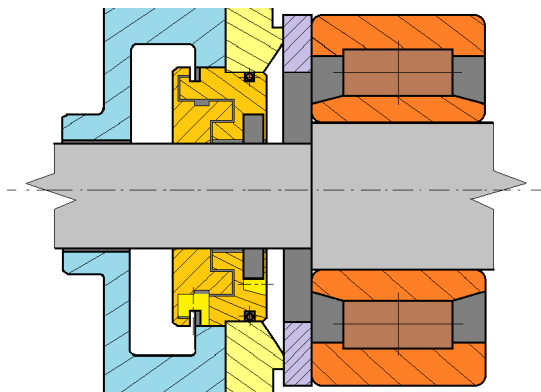
Obrázek 6-1 Těsnění INPRO/SEAL [13]

Přejdeme k obrázku 6-2 a tedy k samotnému návrhu labyrintového těsnění pro danou převodovku. Samotné těsnění se skládá ze dvou částí, a to z pohyblivé a nepohyblivé části. Na vlastním návrhu těsnění si můžeme všimnout, že oproti těsnění INPRO/SEAL mu chybí některé O-kroužky. Důvod je jednoduchý, protože samotné těsnění se nachází na vstupní hřídeli, kde se dosahuje vysokých otáček (až 4000 ot/min). A docházelo by k rychlému opotřebení O-kroužků. Na těsnění se nachází dva odvody. První odvod má za cíl nepropustit vodu z okolí do vně převodovky, protože případná vlhkost uvnitř převodovky by zapříčinila snížení životnosti ložisek. Druhý odvod slouží k odvodu emulze, popřípadě oleje zpět do převodovky, aby nedocházelo k znečištění okolí. Cílem tohoto těsnění je chránit ložiska před vnikáním různých nečistot do převodovky, před únikem maziva vně převodovky a naopak tvoření vlhkosti v samotné převodovce. Samozřejmě splnění všech těchto požadavků má velký vliv na samotnou účinnost ložisek.

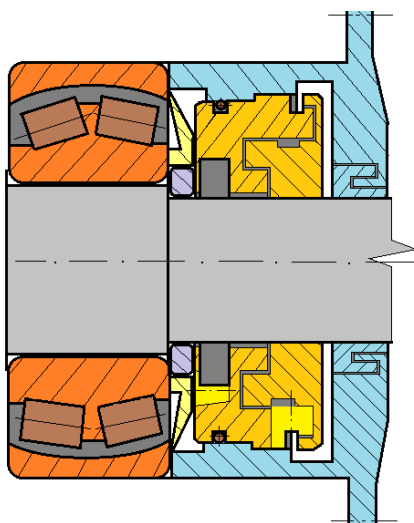


Obrázek 6-2 Vlastní návrh labyrintového těsnění

Na obrázcích 6-2 a 6-3 můžeme vidět labyrintového těsnění. Dále si můžeme povšimnout, že na nápravě je zvolena kombinace hned dvou labyrintových těsnění pro větší jistotu, že budou dodrženy výše zmíněné požadavky.



Obrázek 6-2 Uložení těsnění na vstupní hřídeli

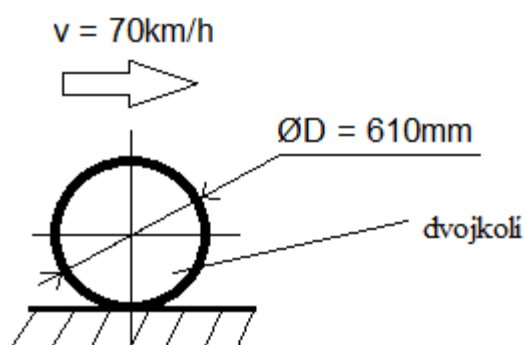


Obrázek 6-3 Uložení těsnění na nápravě

## 7. Pevnostní výpočet prvního soukolí

Tato kapitola je zaměřena na pevnostní výpočet pro první soukolí a na výpočty s ním spojené. Mezi tyto výpočty patří například výpočet základních geometrických rozměrů prvního soukolí, úvaha pro stanovení životnosti ložisek a výpočet sil v převodových prvcích. Pro náročnost těchto výpočtů je výpočet proveden pouze pro první soukolí, pro druhé soukolí bychom postupovali obdobně jako u soukolí 1. Kompletní výpočet byl proveden pomocí programu PREV a vložen do přílohy.

Výstupem z této kapitoly je kompletní pevnostní výpočet prvního soukolí. Dále tabulka s přehledem zvolených ložisek, geometrický výpočet ozubených kol prvního soukolí, tabulky se zatěžujícími stavy na jednotlivých hřídelích a porovnávací tabulka se součiniteli bezpečnosti pro ohyb a dotyk.



Obrázek 7-1 Základní rozměry dvojkolí

Dáno:

$$P = 85\text{kW}$$

$$\text{ØD} = 610\text{mm}$$

rozchod ... 1435mm

$$v_{\text{max}} = 70\text{km} \cdot \text{h}^{-1} = 19,444\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$n_1 = 4000\text{ot} \cdot \text{min}^{-1} = 66,667\text{ot} \cdot \text{s}^{-1}$$

Zvolené parametry:

- Materiál pro 1 a 3 kolo: ČSN 16 420.4 (15NiCr13)

$$R_m = 950\text{MPa}$$

$$R_e = 540\text{MPa}$$

$$\sigma_{D0} = 350\text{MPa}$$

$$\sigma_{Dd} = 100\text{MPa}$$

- pro bezpečnost  $k = 3$  platí:  $\tau_{Dk} = 180\text{MPa}$

- Materiál pro 2 a 4 kolo: ČSN 14 220.4 (16MnCr5)



$$R_m = 800\text{MPa}$$

$$R_e = 440\text{MPa}$$

$$\sigma_{Do} = 300\text{MPa}$$

$$\sigma_{Dd} = 95\text{MPa}$$

- pro bezpečnost  $k = 3$  platí:  $\tau_{Dk} = 146,667\text{MPa}$

## 7.1 Výpočet průměru ojetého dvojkolí

$$D_1 = D - 70 = 610 - 70 = 540\text{mm}$$

## 7.2 Výpočet průměru hřídele 1 pod ložisky

### 7.2.1 Kroutící (točivý) moment

$$M_{K1} = \frac{P}{\omega_1} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{85000 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 4000} = 202,912 \text{ N} \cdot \text{m}$$

### 7.2.2 Informativní průměr hřídele3 pod ozubeným kolem

$$d_{1inf} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{K1} \cdot 16}{\pi \cdot \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{202,912 \cdot 16}{\pi \cdot 180 \cdot 10^6}} = 0,0179\text{m} = 17,9\text{mm}$$

### 7.2.3 Pevnostní kontrola

$$\tau_k = \frac{M_{K1}}{W_k} = \frac{M_{K1}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{16 \cdot 202,912}{\pi \cdot 0,0179^3} = 180,185\text{MPa}$$

$$\tau_{Dk} \geq \tau_k$$

$$180\text{MPa} \geq 180,185\text{MPa}$$

⇒ Podmínka nevyhovuje, a proto je zvolen průměr pod ložiskem:  $\varnothing d = 50\text{mm}$

$$\tau_k = \frac{M_{K1}}{W_k} = \frac{M_{K1}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{16 \cdot 202,912}{\pi \cdot 0,05^3} = 8,267\text{MPa}$$

$$\tau_{Dk} \geq \tau_k$$

$$180\text{MPa} \geq 8,267\text{MPa}$$

⇒ Podmínka vyhovuje.

## 7.3 Geometrický výpočet ozubení [15]

### 7.3.1 Obvodová rychlost

$$\omega_1 = 2 \cdot \pi \cdot n_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot 4000}{60} = 418,879 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\omega_4 = \frac{2 \cdot v_{\max}}{D_1} = \frac{2 \cdot 19,44}{0,54} = 72 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

### 7.3.2 Převodový poměr

$$i_c = \frac{\omega_1}{\omega_4} = \frac{418,879}{72} = 5,818$$

### 7.3.3 Otáčky na výstupním hřídeli

$$\omega_4 = \frac{2 \cdot v_{\max}}{D_1} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_4}{60}$$

$$\Rightarrow n_4 = \frac{60 \cdot v_{\max}}{\pi \cdot D_1} = \frac{60 \cdot 19,444}{\pi \cdot 0,54} = 687,691 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \cong 688 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

### 7.3.4 Otáčky na druhém hřídeli

⇒ zvolen převodový poměr na prvním a druhém hřídeli:  $i_{1,2} = 2,3$

$$n_2 = n_3 = \frac{n_1}{i_{1,2}} = \frac{66,667}{2,3} = 28,986 \text{ ot} \cdot \text{s}^{-1}$$

⇒ zvolen počet zubů na hnacím ozubeném kole (pastorku):  $z_1 = 18$

$$z_2 = i_{1,2} \cdot z_1 = 2,3 \cdot 18 = 41,4 \cong 42$$

$$i'_{3,4} = \frac{i_c}{i_{1,2}} = \frac{5,814}{2,3} = 2,528 \Rightarrow z_3 = 20$$

$$z_4 = i'_{3,4} \cdot z_3 = 2,528 \cdot 20 = 50,56 \cong 51$$

$$i_{3,4} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{51}{20} = 2,55$$

### 7.3.5 Kontrola převodového poměru

$$i'_c = i_{1,2} \cdot i_{3,4} = 2,3 \cdot 2,55 = 5,865$$

$$\frac{|i_c - i'_c|}{i_c} = \frac{|5,818 - 5,865|}{5,818} = 0,008078 < 0,02$$

⇒ Podmínka nerovnosti splněna.

### 7.3.6 Bachův modul

⇒ Zvoleny hodnoty:  $\Psi = 13,75$ ;  $\beta_{1,2} = 16^\circ$

$$c = (0,03 \div 0,08) \cdot \sigma_{D_0} = 0,04 \cdot 350 = 14$$

$$m_{1,2} = 7,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{K1} \cdot \cos \beta_{1,2}}{\Psi \cdot c \cdot z_1}} = 7,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{202,912 \cdot \cos(16)}{13,75 \cdot 14 \cdot 18}} = 2,874 \text{ mm}$$

⇒ Zvolen normalizovaný modul  $m_{n1,2} = 4$

### 7.3.7 Šířka kola

$$b = m \cdot \Psi = 4 \cdot 13,75 = 55 \text{ mm}$$

### 7.3.8 Osová vzdálenost pro první soukolí

⇒ Zvolen  $\beta_{1,2} = 16^\circ$ ;  $\alpha = 20^\circ$

$$a_{1,2} = \frac{m_{n1,2} \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta_{1,2}} = \frac{4 \cdot (18 + 42)}{2 \cdot \cos 16^\circ} = 124,836 \text{ mm} \Rightarrow a_{w1,2} = 130 \text{ mm}$$

### 7.3.9 Čelní úhel záběru

$$\text{tg } \alpha_{t1,2} = \frac{\text{tg } \alpha}{\cos \beta_{1,2}} = \frac{\text{tg}(20)}{\cos(16)} = 0,378638 \Rightarrow \alpha_{t1,2} = 20,7386^\circ$$

**7.3.10 Roztečné kružnice**

$$d_1 = \frac{m_{n1,2} \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{4 \cdot 18}{\cos(16)} = 74,902 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{m_{n1,2} \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{4 \cdot 42}{\cos(16)} = 174,77 \text{ mm}$$

**7.3.11 Základní kružnice**

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha_{t1,2} = 74,902 \cdot \cos(20,7386) = 70,049 \text{ mm}$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha_{t1,2} = 174,77 \cdot \cos(20,7386) = 163,446 \text{ mm}$$

**7.3.12 Korekce**

$$x_1 = 0,6269$$

$$x_2 = 0,8293$$

**7.3.13 Patní kružnice**

$$h_f^* = h_a^* + c_a^* = 1 + 0,25 = 1,25$$

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m_{n1,2} \cdot h_f^* + 2 \cdot m_{n1,2} \cdot x_1 = 74,902 - 2 \cdot 4 \cdot 1,25 + 2 \cdot 4 \cdot 0,6269 = 69,916 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m_{n1,2} \cdot h_f^* + 2 \cdot m_{n1,2} \cdot x_2 = 174,77 - 2 \cdot 4 \cdot 1,25 + 2 \cdot 4 \cdot 0,8293 = 171,404 \text{ mm}$$

**7.3.14 Hlavová kružnice**

$$d_{a1} = 2 \cdot \left( a_{w1,2} - \frac{d_{f2}}{2} - m_{n1,2} \cdot c_a^* \right) = 2 \cdot \left( 130 - \frac{171,404}{2} - 4 \cdot 0,25 \right) = 86,596 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = 2 \cdot \left( a_{w1,2} - \frac{d_{f1}}{2} - m_{n1,2} \cdot c_a^* \right) = 2 \cdot \left( 130 - \frac{69,916}{2} - 4 \cdot 0,25 \right) = 188,084 \text{ mm}$$

**7.3.15 Valivá osová vzdálenost**

$$a_{w1,2} = \frac{a_{1,2} \cdot \cos \alpha_{t1,2}}{\cos \alpha_{wt1,2}} \Rightarrow \cos \alpha_{wt1,2} = \frac{a_{1,2} \cdot \cos \alpha_{t1,2}}{a_{w1,2}} = \frac{124,836 \cdot \cos(20,7386)}{130} = 0,898056 \Rightarrow \alpha_{wt1,2} = 26,097^\circ$$

**7.3.16 Valivá kružnice**

$$d_{w1} = \frac{d_1 \cdot \cos \alpha_{t1,2}}{\cos \alpha_{wt1,2}} = \frac{74,901 \cdot \cos(20,7386)}{\cos(26,097)} = 78\text{mm}$$

$$d_{w2} = \frac{d_2 \cdot \cos \alpha_{t1,2}}{\cos \alpha_{wt1,2}} = \frac{174,77 \cdot \cos(20,7386)}{\cos(26,097)} = 182\text{mm}$$

**7.4 Pevnostní výpočet ozubení**

Pro pevnostní výpočet ozubení byl použit zjednodušený výpočet dle Merrita. Výpočet vychází z výpočtu vetknutého nosníku. Předpoklad je, že celková obvodová síla působí pouze na jeden zub. Přidanou hodnotou výpočtu je kontrola na otláčení, mimo jiné daný zub je kontrolován ještě na ohyb. [14]

Následující výpočty jsou realizovány v pěti zatěžovacích stavech podle rychlosti vysoko-podlažní tramvajové jednotky. Hodnoty zaznamenané v tabulkách jsou zaokrouhleny na 2 desetinná místa.

