

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301T001 Dopravní a manipulační technika

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Akademický rok 2011/2012

Bc. Jiří Staněk

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N 2301 Strojní inženýrství

Studijní zaměření: Dopravní a manipulační technika

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Hybridní pohon regionálního vozidla

Autor: Bc. Jiří Staněk

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

Akademický rok 2011/2011

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Jiří STANĚK**
Osobní číslo: **S10N0008P**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**
Název tématu: **Hybridní pohon regionálního vozidla**
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:

Zpracovat návrh větveného přenosu výkonu elektromechanického pro regionální vozidlo

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Rešerše stávajících řešení větveného(hybridního) pohonu dvojkolí KV
2. Porovnání vlastností nalezených řešení
3. Návrh dispozice vlastního řešení hybridního pohonu do podvozku regionálního vozidla
4. Zpracování projektu mechanické převodovky s využitím ve výše uvedené dispozici
5. Výpočty důležité části převodovky

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah pracovní zprávy: **50-70 stran A4**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

NEJEPSA, R. Motorová vozidla kolejová I. Praha: SNTL, 1961

HELLER, P.,DOSTÁL, J. Kolejová vozidla II. Plzeň: Západočeská univerzita, 2009

HELLER, P.,DOSTÁL, J. Kolejová vozidla III. Plzeň: Západočeská univerzita, 2011

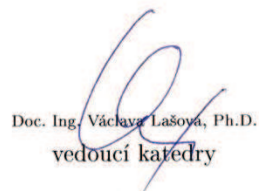
Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Petr Heller, CSc.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant diplomové práce: **Ing. Václav Hampl**
ŠKODA TRANSPORTATION, a.s.

Datum zadání diplomové práce: **19. září 2011**
Termín odevzdání diplomové práce: **25. května 2012**


Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.
děkan




Doc. Ing. Václav Lašový, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 19. září 2011

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....

podpis autora

Autorská práva

Podle Zákona o právu autorském. č.35/1965 Sb. (175/1996 Sb. ČR) § 17 a Zákona o vysokých školách č. 111/1998 Sb. je využití a společenské uplatnění výsledků diplomové práce, včetně uváděných vědeckých a výrobně-technických poznatků nebo jakékoliv nakládání s nimi možné pouze na základě autorské smlouvy za souhlasu autora a Fakulty strojní Západočeské univerzity v Plzni.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Staněk	Jméno Jiří	
STUDIJNÍ OBOR	Dopravní a manipulační technika		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Heller, CSc..	Jméno Petr	
PRACOVISŤE	ZČU - FST – KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Hybridní pohon regionálního vozidla		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2012
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN

CELKEM	84	TEXTOVÁ ČÁST	64	GRAFICKÁ ČÁST	20
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS	<p style="text-align: justify;">Cílem diplomové práce je navrhnout pohon Regionální jednotky s použitím moderních typů elektrických strojů. Přenos výkonu je větvený, elektro-mechanický. Tento pohon je zastavěn do podvozku s vnitřním rámem. Práce obsahuje výpočty mechanické převodovky.</p>
KLÍČOVÁ SLOVA	<p style="text-align: justify;">Elektro-mechanický přenos, větvený přenos, slučovací převodovka, Regionální vozidlo, hybridní pohon</p>

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Staněk	Name Jíří	
FIELD OF STUDY			
SUPERVISOR	Surname Doc. Ing. Heller, CSc.	Name Petr	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHLEOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	The hybrid drive regional vehicle		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	KKS	SUBMITTED IN	2012
----------------	------------------------	-------------------	-----	---------------------	------

NUMBER OF PAGES

TOTALLY	84	TEXT PART	64	GRAPHICAL PART	20
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION	<p>The thesis aim is to design drive of regional trian with modern type of elektric machines. The transmission power is electromechanically branched. The drive is installed into chassis with internal frame. Thesis includes calculations of mechanical transmission.</p>
KEY WORDS	<p>Electromechanically transmission, branched transmission, mechanical transmission, hybrid vehicle</p>

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych touto cestou poděkoval všem osobám, které přispěly důležitými informacemi a svými radami k vytvoření této diplomové práce, která se zabývá návrhem větveného elektro-mechanického pohonu. Jsou to zejména Doc. Ing. Jiří Danzer CSc. ze společnosti ŠKODA Transportation, Ing. Pavel Dvořák ze společnosti ŠKODA Electric a paní Zdeňka Veselá, vnučka Ing. Josefa Sousedíka, která poskytla důležité technické informace a patentové spisy.

Největší poděkování však patří vedoucímu této diplomové práce Doc. Ing. Petru Hellerovi CSc. za velice vstřícný přístup při konzultacích nad tímto tématem a jeho cenné praktické rady získané mnohaletou konstrukcí kolejových vozidel.

Obsah

Obsah	1
1 Úvod	4
2 Rozdělení hybridních pohonů	5
2.1 Rozdělení dle stupně hybridizace	5
2.2 Rozdělení dle toku výkonu	5
2.2.1 Sériové hybridní pohony	5
2.2.2 Paralelní hybridní pohony	6
2.2.3 Kombinované hybridní pohony	7
2.3 Rozdělení akumulátorů energie	8
2.3.1 Elektrochemická baterie	8
2.3.2 Setrvačnick	9
2.3.3 Hydraulický akumulátor	10
2.3.4 Superkapacitor	10
3 Rešerše stávajících řešení hybridního pohonu dvojkolí KV	12
3.1 Tatra Kopřivnice - M290.0 elektro-mechanický přenos systém Sousedík	12
3.2 Voith Turbo GmbH – EcoPack	15
3.3 ČKD Lokomotiva T478.2001 (přeznačena na T478.4501)	16
3.4 Alstom – hybridní jednotka LIREX	18
3.5 Bombardier Transportation – systém Mitrac	19
4 Porovnání vlastností nalezených řešení	21
4.1 Jednotlivé přenosy výkonu	21
5 Návrh dispozice pohonu do podvozku RV	23
5.1 Studie dvoučlánkového motorového vlaku - návrh komponent	23
5.1.1 Zapojení elektrického přenosu výkonu	24
5.1.2 Návrh hlavních komponent	24
5.1.3 Parametry hlavních komponent	26
5.2 Podvozek Regionálního vozidla	28
5.3 Návrh vlastní dispozice pohonu	29
5.4 Výběr jednotlivých strojů pohonu	31
5.4.1 Spalovací motor	31
5.4.2 Trakční motor	32
5.4.3 Trakční generátor	33

6	Zpracování projektu mechanické převodovky	35
6.1	Kinematické schéma pohonu.....	35
6.2	Návrh základních parametrů SP	36
6.3	Konstrukční návrh slučovací převodovky	41
6.4	Kontrola ložisek.....	43
6.5	Kontrola spojení hřídelí s ozubenými koly.....	47
6.6	Celková studie slučovací převodovky	49
6.7	Hřídelová spojka.....	51
6.8	Skříň trakčního generátoru	51
6.9	Elektro-magnetická spojka	52
6.10	Generátor s rotujícím statorem.....	54
6.10.1	Smontovatelnost TG.....	55
6.11	Kloubový hřídel	56
6.12	Nápravová převodovka	57
6.12.1	Návrh základních parametrů.....	57
6.12.2	Celkový popis nápravové převodovky	59
7	Celková dispozice pohonu a pojezdu.....	61
8	Závěr	63
	Použitá literatura a software	64
	Seznam tabulek.....	65
	Seznam obrázků.....	66
	Seznam příloh:	67
	Výkresová dokumentace:.....	68

Přehled použitých zkratk a symbolů:

Zkratky:

SM	-spalovací motor
TM	-trakční motor
TG	-trakční generátor
SP	-slučovací převodovka
NP	-nápravová převodovka
DP	-diplomová práce
Obr.	-obrázek
Poz.	-pozice
Tab.	-tabulka
TK	-temeno kolejnice
KV	-kolejové vozidlo

Symbole:

2s	[mm]	vzdálenost styčných kružnic
g	[m.s ⁻²]	tíhové zrychlení
m	[kg]	hmotnost
P	[kW]	výkon
M _k	[mm]	točivý moment
i	[-]	převodový poměr
z	[-]	počet zubů kola
n	[min ⁻¹]	otáčky

1 Úvod

Cílem této diplomové práce je projekční návrh větveného elektro-mechanického pohonu (systém Sousedík) zastavěného do podvozku regionální jednotky. Princip tohoto typu pohonu je v širším povědomí několik desetiletí, ale v současné době mi není znám žádný dopravní prostředek, ve kterém by se využíval.

O hybridním pohonu pojednáváme tehdy, využívá li vozidlo nebo stroj ke své činnosti dvou a více zdrojů energie, jejichž účelnou kombinací dochází ke zvýšení účinnosti vlastního provozu a tedy snížení celkové spotřeby energie, což se děje mimo jiné uchováním energie vzniklé při brzdění.

S pojmem hybridního pohonu se v dnešní době např. v silniční dopravě setkáváme čím dál častěji. V železničních kolejových vozidlech se nejčastěji využívá principu, kdy spalovací motor, jako primární zdroj energie, pohání elektrické stroje, které uvádějí vozidlo do pohybu.

2 Rozdělení hybridních pohonů

Jak již bylo řečeno, za hybridní se vozidlo považuje tehdy, máli k dispozici více jak jeden zdroj energie ke svému pohonu (primární a sekundární).

Primárními zdroji obvykle jsou:

- Spalovací motor
- Energie z trolejového vedení
- Palivové články
- Plynová turbína

Sekundární zdroj může být jeden z akumulátorů energie:

- Elektrochemická baterie
- Setrvačnick
- Hydraulický akumulátor
- Superkapacitor

Dále může být sekundární zdrojem i kterýkoli z vyjmenovaných primárních zdrojů, to již závisí na daném uspořádání hybridního pohonu.

Hybridní pohony rozdělujeme dle dvou základních charakteristik.

2.1 Rozdělení dle stupně hybridizace

Rozlišujeme tři základní kategorie:

- Micro hybrid – primární zdroj slouží k pohonu vozidla, sekundární zdroj pohání pouze pomocná zařízení (příslušenství vozidla).
- Mild hybrid – primární zdroj energie slouží k pohonu vozidla, sekundární zdroj slouží jen ke krátkému zvýšení akcelerace, k rekuperaci energie a k pohonu pomocných zařízení.
- Full hybrid – každý ze zdrojů dokáže samostatně pohánět vozidlo. V mnoha případech slouží k pohonu oba dva zdroje současně.

2.2 Rozdělení dle toku výkonu

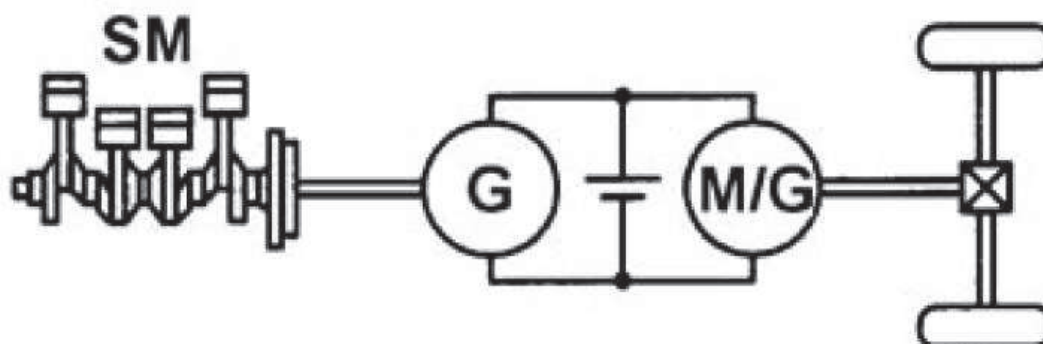
K jednotlivým druhům uspořádání hybridních pohonů se dospělo pomocí těchto způsobů přenosu výkonu:

- Elektrický
- Mechanický
- Hydraulický
- Smíšený (elektro-mechanický, hydro-mechanický, aj.)

2.2.1 Sériové hybridní pohony

Jednotlivé poháněcí komponenty jsou sestaveny v sérii, tedy za sebou. Toto uspořádání je vhodné především pro vozidla s elektrickým přenosem výkonu. Spalovací motor pracuje v úzkém rozsahu otáček (nebo jen při jedné otáčce), kdy má největší účinnost, a tedy nejmenší měrnou spotřebu paliva. Toto je vedeno snahou vyhnout se nevhodným oblas-

tem výkonu, jako je například volnoběh nebo spodní rozsah otáček. Na následujících třech obrázcích je znázorněné řešení společnosti BOSCH.



Obr. 2.1: Sériový hybrid

(SM - spalovací motor, G - generátor, M/G - motorgenerátor, A - akumulátory) [8]

Spalovací motor roztáčí generátor, který dodává elektrickou energii do trakčního motoru a přebytečnou energii dobíjí akumulátory. Rekuperací, tedy při brzdění se trakční motor chová jako generátor a dobíjí vložené akumulátory.

Výhodou sériového uspořádání pohonů u kolejových vozidel je relativně jednoduché zabudování do hnacích vozidel s elektrickým přenosem výkonu. Toho se využívá např. u D-E lokomotiv.

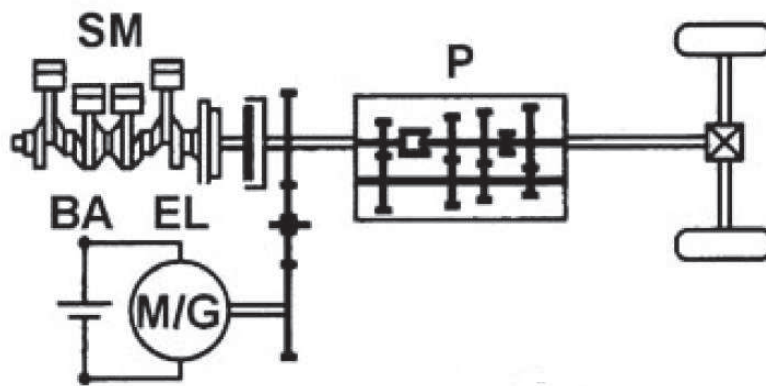
Nevýhodou tohoto uspořádání je vícenásobná přeměna energie. Díky účinnosti nabití akumulátorů je mechanická účinnost mezi spalovacím motorem a hnanou nápravou maximálně 55%.

2.2.2 Paralelní hybridní pohony

U tohoto typu uspořádání jsou spalovací motor a elektromotor zastavěny v konstrukci tak, aby se mohly na jízdě vozidla podílet současně. Spalovací motor a elektromotor jsou spojeny mechanickou vazbou. Převodovka ve vozidle je společná i pro elektrickou větev přenosu. U železničních kolejových vozidel může být tato převodovka hydromechanická, nebo hydrodynamická.

Spalovací motor (obr. 2.2) je přímo spojen s převodovkou a dále s hnacími koly. Pokud je potřeba většího výkonu, připojí se elektromotor, který čerpá energii z akumulátorů. Naopak při brzdění má motor funkci generátoru elektrické energie a dobíjí akumulátor.

Výhodou u paralelního uspořádání je, že spalovací motor i elektromotor jsou menších rozměrů než u sériového zapojení při stejném výkonu. I samotná účinnost je větší oproti pohonu s pouze elektrickým přenosem.

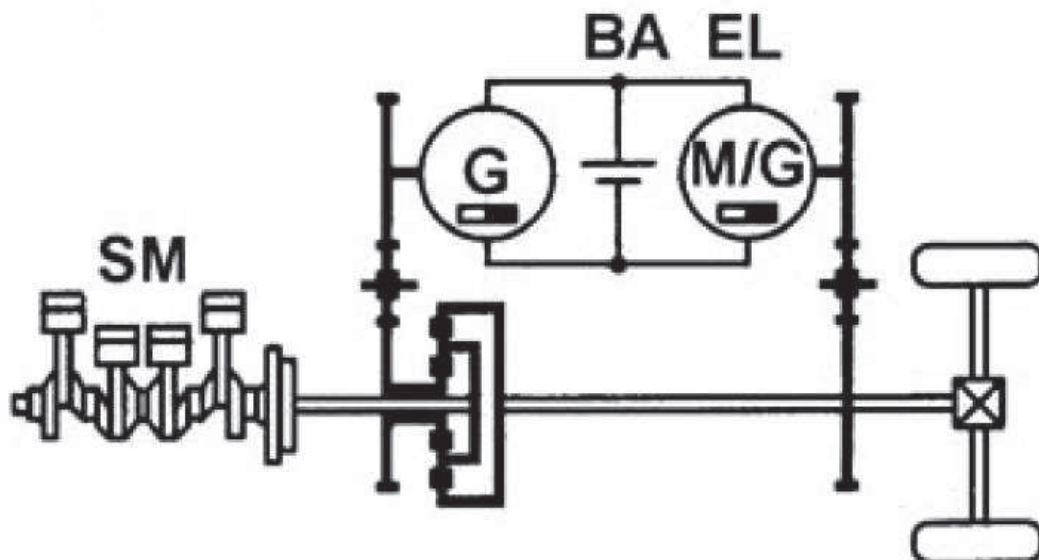


Obr. 2.2: Paralelní hybrid

(SM - spalovací motor, M/G - motorgenerátor, A - akumulátory, P - převodovka) [8]

2.2.3 Kombinované hybridní pohony

Tyto systémy jsou z konstrukčního hlediska nejsložitější, avšak z pohledu účinnosti nejvýhodnější. Základní myšlenkou bylo využít výhod jednotlivých uspořádání. Je to prakticky kombinace sériového a paralelního uspořádání tak, že vozidlo se může chovat jednak jako sériový hybrid, nebo při přepnutí jako paralelní hybrid. Má-li vozidlo dělič výkonu, mohou se na pohonu účastnit primární a sekundární zdroj současně. Dělič výkonu může být jednak planetová převodovka sloužící jako diferenciál, nebo u elektro-mechanického přenosu výkonu speciální elektrický stroj s rotujícím rotorem i statorem (dále popsáno v kapitole 3.1). V systémech, kdy tok výkonu od motoru ke kolům vede paralelně po různých cestách, mluvíme jako o větveném přenosu výkonu.



Obr. 2.3: Kombinovaný hybrid

(SM - spalovací motor, G - generátor, M/G - motorgenerátor, A - akumulátor) [8]

2.3 Rozdělení akumulátorů energie

Na akumulaci energie v hybridních vozidlech jsou kladeny velké nároky. Slouží k vyplnění výkonových špiček při akceleraci vozidla a v opačném případě při přebytku výkonu k akumulaci energie vzniklé při brzdění, tedy rekuperaci. Technicky důležitá kritéria akumulátorů v hybridních vozidlech jsou:

- vysoká výkonová hustota, nízká hmotnost
- vysoká účinnost při uchování energie, dlouhá životnost
- bezúdržbový provoz, ekologičnost

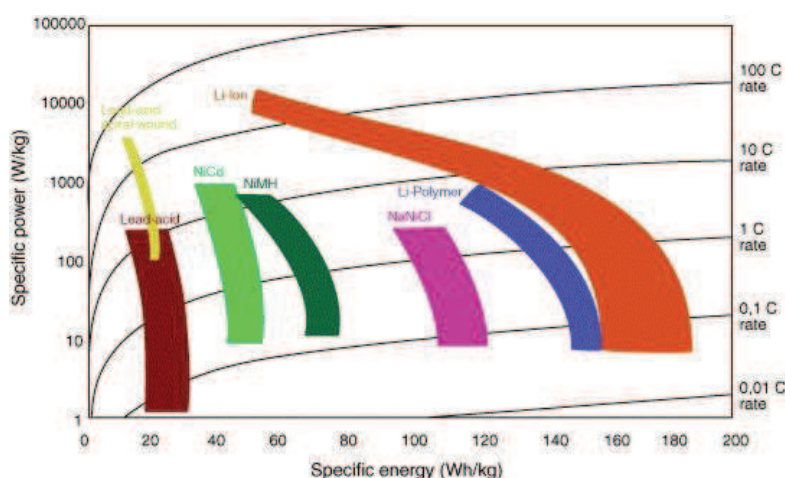
V praxi se používají 4 základní typy akumulátorů energie, založené na rozdílných principech. [19]

2.3.1 Elektrochemická baterie

Stále ještě nejrozšířenějším způsobem uchovávání elektrické energie je elektrochemický akumulátor. Vstupující elektrický proud vyvolává chemické reakce mezi anodou a katodou a mění jejich elektrochemický potenciál. Tyto chemické reakce jsou vratné a tedy jejich inverzí se z baterie stává zdroj el. proudu. Každé nabití a vybití akumulátoru se považuje za jeden cyklus. Životnost baterie je udávána převážně počtem těchto cyklů. Od dob používání pouze klasického olověného akumulátoru uplynulo mnoho let. Dnes je na trhu velký počet druhů baterií, které jsou obvykle označovány zkratkami materiálů, z kterých jsou vyrobeny jejich elektrody.

Nejvíce využívané typy baterií jsou: -Pb	klasická olověná
-Pb(VRLA)	olověná ventilem řízená
-Ni-Cd	nikl-kadmiová
-Ni-Mh	nikl-metalhydridová
-Li-Ion	lithium-iontová
-Li-Pol	lithium-polymerová

Na Obr. 2.4 vidíme srovnání výkonové hustoty a výkonové kapacity vybraných elektrochemických akumulátorů



Obr. 2.4 Porovnání vybraných elektrochemických akumulátorů [9]

2.3.2 Setrvačnick

Setrvačnick je nejspíš nejstarším způsobem akumulace mechanické energie. Jeho způsob uchování kinetické energie je založen na principu rotujících hmot. Setrvačnický mají obvykle tvar prstence, nebo talíře, který se otáčí na hřídeli. Výpočet kinetické energie v tomto případě vychází ze dvou základních vzorců:

$$E_k = \frac{1}{2} \times I_m \times \omega^2 \quad (\text{I})$$

kde

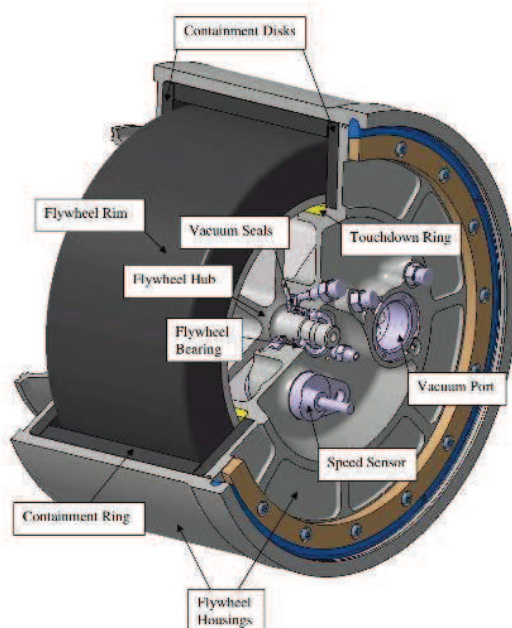
$$I_m = \frac{1}{2} \times r^2 \times m \quad (\text{II})$$

E_k = kinetická energie, I_m = moment setrvačnosti tělesa, ω = úhlová rychlost, r = poloměr setrvačnicku, m = hmotnost setrvačnicku

Z rovnic (I) a (II) je zřejmé, že energie je přímo úměrná hmotnosti setrvačnicku, kvadrátu poloměru (tedy velikosti) setrvačnicku a kvadrátu jeho otáčkám. Chceme-li tedy zvyšovat jeho kapacitu, snažíme se o to hlavně zvětšováním jeho velikosti, nebo zvyšováním počtu otáček. Konstruktoři hybridních pohonů se z pochopitelných důvodů ubírají směrem zvyšováním otáček, a tedy podmínce minimalizace hmotnosti a zástavbových rozměrů. Dnešní perspektivní setrvačnick v hybridním automobilu je vyroben z karbonových vláken, má hmotnost např. 20 kg, průměr 0,3 m a otáčky 60.000 1/min.

Za hlavní problémy setrvačnicku se považuje gyroskopický moment, vlastní vyvážení hmot, uložení hřídele a v neposlední řadě aerodynamický odpor. Všechny tyto problémy se však dají s úrovní dnešní techniky do jisté míry vyřešit.

Za největší výhodu se považuje krátký čas potřebný jak k vybití, tak i nabití setrvačnicku, který se pohybuje v řádu jednotek vteřin. Účinností přes 90 % převyšuje ostatní druhy akumulátorů. [10]



Obr. 1.4 Částečný řez setrvačnickem

2.3.3 Hydraulický akumulátor

Hydraulický akumulátor na rozdíl od předchozího případu ukládá přebytečnou energii vozidla do formy potenciální energie. Za tímto účelem je do vozidla zabudována hydraulická jednotka, připojená přes hydrostatický převod k pohonu vozidla. Při deceleraci vozidla jednotka pracuje jako čerpadlo a stlačuje provozní tekutinu do tlakového zásobníku. Naopak při potřebě většího výkonu vozidla, jednotka slouží jako hydromotor. Provozní tekutinou může být kapalina, nebo inertní plyn. Jednotky pracující s plyným médiem rozdělujeme na pístové, membránové nebo vakuové. Naopak jednotky naplněné pouze kapalinou jsou založeny na principu stlačování pružiny. Provozní tlaky při akumulaci energie dosahují hodnot 30 – 45 MPa.

Stejně jako setrvačníky, vynikají hydraulické akumulátory velmi krátkou dobou potřebnou k nabití i úplného vybití. [11]



Obr. 2.4: Hydraulická akumulátorová jednotka Regenerative Drive System (RDS) australské společnosti Permo-Driv

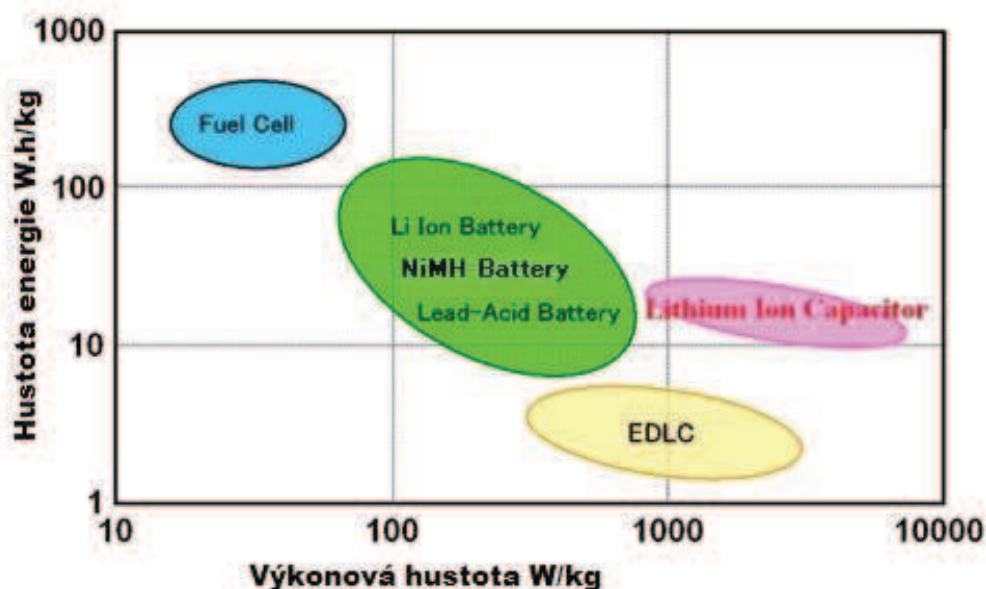
2.3.4 Superkapacitor

Nejmodernější způsob uchování energie, nebo-li způsob od kterého se v budoucnosti čeká největší využití, je superkapacitor. V literatuře můžeme také nalézt název ultrakapacitor, nebo EDLC (Electrochemic double layer capacitor). Zřejmě největším výrobcem je společnost Maxwell, nabízející jej pod obchodním názvem boostcap. Je to elektrické zařízení, v němž se energie uchovává ve formě náboje, čili polarizovaného dielektrika. V principu jde o elektrolytický kondenzátor, ve kterém jsou hliníkové elektrody pokryty práškovým uhlíkem. Elektrody jsou odděleny polypropylenovou fólií, která má funkci separátoru. Elektrolyt je obvykle ve formě gelu. Obecně je kapacita kondenzátorů přímo úměrná velikosti ploch elektrod a nepřímo jejich vzdálenosti. Práškový uhlík je velice pórovitý a jeho plošná hustota by se měla pohybovat až na hodnotách 2000 m²/g prášku. Vzdálenost elektrod oproti tomu nabývá co nejmenších hodnot, v řádu nanometrů. To propůjčuje superkapacitoru vysokou kapacitu při současně malém vnitřním odporu. Provozní napětí jednoho článku kondenzátoru se pohybuje mezi 2,2 - 2,7 V, a proto se články spojují do superkapacitorových baterií.



Obr. 2.5: Ukázka EDLC výrobků firmy maxwell

Výhodou superkapacitorů je jejich schopnost dodávat (absorbovat) v krátkém čase velké množství energie. Jsou tedy velice vhodné pro akumulaci energie při brzdění, kdy se nabíjecí časy pohybují od 10 s do max. 300 s. Např. v elektromobilech, kde je namísto špičkového výkonu potřebný i trvalý výkon, se kombinují superkapacitory s elektrochemickými bateriemi. Nejnovějším produktem jsou tzv. LIN nebo LIC kondenzátory (lithium-ion capacitor) americké firmy Taiyo Yuden. Ty kombinují vlastnosti lithium-iontových baterií a superkapacitorů. Nominální napětí jednoho článku je zvýšeno na 3,8 V a hustota energie je 4 - 10 krát větší než u EDLC. Další nespornou výhodou superkapacitorů je počet nabíjecích cyklů, který je 1000 až 2000krát větší než u klasických baterií, řádově tedy až 10^6 cyklů. [12]



Obr. 2.6: Diagram srovnání kapacitorů

3 Rešerše stávajících řešení hybridního pohonu dvojkolí KV

3.1 Tatra Kopřivnice - M290.0 elektro-mechanický přenos systém Sousedík

[6] [7] V roce 1936 si nechal český vynálezce a vsetínský továrník Josef Sousedík patentovat elektro-mechanický systém přenosu výkonu. Toto převratné a nadčasové řešení bylo použito tentýž rok ve dvojici motorových vozů M 290.0 označované jako Slovenská strela.



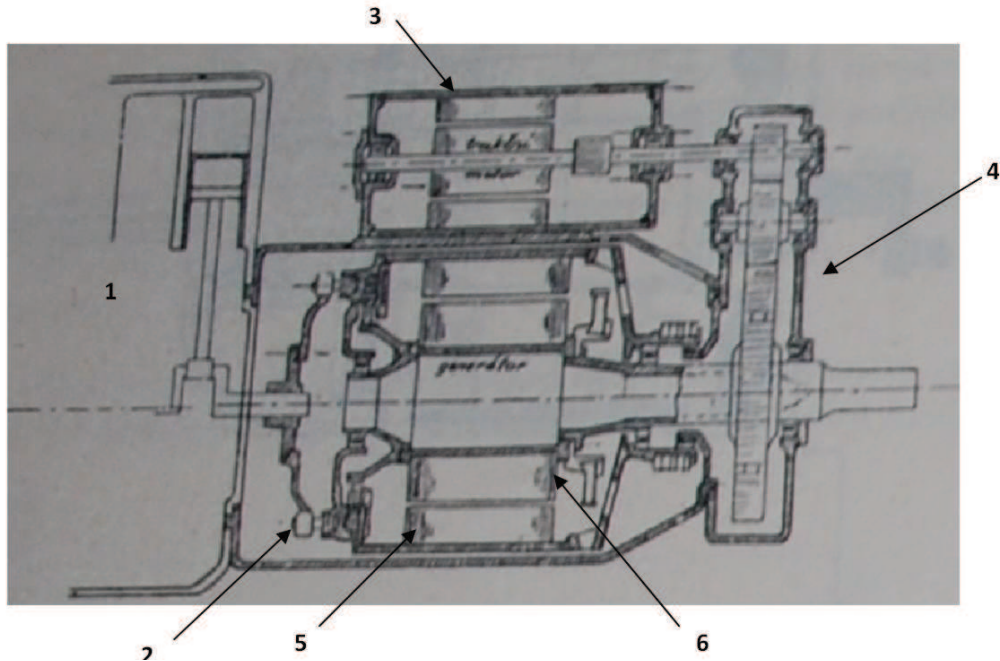
Obr. 3.1: Motorový vůz M 290.0 (Slovenská strela)

Začátkem 30. let minulého století vyhlásilo tehdejší ministerstvo železnic soutěž, ve které hledalo nový způsob pro zlevnění a zkvalitnění dopravy osob na delších tratích. Nakonec zakázku na výrobu dvou prototypů motorových vozů vyhrála Tatra Kopřivnice spadající do skupiny Ringhoffer. Vývoj vedl kopřivnický šéfkonstruktor Hans Ledwinka a samotným přenosem výkonu byl pověřen elektrotechnik Josef Sousedík. Po zkušebních jízdách byly vozy nasazeny na trati Praha - Bratislava, kde nastolily nové rekordy jak rychlostní, tak i v časovém spojení obou měst. Při testovacích jízdách dosáhl dokonce jeden z vozů na trati Přerov-Č. Třebová v té době neuvěřitelné rychlosti 148 km/hod.

