

VÍCESTUPŇOVÁ PŘEVODOVKA PRO ELEKTROMOBILY

Diplomová práce

Studijní program: N2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T010 – Konstrukce strojů a zařízení
Autor práce: **Bc. Jan Švec**
Vedoucí práce: Ing. Robert Voženílek, Ph.D.



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Jan Švec**
Osobní číslo: **S15000337**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Konstrukce strojů a zařízení**
Název tématu: **Vícestupňová převodovka pro elektromobily**
Zadávací katedra: **Katedra vozidel a motorů**

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

1. Proveďte rozbor používaných převodovek u vozidel s elektrickým pohonem.
2. Navrhněte uspořádání vícestupňové převodovky pro elektromobil s ohledem na budoucí výrobu prototypu.
3. Vybrané díly pevnostně analyzujte.
4. Vytvořte výrobní dokumentaci k vybraným částem převodovky.
5. Cílem diplomové práce je využití výsledků na Katedře vozidel a motorů (TUL).

Rozsah grafických prací: výkresová dokumentace

Rozsah pracovní zprávy: 50 stran textu + CD

Forma zpracování diplomové práce: tištěná/elektronická

Seznam odborné literatury:

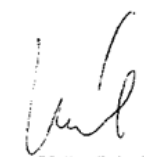
- [1] BŘOUŠEK, Josef.: Převodovka elektromobilu. Liberec, 2014. Diplomová práce. Technická univerzita v Liberci.
- [2] VLK, František.: Převody motorových vozidel. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2006. ISBN 80-239-6463-1.
- [3] NAUNHEIMER, H., B. BERTSCHE, J. RYBORZ, a W. NOVAK.: Automotive Transmissions. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2011. ISBN 978-3-642-16213-8.
- [4] Běžně dostupné materiály - odborné časopisy, konference, internet.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Robert Voženílek, Ph.D.
Katedra vozidel a motorů

Datum zadání diplomové práce: 20. listopadu 2017
Termín odevzdání diplomové práce: 20. února 2019


prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan

L.S.


Ing. Robert Voženílek, Ph.D.
vedoucí katedry

V Liberci dne 20. listopadu 2017

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

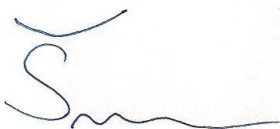
Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum: 08. 01.2018

Podpis:

A handwritten signature in blue ink, consisting of a stylized 'S' followed by a wavy line.

Poděkování:

Rád bych zde v první řadě poděkoval vedoucímu mé diplomové práce Ing. Robertu Voženilkovi, Ph.D. a konzultantovi Ing. Josefu Břouškovi za čas, zapůjčenou literaturu a cenné rady, které mi byly věnovány při řešení dané problematiky. Dále velice děkuji celé své rodině za podporu při studiu. V neposlední řadě děkuji mojí Barunce za jazykovou a gramatickou korekturu této práce. Na závěr bych rád poděkoval společnosti Parametric Technology Corporation za poskytnutí studentské verze konstruktérského programu Creo Parametric.

Vícestupňová převodovka pro elektromobily

Anotace

Tato diplomová práce se zabývá návrhem vícestupňové převodovky pro elektromobily. Cílem této práce je návrh vícestupňové převodovky pro vozidlo s elektrickým pohonem. Tento návrh bude využit na Katedře vozidel a motorů Technické Univerzity v Liberci. Dále je v práci proveden rozbor jiných řešení vícestupňových převodových ústrojí elektrických vozidel.

Klíčová slova: převodovka, elektromotor, elektromobil, řazení

Multistage gearbox for electric vehicles

Annotation

This Diploma thesis deals with the design of a multistage gearbox for electric vehicles. The aim of this work is to design a multistage gearbox for a vehicle with electric drive. This proposal will be used for Department of Vehicle and Engines Technical University in Liberec. Further analysis of other solutions of multistage transmissions for electric vehicles is performed.

Key words: transmissions, electric motor, electric vehicle, gear shift

Desetinné třídění

Zpracovatel: TU v Liberci, Fakulta Strojní, Katedra vozidel a motorů

Dokončeno: 2017

Archivní označení zprávy:

Obsah

1 ÚVOD.....	15
2 HNACÍ ÚSTROJÍ SOUČASNÝCH ELEKTROMOBILŮ.....	17
2.1 Uspořádání hnacího ústrojí elektromobilů	17
2.2 Koncepte pohonného ústrojí Drive Pac EV80 IAV automotive engineering.....	18
2.3 Koncepte pohonného ústrojí firmy ZF	20
2.3.1 ZF Electric twist Beam	20
2.3.2 ZF Electric Axle Drive	21
3 PŘEVODOVKY PRO ELEKTROMOBILY	23
3.2 Vícestupňová převodovka pro elektrické nápravy bez spojky	23
3.2.1 Koncepte převodovky	23
3.2.2 Řazení.....	25
3.2.3 Energetická účinnost a celkové hodnocení výkonnosti	26
3.3 Vícestupňová Planetová automatická převodovka pro ELM	28
3.3.1 Kinematická analýza.....	29
3.3.2 Převodové poměry.....	30
3.3.3 Dynamický model hnací soustavy	31
3.4 Sekvenční automatizovaná převodovka pro ELM	34
3.5 Převodovky v elektrických vozidlech současnosti.....	35
4 VLASTNÍ NÁVRH PŘEVODOVKY	37
4.1 Parametry motoru Zero ZF 75-7.....	37
4.2 Navržená koncepte uspořádání hnacího ústrojí.....	38
4.3 Kinematické schéma navržené převodovky	39
4.4 Hnací charakteristika Škody Rapid s navrženým HÚ	40
5 KONSTRUKCE PŘEVODOVKY	43
5.1 Díly využití z MQ 200.....	43
5.2 Mechanismus řazení	44
5.3 Konstrukce skříně převodovky.....	44
5.4 Připojení elektromotorů	46
5.4.1 Návrh těsných per	47
5.5 Výpočet ložisek.....	48
5.5.1 Výpočet kuličkového a válečkového ložiska.....	49
6 MKP ANALÝZA SKŘÍNĚ PŘEVODOVKY	51
6.1 Výpočet reakcí přenášených z ložisek do skříně	51
6.1.1 Výpočet sil v ozubených kolech	51

6.1.2 Výpočet reakcí pro jízdu vpřed.....	53
6.1.3 Výpočet reakcí pro jízdu vzad	55
6.2 MKP analýza dílů skříně pro jízdu vpřed	57
6.2.1 Zavedení okrajových podmínek	58
6.2.2 Zavedení zatěžujících sil a momentů	58
6.2.3 Tvorba sítě konečných prvků	61
6.2.4 Rozbor výsledků MKP pro jízdu vpřed.....	61
6.3 MKP analýza dílů skříně pro jízdu vzad	64
6.3.1 Zavedení zatěžujících sil a momentů	64
6.3.2 Rozbor výsledků MKP pro jízdu vzad.....	65
8. DISKUZE VÝSLEDKŮ MKP ANALÝZY	68
9. ZÁVĚR	69
10. CITOVANÁ LITERATURA.....	71
11. PŘÍLOHY.....	73

Seznam symbolů a jednotek

Značka	Význam	Jednotka
$T_{w,ref}$	referenční točivý moment kola	$N.m$
$T_{ref,odd,EMS}$	referenční točivý moment lichého elektromotoru	$N.m$
$T_{ref,even,EMS}$	referenční točivý moment sudého elektromotoru	$N.m$
r_K	poloměr korunového kola	m
r_S	poloměr satelitu	m
r_V	poloměr vstupního kola	m
r_C	poloměr centrálního kola	m
ω_K	úhlová rychlost korunového kola	$rad.s^{-1}$
ω_S	úhlová rychlost satelitu	$rad.s^{-1}$
ω_V	úhlová rychlost vstupního kola	$rad.s^{-1}$
ω_C	úhlová rychlost centrálního kola	$rad.s^{-1}$
R_1	poměr r_K ku r_C pro 1°	-
R_2	poměr r_K ku r_C pro 2°	-
q	zobecněná souřadnice	-
θ_C	úhel pootočení centrálního kola	rad
θ_K	úhel pootočení korunového kola	rad
$\omega_{V,in}$	úhlová rychlost vstupního členu	$rad.s^{-1}$
$\omega_{V,out}$	úhlová rychlost výstupního členu	$rad.s^{-1}$
GR_1	první převodový poměr	-
GR_2	druhý převodový poměr	-
GR_T	přechodový převodový poměr	-
$\dot{\omega}_M$	úhlové zrychlení elektromotoru	$rad.s^{-2}$
T_M	elektromagnetický točivý moment motoru	$A.m^2$

T_d	hnací moment motoru	$N.m$
J_M	moment setrvačnosti elektromotoru	$kg.m^2$
K_d	ekvivalentní torzní tuhost	$N.m.rad^{-1}$
B_d	ekvivalentní torzní tuhost	$N.m.rad^{-1}$
θ_M	úhel pootočení motoru	rad
$\theta_{V,in}$	úhel pootočení vstupního členu	rad
L	Lagrangeova funkce	-
T	kinetická energie	J
V	potenciální energie	J
$Q_k^{appl,nc}$	nekonzervativní aplikované momenty	-
δq_k	virtuální posunutí	-
$I_{V,in}$	moment setrvačnosti vstupního členu	$kg.m^2$
$I_{V,out}$	moment setrvačnosti výstupního členu	$kg.m^2$
I_C	moment setrvačnosti centrálního kola	$kg.m^2$
I_K	moment setrvačnosti korunového kola	$kg.m^2$
$I_{S,in}$	moment setrvačnosti vstupního satelitu	$kg.m^2$
$I_{S,out}$	moment setrvačnosti výstupního satelitu	$kg.m^2$
$m_{S,in}$	hmotnost vstupního satelitu	kg
$m_{S,out}$	hmotnost výstupního satelitu	kg
C_C	součinitel viskózního tření na centrálním kole	-
C_K	součinitel viskózního tření na korunovém kole	-
T_{Cf}	součinitel Coulombova tření na centrálním kole	-
T_{Kf}	součinitel Coulombova tření na korunovém kole	-
T_o	výstupní točivý moment z převodovky	$N.m$

T_{BC}	brzdňý moment na centrálním kole	$N.m$
T_{BK}	brzdňý moment na korunovém kole	$N.m$
μ_{BC}	koeficient tření mezi deskami	-
N_{BC}	normálná třecí síla působící na lamely	N
N_{BK}	síla působící na pás	N
R_D	poloměr bubnu	m
μ_D	koeficient tření mezi bubnem a pásem	-
θ_D	úhel opásání	rad
v	rychlost vozidla	km/hod
r	poloměr kola	m
M_k	točivý moment	$N.m$
n_M	otáčky elektromotoru	min^{-1}
M_{EM}	točivý moment motoru	$N.m$
i_c	celkový převodový poměr	-
F_k	síla na kolo	N
η	celková předpokládaná účinnost převodovky	-
O_v	síla odporu vzduchu vozidla	N
ρ_v	hustota vzduchu	$kg.m^{-3}$
c_x	součinitel odporu vzduchu vozidla	-
S_x	čelní plocha vozidla	m^2
O_f	síla odporu valení vozidla	N
f	součinitel odporu valení	-
m	hmotnost vozidla	kg
g	tíhové zrychlení	$m.s^{-2}$
b	šířka pera	m

h	výška pera	m
l_p	délka pera	m
l_{pmin}	minimální délka pera	m
M_{kmax}	maximální točivý moment elektromotoru	$N.m$
p_D	dovolený tlak	MPa
d_e	průměr hřídele	m
τ_s	napětí ve smyku	MPa
f_0	výpočtový součinitel pro odečtení z tabulek	-
C_0	statická únosnost ložiska	N
C	dynamická únosnost ložiska	N
P	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	N
e	součinitel z tabulek dle f_0	-
X	součinitel z tabulek dle f_0	-
Y	součinitel z tabulek dle f_0	-
$L_{h_{10}}$	trvanlivost ložiska	hod
ρ	exponent dle ložiska	-
F_t	obvodová síla v ozubení	N
r_o	poloměr roztečné kružnice ozubeného kola	m
F_r	radiální síla v ozubení	N
α_n	záběrový úhel v normální rovině	$^\circ$
β	úhel sklonu ozubení	$^\circ$
F_a	axiální síla v ozubení	N
r_{11}	poloměr ozubeného kola 1° na vstupu	m
r_{12}	poloměr ozubeného kola 1° na výstupu	m

r_{1SP}	poloměr ozubeného kola SP na vstupu	m
r_{2SP}	poloměr ozubeného kola SP na výstupu	m
R_x	reakce v uložení ve směru osy x	N
R_y	reakce v uložení ve směru osy y	N
R_z	reakce v uložení ve směru osy z	N
m_M	hmotnost elektromotoru	kg
x_T	vzdálenost těžiště	mm
F_{GM}	tíhová síla	N
M_{OM}	ohybový moment	$N.m$

Indexy

ASM	asynchronní elektromotor
DSG	direktschaltgetriebe
ELM	elektromobil
EMS	energy management systém
HMH	Huber - Mises – Hencky
HÚ	hnací ústrojí
IAV	Ingenieurgesellschaft Auto und Verkehr
KP	konečný prvek
MQ200	mechanische Quer 200
PSM	synchronní elektromotor s permanentními magnety
SM	spalovací motor
SP	stálý převod
ST	převodový stupeň
ZF	Zahnradfabrik

1 ÚVOD

Pohon osobních vozidel elektromotorem se v současné době stává významnou konkurencí pohonu běžným spalovacím motorem a řada výrobců jej začíná zařazovat do sériové výroby. Ačkoli spalovací motory dnes již díky jejich technickému vývoji nejsou pro životní prostředí tak významnou zátěží jako v minulosti, je však třeba počítat s jejich omezením z hlediska zmenšujících se světových zásob ropy. Pohon elektromotorem disponuje řadou výhod. Mezi výhody ve srovnání s pohonem spalovacím motorem můžeme zařadit jednoduchost elektromotoru a jeho dlouhou životnost bez nutnosti údržby. Mezi přednosti elektrického pohonu také patří skutečnost, že k přenosu hnacího momentu nepotřebuje převodovku. Tento fakt vyplývá z charakteristiky elektromotoru, která teoreticky zaručuje maximální točivý moment již od nulových otáček. Účinnost HÚ s elektromotorem se však v závislosti na otáčkách mění. Pohybuje se v rozmezí hodnot lehce převyšujících 90 % a klesá až k 60 %, nižší účinnosti dosahuje hlavně při nízkých otáčkách. Z tohoto důvodu je vhodné zajistit, aby elektromotor pracoval v optimálních otáčkách v co nejvyšší míře, čehož můžeme docílit přidáním víceúrovňové převodovky do pohonné soustavy ELM. Optimalizaci HÚ můžeme provést více způsoby z hlediska koncepčního uspořádání převodovky.

Energii, ušetřenou lepším využitím účinnosti HÚ, můžeme poté využít v prodloužení dojezdové vzdálenosti vozidla, nebo na snížení hmotnosti baterií. Mezi nevýhody tohoto pohonu patří právě nižší dojezdová vzdálenost, ta závisí hlavně na bateriích a jejich kapacitě. Použití převodovky má ale i další výhody. Elektromotor pohonného ústrojí nemusí být díky ní tak robustní, neboť nám převodovka násobí točivý moment. Motor bude také pracovat déle v optimálních otáčkách a následkem lepšího pracovního režimu bude docházet k menšímu opotřebení pohonné soustavy. V současné době jsou na trhu nejvíce zastoupeny elektromobily s jednostupňovou převodovkou, které se hodí spíše pro městský provoz. Pokud bychom chtěli automobil využívat i mimo město, přestává být jednostupňová převodovka účelná, protože nedokáže držet motor v optimálních otáčkách. Zvýšením počtu převodových stupňů můžeme zajistit prodloužení dojezdové vzdálenosti až o 20 %. Podle firmy ZF stoupne počet převodových stupňů v převodovkách elektromobilů v následujících letech na 3-4 převodové stupně. [1]

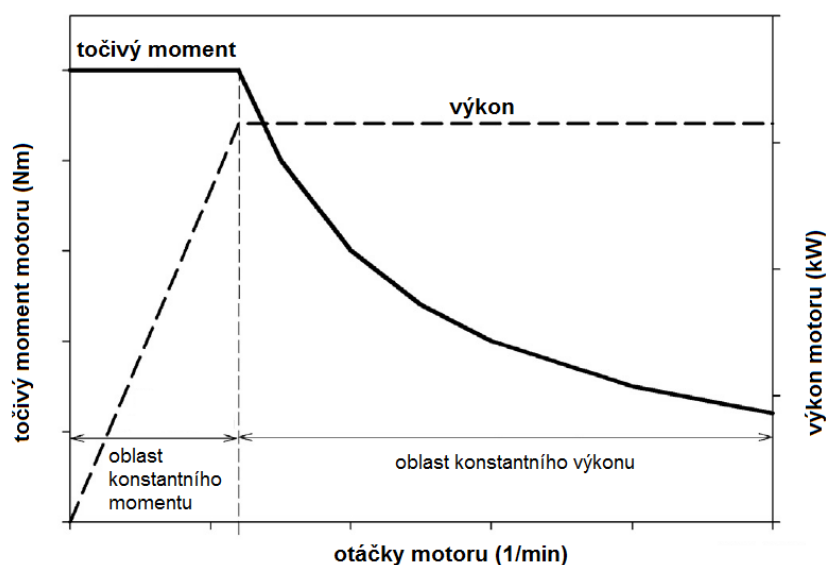
První část této práce si klade za úkol uvedení do problematiky pohonných ústrojí elektromobilu, a tvorbu analýzy převodovek a jejich parametrů v současných elektromobilech. Dále provedeme rešerši hnacích ústrojí různých uspořádání, které jsou pro ELM v současnosti ve vývoji. Další část práce se bude zabývat vlastním návrhem a konstrukcí víceúrovňové převodovky pro využití v elektromobilu s elektromotory zadaných parametrů. Od návrhu očekáváme zlepšení práce motoru v optimálním rozsahu otáček. V poslední části provedeme zhodnocení dosažených výsledků a navrhne z toho vyplývající úpravy a případná vylepšení.



Elektromobil Rimac Concept One

2 HNACÍ ÚSTROJÍ SOUČASNÝCH ELEKTROMOBILŮ

Charakteristickým rysem elektromobilu je elektrické pohonné ústrojí, které nevytváří žádné emise a neprodukuje vibrace, což vede k nízkému hluku. Má se za to, že přechod od pohonného ústrojí se spalovacím motorem na elektrické, nelze dosáhnout pouhým nahrazením spalovacího motoru elektromotorem a palivové nádrže bateriemi. Struktura hnacího ústrojí ELM musí být navržena s využitím zařízení pro jeho efektivní ovládání. Tento požadavek souvisí s postupným nahrazováním mechanických struktur v ovládání vozidla systémy elektronickými. V této souvislosti je pro zvýšení účinnosti důležité ovládání toku energie v reálném čase při zrychlení nebo brzdění automobilu. Pro svou vysokou účinnost a nízkou hmotnost se jako pohonná jednotka v dnešních elektromobilech nejčastěji používá třífázový synchronní elektromotor s permanentními magnety. [2] Tento trend se však v pohonných jednotkách vyvíjených v současné době obrací spíše ve prospěch asynchronního elektromotoru, ať už z ekonomických či technických důvodů. Na *obrázku 1* vidíme graf závislosti točivého momentu a výkonu na otáčkách elektromotoru.

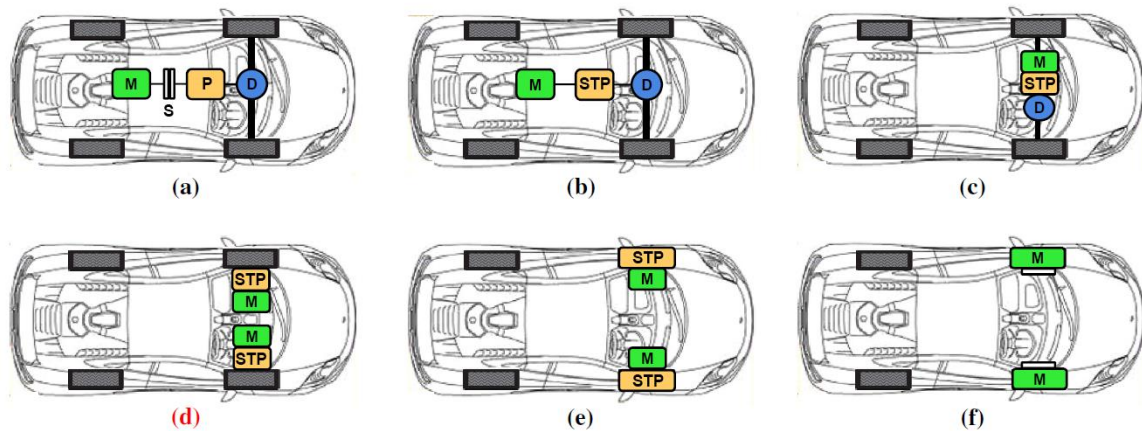


Obrázek 1 - graf závislosti točivého momentu a výkonu na otáčkách elektromotoru [2]

2.1 Uspořádání hnacího ústrojí elektromobilů

V závislosti mechanických struktur a počtu použitých motorů lze pohonná ústrojí ELM rozdělit do šesti možných konfigurací a dvou tříd podle počtu motorů. Tato uspořádání jsou uvedena na *obrázku 2*. Z hlediska rozdělení do tříd konfigurace a - c používají jeden motor, který poskytuje hnací sílu na kola přes mechanické členy. Toto

uspořádání je podobné pohonnému ústrojí s klasickým spalovacím motorem. Konfigurace d - f používají motory dva. Výhodou, za cenu složitějšího elektronického řízení, je zkrácení cesty toku výkonu přes mechanické členy. [3]



M - motor S - spojka P - převodovka D - diferenciál STP - stálý převod

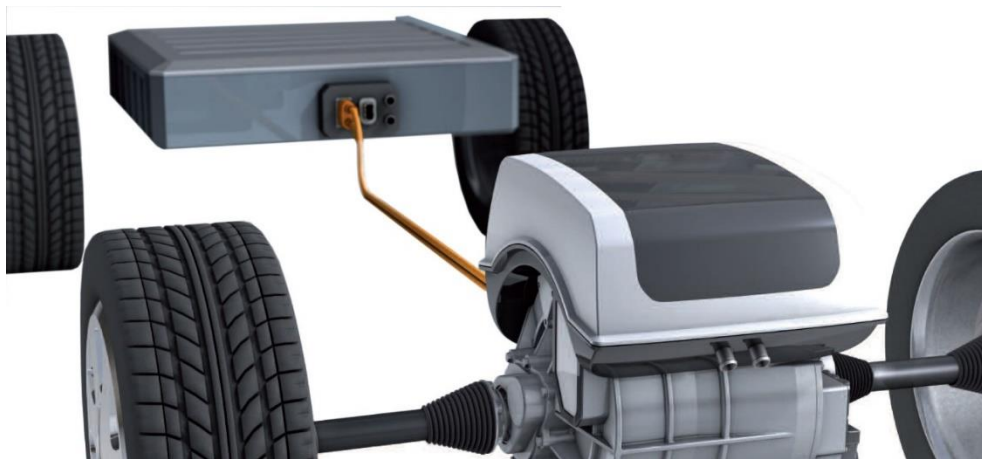
Obrázek 2 - uspořádání hnacího ústrojí ELM [3]

Pohonný systém ELM pro konfiguraci (a) se skládá ze tří částí, kterými jsou diferenciál, převodovka, spojka a elektromotor. Tato koncepce je totožná s koncepcí pohonu klasickým spalovacím motorem, který je zde nahrazen elektromotorem. Konfigurace (b) postrádá převodovku a spojku, vystačí si pouze se stálým převodem a diferenciálem, což tuto soustavu zjednodušuje a zmenšuje její zástavbové rozměry. Absencí převodovky se nám také sníží hmotnost celé soustavy. Jsou zde však kladeny vyšší nároky z hlediska velikosti a průběhu točivého momentu na elektromotor. Konfigurace (c) je oproti konfiguraci (b) ještě kompaktnější. Pohonnou jednotku tvoří motor s vestavěnou jednostupňovou převodovkou a diferenciálem. Konfigurace s použitím dvou elektromotorů (d) postrádá mechanický diferenciál, který je nahrazen elektronickým řízením otáček obou kol. Mezi motorem a kolem je zde použit mechanický převod. Následující uspořádání (e) je obdobné jako uspořádání bez diferenciálu. Motor a mechanický převod je zde však součástí kola. Poslední uspořádání (f) je zcela bez mechanické vazby, oba elektromotory jsou umístěny přímo v kolech vozidla. Rychlost vozidla zde závisí přímo na otáčkách elektromotoru.

2.2 Koncepce pohonného ústrojí Drive Pac EV80 IAV automotive engineering

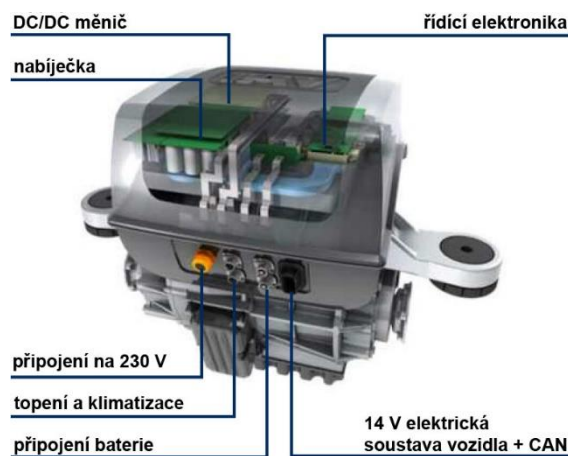
Firma IAV vyvinula své HÚ v konfiguraci s motorem, dvoustupňovou převodovkou a diferenciálem dle obrázku 2 (c). [4] Cílem při vývoji hnacího ústrojí IAV Drive Pac EV80 bylo vytvoření pohonu, který bere v úvahu reálné prostředí jízdy osobního automobilu, ať už jde o různá stoupání, klesání, akceleraci, brzdění nebo jízdu

maximální rychlostí vozidla. Elektrické pohony se stálým převodem mají omezený rádius použití, zejména, co se týká jízdy v kopcovitém terénu a potřeby využití maximálního výkonu. To je důvod proč je pohonné ústrojí IAV Drive Pac EV80 navrženo s dvoustupňovou převodovkou. Ačkoliv většina současných ELM využívá synchronní motor, zde je využit asynchronní indukční motor o stálém výkonu 50 kW a maximálním výkonu 80 kW. Motor poskytuje kontinuální točivý moment 150 Nm, a v případě potřeby maximální točivý moment 300 Nm. Výhody tohoto motoru, oproti synchronnímu s permanentními magnety, spočívají v robustnosti jeho konstrukce a snadnému vyřazení z provozu. Pokud nastane porucha, můžeme motor snadno deaktivovat vypnutím střídače elektrického proudu.

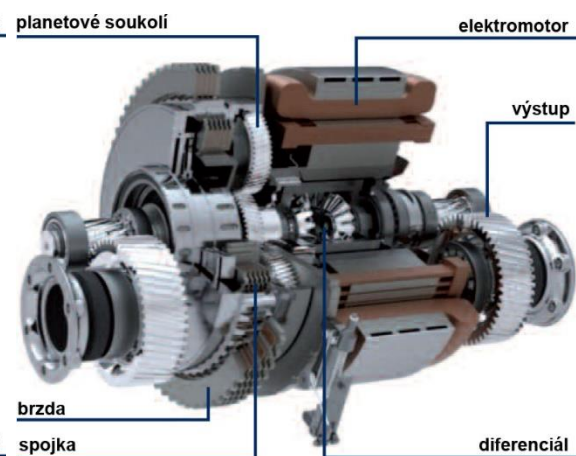


Obrázek 3 - uspořádání hnacího ústrojí dle IAV [4]

Dvoustupňová planetová převodovka umožňuje dosáhnout moment přenášený na kola až 3000 Nm, přitom jsou současně omezeny otáčky motoru na 8000 min^{-1} . Diferenciál této pohonné jednotky je optimálně zabudován uvnitř elektromotoru. Celkový převodový poměr je dosažen rozvodovkou s čelním ozubením, která je umístěna pod diferenciálem a je adaptabilní pro potřeby konkrétních aplikací.