Pro materiál prvního kola 16 420.4 platí:  $\sigma_{Do} = 350\text{MPa}$

$$\sigma_{Dd} = 100\text{MPa}$$

Pro materiál druhého kola 14 220.4 platí:  $\sigma_{Do} = 300\text{MPa}$

$$\sigma_{Dd} = 95\text{MPa}$$

ZS	v [km/h]	$y_{o1}[-]$	$y_{o2}[-]$	$y_d[-]$	$r_{o1}[-]$	$r_{o2}[-]$	$r_{d1}[-]$	$r_{d2}[-]$
1	30	4,73	5,41	1,85	0,21	0,25	0,19	0,23
2	40	4,73	5,41	1,85	0,21	0,25	0,2	0,24
3	50	4,73	5,41	1,85	0,2	0,25	0,2	0,24
4	60	4,73	5,41	1,85	0,2	0,25	0,2	0,25
5	70	4,73	5,41	1,85	0,2	0,25	0,22	0,26

Tabulka 7-1 Vybrané tabulkové hodnoty součinitelů

### 7.4.1 Výpočtové konstanty pro ozubená kola 1 a 2

- Pro ohyb:

$$c_{o1} = \frac{\sigma_{Do1} \cdot r_{o1}}{y_{o1}}; c_{o2} = \frac{\sigma_{Do2} \cdot r_{o2}}{y_{o2}}$$

- Pro otláčení:

$$c_{d1} = \frac{\sigma_{Dd1} \cdot r_{d1}}{U \cdot y_d}; c_{d2} = \frac{\sigma_{Dd2} \cdot r_{d2}}{U \cdot y_d}$$

### 7.4.2 Součinitel velikosti zubu ozubených kol

$$U = \left(\frac{m_{n1,2}}{10}\right)^{0,2} = \left(\frac{4}{10}\right)^{0,2} = 0,836m$$

Výpočtové konstanty pro ohyb a otláčení zaznamenané v jednotlivých zatěžovacích stavech na 3 desetinná místa.

ZS	v [km/h]	$c_{o1}$ [MPa]	$c_{o2}$ [MPa]	$c_{d1}$ [MPa]	$c_{d2}$ [MPa]
1	30	15,539	13,863	12,285	14,128
2	40	15,539	13,863	12,932	14,742
3	50	14,799	13,863	12,932	14,742
4	60	14,799	13,863	12,932	15,356
5	70	14,799	13,863	14,225	15,971

Tabulka 7-2 Výpočtové konstanty pro ohyb a otláčení

⇒ V zatěžovacích stavech 1÷4 platí:  $c_{d1} \equiv c_{min}$

⇒ V zatěžovacím stavu 5 platí:  $c_{o2} \equiv c_{min}$

### 7.4.3 Podmínka pro dovolenou a skutečnou zatěžující sílu

⇒ Pro stupeň přesnosti ozubeného kola zvolen  $\mu = 1$

$$F_o = \frac{P}{v} \leq F_D = 1,5 \cdot \pi \cdot c_{min} \cdot b \cdot m \cdot \mu$$

ZS	v [km/h]	v [m/s]	F <sub>D</sub> [N]	F <sub>o</sub> [N]
1	30	8,333	12,736,174	10200,408
2	40	11,111	13406,935	7650,077
3	50	13,889	13406,935	6119,951
4	60	16,667	13406,935	5099,898
5	70	19,444	14372,127	4371,528

Tabulka 7-3 Porovnání dovolené a obvodové síly

⇒ Z tabulky 4 je zřejmé, že stanovená podmínka mezi dovolenou zatěžující silou a skutečnou zatěžující silou je splněna ve všech pěti zatěžujících stavech. Pevnostní výpočet dle Merrita je zjednodušený a používá se zejména k rychlé kontrole daného soukolí. V tomto případě má zejména výpočet dle Merrita ukázat, že student dané látce rozumí a vzhledem ke složitosti pevnostního výpočtu navrhovaného soukolí je kompletní pevnostní výpočet pomocí programu PREV. Včetně výpočtu ložisek a geometrického výpočtu ozubení.

součinitel	Kolo 1 (pastorek) [-]	Kolo 2 [-]	Minimální hodnota [-]
ohyb	6,54	6,78	1,7
dotyk	2,26	2,26	1,2

Tabulka 7-4 Součinitele bezpečnosti pro jednorázové zatížení

⇒ Tabulka 5 je výstupem z programu PREV a slouží k porovnání součinitelů bezpečnosti pro jednorázové zatížení na ohyb a dotyk (otlačení). Z tabulky je patrné, že součinitele bezpečnosti splňují podmínku jak pro ohyb, tak pro dotyk a to jak na pastorku, tak i na spolu zabírajícím ozubeném kole 2.

## 7.5 Výpočet uložení

### 7.5.1 Určení průměrné rychlosti tramvaje na trati Bory-Košutka

Počet zastávek: 16

Doba jízdy: 22 minut (Bory-Košutka)

22 minut (Košutka-Bory)

Průměrná doba na jednu zastávku za běžného provozu: 15 sekund

⇒  $15 \cdot 16 = 240$  sekund = 4 minuty

⇒ Čistá jízda: 18 minut



$$v_{p1} = \frac{s}{T_1} = \frac{7050}{1080} = 6,53 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 23,51 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$$

Průměrná doba na jednu zastávku za maximálního provozu: 30 sekund

⇒  $30 \cdot 16 = 480$  sekund = 8 minut

⇒ Čistá jízda: 14 minut

$$v_{p2} = \frac{s}{T_2} = \frac{7050}{840} = 8,39 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 30,2 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$$

Závěr úvahy: Z úvahy je na první pohled patrné, že tramvajové vozidlo musí vyvinout větší průměrnou rychlost za maximálního provozu než za provozu běžného, aby zdolalo stejnou vzdálenost za stejný předem stanovený časový interval, a proto platí:  $v_{p1} < v_{p2}$ . Průměrná rychlost za běžného provozu se nejvíce blíží po zaokrouhlení nahoru prvnímu zátěžnému stavu:  $v_{p1} \rightarrow v_1 = 30 \text{ km} \cdot \text{s}^{-1} \Rightarrow L_h = 50000$  hod. Za maximálního provozu platí:  $v_{p2} \rightarrow v_2 = 40 \text{ km} \cdot \text{s}^{-1} \Rightarrow L_h = 37500$  hod.

### 7.5.2 Stanovení životnosti ložisek:

V praxi se u tramvajových vozidel uvažuje se životností nápravových ložisek:

$$L_s = 1,5 \cdot 10^6 \text{ km}$$

$$L_{h1} = \frac{L_s}{v_1} = \frac{1,5 \cdot 10^6 \cdot 10^3}{8,333} = 50000 \text{ hod}$$

$$L_{h2} = \frac{L_s}{v_2} = \frac{1,5 \cdot 10^6 \cdot 10^3}{11,111} = 37500 \text{ hod}$$

### 7.6 Zatěžující stavy na jednotlivých hřídelích

- Pro hřídel 1 ( $\varnothing = 0,093\text{m}$ )

ZS	v [ $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$ ]	v [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]	$M_K$ [ $\text{N} \cdot \text{m}$ ]	n [ $\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$ ]	$L_h$ [hod]
1	30	8,333	474,319	1711,275	50000
2	40	11,111	355,728	2281,769	37500
3	50	13,889	284,578	2852,262	30000
4	60	16,667	237,145	3422,755	25000
5	70	19,444	203,276	3993,044	21428,571

Tabulka 7-5 – Zatěžující stavy na hřídeli 1

- Pro hřídel 2 ( $\varnothing = 0,218\text{m}$ )

ZS	$v [\text{km} \cdot \text{h}^{-1}]$	$v [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	$M_K [\text{N} \cdot \text{m}]$	$n [\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}]$	$L_h [\text{hod}]$
1	30	8,333	1111,845	730,039	50000
2	40	11,111	833,858	973,415	37500
3	50	13,889	667,075	1216,791	30000
4	60	16,667	555,889	1460,166	25000
5	70	19,444	476,497	1703,454	21428,571

**Tabulka 7-6 – Zatěžující stavy na hřídeli 2**

- Pro hřídel 3 ( $\varnothing = 0,54\text{m}$ )

ZS	$v [\text{km} \cdot \text{h}^{-1}]$	$v [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	$M_K [\text{N} \cdot \text{m}]$	$n [\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}]$	$L_h [\text{hod}]$
1	30	8,333	2754,106	294,72	50000
2	40	11,111	2065,522	392,971	37500
3	50	13,889	1652,386	491,223	30000
4	60	16,667	1376,971	589,475	25000
5	70	19,444	1180,312	687,691	21428,571

**Tabulka 7-7 Zatěžující stavy na hřídeli 3**

## 7.7 Síly v převodových prvcích

$$F_{o1,2} = \frac{2M_{K1}}{d_{1,2}}$$

$$F_{r1,2} = F_{o1,2} \cdot \text{tg}\alpha_{t1,2}$$

$$F_{a1,2} = F_{o1,2} \cdot \text{tg}\beta_{1,2}$$

ZS	$M_{K1} [\text{N} \cdot \text{m}]$	$F_{o1,2} [\text{N}]$	$F_{r1,2} [\text{N}]$	$F_{a1,2} [\text{N}]$
1	474,319	10200,409	3862,114	2924,92
2	355,728	7650,065	2896,61	830,59
3	284,578	6119,957	2317,252	664,461
4	237,145	5099,892	1931,016	553,71
5	203,276	4371,527	1655,229	474,629

**Tabulka 7-8 Síly v ozubení**

Pro náročnost výpočtu uložení na třech podporách byla následná tabulka 7-8 sil v ložiskách určena pomocí programu PREV.

ZS	$F_{Ax}[N]$	$F_{Ay}[N]$	$F_{r1,2}[N]$	$F_{a1,2}[N]$
1	-448,8	-3563,3	3591,45	0
2	-333,5	-2647,9	2668,82	0
3	-267,8	-2125,9	2142,7	0
4	-223,9	-1777,9	1791,94	0
5	-191,5	-1520,7	1532,71	0

**Tabulka 7-9 Síly ve válečkovém ložisku NU210**

ZS	$F_{Bx}[N]$	$F_{By}[N]$	$F_{r1,2}[N]$	$F_{a1,2}[N]$
1	0	0	0	-3606,3
2	0	0	0	-2679,8
3	0	0	0	-2151,5
4	0	0	0	-1799,3
5	0	0	0	-1539

**Tabulka 7-10 Síly ve dvouřadém kuličkovém ložisku 3310**

ZS	$F_{Bx}[N]$	$F_{By}[N]$	$F_{r1,2}[N]$	$F_{a1,2}[N]$
1	-4313,1	-9013,2	9992,03	0
2	-3205,1	-6697,7	7425,08	0
3	-2573,2	-5377,3	5961,27	0
4	-2152	-4497	4985,39	0
5	-1840,6	-3846,4	4264,11	0

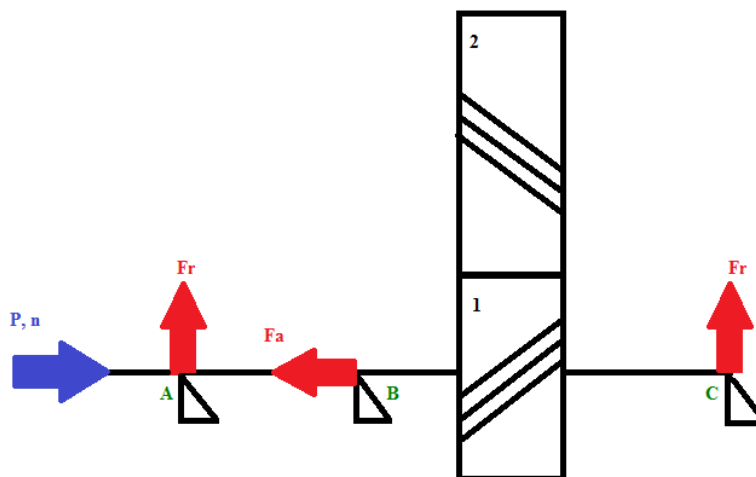
**Tabulka 7-11 Síly ve válečkovém ložisku NU2310**

$$F_{r1,2} = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2}$$

$$F_{r1,2} = \sqrt{F_{Cx}^2 + F_{Cy}^2}$$

$$F_{a1,2} = F_{o1,2} \cdot \operatorname{tg} \beta_{1,2}$$

Na obrázku 7-2 je nastíněno umístění hnacího ozubeného kola (pastorku) na vstupní hřídeli. Písmena A, B, C znázorňují podpory, které ve skutečnosti zastupují jednotlivá ložiska na vstupní hřídeli. Pod písmenem A si můžeme představit válečkové ložisko NU210, dále písmeno B zastupuje ložisko dvouřadé kuličkové 3310 a písmeno C značí válečkové ložisko NU2310.