Motorový vůz M 290.0 je dvoupodvozkový, čtyřnápravový. Nejprve vůz poháněla dvojice vznětových motorů, ty však byly pro svoji hlučnost vyměněny. Každý podvozek je tak osazen šestiválcovým zážehovým motorem Tatra s elektromechanickým přenosem výkonu, který pohání vnitřní dvojkolí.

Elektro-mechanický přenos výkonu

Srdcem celého vozu je způsob přenosu výkonu od spalovacího motoru na dvojkolí. Ten se skládá z několika základních částí, které vidíme na obr. 3.2. Spalovací motor (1) je pevně spojen s rotujícím stator (5) generátoru. Naopak rotor (6) generátoru je pevně spojen přes kardanovou hřídel (6) a kuželovou převodovku s hnací nápravou. Uvnitř kuželové převodovky (není na obrázku) je zubová spojka, která reverzuje pohon. Ozubeným převodem (4) vybaveným volnoběžkou je ke kardanové hřídeli připojen trakční motor (3).

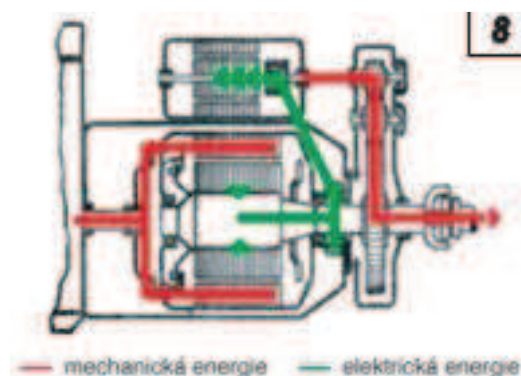


Obr. 3.2: Řez pohonným soustrojím:

1 - spalovací motor, 2 - elektromagnetická spojka, 3 - trakční motor, 4 - převod, 5 - rotující stator generátoru, 6 - rotor generátoru na hřídeli

Chod stroje má několik fází:

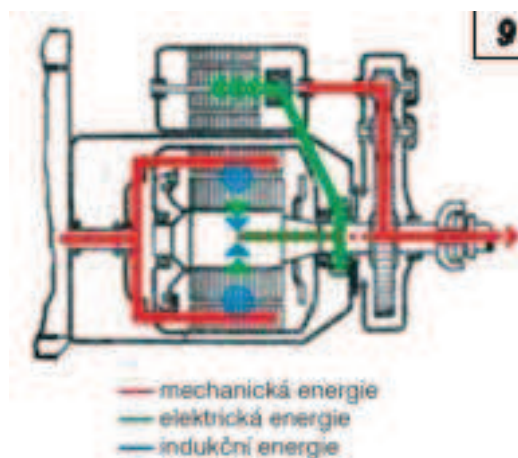
1. Při rozjezdu se udržují otáčky spalovacího motoru na konstantní hodnotě. Tyto otáčky má tedy i stator generátoru. Obsluha přestavením řídicí páky ve strojovně slabě nabudí vnějším zdrojem generátor, ve kterém se začne vytvářet napětí. Vozidlo stojí, kola se neotáčí, otáčky rotoru jsou tedy nulové. Rozdíl otáček rotoru a statoru (jsou to skluzové otáčky) je tedy maximální. Vznikající napětí je převáděno do trakčního motoru, který přes ozubený převod začne roztáčet kardanovou hřídel a dává tedy vozidlo do pohybu. Tím jak se roztáčí kardanová hřídel, roztáčí se i rotor generátoru a skluzové otáčky v generátoru se zmenšují. Se změnou skluzových otáček se začne připojovat i indukční složka přenosu výkonu ze statoru na rotor v generátoru. Zmenšováním skluzových otáček generátoru klesá i produkované napětí a proud. Ten lze zvýšit změnou řídicí páky.



Obr. 3.3: Přenos energie při rozjezdu[21]

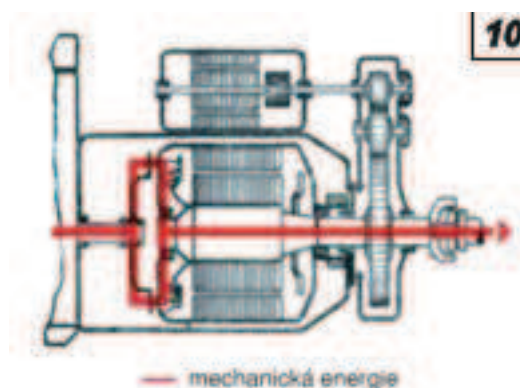
2. Při rychlosti do 80 km/h jsou skluzové otáčky na hodnotě cca 50% původních. Se zvyšujícími otáčkami spalovacího motoru se řídicí pákou zvyšuje i budící napětí rotoru a odpor

vznikající indukci přenáší část kroutícího momentu spalovacího motoru. Generátor získává funkci elektromagnetické spojky. Trakční motor a generátor se podílejí na přenosu kroutícího momentu v poměru přibližně 1:1.



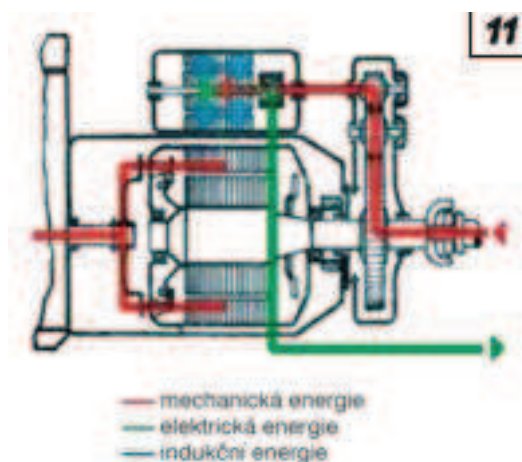
Obr. 3.4: Přenos energie při střední rychlosti[21]

3. Při rychlosti vyšší než 80 km/h se skluzové otáčky v generátoru úměrně snižují rychlosti a indukční složka přenosu výkonu se tedy snižuje. Když se skluzové otáčky blíží nule, buzení obou elektrických strojů se odpojí a náběhová elektromagnetická spojka (Obr.3.2, Poz.2) napevno spojí stator generátoru s rotorem a otáčky spalovacího motoru jsou tedy stejné jako otáčky kardanu. Navíc volnoběžka v mechanickém převodu odpojí trakční motor od kardanu. Pohyb celého vozu v této fázi probíhá pouze mechanickou cestou ze spalovacího motoru na hnací dvojkolí. Rotující hmota generátoru má funkci setrvačnicku.



Obr. 3.5: Přímý mechanický přenos energie[21]

4. Při rekuperačním brzdění má trakční motor funkci dynama. Mezi rotorem a státorem trakčního motoru vzniká velký odpor vlivem elektromagnetické indukce, jež je úměrný produkovanému proudu. Tento proud se maří v přiřazených rezistorech. Tato elektrická brzda je účinná do cca 20km/h a poté je vozidlo dobrzděno provozní vzduchovou brzdou.

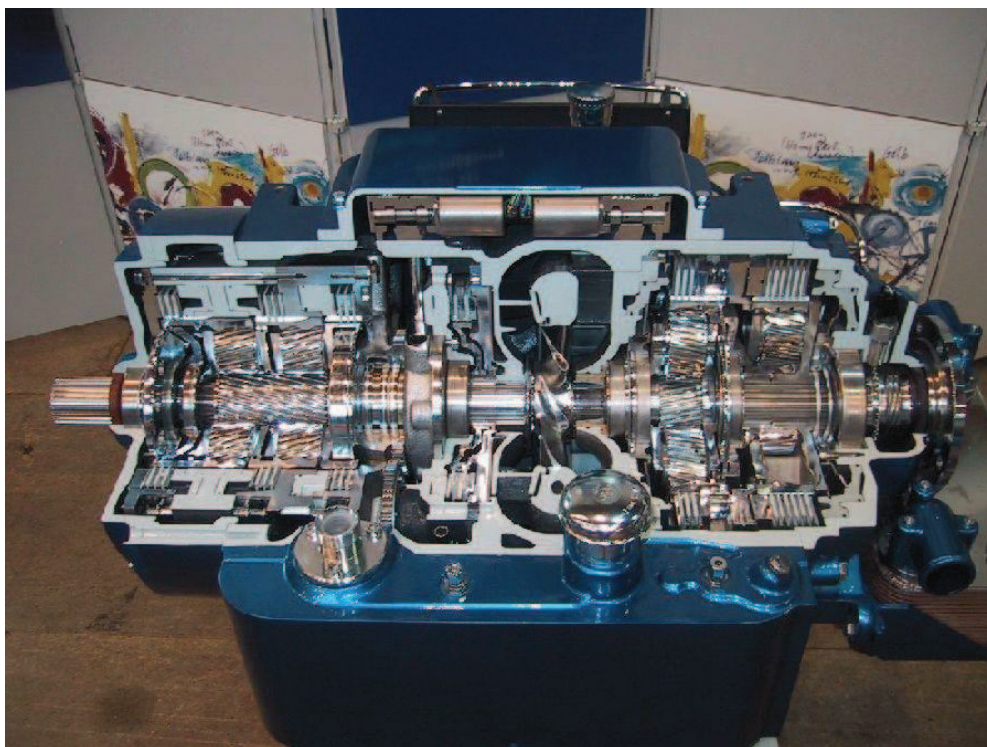


Obr. 3.6: Rekuperační brzdění[21]

Josef Sousedík tímto vynálezem předběhl svoji dobu o několik desetiletí. Na konci druhé světové války zemřel jako člen odbojové skupiny a proto již nemohl své řešení dále rozvíjet. Nově nastolený režim takovýto pohon nepotřeboval a proto upadl v 2. polovině 20. století téměř v zapomnění. Svůj nejspíš poslední velký úspěch zažily vozy Slovenské strely, když v letech 1945 až 1946 zajišťovaly rychlé spojení mezi Prahou a Norimberkem při Norimberském procesu.

3.2 Voith Turbo GmbH – EcoPack

[13] Německá společnost Voith je kromě výroby kolejových vozidel známá také jako producent hydraulických převodovek. Těchto zkušeností bylo využito při konstrukci hydraulického přenosu výkonu DIWA. Tato hydraulická automatická převodovka spolu s dalšími systémy, jako např. Hydrobrid a Microbrid, udává od roku 2006 novou koncepci hybridních pohonů pro kolejová vozidla, která je označována Eco Pack.



Obr. 3.7 Převodovka DIWA

Systém Hydrobrid využívá hydrostatický akumulátor k uchování rekuperované energie. Tato energie tedy může být buď z části nebo zcela uchována ve vysokotlakových nádobách, nebo použita pro pohon pomocných zařízení. Uložená hydrostatická energie slouží ke zvýšení zrychlení při rozjezdu. Akumulátor má takovou kapacitu, že je schopen celý vlak uvést z klidu na rychlost cca 30 km/h.

Toho využívá i systém Microbrid, který kontroluje funkci start/stop spalovacího motoru. Vozidlu se při příjezdu do stanice vypne spalovací motor a během zastavování se brzdná energie akumuluje v hydrostatických akumulátorech. Energie potřebná na rozjezd se hradí pouze z těchto zásobníků a až při rychlosti kolem 30 km/h se spustí spalovací motor.

Další součástí hybridního pohonu EcoPack může být systém SteamTrack nebo SteamDrive, který přeměňuje ztrátové teplo ze spalovacího motoru na mechanickou, nebo elektrickou energii.

3.3 ČKD Lokomotiva T478.2001 (přeznačena na T478.4501)



Obr. 3.8 Lokomotiva T 478.2001

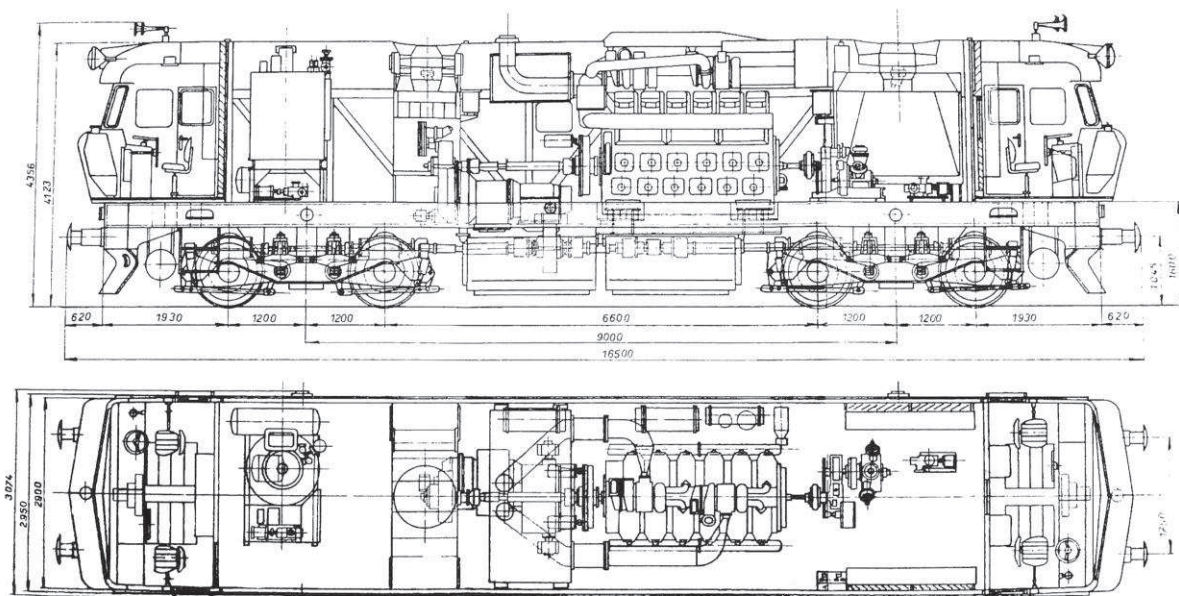
[14] Začátkem 60. let minulého století se hledaly optimální variaty naftových lokomotiv pro provoz na našich drahách. Ve třídě nižších výkonů již byly nasazeny lokomotivy jak s hydraulickým (lokomotiva T 444.0), tak i s elektrickým (lokomotiva T435.0) přenosem výkonu. V oblasti vyšších výkonů, řádově 1200 koní však chyběly i prototypové stroje, které by šlo vzájemně porovnávat. V roce 1961 tedy bylo ČKD Praha pověřeno vývojem a výrobou dieselhydraulické lokomotivy s motorem K 6 S 310 DR o výkonu 883kW a hydrodynamickou převodovkou systému VOITH. V průběhu vývoje se změnila požadavky na požadovaný výkon 1100 kW, a tak byla lokomotiva osazena zcela novým motorem a celá konstrukce musela proto být skříňového typu. Další změnou byla volba hydrodynamické převodovky. Z důvodu nedostupnosti západoněmecké převodovky VOITH, vyvinulo ČKD společně se švédským výrobcem SRM převodovku s označením L IV HM 21-r, kterou lze považovat za první hydrodynamickou převodovku používanou v tehdejší Československu. V roce 1966 vyjela lokomotiva pod označením T478.2001 poprvé na zkušební jízdu.

Tab. 3.1 Parametry T478.2001

Základní parametry T 478.2001	
Uspořádání pojezdu	B'B'
Přenos výkonu	hydrodynamický
Typ motoru	ČKD K 12 FV 220 DR
Jmenovitý výkon	1325 kW
Maximální rychlost	100 km/h
Maximální tažná síla	216 kN
Vlastní hmotnost	72 t
Průměr dvojkolí	1000 mm
Délka (přes nárazníky)	16,5 m
Min. poloměr oblouh	100 m
Objem palivové nádr	3000 litrů

Točivý moment se z motoru na dvojkolí přenášel přes rozpojitelnou vzduchovou spojku VS 700, již zmíněnou hydromechanickou převodovku ČKD-SRM, kardanový hřídel a nápravovou převodovku s kuželovými koly. Hydromechanická převodovka se skládá ze 3 základních částí - vstupního převodu, vlastní hydromechanické převodovky a reverzační skříně s výstupním převodem. K chlazení oleje převodovky, tak i chladícího okruhu motoru, sloužil ventilátor o průměru 1120 mm s výměníky. Pro řízení stroje byl ovládací pult osazen 17-stupňovým kontrolérem, kde nejvyšší stupeň zajistil přímé spojení mechanické spojení spalovacího motoru s dvojkolím.

Lokomotiva byla nejdříve nasazena v rychlíkovém turnusu a od roku 1970 ve vlečkovém provozu kladenských železár. V roce 1977 byla lokomotiva oficiálně odstavena a o dva roky později již pod označením T478.4501 sešrotována.



Obr. 3.9 Lokomotiva 478.2001 rozměrový náčrt

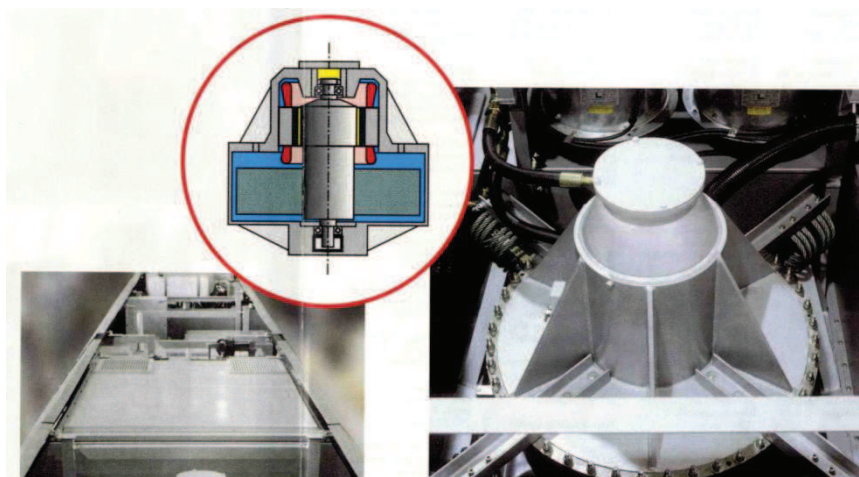
3.4 Alstom – hybridní jednotka LIREX



Obr. 3.10 Jednotka Alstom Lirex

V 90. letech vyvíjel konstrukční tým firmy Alstom LHB v Salzgitzteru regionální jednotku s hybridním pohonem ozančenou Alstom LIREX (Lightweight inovativ regional express) Experimental. Byla to 6 vozová nízkopodlažní Regionální jednotka, osazena dvojicí spalovacích motorů, pohánějící synchronní el. motory s permanentními magnety. Každý ze vznětových motorů disponoval výkonem 338 kW. K uchování rekuperované energie byl použit setrvačník, který byl uložen na střeše vozidla.

Setrvačník o kapacitě 6 kWh dokázal dodávat výkon 350 kW v délce až 40 sekund. Jeho vlastní hmotnost činila 1300 kg. Relativně vysokých hodnot však dosahoval jeho ztrátový výkon (3-7 kW), zapříčiněn nejspíš usazení rotoru na valivých ložiskách. [15]



Obr. 3.11 Setrvačnick umístěn na střeše vozu

3.5 Bombardier Transportation – systém Mitrac

[16] Německá společnost Bombardier nasadila poprvé v roce 2003 v Mannheimu tramvaje GTN6 osazené systémem MITRAC. Tento hybridní pohon se skládá z elektrických trakčních motorů s permanentními magnety napájených z trolejového vedení a superkapacitorových baterií umístěných na střeše vozidla. V tomto zkušebním provozu se zařízení ukázalo se 100% spolehlivostí při nasazení v každodenním provozu. Z obecných zkušeností je zjištěno, že při brzdění lze do trolejového vedení vrátit pouze cca 30 % elektrické energie. Proto zde nastupují superkapacitory ve kterých se s vysokou účinností uloží zbylá energie. Kapacita akumulátorů byla schopna rozjet 36 tunové vozidlo ve vzdálenosti 500 metrů na rychlost 26 km/h.



Obr. 3.12 Trakční motor s permanentními magnety

V roce 2010 dodala firma Bombardier několik diesel-elektrických lokomotiv vybavených systémem MITRAC do severní ameriky. Jsou označeny Bombardier ALP-45 DP a konstrukcí jsou odvozeny od elektrické lokomotivy APL-45. Výrobce u nově vyráběné lokomotivy udává až 80% snížení znečištění ovzduší, 40% snížení spotřeby a 40% snížení hluku např. na nádražích. Je to docíleno vypínáním chodu spalovacího motoru ovládaného systémem

MITRAC. Při brzdění do stanice, zastavení a rozjezdem z ní není spalovací motor v činnosti a vozidlo je napájeno z akumulátorů složených z kapacitorů řízených IGBT prvky.

Základní parametry diesel-elektrické lokomotivy ALP-45DP MITRAC

Tab. 3.2 Bombardier MITRAC

TYP	ALP-45DP MITRAC
Napětí	25kV/60Hz, 12kV/25Hz
Průměr dvojkolí	1118 mm(1046 mm)
Trakční motor	4x Bombardier MITRAC DR 3700
Výkon el. motoru	1300 kW(každý)
Diesel motor	2x Caterpillar 3512C HD
Výkon spal. motoru	1678 kW(každý)
Max. tažná síla	316 kN
Max. rychlost	200km/h(el. trakce) 160km/h(diesel. trakce)
Náprav. zatížení	32,66 t



Obr. 3.13 Lokomotiva ALP-45DP Mitrac

4 Porovnání vlastností nalezených řešení

[1] [5] [6]

Tab. 4.1 Základní charakteristiky vozidel

Vozidlo	Přenosu výkonu	Prim. zdroj energie	Sekundární zdroj energie
Tatra M 290.0 (Slovenska strela)	Větvený elektro-mechanický	Spalovací motor	Trakční motor
VOITH Turbo Gmbh. Eco-Pack	Hydro-mechanický	Spalovací motor	Hydrostatický akumulátor, Start-stop systém
ČKD 478.2001	Hydro-mechanický	Spalovací motor	
Alstom LIREX	Elektrický	Spalovací motor	Trakční motor, setrvačnick
BOMBARDIER Mitrac	Trolej	Elektrický proud z trolejového vedení	Superkapacitor

Porovnávat jednotlivá vozidla můžeme z mnoha hledisek. Ty nejdůležitější jsou:

- Využití výkonu primárního zdroje energie
- Účinnost
- Váha
- Výrobní náročnost
- Cena

Abychom mohli porovnávat vybraná vozidla ve všech těchto kategoriích, museli bychom znát podrobné informace o každém stroji, které nejsou zcela dostupné. Základním hlediskem při volbě vozidla je zcela jistě jeho účinnost. Proto volím posuzovat nalezená kolejová vozidla dle tohoto kritéria.

Zjištěním z Tab. 4.1, nemá vozidlo Tatra M 290.0 oproti ostatním žádný prvek pro uchování rekuperované energie. Tento hendikep vyplývá z doby konstrukce tohoto vozidla, která je oproti ostatním o více jak půl století starší. Při konstrukci tohoto typu přenosu v dnešní době by bylo mimo jiné jeho velkou výhodou to, že je možné do pohonu zastavět prakticky jakýkoli z možných akumulátorů energie. Tedy pro co nejobektivnější srovnání, volím posuzovat jednotlivá vozidla z hlediska účinnosti daného přenosu výkonu. To je poměr mezi výkonem vyvinutým primárním zdrojem energie a výkonem přeneseným na hnací nápravu.

4.1 Jednotlivé přenosy výkonu

Mechanický přenos-pracuje ze všech přenosů s největší účinností. Ta je odvislá od zvolení jednotlivých typů elementů přenosu, kterými jsou nejčastěji různé typy ozubených převodů. Dalším pohledem je využití výkonu primárního zdroje energie, které je optimální pouze při malém rozmezí otáček. Snahou udržovat spalovací motor v oblasti ideálního výkonu během všech jízdních rychlostí je konstrukce vícestupňových převodovek. S rostoucím počtem převodových stupňů rostou i ztráty během jejich přeřazování.

U 4 stupňové převodovky s kardanem připojeným na nápravovou kuželovou převodovku je vypočítána teoretická střední účinnost v celém rozsahu rychlost: $\eta_M=69\%$

($\eta_{\text{kardanu}}=95\%$, $\eta_{\text{ozubeného převodu}}=97,5\%$)

Hydraulický přenos- Z hlediska účinnosti je zde nepříjemná dvojnásobná změna druhu energie. Primární zdroj energie však může pracovat např. při rozjezdu za optimálních otáčkových podmínek a pohon díky svým vlastnostem urychluje vozidlo.

Střední účinnost v celém rozsahu rychlosti: $\eta_H=69,6\%$

($\eta_{\text{meniče}}=90\%$, $\eta_{\text{kuželového převodu}}=96\%$)

Elektrický přenos- největší výhodou tohoto typu je velký záběrný moment elektrických strojů, který se nejvíce využije při rozjezdu vozidla. Spalovací motor lze udržovat v celém rozsahu rychlostí v optimálních otáčkách spotřeby paliva. Z hlediska účinnosti je zde nepříjemná dvojnásobná změna druhu energie, kdy mechanická energie ze spalovacího motoru se mění v trakčních generátorech na energii elektrickou, který se v trakčních motorech opět přemění zpět na mechanickou.

Střední účinnost v celém rozsahu rychlosti: $\eta_E=71,5\%$

(přeměna energie E->-M->E $\eta_{\text{EME}}=82\%$, $\eta_{\text{ozubeného převodu}}=97,5\%$)

Elektro-mechanický přenos-kombinuje dílčí výhody jednotlivých přenosů. Velký záběrný moment během rozjezdů vozidla a vysokou účinnost mechanického přenosu při vyšších rychlostech. K záporným vlastnostem bych zcela jistě uvedl vyšší konstrukční náročnost a z ní vyplývající i nákladnější výroba.

Střední účinnost v celém rozsahu rychlosti: $\eta_E=78\%$

(přeměna energie E->-M->E $\eta_{\text{EME}}=82\%$, $\eta_{\text{ozubeného převodu}}=97,5\%$, $\eta_{\text{kardanu}}=95\%$.)

Z teoretických hodnot účinností jasně vyplývá převaha elektro-mechanického přenosu výkonu nad ostatními druhy! Při konstrukci tohoto typu přenosu výkonu spolu s novými typy elektrických strojů a akumulátorů energie, by se hodnota účinnosti zcela jistě ještě zvýšila.

5 Návrh dispozice pohonu do podvozku RV

V první fázi návrhu musíme určit základní parametry, které známe a z kterých budeme dále vycházet. Ty jsou:

Typ vozidla	Regionální jednotka
Počet článků	2
Uspořádání náprav	(1A)(2)(A1)
Typ přenosu výkonu	Větvený elektro-mechanický
Primární zdroj energie	Diesel motor (2x) výkon cca 250kW
Maximální rychlost	130/160 km/h

Z těchto základních údajů byla vypracována studie pro teoretický návrh a uspořádání elektrických strojů pohonu. Celé znění Příloha č. 1

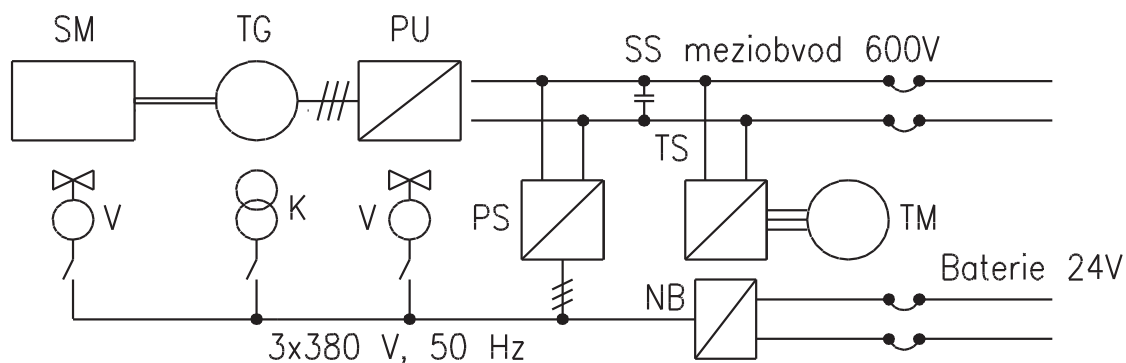
5.1 Studie dvoučlánkového motorového vlaku - návrh komponent

(Příloha č.1)

Oba články vozidla jsou koncipovány jako shodné, včetně použití dvou stejných pohonných jednotek se dvěma spalovacími motory a elektrickým přenosem výkonu na asynchronní trakční motory.

Pro elektrický přenos bylo navrženo provedení se synchronním trakčním generátorem (TG) na hřídeli spalovacího motoru (SM) s buzením permanentními magnety. To zjednodušuje stroj (nejsou zapotřebí budicí obvody, kroužky a další zařízení) a zároveň není zapotřebí výkon pro jeho buzení. Z meziobvodu je přes napěťový trakční střídač (TS) napájen trakční asynchronní motor (TM) řízený běžným způsobem. Vzhledem k poměrně malému výkonu lze napětí v meziobvodu volit tak, aby ho bylo možno použít přímo pro napájení střídače pomocných pohonů (PS), který zajišťuje napájení asynchronních motorů a dalších spotřebičů standardním třífázovým napětím 3x380 V, 50Hz a rovněž nabíječ baterie s akumulátorovou baterií.

5.1.1 Zapojení elektrického přenosu výkonu



Obr. 5.1: Zjednodušené schéma obvodů

Na Obr. 5.1 je znázorněné zjednodušené schéma elektrického zapojení trakčních a pomocných obvodů, kde jednotlivé prvky znázorňují:

SM - spalovací motor

TG - je trakční synchronní generátor, třífázový, 4 pólový, buzený permanentními magnety

PU - pulzní usměrňovač

TS - napěťový střídač

TM - trakční motor

PM - střídač pomocných obvodů,

V - ventilátory

K - kompresor

NB - nabíječ baterie s akumulátorem.

5.1.2 Návrh hlavních komponent

Návrh hlavních parametrů vychází především z vlastností spalovacích motorů a trakčních požadavků na vozidlo.

Tab. 5.1 Předpokládané hmotnosti vozidla

Uspořádání náprav	(1A) (2) (A1)	
Maximální rychlost variantně	V _{max}	130/160 km/h
Vlastní hmotnost soupravy	G _s	60 t
Hmotnost obsazené soupravy	G _o	72 t
Adhezní hmotnost soupravy	G _a	36 t
Průměr kol (hnací nápravy)	D _k	1000 mm
Gravitační zrychlení	g	9,81 m/s ²

Výpočet trakčních požadavků byl proveden pro plně obsazenou soupravu se 2 SM a pro dvě varianty maximální rychlosti 130 km/h a 160 km/h podle zadání. V Tab. 5.2 jsou uvedeny výsledky pro jízdu na rovině s přírážkou 1 ‰ na zrychlení a pro jízdu na stoupání 2 ‰ s přírážkou 3 ‰.

Tab. 5.2 Předpoklady trakčních požadavků soupravy

Vzorec pro jízdní odpory podle		Inter City			
Pro rychlost	V _{max}	130	km/h	160	km/h
Jízdní odpor	a	1,91		1,91	
	b	0,008		0,008	
	c ₀	0,0002		0,0002	
Měrný jízdní odpor		6,3	o/oo	8,3	o/oo
Tažná síla - jízdní odpory		4471	N	5870	N
Stoupání		2	o/oo	0	o/oo
Přirážka na konečné zrychlení		3	o/oo	1	o/oo
Tažná síla pro stoupání+přirážka		3532	N	706	N
Tažná síla pro V _{max} na OK		8003	N	6576	N
Výkon na obvodu kol při V _{max}	Pok	289	kW	300	kW

Tab. 5.3 Předpokládané účinnosti jednotlivých strojů

Převod motor/náprava	etu	0,975			
Trakční motor	etm	0,93			
Trakční střídač	etns	0,98			
Pulzní usměrňovač	etpu	0,98			
Trakční generátor	etg	0,95			
Celkem účinnost pro trakci	eta	0,827			
Pro V _{max}		130	km/h	160	km/h
Potřebný příkon pro trakci na OK		349	kW	362	kW

Pro výpočet potřebného výkonu SM je třeba uvažovat účinnosti v celém řetězci zařízení pro přenos výkonu. Tyto účinnosti jsou zhruba odhadnuty podle skutečně použitých zařízení a jsou uvedeny v Tab. 5.3

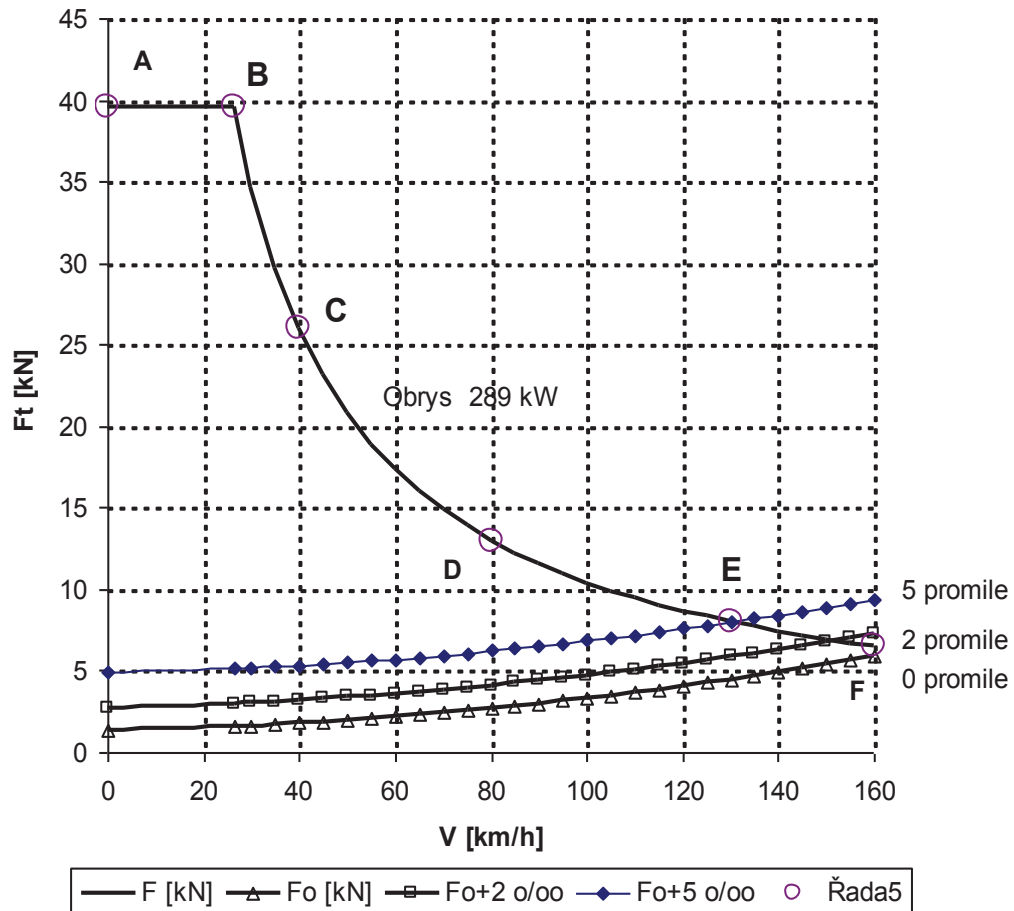
Dalším prvkem, který musíme uvažovat ve výpočtu je odběr výkonu pro napájení vlastní spotřeby vozidla. Výčet dílčích hodnot vidíme v Tab. 5.4

Tab. 5.4 Spotřeba jednotlivých prvků vozidla

Vlastní spotřeba jednoho vozidla (příkon z meziobvodu!)					
Chlazení SM		20	kW		
Kompresor		8	kW		
Měniče		10	kW		
Nabíječ baterie		7	kW		
Klimatizace stanoviště		4	kW		
Klimatizace vozu		12	kW		
Drobné spotřebiče		5	kW		
Vlastní spotřeba jednoho dílu (bez výkonu pro topení)	P _{vlast}	66	kW		
Potřebný výkon jednoho SM		241	kW	247	kW

Pro výpočet trakční charakteristiky dále stanovujeme max. zrychlení na hodnotu $a_w = 0,5 \text{ m/s}^2$.