Obrázek 4 - pohonná jednotka IAV [4]



Obrázek 5 – převodové ústrojí s elektromotorem [4]

Oproti čistě souosému řešení, přináší nesouosé mnoho výhod. Výstupní osa se může ve vztahu k celkové ose pohonné jednotky otáčet, takže je mnohem snazší dodržet limit světlé výšky bez dalšího omezení jednotky. Ovládaný hydraulický modul s integrovaným elektrickým olejovým čerpadlem poskytuje tlak a objemový tok, potřebný pro obvody, které se oddělují od hlavního ovládacího ventilu pro mazání, chlazení a ovládání.

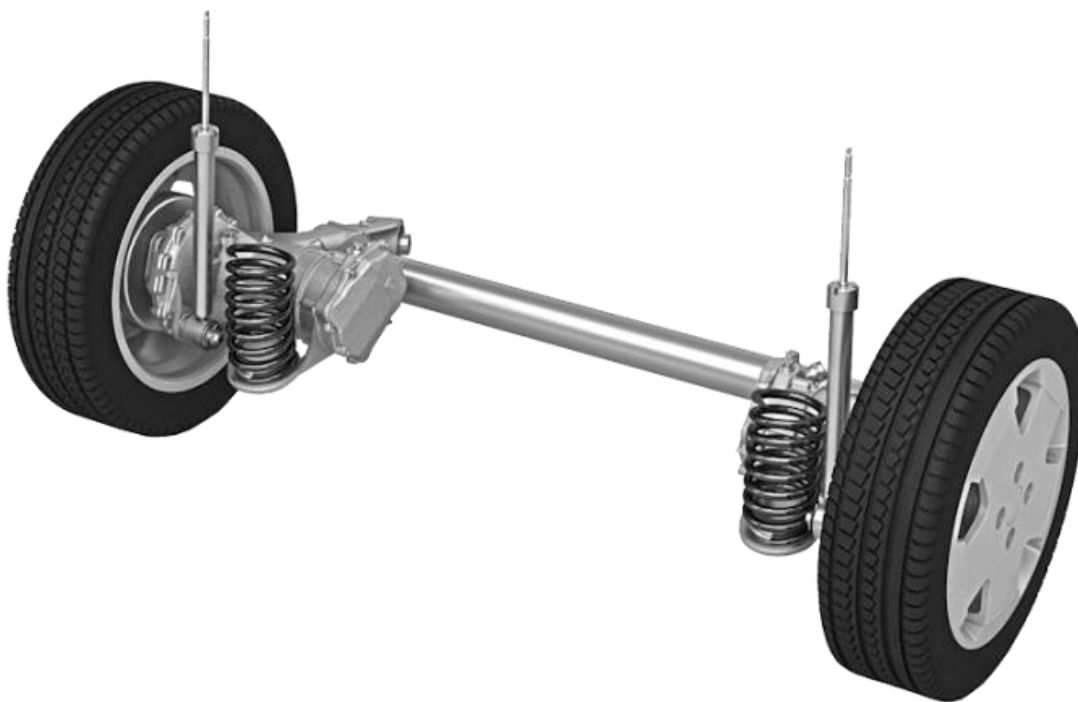
Tato pohonná jednotka může být použita pro vozidlo s čistě elektrickým pohonem se zásobníkem energie v podobě baterií nebo palivových článků. Lze ji také využít u hybridních vozidel jako pohon pro jednu z náprav.

2.3 Koncepce pohonného ústrojí firmy ZF

Firma ZF se v segmentu elektromobility soustředí na vývoj více konceptů elektrických pohonných jednotek. Patří sem Electric Twist Beam pro malá vozidla do městského provozu, který využívá nápravu poháněnou dvěma elektromotory s převodem v kolech automobilu podle *obrázku 2 (e)*. Dále firma pracuje na modulární pohonné jednotce Electric Axle Drive použitelné pro běžné osobní automobily. Tato pohonná jednotka využívá uspořádání podle *obrázku 2 (c)*. ZF pracuje také na elektrických pohonných jednotkách pro zemědělské stroje, nákladní a autobusovou dopravu. Do této kategorie patří pohonná jednotka AVE 130. V zásadě jde o stejný princip uspořádání jako Electric Twist Beam, tedy náprava poháněná dvěma elektromotory. [5]

2.3.1 ZF Electric twist Beam

Tento koncept je vhodný pro malé moderní městské automobily. Na zadní nápravě s polo-nezávislým zavěšením kol jsou umístěny dva elektromotory každý o výkonu 40 kW. Tento pohon integrovaný do zadní nápravy přináší spoustu výhod v podobě úspory zástavbového místa v automobilu. Motory vytváří na nápravě točivý moment 1 400 Nm a můžeme dosáhnout maximálních otáček $21\,000\text{ min}^{-1}$. Umístění motorů na pravé a levé kolo umožňuje nezávislé rozdělení síly na obě kola podle potřeby. Vozidlo je schopno dosáhnout maximální rychlosti $150\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. Tato zadní náprava umožňuje také natáčení kol, což usnadňuje manévrování při nízkých rychlostech. Dále také zlepšuje dynamickou říditelnost a zvyšuje bezpečnost řízení při vysokých rychlostech. [6]



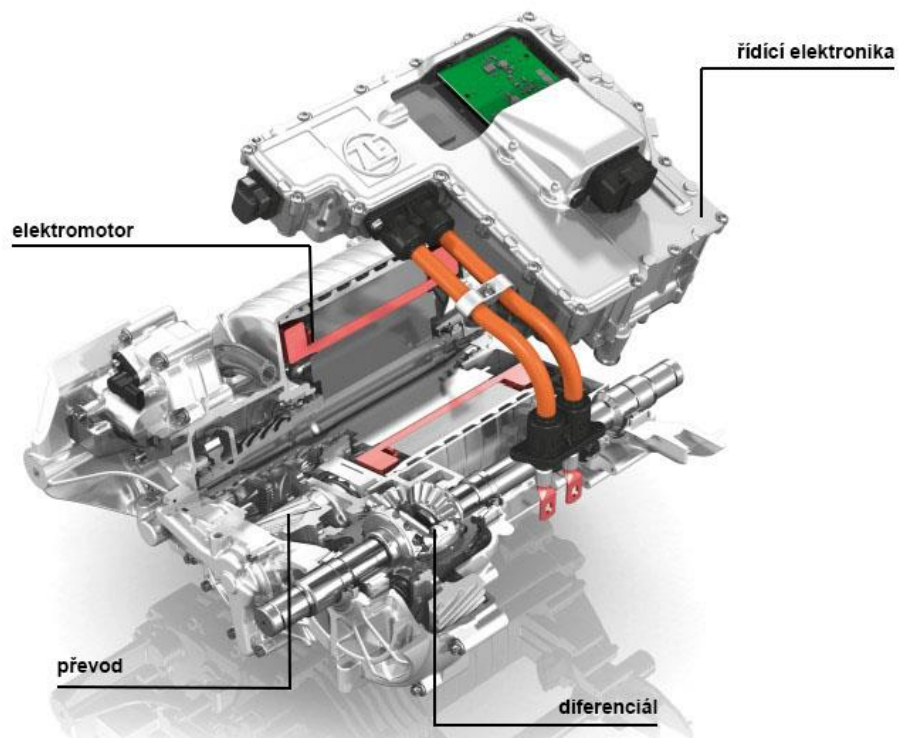
Obrázek 6 - náprava Electric Twist Beam firmy ZF [6]

2.3.2 ZF Electric Axle Drive

Electric Axle Drive [7] je založen na modulárním přístupu podobně jako koncept firmy IAV popisovaný v kapitole 2.2. Pohonná jednotka je opět umístěna ve středu nápravy a lze ji použít pro různé kategorie osobních vozidel, od kompaktních vozů až po lehce užitkové. Tento pohonný systém může být využit pro hybridy nebo plně elektrická vozidla, ať už s bateriemi nebo palivovými články. Hnací modul je opět osově paralelní a využívá asynchronní elektromotor, jedno rychlostní převodovku s diferenciálem, chladicí jednotkou a výkonovou elektronikou včetně softwaru. Motor a převodovka sdílejí jednu skříň, což zjednodušuje výrobu a konečnou montáž. Systém generuje výkon až 150 kW a točivý moment 380 Nm, který je na nápravě přeměněn na 3 500 Nm. Celý pohonný modul váží kolem 113 kg. Zástavbové rozměry této pohonné jednotky jsou kompaktní o rozměrech 450 x 380 x 510 mm (šíře x hloubka x výška). Výhodou ASM motoru oproti PSM je absence drahých magnetických materiálů, jako jsou neodym nebo dysprosium, jejichž cena a dostupnost na světových trzích velmi kolísá, což není pro hromadnou výrobu motorů příznivé. ASM motor má také větší rozsah mezi konstantním a špičkovým pásmem výkonu, které lépe využijeme pro krátkodobé požadavky na vysoký výkon. Otáčky $13\,000\text{ min}^{-1}$, kterých je motor schopen dosáhnout, kladou vysoké nároky na převodovku a její hlučnost. Pro snížení hluku jsou v převodovce dva páry osově paralelních čelních ozubených kol, které ve dvou stupních

snižují otáčky na výstupní hřídel s celkovým převodovým poměrem 9,6 : 1. Optimalizované ozubení snižuje nejen hluk, ale také vykazuje velmi vysokou účinnost v širokém provozním rozsahu. Tento inovativní návrh je doplněn systémem chlazení, který chladí řídicí elektroniku i elektromotor této pohonné jednotky.

Díky integraci řídicí elektroniky do této elektrické pohonné jednotky se podařilo vyřešit problém se spoluprací elektromotoru a řídicí elektroniky, se kterým se potýkají plně elektrická vozidla. Řídicí elektronika převádí stejnosměrný proud baterie na střídavý proud potřebný pro elektromotor. V rámci tohoto procesu vznikají při jízdě velké ztráty energie. Tyto ztráty dokáže tato pohonná jednotka za pomoci elektroniky snížit. Pokud se zvyšuje ovládací napětí, dokáže řídicí elektronika pomocí speciálních modulačních postupů snížit proud motoru, aniž by se snížil jeho výkon. Tento proces výrazně zvyšuje účinnost celé pohonné jednotky a tím dojezd automobilu.



Obrázek 7 - pohonná jednotka ZF Axle Drive [7]

3 PŘEVODOVKY PRO ELEKTROMOBILY

Mezi hlavní funkce převodového ústrojí ELM patří možnost změny převodového poměru a momentu vpřed, přenos mechanické energie na kolo s co největší účinností a rozdělení energie v určitém poměru rychlostí na kola. [8] Současné studie zkoumají použití vícestupňové převodovky pro ELM. Vícestupňové převodovky jsou považovány za jednu z nejslibnějších možností pro využití točivého momentu elektromotoru v širším spektru otáček a zlepšení účinnosti pohonného ústrojí. V této kapitole se budeme zabývat rozborem vícestupňové automatické převodovky pro elektrické nápravy bez spojky [9], planetové [10] a sekvenční [11] automatické převodovky pro využití v ELM. V závěru krátce nastíníme současný stav převodovek v ELM, které jsou dnes v prodeji.

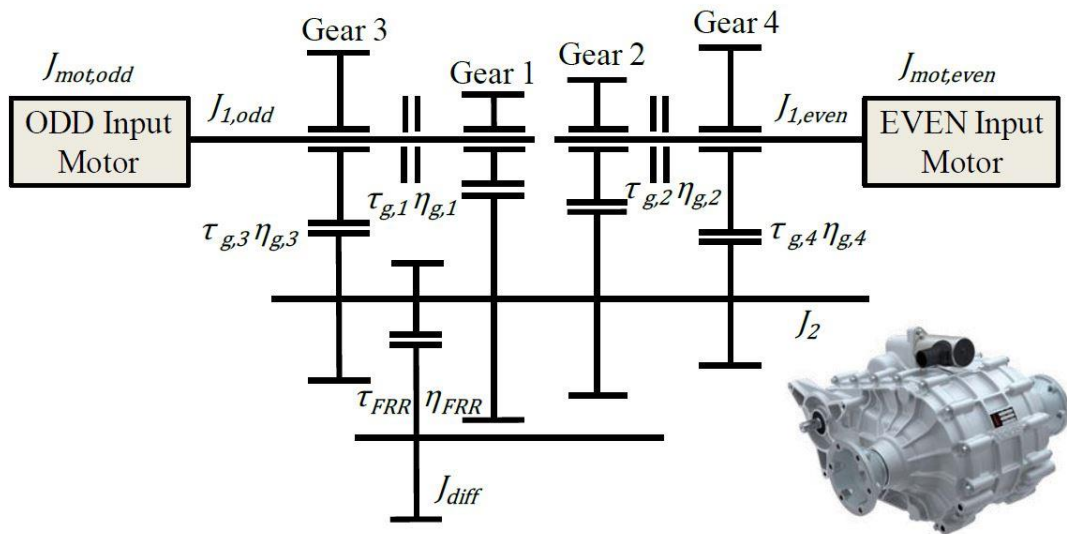
3.2 Vícestupňová převodovka pro elektrické nápravy bez spojky

Koncept pohonného ústrojí umístěného v nápravě u kola vozidla zvyšuje flexibilitu uspořádání vozidla. Typická charakteristika točivého momentu a výkonu v závislosti na otáčkách podle *obrázku 1* se skládá z oblasti konstantního momentu, kterou následuje oblast konstantního výkonu. Oblast konstantního točivého momentu se rozkládá v malém rozsahu otáček, proto je větší část převodů umístěna do oblasti konstantního výkonu. Převodové stupně umístěné v oblasti konstantního výkonu jsou nevýhodné z hlediska akcelerace a ovládání vozidla (trhání vozidla při přerazování), což by představovalo pro vícestupňovou převodovku značnou nevýhodu. Převodovka pro bezproblémové řazení převodových stupňů má pro ELM velký význam. V tomto ohledu je zde navržen koncept pohonného ústrojí se dvěma elektromotory. Každý z elektromotorů může být připojen na jeden ze dvou převodů, z čehož vznikne devět různých provozních stavů dle *obrázku 8*. Koncepte může využívat spalovací motor pro nabíjení baterií, nebo pokud zavedeme třetí spojku, může být spalovací motor připojen nebo odpojen z pohonné soustavy a vznikne nám hybridní koncepce vozu. Toto uspořádání pohonného systému může mít určité výhody oproti hnacímu uspořádání s jedním elektromotorem.

3.2.1 Koncepce převodovky

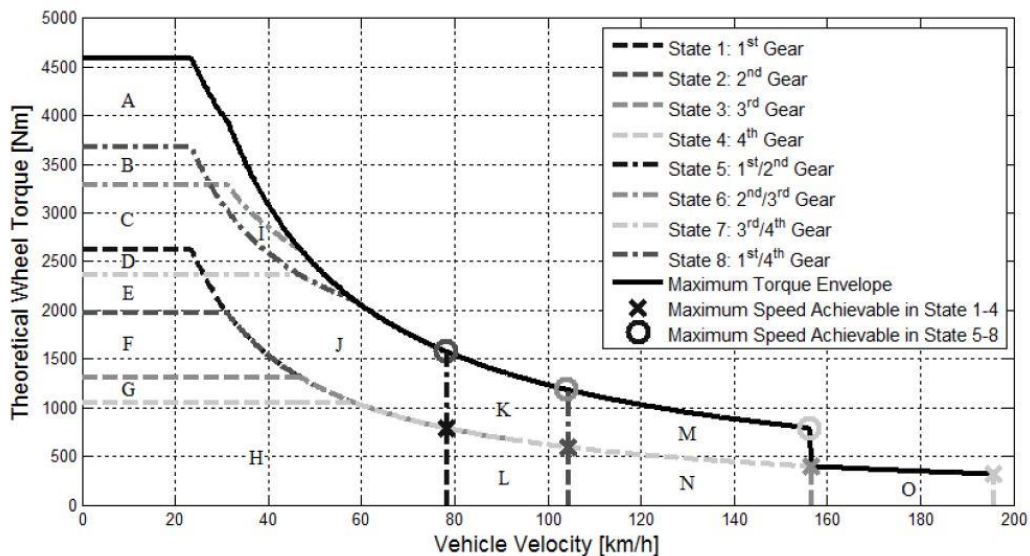
Na *obrázku 8* vidíme schéma elektrického převodového ústrojí včetně nové převodovky. Toto schéma se vyznačuje lichým elektromotorem, který je připojen k liché primární hřídeli a přes zubovou spojku je zařazen buď 1. nebo 3. převodový stupeň a sudým elektromotorem, který je připojen k sudému primárnímu hřídeli a pomocí zubové spojky je zařazen buď 2. nebo 4. převodový stupeň. Řazení převodových stupňů může

být realizováno pomocí řízení točivého momentu elektromotoru a pozice elektromechanických zubových spojek. Vysoká úroveň říditelnosti elektrických pohonů umožňuje řazení převodových stupňů bez potřeby synchronizačního zařízení, synchronizace je tedy prováděna elektronicky. Tato převodovka může využívat diferenciál s vektorováním točivého momentu mezi kola, což zvyšuje její účinnost a zlepšuje dynamické řízení vozidla. Využití dvou motorů v tomto konceptu HÚ, umožňuje vysoké zatížení jednotlivých motorů s dalším možným zvýšením celkové energetické účinnosti v závislosti na charakteristice motoru.



Obrázek 8 - schéma převodového ústrojí s prototypem převodovky [9]

Převodové ústrojí můžeme charakterizovat devíti různými provozními stavy. Můžeme mít v záběru pouze první, druhý, třetí a čtvrtý převodový stupeň, nebo první a druhý, druhý a třetí, třetí a čtvrtý, první a čtvrtý převodový stupeň a poslední možností je neutrální.



Obrázek 9 – graf teoretického průběhu točivého momentu v závislosti na rychlosti vozidla pro různé přenosové stavy [9]

Tato konfigurace převodovky zvyšuje rozsah provozních bodů pro pohon elektromotorem. Například na *obrázku 9* je pro různé stavy HÚ vyneseno teoretický průběh točivého momentu v ustáleném stavu (jsou zanedbána úhlová zrychlení hnacích prvků a tím i jejich setrvačné účinky), při maximálním točivém momentu elektromotoru, jako funkce rychlosti vozidla. Účinnost převodovky je pro zjednodušení v tomto obrázku zanedbána. Charakteristické rozložení točivého momentu na kola lze rozdělit do patnácti oblastí (od A až do O) a na každou oblast můžeme navázat různý počet stavů. Čím vyšší je počet stavů, které mohou vytvářet stejný točivý moment v závislosti na rychlosti vozidla, tím je větší pravděpodobnost, že dosáhneme vyšší účinnost celého systému. Počet alternativních provozních stavů HÚ je uveden v *tabulce 1*. Zejména pro nízkou rychlost a točivý moment umožňuje převodovka výběr z osmi stavů (oblast H). Ostatní oblasti také poskytují více alternativ jízdních stavů. Například v obálce obvodové plochy D-E-F-G-H-L-N, která je dostačující pro normální jízdní podmínky můžeme volit nejméně tři alternativní stavy pro každý pracovní bod. Vzhledem ke konstantnímu průběhu výkonu charakteristickému pro elektrický pohon můžeme pokrýt i oblasti J, K a M několika provozními stavy.

Tabulka 1 - počet možných stavů pro jednotlivé oblasti uvedené v obrázku 9 [9]

<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	<i>E</i>	<i>F</i>	<i>G</i>	<i>H</i>	<i>I</i>	<i>J</i>	<i>K</i>	<i>L</i>	<i>M</i>	<i>N</i>	<i>O</i>
1	2	3	4	5	6	7	8	2	5	4	5	2	3	1

3.2.2 Řazení

V této části popíšeme řazení bez synchronizace realizované na modelu popisovaném výše. Uvedeme zde některé varianty řazení. První je zapnutí řazení směrem nahoru, kdy ve výchozím stavu je zařazen na liché straně první a na sudé druhý převodový stupeň a přerazujeme na třetí a čtvrtý. Druhým případem je vypnutí řazení směrem nahoru při zařazeném převodu na obou hřídelích. Třetí možností je zapnutí řazení směrem dolů při zařazeném převodu na obou hřídelích. Čtvrtou variantou je vypnutí řazení směrem dolů při zařazeném převodu na obou hřídelích. Poslední možností jsou stejné stavy jako jedna až čtyři se zařazenou rychlostí pouze na jedné hřídeli. Přechody ze stavu zařazených rychlostí na obou hřídelích do stavu, kdy je zařazeno, pouze na jedné hřídeli, jsou zvláštní variantou prvního případu. V další části se budeme zabývat analýzou první varianty a jejího ekvivalentu, kterým je přerazení nahoru při zařazení pouze na jedné straně HÚ.

V podmínkách zařazeného rychlostního stupně spočítá EMS požadovaný točivý moment obou elektromotorů v závislosti na aktuálním stavu HÚ a požadavku točivého momentu od řidiče. EMS prostřednictvím počátečního nastavení točivého momentu spočítá teoretický referenční točivý moment kola $T_{w,ref}(V,TD)$ jako funkci rychlosti vozidla a točivého momentu požadovaného řidičem v procentech maximálního dostupného točivého momentu. Maximální točivý moment kola je vypočítán z vyhledávací tabulky obsahující obálkovou křivku momentu z *obrázku 9*. Pro každý točivý moment kola $T_{w,ref}$ a rychlost vozidla V je ve vyhledávací tabulce vybrán referenční točivý moment $T_{ref,odd,EMS}$ pro lichý elektromotor, který může být naladěn v offline režimu podle požadovaných kritérií energetické účinnosti.

Strategie kontroly řazení, pozice řadicích členů a ovládání během řazení nahrazuje elektromotoru nároky točivého momentu, $T_{ref,odd,EMS}$ a $T_{ref,even,EMS}$ vypočítá systém energetického řízení.

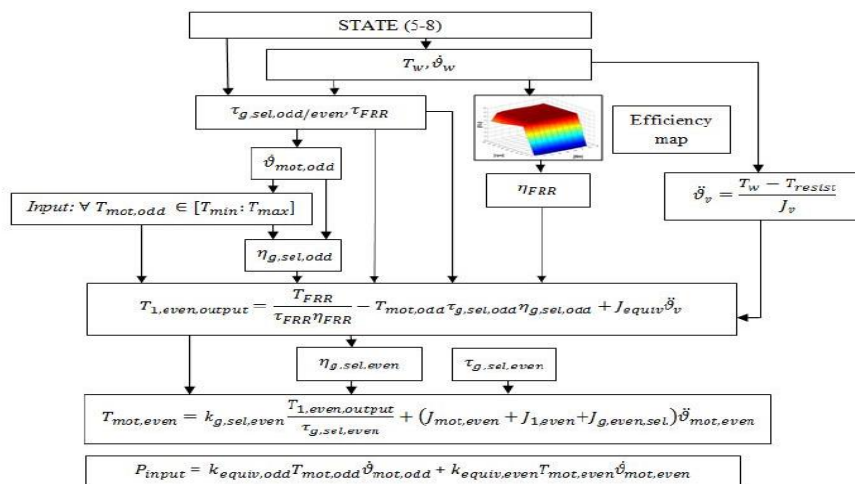
3.2.3 Energetická účinnost a celkové hodnocení výkonnosti

Zde vysvětlíme metody používané pro hodnocení celkové výkonnosti vozidla ve spojení s hnacím ústrojím se dvěma motory. Výsledky porovnááme s jedno a dvou rychlostními hnacími ústrojími s centrální pohonnou jednotkou a diferencíálem. Je zde také uvedena metodika výběru nejefektivnějšího převodového stavu a rozdělení točivého momentu mezi dvěma elektromotory pro každý jízdní stav.

3.2.4.1 Výběr jízdního stavu

Zde popisujeme automatizované postupy shrnuté na *obrázku 10*, které byly vyvinuty pro výběr energeticky nejúspěšnějšího provozního stavu a rozdělení točivého momentu pro oba elektromotory HÚ v závislosti na rychlosti vozidla a žádaném hnacím momentu.

Pro hodnotu točivého momentu, rychlost vozidla, teplotní stav HÚ a provozní stav HÚ, odhadujeme hodnotu akcelerace vozidla pro analyzované stoupání silnice. Stoupání silnice v této kapitole předpokládáme nulové. V případě stoupání silnice lze v průběhu řízení vozidla odhadnout postup opakování pro řadu různých silničních stoupání, jinak lze stoupání silnice zanedbat, protože ovlivňuje pouze odhadované zrychlení vozidla a setrvačnost HÚ.



Obrázek 10 - Zjednodušený vývojový diagram výpočtu příkonu elektrických pohonných jednotek pro stavy 5-8 [9]

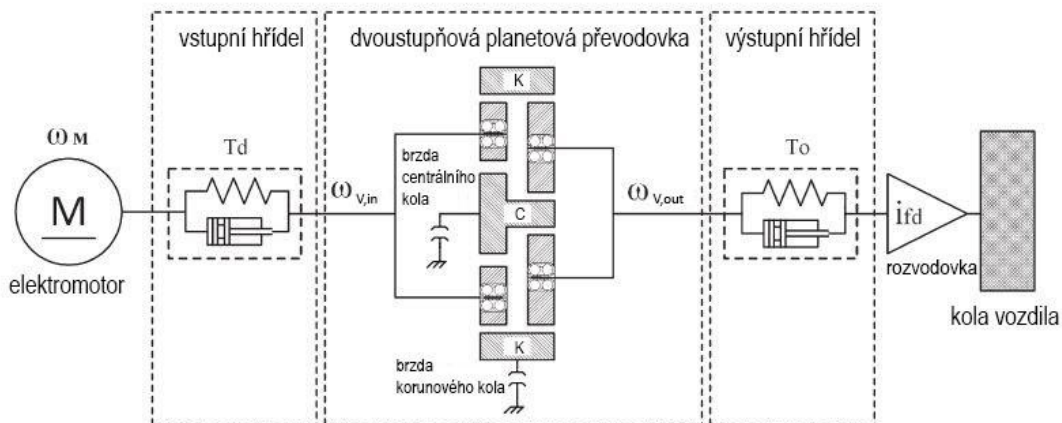
V případě stavů 1-4 podle obrázku 9, kdy je převodový stupeň zařazen pouze na lichém hřídeli, používáme pro výpočet příkonu aktivního elektromotoru mapy účinností HÚ a příslušné setrvačné účinky rotujících součástí systému. Příkon do hnací jednotky můžeme vypočítat včetně nebo vyjma účinnosti zásobníku elektrické energie (Lithium - iontová baterie). V případě stavů 5-8, kdy jsou v záběru ozubená kola na obou hřídelích a oba elektromotory HÚ spolupracují, je nutné zavést mezeru točivého momentu na jednom ze dvou elektromotorů a vypočítat točivý moment druhého elektromotoru. Tento výpočet musíme opakovat pro každou rychlost, točivý moment vozidla a přenosový stav vozidla, abychom mohli vybrat stav, kdy je účinnost nejvyšší. V případě velkých absolutních hodnot točivého momentu nebo rychlosti vozidla se může v některých stavech stát, že systém nebude schopný generovat točivý moment na lichém hřídeli pro přiřazení k sudému hřídeli, tím vzniknou podmínky, při kterých nebude vozidlo v daném stavu fungovat, a proto ho systém vyřadí z výběru. Poté, co jsou vypočteny hodnoty příkonů jednotlivých možných stavů HÚ, je systémem vybrán stav s nejlepší účinností. V tabulce 2 je vyneseno porovnání příkonu elektromotoru v jednotlivých provozních stavech pro točivý moment 600 Nm a je k nim přiřazena hodnota procentuálního rozdílu do optimálního stavu vozidla. Tabulka 2 je vytvořena pro vozidlo kategorie A.