Obrázek 7-2 Síly v podporách na vstupním hřídeli

Hřídel	Ložisko 1	Ložisko 2	Ložisko 3
1	Válečkové NU210	Dvouřadé kuličkové 3310	Válečkové NU2310
2	Kuželíkové 32314	Kuželíkové 32314	-----
3	Dvouřadé soudečkové 24122	Dvouřadé soudečkové 24122	-----

Tabulka 7-7 Souhrn všech ložisek

## 8. Závěr

Cílem bakalářské práce bylo zpracovat přehled možností pohonu dvojkolí tramvajového vozidla a z nich potom vybrat vhodnou variantu. Dále předložit funkční výkres dvoustupňové tramvajové převodovky, který by měl vytvořit koncepci celé převodovky. Zpracovat výkres s hlavními pohledy a řezy se zaměřením na návrh bezdotykového (labyrintového) těsnění. Celá práce by měla být podložena pevnostním výpočtem ozubení.

Hlavním cílem praktické části kvalifikační práce bylo vytvořit funkční návrh celé převodovky a na jeho základě zhotovit výkres sestavy s hlavními řezy a pohledy. Tento výkres je součástí přílohy se všemi potřebnými řezy a pohledy. Další velkou výzvou pro autora byl samotný návrh bezdotykového těsnění tak, aby vlastní návrh labyrintového těsnění splňoval pokud možno veškeré požadavky, které jsou na něj kladeny. Mezi tyto požadavky patří ochránit ložiska před vniknutím různých nečistot z okolí. Dále zamezení úniku oleje ven z převodovky a v neposlední řadě zabránit tvoření vlhkosti uvnitř převodovky. Abychom mohli říct, že bychom museli daný návrh bezdotykového těsnění vytvořit a vyzkoušet přímo v provozu, bohužel k uskutečnění tohoto kroku nebylo jednak dostatek času a ani finančních prostředků. Dva hlavní limitující aspekty. Ale každopádně naskytne-li se do budoucna příležitost k vyzkoušení daného návrhu v praxi, autor s nadšením přijme „pozvánku“ k novému úkolu.

V rešerši bylo hlavním cílem zpracovat přehled možností pohonu dvojkolí tramvajového vozidla a vybrat tu nejvhodnější variantu. Samotná volba vyhovující obměny se z původního seznamu čtyř možných variant omezila na závěrečné dvě koncepce konstrukce, a to pohon dvojkolí krátkou kloubovou hřídelí mezi motorem a převodovkou a pohon elektrickým motorem s osou kolmou k nápravě. Autor se nakonec přiklonil k možnosti pohonu dvojkolí krátkou kloubovou hřídelí mezi motorem a převodovkou. Tuhle variantu zvolil pro její jednoduchou montáž a demontáž trakčního motoru a dále pro její využití jak u vysokopodlažních, tak u částečně nízkopodlažních tramvají.

Celá bakalářská práce byla podložena výpočty, které obsahovaly nejen pevnostní výpočet ozubení, ale také plno dalších výpočtů s ním souvisejících. Kompletní výpočet byl proveden v programu PREV a přiložen do přílohy. Pro lepší názornost autor vykalkuloval samotný pevnostní výpočet, včetně výpočtu základních geometrických rozměrů a dalších souvisejících výpočtů, týkajících se ručně provedených operací pro první soukolí. Vzhledem k vysoké náročnosti samotného pevnostního výpočtu byl autor nucen použít zjednodušený výpočet dle Merrita, který vychází z výpočtu vetknutého nosníku a z předpokladu, že celková obvodová síla působí pouze na jeden zub.

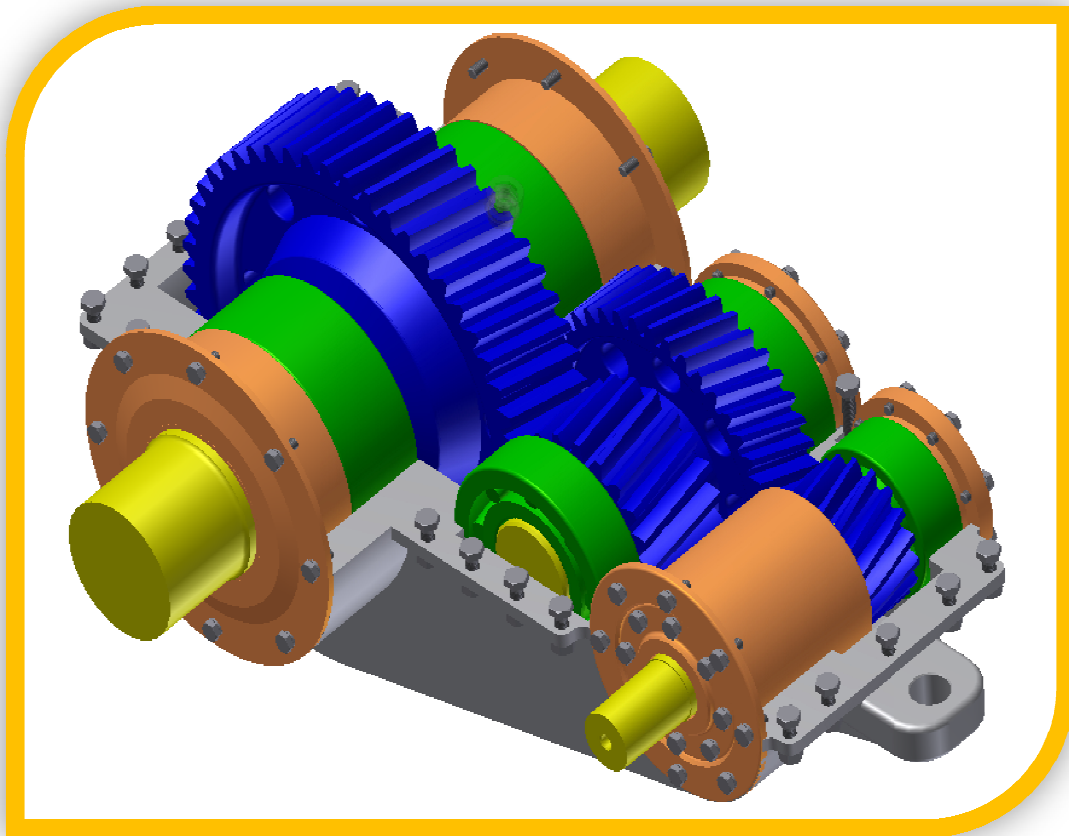
Tímto byly splněny všechny nezbytně nutné body k úspěšnému odevzdání práce.

## Seznam použité literatury

- [1] DOSTÁL, J., HELLER, P. *Kolejová vozidla I*.  
Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2010. ISBN 978-80-7043-960-9
- [2] HELLER, P., DOSTÁL, J. *Kolejová vozidla II*.  
Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2009. ISBN 978-80-7043-641-7
- [3] HELLER, P., DOSTÁL, J. *Kolejová vozidla III*.  
Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2011. ISBN 978-80-261-0028-7
- [4] PETELE, M., KRÁTKÝ, J., HOSNEDL, S. *Příručka strojního inženýra Obecné strojní části 1*. Praha: Computer Press, 2000.
- [5] ŘASA, J., ŠVERCL, J. *Strojnické tabulky 1 pro školu a praxi*.  
Praha: Scientia, 2004. ISBN 80-7183-312-6
- [6] ŘASA, J., ŠVERCL, J. *Strojnické tabulky 2 pro školu a praxi*.  
Praha: Scientia, 2007. ISBN 978-80-86960-20-3
- [7] *Základní znak městské hromadné dopravy*. [online]. [cit. 25.6.2014].  
<http://kds.vsb.cz/mhd/znaky-druhy.htm>
- [8] *Plzeňské tramvaje*. [online]. [cit. 24.6.2014].  
<http://www.plzensketramvaje.cz/?page=18.htm>
- [9] *SKF Náhradní ložiska a těsnění*. [online]. [cit. 23.6.2014].  
[http://www.spssol.cz/~vyuka/tridy/3.C/CAD/3%C2%B0P%C5%98EVODOVKA/LO%C5%BDISKA%20SKF/Prirucka%20SKF%20pro%20udrzbu%20lozisek\\_vysoke%20rozliseni/10.%20Nahradni%20loziska+tesneni.pdf](http://www.spssol.cz/~vyuka/tridy/3.C/CAD/3%C2%B0P%C5%98EVODOVKA/LO%C5%BDISKA%20SKF/Prirucka%20SKF%20pro%20udrzbu%20lozisek_vysoke%20rozliseni/10.%20Nahradni%20loziska+tesneni.pdf)
- [10] KATOLICKÝ, J. *Návrh technologie výroby výstelky labyrintové ucpávky*.  
[https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=6682](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=6682)
- [11] *DUM 05 TÉMA: Schematické zobrazování těsnění*. [online]. [cit. 23.6.2014].  
<http://www.spskladno.cz/dumy.php>
- [12] *INPRO/SEAL*. [online]. [cit. 9.1.2014].  
<https://www.youtube.com/watch?v=TnaiS0yHd7c>
- [13] *INPRO/SEAL* [online]. [cit. 9.1.2014].  
[http://www.bmpcoe.org/bestpractices/internal/inpro/grf\\_inpro\\_02.html](http://www.bmpcoe.org/bestpractices/internal/inpro/grf_inpro_02.html)
- [14] *Pevnostní výpočet ozubení dle Merrita*. [online]. [cit. 22.6.2014].  
<http://knowledge.autodesk.com/support/inventor-products/learn-explore/caas/CloudHelp/cloudhelp/2014/CSY/Inventor/files/GUID-A3C28DCB-7135-407E-A62F-B43FAA9C3616-htm.html>
- [15] *ZČU KKS*. [online]. [cit. 19.6.2014].  
[http://old-kks.zcu.cz/pro-studenty-KKS/Studijni\\_podklady/PRIRUCKA/CADIS2/MDOC/F/F12/F12\\_2/f12\\_2.htm](http://old-kks.zcu.cz/pro-studenty-KKS/Studijni_podklady/PRIRUCKA/CADIS2/MDOC/F/F12/F12_2/f12_2.htm)