Trakční charakteristika



Obr. 5.2: Trakční charakteristika jednotky

Tvar obrysu trakční charakteristiky má klasický tvar, kdy se skládá ze 3 křivek. Vodorovnou přímkou omezující vozidlo adhezí, hyperbolou omezující vozidlo max. zrychlením a svislou přímkou omezující vozidlo svou max. rychlostí.

5.1.3 Parametry hlavních komponent

Trakční motor

Zadané a zvolené hodnoty motoru jsou uvedeny v Tab. 5.5

Tab. 5.5 Předpokládané hodnoty TM

	Označení	Hodnota	Jednotky
Převod	U	3,5	-
Průměr dvojkolí	D_k	1000	mm
Počet pól párů		2	-
Přetížitelnost TM	p	1,4	-
Napětí meziobvodu	U_d	600	V _{ss}

Z těchto i dříve uvedených hodnot jsou v Tab. 5.6 a Tab. 5.7 vypočteny další parametry pro jeden trakční motor.

Tab. 5.6 Údaje v jednotlivých bodech trakční charakteristiky při $U_d=600V_{ss}$

Bod cha	A	B	C	D	E	F	
Rychlost	0,0	26,3	40,0	80,0	130,0	160,0	km/h
Tažná síla	19,8	19,8	13,0	6,5	4,0	3,3	kN
Otáčky kola	0,0	139,4	212,2	424,4	689,7	848,8	ot/min.
Otáčky motoru	0,0	487,8	742,7	1485,4	2413,8	2970,9	ot/min.
Moment motoru	2901	2901	1905	953	586	476	kNm
Kmitočet napájení		16,3	24,8	49,5	80,5	99,0	Hz
Napětí motoru (fáze)		80,4	122,5	245,0	245,0	245,0	V _{ef}
Fázový proud	714	714	510,2	255,1	255,1	255,1	A
Výkon na OK	0	144	144	144	144	144	kW

Tab. 5.7 Předpokládané údaje TM pro dva jmenovité režimy a napětí $U_d=600V_{ss}$

Trvalý v bodě	C	D	
Napětí fázové	122,5	245,0	V _{ef}
Proud fázový	510,2	255,1	A _{ef}
Kmitočet	24,8	49,5	Hz
Otáčky	742,7	1485,4	ot/min.
Moment	1905,4	952,7	Nm
Výkon na hřídeli	148,2	148,2	kW

Trakční generátor

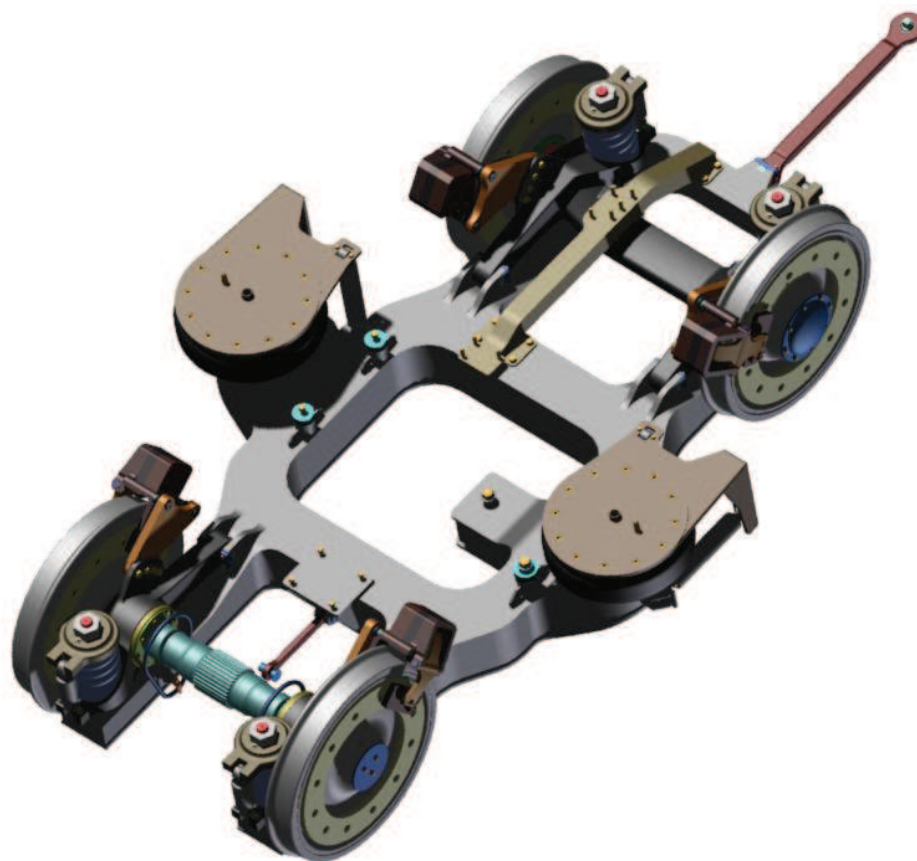
Trakční generátor (TG) se předpokládá 4 pólový, nasazený přímo na hřídeli spalovacího motoru, s buzením permanentními magnety. Jeho napětí při nominálních otáčkách a tedy i nominálnímu výkonu SM odpovídá zvolenému napětí meziobvodu 600 V_{ss}. Jeho hlavní parametry jsou uvedeny v Tab. 5.8

Tab. 5.8 Předpokládané základní parametry trakčního generátoru

Počet pól párů	np	2	
Počet fází		3	
Nominální otáčky	nsm	1950	ot/min,
Minimální otáčky	nsmin	650	ot/min,
min/max		0,333	
Nominální výkon TG	Ptg	230	kW
Fázové napětí nom.		245	Vef
Fázový proud		313	A ef
Kmitočet při nom. otáčkách		65	Hz
Kmitočet při volnoběhu		21,7	Hz

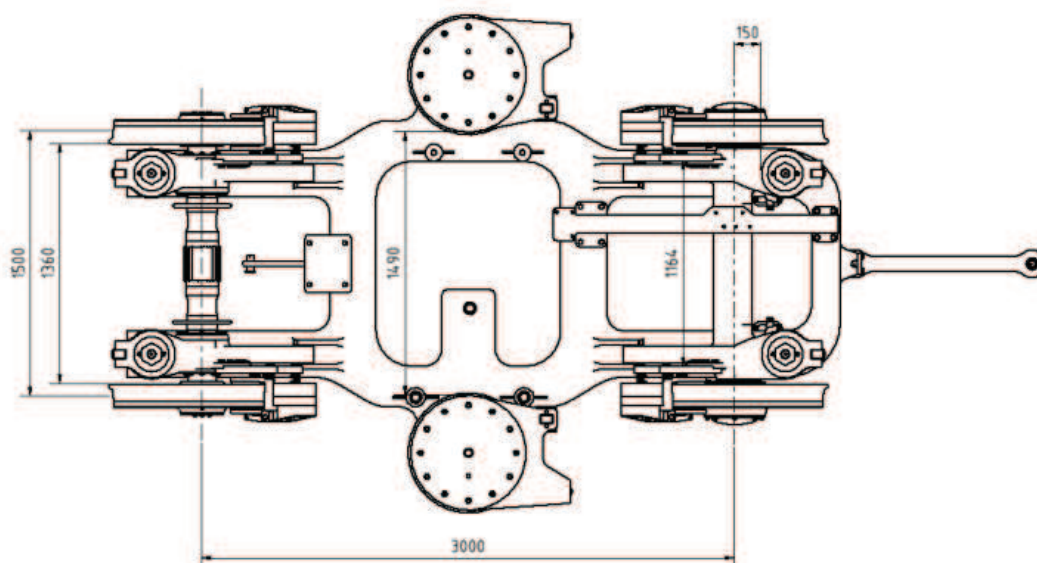
5.2 Podvozek Regionálního vozidla

Navržený pohon má být zastavěn do rámu podvozku Regionálního vozidla, jež je paralelně navrhován v Diplomové práci [18] Studie podvozku s vnitřním rámem.



Obr. 5.3: Podvozek Regionálního vozidla

Jak je zřejmé z Obr.5.3 , pohon bude umístěn do podvozku s vnitřním rámem. Ten je koncipován jako tuhý, polozavřený a svařovaný z tvarově upravených plechů. Podvozek je vybaven primárním i sekundárním vypružením. Primární vypružení tvoří vinuté šroubové pružiny umístěny na převrácených kyvných ramenech. Sekundární vypružení, pro dokonalý komfort cestujících, zajišťují vzduchové měchy. Na vedoucím hnaném dvojkolí jsou propojena kyvná ramena v jeden celek tvořící ocelovou nápravnici. Zadní hnací dvojkolí je klasického typu uložené v ložiskových domech, které jsou vytvořeny v kyvných ramenech.



Obr. 5.4: Základní rozměry podvozku (mm)

Základní rozměry podvozku jsou:	Průměr dvojkolí	1000mm
	Rozkolí	2s=1360 mm
	Rozvor	3000 mm
	Světlost mezi měchy	1490 mm
	Světlost mezi brzdami	1164 mm

5.3 Návrh vlastní dispozice pohonu

Při základním rozvržení jednotlivých částí pohonu pracujeme s několika předpoklady, které musíme brát v úvahu:

- Snaha o minimalizaci celkové délky pohonu tak, aby jej bylo možné celý umístit do podvozku. Každé pružné/posuvné spojení (hřídelová spojka, kloubový hřídel) mezi SM a TG by tuto délku zvětšil. => **Přímé spojení TG a SM**
- Ze samotného principu elektro-mechanického větveného přenosu výkonu (systém Sousedík), kdy primární zdroj energie (spalovací motor) přenáší kroutící moment na rotující stator TG a předpokladu A. => **Souosost SM a TG**
- Snaha o minimalizaci celkové výšky pohonu, abychom ve vozidle mohli realizovat sníženou úroveň podlahy. => **Spalovací motor "ležatého typu"**
- Snaha o minimalizaci celkové výšky pohonu, abychom ve vozidle mohli realizovat sníženou úroveň podlahy. => **TM v úrovni TG**
- NP je umístěna na hnací nápravě, která se vůči rámu podvozku pohybuje díky primárnímu vypružení. TG i NP jsou připevněny k rámu podvozku. Prvek přenášející točivý moment mezi MP a NP musí mít možnost délkové změny. => **Využití podélné kloubové hřídele**

S přihlédnutím k výše uvedeným podmínkám navrhuji základní sestavení pohonu zobrazené na Obr. 5.5

Spalovací motor (SM) s horizontálně uloženými písty se bude nacházet v úrovni vodícího hnaného dvojkolí. Jeho poloha ve vertikálním směru nad rámem je odvislá od výšky nápravnice, která prochází mezi rámem podvozku a spalovacím motorem. SM musí být v takové poloze, aby v žádném případě nedošlo ke kontaktu s pohybující se odpruženou nápravníci.

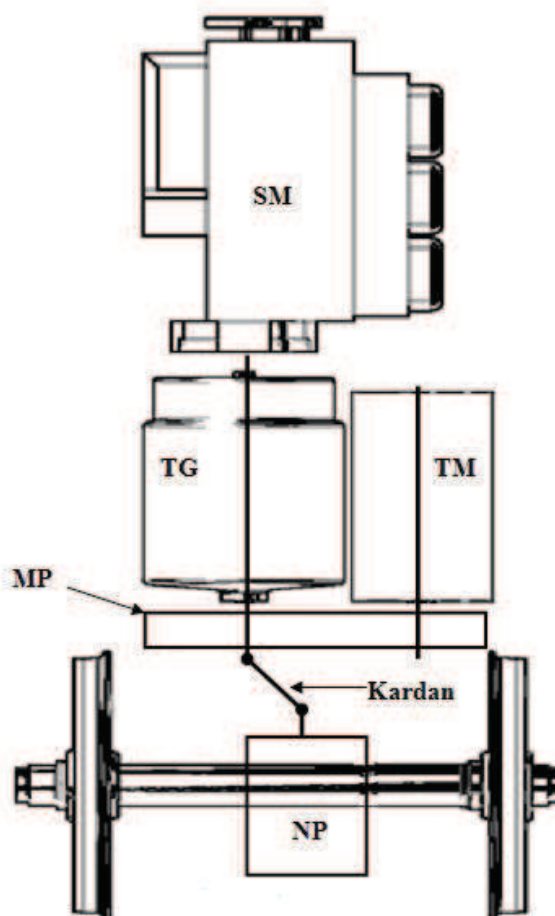
Trakční generátor je pevně spojen se spalovacím motorem. Rotující stator generátoru je připevněn přímo na setrvačnick SM. Osa rotace klikového hřídele SM je tedy totožná s osou TG.

Trakční motor je umístěn v úrovni TG a na té straně, kde celková šířka soustrojí SM, TG a TM bude nejmenší.

Trakční motor a generátor propojuje slučovací převodovka. Její velikost je odvislá jednak od velikosti – vnějšího průměru jednotlivých strojů, a od požadovaného převodu uvedeného v kap.4.2.2

Rotor trakčního generátoru prochází SP a přes podélný kloubový hřídel přenáší točivý moment na nápravovou převodovku.

Nápravovou převodovku opět s ohledem na minimalizaci délky pohonu navrhují čelně kuželovou.



Obr. 5.5: Předběžná dispozice pohonu

5.4 Výběr jednotlivých strojů pohonu

5.4.1 Spalovací motor

Za primární zdroj energie jsem s přihlédnutím k požadavkům stanoveným v kap. 4.3 zvolil vznětový motor české produkce s označením TEDOM TRAIN 242. Společnost Tedom a.s., divize Motory navazuje na dlouholetou tradici výroby spalovacích motorů v Libereckých automobilových závodech - LIAZ. Zde společnost od roku 2003 vyrábí ucelenou sérii řadových vznětových šestiválců na kapalná, i na plynná paliva. Palivem motorů Tedom může být nafta, bionafta, zemní plyn(CNG,LNG), propan-butan, bioplyn a různá další alternativní paliva. Motory jsou vyráběny ve stacionárním i vozidlovém provedení a díky plnění nejpřísnějších emisních limitů je můžeme nalézt v mnoha odvětvích.



Obr. 5.6: Motor Tedom Train 242

Tab. 5.9 Základní parametry motoru Tedom

TYP	TEDOM TD 242 RV/RH TA 25
Zdvihový objem	11 946 cm ³
Uspořádání	Řadový, 6-ti válcový
Vrtání/Zdvih	130/150 mm
Kompresní poměr	15,9:1
Jmenovitý výkon	242 kW(1950 min ⁻¹)
Max. točivý moment	1630 Nm (1300 min ⁻¹)
Turbodmychadlo	Ano
Mezichladič	"vzduch-vzduch"
Provedení	Horizontální
Hmotnost-suchá	970 kg

Dále je nutné uvést základní obrysové rozměry motoru, které jsou potřebné pro zástavbu pohonné jednotky do podvozku Regionální jednotky.



Obr. 5.7: Obrysové rozměry motoru

Rozměry motoru:

A-délka 1406 mm

B-šířka 1333 mm

C-výška 622 mm

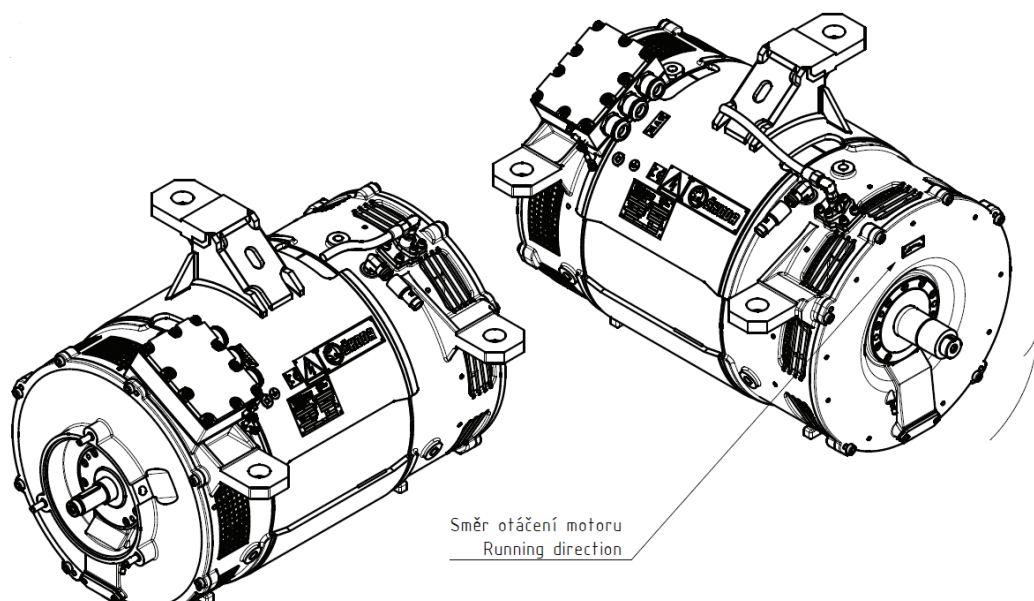
Porovnáme-li rozměry motoru, a to zejména jeho šířku s vnitřními rozměry podvozku z Obr. 5.4, některé části spalovacího motoru by zcela jistě kolidovaly s podvozkem. Abychom mohli spalovací motor umístit do prostoru mezi dvojkolí a ne nad ně, a tím tedy nezvyšovali sníženou podlahu ve vozidle, předpokládáme jinou pozici sání vzduchu a turbodmyhadla. Tato poloha by byla v případě realizace změněna výrobcem v dalších krocích této DP uvažují šířku motoru bez sání a turbodmyhadla: $B \sim 1050$ mm

5.4.2 Trakční motor [20]

Díky spolupráci se zaměstnanci společnosti ŠKODA Elektric jsem mohl zvolit elektrické točivé stroje, jež vyhovují parametrům vypočítaným ve studii Doc. Danzera (Příloha č.1). S ohledem na vnitřní předpisy ŠKODA ETD zde však mohu zveřejnit jen základní údaje jednotlivých zařízení. Ty však pro tento účel budou plně postačovat. Volím tedy:

Trakční motor ŠKODA ML3846 K/6

4-pólový, 3-fázový AC, asynchronní motor s vlastní ventilací. Tento motor je koncipován zejména pro zástavbu do trolejbusů. Můžeme se s ním setkat např. v modelu Škoda 28 Tr Solaris, nebo Škoda 31 Tr SOR. Základní parametry uvedeny v Tab. 5.10



Obr. 5.8: Trakční motor Škoda

Tab. 5.10 Základní parametry TM Škoda

TYP	ŠKODA ML 3846 K/6
Výstupní výkon	250 kW
Max. Točivý moment	2901 Nm
Maximální otáčky	2600 min ⁻¹
Napětí	3x425 V
Délka motoru	976 mm
Vnější průměr motoru(D _{TM})	508 mm
Hmotnost	735 kg
Výstupní hřídel	Ø60 kužel. ISO 1/50

5.4.3 Trakční generátor [20]

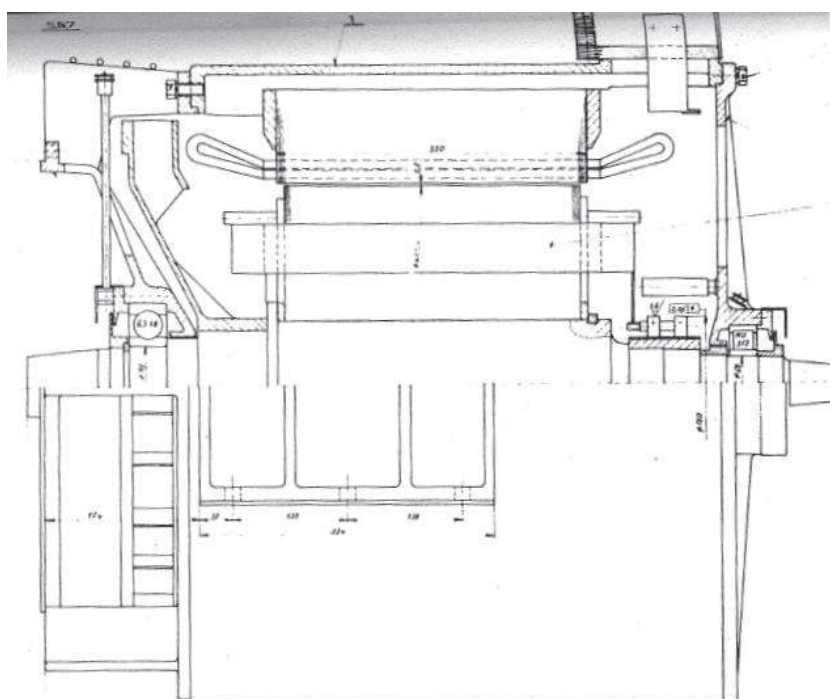
V kap. 4.2.2 v Tab. 5.8 jsou definovány předpokládané údaje trakčního generátoru. Avšak elektrický stroj s rotujícím statorem i rotorem není v současné době na trhu volně dostupný. Proto jsme zvolili generátor standardního typu, vyhovující požadovaným elektrickým hodnotám, který konstrukčními úpravami rotoru, statoru a dalších jeho částí přizpůsobíme k vykonávání požadovaných funkcí. Hlavní parametry, které musíme znát jsou vnější rozměry stroje, které používáme v dalších výpočtech. Jako předlohu trakčního generátoru volím tedy:

Trakční generátor ŠKODA TA 611

Tento generátor jest 4-pólový, 3-fázový AC, synchronní motor s vlastní ventilací, s vlastním buzením permanentními magnety. V dalším postupu uvažujeme

Tab. 5.11 Základní parametry TG Škoda

TYP	ŠKODA TA 611
Výkon (usm.)	260 kW
Max. Točivý moment	-
Maximální otáčky	2000 min ⁻¹
Napětí	3x473 V
Délka motoru	~700 mm
Vnější průměr rotoru (D _{TG})	690 mm
Hmotnost	1075 kg



Obr. 5.9:Trakční generátor Škoda TA 611

6 Zpracování projektu mechanické převodovky

Pro zajištění principu elektro-mechanického přenosu výkonu (popsán v kap. 2.2) musí být trakční motor, rotor trakčního generátoru a popř. výstupní hřídel propojeny mechanickou vazbou zajišťující tyto vlastnosti:

- A) Spolehlivý přenos hnací síly z TM na dvojkolí
- B) Možnost odpojit tok točivého momentu z TM na dvojkolí
- C) Správný poměr otáček TM a TG
- D) Minimální zástavbové rozměry

6.1 Kinematické schéma pohonu

Pro úplnost uvádím parametry obou zdrojů pohonu:

Spalovací motor TEDOM:

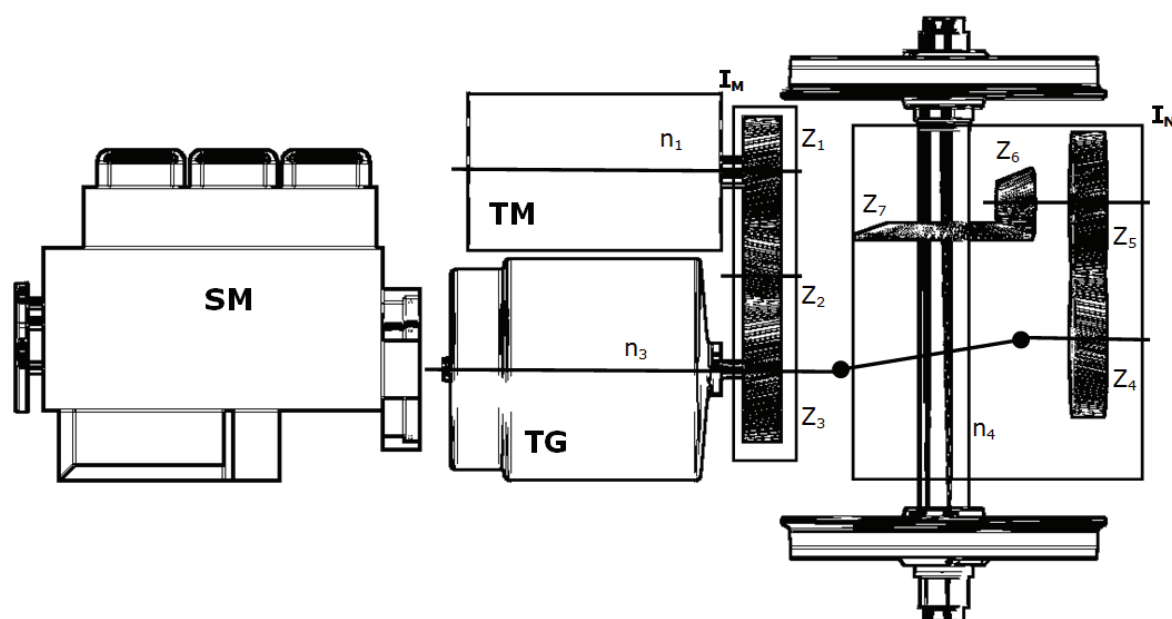
$$P_1=242 \text{ kW (1950 min}^{-1}\text{)}$$

$$Mk_{1\max}=1630 \text{ Nm (1300 min}^{-1}\text{)}$$

Trakční motor ŠKODA:

$$P_2=148 \text{ kW}$$

$$Mk_{2\max}=2901 \text{ Nm}$$



Obr. 6.1: Kinematické schéma pohonu

6.2 Návrh základních parametrů SP

Převodové poměry: [3]

V příloze č. 1 je definován převod mezi TM a dvojkolím:

$$i_c \cong 3,5$$

$$i_c = i_M \times i_N = 3,55$$

Nyní musíme zvolit převodový poměr nápravové převodovky i_N tak, aby při přepnutí na přímý mechanický pohon měl spalovací motor vhodné otáčky, měl sílu zrychlovat a mohl s ohledem na maximální otáčky dosáhnout udané maximální rychlosti.

Volím tedy převod i_N takový, aby při rychlosti vozu 85 km/h a přímém mechanickém pohodu od spalovacího motoru ($n_{sm}=n_3$) byly otáčky SM mírně pod otáčkami pro M_{max} . Volím tedy $n_{sm}=1225 \text{ ot/min}$

$$i_N = \frac{n_{SM}}{n_4} = \frac{\frac{1225}{60}}{\frac{85}{3,6 \times \pi \times 1}} = 2,71 \quad \Rightarrow \quad i_M = \frac{i_c}{i_N} = \frac{3,55}{2,71} \cong 1,309$$

Pro splnění požadovaných funkcí viz. Kap. 5 navrhují motorovou převodovku dvou-
stupňovou s vloženým kolem, s čelními šikmými zuby a dutou hřídelí na straně TG (význam
duté hřídele dále popsán v kap. 7.4)

Základní myšlenkou pro zvolení počtu zubů jednotlivých kol je minimální osová vzdálenost ($a_{13\min}$), kola 1 (Z_1) a kola 3 (Z_3), která je odvislá od vnějších rozměrů/průměrů trakčního motoru (TM) a generátoru (TG). (Rozměry viz. kapitola 4.4.2 a 4.4.3)

$$a_{13\min} = \frac{D_{TM} + D_{TG}}{2} \cong 600\text{mm}$$

S uvažováním určité mezery mezi stroji budu dále používat hodnotu $a_{13\min} = 630\text{mm}$

Obecně platí:

$$a_{13} = \frac{d_1 + d_3}{2} + d_2 = \left(\frac{z_1 + z_3}{2} + z_2 \right) \times m \times \frac{1}{\cos \beta} \quad (1)$$

$$i_M = \frac{n_1}{n_3} = \frac{n_1}{n_2} \times \frac{n_2}{n_3} = \frac{z_2}{z_1} \times \frac{z_3}{z_2} = \frac{z_3}{z_1} = 1,31 \quad (2)$$

$$z_1 = \frac{z_3}{i_M}$$

$$z(1) \quad z_1 = 2 \left(\frac{a_{13} \times \cos \beta}{m} - z_2 \right) - z_3$$

$$z(2) \text{ do (1)} \quad \frac{z_3}{i_M} = 2 \left(\frac{a_{13} \times \cos \beta}{m} - z_2 \right) - z_3$$

$$\frac{z_3}{i_M} + z_3 = 2 \left(\frac{a_{13} \times \cos \beta}{m} - z_2 \right)$$

$$z_3 \left(1 + \frac{1}{i_M} \right) = 2 \left(\frac{a_{13} \times \cos \beta}{m} - z_2 \right) \Rightarrow z_3 = \frac{2 \left(\frac{a_{13} \times \cos \beta}{m} - z_2 \right)}{\left(1 + \frac{1}{i_M} \right)}$$

Tento vzorec nám tedy vyjadřuje závislost počtu zubů kola 1 a kola 3 s ohledem na osovou vzdálenost a daný převodový poměr

Předběžný výpočet kroutících momentů:

$$Mk_i = Mk_{i-1} * i_{i-1} * \eta$$

$$Mk_{TM \max} = Mk_1 = 2901\text{Nm}$$

$$Mk_2 = Mk_1 * i_1 * \eta$$

$$Mk_3 = Mk_2 * i_2 * \eta \wedge i_1 * i_2 = i_M \Rightarrow$$

$$Mk_3 = Mk_1 * i_M * \eta * \eta$$

$$Mk_3 = 2901 * 1,31 * 0,96 * 0,96$$

$$Mk_3 = 3502\text{Nm}$$

Předběžný návrh modulu:

$$m = 8,6 \cdot (7,5) \cdot \sqrt[3]{\frac{Mk \cdot \cos \beta}{c \cdot \psi \cdot z_p}}; c = 13 \text{MPa}; \psi = 12; \beta = 12^\circ$$

$$C=10 \div 15 \quad \psi=10 \div 15 \quad \beta=8^\circ \div 15^\circ$$

8,6.....přímé zuby

7,5.....šikmé zuby

Volím $z_p=z_2=30$

$$m_2 = 7,5 \times \sqrt[3]{\frac{3502 \cdot \cos 12}{13 \cdot 12 \cdot 30}} = 6,759 \text{mm} \Rightarrow m_2 = 8 \text{mm}$$

Výpočet počtu zubů:

$$z_3 = \frac{2 \left(\frac{a_{13} \times \cos \beta}{m} - z_2 \right)}{\left(1 + \frac{1}{i_M} \right)} = \frac{2 \left(\frac{630}{8} - 30 \right)}{\left(1 + \frac{1}{1,31} \right)} = 54,727 \Rightarrow \text{Volím } z_3=55$$

$$z_1 = \frac{z_3}{i_M} = \frac{55}{1,31} = 41,984 \Rightarrow \text{Volím } z_1=42$$

Výpočet převodových poměrů:

$$i_M = i_1 \cdot i_2$$

$$i_1 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{30}{42} = 0,7142$$

$$i_2 = \frac{z_3}{z_2} = \frac{55}{30} = 1,833$$

$$i_M = 0,7142 \cdot 1,833 = 1,309$$

Výpočet otáček:

Maximální otáčky (n_1) bude vytvářet trakční motor při zvolené rychlosti 85 km/h, při které se soustrojí přepíná na přímý mechanický pohon. Trakční motor smí však být připojen k pohonu i při vyšších rychlostech, kdy se z něj stává generátor a slouží k rekuperačnímu brždění. Pro výpočet tedy vycházím z max. rychlosti 130km/hod.

$$n_i = n_{i+1} \cdot i_i$$

$$n_4 = \frac{130 \cdot 60}{3,6 \cdot 1 \cdot \pi} = 689,7 \text{ ot} / \text{min}$$

$$n_3 = n_4 \cdot i_N = 689,7 \cdot 2,71 = 1896,1 \text{ ot} / \text{min}$$

$$n_2 = n_3 \cdot i_2 = 1869,1 \cdot 1,83 = 3420,5 \text{ ot} / \text{min}$$

$$n_1 = n_2 \cdot i_1 = 3420,5 \cdot 0,71 = 2428,5 \text{ ot} / \text{min}$$

Výpočet kroutících momentů:

$$Mk_i = Mk_{i-1} \cdot i_{i-1} \cdot \eta$$

$$Mk_{TM \max} = Mk_1 = 2901 \text{ Nm}$$

$$Mk_2 = Mk_1 \cdot i_1 \cdot \eta$$

$$Mk_2 = 2901 \cdot 0,7142 \cdot 0,96 = 1989,00 \text{ Nm}$$

$$Mk_3 = Mk_2 \cdot i_2 \cdot \eta$$

$$Mk_3 = 1989 \cdot 1,833 \cdot 0,96$$

$$Mk_3 = 3500,00 \text{ Nm}$$

Šířka ozubení:

$$b = m \cdot \psi$$

$$b_2 = m_2 \cdot \psi = 8 \cdot 12 = 96 \text{ mm} \Rightarrow \text{VOLÍM}$$

$$b_2 = 100 \text{ mm}$$

Výpočet středních průměrů hřídelí:

$$\tau_d = 30 \text{ MPa} \quad \tau_k = \tau_d = \frac{Mk}{W_k} = \frac{16Mk}{\pi d^3} \Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{16Mk}{\pi \tau_d}}$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16Mk_1}{\pi \tau_d}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2901000}{\pi \cdot 30}} = 78,97 \text{ mm} \Rightarrow d_1 = 80 \text{ mm}$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{16Mk_2}{\pi \tau_d}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1989000}{\pi \cdot 30}} = 69,635 \text{ mm} \Rightarrow d_2 = 70 \text{ mm}$$

Hřídel č. 3 je dutá. V prvním kroku tedy zjistíme min. průměr fiktivní plné hřídele (d_{3f}), která by přenesla kroutící moment M_{k3} . Světlost - vnitřní průměr duté hřídele d_3 musí mít takovou velikost, aby jí mohla fiktivní hřídel procházet.

$$d_3 > d_{3f}$$

$$d_{3f} = \sqrt[3]{\frac{16Mk_3}{\pi \tau_d}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3500000}{\pi \cdot 30}} = 84,06 \text{ mm} \Rightarrow d_{3f} = 85 \text{ mm}$$

Pro hřídel mezikruhového průřezu platí:

$$\tau_k = \tau_d = \frac{Mk}{W_k} = \frac{16Mk}{\pi(D^3 - d^3)} \Rightarrow D = \sqrt[3]{\frac{16Mk}{\pi\tau_d} + d^3}$$

Volím: $d_3 = 90\text{mm}$

$$D_3 = \sqrt[3]{\frac{16Mk}{\pi\tau_d} + d_3^3} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3500000}{\pi \cdot 30} + 90^3} = 109,8\text{mm} \Rightarrow D_3 = 110\text{mm}$$

Pevnostní kontrola ozubených soukolí:

Soukolí 1:

$$z_1 = 42; z_2 = 30; b = 100\text{mm}$$

$$n_1 = 488\text{ot/min}; n_2 = 683,3\text{ot/min}$$

$$Mk_1 = 2901\text{Nm}; Mk_2 = 1989\text{Nm}$$

$$U = \left(\frac{m}{10}\right)^{0,2} = \left(\frac{8}{10}\right)^{0,2} = 0,956$$

$$C_{O_1} = \frac{\sigma_{d_{o1}} \cdot r_{o1}}{y_{o_3}} = \frac{300 \cdot 0,27}{4,55} = 17,80$$

$$C_{O_2} = \frac{\sigma_{d_{o2}} \cdot r_{o2}}{y_{o_2}} = \frac{300 \cdot 0,7 \cdot 0,26}{5,55} = 9,83$$

$$C_{d_1} = \frac{\sigma_{d_{d1}} \cdot r_{d_1}}{U \cdot y_d} = \frac{95 \cdot 0,24}{0,956 \cdot 1,15} = 20,738$$

$$C_{d_2} = \frac{\sigma_{d_{d2}} \cdot r_{d_2}}{U \cdot y_d} = \frac{95 \cdot 0,23}{0,956 \cdot 1,50} = 15,237$$

$$d_2 = \frac{z_2 \cdot m}{\cos \beta} = \frac{30 \cdot 8}{\cos 12} = 245,362\text{mm}$$

$$F_{SK} = \frac{2 \cdot Mk_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 1989000}{245,362} = 16212,78\text{N}$$

$$F_D = \pi \cdot m \cdot b \cdot \mu \cdot C_{\min} = \pi \cdot 8 \cdot 100 \cdot 1 \cdot 9,83 = 24705,48\text{N}$$

$$F_D \geq F_{SK} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Soukolí 2:

$$z_2 = 30; z_3 = 55; b = 100\text{mm}$$

$$n_2 = 683,285\text{ot / min}; n_3 = 372,76\text{ot / min}$$

$$Mk_2 = 1989\text{Nm}; Mk_3 = 3500\text{Nm}$$

$$U = \left(\frac{m}{10}\right)^{0,2} = \left(\frac{8}{10}\right)^{0,2} = 0,956$$

$$C_{O_2} = \frac{\sigma_{d_{o_2}} \cdot r_{o_2}}{y_{o_2}} = \frac{300 \cdot 0,7 \cdot 0,26}{5,30} = 10,302$$

$$C_{O_3} = \frac{\sigma_{d_{o_1}} \cdot r_{o_1}}{y_{o_3}} = \frac{300 \cdot 0,28}{3,95} = 21,265$$

$$C_{d_2} = \frac{\sigma_{d_{d_2}} \cdot r_{d_2}}{U \cdot y_d} = \frac{95 \cdot 0,23}{0,956 \cdot 1,29} = 17,717$$

$$C_{d_3} = \frac{\sigma_{d_{d_1}} \cdot r_{d_1}}{U \cdot y_d} = \frac{95 \cdot 0,25}{0,956 \cdot 0,82} = 30,296$$

$$d_2 = \frac{z_2 \cdot m}{\cos \beta} = \frac{30 \cdot 8}{\cos 12} = 245,36\text{mm}$$

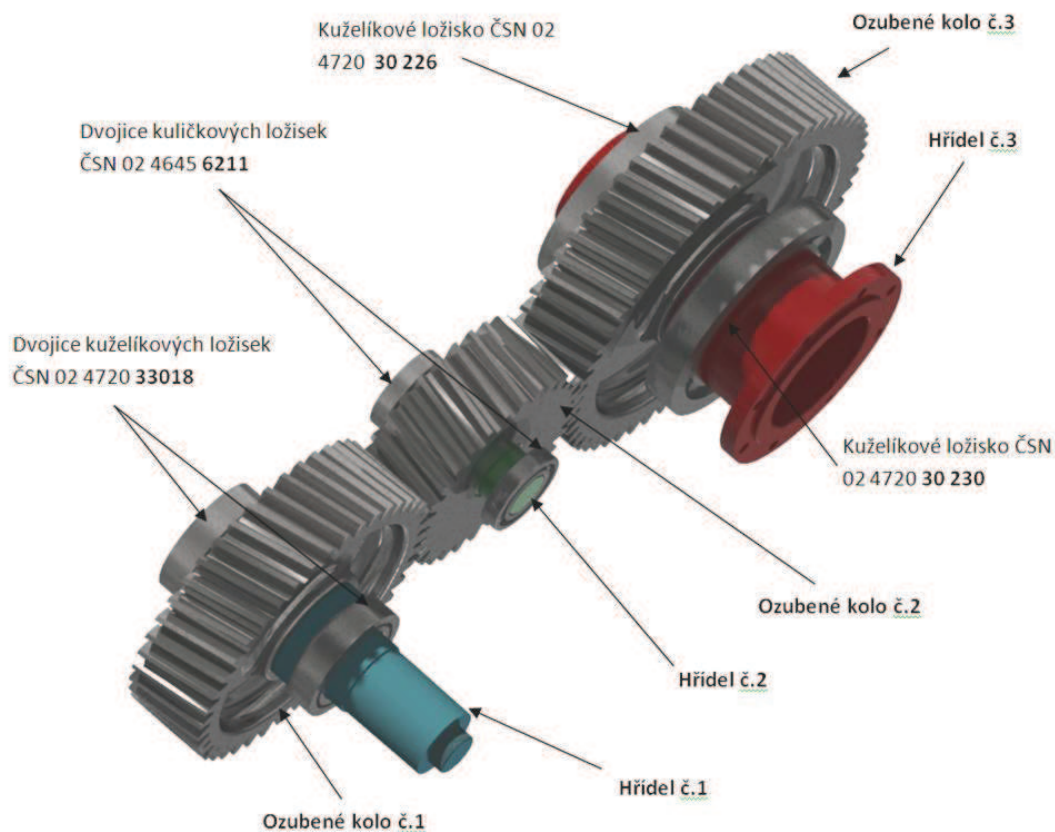
$$F_{SK} = \frac{2 \cdot Mk_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 1989000}{245,362} = 16212,78\text{N}$$

$$F_D = \pi \cdot m \cdot b \cdot \mu \cdot C_{\min} = \pi \cdot 8 \cdot 100 \cdot 1 \cdot 10,302 = 25891,75\text{N}$$

$$F_D \geq F_{SK} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

6.3 Konstrukční návrh slučovací převodovky

Pro vytvoření modelů jednotlivých ozubených kol jsem využil moduly programu Autodesk Inventor 2012. Kontrola ozubení a hřídelů je provedena také v tomto programu a výsledky jsou uvedeny v Příloze č. 4.



Obr. 6.2: Uložení převodů SP

Na obr. 6.2 vidíme umístění jednotlivých ozubených kol na hřídelích s ložisky. Pro spojení ozubených kol a hřídelí jsem použil nalisování, vzhledem k poměrně velké únosnosti tohoto druhu spoje.

Jednotlivé hřídele jsou na kraji dosedací plochy pro ozubené kolo osazeny nákrůžky, které zachycují axiální síly od ozubení a zároveň vymezují správnou polohu kola na hřídeli.

Základní vlastnosti použitých materiálů: [2] [4]

Ozubená kola 1-3: ČSN 14 220.1-mangano-chromová ocel určená k cementování, s velkou tvrdostí v jádru

$\sigma_{pt}=785$ MPa pevnost v tahu
HB=197 tvrdost dle Brinella
 $A_5=10\%$ tažnost

Hřídele 1,2: ČSN 14 231.1-chrommangano-titanová ocel určená k cementování a nitrocementování

$\sigma_{pt\ min}=780$ MPa pevnost v tahu
HB=211 tvrdost dle Brinella
 $A_5=9\%$ tažnost

Dutá hřídel 3: ČSN 16 220-niklchromová ocel určená k cementování, pro velmi namáhané součásti.

$\sigma_{pt}=785$ MPa pevnost v tahu

HB=250 tvrdost dle Brinella

A₅=11% tažnost

Skříň převodovky: ČSN 422643.1-feriticko-perlitická uhlíková ocel na odlitky

$\sigma_{pt}=450-600$ MPa pevnost v tahu

HB=130-170 tvrdost dle Brinella

A₅=22% tažnost

6.4 Kontrola ložisek

[3] [17] Před výpočtem ložisek musíme nejprve určit základní životnost, ke které budeme ložiska posuzovat. Vycházíme z minimálního počtu ujetých kilometrů. Elektrický přenos, tedy i slučovací převodovka nejsou v činnosti neustále, avšak vždy jen do rychlosti cca 80km/h(neuvažujeme-li rekuperační brzdění). Tento jev odrážíme ve výpočtu koeficientem doby chodu elektrického přenosu.

$$L_{10km}=4000\ 000\ km$$

Dále známe:	D=1 m	průměr dvojkolí
	$i_N=2,715$	převod nápravové převodovky
	$i_2=1,833$	převod slučovací převodovky z_3/z_2
	$i_1=0,714$	převod slučovací převodovky z_2/z_1
	0,6	koeficient doby chodu elek. přenosu

Minimální počet otáček hřídelí (L_{hmin}):

$$L_{h3min} = \frac{L_{10km} \cdot i_N}{\pi \cdot D} \cdot 0,6 = \frac{4 \cdot 10^9 \cdot 2,715}{\pi \cdot 1} \cdot 0,6 = 2,073 \cdot 10^9\ ot.$$

$$L_{h2min} = n_3 \cdot i_2 = 2,073 \cdot 10^9 \cdot 1,833 = 3,799 \cdot 10^9\ ot.$$

$$L_{h1min} = n_2 \cdot i_1 = 3,799 \cdot 10^9 \cdot 0,714 = 2,713 \cdot 10^9\ ot.$$

Hřídel 1

Dvojice kuželíkových ložisek(uložení X) ČSN 02 4720 33018

$m_{hr1}=20$ kg C=216 kN

$m_{kola1}=48$ kg e=0,27

$m_{spojky}=40$ kg Y=2,2

Zatížení:

$$F_{a1} = 3590,2N \quad F_{r1} = 6285N$$

$$F_{rA1} = F_{rB1} = \frac{F_{rCELK1}}{2} = \frac{1}{2} \sqrt{\left(6285^2 + \left(20 + 48 + \frac{40}{2}\right) * 9,81\right)^2} = 3172, N$$

$$\frac{F_{a1}}{F_{rA1}} = \frac{3590,2}{3172} = 1,132 > e \Rightarrow P = 0,67 * F_{rA1} + 1,68 * Y * F_{a1}$$

$$P = 0,67 * 3172 + 1,68 * 2,2 * 3590,2 = 15394,6N$$

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} [10^6 \text{ ot.}]$$

$$L = \left(\frac{216}{15,394}\right)^{\frac{10}{3}} = 6101,5 \cdot 10^6 \text{ ot.}$$

$$L_{hr1 \min.} = 2,713 \cdot 10^9 \text{ ot.} \quad \Rightarrow L \geq L_{hr1 \min.} \quad \Rightarrow \text{Ložisko VYHOVUJE}$$

Hřídel 2

Dvojice kuličkových ložisek ČSN 02 4720 6211

$$m_{hr2} = 5 \text{ kg} \quad C = 43 \text{ kN}$$

$$m_{kola2} = 34 \text{ kg} \quad e = 0,22$$

$$Y = 2, X = 0,56$$

Zatížení:

$$F_{a2} = 144N \quad F_{r2} = 1079N$$

$$F_{rA2} = F_{rB2} = \frac{F_{rCELK2}}{2} = \frac{1}{2} \sqrt{\left(1079^2 + \left(5 + 34\right) * 9,81\right)^2} = 572N$$

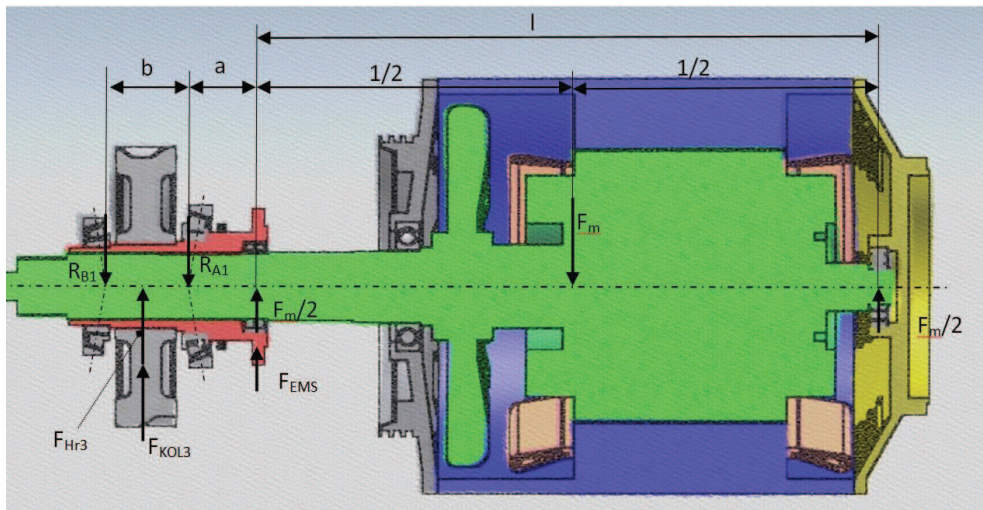
$$\frac{F_{a2}}{F_{rA2}} = \frac{144}{572} = 0,25 > e \Rightarrow P = X * F_{rA1} + Y * F_{a1}$$

$$P = 0,56 * 572 + 2 * 144 = 608,32N$$

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} [10^6 \text{ ot.}]$$

$$L = \left(\frac{43}{0,608}\right)^{\frac{10}{3}} = 353748,5 \cdot 10^6 \text{ ot.}$$

$$L_{hr2 \min.} = 3,799 \cdot 10^9 \text{ ot.} \quad \Rightarrow L \geq L_{hr1 \min.} \quad \Rightarrow \text{Ložisko VYHOVUJE}$$

Hřídel 3**Obr. 6.3: Působící síly**

Ložisko A: ČSN 02 4720 30230, Ložisko B: ČSN 02 4720 30226, uložení X

$m_{h3}=23$ kg hmotnost hřídele 3

$m_{kola3}=81$ kg hmotnost kola 3

$m_{EMS}=125$ kg hmotnost elektromagnetické spojky

$m_{TG}=1075$ kg hmotnost trakčního generátoru

$m_{LP}=74$ kg hmotnost levé příruby TG

$m_{PP}=88$ kg hmotnost pravé příruby TG

Výpočet zatěžujících sil (od hmotností zařízení):

$$F_m = (m_{TG} + m_{LP} + m_{PP}) \cdot g = (1075 + 74 + 88) \cdot 9,81 = 12135 N$$

$$F_{EMS} = (m_{EMS}) \cdot g = (125) \cdot 9,81 = 1226,2 N$$

$$F_{h3} = (m_{h3}) \cdot g = (23) \cdot 9,81 = 225,6 N$$

$$F_{kola3} = (m_{kolo3}) \cdot g = (81) \cdot 9,81 = 794,6 N$$

Výpočet reakcí v ložiskách:

Na obr. 6.3 jsou naznačeny místa působení jednotlivých sil. Síla F_m je naznačena v opačném smyslu než ostatní síly od hmotností součástí. Je to z důvodu stejného smyslu příslušné reakce $F_m/2$ s ostatními silami působící na duté hřídeli.

Příklad řešíme jako nosník s převýslým koncem zatížený osamocenými silami:

$$F(y)=0$$

$$R_A + R_B - \frac{F_m}{2} - F_{EMS} - F_{hr3} - F_{kolo3} = 0 \quad (3)$$

$$M_{(A)}=0$$

$$-R_B \cdot b + (F_{hr3} + F_{kolo3}) \cdot \frac{b}{2} - \left(\frac{F_m}{2} + F_{EMS} \right) \cdot a = 0$$

$$R_B = \frac{(225,6 + 794,6) \cdot 0,08 - (6067,5 + 1226,5) \cdot 0,1}{0,16} = -4048,65N$$

Dosadíme do (3)

$$R_A = 6067,5 + 1226,2 + 225,6 + 794,60 + 4048,65 = 12,362kN$$

$$R_A = 12,362kN$$

$$R_B = -4,048kN$$

Výpočet celkového zatížení:

$$F_{a3} = 3446,2N \quad F_{r3} = 6032,8N$$

$$F_{rA3} = \sqrt{\left(\frac{F_{r3}}{2}\right)^2 + R_A^2} = \sqrt{\left(\frac{6032,8}{2}\right)^2 + 12362^2} = 12724,7N$$

$$F_{rB3} = \sqrt{\left(\frac{F_{r3}}{2}\right)^2 + R_B^2} = \sqrt{\left(\frac{6032,8}{2}\right)^2 + (-4048)^2} = 5048,2N$$

Kontrola ložiska A: ČSN 02 4720 30230 C=465kN

$$e=0,44$$

$$Y=1,4$$

$$\frac{F_{a3}}{F_{rA3}} = \frac{3446,2}{12724,7} = 0,27 \leq e \Rightarrow P = F_{rA3} + 1,12 \cdot Y \cdot F_{a3}$$

$$P = 12724,7 + 1,12 \cdot 1,4 \cdot 3446,2 = 18128,3N$$

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} [10^6 \text{ ot.}]$$

$$L = \left(\frac{465}{18,128}\right)^{\frac{10}{3}} = 44672,4 \cdot 10^6 \text{ ot.}$$

$$L_{hr3 \min.} = 2,073 \cdot 10^9 \text{ ot.} \quad \Rightarrow L \geq L_{hr1 \min.} \quad \Rightarrow \text{Ložisko A VYHOVUJE}$$

Kontrola ložiska B: ČSN 02 4720 30226 C=355kN

$$e=0,44$$

$$Y=1,4$$

$$P = F_{rB3} = 5048,2N$$

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} [10^6 \text{ ot.}]$$

$$L = \left(\frac{355}{5,048}\right)^{\frac{10}{3}} = 1245832 \cdot 10^6 \text{ ot.}$$

$$L_{hr3\min.} = 2,073 \cdot 10^9 \text{ ot.} \quad \Rightarrow L \geq L_{hr1\min.} \quad \Rightarrow \text{Ložisko B VYHOVUJE}$$

6.5 Kontrola spojení hřídelí s ozubenými koly

[2]

Ozubené kolo č.1(42z)

$$M_k = \pi \cdot d_1 \cdot l_{st} \cdot p \cdot f \cdot \frac{d}{2}$$

$$p_{\min.} = \frac{M_k \cdot 2}{\pi \cdot d_1^2 \cdot l_{st} \cdot f} = \frac{2901 \cdot 2}{\pi \cdot 0,105^2 \cdot 0,095 \cdot 0,15} = 11755318,2Pa \cong 11,75MPa$$

Výpočet minimálního přesahu

$$\delta_{red} = E \cdot \varepsilon$$

$$\delta_{red} = p \cdot (C'' + 1)$$

$$\varepsilon = \frac{\Delta d_1}{d_1}$$

$$\Rightarrow p_{M\min} \cdot (C'' + 1) = \frac{\Delta d_1}{d_1} \cdot E \quad C'' = \frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} \quad C'' = \frac{323^2 + 105^2}{323^2 - 105^2} = 1,236$$

$$\Rightarrow \Delta d_1 = d_1 \cdot p_{\min} \cdot (C'' + 1) \cdot \frac{1}{E}$$

$$\Delta d_1 = 105 \cdot 11,75 \cdot (1,236 + 1) \cdot \frac{1}{210000} = 0,0131mm$$

Volím uložení θ **105H7/r6** $\Delta d_{1\max} = 0,076mm$
 $\Delta d_{1\min} = 0,019mm \geq \Delta d_1 \Rightarrow \text{uložení VYHOVUJE}$

Ozubené kolo č.2(30z)

$$M_k = \pi \cdot d_1 \cdot l_{st} \cdot p \cdot f \cdot \frac{d}{2}$$

$$p_{\min.} = \frac{M_k \cdot 2}{\pi \cdot d_1^2 \cdot l_{st} \cdot f} = \frac{2901 \cdot 2}{\pi \cdot 0,105^2 \cdot 0,095 \cdot 0,15} = 11755318,2Pa \cong 11,75MPa$$

Dle kapitoly 2.3 přenáší kolo 2 na hřídeli č.2 $M_{k2}=1989Nm$. Tento kroučící moment je však jen teoretický, protože se jedná o kolo vložené. Tato hřídel tedy nepřenáší žádný kroučící

moment. Axiální síla z ozubení je přenášena nákrůžkem a nalisování slouží pouze k zajištění polohy kola na hřídeli.

$$\text{Volím uložení } \theta \text{ 70 H7/p6} \quad \begin{aligned} \Delta d_{1\max} &= 0,051\text{mm} \\ \Delta d_{1\min} &= 0,002\text{mm} \geq \Delta d_1 \Rightarrow \text{uložení VYHOVUJE} \end{aligned}$$

Ozubené kolo č.3(55z)

$$M_k = \pi \cdot d_1 \cdot l_{st} \cdot p \cdot f \cdot \frac{d}{2}$$

$$p_{\min} = \frac{M_{k3} \cdot 2}{\pi \cdot d_1^2 \cdot l_{st} \cdot f} = \frac{3500 \cdot 2}{\pi \cdot 0,14^2 \cdot 0,095 \cdot 0,15} = 7977691,3\text{Pa} \cong 7,98\text{MPa}$$

Výpočet minimálního přesahu

$$\delta_{red} = E \cdot \varepsilon$$

$$\delta_{red} = p \cdot (C'' + 1)$$

$$\varepsilon = \frac{\Delta d_1}{d_1}$$

$$\Rightarrow p_{M\min} \cdot (C'' + 1) = \frac{\Delta d_1}{d_1} \cdot E \quad C'' = \frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} \quad C'' = \frac{430^2 + 140^2}{430^2 - 140^2} = 1,237$$

$$C' = \frac{d_1^2 + d_0^2}{d_1^2 - d_0^2} \quad C' = \frac{140^2 + 114^2}{140^2 - 114^2} = 4,935$$

$$\Rightarrow \Delta d_1 = d_1 \cdot p_{\min} \cdot (C'' + C') \cdot \frac{1}{E}$$

$$\Delta d_1 = 140 \cdot 7,98 \cdot (1,237 + 4,935) \cdot \frac{1}{210000} = 0,032\text{mm}$$

$$\text{Volím uložení } \theta \text{ 140 H7/s6} \quad \begin{aligned} \Delta d_{1\max} &= 0,117\text{mm} \\ \Delta d_{1\min} &= 0,052\text{mm} \geq \Delta d_1 \Rightarrow \text{uložení VYHOVUJE} \end{aligned}$$

Kontrola na měrný tlak ve stykové ploše:

$$p_{\max} = \frac{\Delta d_{1\max}}{d_1} \cdot \frac{E}{(C'' + C')}$$

$$p_{\max} = \frac{0,117}{140} \cdot \frac{210000}{(1,237 + 4,935)} = 28,43\text{MPa}$$

Další kontrolní výpočty jsou uvedeny v Příloze č.4

6.6 Celková studie slučovací převodovky

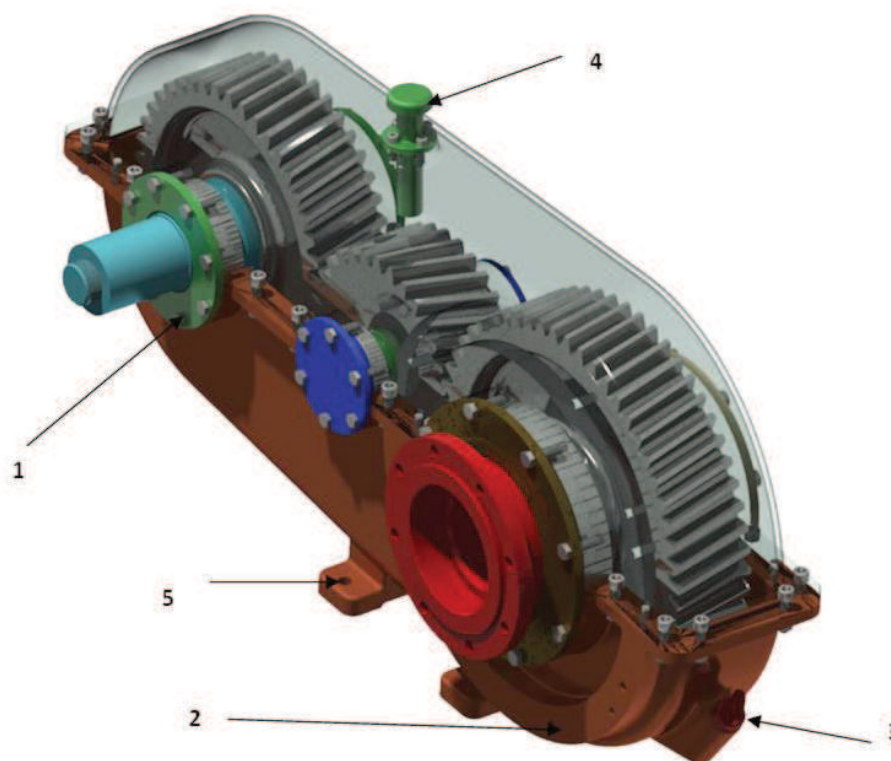
Sestava ozubených kol, hřídelí a ložisek je uložena ve skříni převodovky. Ta je odlita ze dvou částí - spodní a horní, jejichž dělicí rovina leží v rovině záběru soukolí. Obě části jsou k sobě sesazeny 6 kolíky, které zajišťují vzájemnou přesnou polohu. Spojení je realizováno 20 šroubovými spoji M12 po obvodu skříně.

Vnější kroužky jednotlivých ložisek jsou ve skříni fixovány krycími víčky (Poz.1) U kuželíkových ložisek, které vyžadují přesné vymezení vzájemné vůle, se tento jev zabezpečuje podkládáním distančních podložek pod dosedací plochy jednotlivých víček. Každé víčko je vybaveno drážkou pro umístění těsnícího o-kroužku proti úniku oleje. Prochází-li krycím víčkem hřídel, i ta je utěsněna guferem daných rozměrů.

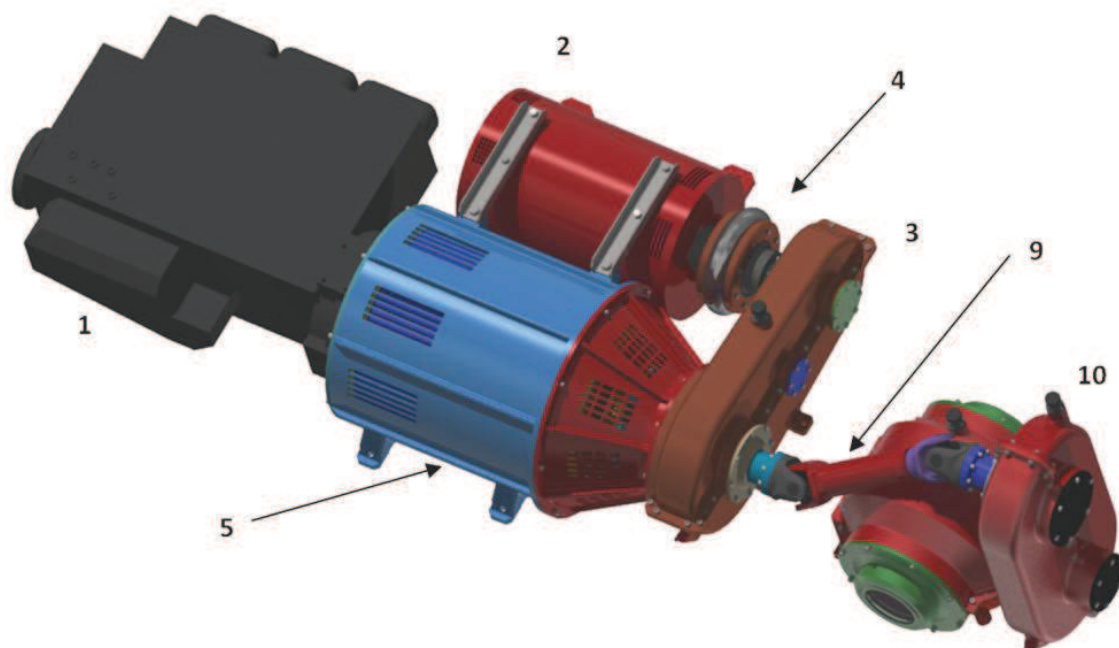
Na čelní straně skříně se nachází obrobená dosedací plocha (Poz.2) se závitovými otvory pro spojení převodovky s krytem TG.

Převodovka musí být samozřejmě vybavena vypouštěcím a nalévacím otvorem pro mazivo. Nalévací otvor (Poz. 3) je současně vybaven i měrkou výšky hladiny oleje. Při víření kapaliny jednotlivými převody a jejím zahříváním dochází ke změnám vnitřního tlaku. Pro zachování stálého tlaku je na horním víku převodové skříně umístěn od vzdušňovací prvek.(Poz.4)

Uchycení celé převodovky je zabezpečeno 4 šrouby M16 (Poz.5) na spodní části skříně.