Tabulka 2 - Odhadovaný příkon elektromotoru s procentuálním rozdílem do optimálního stavu v absolutní hodnotě pro různé přenosové stavy [9]

	1	2	3	4	5	6	7	8
Power [kW]	39.94	38.39	39.99	40.18	39.40	38.59	38.79	40.24
Percentage [%]	4.03	0.00	4.16	4.67	2.63	0.50	1.04	4.81

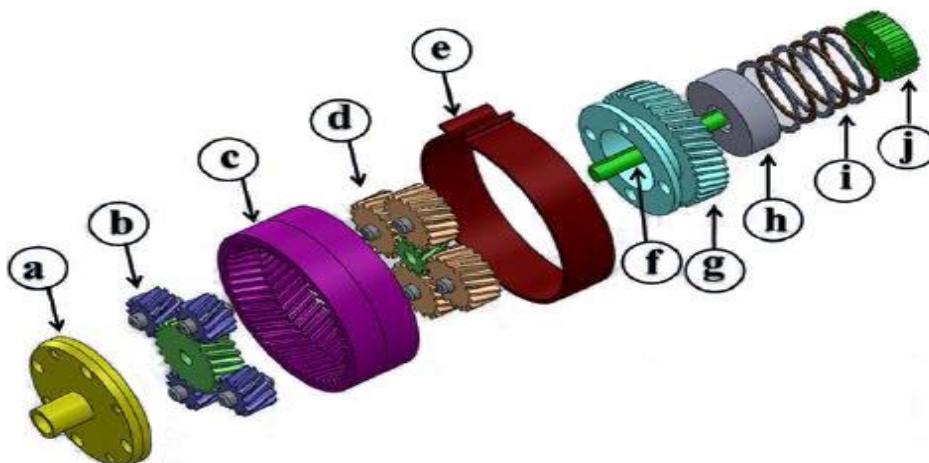
3.3 Vícetupňová planetová automatická převodovka pro ELM

Ve srovnání s jinými typy automatických převodovek se automatická planetová převodovka vyznačuje nižší hmotností a vyšší účinností, což můžeme považovat za její výhodu. Výhodou se zdá být také kontinuální přenos točivého momentu elektromotoru při řazení rychlostí. Tento proces poté zvyšuje komfort cestujících a životnosti synchronizace.



Obrázek 11 - schéma hnacího ústrojí ELM s navrženou dvoustupňovou planetovou převodovkou [10]

V této kapitole si popíšeme kompaktní dvourychlostní planetovou převodovku bez spojky, která splní požadavky na účinnost, výkon a jízdní vlastnosti ELM. Tato převodovka se skládá z dvoustupňového planetového převodu se společným korunovým a centrálním kolem. Pro zajištění dvou převodových poměrů využíváme různý poloměr roztečné kružnice na vstupní a výstupní straně planetového převodu. Uspořádání planetového převodu je zřejmé z obrázku 11. Řazení převodových stupňů a zlepšení jízdních vlastností převodovky bez spojky pro elektrická vozidla je řešeno řídicí jednotkou s pohyblivými režimy, které snižují dobu přerušování točivého momentu. Tomuto řešení napomáhá použití dvou třecích brzd, které řídí otáčky centrálního a korunového kola, aby bylo dosaženo rychlé a hladké změny převodu. Porovnáním převodovky se stálým převodovým poměrem a dvoustupňové, v různých městských a příměstských jízdních cyklech, dostáváme výsledky účinnosti dynamického výkonu a optimálního výběru převodového poměru, které hovoří ve prospěch vícetupňové převodovky.



Obrázek 12- rozložený 3D pohled na ozubená kola planetové převodovky a) vstupní člen, b) centrální kolo se satelity pro první převodový stupeň, c) korunová kola, d) centrální kolo se satelity pro druhý převodový stupeň, e) pásová brzda, f) hřídel centrálních ozubených kol, g) výstupní člen, h) vnější náboj pro brzdou centrálního kola, i) třecí segmenty, j) vnitřní náboj pro brzdou centrálního kola [10]

3.3.1 Kinematická analýza

Zde jsou rozebrány kinematické rovnice a dosažitelné převodové poměry, které využijeme pro dynamické modelování navržené převodovky. Indexem V označíme vstupní člen, C centrální kolo, S satelity a K korunové kolo. Toto značení platí pro první převodový stupeň popsany rovnicemi:

$$r_K \omega_K = r_S \omega_S + r_V \omega_V; \quad r_K = r_S + r_V \quad (1)$$

$$r_V \omega_V = r_S \omega_S + r_C \omega_C; \quad r_V = r_S + r_C \quad (2)$$

Eliminací podle úhlové rychlosti satelitu ω_S a poloměru satelitu r_S z rovnic (1) a (2) dostáváme kinematický vztah mezi korunovým a centrálním kolem a vstupním členem:

$$(r_K + r_C) \omega_V = r_S \omega_S + r_K \omega_K \quad (3)$$

Po zjednodušení rovnice je poměr poloměrů korunového r_K a centrálního kola r_C pro první i druhý převodový stupeň planetového soukolí definována jako:

$$R_1 = \left(\frac{r_K}{r_C}\right)_{1^\circ}; \quad R_2 = \left(\frac{r_K}{r_C}\right)_{2^\circ} \quad (4)$$

Z rovnice (4) je zřejmé, že R_1 a R_2 jsou větší než 1, protože poloměr korunového kola je vždy větší než centrálního. Během procesu řazení rychlostních stupňů má převodovka dva stupně volnosti a proto volíme jednu ze dvou zobecněných souřadnic pro odvození pohybových rovnic. Zobecněnou souřadnicí je vybráno $q = [\theta_C \theta_K]^T$, kde θ_C

a θ_K jsou úhlová pootočení centrálního a korunového kola, proto jsou všechny úhlové rychlosti vyjádřené jako funkce ω_C a ω_K . Z rovnic (1 – 4) jsou rychlosti vstupního členu $\omega_{V,in}$, výstupního členu $\omega_{V,out}$, vstupních satelitů $\omega_{S,in}$ a výstupních satelitů $\omega_{S,out}$ vyjádřeny v závislosti na úhlové rychlosti centrálního ω_C a korunového kola ω_K jako:

$$\left. \begin{aligned} \omega_{V,in} &= \frac{R_1\omega_K + \omega_C}{(R_1+1)}; \omega_{V,out} = \frac{R_2\omega_K + \omega_C}{(R_2+1)} \\ \omega_{S,in} &= \frac{R_1\omega_K - \omega_C}{(R_1-1)}; \omega_{S,out} = \frac{R_2\omega_K - \omega_C}{(R_2-1)} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

3.3.2 Převodové poměry

Podle rovnice (5) převodový poměr vstupní rychlosti k výstupní rychlosti vyjádřit následujícím způsobem:

$$\frac{\omega_{V,in}}{\omega_{V,out}} = \frac{(R_2+1)(\omega_C + R_1\omega_K)}{(R_1+1)(\omega_C + R_2\omega_K)} \quad (6)$$

Podle rovnice (6) můžeme dosáhnout třech různých převodových poměrů. První můžeme dosáhnout zastavením korunového kola ($\omega_K = 0$):

$$\frac{\omega_{V,in}}{\omega_{V,out}} = \frac{(R_2+1)}{(R_1+1)} = GR_1 \quad (7)$$

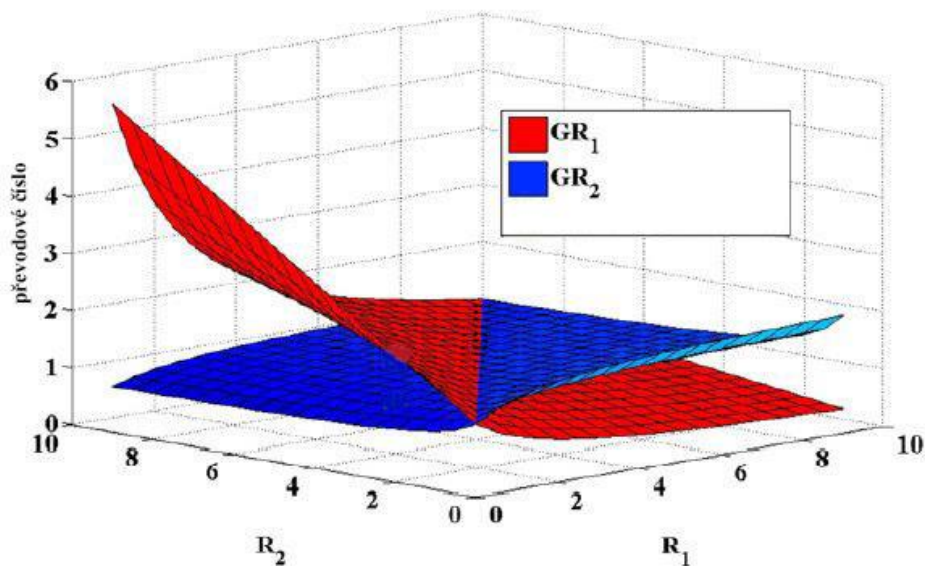
Druhou možností je zastavení centrálního kola ($\omega_C = 0$):

$$\frac{\omega_{V,in}}{\omega_{V,out}} = \frac{(R_2+1)R_1}{(R_1+1)R_2} = GR_2 \quad (8)$$

Poslední možností je zastavení centrálního a korunového kola ($\omega_C = 0$; $\omega_K = 0$)

$$\frac{\omega_{V,in}}{\omega_{V,out}} = \frac{(R_2+1)(\omega_C + R_1\omega_K)}{(R_1+1)(\omega_C + R_2\omega_K)} = GR_T \quad (9)$$

GR_1 a GR_2 uvedené v rovnicích výše můžeme považovat za první a druhý převodový poměr a GR_T je přechodový převodový poměr, který vzniká během přeřazení z prvního na druhý převodový stupeň. I když jsou převodové poměry závislé, je možné řešit rovnice (7) a (8) pro R_1 a R_2 s cílem získat požadované GR_1 a GR_2 . *Obrázek 13* ukazuje dosažitelné převodové poměry GR_1 a GR_2 , kdy měníme R_1 a R_2 od 1 do 10. Výsledky pro elektromotor o výkonu 75 kW ukazují, že vliv výběru převodového poměru na účinnost a dynamický výkon jsou odlišné. Zatímco na účinnost velký vliv nemá, na dynamický výkon je vliv převodového poměru zásadní. Vícestupňová převodovka ve srovnání s jednostupňovou tedy výrazně zvýší dynamický výkon ELM.



Obrázek 13 - graf změny převodových poměrů GR_1 a GR_2 v závislosti na změně R_1 a R_2 [10]

3.3.3 Dynamický model hnací soustavy

Jak je vidět na obrázku 11 HÚ se skládá z elektromotoru, vstupní hřídele, dvoustupňové převodovky, výstupního hřídele, rozvodovky a kol. V této části se budeme zabývat dynamickým modelem HÚ.

Elektromotor je jediným zdrojem výkonu a jeho dynamika lze vyjádřit rovnicí:

$$\dot{\omega}_M = \frac{T_M - T_d}{J_M} \quad (10)$$

Člen J_M v rovnici (10) vyjadřuje setrvačnost, T_M elektromagnetický točivý moment motoru a T_d je hnací moment motoru, který vypočítáme podle vztahu:

$$T_d = K_d(\theta_M - \theta_{V,in}) + B_d(\omega_M - \omega_{V,in}) \quad (11)$$

V rovnici (11) značí členy K_d a B_d ekvivalentní torzní tuhost a konstantu tlumení hnacího hřídele. Členy θ_M a $\theta_{V,in}$ označují úhlové pootočení motoru a vstupního členu. Zjednodušením rovnice (11) vzhledem k času a za předpokladu zanedbatelného tlumení má rovnice pro výpočet hnacího momentu tvar:

$$T_d \approx K_d(\omega_M - \omega_{V,in}) \quad (12)$$

Z důvodu úvahy zobecněné souřadnice $q = [\theta_C \theta_K]^T$, kde θ_C a θ_K jsou úhlová pootočení centrálního a korunového kola a zanedbání tuhosti ozubených kol, můžeme pro

odvození dynamické rovnice dvoustupňové převodovky použít princip virtuálních prací. Vztah pro princip virtuálních prací pro m všeobecných souřadnic q_k je následující:

$$\sum_{k=1}^m \left[Q_k^{appl,nc} - \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_k} \right) + \frac{\partial L}{\partial q_k} \right] \delta q_k = 0 \quad (13)$$

Člen $L = T - V$ představuje Lagrangeovu funkci, kde T a V značí celkovou kinetickou a potenciální energii systému. $Q_k^{appl,nc}$ a δq_k jsou nekonzervativní aplikované momenty a virtuální posunutí. Tím, že uvažujeme těžiště soustavy jako referenční bod pro gravitační energii a všechny mechanické části převodovky jako tuhé, zůstává celková potenciální energie soustavy konstantní ($V=0$). Kinetická energie systému se skládá z kinetické energie vstupního a výstupního členu, centrálního a korunového kola, čtyřech vstupních a výstupních satelitů podle rovnice:

$$T = \frac{1}{2} I_{V,in} \omega_{V,in}^2 + \frac{1}{2} I_{V,out} \omega_{V,out}^2 + \frac{1}{2} I_K \omega_K^2 + 4 \left(\frac{1}{2} I_{S,in} \omega_{S,in}^2 + \frac{1}{2} m_{S,in} r_{V,in}^2 \omega_{V,in}^2 \right) + \frac{1}{2} I_C \omega_C^2 + 4 \left(\frac{1}{2} I_{S,out} \omega_{S,out}^2 + \frac{1}{2} m_{S,out} r_{V,out}^2 \omega_{V,out}^2 \right) \quad (14)$$

V rovnici (14) $I_{V,in}$, $I_{V,out}$, I_C , I_K , $I_{S,in}$ a $I_{S,out}$ označují momenty setrvačnosti vstupního a výstupního členu, centrálního a korunového kola, vstupních a výstupních satelitů, $m_{S,in}$ a $m_{S,out}$ jsou hmotnosti vstupních a výstupních satelitů. Z hlediska zobecněné souřadnice zavedené výše, můžeme kinetickou energii psát jako:

$$T = \frac{1}{2} (I_{V,in} + 4m_{S,in} r_{V,in}^2) \left(\frac{\omega_C^2 + R_1^2 \omega_K^2 + 2R_1 \omega_C \omega_K}{(R_1 + 1)^2} \right) + \frac{1}{2} (I_{V,out} + 4m_{S,out} r_{V,out}^2) \left(\frac{\omega_C^2 + R_2^2 \omega_K^2 + 2R_2 \omega_C \omega_K}{(R_2 + 1)^2} \right) + 4 \left\{ \frac{1}{2} I_{S,in} \left(\frac{\omega_C^2 + R_1^2 \omega_K^2 - 2R_1 \omega_C \omega_K}{(R_1 - 1)^2} \right) \right\} + \frac{1}{2} I_C \omega_C^2 + \quad (15)$$

$$+ 4 \left\{ \frac{1}{2} I_{S,out} \left(\frac{\omega_C^2 + R_2^2 \omega_K^2 - 2R_2 \omega_C \omega_K}{(R_2 - 1)^2} \right) \right\} + \frac{1}{2} I_K \omega_K^2$$

Při použití principu virtuálních prací podle rovnice (13) můžeme pohybové rovnice pro dvě zobecněné souřadnice $q = [\theta_C \theta_K]^T$ napsat jako:

$$\begin{cases} \dot{\omega}_C = \frac{1}{a} (T_{BC^\tau} - T_{BK^\lambda} - \omega_C C_{C^\tau} + \omega_K C_{K^\lambda} + cT_d - dT_o + T_{Cf^\tau} - T_{Kf^\lambda}) \\ \dot{\omega}_K = \frac{1}{a} (T_{BK^\gamma} - T_{BC^\lambda} + \omega_C C_{C^\lambda} - \omega_K C_{K^\gamma} + eT_d - fT_o + T_{Kf^\gamma} - T_{Cf^\lambda}) \end{cases} \quad (16)$$

V rovnici (16) koeficienty C_C , C_K , T_{Cf} a T_{Kf} označují viskózní a Coulombovo tření v převodovce získané experimentálně a T_o je výstupní točivý moment převodovky.

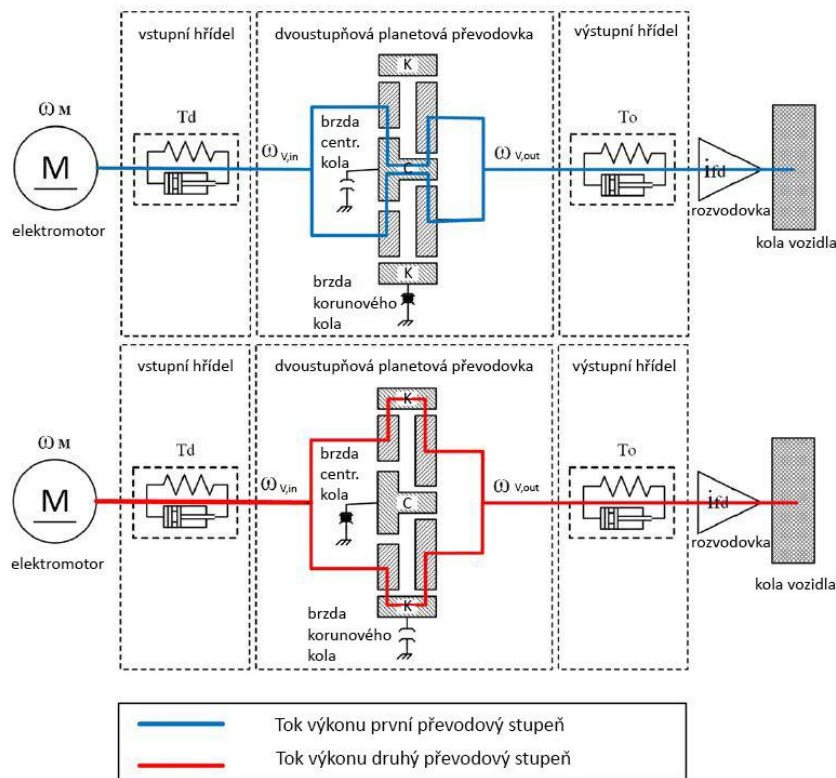
Brzdňý moment centrálního a korunového kola je označen jako T_{BC} a T_{BK} . Brzda, která brzdí výstupní centrální kolo, je navržena jako vícelamelová třecí. Vztah mezi normální silou působící na lamely brzdy a výsledným točivým momentem je:

$$T_{BC} = -\mu_{BC} N_{BC} n \left(\frac{2}{3} \right) \left(\frac{R_o^3 - R_i^3}{R_o^2 - R_i^2} \right) \text{sign}(\omega_C); N_{BC} \geq 0 \quad (17)$$

Koeficient tření mezi deskami je v rovnici výše označen jako μ_{BC} . Součinitel N_{BC} je zde normální třecí síla působící na lamely a n je počet lamel. Vnitřní a vnější poloměry brzdy jsou R_i a R_o . Brzda korunového kola je navržena jako pásová a vztah mezi normální silou působící na pás a výsledným točivým momentem je ve tvaru:

$$\begin{cases} T_{BK} = -N_{BK} R_D (e^{\mu_D \theta_D} - 1); \omega_K \geq 0, N_{BK} \geq 0 \\ T_{BK} = N_{BK} R_D (e^{\mu_D \theta_D} - 1); \omega_K \leq 0, N_{BK} \geq 0 \end{cases} \quad (18)$$

Síla působící na pás je v rovnici (18) označena N_{BK} , R_D je poloměr bubnu, μ_D je koeficient tření mezi bubnem a pásem a θ_D je úhel opásání. Při kladném směru otáčení pásová brzda dodává energii. Abychom zabránili nežádoucím ztrátám v brzdách jsou obě navrženy jako suché. *Obrázek 14* ukazuje, jak se zabrzděním brzd mění tok energie převodovkou a tím pádem převodový poměr.

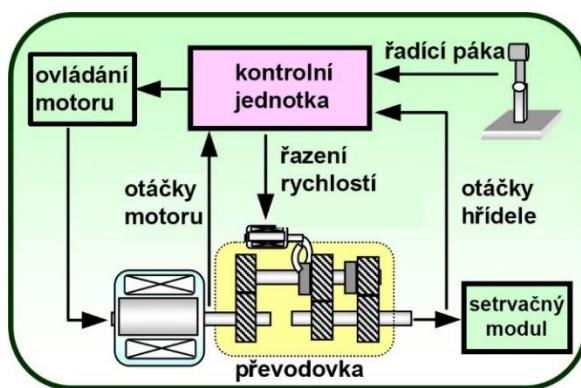


Obrázek 14 - schéma toku výkonu dvoustupňovou planetovou převodovkou [10]

3.4 Sekvenční automatizovaná převodovka pro ELM

Toto řešení nás může zajímat z hlediska využití výhod jak manuální tak i automatické převodovky. Nabízí vysokou účinnost, nízkou hmotnost a nižší náklady na výrobu, což jsou výhody, které si bere z manuální převodovky a plynulé a pohodlné řazení automatické převodovky. Mezi nevýhody manuální automatizované převodovky můžeme zařadit: trhání při řazení, nadměrné opotřebení lamel spojky a přerušování točivého momentu během řazení. Automatizovanou manuální převodovku můžeme pro ELM využít z více důvodů. Prvním důvodem je nižší setrvačnost elektromotoru oproti běžnému SM a vynikající schopnost řízení motoru při nízkých otáčkách. Druhým důvodem je snadné řízení otáček motoru elektronickou řídicí jednotkou, kdy můžeme dosáhnout synchronních otáček hřídele na výstupu z motoru a hřídele převodovky. Po této synchronizaci lze přeřadit a odpadá použití spojky. Řazení bez spojky však odebírá výkon motoru a vyžaduje možnost rychlého přepínání režimů motoru mezi výstupem točivého momentu, regulací otáček a volnoběžným režimem. Tento způsob řazení také vyžaduje velmi přesnou regulaci otáček, odstranění synchronizace z převodovky se nedoporučuje. Důvodem je možné poškození převodovky.

V ovládání této převodovky je jedním z nejvýznamnějších hledisek kvalita řazení, která je určena časem potřebným k přeřazení. Při řazení se dočasně přerušuje hnací moment motoru, což způsobuje zhoršení jízdního komfortu. Proto je důležité zkrátit čas, kdy je točivý moment z důvodu řazení převodových stupňů přerušovaný, na co možná nejkratší. Čas na synchronizaci otáček představuje téměř 50 % celkového času při řazení rychlostních stupňů. Proto je zapotřebí vysoce přesná regulace otáček elektromotoru s cílem zkvalitnění řazení převodových stupňů. Další 40 % z celkového času na řazení zabere rozpojení převodu volba převodového stupně a následné zařazení. Na *obrázku 15* můžeme vidět schématické uspořádání sekvenční převodovky pro ELM. [11]



Obrázek 15 – schéma hnacího ústrojí se sekvenční automatizovanou převodovkou [11]

3.5 Převodovky v elektrických vozidlech současnosti

Vozidla s elektrickým pohonem, která se vyrábí v současné době, jak již bylo řečeno v úvodu, využívají většinou jednostupňovou převodovku se stálým převodem. Řazení zpátečky v ELM odpadá, protože se využívá změny otáček elektromotoru přepólováním statoru. Z důvodu zvyšování poptávky po ELM, automobilky intenzivně pracují na jejich vývoji. Současným trendem z důvodu zvyšování účinnosti HÚ, dojezdu vozidla a zlepšování jeho dynamických parametrů je vývoj HÚ s vícestupňovou převodovkou. V *tabulce 3* je uveden základní přehled ELM, které jsou dnes na trhu.

Tabulka 3 - přehled vyráběných elektromobilů

značka	max. výkon	max. točivý moment	převodovka	převodový poměr převodovky	nejvyšší rychlost	spotřeba	hm. baterie	baterie	kapacita baterií	dojezd	nabití na 80%
	(kW)	(Nm)	-	-	(km.h ⁻¹)	(kWh/100 km)	(kg)	-	(kWh)	(km)	(hod)*
VW eGolf [12]	85	270	1 st.	3,61:1	140	12,7	318	Li-ion	35,8	190	10
BMW i3 [13]	75	250	1 st.	9,7:1	150	12,9	230	Li-ion	33	190	8
Mercedes Benz B 250e [14]	132	340	1 st.	9,73:1	160	16,6	-	Li-ion	28	200	9
Renault Zoe [15]	65	220	1 st.	9,32:1	135	14,6	290	Li-ion	43	210	9
Nissan Leaf [16]	80	254	1 st.	7,937:1	144	15	295	Li-ion	30	250	15
Tesla Model S P100D [17]	444	967	1 st.	9,73:1	249	18,1	540	Li-ion	100	613	25
Kia Soul EV [18]	81,4	285	bezestupňová redukční	-	145	14,7	274,5	Li-ion	27	212	14
Rimac Concept One [19]	912	1600	1 st. vpředu 2 st. vzadu	-	355	-	-	LiNiMnCoO ₂	90	350	-

* doba nabíjení ze zásuvky 220 V, bez použití nabíjecí stanice

** celkový převodový poměr převodovky

Z *tabulky 3* vyplývají pro elektrická vozidla ve srovnání s vozidly se spalovacím motorem dvě omezení, jedním z nich je nízká dojezdová vzdálenost a druhým velmi dlouhá doba nabíjení, pokud nepoužijeme stanici pro rychlé dobíjení akumulátorů. Ovšem i použití těchto stanic je ve srovnání s natankováním nádrže pomalejší. S problematikou malého dojezdu se nejlépe vypořádá Tesla Model S ve své vrcholné verzi, který při normálních provozních podmínkách slibuje dojezdovou vzdálenost přes 600 km, bez rychlonabíjecí stanice je však doba nabití delší než 1 den. Nevýhodou tohoto ELM ve

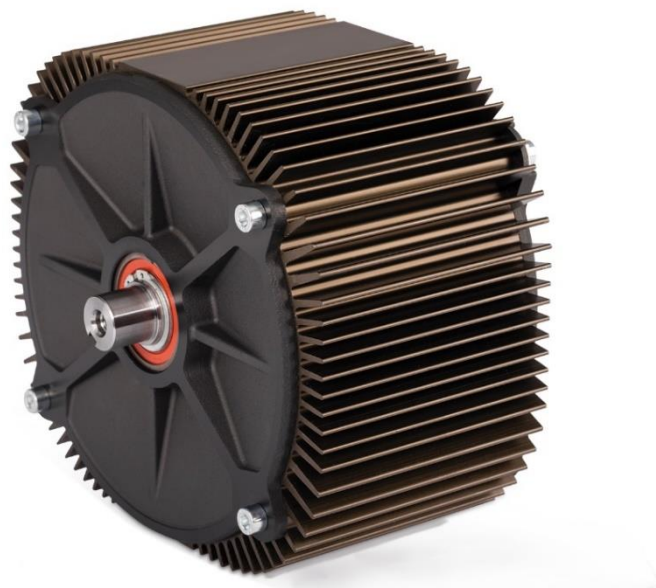
srovnání s ostatními je také vysoká pořizovací cena. Nejkratší dobu nabíjení kolem 8 hod slibuje VW eGolf. Svým výkonem, ale i cenou se v tabulce od ostatních odlišuje supersportovní vůz Rimac Concept One, výrobce však zatím neuvádí dobu jeho nabití ani další důležité parametry. Zajímavostí tohoto vozu je samostatný pohon pro každé kolo, který se skládá z elektromotoru a jednostupňové převodovky pro pohon předních kol a elektromotoru a dvoustupňové převodovky pro pohon kol zadních. Tomuto elektrickému vozidlu se výkonnostními parametry blíží Tesla Model S ve své vrcholné verzi. Ostatní ELM v tabulce mají podobné výkonnostní parametry.