## **PŘÍLOHA č. 1**

**Model převodovky bez horní části skříně**

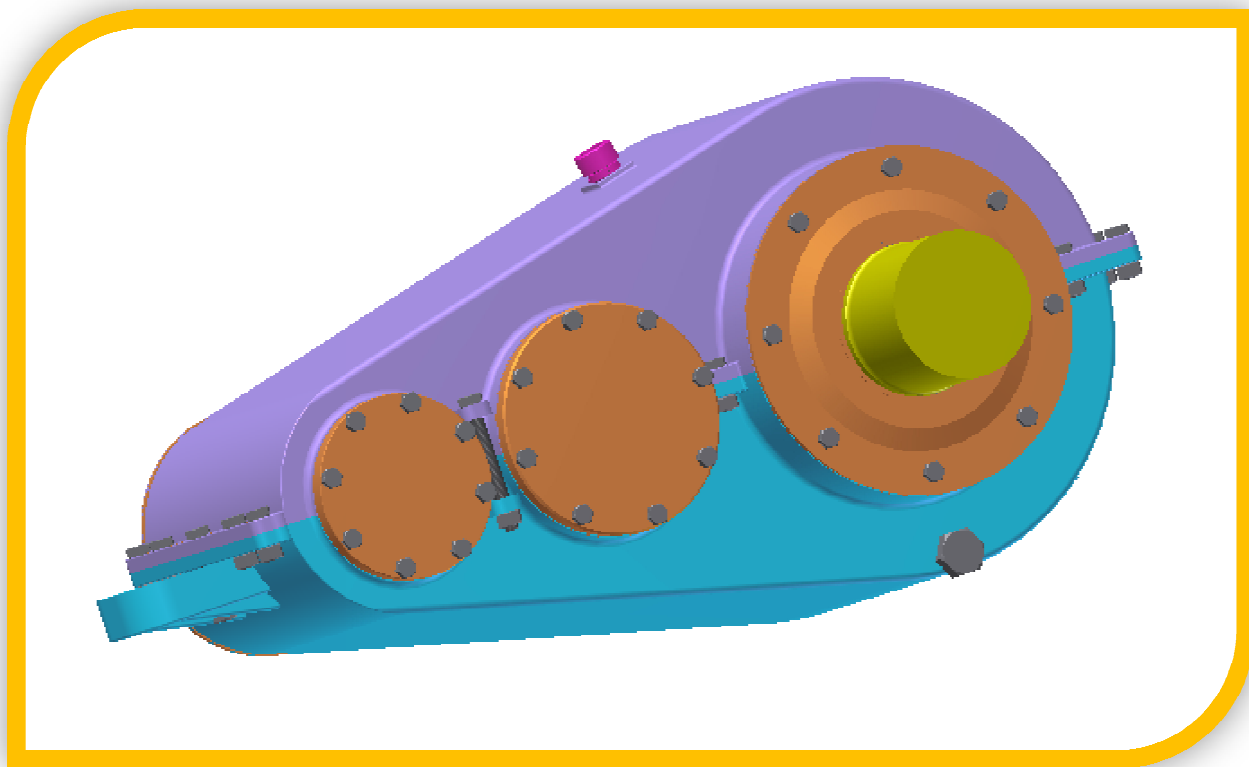


Obrázek 1 Model převodovky bez horní části skříně

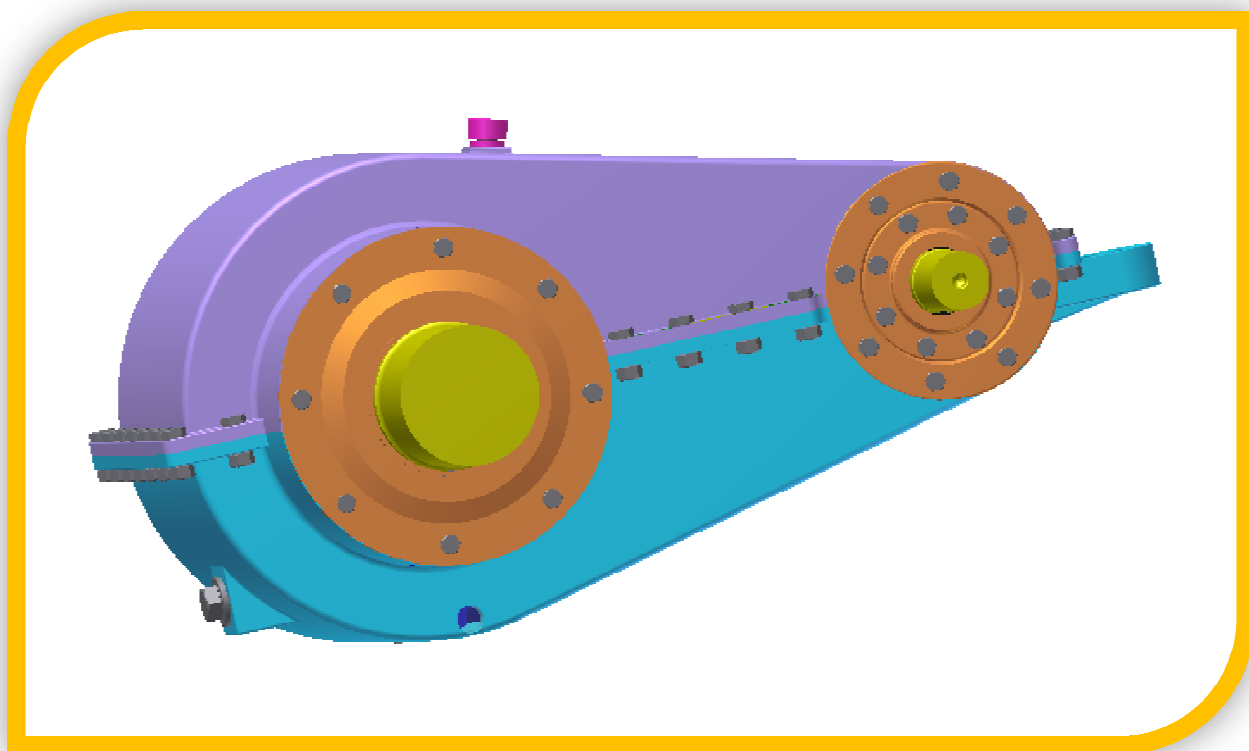


## **PŘÍLOHA č. 2**

### **Model převodovky**



Obrázek 2 Model převodovky z pravé strany



Obrázek 3 Model převodovky z levé strany

## **PŘÍLOHA č. 3**

### **Kompletní pevnostní výpočet ozubení**

Nazev : Tramvajova jednotka

Stroj : Pohon

Autor : Ruzicka

03/13/14

RUZIC.dhl

List : 1

Blok + souhmoti : zadani

\*\*\*\*\*

Blok : 1 pocet souhmoti : 3  
Souhmoti : 1.0 souradny system : kartecky  
ish I material souradnice pocatku (1.loz.)  
I x[mm] y[mm] z[mm]  
I  
1 I 16420.40 .00 .00 .00  
I

Rozmery nosneho profilu hridele - zadane

\*\*\*\*\*

Souhmoti : 1.0 pocet rezu : 5  
rez I Z[mm] Dmax[mm] Dmin[mm]  
I  
1 I -130.00 50.00 .00  
2 I 69.00 60.00 .00  
3 I 86.40 104.00 .00  
4 I 141.40 60.00 .00  
5 I 144.40 50.00 .00  
I

z-tova sour. praveho konce hrid. : 184.40[mm]

Prevodove prvky - zadani polohy

-----

Souhmoti : 1.0 pocet zaberu : 2  
c. oznaceni I sour. Z[mm] uhel zaberu fi[deg]  
I  
1 10.09 I -120.00 360.00  
2 1.02 I 107.50 180.00  
I

Loziska - zadani polohy

-----

Souhmoti : 1.0 pocet lozisek : 3  
c. oznaceni I sour.Z[mm] podpera maz. uloz.  
I  
1 NU210 I .00 .0 olej r  
2 3310 I 50.00 .0 olej a()  
3 NU2310 I 150.00 .0 olej r  
I

Nazev : Tramvajova jednotka

Stroj : Pohon

Autor : Ruzicka

03/13/14

RUZIC.dhl

List : 2

Obecna zatezna mista -zadani polohy

Souhmoti : 1.0                      pocet OZM : 0

- VYPOCTOVE CLENENI NOSNEHO PROFILU SOUHMOTI

\*\*\*\*\*

Souhmoti : 1.00

rez	h r i d e l Z[mm]	Dmax[mm]	Dmin[mm]	I zatezna mista I ozn. ZM/OZM	I I	l o z i s k a I oznaceni typ loziska uloz.
1	-130.0	50.0	.0	I	I	
2	-120.0	50.0	.0	I 10.09 spojka	I	
3	.0	50.0	.0	I	I	NU210 r.val.jr. r
4	50.0	50.0	.0	I	I	3310 r.kul.jr.ks. a()
5	69.0	60.0	.0	I	I	
6	86.4	104.0	.0	I	I	
7	107.5	104.0	.0	I 1.02 valc.vne.	I	
8	141.4	60.0	.0	I	I	
9	144.4	50.0	.0	I	I	
10	150.0	50.0	.0	I	I	NU2310 r.val.jr. r
11	184.4	.0	.0	I	I	

Prevodove prvky - popis

\*\*\*\*\*

souhmoti : 1.00		pocet ZM :	2
Zakl. zatezne m.:	1	I Zakl. zatezne m.:	2
oznaceni :	10.	I oznaceni :	1.
spojka		I celni kolo s vnejsim ozubenim	
druh spojky :	obecna spojka	I	
		I pocet zubu :	18. [-]
		I norm. modul :	4.00 [mm]
		I uhel zaberu zubu:	20.00 [deg]
		I uhel sklonu zubu:	16.00 [deg]
		I sklon zubu :	levy
		I sirka kola :	55.00 [mm]
		I material :	16420.40
		I drsnost :	1.60
		I druh korekce :	merny skluz
		I os.vzdal./j. kor:	130.00 [mm]/[-
		I presnost :	7 - 7 - 5 Dh/III
		I ucinnost :	.98 [-]



Nazev : Tramvajova jednotka

Stroj : Pohon

Autor : Ruzicka

03/13/14

RUZIC.dhl

List : 4

ZATIZENI V PREVODOVYCH PRVCICH

\*\*\*\*\*

Souhmoti : 1.00                      pocet ZMZ : 2

Z a d a n e		h o d n o t y		I		
oznaceni	typ	mst.zs	Mk	I	otacky	doba behu
			[Nm]	I	[1/min]	[ hod]
10.09	spojka	1.01	201.0	I	4035.0	5000.0
		1.02	235.0	I	3460.0	5000.0
		1.03	281.0	I	2884.0	5000.0
		1.04	350.0	I	2306.0	30000.0
		1.05	471.0	I	1723.0	5000.0
.....				I		
1.02	valc.vne.	1.01	-201.0	I		
		1.02	-235.0	I		
		1.03	-281.0	I		
		1.04	-350.0	I		
		1.05	-471.0	I		

ZATIZENI V OBECNYCH ZATEZNYCH PRVCICH

\*\*\*\*\*

Souhmoti : 1.00                      pocet OZM : 0

Nazev : Tramvajova jednotka

Stroj : Pohon

Autor : Ruzicka

03/13/14

RUZIC.dhl

List : 5

SILY V PREVODOVYCH PRVCICH

\*\*\*\*\*

Souhmoti : 1.00

pocet ZMZ : 2

oznaceni	z a d a n e typ	h o d n o t y mst.zs	I		v y p o c t e n e h o d n o t y		
			Mk	I	Fo	Fr	Fa
			[Nm]	I	[N]	[N]	[N]
10.09	spojka	1.01	201.0	I	.0	.0	.0
		1.02	235.0	I	.0	.0	.0
		1.03	281.0	I	.0	.0	.0
		1.04	350.0	I	.0	.0	.0
		1.05	471.0	I	.0	.0	.0
.....							
1.02	valc.vne.	1.01	-201.0	I	-5367.0	2032.2	1539.0
		1.02	-235.0	I	-6274.9	2375.9	1799.3
		1.03	-281.0	I	-7503.2	2841.0	2151.5
		1.04	-350.0	I	-9345.6	3538.6	2679.8
		1.05	-471.0	I	-12576.5	4761.9	3606.3

OBVODOVE RYCHLOSTI

\*\*\*\*\*

zatez. misto	I	10.	I	1.	I
-----I-----I-----I					
obv.rych.[m/s]	I	.00	I	15.88	I

REAKCE V LOZISKACH

\*\*\*\*\*

Souhmoti : 1.00

pocet lozisek : 3

oznaceni	l o z i s k o typ	mst.zs	I		v y p o c t e n e h o d n o t y			Fa
			I	I	Fx	Fy	Fr	
			I	I	[N]	[N]	[N]	[N]
NU210	r. val.jr.	1.01	I	I	-191.5	-1520.7	1532.7	.0
		1.02	I	I	-223.9	-1777.9	1791.9	.0
		1.03	I	I	-267.8	-2125.9	2142.7	.0
		1.04	I	I	-333.5	-2647.9	2668.8	.0
		1.05	I	I	-448.8	-3563.3	3591.5	.0



Nazev : Tramvajova jednotka

Stroj : Pohon

Autor : Ruzicka

03/13/14

RUZIC.dhl

List : 6

3310	r. kul.dr.ks	1.01I	.0	.0	.0	-1539.0
		1.02I	.0	.0	.0	-1799.3
		1.03I	.0	.0	.0	-2151.5
		1.04I	.0	.0	.0	-2679.8
		1.05I	.0	.0	.0	-3606.3
.....						
NU2310	r. val.jr.	1.01I	-1840.6	-3846.4	4264.1	.0
		1.02I	-2152.0	-4497.0	4985.4	.0
		1.03I	-2573.2	-5377.3	5961.3	.0
		1.04I	-3205.1	-6697.7	7425.0	.0
		1.05I	-4313.1	-9013.2	9992.0	.0

DEFORMACE v prevodovych prvcich

\*\*\*\*\*

Souhmoti : 1.00                      pocet ZMZ : 2

prevod. prvkyI      v y p o c t e n e      h o d n o t y

ozn.	typ	ms.zs I	I	pruhyb ux[mm]	pruhyb uy[mm]	pruhyb uo[mm]	natoceni fio[rad]	natoceni fik[rad]
10.09	spojka	1.01I		-.748E-03	-.574E-02	.579E-02	.482E-04	.000E+00
		1.02I		-.875E-03	-.671E-02	.677E-02	.564E-04	.000E+00
		1.03I		-.105E-02	-.803E-02	.809E-02	.674E-04	.000E+00
		1.04I		-.130E-02	-.100E-01	.101E-01	.840E-04	.000E+00
		1.05I		-.175E-02	-.135E-01	.136E-01	.113E-03	.000E+00
.....								
1.02	valc.vne.	1.01I		.175E-03	.121E-02	.122E-02	.265E-04	.803E-03
		1.02I		.204E-03	.141E-02	.143E-02	.310E-04	.939E-03
		1.03I		.244E-03	.169E-02	.171E-02	.370E-04	.112E-02
		1.04I		.304E-03	.210E-02	.212E-02	.461E-04	.140E-02
		1.05I		.409E-03	.283E-02	.286E-02	.621E-04	.188E-02

Nazev : Tramvajova jednotka

Stroj : Pohon

Autor : Ruzicka

03/13/14

RUZIC.dhl

List : 7

DEFORMACE v loziskach

\*\*\*\*\*

Souhmoti : 1.00                    pocet lozisek : 3  
l o z i s k o                    I vypoctene hodnoty  
oznaceni    typ                mst.zs I natoceni  
    I fio [rad]

---

NU210	r. val.jr.	1.01I	.4824E-04
		1.02I	.5640E-04
		1.03I	.6744E-04
		1.04I	.8400E-04
		1.05I	.1130E-03

.....

3310	r. kul.jr.ks	1.01I	.1851E-04
		1.02I	.2164E-04
		1.03I	.2587E-04
		1.04I	.3223E-04
		1.05I	.4337E-04

.....

NU2310	r. val.jr.	1.01I	.3106E-04
		1.02I	.3632E-04
		1.03I	.4342E-04
		1.04I	.5409E-04
		1.05I	.7279E-04

---

Nazev : Tramvajova jednotka

Stroj : Pohon

Autor : Ruzicka

03/13/14

RUZIC.dhl

List : 8

maximalni NAPETI  
\*\*\*\*\*

Souhmoti : 1.00

I v y p o c t e n e h o d n o t y  
mst. zs.I c. rezu souradnice napeti  
[-] [-] I [-] z [mm] sigr [Mpa]

1	1	I	5	69.0	18.5
1	2	I	5	69.0	21.7
1	3	I	5	69.0	25.9
1	4	I	5	69.0	32.3
1	5	I	5	69.0	43.5

Maximalni DEFORMACE a NAPETI  
-----

Souhmoti : 1.00

\*\*\*\*\*  
\* velicina : m.st. stav poradi hodnota \*  
\*-----\*  
\* pruhby uo v ZMZ [mm] : 1 5 1 .136E-01 \*  
\* natoceni fio v ZMZ [rad] : 1 5 1 .113E-03 \*  
\* natoceni fio v lozisku [rad] : 1 5 1 .113E-03 \*  
\* napeti [MPa] : 1 5 5 43.5 \*  
\*\*\*\*\*

Nazev : Tramvajova jednotka

Stroj : Pohon

Autor : Ruzicka

03/13/14

RUZIC.dhl

List : 9

KONTROLA LOZISEK  
\*\*\*\*\*

Souhmoti : 1.00                      pocet lozisek : 3

---

Dynamicka kontrola loziska NU210  
(vyrobce ZVL )

-----  
Koeficient bezpecnosti (dynamicky) loziska : 2.17 [-]  
Trvanlivost loziska : 108661. [hod]  
Potrebna unosnost pro loz. stejneho typu : 36761. [N]  
Bezpecnost proti preotackovani : 2.07 [-]

Staticka kontrola loziska NU210  
(vyrobce ZVL )

-----  
Koeficient bezpecnosti (staticky) loziska : 12.45 [-]  
Lozisko staticky vyhovuje pro vsechny druhy provozu .