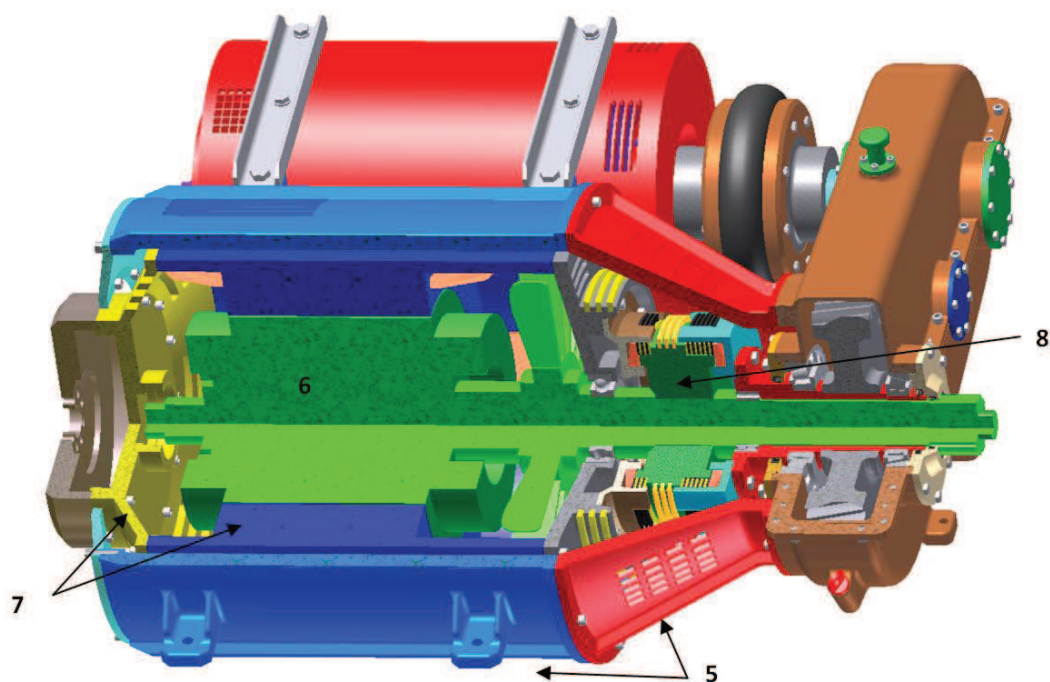


Obr. 6.4: SP celkový pohled Rozbor jednotlivých částí pohonu



Obr. 6.5: Celkový pohled na pohon

Na Obr. 7.1 a Obr.7.2 vidíme celkovou koncepci pohonu, kde jednotlivé části jsou: 1 - Spalovací motor, 2 - Trakční motor, 3 - Slučovací převodovka, 4 - Hřídelová spojka, 5 - Skříň trakčního generátoru, 6 - Hlavní hřídel s rotorem TG, 7 - Rotující stator TG, 8 - EMS, 9 - Kloubový hřídel, 10 - Nápravová čelně-kuželová převodovka.



Obr. 6.6: ¼ Řez TG a převodovkou

V dalších částech podrobněji popíši jednotlivé důležité prvky soustrojí.

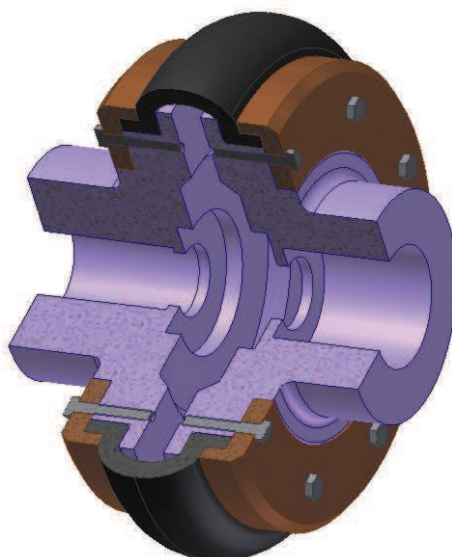
6.7 Hřídelová spojka

Ke spojení trakčního motoru a slučovací převodovky navrhuji použít pružnou hřídelovou spojku. Trakční motor je sice pevně spojen se soustrojím, ale pružná spojka nevyžaduje sousost spojovaných hřídelí a z tohoto pohledu nemusejí být dosedací montážní plochy TM a skříň TG obrobena pro přesnou polohu. To snižuje cenu technologických operací. V neposlední řadě tento typ spojky také nepřenáší vibrace mezi jednotlivými hřídeli.

Základní parametr pro výběr je přenášený točivý moment, který dle kap. 4.4.2 $M_{TM_{max}}=2901Nm$.

Volím pružnou hřídelovou spojku Stromag PTT Periflex 370R (Příloha č.3)

Základní údaje:	$M_{t_{max}}=3410 Nm$	
	$D_1=370 mm$	vnější průměr
	$d_{1_{max}}=110 mm$	max. průměr hřídele
	$L=215 mm$	šířka spojky
	$m=56,7 kg$	hmotnost



Obr. 6.7: Spojka Periflex 370R (řez)

Na straně TM je spojka nasazena na kuželovou plochu (kuželovitost 1:50, průměr hřídele $D_{TM}=60h6$) a na straně motorové převodovky taktéž na kuželovou plochu (kuželovitost 1:50, průměr hřídele $D_{hr1}=85h6$). Obě svěrná spojení jsou předepjata maticí KM M50x1,5. Mezi další přednosti tohoto typu spojky patří její rozpojení bez nutnosti demontáže z kuželových dosedacích ploch a sejmutí pružného elementu v pohotovostní poloze.

6.8 Skříň trakčního generátoru

Na skříň generátoru jsou kladeny zejména tyto požadavky:

- Bezpečné zakrytí rotujících částí TG
- Přístup dostatečného množství vzduchu pro chlazení TG
- Smontovatelnost celého soustrojí pohonu
- Zajištění dostatečně tuhého spojení SM a SP

- Zajištění sousosti hřídele SM, TG a duté hřídele SP



Obr. 6.8: Spodní pohled na skříň TG

Jak je zřejmé z Obr. 7.4, skříň se skládá ze 3 částí: A-levý kryt, B-hlavní kryt, C-pravý kryt.

Levý kryt má talířovitý tvar. Na užším konci dosedá kryt na skříň spalovacího motoru. S motorem je smontován pomocí 12 závrtných šroubů M12 vystupujících z dosedací plochy SM. Středění levého krytu zajišťuje vnitřní osazení na dosedací ploše SM.

Hlavní kryt má tvar duté válcovité nádoby. Povrch je zesílen podélnými žebry pro zvýšení tuhosti. Na povrchu se nacházejí 3 nálitky s otvory (2 vlevo a 1 vpravo ve směru jízdy), které slouží k uchycení na podvozek.

Pravý kryt má tvar pláště komolého kužele. Vyztužující žebra navazují svoji polohou na žebra hlavního krytu. Čelní plochy jsou přesně opracované pro zajištění sousosoti daných hřídelů. Přesnou polohu na skříni slučovací převodovky a hlavním krytu udržují vždy 4 lícované kolíky. Na obou stranách je kryt spojen po obvodu 8 šroubovými spoji M12.

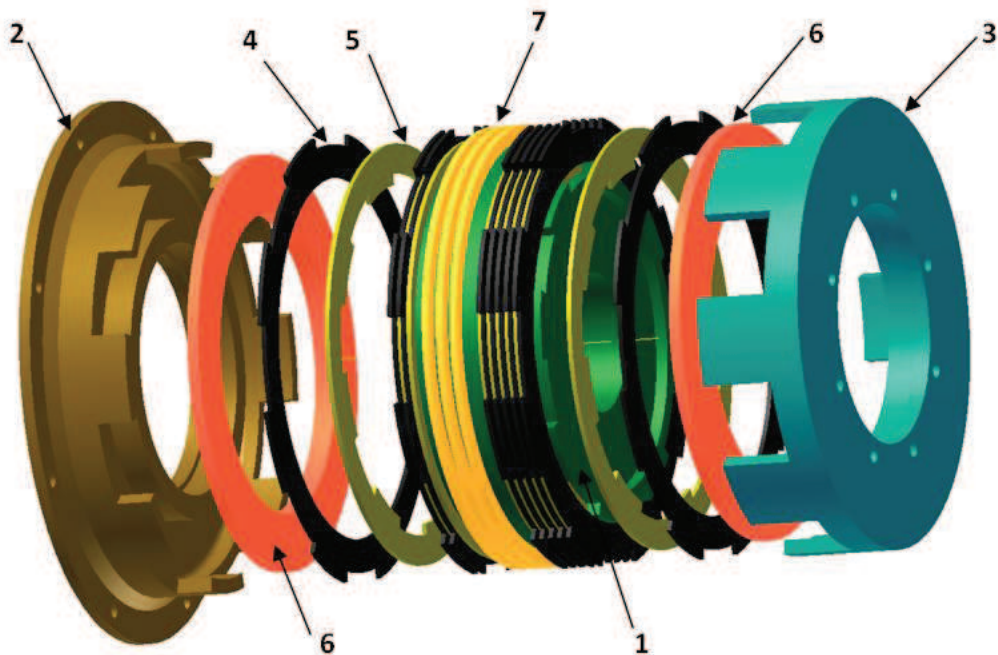
Na celém krytování nesmí chybět dostatek správně umístěných větracích otvorů pro přívod vzduchu.

6.9 Elektro-magnetická spojka

Plynulou změnu elektrického pohonu na mechanický je zřejmě možné realizovat několika způsoby. Já jsem navrhl prvek skládající se ze dvou elektro-magnetických spojek. Jedna spojka připíná/odepíná tok točivého motoru od TM vystupujícího ze SP ($M_{k3}=3501 \text{ Nm}$) a druhá spojka slouží k synchronizaci otáček statoru a rotoru (výstupní hřídele) TG. Musí být tedy schopna přenést $M_{kSM}=1630 \text{ Nm}$.

Při návrhu jsem vycházel z elektro-magnetické spojky s označením Monninghoff EL-Ka 320.(Příloha 4)

Mnou navržený prvek sdružuje obě spojky v jeden celek. Na těle spojky (Poz. 1, Obr. 7.3) jsou tvarové elementy-vybrání, která unášejí vnitřní lamely (Poz. 5). Na pravé straně se nachází klec (Poz. 3), která unášejí vnější lamely (Poz. 6). Tato klec je dále připevněna k výstupní duté hřídeli 3 SP. Klec na levé straně (Poz. 2) je uvnitř obdobně tvarována pro unášení vnějších lamel a svou čelní plochou je připojena ke statoru TG. Tělo spojky (Poz. 1) je pevně připojeno (spojem nalisováním) k rotoru TG. Přívodem elektrického proudu přes sběrací kroužky (Poz. 7) k magnetům dojde přitlačení kotouče (Poz. 6) k sepnutí spojky. Pravá část spojky přenášející větší točivý moment ($M_{k3}=3501 \text{ Nm}$) obsahuje 6 párů lamel. Druhá část spojky přenášející pouze točivý moment spalovacího motoru postačí poloviční počet lamel.

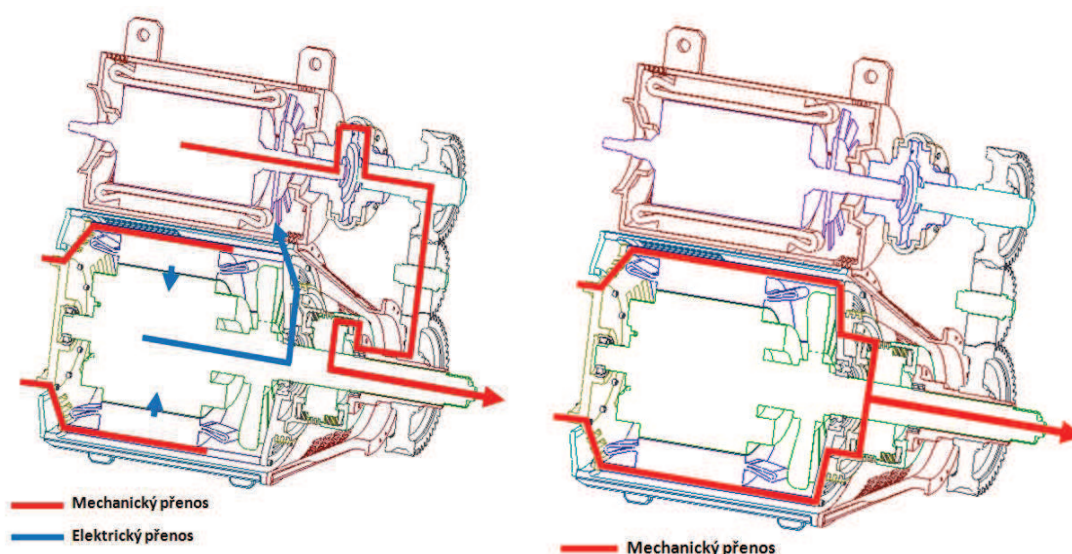


Obr. 6.9: Rozstřelená sestava EMS

Na Obr. 7.6 je znázorněn přenos energie při jednotlivých typech pohonu. Při elektrickém pohonu (obrázek vlevo) se indukovaný elektrický proud z trakčního generátoru přenáší přes sběrací kroužky a vedení do statorového vinutí TM. Rotor TM roztáčí pomocí hřídelové spojky slučovací převodovku a tedy i z ní vystupující dutou hřídel s pravým košem elektromagnetické spojky. Na EMS je sepnutá její pravá část (levá část vypnutá) a mechanická energie se tedy přenáší na hlavní hřídel TG.

Mechanický přenos se iniciuje vypnutím pravé části EMS a zároveň sepnutím její části levé. Pravá část tedy přerušuje tok energie od TM a levá část EMS synchronizuje otáčky statoru a rotoru TG a tím dojde k přímému mechanickému pohonu.

Další alternativa může nastat, když budou sepnuty obě části EMS. Ta může být využito např. při rekuperačním brzdění. Z hnacího dvojkolí se přes pravou část EMS a slučovací převodovku přenáší točivý moment na TM, který při této situaci začíná plnit funkci zdroje elektrické energie. Zároveň je však sepnutá i levá část EMS, takže stator s rotorem TG plní funkci těžkého setrvačnicku a spalovací motor připojen ke statoru TG přibrzdí vozidlo vlastním odporem.



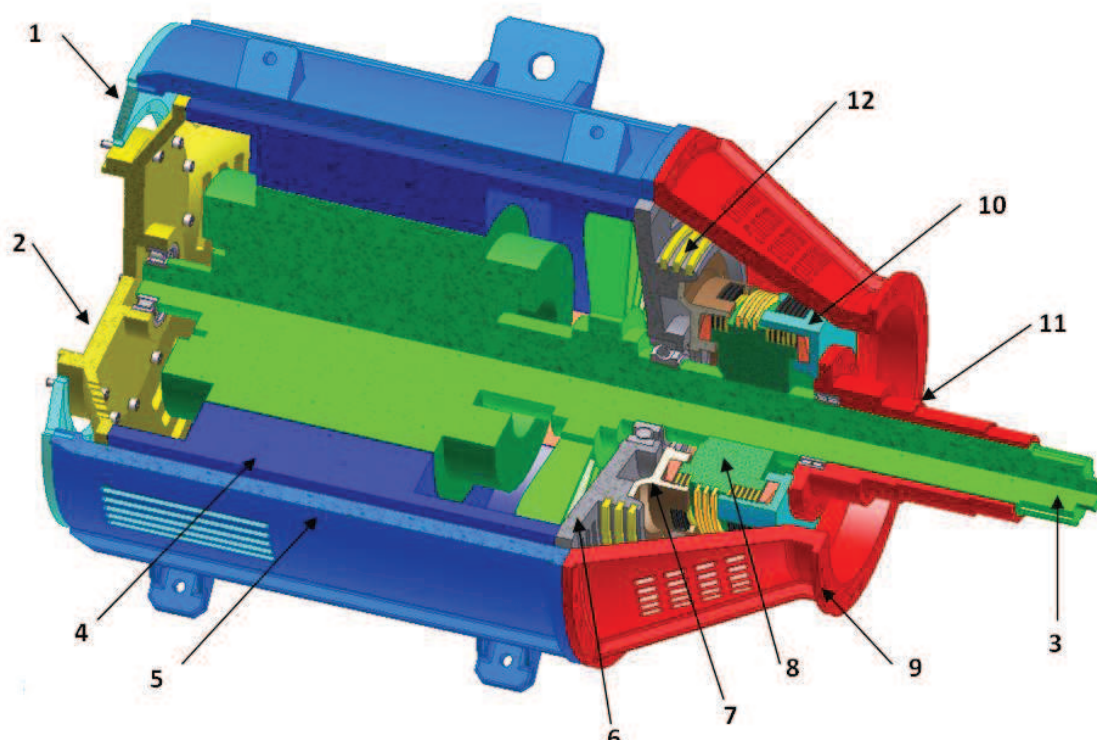
Obr. 6.6: Znázornění přenosu energie

6.10 Generátor s rotujícím státorem

Jak je uvedeno v kap. 4.4.2, generátor s rotujícím státorem není volně dostupný a tak jeho realizaci volím úpravou zvoleného typu Škoda TA611.

Na stator jsou z čela připojeny levá (Poz.2) a pravá (poz.6) příruba. Levá příruba je zároveň nasazena na setrvačnický spalovací motor a tím je zajištěno přenášení výkonu z primárního zdroje energie na TG. V obou přírubách jsou vytvořeny ložiskové domky, pro rotační uložení rotoru (Poz.4). Rotor je součástí hlavní osazované hřídele, která prochází dutou hřídelí motorové převodovky (Poz.11) a je zakončena rovnobokým drážkováním. Na toto drážkování je nasazen příslušný nákrůžek pro připojení podélné kloubové hřídele.

V levé přírubě se hlavní hřídel otáčí na čistě radiálním válečkovém ložisku. V pravé přírubě prochází hřídel kuličkovým ložiskem, které zachycuje i případné axiální složky sil. Pro dokonalé uložení je na rotor v místě dutého hřídele nalisováno dvouřadé válečkové ložisko. Volba tohoto typu ložiska byla volena zejména s ohledem na minimalizaci průměru vnějšího kroužku, který je umístěn uvnitř duté hřídele motorové převodovky. Toto uložení umožňuje současnou rotaci statoru a rotoru při vzájemně rozdílných úhlových rychlostech.



Obr. 6.10: Řez trakčním generátorem

Na pravé přírubě se z čela kromě větracích otvorů nachází také mezikruhová plocha se závitovými otvory, na kterou dosedá levá klec (Poz.7) elektromagnetické spojky. Na obvodu příruby jsou dále 3 sběrné kroužky (poz.12) pro přenos elektrického proudu do systému.

6.10.1 Smontovatelnost TG

Stejně důležité jako správně uložení TG s rotujícím státorem je i jeho smontovatelnost. Pořadí montáže jednotlivých částí odpovídá číslům pozic na Obr. 7.6. Nejprve nasadíme levý kryt skříně TG (Poz.1) na závrtné šrouby umístěné na skříní spalovacího motoru a zajistíme 12 kusy matic M12. Levou přírubu TG (Poz.2) spojíme se setrvačником SM pomocí 12 šroubů M12x80. Nyní nasuneme rotor TG (Poz.3) s nalisovaným válečkovým ložiskem do levé příruby. Dále připevníme stator TG (Poz.4) po obvodu pomocí těsných kolíkových spojů a šroubů M12 k levé přírubě. Stejný postup aplikujeme při spojování hlavního krytu TG (Poz.5) s levým krytem TG. Po sesazení pravého krytu TG (Poz.6) s rotorem a státorem TG je hlavní hřídel uložena v ložiskových domcích a volně otočná. V dalším postupu připevníme opět šroubovými spoji levou klec EMS (Poz.7) k pravé přírubě TG a na hlavní hřídel se nalisuje tělo EMS (Poz.8). Po připevnění pravého krytu TG (Poz.9) je trakční generátor téměř kompletní. Posledním krokem je spojení TG se slučovací převodovkou. Na čelo duté hřídele (Poz.11) připevníme pravou klec EMS (Poz.10) a vsuneme hlavní hřídel (Poz.3) s nalisovaným dvouřadým válečkovým ložiskem do duté hřídele. Po spojení pravého krytu TG (Poz.9) s krytem slučovací převodovky vznikne tuhý celek, umožňující volnou rotaci statoru a rotoru TG.

6.11 Kloubový hřídel

Dle předpokladů uvedených v kap. 4.2 je pro přenos točivého momentu na nápravovou převodovku použito podélného kloubového hřídele. Hlavní hřídel TG, tak i vstupní hřídel nápravové převodovky jsou shodně zakončeny rovnobokým drážkováním ISO 14-10x92f7x102. Pro připojení kardanu slouží redukční nákržek (obr. 7.7) taktéž s rovnobokým drážkováním ISO 14-10x92H7x102. K zajištění nákržku na hřídeli zde slouží matice KM 50x1,5. Na čelo nákržku dosedá kloubový hřídel připevněna 8 šrouby M12.

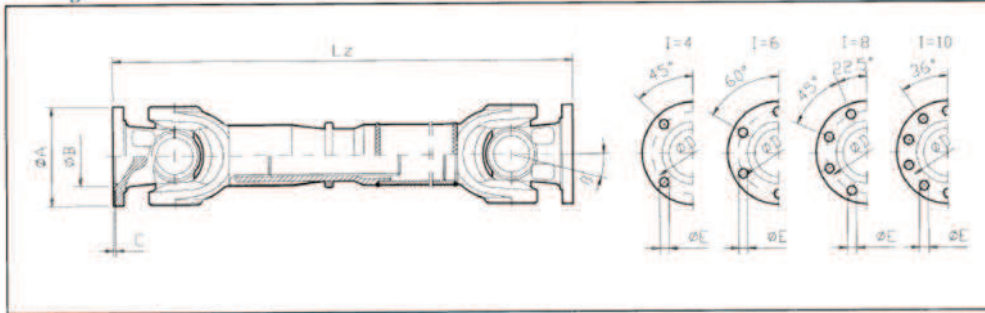


Obr. 6.11: Redukční nákržek kardanu

Při výběru kloubové hřídele jsem byl omezen těmito parametry:

- Přenášený točivý moment ($M_{k\min} \geq M_{k3} = 3500Nm$)
- Délka kloubového hřídele ($L=730\pm 20$ mm)
- Připojovací rozměry (roztečný průměr šroubů pro připojení)

Proto volím kloubový hřídel německého výrobce WELTE GROUB s označením GW 1369.1074.0660



1369.	A [mm]	B ^{H7} [mm]	C +0.2 [mm]	D ±0.1 [mm]	E ^{H12} [mm]	i ^{*)}	Lz ^{*)} [mm]	La [mm]	Md [Nm]	B [-4°]
1369.1042.0430	90	47	2.5	74,5	8	4	430	100	800	30
1369.1052.0455	100	57	2.5	84	8	6	455	100	1.350	30
1369.1062.0510	120	75	2.5	101,5	10	8	510	110	3.000	35
1369.1065.0580	120	75	2.5	101,5	10	8	580	110	4.000	35
1369.1074.0660	150	90	3.0	130	12	8	660	110	6.000	35
1369.1075.0690	150	90	3.0	130	12	8	690	110	6.500	35
1369.1085.0725	180	110	3.0	155,5	14	8	725	110	10.000	35
1369.1094.0780	180	110	3.0	155,5	16	10	780	110	15.000	25
1369.1095.0835	180	110	3.0	155,5	16	10	835	140	16.000	30
1369.1100.0825	225	140	4.4	196	16	8	825	140	33.000	24

Obr. 6.12: Základní údaje kloubového hřídele

6.12 Nápravová převodovka

6.12.1 Návrh základních parametrů [3]

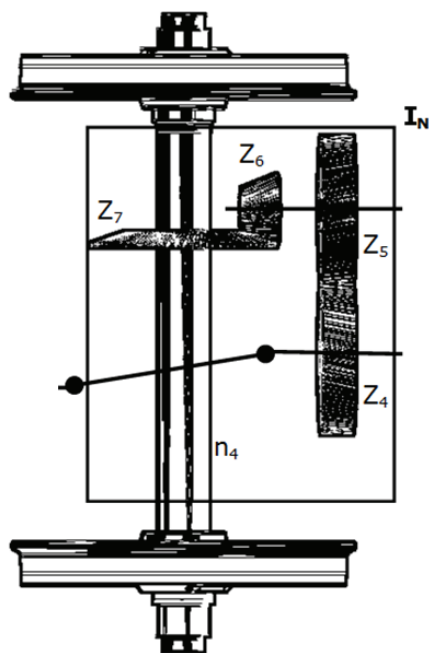
V části 5.2 byl definován převod nápravové převodovky

$$i_N = \frac{n_{SM}}{n_4} = 2,71$$

Dle požadavků kap. 4.3 by měla být nápravová převodovka čelně-kuželového typu, skládající se tedy ze dvou převodů. Dále dle principu elektro-mechanického přenosu víme, že hlavní výstupní hřídel generátoru se otáčí jen jedním směrem. Z toho musíme usuzovat, že nápravová převodovka musí mít schopnost reverzace.

Reverzaci navrhuji začlenit do kuželového převodu na nápravě. Na obr.7.9 vidíme dvě spoluzabírající kuželová kola (Z_7 a Z_8) s kuželovým pastorkem (Z_6). Kola (Z_7 a Z_8) jsou volně otočná na nápravě a mezi nimi se pohybuje řadící objímka, jež začleňuje dané kuželové kolo do přenosu M_k na nápravu. Prvek řadící objímky vyžaduje určitou vzdálenost kol Z_7 a Z_8 , která je odvislá od roztečného průměru kuželového pastorku Z_4 , tedy od počtu jeho zubů. Velikost tohoto pastorku budu s ohledem na požadovaný celkový převod volit v daných možnostech, tedy co největší.

Další omezení, které je nutné si uvědomit, je poloha vstupní hřídele převodovky. Na tuto hřídel navazuje kardán (kap. 7.5) daných obrysových rozměrů. Převod i_3 , skládající se z čelních ozubených kol, musí mít tedy takové rozměry, aby umožnil bezpečnou rotaci kardanu nad skříní převodovky a zároveň minimalizoval celkovou výšku pohonu.



Obr. 6.13: Schéma nápravové převodovky

Volba jednotlivých převodů:

$$i_N = 2,71 = i_3 \cdot i_4 = \frac{Z_5}{Z_4} \cdot \frac{Z_7}{Z_6}$$

$$i_4 = \frac{Z_7}{Z_6} = \frac{72}{27} = 2,67$$

$$i_3 = \frac{i_N}{i_4} = \frac{2,71}{2,67} = 1,01$$

$$i_3 = \frac{Z_5}{Z_4} = \frac{56}{55} = 1,018$$

$$i_N = \frac{i_N}{i_4} = \frac{Z_5}{Z_4} \cdot \frac{Z_7}{Z_6} = \frac{56}{55} \cdot \frac{72}{27} = 2,715$$

Při zjednodušení projekčního návrhu uvažuji ($i_3=1,01$) $\Rightarrow M_{K5} \cong M_{K3} = 3500Nm$ volím modul a šířku ozubení obdobný nápravové převodovce. Pro úplnost tedy:

$$Z_4=55$$

$$Z_6=27$$

$$Z_5=56$$

$$Z_7=Z_8=72$$

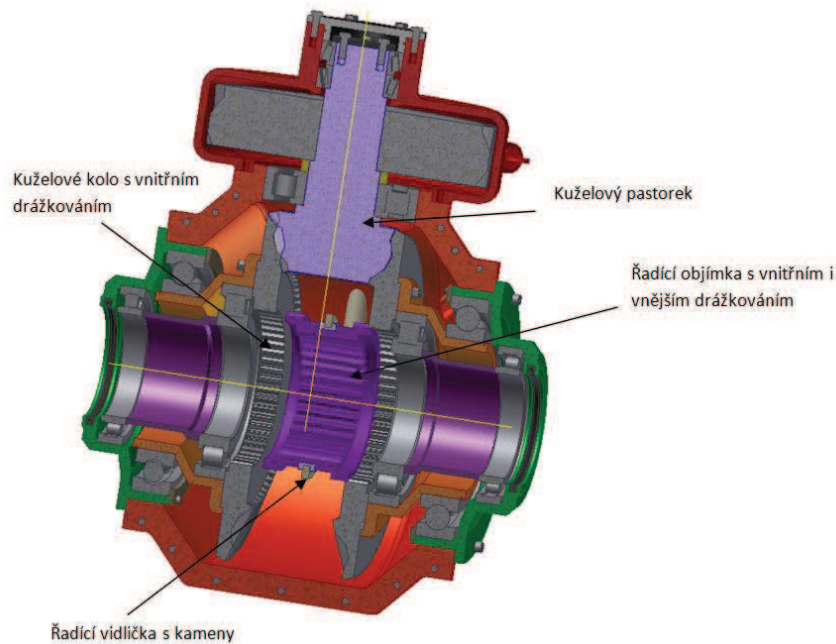
$$m=8$$

$$b=100 \text{ mm}$$

$$\beta=12^\circ$$

Podrobnější informace o jednotlivých převodech jsou uvedeny v Příloze č. 4

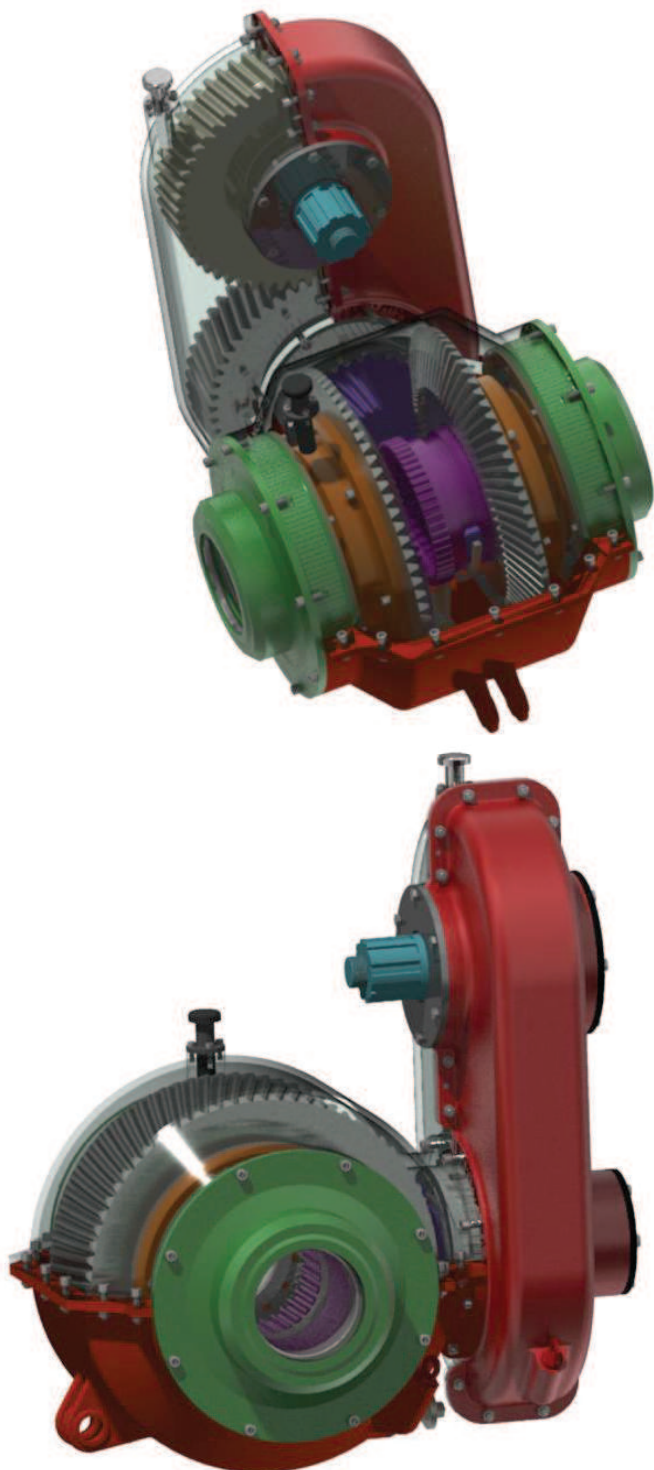
6.12.2 Celkový popis nápravové převodovky



Obr. 6.14: Řez nápravovou převodovkou-spodní část

Skříň převodovky je složena ze 4 základních částí, které jsou sesazeny pomocí přesných kolíkových spojů a po obvodu sešroubovány. Čelní ozubená kola převodu i_3 jsou nalisována na příslušných hřídelích, které jsou uloženy na valivých ložiscích. Vstupní hřídel převodovky je spojena s podélným kardanem pomocí rovnobokého drážkování ISO 14-10x92f7x102. Součástí hřídele 6 je kuželový pastorek Z_6 (Obr. 7.10), jež je ve stálém záběru s volně otočnými kuželovými koly na nápravě. Řadící objímka vedená řadící vidličkou přenáší přes evolventní drážkování na své vnější i vnitřní ploše hnací sílu z kuželového kola na dvojkolí. Na nápravě je vytvořeno evolventní drážkování 204-6x33z. Řadící vidlička umožňuje vozidlu reverzaci pohybu a je ovládána vzduchovým přímočarým motorem.

Převodovka je otočně uložena na nápravě a vyvozuje na dvojkolí točivý moment, úměrný hnací síle. Příslušnou reakci od točivého momentu zachycuje vodorovná ojníčka. Ta spojuje pomocí čepů spodní skříň převodovky s rámem podvozku.