4 VLASTNÍ NÁVRH PŘEVODOVKY

Cílem této práce je návrh převodového ústrojí pro vozidlo nižší střední třídy. Nabídka vozidel této kategorie je velmi široká a patří sem například Škoda Rapid. Návrh provedeme s co největší mírou využití dostupných komponent, ze sériově vyráběné pětistupňové manuální převodovky MQ200 společnosti Škoda Auto, a.s., nutnost úpravy již vyrobených dílů se budeme snažit využít v co nejmenší míře. Skříň nově navržené převodovky bude vyrobena frézováním jako nový díl. Převodovka bude spolupracovat se dvěma elektromotory Zero ZF 75-7. Tyto elektromotory jsou primárně navrženy pro pohon elektrických motocyklů.

4.1 Parametry motoru Zero ZF 75-7

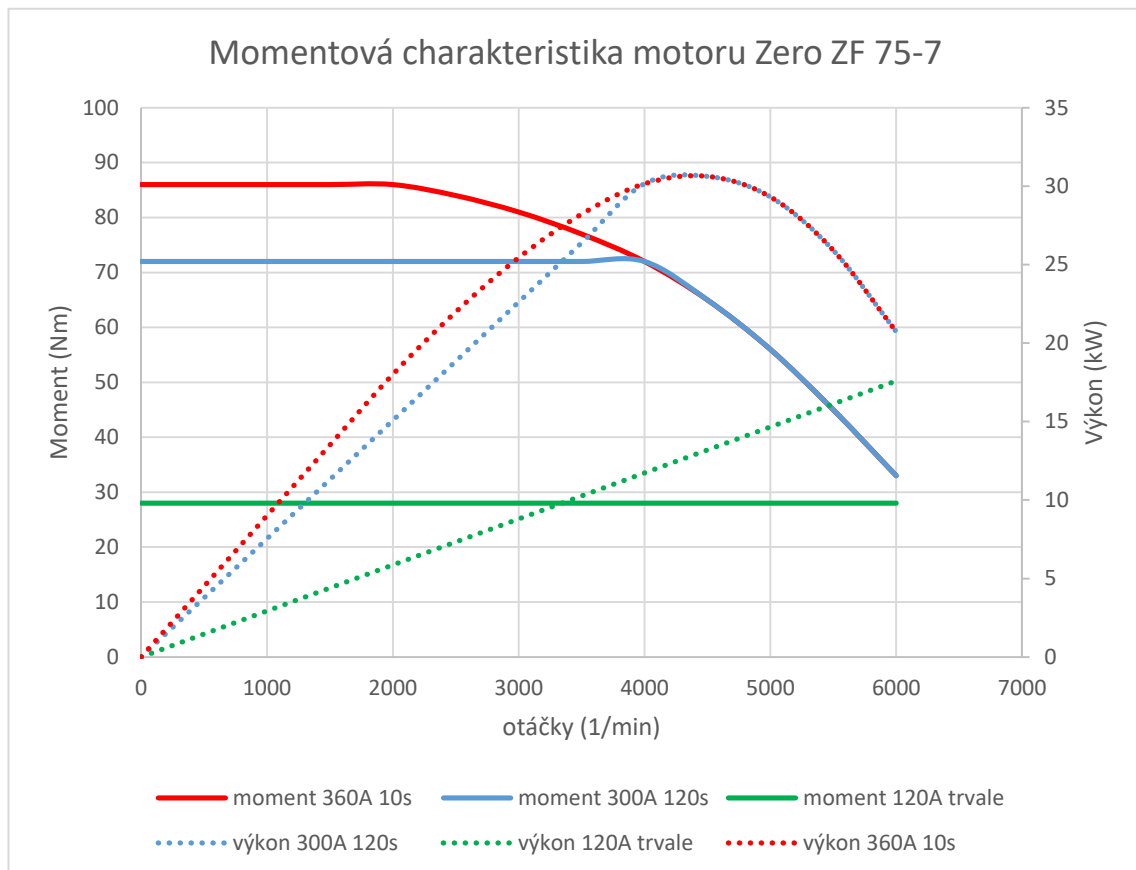
Jako pohonná jednotka navrhovaného hnacího ústrojí byla vybrána dvojice elektromotorů Zero ZF 75-7. Tento elektromotor vidíme na *obrázku 16*. Jedná se o střídavý synchronní elektromotor s vnitřními permanentními magnety, chlazený vzduchem s vysokou účinností až 92 %. Tento motor je schopný dodávat trvalý výkon 17 kW a trvalý točivý moment 45 Nm. Špičkově ovšem dokáže dodávat výkon 31 kW a točivý moment 86 Nm, jeho maximální otáčky jsou 6000 min^{-1} . Tento motor vyniká také nízkou hmotností, která činí 17 kg a kompaktními rozměry 220 x 250 x 135 mm (šířka x výška x hloubka).



Obrázek 16 - elektromotor Zero ZF 75-7

Podle podkladů z měření motoru byla vypracována jeho momentová charakteristika zobrazená *obrázkem 17*. Při použití regulátoru Sevcon size 4, můžeme motor provozovat

ve třech různých režimech. V prvním režimu dává regulátor do motoru proud 360 A, což lze provádět po dobu 10 sekund, než dojde k přehřátí regulátoru, ve druhém režimu dává proud 300 A po dobu 120 sekund a ve třetím režimu dodává do motoru proud 120 A trvale. Pro zvýšení výkonu můžeme použít silnější regulátor. Toto opatření se však zdá být nevhodné, neboť dojde k rychlejšímu přehřátí motoru než regulátoru, a tím i k rychlejšímu omezení výkonu. [20]

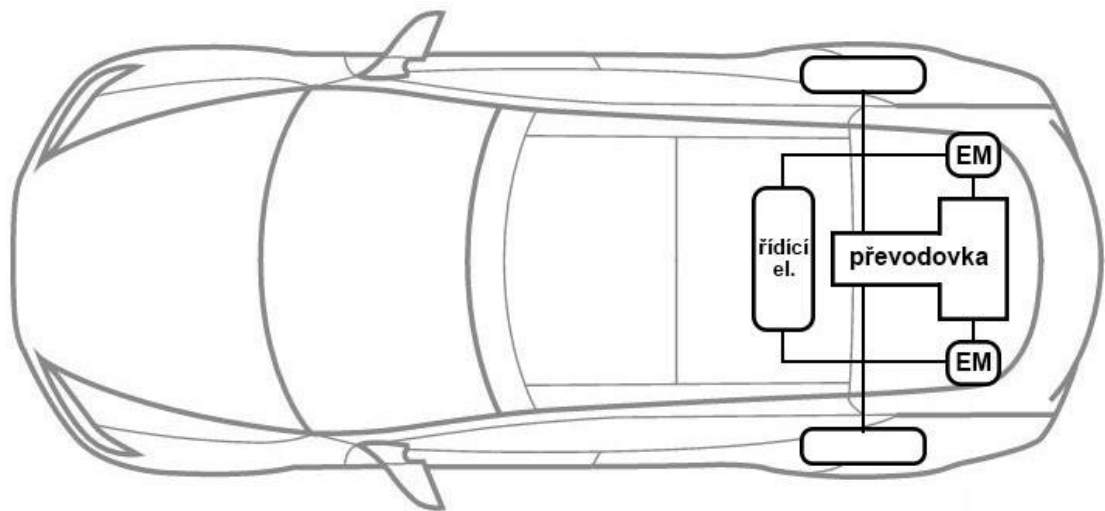


Obrázek 17 – graf charakteristiky elektromotoru Zero ZF 75-7 pro tři režimy napětí přiváděného do elektromotoru

4.2 Navržená koncepce uspořádání hnacího ústrojí

Vzhledem k návrhu vícestupňové převodovky, jsme se rozhodli z důvodu snadnějšího řazení rychlostních stupňů navrhnout schéma, které je zobrazeno na *obrázku 18*. Toto schéma vychází z principu návrhů firem ZF a IAV popsané v kapitolách 2.3.2 a 2.2 s tím rozdílem, že je zde pro pohon využito dvou menších elektromotorů jako ve studii vícestupňové převodovky pro elektrické nápravy v kapitole 3.2. Návrh počítá s řízením otáček elektromotorů v takové míře, aby bylo možné synchronizovat otáčky na pravé a levé straně převodovky a přeřadit za pomoci synchronizačních zubových spojek bez přerušování točivého momentu pomocí lamelové třecí spojky. Převodovka bude tedy

pracovat na podobném principu, jako dvouspojková automatická převodovka DSG. Použití dvou motorů, které jsou uloženy napříč v zadní části vozidla, je také výhodné z hlediska jízdních režimů. Není-li třeba vysokého výkonu a vozidlo jede konstantní rychlostí, stačí pro jeho pohon pouze jeden motor, což snižuje energetickou náročnost HÚ. Druhý motor můžeme přivádět do záběru pouze v případě požadavku vysokého výkonu vozidla.



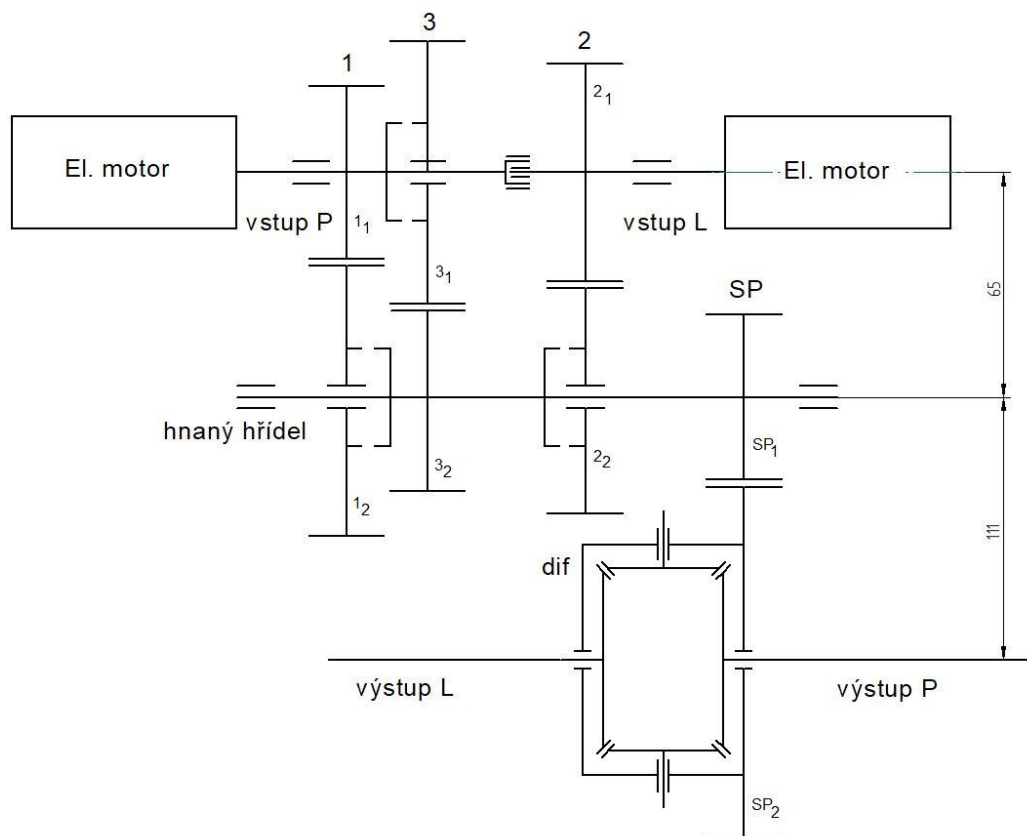
Obrázek 18 - navržené uspořádání HÚ

4.3 Kinematické schéma navržené převodovky

Z návrhu kinematického schéma budeme vycházet při následné konstrukci převodovky. Snažíme se zde najít optimální využití ozubených kol a hřídelů z vybrané převodovky MQ200, bez složitých úprav těchto dílů. Převodovka MQ200 byla vybrána z důvodu jejích parametrů, které korespondují s vybranými elektromotory Zero ZF 75-7. Především dokáže zabezpečit přenos točivého momentu do 200 Nm. Kinematický návrh by mohl být jednodušší, pokud bychom konstruovali zcela novou převodovku. Sestavování z již vyrobených dílů, nám dovolí s drobnými úpravami realizaci konstrukce podle schématu na *obrázku 19*.

Z převodovky MQ200 využijeme soukolí druhého, třetího a čtvrtého převodového stupně, jako první, druhý a třetí stupeň nově navržené převodovky. Nová převodovka bude z MQ200 využívat také stálý převod a diferenciál. Celkový převodový poměr na první převodový stupeň tedy bude 8,935, na druhý 5,857 a na třetí stupeň 4,027. Při návrhu převodovky musíme dodržet rozteč hnací a hnané hřídele 65 mm a rozteč mezi

hnanou hřídelí a oběma hřídeli na výstupu z převodovky 111 mm. Tyto rozměry umožňují kompaktní zabudování obou elektromotorů k převodovce.



Obrázek 19 - navržené kinematické schéma převodovky

4.4 Hnací charakteristika Škody Rapid s navrženým HÚ

Pro návrh hnací charakteristiky jsme vybrali vozidlo nižší střední třídy a to konkrétně Škodu Rapid ve verzi liftback. [21] Parametry vozidla, převodovky a ostatní veličiny pro výpočet hnací charakteristiky jsou uvedeny v *tabulce 4*. Výpočet nebere v úvahu nahrazení hnacího ústrojí se spalovacím motorem elektrickým hnacím ústrojím.

Tabulka 4 - parametry pro výpočet hnací charakteristiky [21]

Parametry vozidla Škoda Rapid			
délka	d	4483	(mm)
šířka	š	1706	(mm)
výška	v	1461	(mm)
rozměr pneumatik	-	185/60 R15	(-)
poloměr kola	r	286	(mm)
součinitel odporu vozidla	cx	0,294	(-)
čelní plocha vozidla	Sx	2,24	(m ²)
hmotnost vozidla základní verze + 75 kg řidič	m	1165	(kg)
Parametry převodovky			
celková předpokládaná účinnost převodovky	η	0,94	(-)
celkový převodový poměr prvního rychlostního stupně	i_{1c}	8,935	(-)

celkový převodový poměr druhé rychlostního stupně	i_{2c}	5,857	(-)
celkový převodový poměr třetího rychlostního stupně	i_{3c}	4,027	(-)
Ostatní parametry pro výpočet hnací charakteristiky			
součinitel odporu valení	f	0,013	[-]
hustota vzduchu	ρ_V	1,25	(kg.m ⁻³)
tíhové zrychlení	g	9,806	(m.s ⁻²)

Hodnoty otáček a točivého momentu elektromotoru pro výpočet jsou dosazeny z charakteristiky elektromotoru, která je zobrazena v grafu na *obrázku 17*. Níže uvedeme vzorce potřebné pro výpočet hnací charakteristiky motoru pro jízdu po rovině:

Rychlost vozidla v :

$$v = \frac{2 \cdot \pi \cdot r \cdot n_M}{60 \cdot i_c} \cdot 3,6 \quad [km \cdot h^{-1}] \quad (1)$$

Hnací síla na kole vozidla F_k :

$$F_k = \frac{M_k}{r} = \frac{M_{EM} \cdot i_c \cdot \eta}{r} \quad [N] \quad (2)$$

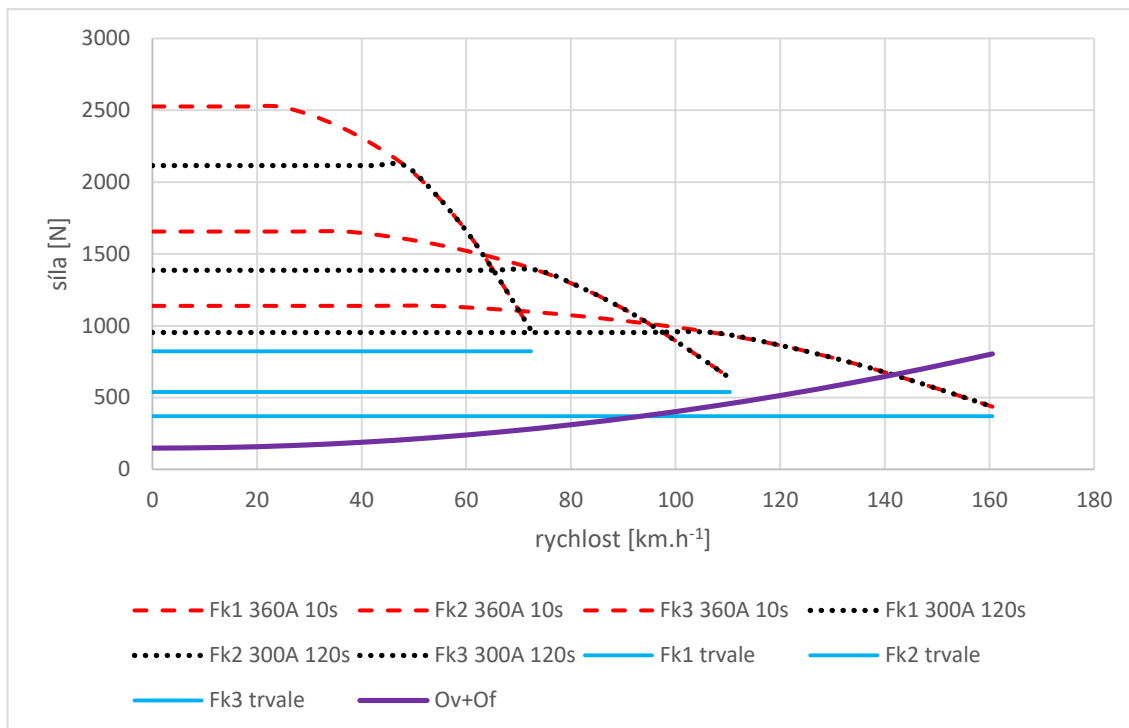
Síla odporu vzduchu vozidla O_v :

$$O_v = \frac{1}{2} \cdot \rho_V \cdot c_x \cdot S_x \cdot v^2 \quad [N] \quad (3)$$

Síla odporu valení vozidla O_f :

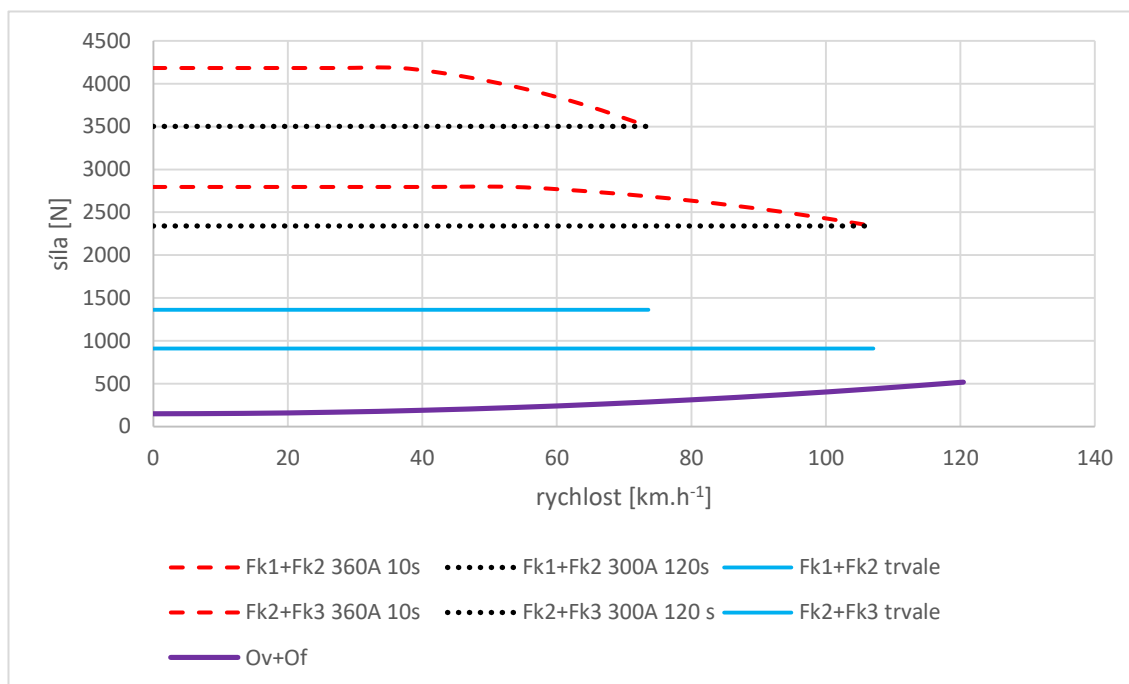
$$O_f = f \cdot m \cdot g \quad [N] \quad (4)$$

Na *obrázku 20* můžeme vidět návrh grafu hnací charakteristiky vozidla Škoda Rapid pro režim, kdy je v záběru pouze jeden z elektromotorů. Z této charakteristiky vyplývá, že vozidlo bude schopné dosáhnout na třetí rychlostní stupeň maximální rychlosti okolo 140 $km \cdot h^{-1}$. Trvale se bude možné s vozidlem pohybovat rychlostí okolo 110 $km \cdot h^{-1}$ a pro úspornější jízdu bude výhodná rychlost okolo 90 $km \cdot h^{-1}$ na třetí převodový stupeň.



Obrázek 20 - graf hnací charakteristiky Škody Rapid v režimu jednoho motoru

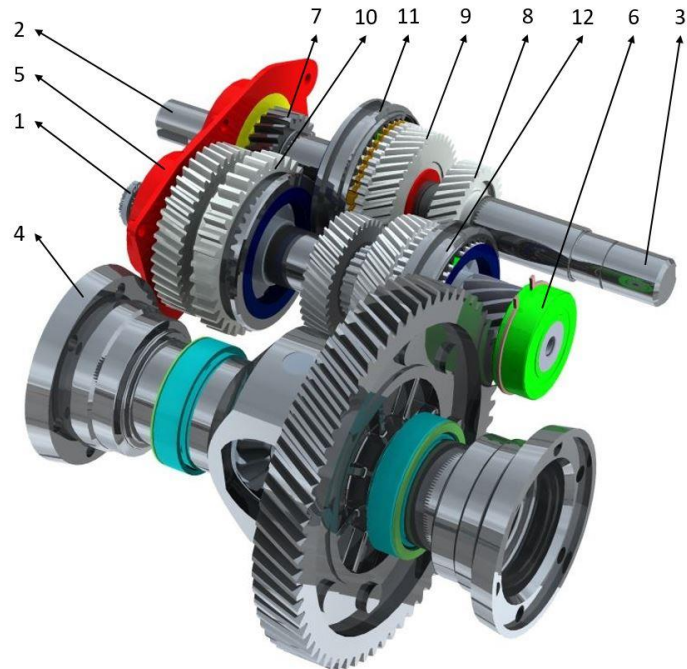
V případě požadavku na vyšší výkon vozu v menších rychlostech, můžeme zařadit do záběru i druhý elektromotor. Charakteristiku pro oba motory v záběru můžeme vidět na obrázku 21. V případě, že jsou v záběru oba motory, se nám síla na kolo posunula směrem k vyšším hodnotám, čehož můžeme využít například při jízdě do kopce. V této charakteristice dosáhneme maximální rychlosti opět okolo 110 km.h^{-1} i trvale, což je způsobeno maximálními možnými otáčkami motorů v tomto režimu.



Obrázek 21 - graf hnací charakteristiky Škody Rapid v režimu obou motorů

5 KONSTRUKCE PŘEVODOVKY

Jak již bylo uvedeno dříve, při návrhu převodovky se snažíme o co největší využití dílů převodovky MQ200. Na *obrázku 22* jsou tyto díly zobrazeny.



Obrázek 22 - díly z převodovky MQ200; 1 – hnaný hřídel, 2 – levý hřídel s ozubeným kolem 2 ST, 3 – pravý hřídel, 4 – diferenciál, 5 – držák ložisek, 6 – ložisko, 7 – soukolí 2 ST, 8 - soukolí 3 ST, 9 – soukolí 4 ST, 10 – synchronizace 2 ST, 11 – synchronizace 4 ST, 12 – synchronizace 3 ST

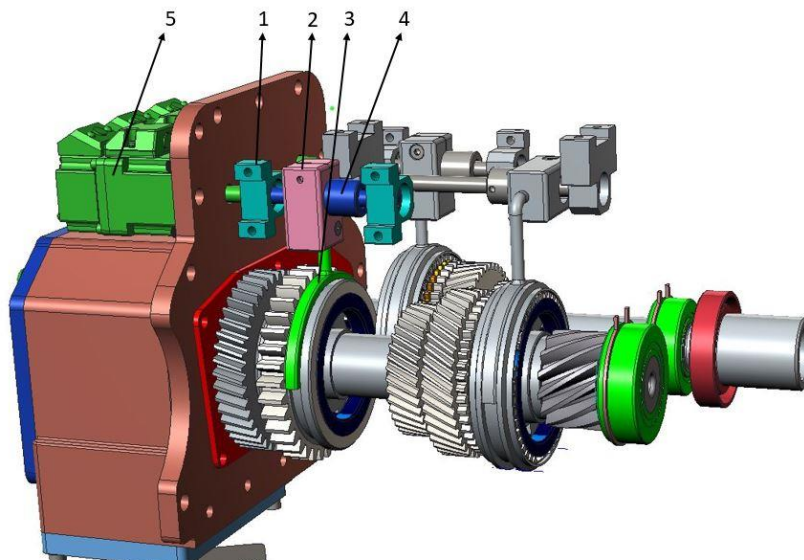
5.1 Díly využití z MQ 200

Základem navrhované převodovky je hnaný hřídel, který se nám podařilo využít bez úprav. Levý a pravý vstupní hřídel lze vyrobit obráběním z původní vstupní hřídele. Diferenciál využíváme opět bez jakýchkoliv úprav. Mezi další využití díly patří ložisko hnaného hřídele na pravé straně a držák ložisek na straně levé, který je přišroubován zevnitř do skříně. V navržené převodovce využíváme soukolí druhého, třetího a čtvrtého převodového stupně převodovky MQ200 jako první, druhý a třetí převodový stupeň. Ozubená soukolí jsou v převodovce vhodně umístěna, abychom mohli využít princip DSG automatické převodovky. Jejich aplikací bez úprav vznikla převodovka, která využívá třech synchronizačních zubových spojek. Pokud bychom vyráběli nová kola, lze návrh zjednodušit využitím pouze jedné zubové spojky mezi prvním a třetím převodovým stupněm nově navržené převodovky. Jediným upraveným ozubeným kolem je kolo třetího převodového stupně převodovky MQ200. Pro přesunutí až na pravou část

výstupního hřídele je v kole zvětšený otvor. Na drážkování je nasunuta vložka a ozubené kolo se otáčí po vložce na novém jehlovém ložisku. Synchronizační zubové spojky jsou bez úprav.

5.2 Mechanismus řazení

Z důvodu snadného řízení otáček elektromotorů je mechanismus řazení na *obrázku 23* navržen bez spojky. Řídící jednotka by měla zvládat synchronizaci otáček při řazení mezi jednotlivými převodovými stupni za pomoci synchronizačních zubových spojek. Mechanismus využívá pro řazení kuličkové šrouby uložené v ložiskových domečcích spojené s řadícími členy T spojky. Ložiskové domečky jsou ukotvené na vnitřních stěnách skříně převodovky. O pohon kuličkových šroubů se starají synchronní servomotory Bosch Rexroth IndraDyn S – MSM [22].