.....

Dynamicka kontrola loziska 3310  
(vyrobce ZVL )

-----  
Koeficient bezpecnosti (dynamicky) loziska : 3.81 [-]  
Trvanlivost loziska : 190326. [hod]  
Potrebna unosnost pro loz. stejneho typu : 58218. [N]  
Bezpecnost proti preotackovani : 1.11 [-]

Staticka kontrola loziska 3310  
(vyrobce ZVL )

-----  
Koeficient bezpecnosti (staticky) loziska : 35.65 [-]  
Lozisko staticky vyhovuje pro vsechny druhy provozu .

.....

Nazev : Tramvajova jednotka

Stroj : Pohon

Autor : Ruzicka

03/13/14

RUZIC.dhl

List : 10

Dynamicka kontrola loziska NU2310  
(vyrobce SKF )

-----  
Koeficient bezpecnosti (dynamicky) loziska : 7.34 [-]  
Trvanlivost loziska : 367117. [hod]  
Potrebna unosnost pro loz. stejneho typu : 102273. [N]  
Bezpecnost proti preotackovani : 1.98 [-]

Staticka kontrola loziska NU2310  
(vyrobce SKF )

-----  
Koeficient bezpecnosti (staticky) loziska : 18.51 [-]  
Lozisko staticky vyhovuje pro vsechny druhy provozu .

---

Nazev : Tramvajova jednotka

Stroj : Pohon

Autor : Ruzicka

03/13/14

RUZIC.dhl

List : 11

\*\*\*\*\*

\* o z u b e n a k o l a c e l n i \*  
\* \* \* \* \*  
\* r a z i t k o p r o k o l o 1 \*  
\* ===== \*  
\* \* \* \* \*

-----

* ozubeni (CELNI,KUZELOVE)	i			celni					*
* zuby (PRIME,SIKME,SIPOVE)	i			sikme					*
* pocet zubu	i	z	i			18			*
* i modul	i	m	i			4.00			*
* nastroj i uhel profilu	i	alfa	i			20	0	0	*
* i profil	i			CSN		014607			*
* i vyska hlavy nastroje	i	hxf	i			1.25.m =	5.00		*
* uhel sklonu bocni krivky zubu	i	beta	i			16	0	0	*
* smysl stoupani bocni krivky zubu	i	-	i					levy	*
* jednotkove posunuti	i	x	i					.6269	*
* jednotkova zmena tloustky zubu	i	xt	i						*
* stupen presnosti st sev 641-77	i					7 - 7 - 5		Dh/III	*
* i tloustka zubu na tetive	i					7.16		-.037	*
* i	i							-.080	*
* i vyska hlavy zubu nad tetivou	i					4.54			*
* kontr. i pres 3 zuby	i	W	i			32.37		-.035	*
* rozmer i	i							-.075	*
* i pres kulicky 0 4.00	i	M	i			78.33		-.138	*
* i	i							-.202	*
* modul celni	i	mt	i			4.16120			*
* prumer zakladni kruznice	i	db	i			70.05			*
* uhel sklonu bocni krivky zubu na zakl.valcii	i	betab	i			15	0	42	*
* i	i								*
* i	i								*
* betaw15 = 15 33 15 dw15 = 72.71	i								*

\* s p o l u z a b i r a j i c i k o l o \*  
\* \* \* \* \*

* cislo vykresu i	pocet zubu	i	vzdalenost os	aw	i	uhel os			*
* i	42	i	130.00 +	.030	i	0			*
* i		i	-	.030	i				*

\* \* \* \* \*

* p r u m e r y o z u b e n e h o k o l a 1 [mm]									*
* =====									*
* roztecny	74.90		mezni obvodove hazeni			.040			*
* patni	69.92								*
* hlavovy	86.60								*
* zadana sirka	55.00	mm							*

\* \* \* \* \*

Nazev : Tramvajova jednotka

Stroj : Pohon

Autor : Ruzicka

03/13/14

RUZIC.dhl

List : 12

\*\*\*\*\*

\* o z u b e n a k o l a c e l n i \*

\* \*

\* \*

\* \*

\* razitko pro kolo 2 \*

\* ===== \*

\* \*

\* ----- \*

\* ozubeni (CELNI,KUZELOVE) i celni \*

\* zuby (PRIME,SIKME,SIPOVE) i sikme \*

\* pocet zubu i z i 42 \*

\* i modul i m i 4.00 \*

\* nastroj i uhel profilu i alfa i 20 0 0 \*

\* i profil i CSN 014607 \*

\* i vyska hlavy nastroje i hxf i 1.25.m = 5.00 \*

\* uhel sklonu bocni krivky zubu i beta i 16 0 0 \*

\* smysl stoupani bocni krivky zubu i - i pravy \*

\* jednotkove posunuti i x i .8293 \*

\* jednotkova zmena tloustky zubu i xt i \*

\* stupen presnosti st sev 641-77 i 7 - 7 - 5 Dh/III \*

\* i tloustka zubu na tetive i i 7.68 -.053 \*

\* i i i -.117 \*

\* i vyska hlavy zubu nad tetivou i i 5.26 \*

\* kontr. i pres 6 zubu i W i 69.85 -.050 \*

\* rozmer i i i -.110 \*

\* i pres kulicky 0 4.00 i M i 179.82 -.178 \*

\* i i i -.271 \*

\* modul celni i mt i 4.16120 \*

\* prumer zakladni kruznice i db i 163.45 \*

\* uhel sklonu bocni krivky zubu na zakl.valcii betab i 15 0 42 \*

\* i i i \*

\* i i i \*

\* betaw15 = 15 33 15 dw15 = 169.65 i i \*

\* ----- \*

\* spoluzabirajici kolo \*

\* ----- \*

\* cislo vykresu i pocet zubu i vzdalenost os aw i uhel os \*

\* i 18 i 130.00 + .030 i 0 \*

\* i i - .030 i \*

\* ----- \*

\* \*

\* \*

\* prumery ozubeneho kola 2 [mm] \*

\* ===== \*

\* roztecny 174.77 mezni obvodove hazeni .056 \*

\* patni 171.40 \*

\* hlavovy 188.08 \*

\* \*

\* zadana sirka 55.00 mm \*

\* \*

\* \*

Nazev : Tramvajova jednotka

Stroj : Pohon

Autor : Ruzicka

03/13/14

RUZIC.dhl

List : 13

```
* * * * *
*           o z u b e n a   k o l a   c e l n i
*           r o z m e r o v y   v y p o c e t
*
* korekce na merne skluzu
*
*           kolo 1           kolo 2
*
* pocet zubu kol           18           42
* normalny modul [mm]           4.00
* normalny uhel zaberu [deg]           20 0 0
* uhel sklonu zubu [deg] (k1 1)           16 0 0
* bocni vule [mm]           .0000
* osova vzdalenost [mm]           130.0000
* sirka kol [mm]           55.00           55.00
*
* jednotkove posunuti profilu           .6269           .8293
* prumery hlavovych kruznic [mm]           86.60           188.08
* prumery roztecnich kruznic [mm]           74.90           174.77
* prumery patnich kruznic [mm]           69.92           171.40!pod zakladni
* prumery zakladnich kruznic [mm]           70.05           163.45
*
* trvani evolventy           1.2108
* trvani kroku           1.2064
* celkove trvani zaberu           2.4172
*
* meze souctu jednotkovych posunuti
* smluvni dolni mez           -.1345
* doporucena dolni mez           .0000
* skutecny soucet jedn. posunuti           1.4562
* doporucena horni mez           1.0000
* smluvni horni mez           1.3909
*
* meze jednotkovych posunuti kol
* smluvni dolni mez           -.0012           -.4472
* doporucena dolni mez           .2482           -.4209
* skutecne jednotkove posunuti           .6269           .8293
* doporucena horni mez           .6000           .6000
* smluvni horni mez           .7007           .9683
*
* kontrolni miry
* pocet zubu pro mereni           3           6
* rozmer pres zuby [mm]           32.37           69.85
*
* konstantni tloustka zubu [mm]           7.16           7.68
* konstantni vyska zubu [mm]           4.54           5.26
*
* hodnoty pro brouseni
* beta w15           15 33 15           15 33 15
* dw15           72.7074           169.6505
* beta w 0           15 0 42           15 0 42
* dw 0           70.0484           163.4462
*
* * * * *
```



\* prumer kruz. pocatku zaberu[mm] 73.22 175.33 \*

Nazev : Tramvajova jednotka

Stroj : Pohon

Autor : Ruzicka

03/13/14

RUZIC.dhl

List : 14

\*\*\*\*\*

\* pevnostni vypocet celnich ozubenych kol s vnejsim ozubenim \*

\* kolo 1 kolo 2 \*

\* zadane parametry \*

	koloz 1	koloz 2
pocet zubu	18	42
normalny modul [mm]	4.00	
normalny uhel zaberu [deg]	20.00	
uhel sklonu zubu [deg]	16.00	
jednotkove posunutı	.627	.829
sırka [mm]	55.00	55.00
souc.vysky hlavy hrebenov.nastroje		1.25
souc.polomeru zaoblenı hreb.nastr.		.38
material :	16420.4	14220.4
tepelne zpracovani	CEMENT.KAL.	CEMENT.KAL.
jakostni trıda	MQ	MQ
pevnost v jadre [Mpa]	932.	785.
mez kluzu [Mpa]	735.	588.
mez unavy v ohybu [Mpa]	700.	700.
mez unavy v dotyku [Mpa]	1270.	1270.
tvrdost v jadre [Hv]	300.	250.
tvrdost boku [Hv]	650.	650.
min.tloustka tvrız. vrstvy [mm]		.42
presnost soukolu	7 - 7 - 5 Dh/III	
str.aritm.uchyl.profilu (drsnost) [mkm]	1.60	1.60

\* soubor zatezovacıch stavu na kole 1 \*

\* ..... \*

mk [Nm]	n [1/min]	tau[hod]
zakladni smysl toceni		
-201.00	4035.00	5000.00
-235.00	3460.00	5000.00
-281.00	2884.00	5000.00
-350.00	2306.00	30000.00
-471.00	1723.00	5000.00
opacny smysl toceni		



Nazev : Tramvajova jednotka

Stroj : Pohon

Autor : Ruzicka

03/13/14

RUZIC.dhl

List : 16

Souhmoti: 1.0 Prev. prvek c.: 1

Oznaceni prevod. prvku: 10

-----  
obecna spojka : neni pocitana

Blok + souhmoti :zadani

\*\*\*\*\*

Blok : 1 pocet souhmoti : 3  
Souhmoti : 2.0 souradny system :kartezky  
ish I material souradnice pocatku (1.loz.)  
I x[mm] y[mm] z[mm]  
-----  
2 I 16420.40 .00 .00 .00  
-----  
I

Rozmery nosneho profilu hridele - zadane

\*\*\*\*\*

Souhmoti : 2.0 pocet rezu : 4  
rez I Z[mm] Dmax[mm] Dmin[mm]  
-----  
1 I -36.00 70.00 .00  
2 I 15.00 105.00 .00  
3 I 90.00 75.00 .00  
4 I 147.00 70.00 .00  
-----  
I

z-tova sour. praveho konce hrid. : 201.00[mm]

Nazev : Tramvajova jednotka

Stroj : Pohon

Autor : Ruzicka

03/13/14

RUZIC.dhl

List : 17

Prevodove prvky - zadani polohy

Souhmoti : 2.0                    pocet zaberu : 2

c. oznaceni	I	sour. Z[mm]	uhel zaberu	fi[deg]
1	3.04	I 42.50		.00
2	2.01	I 107.50		180.00

Loziska - zadani polohy

Souhmoti : 2.0                    pocet lozisek : 2

c. oznaceni	I	sour.Z[mm]	podpera	maz.	uloz.
1	32314	I .00	.0	olej	ra(
2	32314	I 145.00	.0	olej	ra)

Obecna zatezna mista -zadani polohy

Souhmoti : 2.0                    pocet OZM : 0

- VYPOCTOVE CLENENI NOSNEHO PROFILU SOUHMOTI

\*\*\*\*\*

Souhmoti : 2.00

rez	h r i d e l	Dmax[mm]	Dmin[mm]	I zatezna mista	I	l o z i s k a	uloz.
	Z[mm]			I ozn.	ZZM/OZM	I oznaceni	typ loziska
1	-36.0	70.0	.0	I			
2	.0	70.0	.0	I		32314	r.kuz.jr. ra(
3	15.0	105.0	.0	I			
4	42.5	105.0	.0	I	3.04 valc.vne.		
5	90.0	75.0	.0	I			
6	107.5	75.0	.0	I	2.01 valc.vne.		
7	145.0	75.0	.0	I		32314	r.kuz.jr. ra)
8	147.0	70.0	.0	I			
9	201.0	.0	.0	I			