Obr. 6.15: Nápravová převodovka

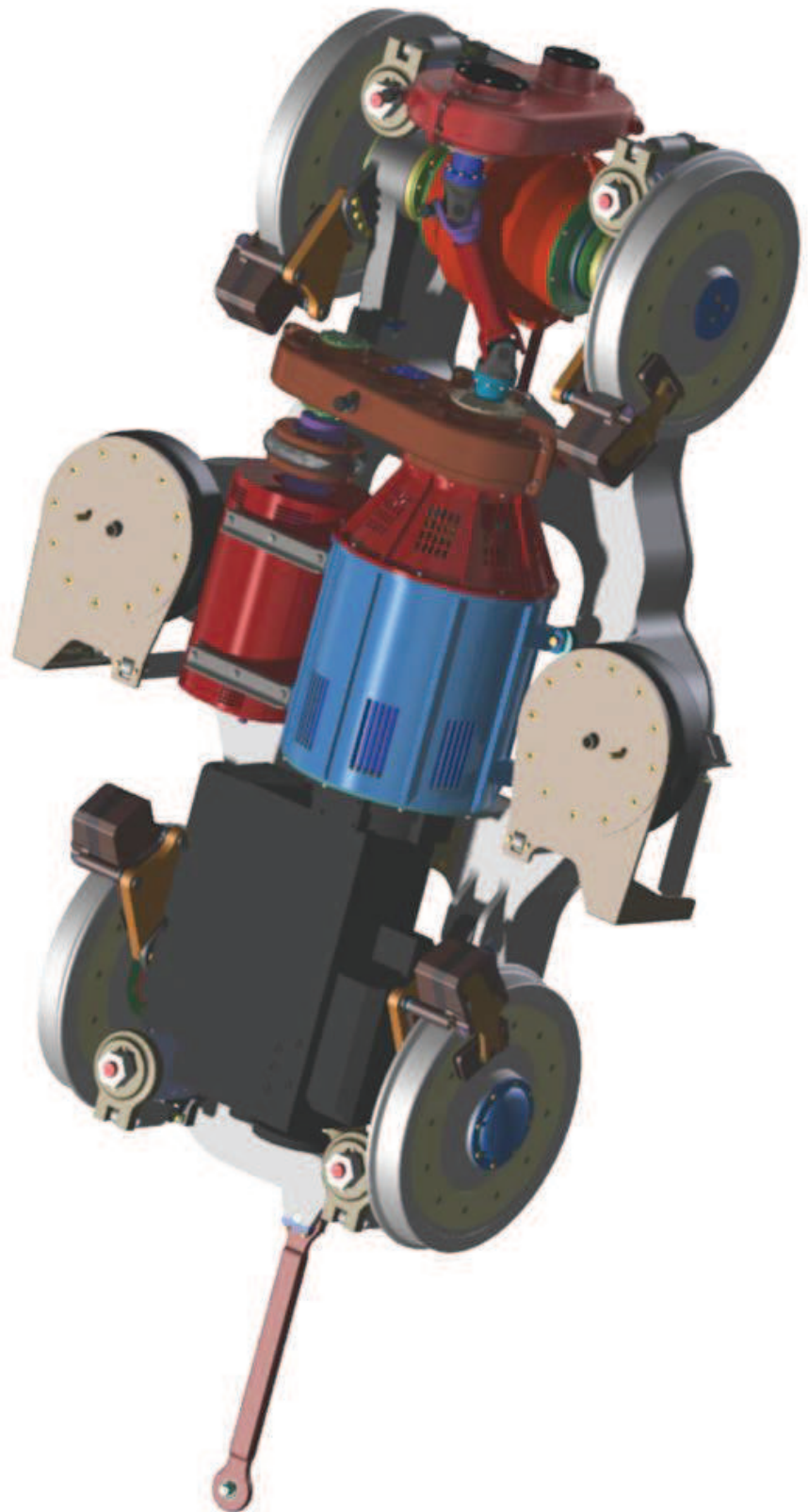
Každý z převodů je vybaven vlastním vypustním šroubem. Kontrolní a nalévací otvor jsou sdruženy do měrky, umístěné na spodním boku skříně převodovky. Pro zabránění kolísání tlaku uvnitř převodovky jsou horní části skříně osazeny dvojicí odvzdušňovacích ventilů.

7 Celková dispozice pohonu a pojezdu

Na obr. 8.1 vidíme zástavbu navrženého poháněcího soustrojí do souběžně vyvíjeného podvozku s vnitřním rámem. Trakční motor je připojen pomocí dvou profilů U80 ke skříní TG a spolu se slučovací převodovkou a spalovacím motorem tvoří tuhý celek. Ten je připevněn přes pryžové silentbloky k samotnému rámu podvozku. Přesná upevňovací místa jsou vyznačena v příložené výkresové dokumentaci DP-2012-000-000. Nápravová čelně-kuželová převodovka je umístěna přímo na nápravě a aretována vodorovnou ojníčkou k rámu podvozku.

Tab. 7.1 Základní parametry pohonu Regionálního vozidla umístěného v podvozku s vnitřním rámem

Elektro-mechanický pohon Regionálního vozidla umístěn v podvozku s vnitřním rámem	
Instalovaný výkon v 1 podvozku(prim. zdroj energie)	242 kW
Max. rychlost vozidla	130 km/h
Průměr dvojkolí	1000 mm
Rozvor podvozku	3000 mm
Obrysová šířka pohonu	1460 mm
Obrysová délka pohonu	3 915 mm
Celková délka podvozku(bez tlač.-taž. tyče)	4353 mm
Obrysová šířka	3000 mm
Obrysová výška nad TK	1250 mm
Hmotnost pohonu(bez elektrické instalace)	4633 kg
Hmotnost podvozku	6400 kg
Celková hmotnost	11 033 kg



Obr. 7.1: Pohon a podvozek

8 Závěr

Teoretická část této práce se zabývá základním rozdělením hybridních pohonů a akumulátorů energie. Jsou zde uvedeny základní kritéria, kterými se jednotlivé varianty liší. Dále jsem vybral nejzajímavější řešení hybridních pohonů v kolejových vozidlech.

V praktické části je komplexně navrhován pohon Regionální jednotky s elektro-mechanickým přenosem výkonu. Souběžně s návrhem pohonu je realizován i návrh podvozku RJ, do kterého je pohon zastavěn. Oba konstrukční prvky jsou řešeny tak, aby výsledkem byl kompaktní celek, vyhovující zástavbě do vozidla se sníženou úrovní podlahy. Nejdříve se určili vhodné typy pohonných jednotek, vyhovující stanoveným podmínkám. Po zvolení daného spalovacího motoru, trakčního motoru a trakčního generátoru je zpracován projekt slučovací převodovky. Ten obsahuje teoretický návrh a přesný výpočet ozubení, hřídelí a kontrolu ložisek. Mezi další prvky pohonu, které zde byly projekčně řešeny, patří podélný kloubový hřídel, pružná hřídelová spojka, elektromagnetická spojka a reverzační nápravová čelně-kuželová převodovka.

Za nejdůležitější přínos této práce lze označit konstrukční řešení spojení slučovací převodovky s trakčním generátorem, u kterého je stator i rotor otočně uložen. Řešení tkví v použití dvoudílné elektromagnetické spojky, která je pevně připojena na hlavní hřídeli (rotoru) TG. Rotor zároveň prochází dutou hřídelí slučovací převodovky a tyto dva prvky mají možnost vzájemné rotace.

V současnosti však na trhu není železniční kolejové vozidlo daného typu, s kterým by bylo možné porovnat výsledné parametry. Oproti již vyřazenému motorovému vozu M290.1 (rozvor podvozku 4150 mm) je v navrhovaném řešení zasazen pohon o téměř dvojnásobném výkonu do podvozku s rozvorem pouhých 3000 mm a současně s předpokladem snížené úrovně podlahy jednotky.

V neposlední řadě bylo motivem této práce připomenout princip větveného přenosu výkonu s elektrickým děličem, který vynalezl geniální konstruktér Josef Sousedík, jež bohužel není v povědomí širší veřejnosti.

Použitá literatura a software

1. Knižní publikace

- [1] HELLER, P., DOSTÁL, J. *Kolejová vozidla II*. Plzeň: Západočeská univerzita, 2009
- [2] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra I*. Brno: Computer Press, 1999
- [3] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra II*. Brno: Computer Press, 2000
- [4] DRASTÍK, F. *Strojnické tabulky*. Praha: Montanex, 2002
- [5] NEJEPSA, R. *Motorová vozidla kolejová*. Praha: SNTL, 1961
- [6] BÍLEK, J. *Elektrická výzbroj motorových vozů Slovenská strela*. Praha: 1937
- [7] SOUSEDÍK, J. *Popisy a předpisy obsluhy elektrického zařízení motorových vozů ř. M 290.001-2 systému "Sousedík"*. Vsetín:

2. Internetové zdroje

- [8] <http://www.bosch.cz> – alternativní pohony
- [9] <http://www.sciencedirect.com> – akumulátory
- [10] <http://www.hybrid.cz> – setrvačníky
- [11] <http://www.permop-drive.com> – akumulátory
- [12] <http://www.maxwell.com> – superkapacitory
- [13] <http://www.voithturbo.de> – prospekty
- [14] <http://www.prototypy.cz> –
- [15] <http://www.alstom.com> – prospekty
- [16] <http://www.bombardier.com> – internetové zdroje

3. Ostatní zdroje

- [17] FAG KUGELFISCHER. *Katalog ložisek WL 41 510/2*. Postfach. 1990
- [18] TRPÁK, L. *Studie podvozku s vnitřním rámem-Diplomová práce*. Plzeň: ZČU 2012
- [19] JEŘÁBEK, J. *Alternativní a hybridní technologie pohonů v automobilech-Diplomová práce*. Plzeň: ZČU 2010
- [20] ŠKODA ELEKTRIC. *Interní materiály*
- [21] KOŠTÁL, J. *Strela se srdcem Sousedik. Časopis ELEKTRO*, 2002, č. 2

Seznam tabulek

Tab. 3.1 Parametry T478.2001.....	17
Tab. 3.2 Bombardier MITRAC	20
Tab. 4.1 Základní charakteristiky vozidel.....	21
Tab. 5.1 Předpokládané hmotnosti vozidla	24
Tab. 5.2 Předpoklady trakčních požadavků soupravy	25
Tab. 5.3 Předpokládané účinnosti jednotlivých strojů	25
Tab. 5.4 Spotřeba jednotlivých prvků vozidla	25
Tab. 5.5 Předpokládané hodnoty TM	27
Tab. 5.6 Údaje v jednotlivých bodech trakční charakteristiky při $U_d=600V_{ss}$	27
Tab. 5.7 Předpokládané údaje TM pro dva jmenovité režimy a napětí $U_d=600V_{ss}$	27
Tab. 5.8 Předpokládané základní parametry trakčního generátoru	28
Tab. 5.9 Základní parametry motoru Tedom	31
Tab. 5.10 Základní parametry TM Škoda	33
Tab. 5.11 Základní parametry TG Škoda	34
Tab. 8.1 Základní parametry pohonu Regionálního vozidla umístěného v podvozku s vnitřním rámem.....	61

Seznam obrázků

Obr. 2.1: Sériový hybrid	6
Obr. 2.2: Paralelní hybrid	7
Obr. 2.3:Kombinovaný hybrid	7
Obr. 2.4: Hydraulická akumulátorová jednotka Regenerative Drive System (RDS) australské společnosti Permo-Driv.....	10
Obr. 2.5: Ukázka EDLC výrobků firmy maxwell	11
Obr. 2.6: Diagram srovnání kapacitorů.....	11
Obr. 3.1: Motorový vůz M 290.0 (Slovenská strela)	12
Obr. 3.2: Řez pohonným soustrojím: 1 - spalovací motor, 2 - elektromagnetická spojka, 3 - trakční motor, 4 - převod, 5 - rotující stator generátoru,6 - rotor generátoru na hřídeli	13
Obr. 3.3: Přenos energie při rozjezdu.....	13
Obr. 3.4: Přenos energie při střední rychlosti	14
Obr. 3.5: Přímý mechanický přenos energie	14
Obr. 3.6: Rekuperační brzdění	15
Obr. 5.1: Zjednodušené schéma obvodů	24
Obr. 5.2:Trakční charakteristika jednotky	26
Obr. 5.3:Podvozek Regionálního vozidla	28
Obr. 5.4:Základní rozměry podvozku(mm)	29
Obr. 5.5:Předběžná dispozice pohonu	30
Obr. 5.6:Motor Tedom Train 242.....	31
Obr. 5.7: Obrysové rozměry motoru.....	32
Obr. 5.8:Trakční motor Škoda	33
Obr. 5.9:Trakční generátor Škoda TA 611	34
Obr. 6.1:Kinematické schéma pohonu.....	36
Obr. 6.2:Uložení převodů MP	42
Obr. 6.3:Působící síly	45
Obr. 7.1:SP celkový pohledRozbor jednotlivých částí pohonu	49
Obr. 7.2:Celkový pohled na pohon	50
Obr. 7.3:¼ Řez TG a převodovkou	50
Obr. 7.4:Spojka Periflex 370R(řez).....	51
Obr. 7.5:Spodní pohled na skříň TG	52
Obr. 7.6:Rozstřelená sestava EMS	53
Obr. 7.7:Řez trakčním generátorem	55
Obr. 7.8:Redukční nákrůžek kardanu	56
Obr. 7.9:Základní údaje kloubového hřídele.....	57
Obr. 7.10:Schéma nápravové převodovky	58
Obr. 7.11: Řez nápravovou převodovkou-spodní část	59
Obr. 7.12: Nápravová převodovka.....	60
Obr. 8.1:Pohon a podvozek	62
Obr. 1 Zjednodušené schéma obvodů jednoho článku (<i>strela1.doc</i>).....	- 2 -

Seznam příloh:

Příloha č. 1: Dancer J.-Studie dvoučlánkového motorového vlaku

Příloha č. 2: Spalovací motor Tedom Train 242

Příloha č. 3: Hřídelové spojky STROMAG Periflex

Příloha č. 4: Výpočty slučovací převodovky

Výkresová dokumentace:

DP-2012-000-000 Celková sestava pohonu

DP-2012-005-000 Slučovací převodovka

DP-2012-005-003 Čelní kolo 3, 55z

DP-2012-005-006 Hřídel č. 3, dutá

PŘÍLOHA č. 1

Studie dvoučlánekového motorového vlaku

Doc. Ing. Jiří Dancer CSc.

Doc. Ing. Jiří Danzer CSc.

Studie dvoučlánekového motorového vlaku

Výzkumná zpráva č.

Shrnutí

Studie obsahuje projektovou studii dvoučlánekové motorové jednotky inspirované jednotkou „Slovenská strela“ při současném technickém provedení.

Obsah

1	Základní koncepce	- 1 -
2	Zapojení elektrického přenosu výkonu	- 2 -
3	Návrh hlavních komponent	- 2 -
3.1	Trakční požadavky	- 3 -
3.2	Trakční charakteristiky	- 5 -
3.3	Parametry hlavních komponent trakčního obvodu	- 7 -
3.3.1	Trakční motor	- 7 -
3.3.2	Trakční generátor	- 8 -
3.3.3	Meziobvod	- 9 -
3.3.4	Pulzní usměrňovač	- 9 -
3.3.5	Trakční střídač	- 9 -
3.4	Tachogram rozjezdu	- 9 -
3.5	Elektrické brždění	- 10 -
4	Poznámky na závěr	- 10 -

ZÁKLADNÍ KONCEPCE

Vozidlo je koncipováno jako dvoučlánekové s uspořádáním náprav (1A) (2) (A1). Obě části jsou koncipovány podle možnosti jako shodné včetně použití dvou stejných pohonných jednotek se dvěma spalovacími motory a s elektrickým přenosem výkonu na asynchronní trakční motory.

Pro elektrický přenos bylo navrženo provedení se synchronním trakčním generátorem (TG) na hřídeli spalovacího motoru (SM) s buzením permanentními magnety. To zjednodušuje stroj (nejsou zapotřebí budicí obvody, kroužky a další zařízení) a zároveň není zapotřebí výkon pro jeho buzení. Není ovšem možno měnit buzením velikost generovaného napětí jako u strojů s budicím vinutím.

Z tohoto důvodu je napětí stejnosměrného meziobvodu nutno udržovat na požadované hodnotě pomocí pulzního usměrňovače (PU) místo usměrňovače diodového. Pak, pokud je v meziobvodu po-

třebné napětí, je možno využít tohoto měniče pro startování SM. Jeden ze SM se startuje z obou paralelně zapojených baterií a druhý pak již z meziobvodu. Tím klesne při spouštění zátěž baterií na polovinu.

Z meziobvodu je přes napěťový trakční střídač (TS) napájen trakční asynchronní motor (TM) řízený běžným způsobem.

Vzhledem k poměrně malému výkonu lze napětí v meziobvodu volit tak, aby ho bylo možno použít přímo pro napájení střídače pomocných pohonů (PS), který zajišťuje napájení asynchronních motorů a dalších spotřebičů standardním třífázovým napětím 3x380 V, 50Hz a rovněž nabíječ baterie s akumulátorovou baterií.

ZAPOJENÍ ELEKTRICKÉHO PŘENOSU VÝKONU

Zjednodušené schéma elektrického zapojení trakčních a pomocných obvodů je na **Obr. 2**, kde

- SM je spalovací motor s příslušenstvím, který pohání
- TG je trakční synchronní generátor, třífázový, 4 pólový, buzený permanentními magnety,
- PU je pulzní usměrňovač, který usměrňuje napětí TG a zvyšuje napětí stejnosměrného meziobvodu na požadovanou (v zásadě konstantní) velikost.

Z meziobvodu jsou pak napájena další zařízení, zejména

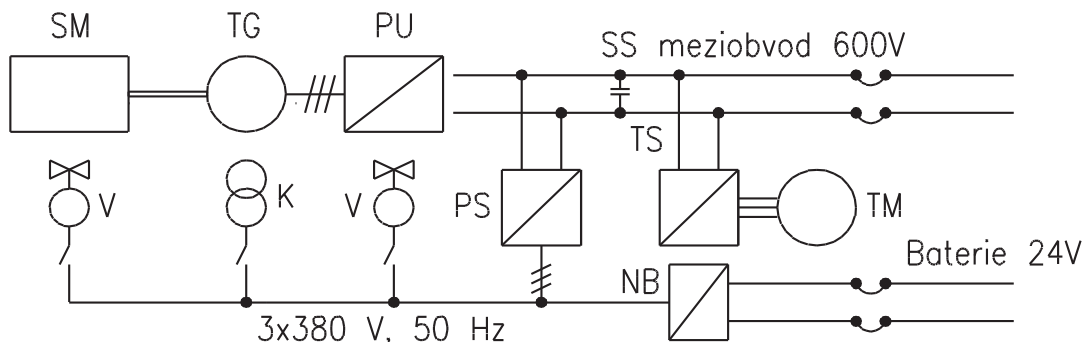
- TS, napěťový střídač, kterým je napájen
- TM, trakční motor a dále
- PM, střídač pomocných obvodů, který vytváří síť napětí 3x380 V, 50 Hz.

Z ní pak jsou napájeny motory pomocných pohonů, zejména

- V, ventilátory pro chlazení SM a měničů,
- K, kompresor,
- NB, nabíječ baterie s akumulátorem.

Další spotřebiče na síti 380 V nejsou ve schématu uvedeny.

Meziobvody i napětí baterie obou dílů mohou být propojeny nebo v případě potřeby odděleny (potřebné přístroje nejsou na schématu znázorněny).



Obr. 2 Zjednodušené schéma obvodů jednoho článku (*strela1.doc*)

NÁVRH HLAVNÍCH KOMPONENT

Návrh hlavních parametrů vychází především z vlastností spalovacích motorů a trakčních požadavků na vozidlo, z běžných dalších požadavků na takové vozidlo s běžně používanými předpoklady

pro použité komponenty. V některých případech lze přirozeně zvolit poněkud jiné výchozí předpoklady, některé varianty jsou dále uvedeny. Týká se to především volby napětí meziobvodu, které v daném případě lze volit dosti libovolně a určení optimální volby bez podrobnější analýzy (a zvoleného kritéria) nelze jednoduše provést.

Výpočet všech dále uvedených hodnot je uveden v souboru strela1.xls. V tabulkách mohou být hodnoty ve žlutě vyplněných buňkách podle potřeby (většinou) změněny při vyšetřování dalších variant. Základní výsledky jsou v dalším uvedeny.

Základní údaje

Dvoudílná dvoučlávková provozně nedělitelná motorová jednotka
Obě části mají být podle možností shodná

Uspořádání náprav	(1A) (2) (A1)	
Maximální rychlost variantně	V _{max}	130/160 km/h
Vlastní hmotnost soupravy	G _s	60 t
Hmotnost obsazené soupravy	G _o	72 t
Adhezní hmotnost soupravy	G _a	36 t
Průměr kol (hnací nápravy)	D _k	1000 mm
Gravitační zrychlení	g	9,81 m/s ²

Spalovací motor (SM)

Motor v každém článku

Typ	TEDOM TRAIN 242	
Provedení	Podpodlažní	
Výkon na hřídeli	P _{sm}	242 kW
Nomimální otáčky (=max..provozní)	n _{sm}	1950 ot/min.
Otáčky volnoběhu	n _v	650 ot/min.

TRAKČNÍ POŽADAVKY

Výpočet trakčních požadavků je proveden pro plně obsazenou soupravu se 2 SM pokud není uvedeno jinak a pro dvě varianty maximální rychlosti 130 a 160 km/h podle zadání. Základním předpokladem je požadavek co nejlepšího využití daného výkonu SM na hřídelích. Rozhodující je tedy bilance potřebných výkonů, kterými jsou výkon pro pohon vozidla, výkon pro vlastní spotřebu a spotřebu soupravy. Předpokládá se, že vytápění prostor pro cestující bude zajištěno chladicí kapalinou SM.

V následující tabulce jsou uvedeny výsledky výpočtu výkonů pro obě varianty maximálních rychlostí, a to při 130 km/h na stoupání 2 ‰ a přírážkou 3 ‰ na zrychlení pro dosažení maximální rychlosti (v rozumném čase) a v druhém případě pro jízdu na rovině s malou přírážkou 1 ‰. Ve výsledcích hraje významnou roli jízdní odpor při vysokých rychlostech, který je zřejmě nutno pokud možno omezit vhodnou konstrukcí skříně.

Trakční požadavky - předpoklady pro soupravu

Vzorec pro jízdní odpory podle		Inter City			
Pro rychlost	V _{max}	130	km/h	160	km/h
Jízdní odpor	a	1,91		1,91	
	b	0,008		0,008	
	c ₋	0,0002		0,0002	
Měrný jízdní odpor		6,3	o/oo	8,3	o/oo
Tažná síla - jízdní odpory		4471	N	5870	N
Stoupání		2	o/oo	0	o/oo
Přirážka na konečné zrychlení		3	o/oo	1	o/oo
Tažná síla pro stoupání+přirážka		3532	N	706	N
Tažná síla pro V _{max} na OK		8003	N	6576	N
Výkon na obvodu kol při V _{max}	Pok	289	kW	300	kW

Pro výpočet potřebného výkonu SM je třeba uvažovat účinnosti v celém řetězci zařízení pro přenos výkonu. Tyto účinnosti jsou zhruba odhadnuty podle skutečně použitých zařízení a jsou uvedeny v následující tabulce i s výsledným potřebným výkonem SM

Potřebný výkon spalovacích motorů - účinnosti

Převod motor/náprava	etu	0,975			
Trakční motor	etm	0,93			
Trakční střídač	etns	0,98			
Pulzní usměrňovač	etpu	0,98			
Trakční generátor	etg	0,95			
Celkem účinnost pro trakci	eta	0,827			
Pro V _{max}		130	km/h	160	km/h
Potřebný příkon pro trakci na OK		349	kW	362	kW

Poměrně významný je výkon potřebný pro napájení vlastní spotřeby. Zhruba se předpokládá, že se pohybuje okolo 30% z výkonu SM. Protože jak je zřejmé z **Obr. 2** je výkon odebírán z meziobvodu je také jejich příkon vztažen k meziobvodu. Hodnoty účinností jsou odhadnuty (poměrně střizlivě) podle následující tabulky.

Vlastní spotřeba jednoho vozidla (příkon z meziobvodu!)

Chlazení SM		20	kW		
Kompresor		8	kW		
Měniče		10	kW		
Nabíječ baterie		7	kW		
Klimatizace stanoviště		4	kW		
Klimatizace vozu		12	kW		
Drobné spotřebiče		5	kW		
Vlastní spotřeba jednoho dílu	P _{vlast}	66	kW		
(bez výkonu pro topení)					
Potřebný výkon jednoho SM		241	kW	247	kW

V závěru je uvedena výkonová bilance pro jeden díl (jeden SM) z něhož je zřejmé, že (s přihlédnutím k možné nepřesnosti použitých odhadů, a také k předpokladu plného obsazení soupravy) bude výkon SM v podstatě postačující pro splnění trakčních požadavků pro obě varianty maximálních rychlostí, ovšem za různých traťových podmínek.

TRAKČNÍ CHARAKTERISTIKY

Pro konstrukci trakčních charakteristik je v podstatě třeba nejprve stanovit bod zlomu (rychlost a tažná síla) v charakteristikách (označení v dalším bod B), od něhož bude využit nominální výkon SM (za podmínek podle předchozího odstavce). Odpovídá poměrům při rozjezdu a tažná síla může být omezena adhezí. Z další tabulky je zřejmé, že adheze není omezující (odpovídající zrychlení $1,36 \text{ m/s}^2$ je evidentně pro daný typ vozidle zbytečně velké).

Adheze

Pro koeficient adheze	mi	0,15	
Adhezní hmotnost	Ga	36	t
Tažná síla na adhezi		105,9	kN

Protože příliš velká hodnota tažné síly vede k nárůstu momentu (a tedy hmotnosti) trakčního motoru a/nebo jeho potřebné přetížitelnosti (nadto pouze v relativně velmi omezeném rozsahu rychlostí jak bude zřejmé z charakteristik), byla tažná síla počítána pro poměry při zvoleném zrychlení $0,5 \text{ m/s}^2$. Výsledek je uveden v následující tabulce. Pro tyto poměry je doba pro dosažení rychlosti v bodu B asi 15 s.

Zrychlení při rozjezdu na rovině

Koeficient rotačních hmot	ksi	1,1	
Požadované zrychlení při rozjezdu	aw	0,50	m/s ²
Tažná síla na zlomu cha bod B	FB	39,60	kN
Rychlost na zlomu - cha-bod B	VB	26,3	km/h

Tvar obrysu trakční charakteristiky je pak již v principu dán konstantní tažnou silou při rozjezdu z klidu do rychlosti dané právě vypočtenou hodnotou tažné síly v bodě B a pro vyšší rychlosti výkonovou hyperbolou až do maximální rychlosti, která je určena nominální výkonem SM.

Z hlediska návrhu parametrů trakčního motoru (TM) je třeba ještě určit další významné režimy. Jedná se jednak o (zvolenou) momentovou (proudovou) přetížitelnost TM (zvolenou podle běžných hodnot na 1,4), bod C, při kterém je proud TM roven hodnotě jmenovité (trvalé) při napětí nižším než jmenovitém, dále bod D, při kterém je dosaženo jmenovitého napětí TM při sníženém proudu a plném magnetickém poli a body, odpovídající maximálním rychlostem, kdy motor pracuje s odbuzením. Všechny uvedené režimy odpovídají obrysu charakteristiky a mají vliv na parametry všech komponent trakčního obvodu, ale jejich skutečná volba je do značné míry možná v dosti širokých mezích.

Body zlomu

	Rychlost	Rychlost %	Proud %	Napětí %	Tok %
A	0	0	140	0	100
B	26,3	16,4	140	32,8	100
C	40	25,0	100	50	100
D	80	50,0	100	100	100
E	130	81,3	100	100	61,5
F	160	100,0	100	100	50,0

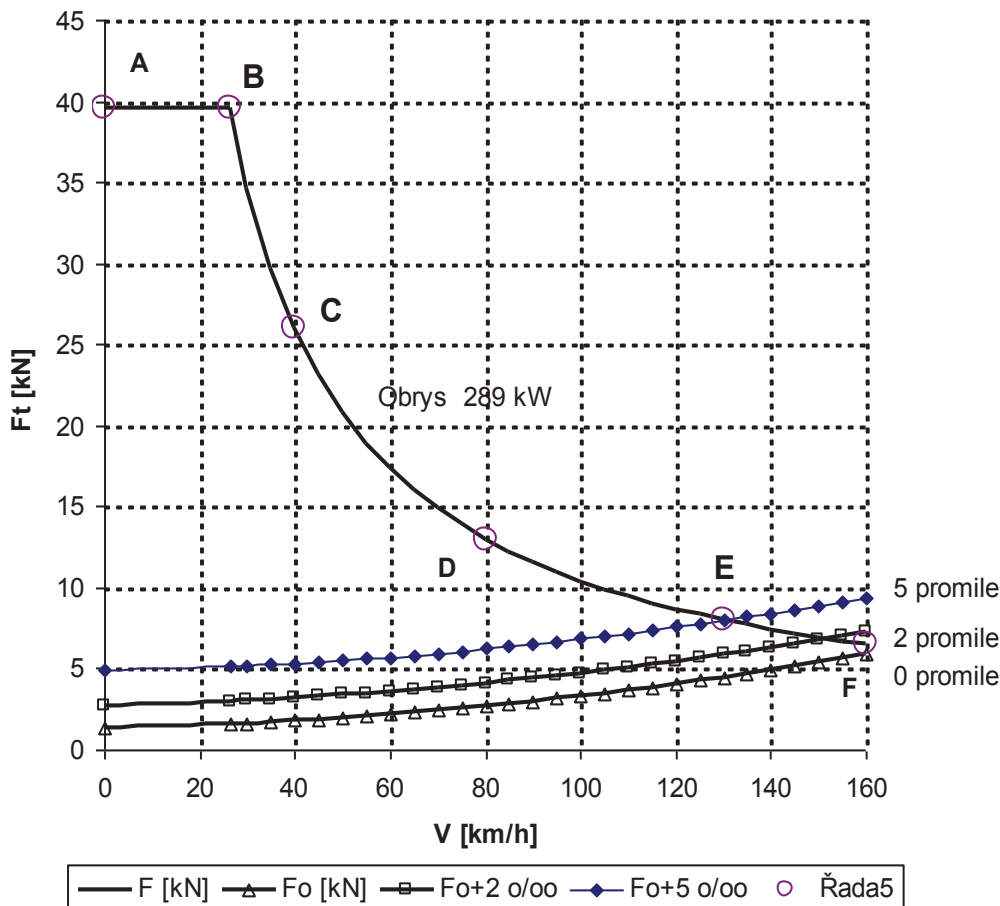
Dále uvedená trakční charakteristika se v podstatě skládá z úseku od klidu do dosažení plného výkonu SM při stále tažné síle a dále z výkonové hyperboly dané nominálním výkonem SM (při plném obsazení a předpokládaným příkonem vlastní spotřeby).

Trakční charakteristika

	V [km/h]	F [kN]	F ₀ [kN]	F ₀₊₂ o/oo	F ₀₊₅ o/oo
Rozjezd max. proudem - A	0	39,6	1,3	2,8	4,9
Začátek snižování proudu B	26,3	39,6	1,6	3,0	5,1
hyperbola	30	34,7	1,6	3,1	5,2
	35	29,7	1,7	3,1	5,3
Jmenovitý proud C	40	26,0	1,8	3,2	5,3
	45	23,1	1,9	3,3	5,4
	50	20,8	2,0	3,4	5,5
Proud klesá, napětí roste	55	18,9	2,1	3,5	5,6
	60	17,3	2,2	3,6	5,7
	65	16,0	2,3	3,7	5,8
	70	14,9	2,4	3,8	6,0
	75	13,9	2,6	4,0	6,1
Jmenovité napětí napětí D	80	13,0	2,7	4,1	6,2
	85	12,2	2,9	4,3	6,4
	90	11,6	3,0	4,4	6,5
	95	11,0	3,2	4,6	6,7
Odbuzování	100	10,4	3,3	4,7	6,9
	105	9,9	3,5	4,9	7,0
	110	9,5	3,7	5,1	7,2
	115	9,0	3,9	5,3	7,4
	120	8,7	4,1	5,5	7,6
	125	8,3	4,3	5,7	7,8
Max. rychlost 130 km/h - E	130	8,0	4,5	5,9	8,0
	135	7,7	4,7	6,1	8,2
	140	7,4	4,9	6,3	8,4
	145	7,2	5,1	6,6	8,7
	150	6,9	5,4	6,8	8,9
	155	6,7	5,6	7,0	9,2
Max. rychlost 160 km/h - F	160	6,5	5,9	7,3	9,4

V obrázku trakční charakteristiky jsou vyznačené významné body použité v dalších výpočtech a popisu..

Trakční charakteristika



PARAMETRY HLAVNÍCH KOMPONENT TRAKČNÍHO OBVODU

TRAKČNÍ MOTOR

Zadané a zvolené hodnoty článků přenosu momentu jsou v následující tabulce. Zvolený převod je použitelný i při nejjednodušším pohonu čelním soukolím.

Předpoklady pro přenos momentu

Převod	u	3,5
Průměr kol	Dk	1000 mm
Počet pólpárů		2
Přetížitelnost TM	p	1,4

Velmi závažnou hodnotou, která ovlivňuje elektrické parametry všech elektrických strojů a měničů je velikost napětí stejnosměrného meziobvodu. Bezprostředně ovlivňuje napětí všech zařízení a tím při potřebných výkonech i jejich proudy. Možnosti, které přicházejí v úvahu, jsou uvedeny v tabulce.