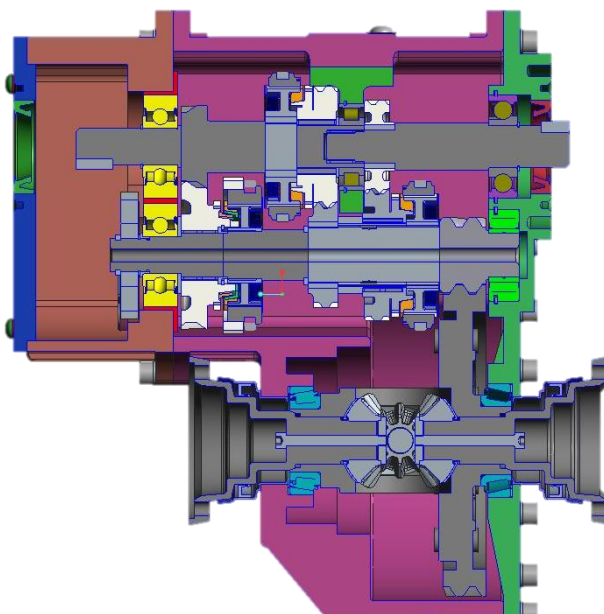


Obrázek 23 – pohled na mechanismus řazení; 1 – domeček s ložiskem, 2 – T spojka, 3 – řadící člen, 4 – kuličkový šroub, 5 – Servomotor Bosch Rexroth IndraDyn S - MSM

5.3 Konstrukce skříně převodovky

Nově navržená skříň se skládá ze tří částí. Na prostřední části skříně jsou obrobena plochy pro uchycení hnacího ústrojí do automobilu a víčka pro napouštění a vypouštění olejové náplně. Ve středním dílu skříně je uloženo ložisko diferenciálu a také podpěrné ložisko hnacích hřídelí, toto ložisko je uloženo v podpěrném oku, které se při montáži upevní na boční stěnu středního dílu skříně pomocí kolíků a šroubového spojení. Pravé víko podle pohledu na *obrázku 24* slouží k uložení ložisek a připevnění elektromotoru k převodovce. Na levém víku je uchycena zespoda parkovací západka, která je převzata

z již navržené jednostupňové převodovky [23], shora na boku jsou uchyceny servomotory Bosch Rexroth a na boční stranu je opět přišroubovaný elektromotor. Levé víko je opatřeno uzavíracím víčkem s guferem. Množství olejové náplně v převodovce je stanoveno dle 3D modelu na 1,4 litru a hmotnost skříně převodovky vyrobené z duralu je 12 kg. Souosot dílů skříně je zajištěna pomocí dvou kolíků v každém víku.



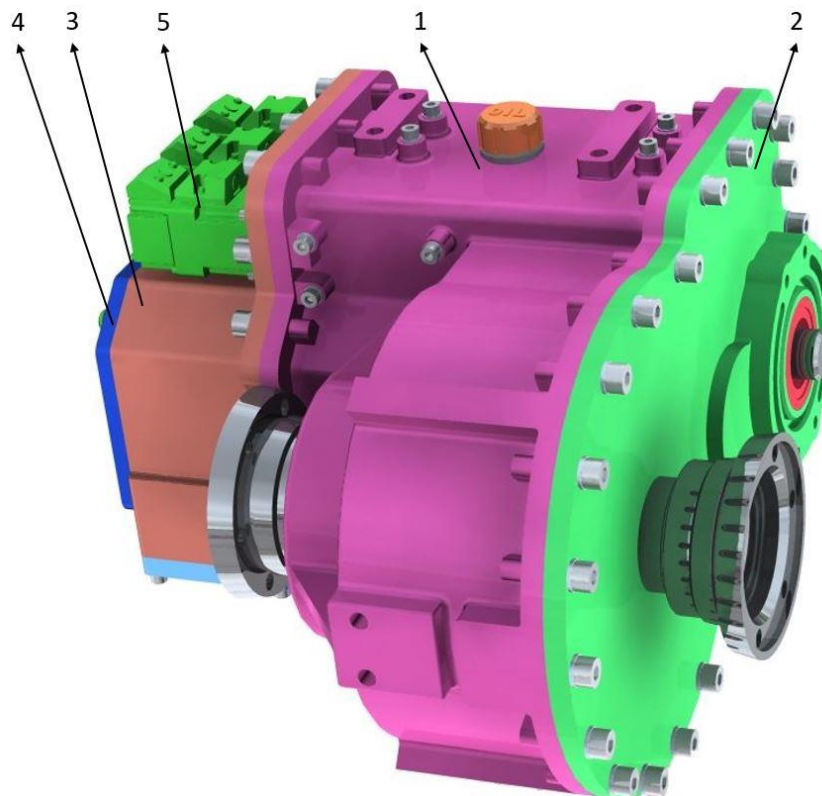
Obrázek 24 - řez převodovkou

Skříň převodovky bude vyrobena technologií obrábění na obráběcím centru. Materiál pro její výrobu je navržen dural EN AW 7021 [AlZn5,5 Mg1,5], jehož materiálové vlastnosti ukazuje *tabulka 5*. Hlavními důvody volby toho materiálu jsou: nízké vnitřní pnutí, velmi dobrá tvarová stálost, vysoká pevnost a velmi dobrá obrobiteľnosť. [23]

Tabulka 5 - Materiálové vlastnosti duralu EN AW 7021 [23]

Mez kluzu	[MPa]	290
Pevnost v tahu	[MPa]	320
Modul pružnosti v tahu	[MPa]	70 000
Poissonovo číslo	[-]	0,3

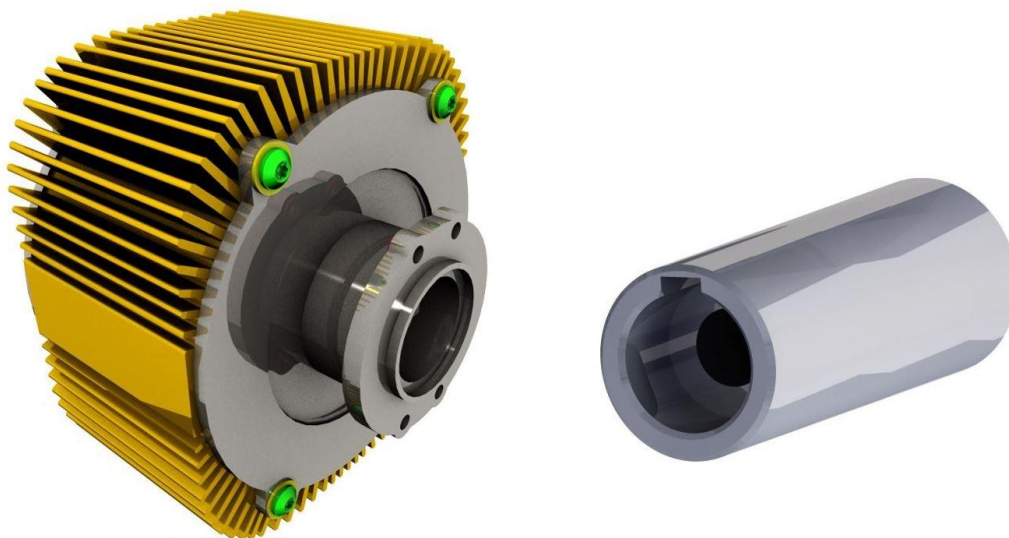
Vzhledem k požadavku dostatečné tuhosti konstrukce skříně a její nízké hmotnosti byla minimální tloušťka stěny navržena 7 mm. V okolí více namáhaných míst skříně, jako jsou ložiska, místa pro připevnění elektromotorů nebo spojení jednotlivých částí skříně, je stěna zesílena. Hlavní díly skříně jsou zobrazeny na *obrázku 25*.



Obrázek 25 - sestava skříně převodovky; 1 – prostřední díl skříně, 2 – pravé víko, 3 – levé víko, 4 – těsnící víčko, 5 – servomotory Bosch Rexroth

5.4 Připojení elektromotorů

Elektromotory jsou k převodovce připojeny pomocí nově vyrobených přírub na obrázku 26, jako náhrada jejich stávajícího víka. Technologii pro výrobu přírub volíme opět obrábění na obráběcím centru a materiál je stejný jako u skříně převodovky. Příruby na straně elektromotorů kopírují tvar jejich víka a jsou upevněny šrouby ve stejných bodech, na straně převodovky je pro dodržení souososti obroběný výstupek, který zapadá



Obrázek 26 - elektromotor s přírubou pro uchycení (vlevo) válcová spojka (vpravo)

do víka převodovky jak na jedné, tak i na druhé straně a podobně jako na straně elektromotorů jsou příruby ve skříni převodovky upevněny ve 4 bodech pomocí šroubů.

Výstupní hřídel elektromotorů je osazen pouze jednou drážkou pro pero. Při kontrolním výpočtu uvedeném v kapitole 5.4.1 se potvrdilo, že normalizovaná pera z oceli 11 600, jsou pro tuto aplikaci dostačující. Výstupní hřídele elektromotorů a vstupní hřídele převodovky jsou spojeny válcovými spojkami z oceli 14 220 s drážkami pro pera.

5.4.1 Návrh těsných per

Při předběžném výpočtu se ukázalo jako vhodné použít pro přenos točivého momentu z elektromotoru na vstupní hřídel převodovky těsná pera. Nejdříve spočítáme pera pro elektromotory. Níže si uvedeme parametry potřebné pro výpočet [24]:

Materiál pera: 11 600

Maximální točivý moment motoru: 86 Nm [25]

Dovolený tlak: 120 MPa

Dovolené napětí pro pero ve smyku: 60 MPa

Průměr hřídele na elektromotoru: 25 mm

Rozměry pera $b \times h \times l_p$: 8 x 7 x l_p

Výpočet minimální délky pera l_{pmin} :

$$l_{pmin} = \frac{4 \cdot M_{kmax}}{p_D \cdot h \cdot d_e} = 16,4 \text{ mm} \quad (5)$$

Volíme délku pera $l_p = 17 \text{ mm}$

Kontrola tlaku ve stykových plochách pera:

$$p = \frac{4 \cdot M_{kmax}}{h \cdot l_p \cdot d_e} = 116 \text{ MPa} < 120 \text{ MPa} \quad (6)$$

Kontrola předpokládaného rovnoměrného rozložení tlaku:

$$l_p \leq 1,2 \cdot d_e \quad (7)$$

$$17 \text{ mm} \leq 30 \text{ mm}$$

Kontrola dovoleného napětí ve smyku:

$$\tau_s = \frac{2 \cdot M_{kmax}}{d \cdot b \cdot l_p} = 51 \text{ MPa} < 60 \text{ MPa} \quad (8)$$

Z výpočtů plyne volba těsných per pro elektromotory o rozměru 8e7 x 7 x 17 ČSN 02 2562. Dále vypočítáme pera pro vstupní hřídele převodovky na pravé i levé straně jediný parametr, který se mění je průměr hřídele a tím rozměr pera:

Průměr hřídele na levé straně: 22 mm

Rozměry pera $b \times h \times l_p$: 6 x 6 x l_p

Výpočet minimální délky pera l_{pmin} :

$$l_{pmin} = \frac{4.M_{kmax}}{p_D.h.d_e} = 21,7 \text{ mm} \quad (9)$$

Volíme délku pera $l_p = 22 \text{ mm}$

Kontrola tlaku ve stykových plochách pera:

$$p = \frac{4.M_{kmax}}{h.l_p.d_e} = 118,4 \text{ MPa} < 120 \text{ MPa} \quad (10)$$

Kontrola předpokládaného rovnoměrného rozložení tlaku:

$$l_p \leq 1,2 \cdot d_e \quad (11)$$

$$22 \text{ mm} \leq 26,4 \text{ mm}$$

Kontrola dovoleného napětí ve smyku:

$$\tau_s = \frac{2.M_{kmax}}{d.b.l_p} = 59,2 \text{ MPa} < 60 \text{ MPa} \quad (12)$$

Pro levou vstupní hřídel volíme těsné pero o rozměru 6e7 x 6 x 20 ČSN 02 2562.

Na pravé vstupní hřídeli máme stejný průměr 25 mm jako na hřídeli elektromotoru. Pro pravou vstupní hřídel volíme tedy těsná pera o stejném rozměru jako na elektromotoru 8e7 x 7 x 17 ČSN 02 2562.

5.5 Výpočet ložisek

Pro konstrukci nově navrhované převodovky jsme použili dvou nových ložisek. Kuličkovým ložiskem od firmy SKF typu 305NR jsme nahradili původní válečkové ložisko z převodovky MQ200 na pravé straně skříně převodovky. Toto ložisko bude schopné zachytit i axiální sílu od kol s šikmým ozubením. V místě vsazení hnacích hřídelů do sebe je jako podpěra použito válečkové ložisko SKF typu N205ECP, které zamezí velkým klopným momentům a umožní nepatrné axiální posuny v tomto místě. Výpočet životnosti těchto ložisek si uvedeme v následujících dvou podkapitolách.

5.5.1 Výpočet kuličkového a válečkového ložiska

Pro výpočet životnosti ložiska zvolíme nejvyšší hodnoty zatěžujících sil, které jsou vypočteny v kapitolách 6.1.2 a 6.1.3. Otáčky, které ložiska nejvíce zatěžují, vyplývají z momentové charakteristiky elektromotoru, kterou zobrazuje *obrázek 17*, nastanou tedy v oblasti nejvyššího točivého momentu a nejvyšších otáček. Hodnota těchto otáček je tedy $n = 2000 \text{ min}^{-1}$. Ve výpočtu zavedeme maximální velikost zatěžujících sil a poté 75% podíl z maxima. Následně si v tabulce uvedeme parametry pro výpočet kuličkového i válečkového ložiska a vztahy, ze kterých určíme jejich životnost [24] :

Tabulka 6 – parametry pro výpočet životnosti ložisek

typ ložiska	dynamická únosnost C (N)	statická únosnost C ₀ (N)	zatěžující síla	100 % (N)	75 % (N)
Kuličkové SKF 305NR	22 900	15 600	F _a	1 960	1 470
			F _r	118	89
Válečkové SKF N205ECP	32 500	27 000	F _a	0	0
			F _r	4067	3050

Výpočtový součinitel pro odečtení z tabulek f_0 :

$$f_0 = \frac{F_a}{C_0} \quad [-] \quad (13)$$

Vztah pro výpočet ekvivalentního dynamického zatížení ložiska:

$$P = F_r \text{ pro } \frac{F_a}{F_r} \leq e \quad [\text{N}] \quad (14)$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \text{ pro } \frac{F_a}{F_r} \geq e \quad [\text{N}] \quad (15)$$

Trvanlivost ložiska v hodinách:

$$L_{h_{10}} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad [\text{hod}] \quad (16)$$

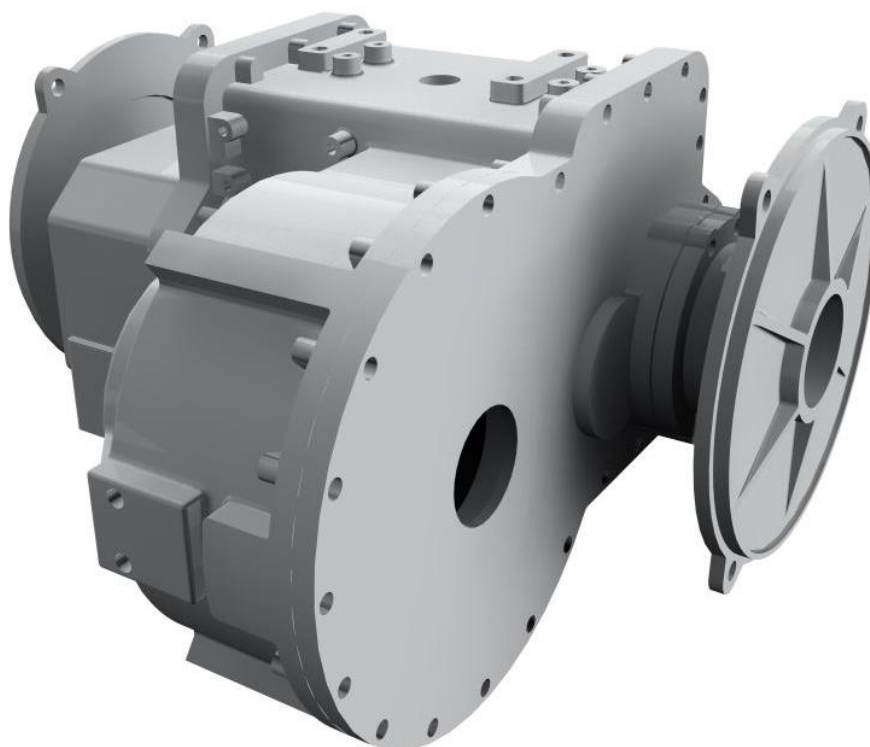
Dále si uvedeme tabulku s výslednými životnostmi ložisek v hodinách, určenými podle čtyř vztahů výše.

Tabulka 7 - výsledné životnosti ložisek

typ ložiska	životnost při 100% zatížení (hod)	životnost při 75% zatížení (hod)
SKF 305NR	10 174	180 840
SKF N205ECP	8 503	22 182

Výsledné hodinové životnosti ložisek jsou vzhledem k parametrům nejvyššího výkonu elektromotorů, které byly použity pro výpočet, kdy motor v tomto režimu může setrvat po dobu 10 sekund dostačující.

6 MKP ANALÝZA SKŘÍNĚ PŘEVODOVKY



Obrázek 27 - model pro MKP analýzu s přírubami pro elektromotor

Při analýze vycházíme z modelu skříně s přírubami motorů na *obrázku 27*. Model je vytvořen v parametrickém modeláři PTC Creo 2.0 a statická simulace provedena v jeho nadstavbovém modulu Simulate. Analyzována je jízda vpřed a jízda vzad na převodový stupeň nebo kombinaci převodových stupňů, které budou vykazovat největší zatížení. Pro analýzu tedy počítáme v záběru s oběma elektromotory současně.

6.1 Výpočet reakcí přenášených z ložisek do skříně

Pro určení reakcí v jednotlivých uloženích nejprve vypočítáme síly mezi ozubenými koly pro každý převodový stupeň. Výpočet je proveden s maximálním zatěžujícím momentem od jednoho motoru 86 Nm. Z vypočtených reakcí všech převodových stupňů určíme stav, kdy je skříň převodovky nejvíce zatěžována jízdou vpřed a poté vzad.

6.1.1 Výpočet sil v ozubených kolech

Zde si uvedeme nejprve vzorce potřebné pro výpočet obvodové síly [26]:

$$F_t = \frac{M_{kmax}}{r_o} \quad (17)$$

Radiální síla:

$$F_r = \frac{F_t}{\cos \beta} \cdot \tan \alpha_n \quad (18)$$

Axiální síla:

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta \quad (19)$$

Následují tabulky s parametry převodů, ozubených kol a výslednými vypočítanými silami pro první druhý a třetí převodový stupeň.

Tabulka 8 - parametry převodů

	převodový poměr (i)	Max. vstupní točivý moment (M_{kmax})	Točivý moment na stálý převod (M_{kSP})	stálý převod
soukolí číslo	[-]	[Nm]	[Nm]	[-]
1	1,955	86	168,1	4,571
2	1,281	86	110,2	
3	0,881	86	75,8	

Tabulka 9 - parametry ozubených kol

	počet zubů (z)	Roztečná kružnice (d)*	Úhel sklonu zubu (β)*	Úhel záběru (α)*
ozubené kolo číslo	[-]	[mm]	[°]	[°]
11	22	45,6	15	20
12	43	89,1	15	20
21	32	58,9	18	20
22	41	75,4	18	20
31	42	67,9	22	20
32	37	59,9	22	20
SP1	14	41,2	27,25	20
SP2	64	188,2	27,25	20

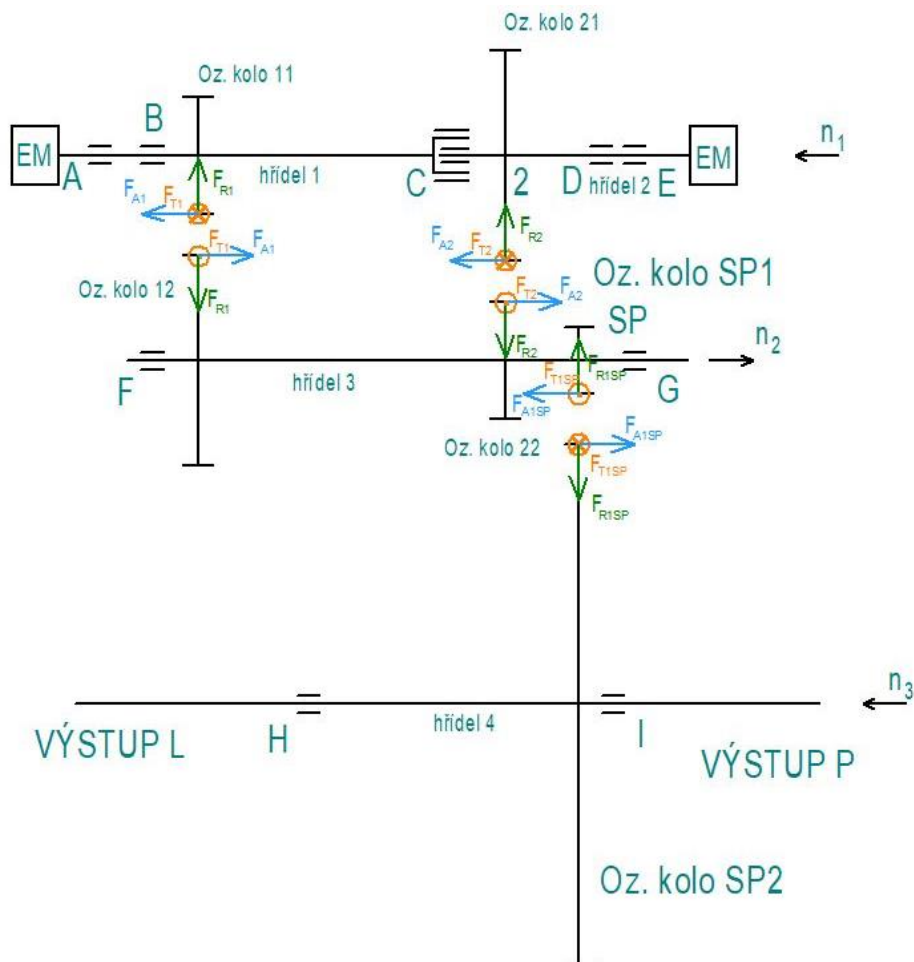
*předpokládané nebo odhadované hodnoty

Tabulka 10 - Výsledné zatěžující síly v ozubených jednotlivých převodů

		Oz. soukolí 1	Oz. soukolí SP1	Oz. soukolí 2	Oz. soukolí SP2	Oz. soukolí 3	Oz. soukolí SP3
Obvodová síla (F_t)	[N]	3 776	8 162	2 531	5 348	2 531	3 678
Radiální síla (F_r)	[N]	1 423	3 341	1 118	2 190	994	1 506
Axiální síla (F_a)	[N]	1 012	4 204	949	2 754	1 023	1 894

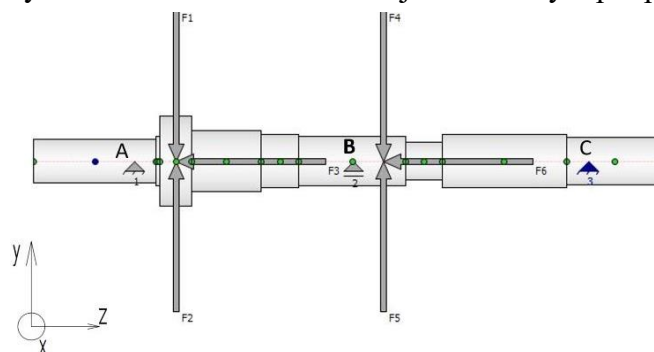
6.1.2 Výpočet reakcí pro jízdu vpřed

Jako stav, který bude působit největší zatížení skříně, uvažujeme z předběžných výpočtů stav, kdy je současně zařazen první a druhý převodový stupeň podle schéma na obrázku 28. Výpočet reakcí v uloženíh pro tento stav provedeme v softwaru Autodesk Inventor v aplikaci Design Accelerator.



Obrázek 28 - Zatěžující síly pro jízdu vpřed pro zařazený první a druhý převodový stupeň

Obrázek 29 zobrazuje schéma výpočtu horních hřídelů pro jízdu vpřed, výsledné reakce jsou uvedeny v tabulce 10. Horní hřídele jsou uloženy v podporách A, B a C.

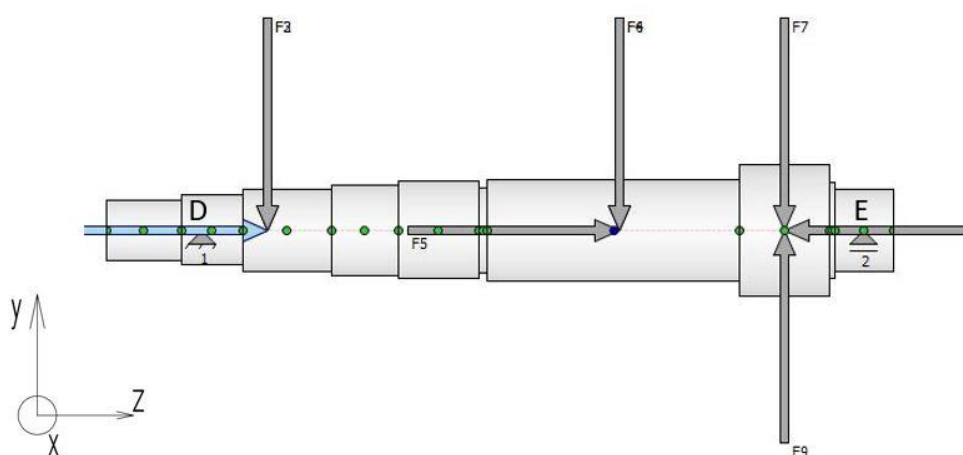


Obrázek 29 – Horní hřídele zatěžující síly pro jízdu vpřed pro zařazený první a druhý převodový stupeň

Tabulka 11 - výsledné reakce v uložení A, B a C

Místo A		Místo B		Místo C	
R_x (N)	2 785	R_x (N)	3 802	R_x (N)	111
R_y (N)	-1 043	R_y (N)	-1 444	R_y (N)	-40
R_z (N)	-1960	R_z (N)	-	R_z (N)	-

Na obrázku 30 vidíme prostřední hřídel převodovky, který je uložený v místech D a E. Vypočtené reakce máme vloženy do tabulky 12.

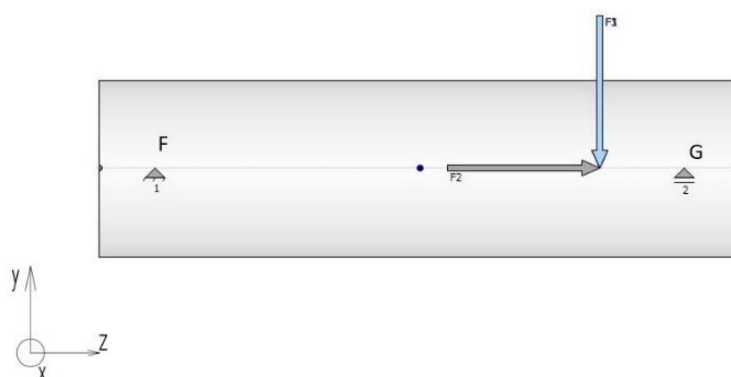


Obrázek 30 – Prostřední hřídel zatěžující síly pro jízdu vpřed pro zařazený první a druhý převodový stupeň

Tabulka 12 - výsledné reakce v uložení D a E

Místo D		Místo E	
R_x (N)	6 106	R_x (N)	14 102
R_y (N)	1 035	R_y (N)	-4 013
R_z (N)	-4 997	R_z (N)	-

Reakce na výstupu jsou vypočítány v místech F a G podle obrázku 31, výsledky ukazuje tabulka 13.