Nazev : Tramvajova jednotka

Stroj : Pohon

Autor : Ruzicka

03/13/14

RUZIC.dhl

List : 18

Prevodove prvky - popis  
\*\*\*\*\*

souhmoti : 2.00			pocet ZMZ :	2
Zakl. zatezne m.:	1	I Zakl. zatezne m.:		2
		I		
oznaceni :	3.	I oznaceni :		2.
celni kolo s vnejsim ozubenim		I celni kolo s vnejsim ozubenim		
		I		
pocet zubu :	20. [-]	I pocet zubu :		42. [-]
norm. modul :	5.00 [mm]	I norm. modul :		4.00 [mm]
uhel zaberu zubu:	20.00 [deg]	I uhel zaberu zubu:		20.00 [deg]
uhel sklonu zubu:	10.00 [deg]	I uhel sklonu zubu:		16.00 [deg]
sklon zubu :	pravy	I sklon zubu :		pravy
sirka kola :	75.00 [mm]	I sirka kola :		55.00 [mm]
material :	16420.40	I material :		14220.40
drsnost :	1.60	I drsnost :		1.60
druh korekce :	merny skluz	I druh korekce :		merny skluz
os.vzdal./j. kor:	182.00 [mm]/[-]	I os.vzdal./j. kor:		130.00 [mm]/[-]
presnost :	7 - 7 - 5 Dh/III	I presnost :		7 - 7 - 5 Dh/III
ucinnost :	.98 [-]	I ucinnost :		.98 [-]
		I		

LOZISKA - popis  
\*\*\*\*\*

souhmoti : 2.00			pocet lozisek :	2
lozisko :	1	I lozisko :		2
		I		
oznaceni :	32314	I oznaceni :		32314
vyrobce :	SKF	I vyrobce :		SKF
kuzelikove jednorade		I kuzelikove jednorade		
		I		
vnitrni prumer :	70. [mm]	I vnitrni prumer :		70. [mm]
vnejsi prumer :	150. [mm]	I vnejsi prumer :		150. [mm]
sirka :	54. [mm]	I sirka :		54. [mm]
unosnost dyn. :	297000. [N]	I unosnost dyn. :		297000. [N]
unosnost stat. :	380000. [N]	I unosnost stat. :		380000. [N]
mezni otacky :	4500. [1/min]	I mezni otacky :		4500. [1/min]
koef. X1 :	1.00 [-]	I koef. X1 :		1.00 [-]
koef. Y1 :	.00 [-]	I koef. Y1 :		.00 [-]
koef. X2 :	.40 [-]	I koef. X2 :		.40 [-]
koef. Y2 :	1.70 [-]	I koef. Y2 :		1.70 [-]
koef. X0 :	1.00 [-]	I koef. X0 :		1.00 [-]
koef. Y0 :	.90 [-]	I koef. Y0 :		.90 [-]
koef. e :	.35 [-]	I koef. e :		.35 [-]
		I		

Nazev : Tramvajova jednotka

Stroj : Pohon

Autor : Ruzicka

03/13/14

RUZIC.dhl

List : 19

ZATIZENI V PREVODOVYCH PRVCICH  
\*\*\*\*\*

Souhmoti : 2.00                      pocet ZMZ : 2

Z a d a n e		h o d n o t y		I		
oznaceni	typ	mst.zs	Mk	I	otacky	doba behu
			[Nm]	I	[1/min]	[ hod]
3.04	valc.vne.	1.01	542.0	I	1497.0	5000.0
		1.02	632.0	I	1284.0	5000.0
		1.03	759.0	I	1070.0	5000.0
		1.04	949.0	I	856.0	30000.0
		1.05	1270.0	I	632.0	5000.0
.....				I		
2.01	valc.vne.	1.01	-542.0	I		
		1.02	-632.0	I		
		1.03	-759.0	I		
		1.04	-949.0	I		
		1.05	-1270.0	I		

ZATIZENI V OBECNYCH ZATEZNYCH PRVCICH  
\*\*\*\*\*

Souhmoti : 2.00                      pocet OZM : 0

Nazev : Tramvajova jednotka

Stroj : Pohon

Autor : Ruzicka

03/13/14

RUZIC.dhl

List : 20

SILY V PREVODOVYCH PRVCICH

\*\*\*\*\*

Souhmoti : 2.00

pocet ZMZ : 2

z a d a n e		h o d n o t y		I	v y p o c t e n e		h o d n o t y	
oznaceni	typ	mst.zs	Mk	I	Fo	Fr	Fa	
			[Nm]	I	[N]	[N]	[N]	
3.04	valc.vne.	1.01	542.0	I	10675.3	3945.4	1882.3	
		1.02	632.0	I	12448.0	4600.6	2194.9	
		1.03	759.0	I	14949.4	5525.1	2636.0	
		1.04	949.0	I	18691.7	6908.1	3295.8	
		1.05	1270.0	I	25014.1	9244.8	4410.7	
.....								
2.01	valc.vne.	1.01	-542.0	I	-6202.4	2348.5	-1778.5	
		1.02	-632.0	I	-7232.4	2738.4	-2073.8	
		1.03	-759.0	I	-8685.7	3288.7	-2490.6	
		1.04	-949.0	I	-10860.0	4112.0	-3114.0	
		1.05	-1270.0	I	-14533.4	5502.9	-4167.4	

OBVODOVE RYCHLOSTI

\*\*\*\*\*

zatez. misto	I	3.	I	2.	I
-----I-----I-----I					
obv.rych.[m/s]	I	7.98	I	13.73	I

REAKCE V LOZISKACH

\*\*\*\*\*

Souhmoti : 2.00

pocet lozisek : 2

l o z i s k o		I	v y p o c t e n e		h o d n o t y		
oznaceni	typ	mst.zs	I	Fx	Fy	Fr	Fa
			I	[N]	[N]	[N]	[N]
32314	r. kuz.jr.	1.01	I	450.7	-9150.4	9161.5	2694.6
		1.02	I	525.6	-10669.9	10682.8	3142.0
		1.03	I	631.2	-12814.0	12829.5	3773.4
		1.04	I	789.2	-16021.7	16041.1	4718.0
		1.05	I	1056.1	-21441.0	21467.0	6313.8



Nazev : Tramvajova jednotka

Stroj : Pohon

Autor : Ruzicka

03/13/14

RUZIC.dhl

List : 21

32314	r. kuz.jr.	1.01I	1146.2	-7727.3	7811.9	-2798.4
		1.02I	1336.6	-9010.5	9109.0	-3263.1
		1.03I	1605.1	-10821.1	10939.5	-3918.8
		1.04I	2007.0	-13529.9	13678.0	-4899.8
		1.05I	2685.8	-18106.5	18304.6	-6557.1

DEFORMACE v prevodovych prvcich

\*\*\*\*\*

Souhmoti : 2.00

pocet ZMZ : 2

prevod. prvkyI vypoctene hodnoty

ozn.	typ	ms.zs	I	pruhyb ux[mm]	pruhyb uy[mm]	pruhyb uo[mm]	natoceni fio[rad]	natoceni fik[rad]
------	-----	-------	---	------------------	------------------	------------------	----------------------	----------------------

3.04	valc.vne.	1.01I		-.270E-05	.811E-03	.811E-03	.139E-04	.000E+00
		1.02I		-.315E-05	.945E-03	.945E-03	.162E-04	.000E+00
		1.03I		-.379E-05	.114E-02	.114E-02	.195E-04	.000E+00
		1.04I		-.473E-05	.142E-02	.142E-02	.243E-04	.000E+00
		1.05I		-.634E-05	.190E-02	.190E-02	.326E-04	.000E+00

.....

2.01	valc.vne.	1.01I		.506E-04	.101E-02	.101E-02	.160E-04	.643E-04
		1.02I		.590E-04	.117E-02	.118E-02	.187E-04	.750E-04
		1.03I		.709E-04	.141E-02	.141E-02	.224E-04	.901E-04
		1.04I		.887E-04	.176E-02	.177E-02	.281E-04	.113E-03
		1.05I		.119E-03	.236E-02	.236E-02	.375E-04	.151E-03

Nazev : Tramvajova jednotka

Stroj : Pohon

Autor : Ruzicka

03/13/14

RUZIC.dhl

List : 22

DEFORMACE v loziskach

\*\*\*\*\*

Souhmoti : 2.00                      pocet lozisek : 2  
l o z i s k o                      I vypoctene hodnoty  
oznaceni    typ                      mst.zs I natoceni  
   I fio [rad]

---

32314	r. kuz.jr.	1.01I	.2383E-04
		1.02I	.2778E-04
		1.03I	.3337E-04
		1.04I	.4172E-04
		1.05I	.5583E-04

.....

32314	r. kuz.jr.	1.01I	.3240E-04
		1.02I	.3779E-04
		1.03I	.4538E-04
		1.04I	.5674E-04
		1.05I	.7593E-04

---

Nazev : Tramvajova jednotka

Stroj : Pohon

Autor : Ruzicka

03/13/14

RUZIC.dhl

List : 23

maximalni NAPETI  
\*\*\*\*\*

Souhmoti : 2.00

I v y p o c t e n e h o d n o t y  
mst. zs.I c. rezu souradnice napeti  
[-] [-] I [-] z [mm] sigr [Mpa]

1	1	I	5	90.0	16.0
1	2	I	5	90.0	18.6
1	3	I	5	90.0	22.3
1	4	I	5	90.0	27.9
1	5	I	5	90.0	37.4

Maximalni DEFORMACE a NAPETI

Souhmoti : 2.00

\*\*\*\*\*  
\* velicina : m.st. stav poradi hodnota \*  
\*-----\*  
\* pruhby uo v ZMZ [mm] : 1 5 2 .236E-02 \*  
\* natoceni fio v ZMZ [rad] : 1 5 2 .375E-04 \*  
\* natoceni fio v lozisku [rad] : 1 5 2 .759E-04 \*  
\* napeti [MPa] : 1 5 5 37.4 \*  
\*\*\*\*\*

Nazev : Tramvajova jednotka

Stroj : Pohon

Autor : Ruzicka

03/13/14

RUZIC.dhl

List : 24

KONTROLA LOZISEK  
\*\*\*\*\*

Souhmoti : 2.00                      pocet lozisek : 2

---

Dynamicka kontrola loziska 32314  
(vyrobce SKF )

-----  
Koeficient bezpecnosti (dynamicky) loziska : 7.29 [-]  
Trvanlivost loziska : 364315. [hod]  
Potrebna unosnost pro loz. stejneho typu : 163683. [N]  
Bezpecnost proti preotackovani : 3.00 [-]

Staticka kontrola loziska 32314  
(vyrobce SKF )

-----  
Koeficient bezpecnosti (staticky) loziska : 14.00 [-]  
Lozisko staticky vyhovuje pro vsechny druhy provozu .

.....

Dynamicka kontrola loziska 32314  
(vyrobce SKF )

-----  
Koeficient bezpecnosti (dynamicky) loziska : 12.03 [-]  
Trvanlivost loziska : 601510. [hod]  
Potrebna unosnost pro loz. stejneho typu : 140823. [N]  
Bezpecnost proti preotackovani : 3.00 [-]

Staticka kontrola loziska 32314  
(vyrobce SKF )

-----  
Koeficient bezpecnosti (staticky) loziska : 15.70 [-]  
Lozisko staticky vyhovuje pro vsechny druhy provozu .

---

Nazev : Tramvajova jednotka

Stroj : Pohon

Autor : Ruzicka

03/13/14

RUZIC.dhl

List : 25

\*\*\*\*\*

\* o z u b e n a k o l a c e l n i \*  
\* \* \* \* \*  
\* r a z i t k o p r o k o l o 3 \*  
\* ===== \*  
\* \* \* \* \*

-----

* ozubeni (CELNI,KUZELOVE)	i			celni					*
* zuby (PRIME,SIKME,SIPOVE)	i			sikme					*
* pocet zubu	i	z	i		20				*
* i modul	i	m	i		5.00				*
* nastroj i uhel profilu	i	alfa	i		20	0	0		*
* i profil	i			CSN	014607				*
* i vyska hlavy nastroje	i	hxf	i		1.25.m =	6.25			*
* uhel sklonu bocni krivky zubu	i	beta	i		10	0	0		*
* smysl stoupani bocni krivky zubu	i	-	i				pravy		*
* jednotkove posunuti	i	x	i				.3559		*
* jednotkova zmena tloustky zubu	i	xt	i						*
* stupen presnosti st sev 641-77	i				7 - 7 - 5	Dh/III			*
* i tloustka zubu na tetive	i				8.08		-.043		*
* i	i						-.085		*
* i vyska hlavy zubu nad tetivou	i				5.25				*
* kontr. i pres 3 zuby	i	W	i		39.58		-.040		*
* rozmer i	i						-.080		*
* i pres kulicky 0 6.00	i	M	i		107.06		-.150		*
* i	i						-.214		*
* modul celni	i	mt	i		5.07713				*
* prumer zakladni kruznice	i	db	i		95.25				*
* uhel sklonu bocni krivky zubu na zakl.valcii	i	betab	i		9	23	29		*
* i	i								*
* i	i								*
* betaw15 = 9 43 33 dw15 = 98.70	i								*

\* spoluzabirajici kolo \*  
-----

* cislo vykresu i	pocet zubu	i	vzdalenost os aw	i	uhel os				*
* i	51	i	182.00 + .035	i	0				*
* i		i	- .035	i					*

\* \* \* \* \*

\* prumery ozubeneho kola 3 [mm] \*  
\* ===== \*  
\* roztecný 101.54 mezni obvodove hazeni .040 \*  
\* patni 92.60 \*  
\* hlavovy 114.98 \*  
\* \* \* \* \*  
\* zadana sirka 75.00 mm \*  
\* \* \* \* \*

\* \* \* \* \*

Nazev : Tramvajova jednotka

Stroj : Pohon

Autor : Ruzicka

03/13/14

RUZIC.dhl

List : 26

\*\*\*\*\*

\* o z u b e n a k o l a c e l n i \*  
\* \* \* \* \*  
\* r a z i t k o p r o k o l o 4 \*  
\* ===== \*  
\* \* \* \* \*