Jmenovité napětí TM-bod B

Napětí meziobvodu	Ud	600	750	1000	1500	V
Sdružené napětí motoru	Us	424	530	707	1061	Vef
Fázové napětí	Uf	245	306	408	612	Vef

Pro další výpočty byla předpokládána hodnota napětí v meziobvodu 600 Vss, což umožňuje přímé napájení i měniče (měničů) pro pomocné pohony a vlastní spotřebu, drobné spotřebiče, nabíječe baterie, klimatizaci atd. standardním napětím 3x380 V.

Za těchto předpokladů s hodnotami dříve uvedenými je v následující tabulce uveden přehled hodnot v uvedených bodech trakční charakteristiky pro jeden TM (předpokládá se standardní čtyřpólový trakční motor).

Údaje pro Ud=600 V, pro jeden motor

Bod cha	A	B	C	D	E	F	
Rychlost	0,0	26,3	40,0	80,0	130,0	160,0	km/h
Tažná síla	19,8	19,8	13,0	6,5	4,0	3,3	kN
Otáčky kola	0,0	139,4	212,2	424,4	689,7	848,8	ot/min.
Otáčky motoru	0,0	487,8	742,7	1485,4	2413,8	2970,9	ot/min.
Moment motoru	2901	2901	1905	953	586	476	kNm
Kmitočet napájení		16,3	24,8	49,5	80,5	99,0	Hz
Napětí motoru (fáze)		80,4	122,5	245,0	245,0	245,0	Vef
Fázový proud	714	714	510,2	255,1	255,1	255,1	A
Výkon na OK	0	144	144	144	144	144	kW

Jak je u motorových vozidel s elektrickým přenosem běžné, má trakční motor **dva** jmenovité režimy, odpovídající bodům C a D. Údaje jsou v následující tabulce.

Jmenovité režimy TM pro Ud=600 Vss

Trvalý v bodě		C	D	
Napětí fázové		122,5	245,0	Vef
Proud fázový		510,2	255,1	Aef
Kmitočet		24,8	49,5	Hz
Otáčky		742,7	1485,4	ot/min.
Moment		1905,4	952,7	Nm
Výkon na hřídeli		148,2	148,2	kW

TRAKČNÍ GENERÁTOR

Trakční generátor (TG) se předpokládá 4 pólový, nasazený přímo na hřídeli spalovacího motoru, s buzením permanentními magnety. Jeho napětí při nominálních otáčkách a tedy i nominálnímu výkonu SM odpovídá zvolenému napětí meziobvodu 600 Vss. Jeho hlavní parametry jsou v tabulce.

Generátor

Počet pólů	np	2	
Počet fází		3	
Nominální otáčky	nsm	1950	ot/min,
Minimální otáčky	nsmin	650	ot/min,
min/max		0,333	
Nominální výkon TG	Ptg	230	kW
Fázové napětí nom.		245	Vef
Fázový proud		313	A ef
Kmitočet při nom. otáčkách		65	Hz
Kmitočet při volnoběhu		21,7	Hz

Při snížených otáčkách (výkonu) generované napětí klesá úměrně otáčkám. Při volnoběhu (například při zatížení pouze nabíječem apod.) bude tedy fázové napětí TG asi 82 V a na požadovanou hodnotu v meziobvodu je nastaveno řízením pulzního usměrňovače.

MEZIOBVOD

Hodnoty pro napětí, proudy a výkony na meziobvodu jsou shrnuty v následující tabulce.

Meziobvod			
Napětí meziobvodu	Ud	600	V
Výkon na OK	Pok	289	kW
Výkon motoru		144	kW
Příkon motoru		159	kW
Příkon vlastní spotřeby	Pvlast	66	kW
Výkon v meziobvodu		225	kW
Proud trakce v meziobvodu.		264	A
Proud PP meziobvodu		110	A
Proud do meziobvodu		374	A

PULZNÍ USMĚRŇOVAČ

Pulzní usměrňovač (PU) je v podstatě napěťový střídač, který umožňuje tok energie oběma směry a řízení napětí na svém výstupu. Umožňuje tedy i pohon TG pro start SM pokud je v meziobvodu potřebné napětí. Základní parametry plynoucí z předchozích výsledků jsou v tabulce.

Pulzní usměrňovač			
Napětí meziobvodu		600	Vss
Vstupní napětí fáze nominální		245	Vef
Kmitočet nominální		65	Hz
Vstupní napětí fáze volnoběh		82	Vef
Kmitočet při volnoběhu		21,7	Hz
Výkon do meziobvodu		237	kW

TRAKČNÍ STŘÍDAČ

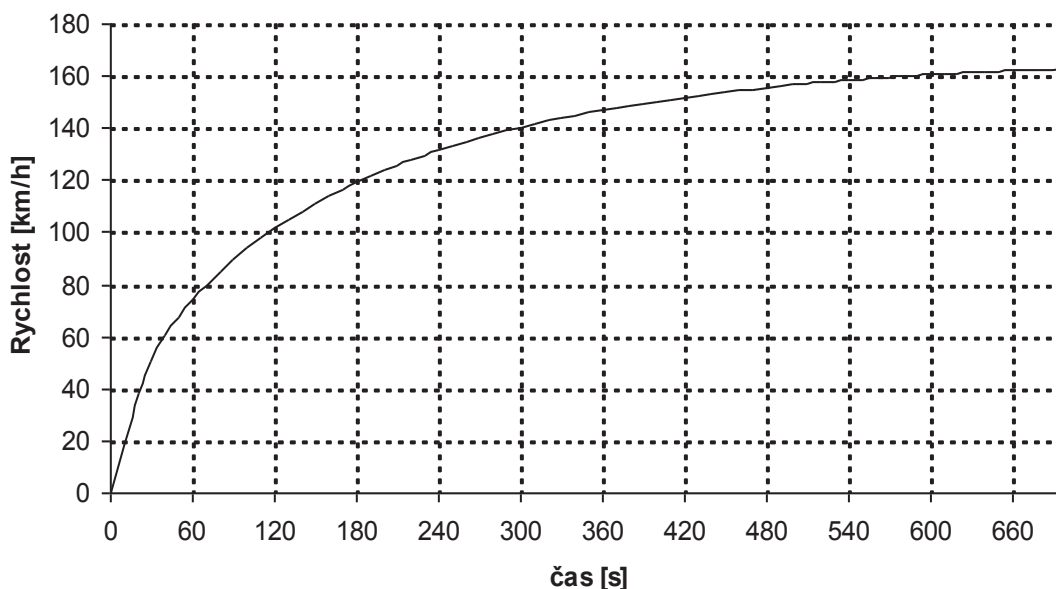
Jedná se o napěťový střídač standardně používaný pro napájení asynchronních TM. Jeho základní parametry jsou uvedeny v tabulce.

Trakční střídač			
Napětí meziobvodu		600	Vss
Maximální výstupní napětí fázové		245	Vef
Výstupní kmitočet max		99,0	Hz
Max fázový proud		714	A

TACHOGRAM ROZJEZDU

Určitou představu o vlastnostech sledovaného vozidla poskytuje tachogram rozjezdu soupravy s plným obsazením na rovině z klidu do maximální rychlosti. Je uveden v následujícím diagramu.

Tachograf rozjezdu po rovině



ELEKTRICKÉ BRZDĚNÍ

Elektrodynamické brzdění je možné realizovat různými způsoby.

Trakční střídače mohou při brzdění pracovat jako generátory a napájet meziobvod a tedy i všechna zařízení, která jsou z něho napájena (pomocné pohony, vlastní spotřebu atd.). To nevyžaduje žádné úpravy v zařízeních výkonového obvodu. Tento odběr je ovšem poměrně malý a víceméně náhodný a pro skutečné brzdění s ním nelze prakticky pro brzdění počítat.

Standardní brzdění proto vyžaduje přebytečnou energii buď přeměnit v teplo v brzdovém odporníku (ev. pro topení) nebo uložit například dočasně do kondenzátorové baterie pro další použití. Oba způsoby vyžadují další zařízení (které není ve schématu uvedeno).

Brzdění do odporu vyžaduje kromě odporníku také pulzní měnič pro regulaci a zpravidla i ventilátor a je přirozeně ztrátové. Použití superkondenzátorů vyžaduje kromě kondenzátorové baterie také měnič, zatím se ale u vozidel většího výkonu běžně nepoužívá. Významnější úsporu energie pro trakci lze očekávat u vozidel s častými rozjezdy.

POZNÁMKY NA ZÁVĚR

Studie obsahuje stručný popis postupu návrhu trakční výzbroje zadaného vozidla. Je zřejmé, že celá řada parametrů závisí na vlastnostech mnoha zařízení, které byly pouze odhadovány. Zároveň je poukázáno na některé základní volené veličiny (volba napětí meziobvodu, parametry trakčního motoru v jednotlivých významných bodech charakteristiky a další), které mají poměrně zásadní vliv na provedení elektrické výzbroje. Jejich volba by vyžadovala podrobnější zkoumání.

Vcelku výsledné vlastnosti takto koncipovaného vozidla ukazují, že pro maximální rychlost 130 km/h je výkon spalovacích motorů vcelku vyhovující, pro maximální rychlost 160 km/h je již téměř nedostatečný.

PŘÍLOHA č. 2

Motor Tedom Train 242

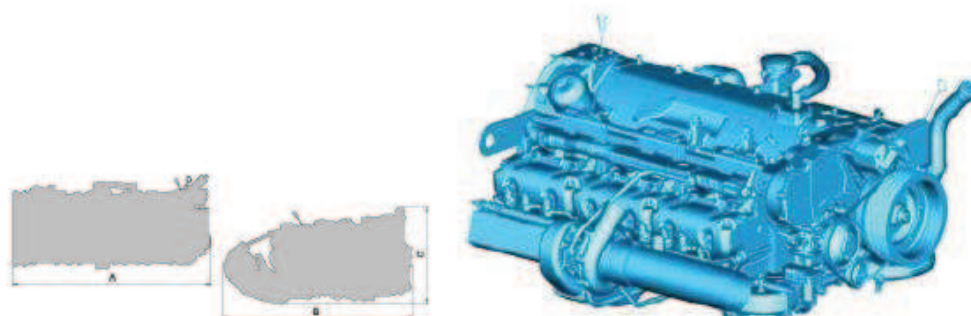


**VOZIDLOVÝ
NAFTA**



**MOBILE VERSION
DIESEL**

TD 242 RH TA 25



Rozměry motoru – Engine dimensions	
A	1 406
B	1 333
C	622

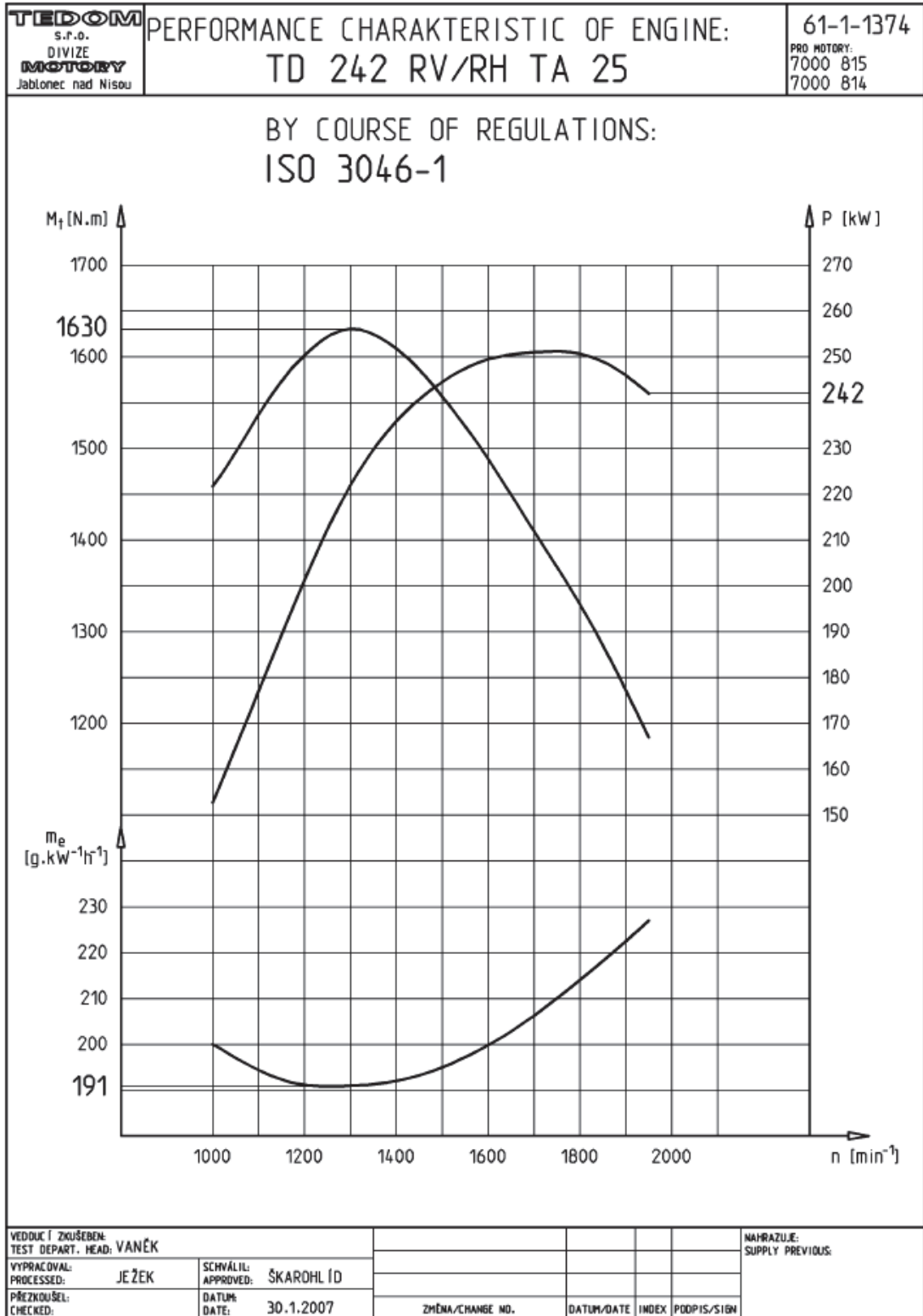
Typ - Type	TD 242 RH TA 25	
Zdvihový objem	11 946 cm ³	Displacement
Vrtání / Zdvih	130/150 mm	Bore / Stroke
Kompresní poměr	15,9:1	Compression ratio
Jmenovitý výkon	242 kW (1 950 min ⁻¹)	Rated output
Max. toč. Moment M _{jmax}	1 440 Nm (1 350 min ⁻¹)	Torque M _{jmax}
Turbodmychadlo	Ano - Yes	Turbocharger
Mezichladič	"vzduch-vzduch" --- "air-air"	Intercooler
Hmotnost suchého motoru	970 kg	Dry weight
Provedení	Horizontální - Horizontal	Execution
Norma	UIC III	Classification

Uvedené hodnoty platí při teplotě vnějšího prostředí 5 až 35°C, nadmořské výšce 1 000 m a relativní vlhkosti 30 až 80%.
The configuration is valid for the outdoor temperatures between 5 to 35°C, elevation 1 000 m above the sea level and relative humidity 30 - 80 %.

TEDOM s.r.o., divize MOTORY
Belgická 4685/15
466 05 Jablonec nad Nisou
Czech Republic

tel: +420 483 363 341
fax: +420 483 363 390
e-mail: info@motory.tedom.cz

<http://motory.tedom.cz>

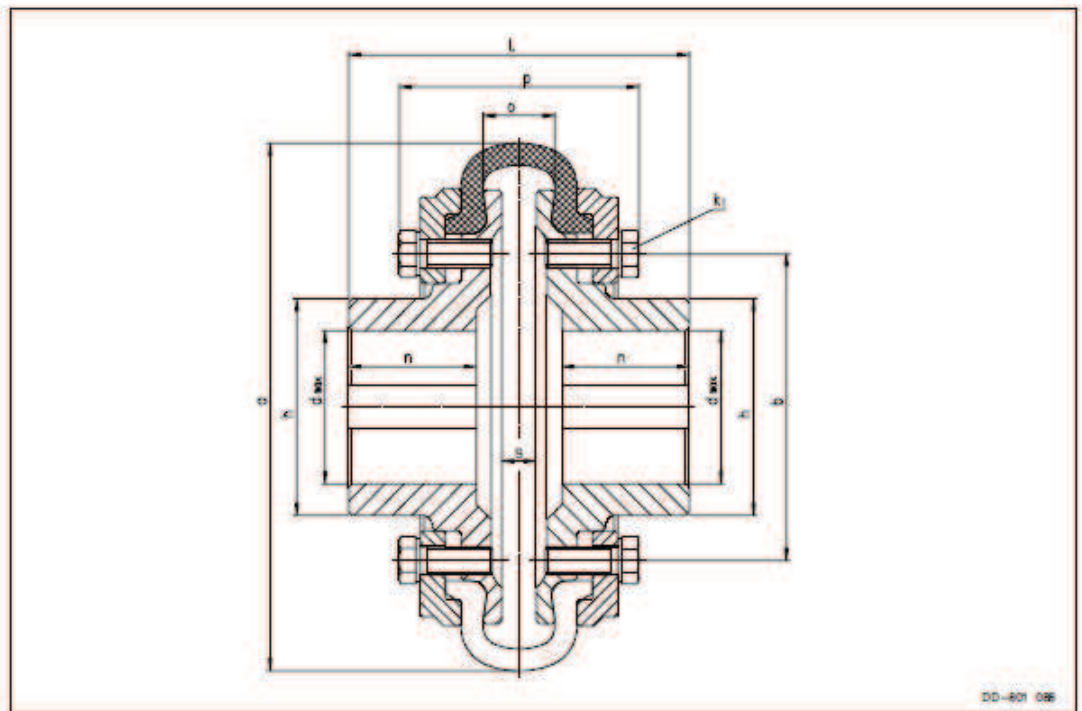


PŘÍLOHA č. 3

Hřídelová spojka STROMAG Periflex

Periflex® – Wellenkupplung / Shaft-Coupling
Baureihe / Series PNA

Stromag



Baureihe / Series PNA...R													
Größe/Size Reifen/Tyre No.	125R 222R	160R 225R	200R 225R	250R 426R	300R 426R	350R 820R	400R 820R	630R 1230R	800R 1230R	1250R 1832R	1500R 1832R		
Baureihe / Series PNA...X													
Größe/Size Reifen/Tyre No.	125X 422X	160X 225X	200X 225X	250X 426X	300X 426X	350X 820X	400X 820X	630X 1230X	800X 1230X	1250X 1832X	1500X 1832X		
Nonndrehmoment Nom. torque T_{KN} Nm	1600	2000	2500	3400	4000	5400	6000	9000	10000	13500	15000		
Durchmesser mm Diameter	a	310	370	370	402	402	450	450	550	550	700		
	b	180	235	235	260	260	260	260	280	280	360		
	h	140	150	150	160	160	160	180	180	210	270		
	d_{max}	100	100	100	110	110	110	120	130	150	180		
Schrauben Screws	K ₁		8xM16	8xM16	8xM16	12xM16	12xM16	12xM16	12xM16	12xM20	12xM20	12xM24	12xM24
Länge mm Length mm	l	250	215	345	244	364	290	440	360	520	450	640	
	n	100	85	150	95	155	110	190	130	210	160	255	
	o	42	48	48	50	50	70	70	120	120	150	150	
	Palmspalz mm s	146	159	159	163	163	197	197	296	296	379	379	
Masse kg Mass kg													
	Ja.../Ja... Seite/Side	0,1110	0,2910	0,3380	0,4180	0,4950	0,6160	0,7350	1,2950	1,5220	4,3000	4,6600	
	Ja.../Ja... Summe/Sum.	0,0412	0,0825	0,0825	0,1120	0,1120	0,2750	0,2750	1,0000	1,0000	3,7500	3,7500	
Masse/Mass kg	30,0	45,6	63,5	56,5	74,6	79,5	107	130	189	296	366		

Datum / Date 01.2003

PŘÍLOHA č. 4

Výpočty slučovací převodovky

Soukolí 1**1. Scénář**

Scénář návrhu - Vzdálenost os

Scénář jednotkového posunutí - Vlastní

Typ výpočtu zatížení - Výpočet výkonu pro daný krouticí moment a otáčky

Typ výpočtu pevnosti - Kontrolní výpočet

Metoda výpočtu pevnosti - ISO 6336:1996

Společné parametry

Převodový poměr	i	0,7143 ul
Požadovaný převodový poměr	i_{in}	0,7143 ul
Modul	m	8,000 mm
Úhel sklonu	β	12,0000 deg
Úhel profilu	α	20,0000 deg
Vzdálenost os	a_w	294,434 mm
Roztečná vzdálenost os	a	294,434 mm
Celková jednotková korekce	Σx	0,0000 ul
Rozteč zubů	p	25,133 mm
Základní rozteč	p_{tb}	24,081 mm
Provozní úhel záběru	α_w	20,0000 deg
Čelní úhel profilu	α_t	20,4103 deg
Čelní provozní úhel záběru	α_{tw}	20,4103 deg
Základní úhel sklonu	β_b	11,2665 deg
Čelní modul	m_t	8,179 mm
Čelní rozteč	p_t	25,694 mm
Součinitel trvání záběru	ε	2,4644 ul
Součinitel záběru profilu	ε_α	1,6372 ul
Součinitel záběru kroku	ε_β	0,8273 ul
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_x	0,0180 mm
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_y	0,0090 mm

Kola

		Kolo 1	Kolo 2
Typ modelu		Komponenta	Komponenta
Počet zubů	z	42 ul	30 ul
Jednotkové posunutí	x	0,0000 ul	0,0000 ul
Průměr roztečné kružnice	d	343,506 mm	245,362 mm
Průměr hlavové kružnice	d _a	359,506 mm	261,362 mm
Průměr patní kružnice	d _f	323,506 mm	225,362 mm
Průměr základní kružnice	d _b	321,941 mm	229,958 mm
Pracovní roztečný průměr	d _w	343,506 mm	245,362 mm
Šířka ozubení	b	100,000 mm	100,000 mm
Šířkový poměr	b _r	0,2911 ul	0,4076 ul
Výška hlavy zubu	a*	1,0000 ul	1,0000 ul
Hlavová vůle	c*	0,2500 ul	0,2500 ul
Zaoblení paty	r _f *	0,3500 ul	0,3500 ul
Tloušťka zubu	s	12,566 mm	12,566 mm
Čelní tloušťka zubu	s _t	12,847 mm	12,847 mm
Tloušťka zubu na těživě	t _c	11,096 mm	11,096 mm
Výška hlavy zubu nad těživou	a _c	5,981 mm	5,981 mm
Rozměr přes zuby	W	134,906 mm	86,240 mm
Rozměr přes zuby	z _w	6,000 ul	4,000 ul
Rozměr přes válečky (kuličky)	M	363,551 mm	265,290 mm
Průměr válečku (kuličky)	d _M	14,000 mm	14,000 mm
Mezní úchylka sklonu zubu	F _β	0,0180 mm	0,0170 mm
Mezní obvodové házení ozubení	F _r	0,0390 mm	0,0300 mm
Mezní úchylka čelní rozteče	f _{pt}	0,0120 mm	0,0110 mm
Mezní úchylka základní rozteče	f _{pb}	0,0110 mm	0,0100 mm
Náhradní počet zubů	z _v	44,642 ul	31,887 ul
Virtuální roztečný průměr	d _n	357,139 mm	255,099 mm
Virtuální hlavový průměr	d _{an}	373,139 mm	271,099 mm
Virtuální průměr základní kružnice	d _{bn}	335,601 mm	239,715 mm
Jednotková korekce bez zúžení	x _z	-0,2474 ul	0,1275 ul
Jednotková korekce bez podříznutí	x _p	-1,5914 ul	-0,8454 ul
Jednotkové posunutí s dovol. podříznutím	x _d	-1,7613 ul	-1,0153 ul
Snížení hlavy zubu	k	0,0000 ul	0,0000 ul
Jednotková šířka hlavy zubu	s _a	0,7656 ul	0,7394 ul
Hlavový úhel profilu	α _a	26,1204 deg	28,0952 deg

Zatížení

		Kolo 1	Kolo 2
Výkon	P	148,251 kW	142,320 kW
Otáčky	n	488,00 rpm	683,20 rpm
Svěrný moment	T	2901,000 N m	1989,257 N m
Účinnost	η	0,960 ul	
Radiální síla	F_r	6284,986 N	
Obvodová síla	F_t	16890,513 N	
Axiální síla	F_a	3590,189 N	
Normální síla	F_n	18376,070 N	
Obvodová rychlost	v	8,777 mps	
Rezonanční otáčky	n_{Et}	2768,942 rpm	

Materiál

		Kolo 1	Kolo 2
		CSN 14220	CSN 14220
Mez pevnosti v tahu	S_u	785 MPa	785 MPa
Mez kluzu v tahu	S_y	588 MPa	588 MPa
Modul pružnosti v tahu	E	206000 MPa	206000 MPa
Poissonova konstanta	μ	0,300 ul	0,300 ul
Mez únavy v ohybu	σ_{Flim}	700,0 MPa	700,0 MPa
Mez únavy v dotyku	σ_{Hlim}	1270,0 MPa	1270,0 MPa
Tvrдость v jádře zubu	JHV	210 ul	210 ul
Tvrдость na boku zubu	VHV	650 ul	650 ul
Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu	N_{Flim}	3000000 ul	3000000 ul
Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku	N_{Hlim}	100000000 ul	100000000 ul
Exponent Wöhlerovy křivky pro ohyb	q_F	9,0 ul	9,0 ul
Exponent Wöhlerovy křivky pro dotyk	q_H	10,0 ul	10,0 ul
Zpracování materiálu	tvar	4 ul	4 ul

Výpočet pevnosti

Součinitelé přidavných zatížení

Součinitel vnějších dynamických sil	K_A	1,200 ul	
Součinitel vnitřních dynamických sil	K_{HV}	1,166 ul	1,166 ul
Souč. nerovnoměrnosti zatížení po šířce	K_{HB}	1,251 ul	1,170 ul
Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	K_{Hd}	1,188 ul	1,188 ul
Součinitel jednorázového přetížení	K_{AS}	1,000 ul	

Součinitelé pro dotyk

Součinitel mechanických vlastností	Z_E	189,812 ul	
Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	Z_H	2,450 ul	
Součinitel délky dotyku	Z_ϵ	0,801 ul	
Součinitel jednopárového záběru	Z_B	1,000 ul	1,004 ul
Součinitel životnosti	Z_N	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel maziva	Z_L	0,967 ul	
Součinitel výchozí drsnosti zubů	Z_R	1,000 ul	
Součinitel obvodové rychlosti	Z_v	0,996 ul	
Součinitel sklonu zubu	Z_β	0,989 ul	
Součinitel velikosti	Z_x	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel párování materiálu	Z_w	1,000 ul	

Součinitelé pro ohyb

Součinitel tvaru zubu	Y_{Fa}	2,377 ul	2,513 ul
Součinitel koncentrace napětí	Y_{Sa}	1,705 ul	1,649 ul
Součinitel přidavného vrubu v patě zubu	Y_{Sag}	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel sklonu zubu	Y_β	0,917 ul	
Součinitel délky dotyku	Y_ϵ	0,691 ul	
Součinitel střídavého zatížení	Y_A	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel technologie výroby	Y_T	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel životnosti	Y_N	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel vrubové citlivosti	Y_δ	1,140 ul	1,137 ul
Součinitel velikosti	Y_x	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel drsnosti povrchu	Y_R	1,000 ul	

Výsledky

Součinitel bezpečnosti v dotyku	S_H	2,121 ul	2,114 ul
Součinitel bezpečnosti v ohybu	S_F	7,571 ul	7,382 ul
Statická bezpečnost v dotyku	S_{Hst}	4,458 ul	4,442 ul
Statická bezpečnost v ohybu	S_{Fst}	16,597 ul	16,235 ul
Kontrolní výpočet		Kladný	

Souhrn hlášení

22:02:32 Návrh: Počty zubů jsou soudělné – dochází k relativně častému záběru stejných zubů

22:02:32 Návrh: Kolo 2: Jednotkové posunutí (x) je menší než Jednotková korekce bez zúžení (x_z)

22:02:32 Výpočet: Výpočet skončil úspěšně!

Soukolí 2

Scénář

Scénář návrhu - Vzdálenost os

Scénář jednotkového posunutí - Vlastní

Typ výpočtu zatížení - Výpočet výkonu pro daný krouticí moment a otáčky

Typ výpočtu pevnosti - Kontrolní výpočet

Metoda výpočtu pevnosti - ISO 6336:1996

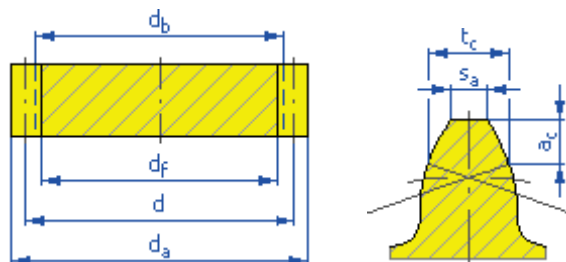
Společné parametry

Převodový poměr	i	1,8333 ul
Požadovaný převodový poměr	i_{in}	1,8330 ul
Modul	m	8,000 mm
Úhel sklonu	β	12,0000 deg
Úhel profilu	α	20,0000 deg
Vzdálenost os	a_w	347,596 mm
Roztečná vzdálenost os	a	347,596 mm
Celková jednotková korekce	Σx	0,0000 ul
Rozteč zubů	p	25,133 mm
Základní rozteč	p_{tb}	24,081 mm
Provozní úhel záběru	α_w	20,0000 deg
Čelní úhel profilu	α_t	20,4103 deg
Čelní provozní úhel záběru	α_{tw}	20,4103 deg
Základní úhel sklonu	β_b	11,2665 deg
Čelní modul	m_t	8,179 mm
Čelní rozteč	p_t	25,694 mm
Součinitel trvání záběru	ε	2,4865 ul
Součinitel záběru profilu	ε_α	1,6593 ul
Součinitel záběru kroku	ε_β	0,8273 ul
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_x	0,0170 mm
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_y	0,0085 mm

☐ Kola

		Kolo 1	Kolo 2
Typ modelu		Komponenta	Komponenta
Počet zubů	z	30 ul	55 ul
Jednotkové posunutí	x	0,0000 ul	0,0000 ul
Průměr roztečné kružnice	d	245,362 mm	449,830 mm
Průměr hlavové kružnice	d_a	261,362 mm	465,830 mm
Průměr patní kružnice	d_f	225,362 mm	429,830 mm
Průměr základní kružnice	d_b	229,958 mm	421,589 mm
Pracovní roztečný průměr	d_w	245,362 mm	449,830 mm
Šířka ozubení	b	100,000 mm	100,000 mm
Šířkový poměr	b_f	0,4076 ul	0,2223 ul
Výška hlavy zubu	a^*	1,0000 ul	1,0000 ul
Hlavová vůle	c^*	0,2500 ul	0,2500 ul
Zaoblení paty	r_f^*	0,3500 ul	0,3500 ul
Tloušťka zubu	s	12,566 mm	12,566 mm
Čelní tloušťka zubu	s_t	12,847 mm	12,847 mm
Tloušťka zubu na těživě	t_c	11,096 mm	11,096 mm

Výška hlavy zubu nad tětvou	a_c	5,981 mm	5,981 mm
Rozměr přes zuby	W	86,240 mm	160,074 mm
Rozměr přes zuby	z_w	4,000 ul	7,000 ul
Rozměr přes válečky (kuličky)	M	265,290 mm	469,950 mm
Průměr válečku (kuličky)	d_M	14,000 mm	14,000 mm
Mezní úchylka sklonu zubu	F_β	0,0170 mm	0,0180 mm
Mezní obvodové házení ozubení	F_r	0,0300 mm	0,0390 mm
Mezní úchylka čelní rozteče	f_{pt}	0,0110 mm	0,0120 mm
Mezní úchylka základní rozteče	f_{pb}	0,0100 mm	0,0110 mm
Náhradní počet zubů	z_v	31,887 ul	58,460 ul
Virtuální roztečný průměr	d_n	255,099 mm	467,682 mm
Virtuální hlavový průměr	d_{an}	271,099 mm	483,682 mm
Virtuální průměr základní kružnice	d_{bn}	239,715 mm	439,477 mm
Jednotková korekce bez zúžení	x_z	0,1275 ul	-0,6508 ul
Jednotková korekce bez podříznutí	x_p	-0,8454 ul	-2,3996 ul
Jednotkové posunutí s dovol. podříznutím	x_d	-1,0153 ul	-2,5695 ul
Snížení hlavy zubu	k	0,0000 ul	0,0000 ul
Jednotková šířka hlavy zubu	s_a	0,7394 ul	0,7822 ul
Hlavový úhel profilu	α_a	28,0952 deg	24,8492 deg



☐ Zatížení

		Kolo 1	Kolo 2
Výkon	P	142,260 kW	136,570 kW
Otáčky	n	683,00 rpm	372,55 rpm
Svěrný moment	T	1989,000 N m	3500,640 N m
Účinnost	η	0,960 ul	
Radiální síla	F_r	6032,807 N	
Obvodová síla	F_t	16212,796 N	
Axiální síla	F_a	-3446,136 N	
Normální síla	F_n	17638,747 N	
Obvodová rychlost	v	8,775 mps	
Rezonanční otáčky	n_{E1}	3613,309 rpm	