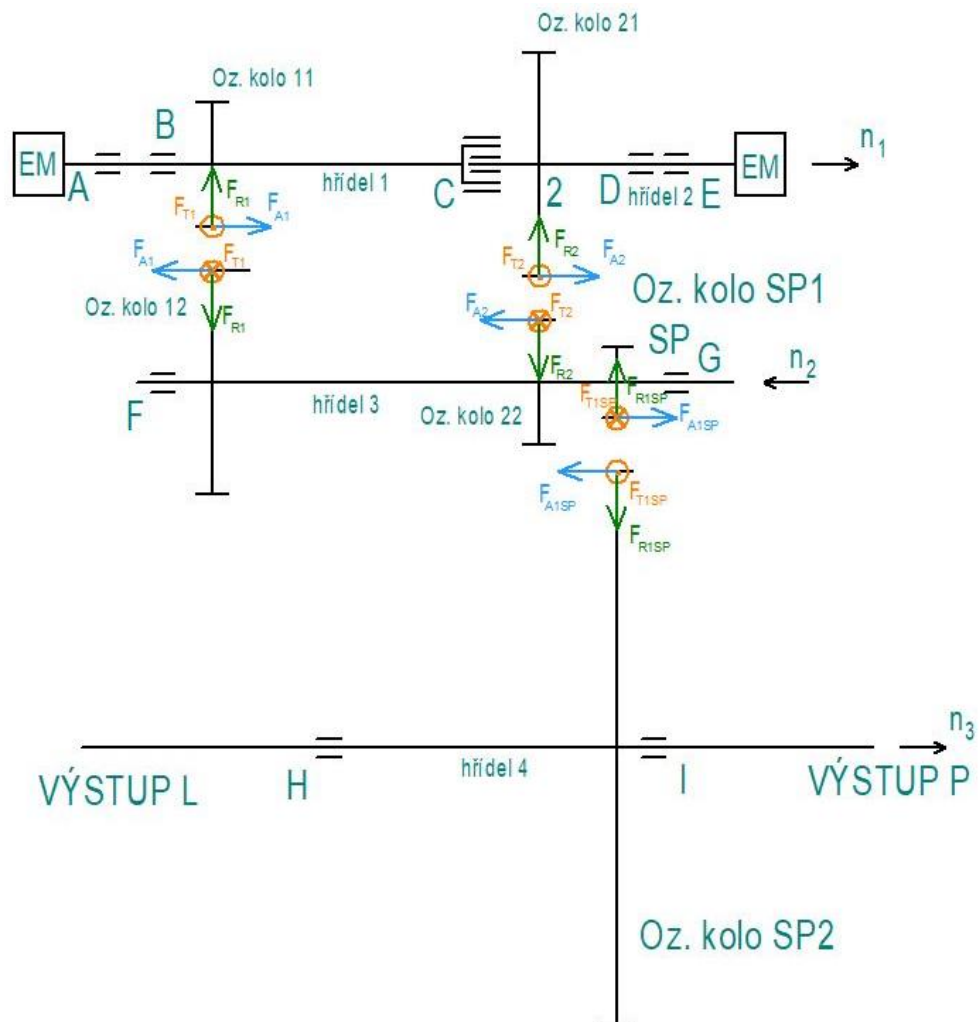
Obrázek 31 – Náhrada uložení diferenciálu pro simulaci zatěžujících sil pro jízdu vpřed pro zařazený první a druhý převodový stupeň

Tabulka 13 - výsledné reakce v uložení F a G

Místo F		Místo G	
R_x (N)	2 152	R_x (N)	11 357
R_y (N)	887	R_y (N)	4 655
R_z (N)	6 957	R_z (N)	-

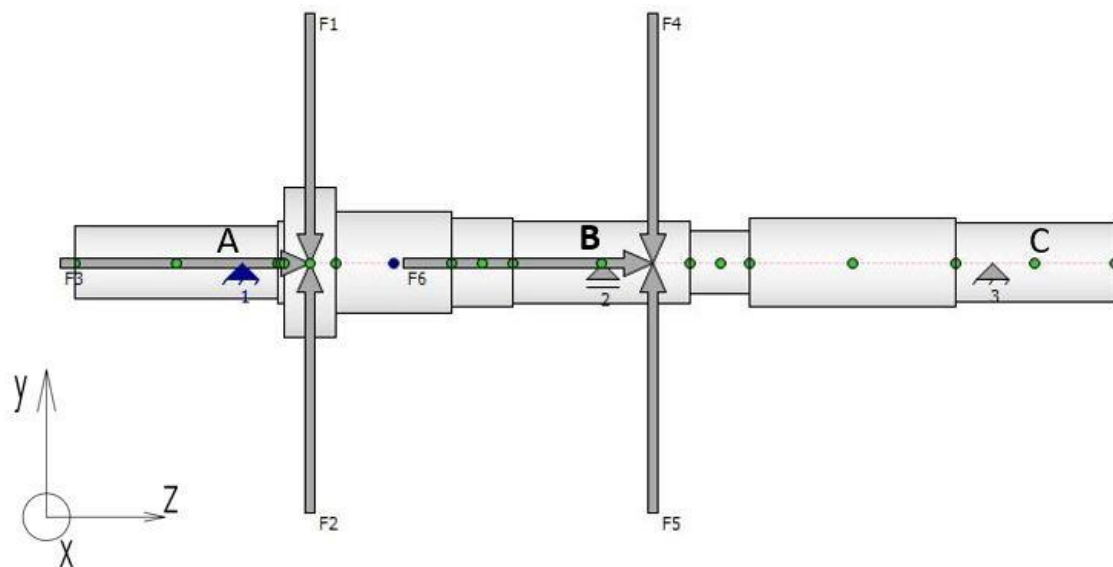
6.1.3 Výpočet reakcí pro jízdu vzad

V této kapitole opět uvádíme výsledné reakce pro zařazený první a druhý převodový stupeň současně pro jízdu vzad. Schéma zatížení od ozubených kol zobrazuje *obrázek 32*. Pro výpočet reakcí opět využíváme software Autodesk Inventor.



Obrázek 32 - Zatěžující síly pro jízdu vzad pro zařazený první a druhý převodový stupeň

Schéma pro výpočet reakcí na horních hřídelích je uvedeno na *obrázku 33*. Uložení je stejné jako pro jízdu vpřed a výsledné reakce najdeme v *tabulce 14*.

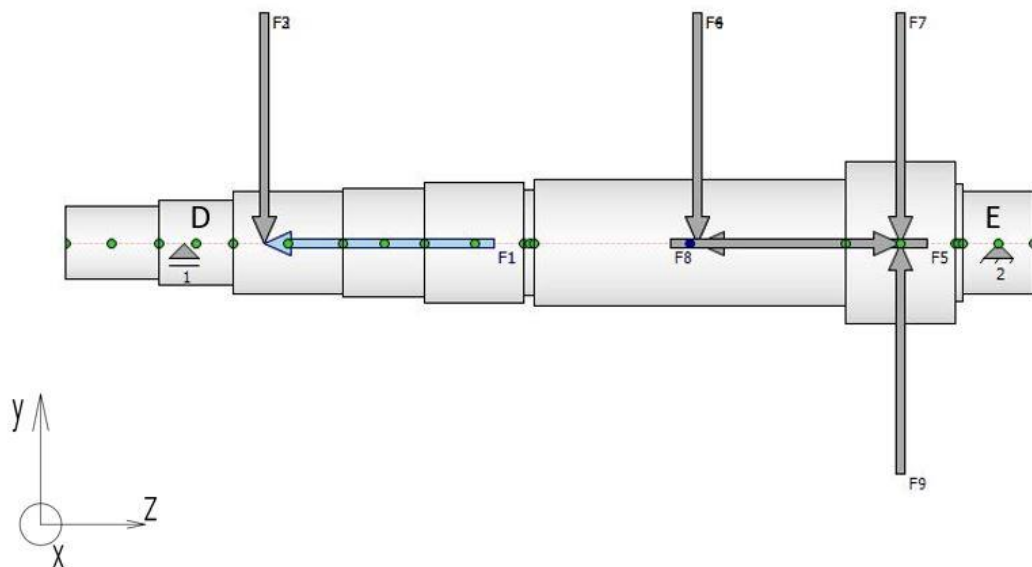


Obrázek 33 - Horní hřídele zatěžující síly pro jízdu vzad pro zařazený první a druhý převodový stupeň

Tabulka 14 - výsledné reakce v uložení A, B a C

Místo A		Místo B		Místo C	
R_x (N)	-2 785	R_x (N)	-3 802	R_x (N)	-111
R_y (N)	-1 043	R_y (N)	-1 444	R_y (N)	-40
R_z (N)	-	R_z (N)	-	R_z (N)	1 960

Následně na obrázku 34 vidíme schéma pro výpočet reakcí v uložení prostředního hřídele pro jízdu vzad a výsledky v tabulce 15.

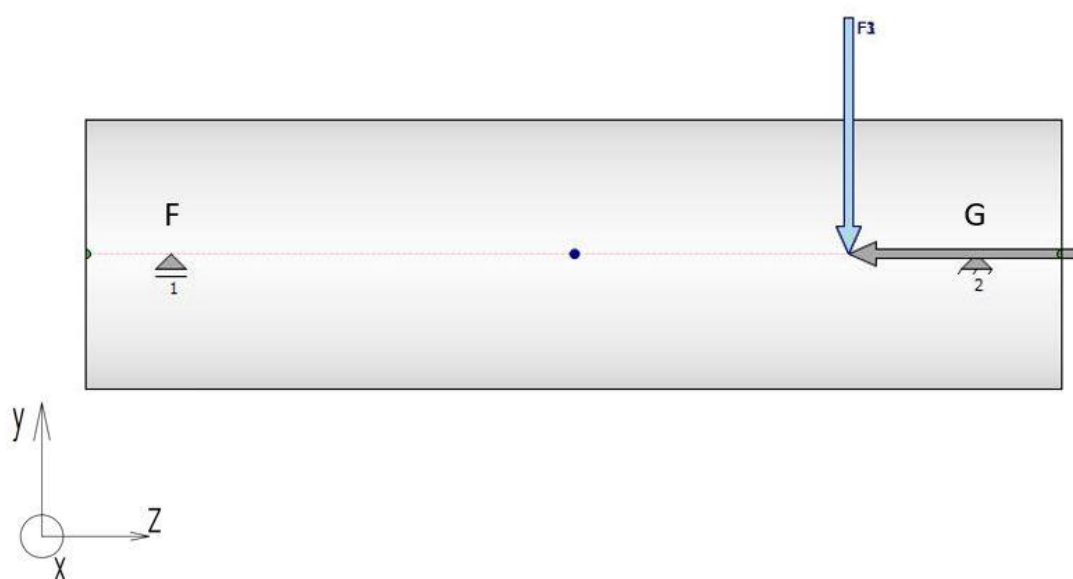


Obrázek 34 - Prostřední hřídel zatěžující síly pro jízdu vzad pro zařazený první a druhý převodový stupeň

Tabulka 15 - výsledné reakce v uložení D a E

Místo D		Místo E	
R_x (N)	6 106	R_x (N)	14 102
R_y (N)	1 035	R_y (N)	-4 013
R_z (N)	-	R_z (N)	4 997

Reakce na výstupní hřídeli v místech F a G jsou vypočítány v *tabulce 16* podle *obrázku 35*.



Obrázek 35 – Náhrada uložení diferenciálu pro simulaci zatěžujících sil pro jízdu vzad pro zařazený první a druhý převodový stupeň

Tabulka 16 - výsledné reakce v uložení F a G

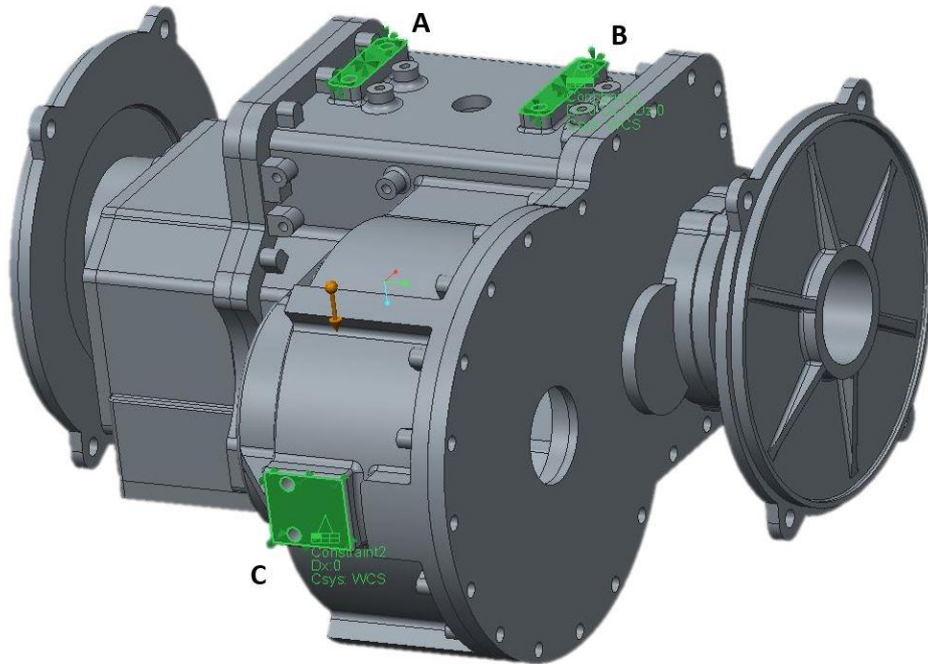
Místo F		Místo G	
R_x (N)	-2 152	R_x (N)	-11 357
R_y (N)	887	R_y (N)	4 655
R_z (N)	-	R_z (N)	-6 957

6.2 MKP analýza dílů skříně pro jízdu vpřed

Analýzu jízdy vpřed provádíme pro současně zařazený první a druhý převodový stupeň. Tento stav nám od výsledných reakcí v uložení zatěžuje skříň převodovky největšími silami. Pohon od obou motorů bude vozidlo využívat pro zvládnutí mezních situací.

6.2.1 Zavedení okrajových podmínek

Na *obrázku 36* jsou zvýrazněna místa pro uložení skříně do automobilu. Na plochy A, B a C jsme nejprve vložili absolutně tuhé uložení, kdy bylo zabráněno posuvům ve všech třech osách kartézského souřadného systému. Toto řešení však způsobilo na okraji skříně převodovky deformaci v řádu desetin milimetrů. Jako opatření jsme zavedli na ploše C pružné uložení, kdy je zamezeno posuvům pouze v ose z.



Obrázek 36 - Zavedené okrajové podmínky

6.2.2 Zavedení zatěžujících sil a momentů

Skříň převodovky je zatížena nejenom reakcemi v uloženích, ale také ohybovým momentem od připojených elektromotorů. Dále příruby pro uchycení elektromotorů přenášejí reakční točivý moment. Na modelu je také zavedeno zatížení vlastní tíhou. Ohybový moment elektromotorů vypočítáme jako tíhovou sílu, kterou motor působí, násobenou vzdáleností do těžiště podle následujících vztahů:

Hmotnost elektromotoru: $m_M = 17 \text{ kg}$

Vzdálenost těžiště motoru od uchycení na přírubě: $x_T = 90,5 \text{ mm}$

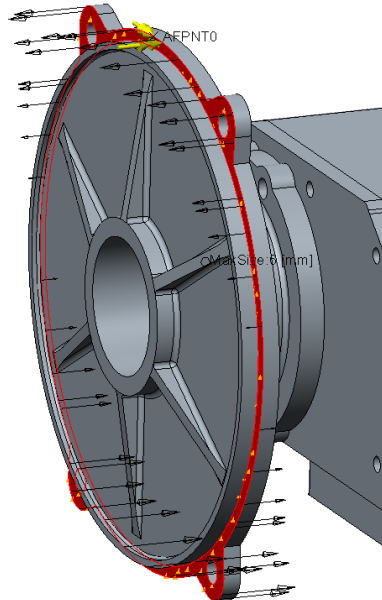
Tíhová síla:

$$F_{G_M} = m_M \cdot g = 166,7 \text{ N} \quad (20)$$

Ohybový moment:

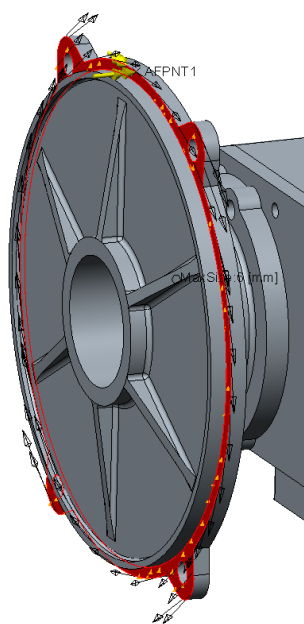
$$M_{OM} = F_{GM} \cdot x_T = 15,09 \text{ Nm} \quad (21)$$

Na *obrázku 37* vidíme zavedený výsledný ohybový moment na levé straně skříně. Pro pravou stranu platí pro smysl ohybového momentu analogie.



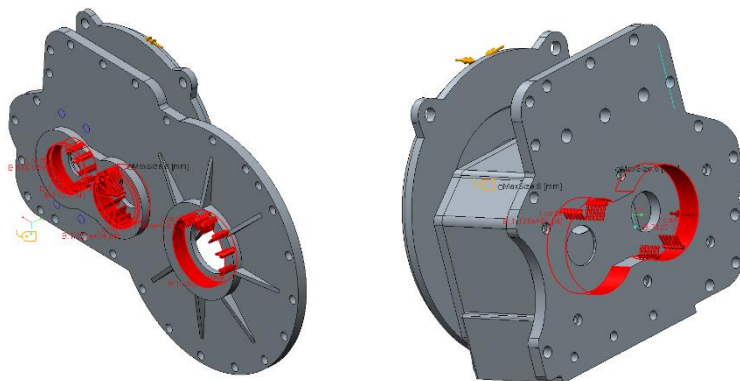
Obrázek 37 – Ohybový moment na levé přírubě

Zatížení reakčním točivým momentem, jehož smysl je zaveden proti otáčení rotoru o velikosti 86 Nm, nám ukazuje *obrázek 38*. Točivý moment je pro simulaci zaveden na obou přírubách pro upevnění elektromotorů.

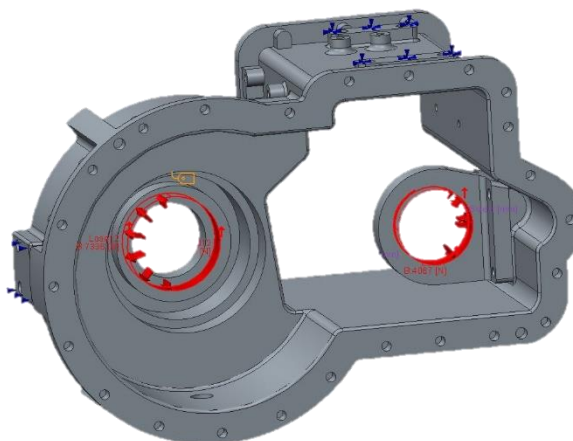


Obrázek 38 – Reakční točivý moment pro jízdu vpřed

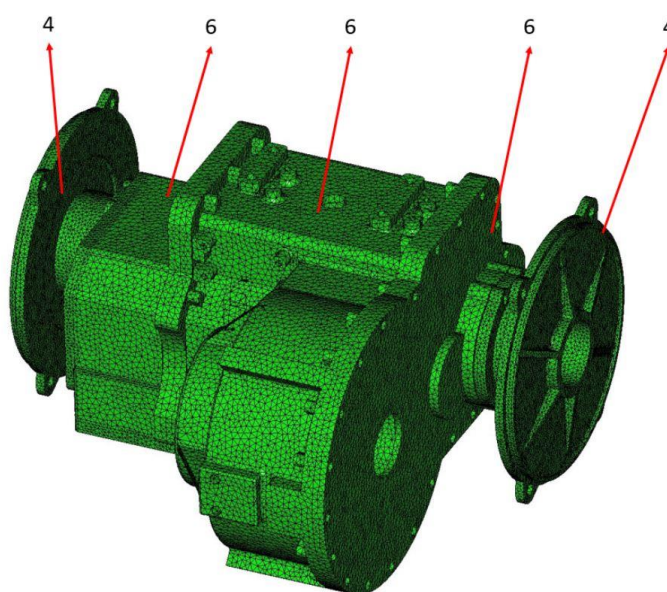
Zatěžující síly od reakcí ložisek jsou zadány podle reakcí vypočtených v tabulkách kapitol 6.1.2 a 6.1.3. Tyto reakce umožňuje systém zavést jako zatížení typu Bearing Load. V ose každého ložiska je vytvořen vlastní kartézský souřadný systém a do něj jsou vloženy reakce podle své velikosti a orientace.



Obrázek 39 – Zadané reakce na pravé a levé víko pro jízdu vpřed



Obrázek 40 – Zadané reakce na prostřední díl pro jízdu vpřed



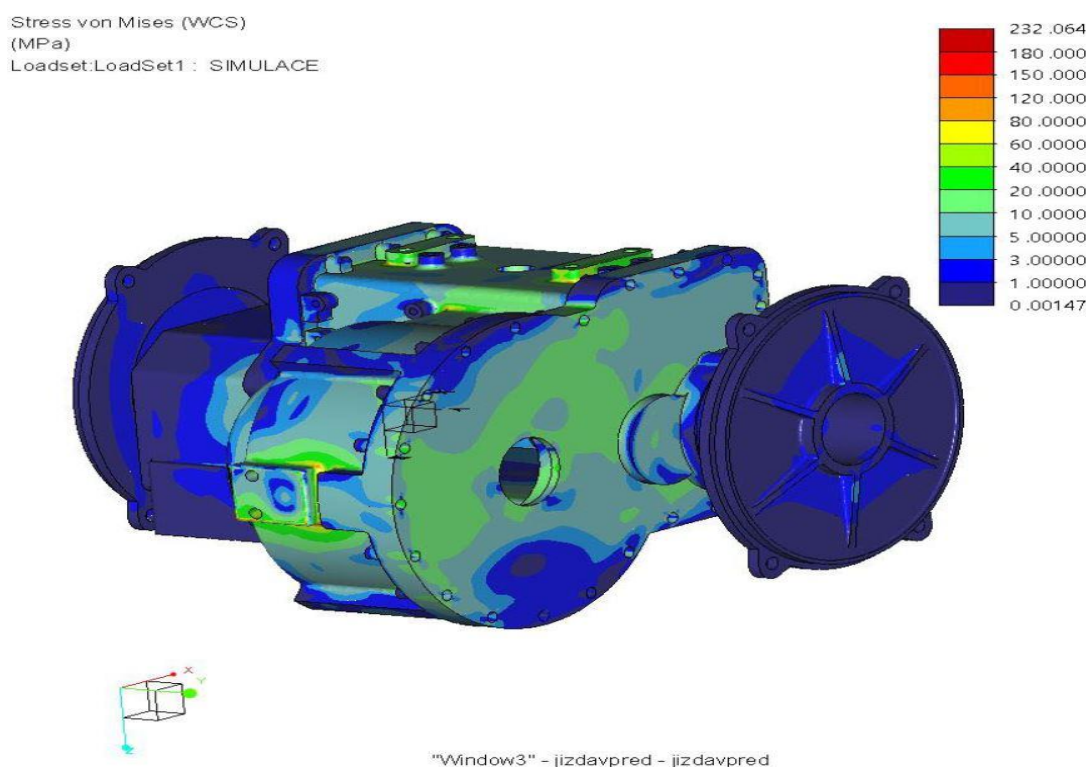
Obrázek 41 – Náhled sítě KP s maximální velikostí elementů dílů 4 a 6 mm

6.2.3 Tvorba sítě konečných prvků

Síť konečných prvků byla vygenerována automaticky softwarem Creo. Úprava sítě byla provedena ve smyslu zjemnění sítě nastavením maximální velikosti elementů na jednotlivých dílech. Na prostředním dílu byla nastavena maximální velikost 6 mm na pravém víku 6 mm na levém víku 6 mm a na obou přírubách shodně 4 mm. Software Creo Simulate generuje objemovou síť z prvků typu TETRA. Skříň převodovky se tedy skládá z 688 088 prvků typu TETRA. Materiál všech dílů, pro analýzu je nastaven podle kapitoly 5.3 dural EN AW 7021.

6.2.4 Rozbor výsledků MKP pro jízdu vpřed

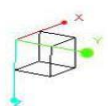
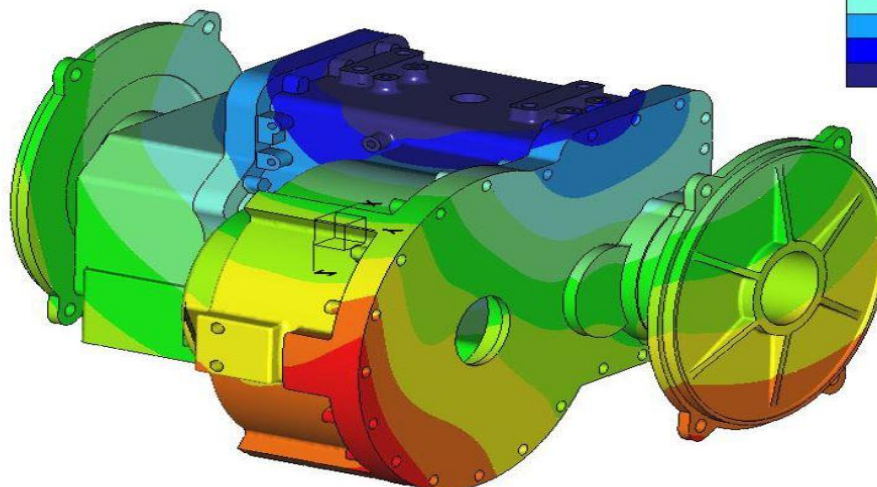
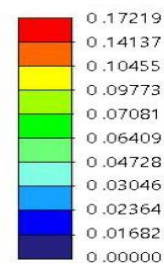
Výsledky MKP analýzy pro jízdu vpřed si nejlépe ukážeme na následujících zobrazeních, postupně zde uvádíme výsledné napětí vypočítané podle HMM hypotézy v celé sestavě a celkové posunutí pro celou sestavu skříně převodovky. Dále si ukážeme výsledky napětí a celkových posunutí pro jednotlivé díly skříně.



Obrázek 42 – Výsledné napětí HMM pro jízdu vpřed

Obrázek 42 ukazuje, že výsledné hodnoty maximálního napětí jsou v celé skříně pod mezí kluzu zvoleného materiálu. Tohoto výsledku bylo dosaženo po provedení různých opatření, mezi která patří zvětšování dosedacích ploch, zvětšování poloměrů zaoblení hran a provedení výztuh žebrováním. Výpočet byl tedy proveden ve více krocích a skříň byla optimalizována.

Displacement Mag (WCS)
(mm)
Loadset:LoadSet1 : SIMULACE

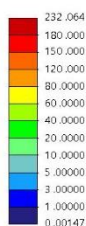


"Window4" - jizdavpred - jizdavpred

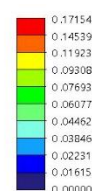
Obrázek 43 – Zobrazení celkových posunutí pro jízdu vpřed

Maximální deformace vznikají dle obrázku 43 na přírubách pro připojení elektromotorů a na krajních místech skříně. Tyto deformace se objevují vlivem ohybového a točivého momentu od elektromotorů, zatížením od ložisek i vlivem deformace skříně kolem míst uložení do rámu ELM. V místech uložení ložisek je na tom skříň s tuhostí lépe, největší deformace zde konstrukce vykazuje v řádu setin milimetru.