-----

* ozubeni (CELNI,KUZELOVE)	i			celni					*
* zuby (PRIME,SIKME,SIPOVE)	i			sikme					*
* pocet zubu	i	z	i			51			*
* i modul	i	m	i			5.00			*
* nastroj i uhel profilu	i	alfa	i			20	0	0	*
* i profil	i			CSN		014607			*
* i vyska hlavy nastroje	i	hxf	i			1.25.m =	6.25		*
* uhel sklonu bocni krivky zubu	i	beta	i			10	0	0	*
* smysl stoupani bocni krivky zubu	i	-	i					levy	*
* jednotkove posunuti	i	x	i					.0086	*
* jednotkova zmena tloustky zubu	i	xt	i						*
* stupen presnosti st sev 641-77	i					7 - 7 - 5		Dh/III	*
* i tloustka zubu na tetive	i					6.96		-.064	*
* i	i							-.128	*
* i vyska hlavy zubu nad tetivou	i					3.72			*
* kontr. i pres 7 zubu	i	W	i			99.70		-.060	*
* rozmer i	i							-.120	*
* i pres kulicky 0 7.00	i	M	i			264.77		-.221	*
* i	i							-.321	*
* modul celni	i	mt	i					5.07713	*
* prumer zakladni kruznice	i	db	i			242.88			*
* uhel sklonu bocni krivky zubu na zakl.valcii	i	betab	i			9	23	29	*
* i	i								*
* i	i								*
* betaw15 = 9 43 33 dw15 = 251.69	i								*

\* spoluzabirajici kolo \*  
-----

* cislo vykresu i	pocet zubu	i	vzdalenost os aw	i	uhel os				*
* i	20	i	182.00 + .035	i	0				*
* i		i	- .035	i					*

\* \* \* \* \*

\* prumery ozubeneho kola 4 [mm] \*  
\* ===== \*  
\* roztecný 258.93 mezni obvodove hazeni .056 \*  
\* patni 246.52 \*  
\* hlavovy 268.90 \*  
\* \* \* \* \*  
\* zadana sirka 75.00 mm \*  
\* \* \* \* \*

\* \* \* \* \*



\* prumer kruz. pocatku zaberu[mm] 97.20 252.87 \*







Nazev : Tramvajova jednotka

Stroj : Pohon

Autor : Ruzicka

03/13/14

RUZIC.dhl

List : 30

N A L I S O V A N I DVOU ROTACNICH SOUCASTI

03/13/14

Typ ulohy : vypocet toleranci prumeru  
lisovani : za tepla

ZADANE HODNOTY	:	NABOJ	HRIDEL
Materialy soucasti	:	14220.4	16420.4
Modul pruznosti [MPa]	:	210000	210000
Poissonovo cislo [-]	:	0.30	0.30
Souc.tepel.rozt.[1/cel]	:	0.0000115	0.0000115
Mez kluzu [Mpa]	:	586.0	735.0
Rozmery	:		
Vnitrni prumer [mm]	:	55.00	0.00
Vnejsi prumer [mm]	:	175.00	55.00
Delka nalisovani [mm]	:		55.00
Trida presnosti	:	6	5
Zatizeni	:		
Kroutici moment [Nm]	:	1270	
Axialni sila [N]	:	4167	
Radialni sila [N]	:	0	
Klopny moment [Nm]	:	0	
Souc. bezpecnosti [-]	:	3.0	
Souc. treni [-]	:	0.200	

VYPOCTENE HODNOTY :

Tolerance	:	6	u 5
Minimalni presah [mkm]	:		54
Maximalni presah [mkm]	:		81
Napjatost TAU-max [Mpa]	:	309.3	139.4
Napjatost HMH [Mpa]	:	250.0	164.9
Teplota ohrevu [Cel]	:		289
Zmens. vnitr. prumeru [mm]	:		0.000
Zvets. vnej. prumeru [mm]	:	0.017	

Nazev : Tramvajova jednotka

Stroj : Pohon

Autor : Ruzicka

03/13/14

RUZIC.dhl

List : 31

Souhmoti: 2.0 Spoj. prvek c.: 1  
Prenos zatizeni od prev. prvku c.: 2

-----  
Nalisovani

Vnejsi prumer hridele [mm]: 55.0  
Vnitri prumer hridele [mm]: 0.0  
Vnejsi prumer naboje [mm]: 175.0  
Delka nalisovani [mm]: 55.0  
Soucinitel treni [-]: 0.200  
Bezpecnost proti odlehzeni : 3.0  
Krutici moment Mk[Nm] : 1270.000  
Axialni sila Fa[N] : 4167.371

Blok + souhmoti : zadani

\*\*\*\*\*

Blok : 1 pocet souhmoti : 3  
Souhmoti : 3.0 souradny system : kartecky  
ish I material souradnice pocatku (1.loz.)  
I x[mm] y[mm] z[mm]  
I  
3 I 11600.00 .00 .00 .00  
I

Rozmery nosneho profilu hridele - zadane

\*\*\*\*\*

Souhmoti : 3.0 pocet rezu : 5  
rez I Z[mm] Dmax[mm] Dmin[mm]  
I  
1 I -180.00 100.00 .00  
2 I -65.00 110.00 .00  
3 I 35.00 120.00 .00  
4 I 155.00 110.00 .00  
5 I 254.50 100.00 .00  
I

z-tova sour. praveho konce hrid. : 435.00[mm]

Nazev : Tramvajova jednotka

Stroj : Pohon

Autor : Ruzicka

03/13/14

RUZIC.dhl

List : 32

Prevodove prvky - zadani polohy

Souhmoti : 3.0                    pocet zaberu : 3

c. oznaceni	I	sour. Z[mm]	uhel zaberu	fi[deg]
1	11.12	I	-170.00	360.00
2	4.03	I	94.50	.00
3	13.14	I	422.00	360.00

Loziska - zadani polohy

Souhmoti : 3.0                    pocet lozisek : 2

c. oznaceni	I	sour.Z[mm]	podpera	maz.	uloz.
1	24122	I	.00	.0	olej ra(
2	24122	I	190.00	.0	olej ra)

Obecna zatezna mista -zadani polohy

Souhmoti : 3.0                    pocet OZM : 0

- VYPOCTOVE CLENENI NOSNEHO PROFILU SOUHMOTI

\*\*\*\*\*

Souhmoti : 3.00

rez	h r i d e l	Dmax[mm]	Dmin[mm]	I zatezna mista	I	l o z i s k a
	Z[mm]			I ozn.	ZZM/OZM	I oznaceni typ loziska uloz.
1	-180.0	100.0	.0	I		I
2	-170.0	100.0	.0	I 11.12	spojka	I
3	-65.0	110.0	.0	I		I
4	.0	110.0	.0	I		I 24122 r.soud.dr. ra(
5	35.0	120.0	.0	I		I
6	94.5	120.0	.0	I 4.03	valc.vne.	I
7	155.0	110.0	.0	I		I
8	190.0	110.0	.0	I		I 24122 r.soud.dr. ra)
9	254.5	100.0	.0	I		I
10	422.0	100.0	.0	I 13.14	spojka	I
11	435.0	.0	.0	I		I



Nazev : Tramvajova jednotka

Stroj : Pohon

Autor : Ruzicka

03/13/14

RUZIC.dhl

List : 34

LOZISKA - popis  
\*\*\*\*\*

souhmoti : 3.00				pocet lozisek : 2
lozisko :	1	I lozisko :		2
<hr/>				
oznaceni :	24122	I oznaceni :		24122
vyrobce :	SKF	I vyrobce :		SKF
soudeckove dvojrade		I soudeckove dvojrade		
<hr/>				
vnitrni prumer :	110. [mm]	I vnitrni prumer :		110. [mm]
vnejsi prumer :	180. [mm]	I vnejsi prumer :		180. [mm]
sirka :	69. [mm]	I sirka :		69. [mm]
unosnost dyn. :	520000. [N]	I unosnost dyn. :		520000. [N]
unosnost stat. :	750000. [N]	I unosnost stat. :		750000. [N]
mezni otacky :	3000. [1/min]	I mezni otacky :		3000. [1/min]
koef. X1 :	1.00 [-]	I koef. X1 :		1.00 [-]
koef. Y1 :	1.80 [-]	I koef. Y1 :		1.80 [-]
koef. X2 :	.67 [-]	I koef. X2 :		.67 [-]
koef. Y2 :	2.70 [-]	I koef. Y2 :		2.70 [-]
koef. X0 :	1.00 [-]	I koef. X0 :		1.00 [-]
koef. Y0 :	1.80 [-]	I koef. Y0 :		1.80 [-]
koef. e :	.37 [-]	I koef. e :		.37 [-]
<hr/>				

ZATIZENI V PREVODOVYCH PRVCICH  
\*\*\*\*\*

Souhmoti : 3.00                      pocet ZMZ : 3

Z a d a n e   h o d n o t y				I		
oznaceni	typ	mst.zs	Mk	I	otacky	doba behu
			[Nm]	I	[1/min]	[ hod]
11.12	spojka	1.01	-590.0	I	688.0	5000.0
		1.02	-688.0	I	590.0	5000.0
		1.03	-826.0	I	491.0	5000.0
		1.04	-1033.0	I	392.0	30000.0
		1.05	-1382.0	I	294.0	5000.0
.....				I		
4.03	valc.vne.	1.01	1180.0	I		
		1.02	1376.0	I		
		1.03	1652.0	I		
		1.04	2066.0	I		
		1.05	2764.0	I		
.....				I		

Nazev : Tramvajova jednotka

Stroj : Pohon

Autor : Ruzicka

03/13/14

RUZIC.dhl

List : 35

13.14	spojka	1.01	-590.0	I
		1.02	-688.0	I
		1.03	-826.0	I
		1.04	-1033.0	I
		1.05	-1382.0	I

ZATIZENI V OBECNYCH ZATEZNYCH PRVCICH

\*\*\*\*\*

Souhmoti : 3.00

pocet OZM : 0

SILY V PREVODOVYCH PRVCICH

\*\*\*\*\*

Souhmoti : 3.00

pocet ZZM : 3

zadane oznaceni	typ	hodnoty			vypoctene hodnoty		
		mst.zs	Mk [Nm]	I	Fo [N]	Fr [N]	Fa [N]
11.12	spojka	1.01	-590.0	I	.0	.0	.0
		1.02	-688.0	I	.0	.0	.0
		1.03	-826.0	I	.0	.0	.0
		1.04	-1033.0	I	.0	.0	.0
		1.05	-1382.0	I	.0	.0	.0
.....							
4.03	valc.vne.	1.01	1180.0	I	9114.3	3368.5	-1607.1
		1.02	1376.0	I	10628.2	3928.0	-1874.0
		1.03	1652.0	I	12760.0	4715.9	-2249.9
		1.04	2066.0	I	15957.7	5897.7	-2813.8
		1.05	2764.0	I	21349.1	7890.3	-3764.4
.....							



Nazev : Tramvajova jednotka

Stroj : Pohon

Autor : Ruzicka

03/13/14

RUZIC.dhl

List : 36

13.14	spojka	1.01	-590.0	I	.0	.0	.0
		1.02	-688.0	I	.0	.0	.0
		1.03	-826.0	I	.0	.0	.0
		1.04	-1033.0	I	.0	.0	.0
		1.05	-1382.0	I	.0	.0	.0

OBVODOVE RYCHLOSTI

\*\*\*\*\*

zatez. misto	I	11.	I	4.	I	13.	I
-----I-----I-----I-----I							
obv.rych.[m/s]	I	.00	I	9.49	I	.00	I

REAKCE V LOZISKACH

\*\*\*\*\*

Souhmoti : 3.00

pocet lozisek : 2

l o z i s k o			v y p o c t e n e h o d n o t y				
oznaceni	typ	mst.zs	I	Fx	Fy	Fr	Fa
			I	[N]	[N]	[N]	[N]
24122	r. soud.dr.	1.01	I	2788.2	-4581.1	5362.9	1607.1
		1.02	I	3251.3	-5342.1	6253.7	1874.0
		1.03	I	3903.5	-6413.6	7508.1	2249.9
		1.04	I	4881.7	-8020.9	9389.6	2813.8
		1.05	I	6531.0	-10730.7	12561.9	3764.4
.....							
24122	r. soud.dr.	1.01	I	580.3	-4533.2	4570.2	.0
		1.02	I	676.7	-5286.1	5329.3	.0
		1.03	I	812.4	-6346.4	6398.2	.0
		1.04	I	1016.0	-7936.9	8001.6	.0
		1.05	I	1359.3	-10618.4	10705.0	.0

Nazev : Tramvajova jednotka

Stroj : Pohon

Autor : Ruzicka

03/13/14

RUZIC.dhl

List : 37

DEFORMACE v prevodovych prvcich

\*\*\*\*\*

Souhmoti : 3.00

pocet ZMZ : 3

prevod. prvky I vypoctene hodnoty

ozn. typ ms.zs I pruhyb pruhyb pruhyb natoceni natoceni  
I ux[mm] uy[mm] uo[mm] fio[rad] fik[rad]

11.12	spojka	1.01I	.783E-03	-.173E-02	.190E-02	.112E-04	.000E+00
		1.02I	.914E-03	-.202E-02	.222E-02	.130E-04	.000E+00
		1.03I	.110E-02	-.242E-02	.266E-02	.156E-04	.000E+00
		1.04I	.137E-02	-.303E-02	.333E-02	.196E-04	.000E+00
		1.05I	.183E-02	-.405E-02	.445E-02	.262E-04	.000E+00

4.03	valc.vne.	1.01I	-.228E-03	.622E-03	.663E-03	.155E-05	-.150E-03
		1.02I	-.266E-03	.725E-03	.773E-03	.181E-05	-.175E-03
		1.03I	-.320E-03	.871E-03	.928E-03	.217E-05	-.210E-03
		1.04I	-.400E-03	.109E-02	.116E-02	.271E-05	-.262E-03
		1.05I	-.535E-03	.146E-02	.155E-02	.363E-05	-.351E-03