Materiál

		Kolo 1	Kolo 2
		CSN 14220	CSN 14220
Mez pevnosti v tahu	S_u	785 MPa	785 MPa
Mez kluzu v tahu	S_y	588 MPa	588 MPa
Modul pružnosti v tahu	E	206000 MPa	206000 MPa
Poissonova konstanta	μ	0,300 ul	0,300 ul
Mez únavy v ohybu	σ_{Flim}	700,0 MPa	700,0 MPa
Mez únavy v dotyku	σ_{Hlim}	1270,0 MPa	1270,0 MPa
Tvrдость v jádře zubu	JHV	210 ul	210 ul
Tvrдость na boku zubu	VHV	650 ul	650 ul
Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu	N_{Flim}	3000000 ul	3000000 ul
Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku	N_{Hlim}	100000000 ul	100000000 ul
Exponent Wöhlerovy křivky pro ohyb	q_F	9,0 ul	9,0 ul
Exponent Wöhlerovy křivky pro dotyk	q_H	10,0 ul	10,0 ul
Zpracování materiálu	tvar	4 ul	4 ul

☐ Výpočet pevnosti**☐ Součinitelé přidavných zatížení**

Součinitel vnějších dynamických sil	K_A	1,200 ul	
Součinitel vnitřních dynamických sil	K_{HV}	1,185 ul	1,185 ul
Souč. nerovnoměrnosti zatížení po šířce	K_{HB}	1,263 ul	1,179 ul
Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	$K_{H\alpha}$	1,208 ul	1,208 ul
Součinitel jednorázového přetížení	K_{AS}	1,000 ul	

☐ Součinitelé pro dotyk

Součinitel mechanických vlastností	Z_E	189,812 ul	
Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	Z_H	2,450 ul	
Součinitel délky dotyku	Z_ϵ	0,796 ul	
Součinitel jednopárového záběru	Z_B	1,005 ul	1,000 ul
Součinitel životnosti	Z_N	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel maziva	Z_L	0,967 ul	
Součinitel výchozí drsnosti zubů	Z_R	1,000 ul	
Součinitel obvodové rychlosti	Z_v	0,996 ul	
Součinitel sklonu zubu	Z_β	0,989 ul	
Součinitel velikosti	Z_x	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel párování materiálu	Z_w	1,000 ul	

Součinitelé pro ohyb

Součinitel tvaru zubu	Y_{Fa}	2,513 ul	2,300 ul
Součinitel koncentrace napětí	Y_{Sa}	1,649 ul	1,748 ul
Součinitel přídatného vrubu v patě zubu	Y_{Sag}	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel sklonu zubu	Y_{β}	0,917 ul	
Součinitel délky dotyku	Y_{ϵ}	0,685 ul	
Součinitel střídavého zatížení	Y_A	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel technologie výroby	Y_T	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel životnosti	Y_N	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel vrubové citlivosti	Y_{δ}	1,137 ul	1,144 ul
Součinitel velikosti	Y_X	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel drsnosti povrchu	Y_R	1,000 ul	

☐ Výsledky

Součinitel bezpečnosti v dotyku	S_H	2,234 ul	2,245 ul
Součinitel bezpečnosti v ohybu	S_F	7,448 ul	7,725 ul
Statická bezpečnost v dotyku	S_{Hst}	4,695 ul	4,719 ul
Statická bezpečnost v ohybu	S_{Fst}	16,381 ul	16,887 ul
Kontrolní výpočet		Kladný	

☐ Souhrn hlášení

21:47:27 Návrh: Kolo 1: Jednotkové posunutí (x) je menší než Jednotková korekce bez zúžení (x_z)

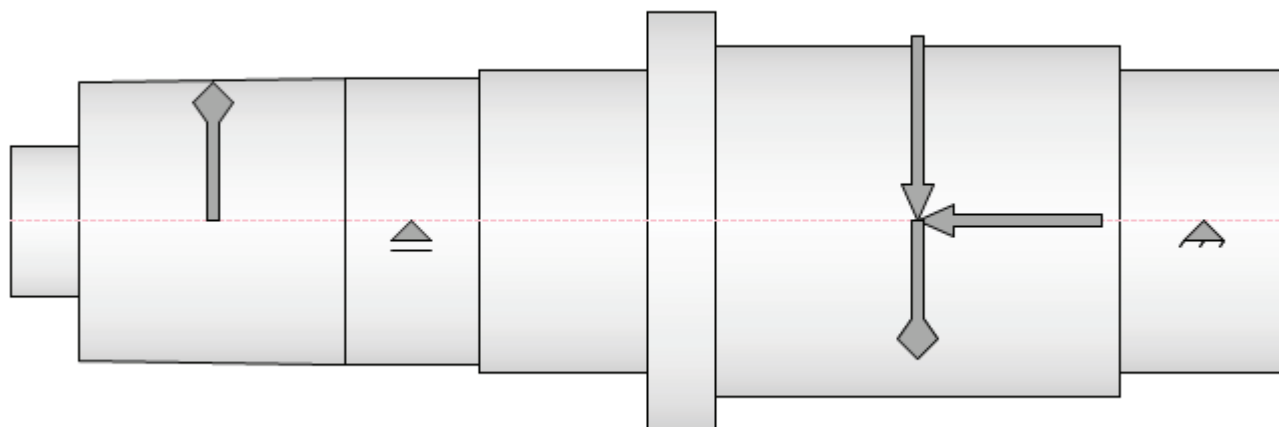
21:47:27 Návrh: Počty zubů jsou soudělné – dochází k relativně častému záběru stejných zubů

21:47:27 Výpočet: Výpočet skončil úspěšně!

5. Pevnostní kontrola hřídelů

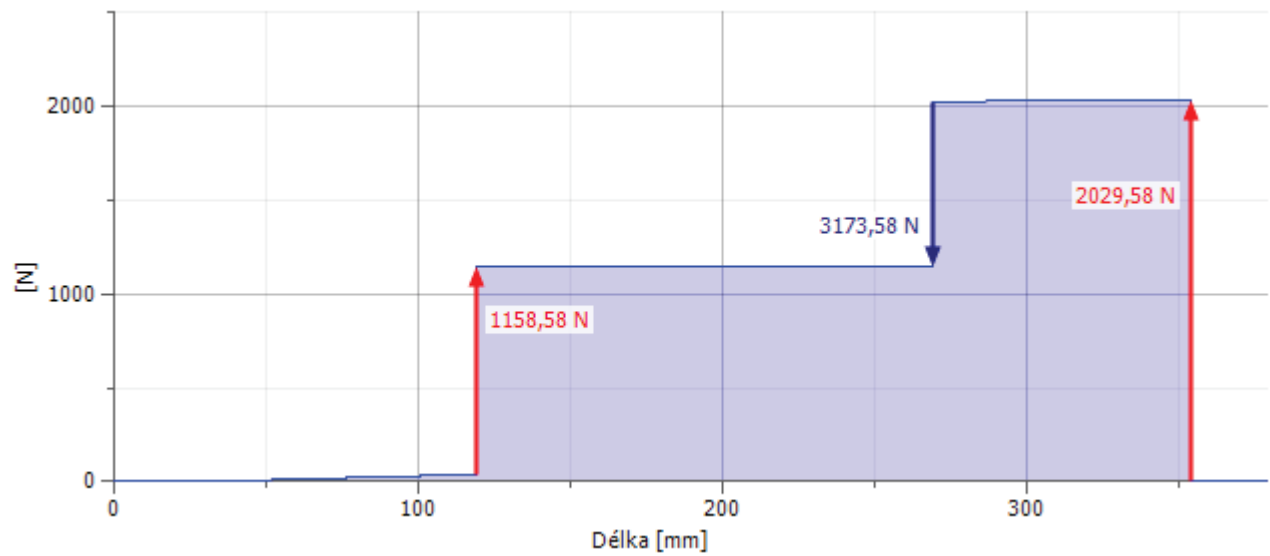
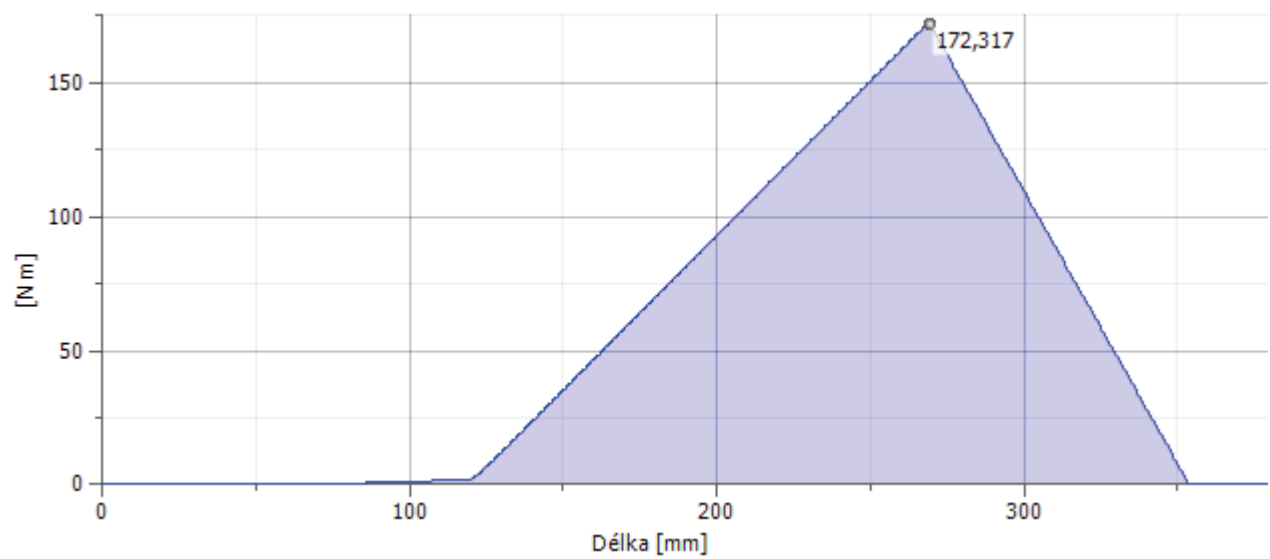
5.1 Hřídel 1

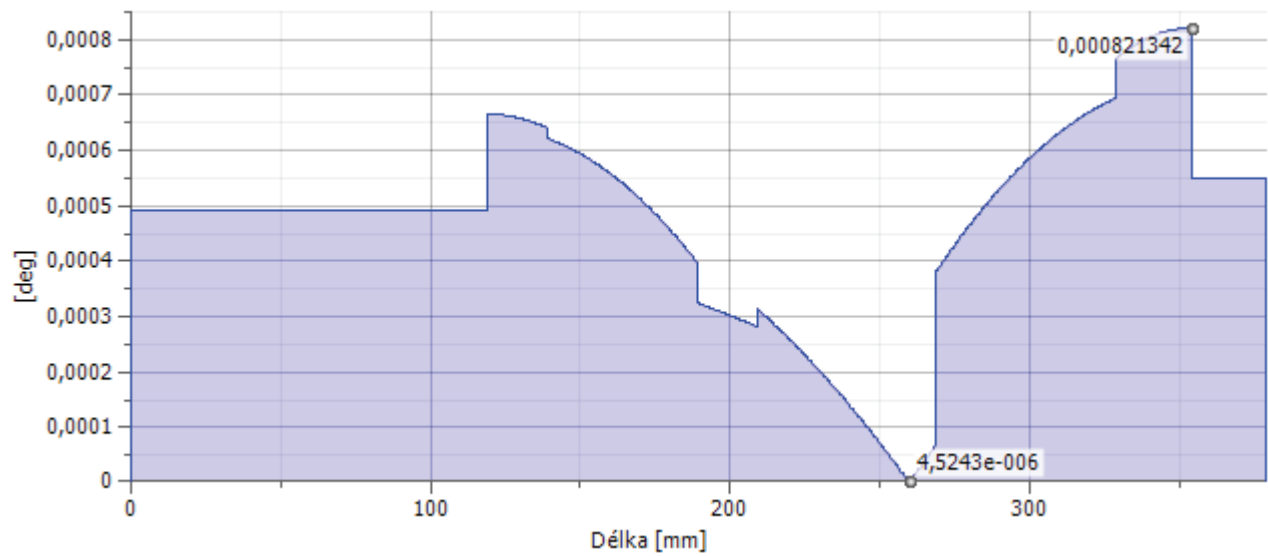
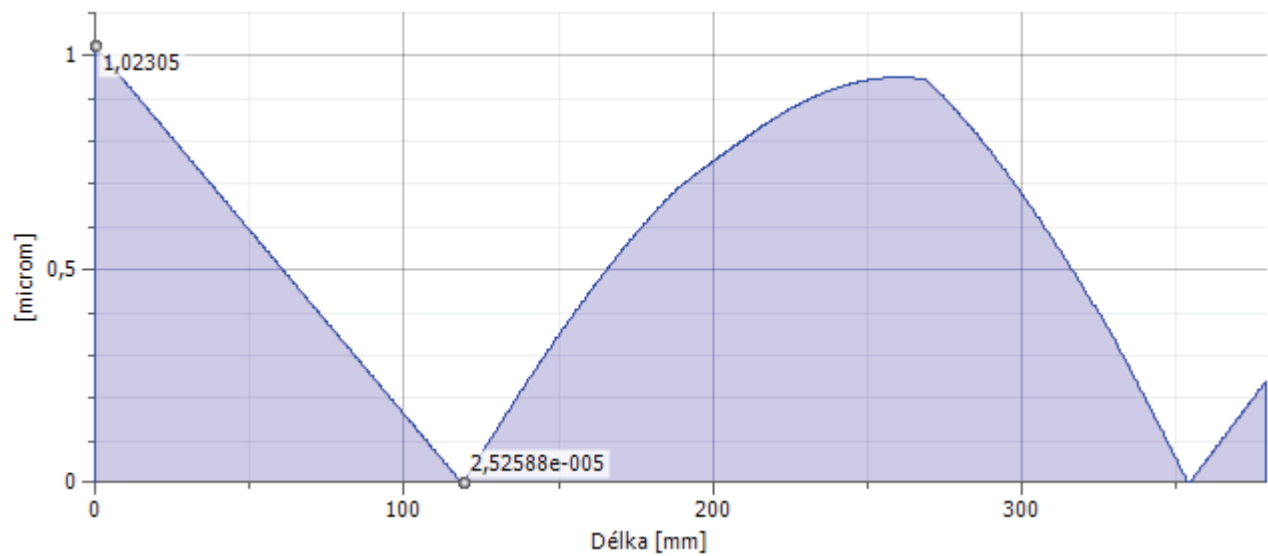
☐ Náhled

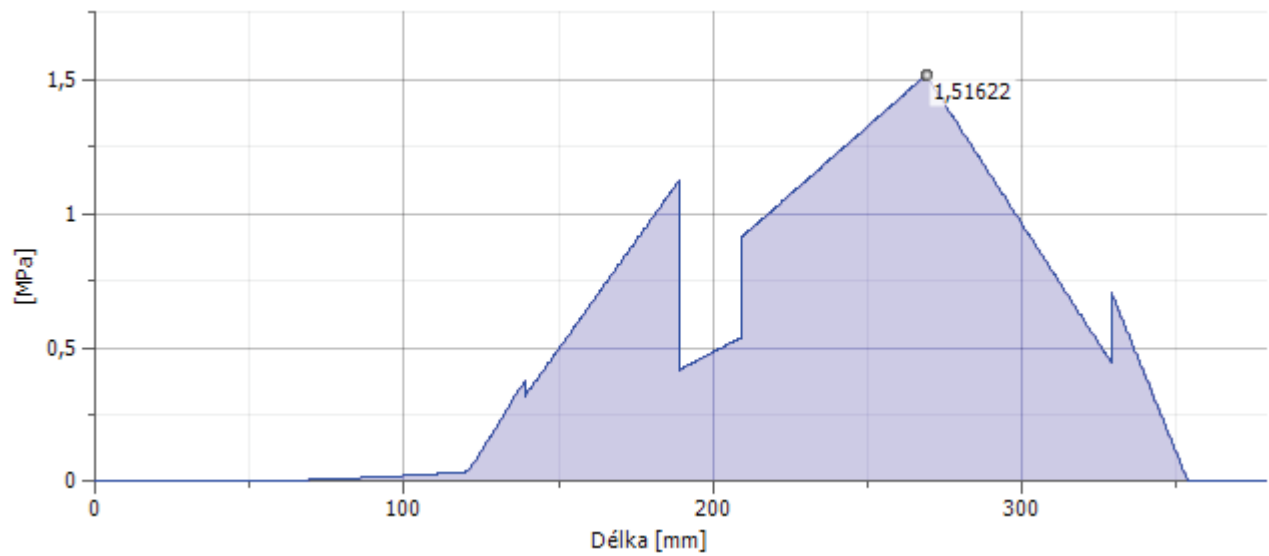
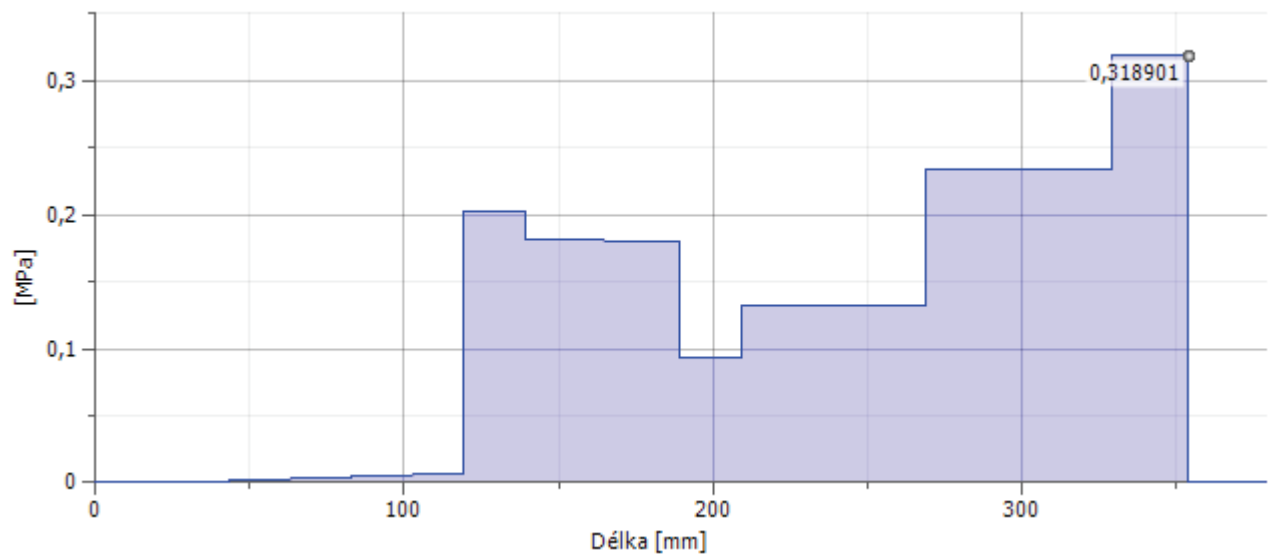


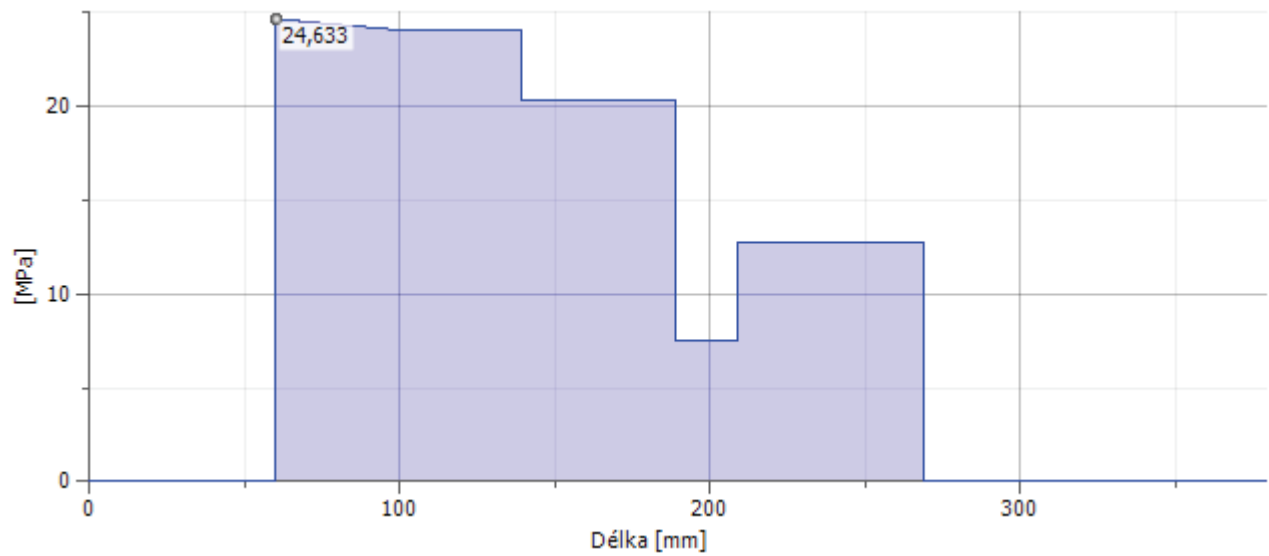
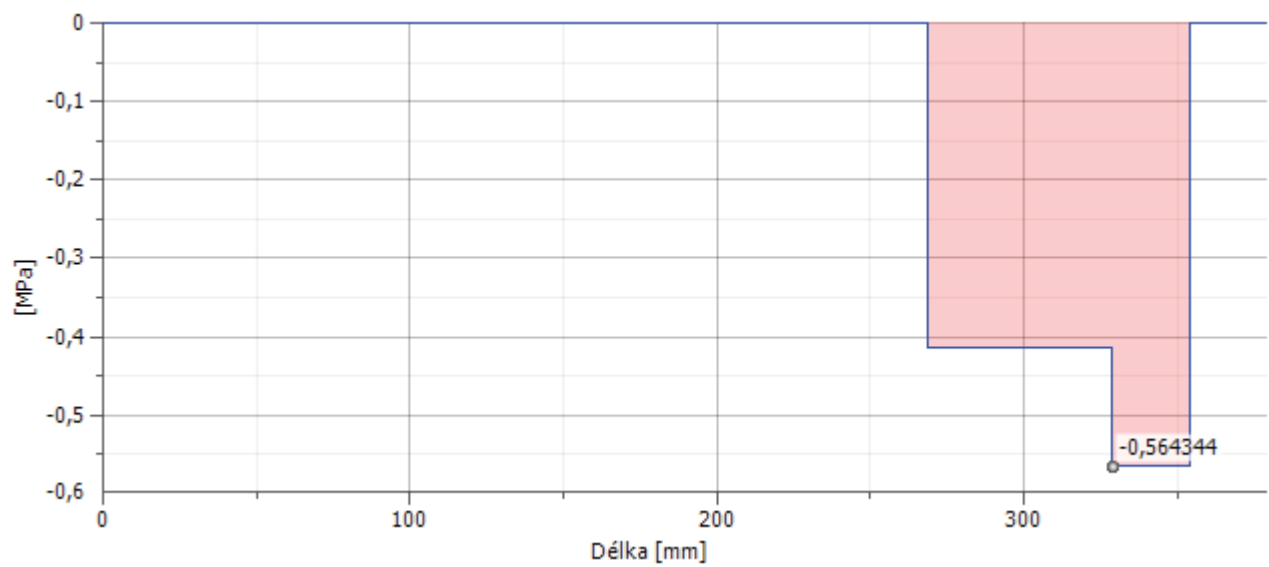
Výsledky

Délka	L	379,000 mm
Hmotnost	Hmotnost	20,599 kg
Maximální napětí v ohybu	σ_B	1,516 MPa
Maximální smykové napětí	τ_S	0,319 MPa
Maximální napětí v krutu	τ	24,633 MPa
Maximální napětí v tahu	σ_T	0,564 MPa
Maximální redukované napětí	σ_{red}	42,666 MPa
Maximální průhyb	f_{max}	1,023 microm
Úhel zkroucení	φ	0,06 deg

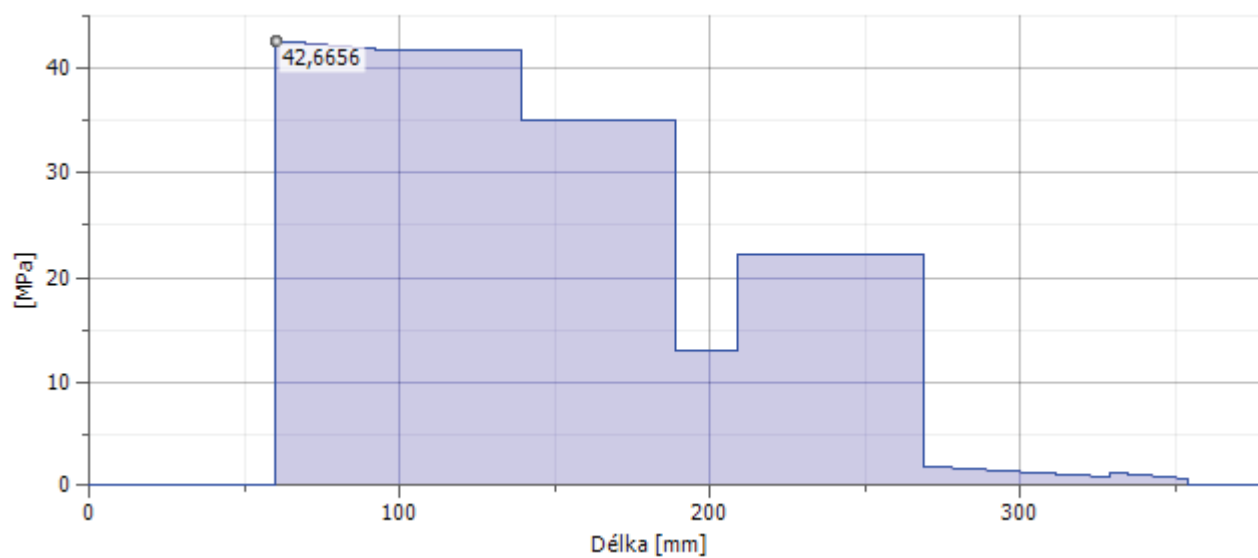
Smyková síla**Ohybový moment**

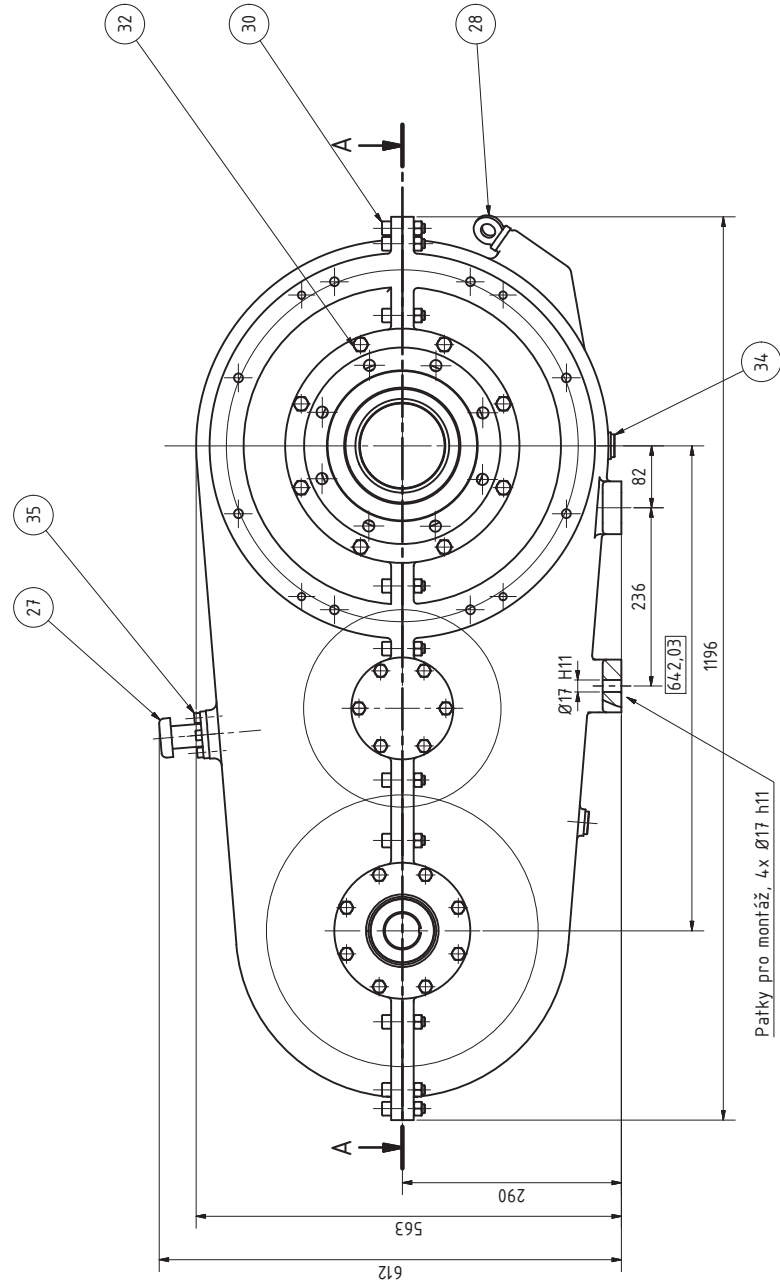
Úhel průhybu**Průhyb**

Napětí v ohybu**Smykové napětí**

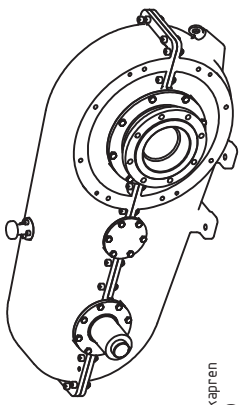
Napětí v krutu**Napětí v tahu**

Redukované napětí





A-A (1 : 5)



Celkový převod $i_m=1,309$
 Jednotlivé části skříňné těsněny-Silikon lukapren
 Převodový olej Motorex Pentra LS 75W40
 Sestavení skříňné převodovky dle příložených výkresů

POZICE	KS	ČÍSLO SOUČÁSTI	KLUSOVNÍK	POPIS	NORMA
1	2	DP-2012-005-001		Čelní ozubené kolo1	14 220.1
2	1	DP-2012-005-002		Čelní ozubené kolo2	14 220.1
3	1	DP-2012-005-004		Hřídel 1	14 231.1
4	2	DIN 720 SKF- 33018		Kuželíkové ložisko jednořadé SKF	DIN 720
5	1	DP-2012-005-005		Hřídel 2	14 231.1
6	2	JIS B 1521 -6211		Kuličkové ložisko jednořadé	JIS B 1521
7	1	DP-2012-005-006		Hřídel 3 (duřá)	16 220
8	1	DIN 5412 NU 312 EC		Válečkové ložisko jednořadé NU	DIN 5412
9	1	DIN 625 6224-2Z		Kuličkové ložisko jednořadé	DIN 625
10	1	DP-2012-005-007		Skříň spodní	4.22643.1
11	1	DIN 720 30226		Kuželíková ložiska jednořadá SKF	DIN 720
12	1	DIN 720 30230		Kuželíková ložiska jednořadá SKF	DIN 720
13	2	DP-2012-005-00x		Víčko 100	11 500
14	2	230x3,55 NBR		O-kroužek	DIN 3771
15	1	DP-2012-005-00x		Víčko 230	11 500
16	1	130 x 160 x 12 NBR		Hřídelový těsnicí kroužek	DIN 3760
17	1	230x3,55 NBR		O-kroužek	DIN 3771
18	1	110 x 130 x 12 NBR		Hřídelový těsnicí kroužek	DIN 3760
19	2	140x3,55 NBR		O-kroužek	DIN 3771
20	1	DP-2012-005-00x		Víčko 14.0	11 500
21	1	DP-2012-005-00x		Víčko 14.0/90	11 500
22	1	90 x 110 x 12 NBR		Hřídelový těsnicí kroužek	DIN 3760
23	1	DP-2012-005-00x		Víčko 270	11 500
24	1	270x3,55 NBR		O-kroužek	DIN 3771
25	1	180 x 210 x 15 NBR		Hřídelový těsnicí kroužek	DIN 3760
26	1	DP-2012-005-008		Skříň horní	4.22643.1
27	1	DP-2012-005-00x		Odvzdušňovací ventyl	
28	1	DP-2012-005-00x		Měrka oleje	
29	20	ISO 4032 - M12		Šestihranná matice	ISO 4032
30	20	ANSI B18.31M - M12x1,75 x 45		Šroub s hlavou s vnitřním šestihranem	ANSI B18
31	6	ISO 2338 10 m6 x 30		Rovnoběžný kolík	ISO 2338
32	16	ISO 4017 M12 x 40		Šestihranný šroub	DIN EN 24017
33	28	ISO 4017 M10 x 35		Šestihranný šroub	DIN EN 24017
34	2	DP-2012-005-00x		Šroub M20 výpustní	
35	4	ANSI B18.31M - M8 x 25		Šroub s hlavou s vnitřním šestihranem	ANSI B18
36	1	DP-2012-005-00x		Kroužek distanc. 14.0	11 600
37	1	DP-2012-005-00x		Kroužek distanc. 150	11 600

Datum		Hmotnost: 367 kg	
Verze			
Materiál			
Stav			
Zpracovatel			
Kontrola			
Název		Převodovka slučovací	
Kód		DP-2012-005-000	
Strana		1	
Zobrazit		A2	