Stress von Mises (WCS)
(MPa)
Location: Components and Layers
Loadset:LoadSet1 : SIMULACE



Displacement Mag (WCS)
(mm)
Location: Components and Layers
Loadset:LoadSet1 : SIMULACE



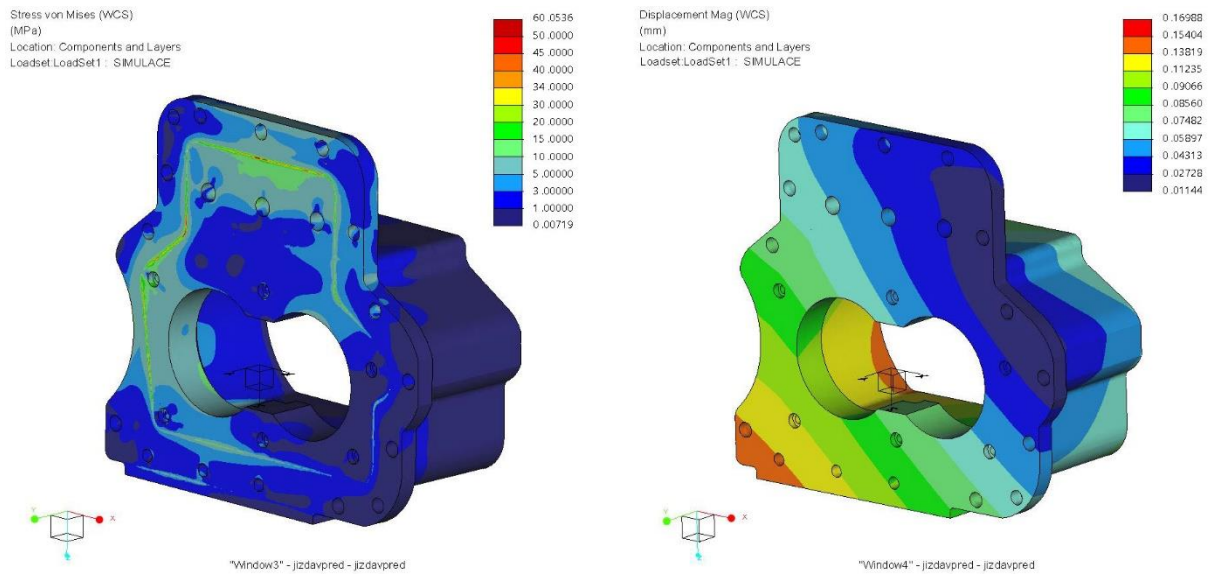
"Window3" - jizdavpred - jizdavpred



"Window4" - jizdavpred - jizdavpred

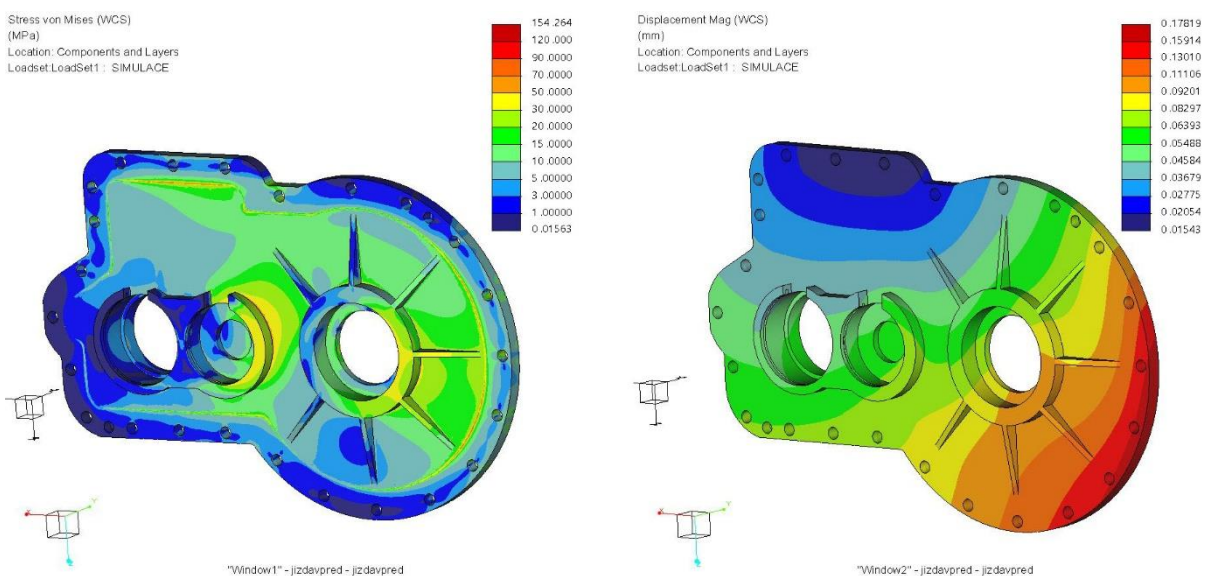
Obrázek 44 – Pohled na uložení ložisek v prostředním dílu skříně pro jízdu vpřed, vlevo zobrazeno napětí HMH, vpravo celkové posunutí

Pohled na místa uložení ložisek v prostředním dílu skříně vidíme na *obrázku 44*. Vlevo je zobrazeno celkové napětí HMM jehož hodnoty se v tomto dílu pohybují spíše ve spodních oblastech zobrazené legendy. Vpravo vidíme celkové posunutí, zde se zaměřujeme na místa, kde jsou ve skříně uložena ložiska. Maximální deformace v uloženích jsou v řádech setin milimetru.



Obrázek 45 – Pohled na uložení ložisek v levém víku skříně pro jízdu vpřed, vlevo zobrazeno napětí HMM, vpravo celkové posunutí

V levém víku skříně podle *obrázku 45* je vyfrézován otvor pro držák ložisek. Maximální napětí v této součásti jsou oproti maximům na prostředním dílu skříně zhruba třetinová. Posunutí v oblasti otvoru pro držák ložisek jsou opět v řádu setin.



Obrázek 46 – Pohled na uložení ložisek v pravém víku skříně pro jízdu vpřed, vlevo zobrazeno napětí HMM, vpravo celkové posunutí

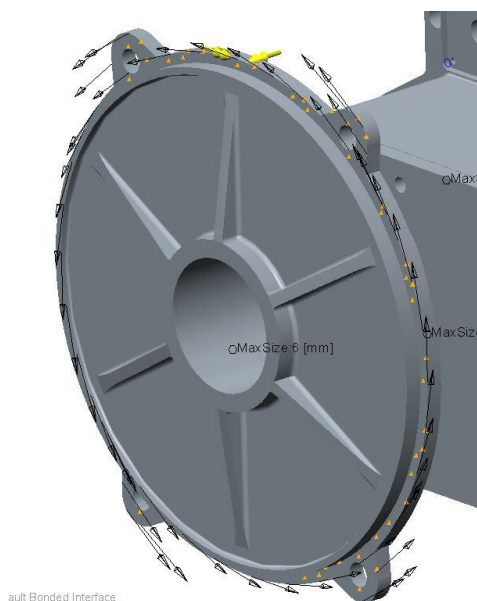
Pravé víko na *obrázku 46* v sobě má vyfrézované otvory pro uložení kuželíkového ložiska diferenciálu, kuličkového ložiska horní hřídele a válečkového ložiska prostřední hřídele. Výsledná maximální napětí jsou zde oproti levému víku o něco vyšší. Maximální deformace v místech uložení ložisek se pohybují v setinách milimetru, okrajově v místě, kde je uloženo kuželíkové ložisko diferenciálu až jedna desetina milimetru.

6.3 MKP analýza dílů skříně pro jízdu vzad

Jízdu vzad opět simulujeme pro zařazený první a druhý převodový stupeň. Využíváme stejného 3D modelu jako pro jízdu vpřed. Materiál skříně převodovky a sítí konečných prvků nám tedy zůstali stejné. Uložení skříně, zatížení vlastní tíhou a zavedení ohybového momentu v důsledku tíhy motorů se jízdou vzad nijak nemění, proto jsou okrajové podmínky uložení a zavedení ohybových momentů též totožné s jízdou vpřed.

6.3.1 Zavedení zatěžujících sil a momentů

Točivý reakční moment na přírubě pro upevnění elektromotorů je zaveden podle *obrázku 47* opačným směrem než pro jízdu vpřed.

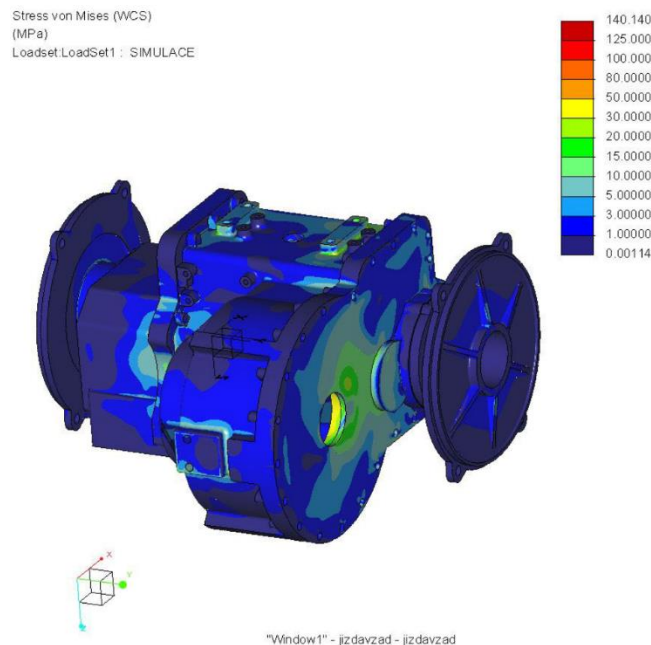


Obrázek 47 – Reakční točivý moment pro jízdu vzad

Zatížení skříně reakčními silami je opět zadáno jako Bearing Load, stejně jako na *obrázcích 39* a *40*. Reakční síly v uložení ložisek jsou zadány podle smyslu a velikosti dle kapitoly 6.1.3 do kartézského souřadného systému zavedeného v osách ložisek.

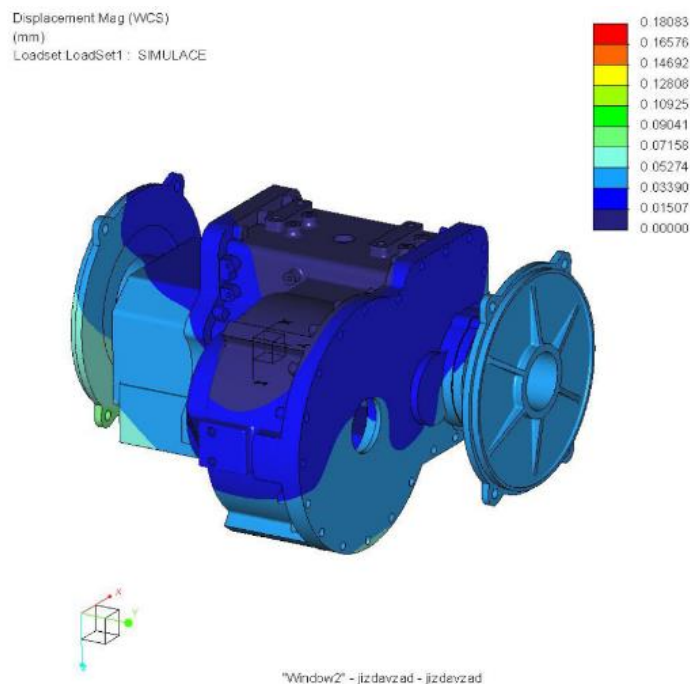
6.3.2 Rozbor výsledků MKP pro jízdu vzad

Pro jízdu vzad si zde opět nejprve zobrazíme výsledné napětí vypočítané podle HMM hypotézy v celé sestavě a celkové posunutí pro celou sestavu skříně převodovky. Následovat budou výsledky napětí a celkových posunutí pro jednotlivé díly skříně.



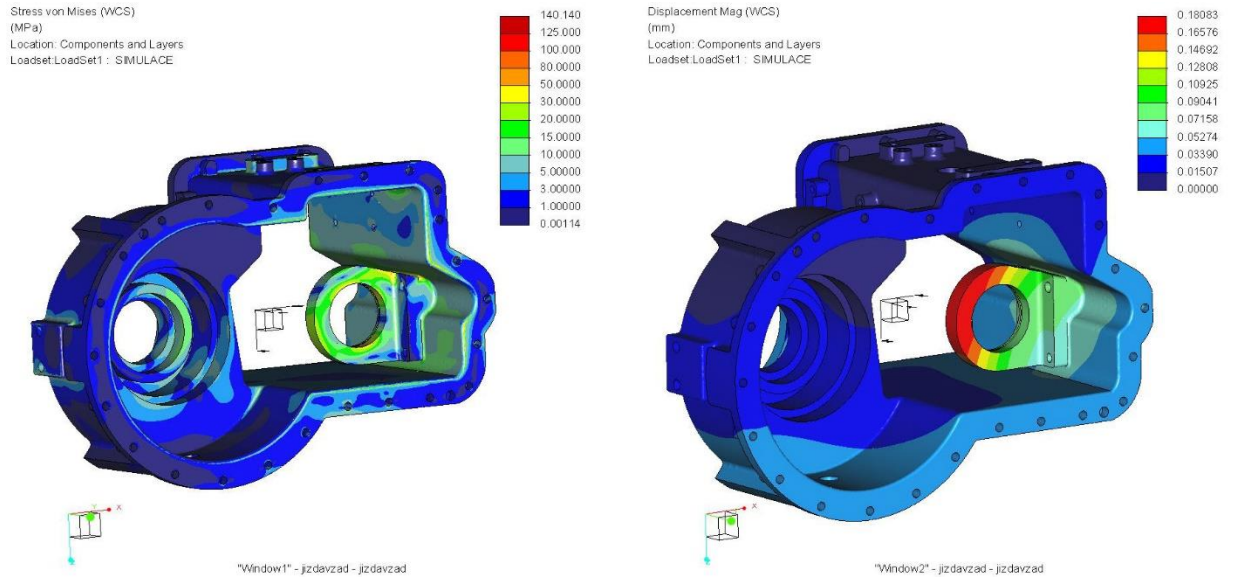
Obrázek 48 – Výsledné napětí HMM pro jízdu vzad

Výsledné hodnoty maximálního napětí pro jízdu vzad 140 MPa z obrázku 48 jsou opět pod hodnotami meze kluzu zvoleného materiálu. Jízda vzad se zdá být z hlediska zatížení skříně výhodnější, napětí jsou zde nižší než pro jízdu vpřed. To je způsobeno výhodnějším rozložením od zatížení skříně reakcemi z ložisek.



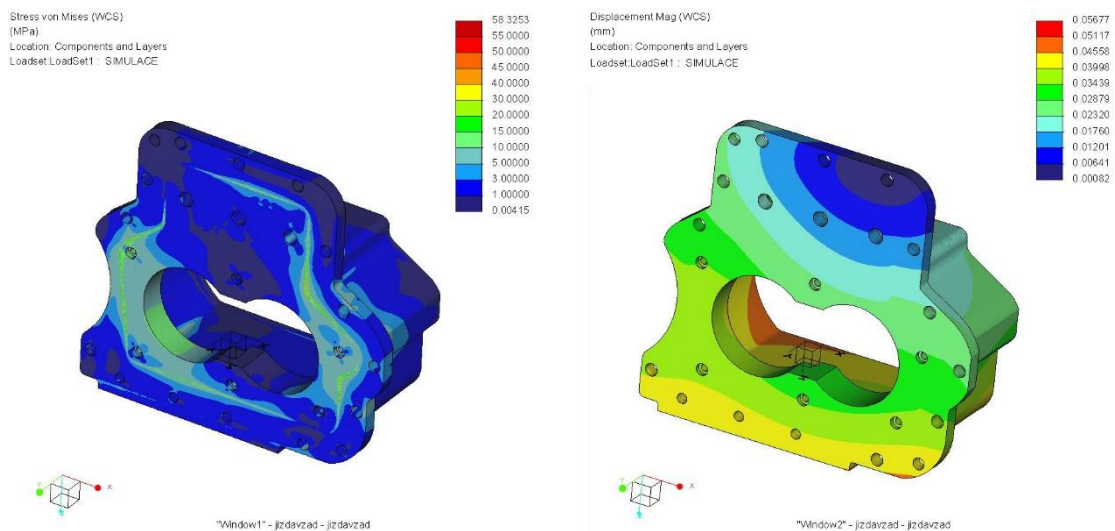
Obrázek 49 – Zobrazení celkových posunutí pro jízdu vzad

Pohled na sestavu převodovky na *obrázku 49* zvnějšku vypadá z hlediska celkových deformací uspokojivě, hodnoty deformací nepřekračují setiny milimetru. Pro odhalení deformací v řádu desetin milimetru si dále jako pro jízdu vpřed ukážeme jednotlivé díly sestavy. Opět nás nejvíce budou zajímat místa, kde jsou uložena ložiska.



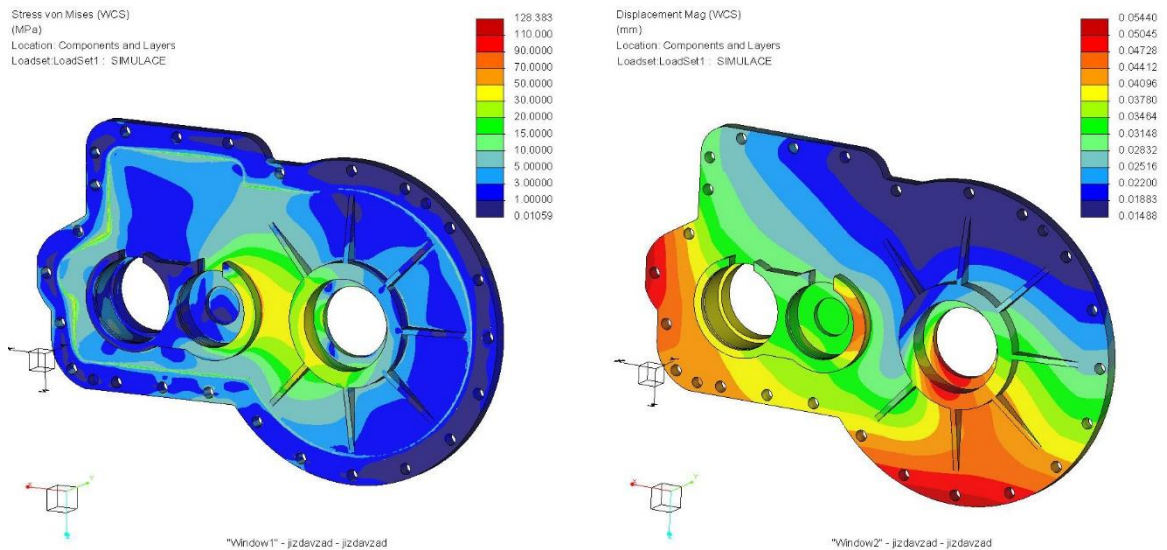
Obrázek 50 – Pohled na uložení ložisek v prostředním dílu skříně pro jízdu vzad, vlevo zobrazeno napětí HMM, vpravo celkové posunutí

Na *obrázku 50* vidíme prostřední díl skříně. Vlevo jsou zobrazena celková napětí, kde je nejvyšší hodnota 140 MPa. Vpravo ukazujeme celkové posunutí. V oblasti kuželíkového ložiska, kde je uložení diferenciálu, se deformace pohybují v řádu setin milimetru. Oproti tomu na držáku prostředního válečkového ložiska ve skříní nám vzniká maximální deformace s hodnotou kolem 0,18 mm. Zástavbový prostor ve skříní z důvodu využití dílů z MQ 200 již neumožňoval další konstrukční úpravy na tomto držáku, ve kterém je uloženo ložisko. Ostatní deformace tohoto dílu jsou v přijatelných mezích.



Obrázek 51 – Pohled na uložení ložisek v levém víku skříně pro jízdu vzad, vlevo zobrazeno napětí HMM, vpravo celkové posunutí

Levé víko skříně se pro jízdu vzad nachází na *obrázku 51*. Vlevo na tomto obrázku máme opět celková napětí s maximální hodnotou 58 MPa. Vpravo jsou celkové deformace, ze kterých je patrná nejvyšší hodnota deformace v místě uložení ložiskového domečku v řádu setin milimetrů.



Obrázek 52 – Pohled na uložení ložisek v pravém víku skříně pro jízdu vzad, vlevo zobrazeno napětí HMM, vpravo celkové posunutí

Obrázek 52 ukazuje vlevo celková napětí v pravém víku skříně. Nejvyšší koncentrace napětí je zde viditelná mezi kuželíkovým ložiskem diferenciálu a válečkovým ložiskem prostřední hřídele. Vpravo vidíme celková posunutí v pravém víku skříně převodovky, kde i nejvyšší deformace jsou v řádu setin milimetrů v celé součásti.

8. DISKUZE VÝSLEDKŮ MKP ANALÝZY

Analýzou pomocí metody konečných prvků, zde bylo simulováno největší zatížení skříně převodovky, které generuje zařazení prvního a druhého převodového stupně zároveň pro jízdu vpřed i vzad. Pro dosažení lepší dynamiky vozidla je této konfigurace rychlostních stupňů převodovka vycházející z principu převodovky DSG schopna dosáhnout. Jako pokračování této diplomové práce můžeme zařadit ověření všech možných konfigurací řazení rychlostních stupňů pro jízdu vpřed i vzad.

Výsledná napětí všech součástí, hluboko pod mezí kluzu materiálu vybraného pro konstrukci, zaručují vysokou bezpečnost této konstrukce. Celkové deformace dílů skříně se pohybují ve svých maximech do 0,2 mm. V místech uložení ložisek jsou velikosti deformací v řádu setin milimetru. Pouze pro jízdu vzad se v držáku válečkového ložiska na středním dílu skříně objevila deformace 0,18 mm. Tuto deformaci není možné vlivem využití dílů z převodovky MQ 200 eliminovat z důvodu omezeného zástavbového prostoru ve skříně převodovky. Řešením může být elektronické omezení výkonu motorů pro zpětný chod přibližně na polovinu. Poté by se deformace držáku měla pohybovat v řádu setin milimetru, což bude možné ověřit novým výpočtem. Další možností je řazení pouze jednoho rychlostního stupně do záběru pro jízdu vozidla dozadu. Tímto způsobem bychom měli najít řešení pro lepší výsledek deformace držáku pro jízdu vzad. Jedním ze slabších míst konstrukce pro jízdu vpřed se zdá být prostřední díl skříně převodovky v oblasti uložení velkého kola diferenciálu. Pro zvýšení tuhosti v této oblasti můžeme zvýšit tloušťku stěny prostředního dílu nebo provést vyztužení různými žebry.

9. ZÁVĚR

První část této diplomové práce se věnuje seznámení s problematikou převodovek pro elektrická vozidla. Uvádíme zde uspořádání různých variant hnacího ústrojí ELM. Dále následuje koncepce hnacích ústrojí od firem IAV a ZF, které patří mezi přední firmy zabývající se vývojem nejenom hnacích ústrojí automobilů.

Ve druhé části práce se věnujeme popisu vícestupňové automatické převodovky bez spojky, planetové a v krátkosti sekvenční automatické převodovce pro využití v ELM. Tento rozbor odhaluje shodu všech tří koncepcí ohledně možnosti absence spojky v převodovkách pro ELM z důvodu snadné regulace otáček elektromotorů, kterou by měla být schopna synchronizovat elektronická řídicí jednotka. V poslední kapitole je zde v tabulce uveden souhrn parametrů ELM, které jsou v současnosti na trhu.

Dále se v práci věnujeme vlastnímu návrhu experimentální vícestupňové převodovky, která bude spolupracovat se dvěma elektromotory. V návrhu jsme byli omezeni úsilím, o využití dílů z převodovky společnosti Škoda Auto, a.s. typu MQ 200. V této části práce je uvedena koncepce navrhovaného hnacího ústrojí, kinematické schéma experimentální převodovky a charakteristika tohoto hnacího ústrojí pro zvolené vozidlo. Navržen je zde také mechanismus řazení, ten pro svou funkci využívá kuličkových šroubů, které jsou spojené se synchronizačními zubovými spojkami pomocí T spojek a řadicích vidliček. O pohon se zde starají servomotory Bosch Rexroth IndraDyn MSM umístěné na vnější straně skříně. Řešíme také vhodné připojení elektromotorů ke skříně převodovky pomocí nové příruby, která nahrazuje stávající víko. Použité elektromotory ZERO ZF jsou primárně navrženy pro pohon motocyklů na elektřinu.

Poslední část práce se zabývá výpočtem reakcí v uložení ložisek do skříně převodovky. Následně je model skříně zatížen těmito vypočtenými reakcemi, reakčním točivým momentem, ohybovým momentem od elektromotorů a vlastní tíhou. V místech uložení skříně do vozidla zavedeme okrajové podmínky a pomocí metody konečných prvků určíme výsledná napětí podle hypotézy HMM a deformaci jednotlivých dílů skříně převodovky. Výsledky, které ukazuje metoda konečných prvků, diskutujeme v osmé kapitole. Analýza může být rozšířena pomocí metody konečných prvků o více druhů simulací předpokládajících různá provozní zatížení a návrhem dalších optimalizací stávající konstrukce. Součástí této práce je také výkresová dokumentace, která obsahuje

výkres sestavy převodovky a výrobní výkresy jednotlivých dílů. Mezi tyto díly patří prostřední díl skříně převodovky, držák ložiska, všechna víka a příruba pro uchycení elektromotorů k převodovce.

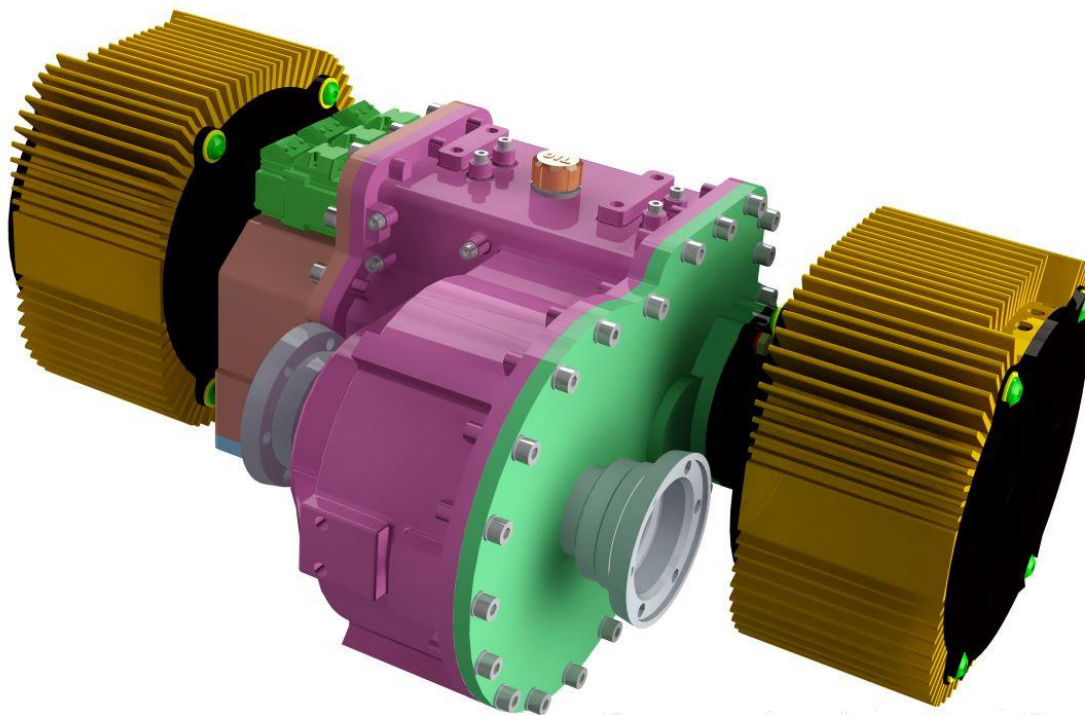
10. CITOVANÁ LITERATURA

- [1] **B. Horatiu**, „Multi-Speed Transmissions Coming To Electric Vehicles,“ 2 Prosinec 2014. [Online]. Available: <http://www.bmwblog.com/2014/12/02/multi-speed-transmissions-coming-electric-vehicles/>. [Přístup získán 29 Leden 2017].
- [2] **M. Lukasiewicz, S. Steinhurst, S. Andalam a F. Sagstetter**, „System architecture and software design for electric vehicles,“ 29 Květen 2013. [Online]. Available: <http://dl.acm.org/citation.cfm?id=2488852&CFID=881544309&CFTOKEN=33144891>. [Přístup získán 29 Leden 2017].
- [3] **P. Gwangmin, L. Seonghun, J. Sungho a K. Sangshin**, „Integrated modeling and analysis of dynamics for electric vehicle powertrains,“ 5 Duben 2014. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0957417413008129>. [Přístup získán 29 Leden 2017].
- [4] **R. Gabel**, „Powertrain Electrification,“ Květen 2012. [Online]. Available: <https://www.iav.com/sites/default/files/handouts/2014/en-us/developing-electric-powertrains.pdf>. [Přístup získán 30 Leden 2017].
- [5] „ZF motion and mobility,“ [Online]. Available: http://www.zf.com/corporate/en_de/homepage/homepage.html. [Přístup získán 31 Leden 2017].
- [6] „ZF,“ [Online]. Available: https://www.zf.com/corporate/en_de/magazine/magazin_artikel_viewpage_22143593.html. [Přístup získán 1 Únor 2017].
- [7] **R. Buchmeier**, „ZF,“ 2 Březen 2016. [Online]. Available: www.zf.com. [Přístup získán 2 Únor 2017].
- [8] **F. Vlk**, Převody motorových vozidel, Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc, nakladatelství a vydavatelství, 2006.
- [9] **A. Sorniotti, T. Holdstock, M. Everitt, M. Fracchia, F. Viotto, C. Cavallino a S. Bertolotto**, „A Novel Clutchless Multiple-Speed Transmission for Electric Axles,“ 23 Květen 2013. [Online]. Available: <http://epubs.surrey.ac.uk/795749/>. [Přístup získán 19 Únor 2017].
- [10] **M. Mousavi, A. Pakniyat, T. Wang a B. Boulet**, „Seamless dual brake transmission for electric vehicles: Design, control and experiment,“ 29 Srpen 2015. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0094114X15001809>. [Přístup získán 6 Březen 2017].
- [11] **C. H. Y. C. Y. Tseng**, „Advanced shifting control of synchronizer mechanisms for clutchless automatic manual transmission in an electric vehicle,“ 4 Listopad 2014. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0094114X14002481>. [Přístup získán 10 Únor 2017].