13.14	spojka	1.01I	.663E-03	-.235E-02	.245E-02	.105E-04	.465E-04
		1.02I	.773E-03	-.274E-02	.285E-02	.123E-04	.542E-04
		1.03I	.928E-03	-.330E-02	.342E-02	.148E-04	.651E-04
		1.04I	.116E-02	-.412E-02	.428E-02	.185E-04	.814E-04
		1.05I	.155E-02	-.551E-02	.573E-02	.247E-04	.109E-03

DEFORMACE v loziskach

\*\*\*\*\*

Souhmoti : 3.00

pocet lozisek : 2

lozisko I vypoctene hodnoty

oznaceni typ mst.zs I natoceni  
I fio [rad]

24122	r. soud.dr.	1.01I	.1118E-04
		1.02I	.1303E-04
		1.03I	.1565E-04
		1.04I	.1957E-04
		1.05I	.2618E-04

24122	r. soud.dr.	1.01I	.1054E-04
		1.02I	.1229E-04
		1.03I	.1475E-04
		1.04I	.1845E-04
		1.05I	.2469E-04

Nazev : Tramvajova jednotka

Stroj : Pohon

Autor : Ruzicka

03/13/14

RUZIC.dhl

List : 38

maximalni NAPETI  
\*\*\*\*\*

Souhmoti : 3.00

I v y p o c t e n e h o d n o t y  
mst. zs.I c. rezu souradnice napeti  
[-] [-] I [-] z [mm] sigr [Mpa]

1	1	I	5	35.0	5.5
1	2	I	5	35.0	6.4
1	3	I	5	35.0	7.6
1	4	I	5	35.0	9.6
1	5	I	5	35.0	12.8

Maximalni DEFORMACE a NAPETI

Souhmoti : 3.00

\*\*\*\*\*  
\* velicina : m.st. stav poradi hodnota \*  
\*-----\*  
\* pruhby uo v ZMZ [mm] : 1 5 3 .573E-02 \*  
\* natoceni fio v ZMZ [rad] : 1 5 1 .262E-04 \*  
\* natoceni fio v lozisku [rad] : 1 5 1 .262E-04 \*  
\* napeti [MPa] : 1 5 5 12.8 \*  
\*\*\*\*\*

Nazev : Tramvajova jednotka

Stroj : Pohon

Autor : Ruzicka

03/13/14

RUZIC.dhl

List : 39

KONTROLA LOZISEK  
\*\*\*\*\*

Souhmoti : 3.00                      pocet lozisek : 2

---

Dynamicka kontrola loziska 24122  
(vyrobce SKF )

-----  
Koeficient bezpecnosti (dynamicky) loziska : 145.15 [-]  
Trvanlivost loziska : 7257581. [hod]  
Potrebna unosnost pro loz. stejneho typu : 116804. [N]  
Bezpecnost proti preotackovani : 4.29 [-]

Staticka kontrola loziska 24122  
(vyrobce SKF )

-----  
Koeficient bezpecnosti (staticky) loziska : 38.78 [-]  
Lozisko staticky vyhovuje pro vsechny druhy provozu .

.....

Dynamicka kontrola loziska 24122  
(vyrobce SKF )

-----  
Koeficient bezpecnosti (dynamicky) loziska : 1042.07 [-]  
Trvanlivost loziska : 52103310. [hod]  
Potrebna unosnost pro loz. stejneho typu : 64660. [N]  
Bezpecnost proti preotackovani : 4.29 [-]

Staticka kontrola loziska 24122  
(vyrobce SKF )

-----  
Koeficient bezpecnosti (staticky) loziska : 70.06 [-]  
Lozisko staticky vyhovuje pro vsechny druhy provozu .

---

Nazev : Tramvajova jednotka

Stroj : Pohon

Autor : Ruzicka

03/13/14

RUZIC.dhl

List : 40

N A L I S O V A N I DVOU ROTACNICH SOUCASTI

03/13/14

Typ ulohy : vypocet toleranci prumeru  
lisovani : za tepla

ZADANE HODNOTY	:	NABOJ	HRIDEL
Materialy soucasti	:	14220.4	11600.0
Modul pruznosti [MPa]	:	210000	210000
Poissonovo cislo [-]	:	0.30	0.30
Souc.tepel.rozt.[1/cel]	:	0.0000115	0.0000115
Mez kluzu [Mpa]	:	586.0	300.0
Rozmery	:		
Vnitрни prumer [mm]	:	120.00	0.00
Vnejsi prumer [mm]	:	265.00	120.00
Delka nalisovani [mm]	:	120.00	
Trida presnosti	:	6	5
Zatizeni	:		
Kroutici moment [Nm]	:	2764	
Axialni sila [N]	:	3764	
Radialni sila [N]	:	0	
Klopny moment [Nm]	:	0	
Souc. bezpecnosti [-]	:	3.0	
Souc. treni [-]	:	0.200	

VYPOCTENE HODNOTY :

Tolerance	:	6	r 5
Minimalni presah [mkm]	:		32
Maximalni presah [mkm]	:		69
Napjatost TAU-max [Mpa]	:	120.8	48.0
Napjatost HMH [Mpa]	:	98.4	56.8
Teplota ohrevu [Cel]	:	165	
Zmens. vnitр. prumeru [mm]	:		0.000
Zvets. vnejs. prumeru [mm]	:	0.014	

Nazev : Tramvajova jednotka

Stroj : Pohon

Autor : Ruzicka

03/13/14

RUZIC.dhl

List : 41

Souhmoti: 3.0 Spoj. prvek c.: 1  
Prenos zatizeni od prev. prvku c.: 4

-----  
Nalisovani

Vnejsi prumer hridele [mm]: 120.0  
Vnitri prumer hridele [mm]: 0.0  
Vnejsi prumer naboje [mm]: 265.0  
Delka nalisovani [mm]: 120.0  
Soucinitel treni [-]: 0.200  
Bezpecnost proti odlehzeni : 3.0  
Krutici moment Mk[Nm] : 2764.000  
Axialni sila Fa[N] : 3764.417

Souhmoti: 3.0 Prev. prvek c.: 1  
Oznaceni prevod. prvku: 11

-----  
obecna spojka : neni pocitana

Nazev : Tramvajova jednotka

Stroj : Pohon

Autor : Ruzicka

03/13/14

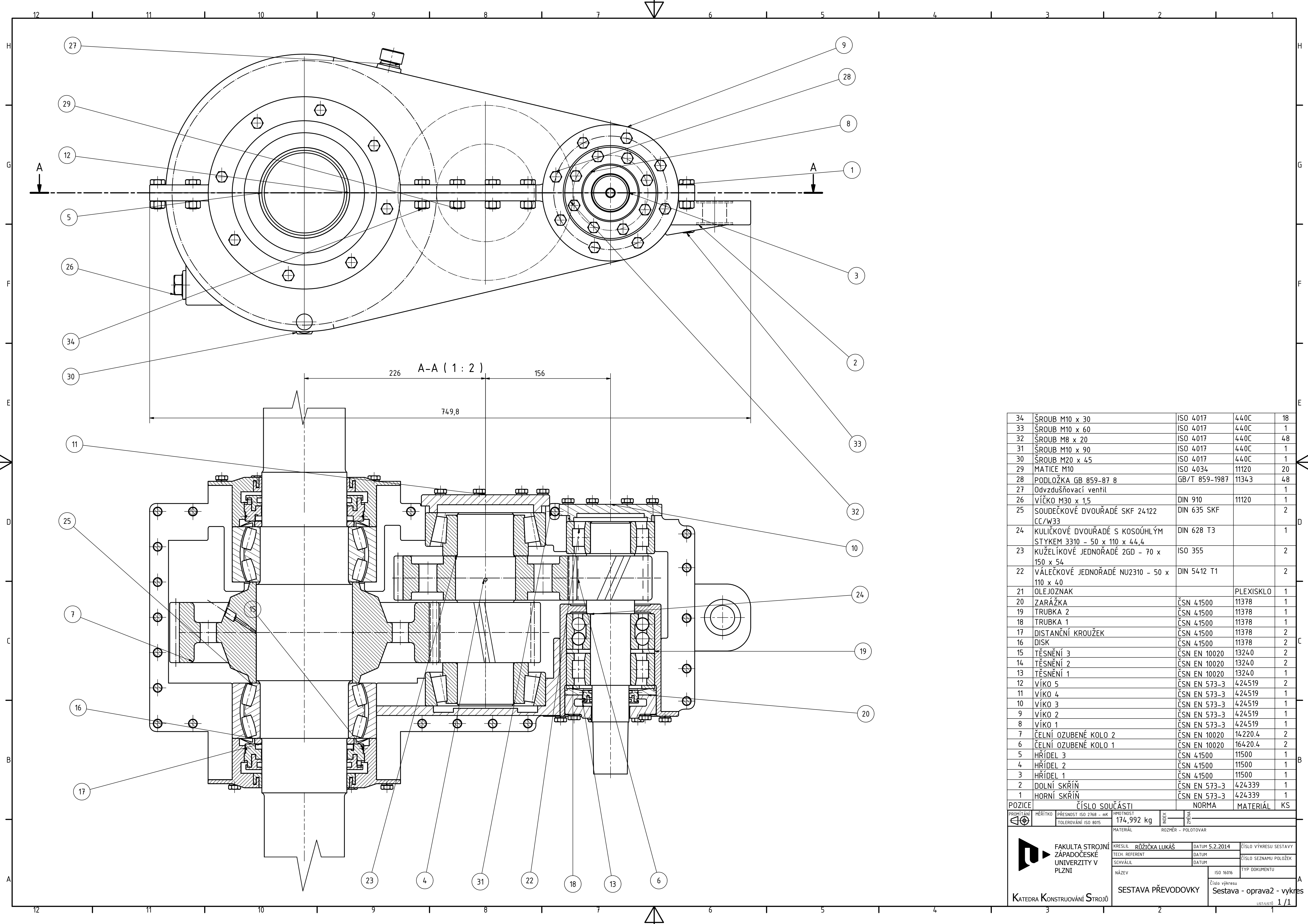
RUZIC.dhl

List : 42

Souhmoti: 3.0 Prev. prvek c.: 3

Oznaceni prevod. prvku: 13

-----  
obecna spojka : neni pocitana



POZICE	ČÍSLO SOUČÁSTI	NORMA	MATERIÁL	KS
34	ŠROUB M10 x 30	ISO 4017	440C	18
33	ŠROUB M10 x 60	ISO 4017	440C	1
32	ŠROUB M8 x 20	ISO 4017	440C	48
31	ŠROUB M10 x 90	ISO 4017	440C	1
30	ŠROUB M20 x 45	ISO 4017	440C	1
29	MATICE M10	ISO 4034	11120	20
28	PODLOŽKA GB 859-87 8	GB/T 859-1987	11343	48
27	Odvzdušňovací ventil			1
26	VÍČKO M30 x 1,5	DIN 910	11120	1
25	SOUDEČKOVÉ DVOUŘADÉ SKF 24122 CC/W33	DIN 635 SKF		2
24	KULIČKOVÉ DVOUŘADÉ S KOSOÚHLÝM STYKEM 3310 - 50 x 110 x 44,4	DIN 628 T3		1
23	KUŽELÍKOVÉ JEDNOŘADÉ 2GD - 70 x 150 x 54	ISO 355		2
22	VÁLEČKOVÉ JEDNOŘADÉ NU2310 - 50 x 110 x 40	DIN 5412 T1		2
21	OLEJOZNAK		PLEXISKLO	1
20	ZARÁŽKA	ČSN 41500	11378	1
19	TRUBKA 2	ČSN 41500	11378	1
18	TRUBKA 1	ČSN 41500	11378	1
17	DISTANČNÍ KROUŽEK	ČSN 41500	11378	2
16	DISK	ČSN 41500	11378	2
15	TĚSNĚNÍ 3	ČSN EN 10020	13240	2
14	TĚSNĚNÍ 2	ČSN EN 10020	13240	2
13	TĚSNĚNÍ 1	ČSN EN 10020	13240	1
12	VÍKO 5	ČSN EN 573-3	424519	2
11	VÍKO 4	ČSN EN 573-3	424519	1
10	VÍKO 3	ČSN EN 573-3	424519	1
9	VÍKO 2	ČSN EN 573-3	424519	1
8	VÍKO 1	ČSN EN 573-3	424519	1
7	ČELNÍ OZUBENÉ KOLO 2	ČSN EN 10020	14220.4	2
6	ČELNÍ OZUBENÉ KOLO 1	ČSN EN 10020	16420.4	2
5	HŘÍDEL 3	ČSN 41500	11500	1
4	HŘÍDEL 2	ČSN 41500	11500	1
3	HŘÍDEL 1	ČSN 41500	11500	1
2	DOLNÍ SKŘÍŇ	ČSN EN 573-3	424339	1
1	HORNÍ SKŘÍŇ	ČSN EN 573-3	424339	1

PROMĚTÁNÍ	MĚŘÍTKO	PŘESNOST ISO 2768 - mK	HMOTNOST	INDEX	PRŮMĚR
		TOLEROVÁNÍ ISO 8015	174,992 kg		
MATERIÁL		ROZMĚR - POLOTOVAR			
KRESLIL RŮŽIČKA LUKÁŠ		DATUM 5.2.2014	ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY		
TECH. REFERENT		DATUM	ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK		
SCHVÁLIL		DATUM	TYP DOKUMENTU		
NÁZEV		ISO 15016	ČÍSLO VÝKRESU		
SESTAVA PŘEVODOVKY			Sestava - oprava2 - vykres		
KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ			1/1		