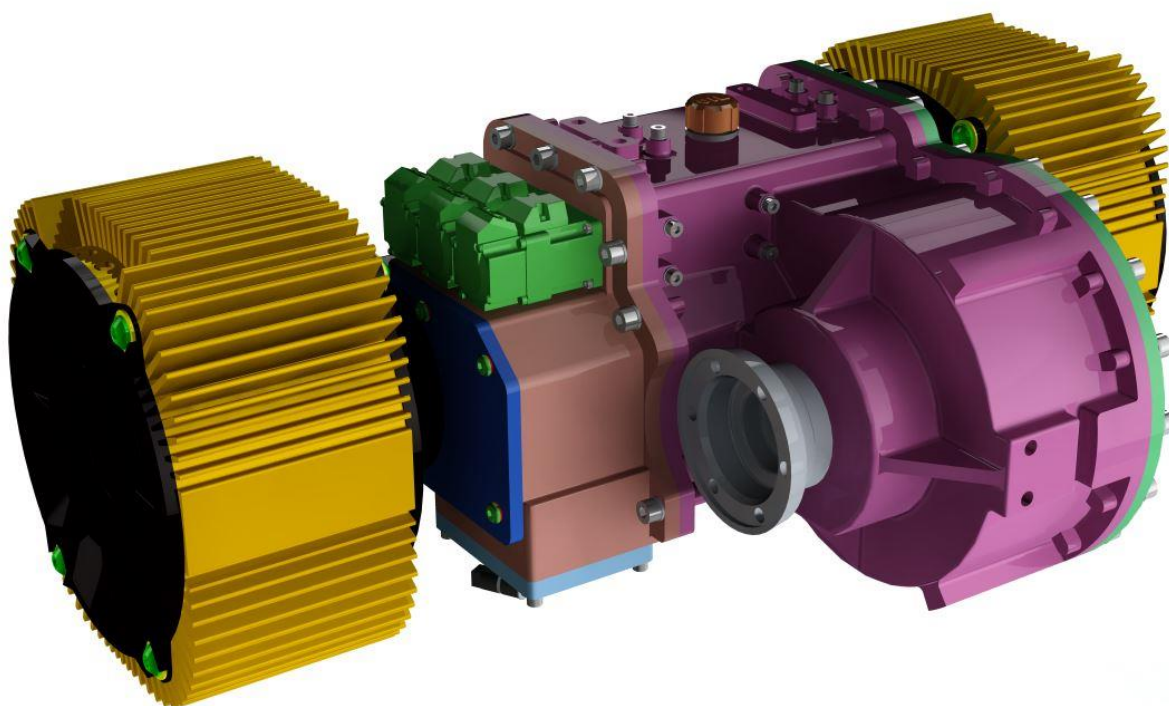
- [12] „**e-Golf**,“ [Online]. Available: <https://www.vw.com/models/e-golf/>. [Přístup získán 16 Prosinec 2016].
- [13] „**BMW i3**,“ [Online]. Available: <http://www.bmw.cz/cs/all-models/bmw-i/i3/2016/prehled.html>. [Přístup získán 16 Prosinec 2016].
- [14] „**Mercedes Benz Třída B Electric Drive**,“ [Online]. Available: http://www.mercedes-benz.cz/content/czechia/mpc/mpc_czechia_website/czng/home_mpc/passengercars/home/new_cars/models/b-class/w242.html. [Přístup získán 16 Prosinec 2016].
- [15] „**Renault New Zoe**,“ [Online]. Available: <https://www.renault.co.uk/vehicles/new-vehicles/zoe-250.html>. [Přístup získán 16 Prosinec 2016].
- [16] „**Nissan LEAF**,“ [Online]. Available: <https://www.nissan.cz/vozidla/nova-vozidla/leaf.html>. [Přístup získán 16 Prosinec 2016].
- [17] „**TESLA Model S**,“ [Online]. Available: <https://www.tesla.com/models>. [Přístup získán 16 Prosinec 2016].
- [18] „**KIA Nová Kia Soul EV**,“ [Online]. Available: <http://www.kia.com/cz/modely/kia-soul-ev/>. [Přístup získán 16 Prosinec 2016].
- [19] „**Rimac Automobili**,“ 2017. [Online]. Available: http://www.rimac-automobili.com/en/supercars/concept_one/. [Přístup získán 15 Květen 2017].
- [20] **P. Jandura**, *Podklady dodané od Ing. Pavla Jandury, PhD. z FM TUL*, Liberec, Březen 2017.
- [21] **Š. Auto**, „**Rapid Katalog**,“ 2017. [Online]. Available: <http://www.skoda-auto.cz/sitecollectiondocuments/skoda-auto/ke-stazeni/rapid-katalog.pdf>. [Přístup získán 7 Duben 2017].
- [22] „**Rexroth Bosch Group**,“ [Online]. Available: <http://www.boschrexroth.com/dcc/Vornavigation/VorNavi.cfm?Language=EN&Variant=internet&VHist=g97568%2Cg96068&PageID=p201894>. [Přístup získán 11 Květen 2017].
- [23] **J. Broušek**, „Převodovka elektromobilu,“ Technická univerzita v Liberci, Liberec, 2014.
- [24] **L. Pešík**, Části strojů 1. díl 3. vydání, Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2008 ISBN 978-80-7372-320-0.
- [25] **J. Broušek, M. Bukvic a P. Jandura**, „Experimental Electric Vehicle EŠUS GEN2,“ 2016. [Online]. Available: <https://www.degruyter.com/downloadpdf/j/mecdc.2016.14.issue-2/mecdc-2016-0007/mecdc-2016-0007.pdf>. [Přístup získán 14 Květen 2017].
- [26] **L. Pešík**, Části strojů 2. díl 3. vydání, Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2008 ISBN 978-80-7372-320-0.

11. PŘÍLOHY

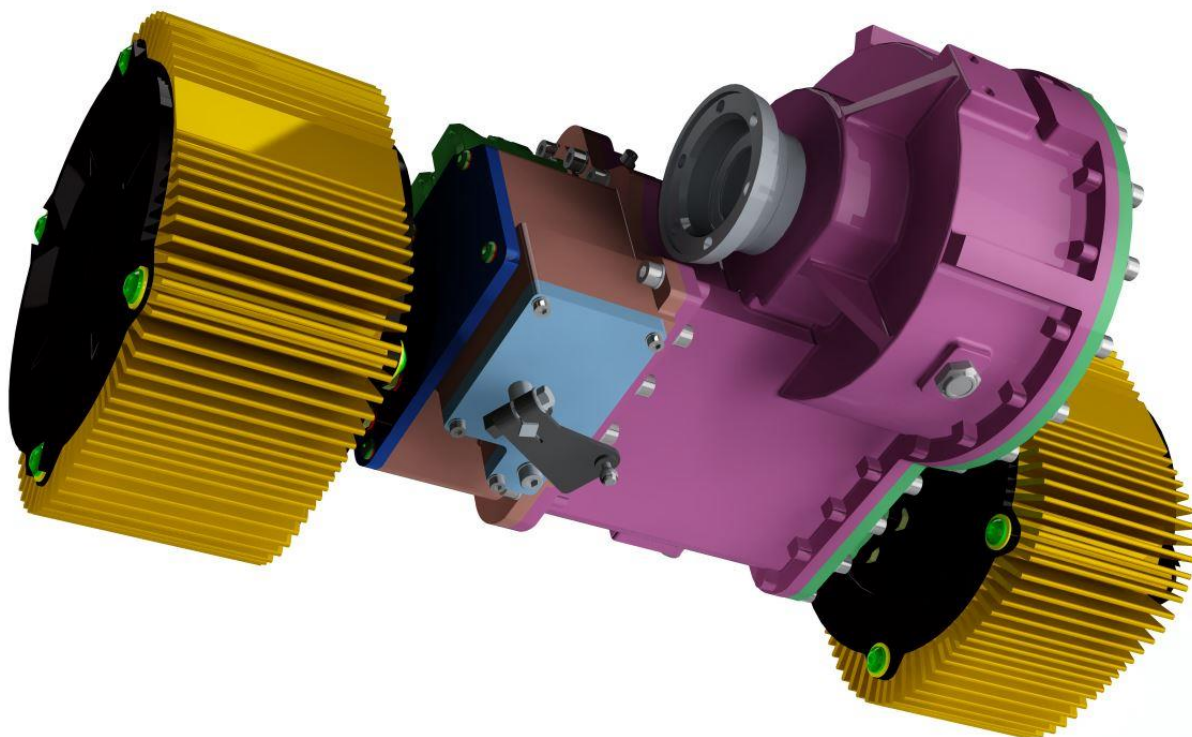
Příloha 1 – Pohled na celkovou sestavu zprava



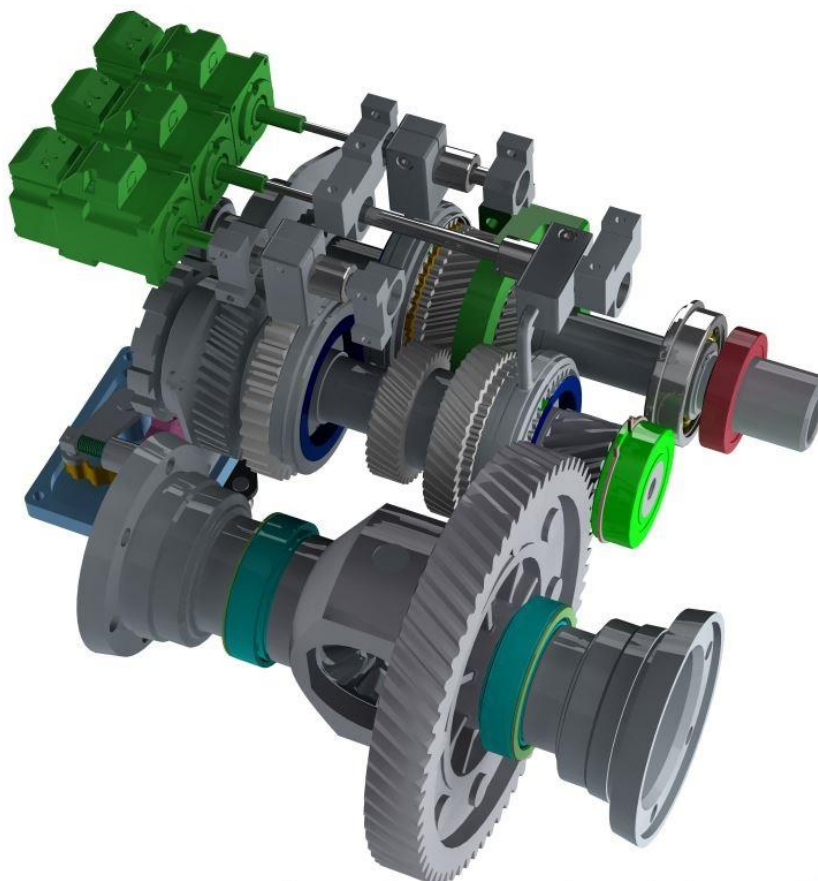
Příloha 2 – Pohled na celkovou sestavu zleva



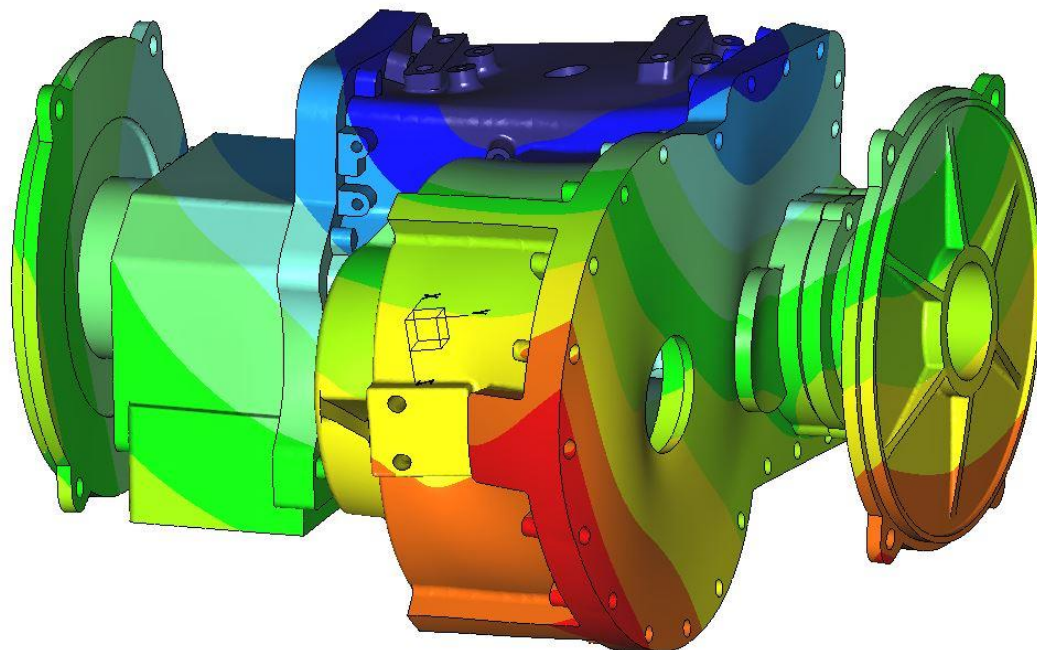
Příloha 3 – Pohled na parkovací západku



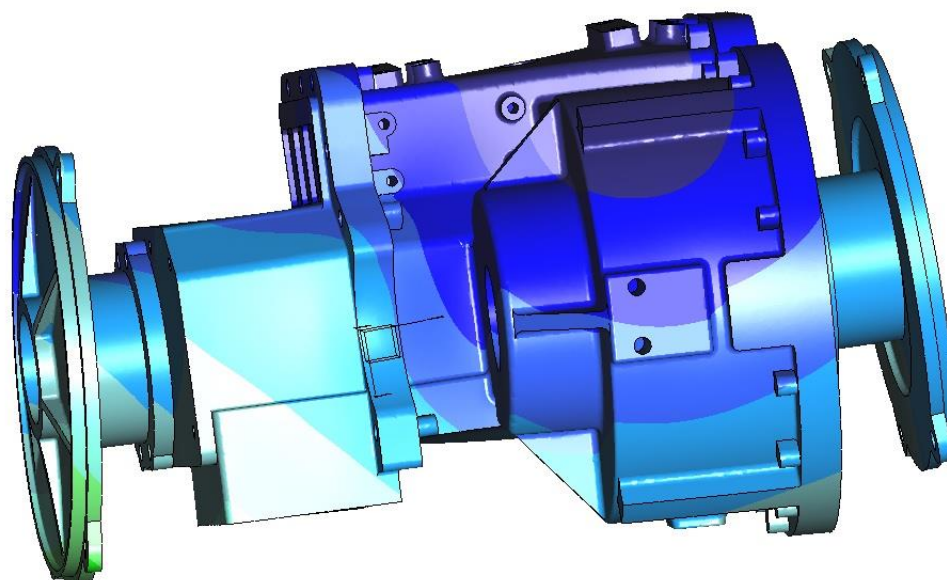
Příloha 4 – Pohled na vnitřní komponenty

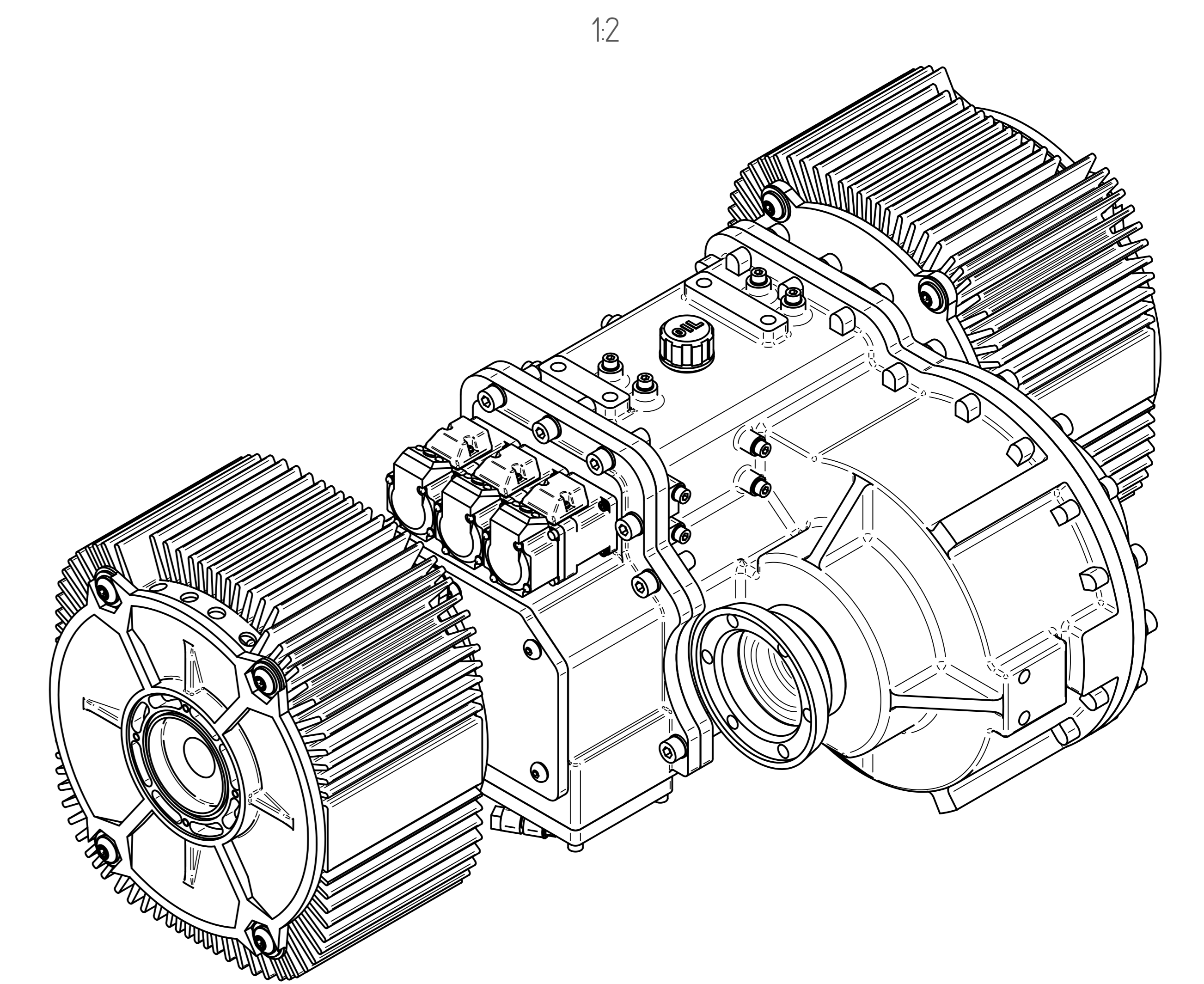
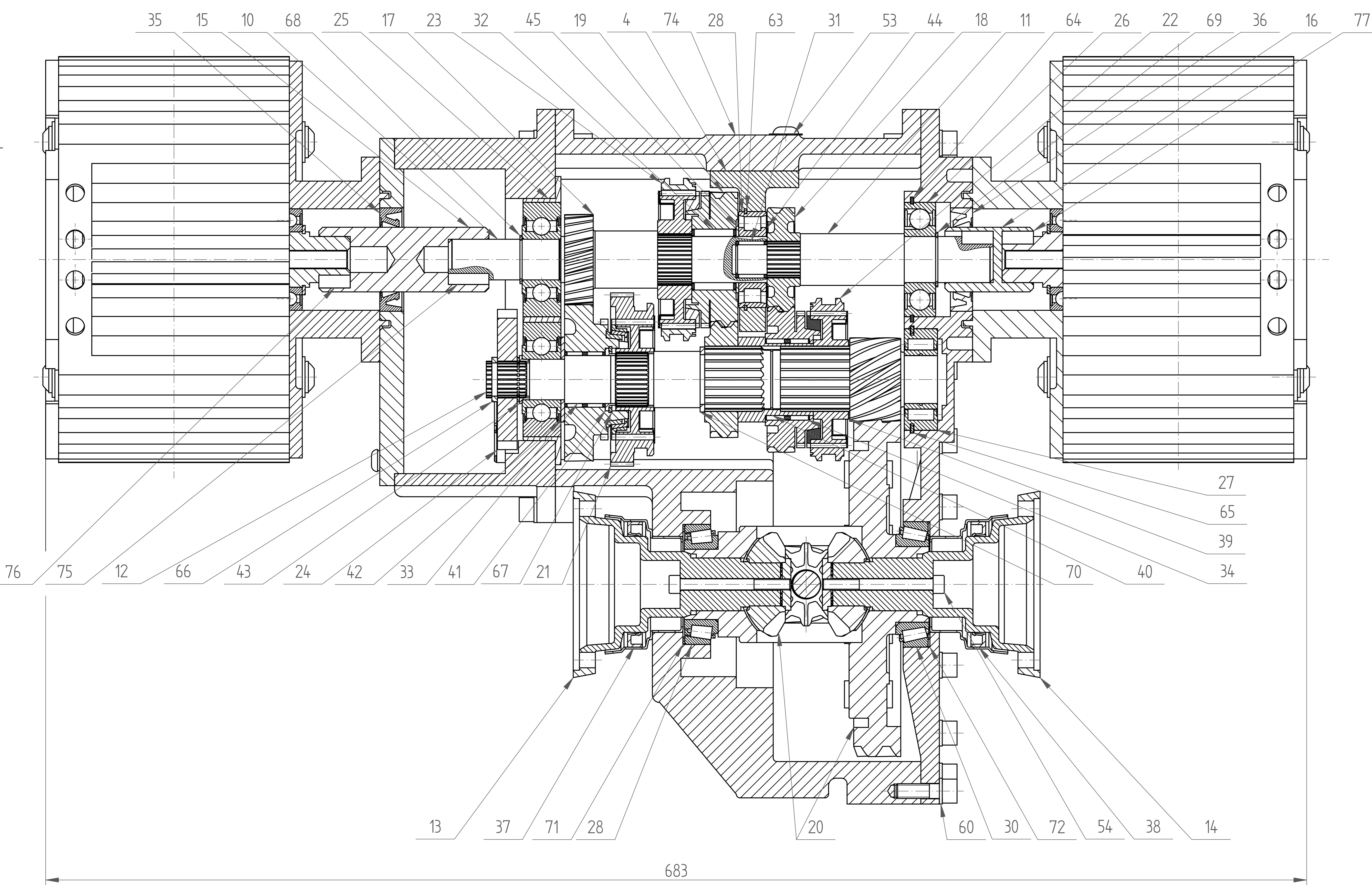
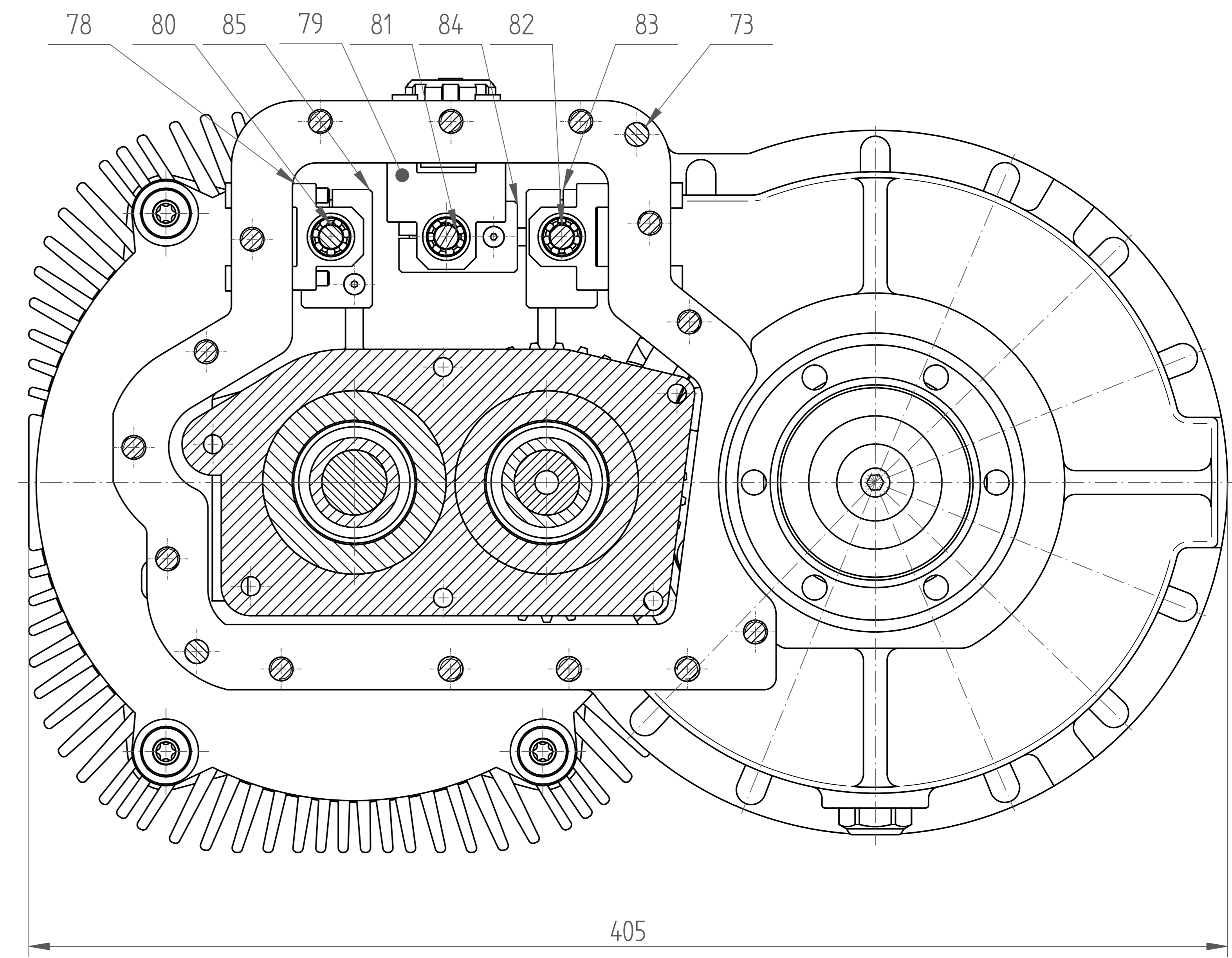
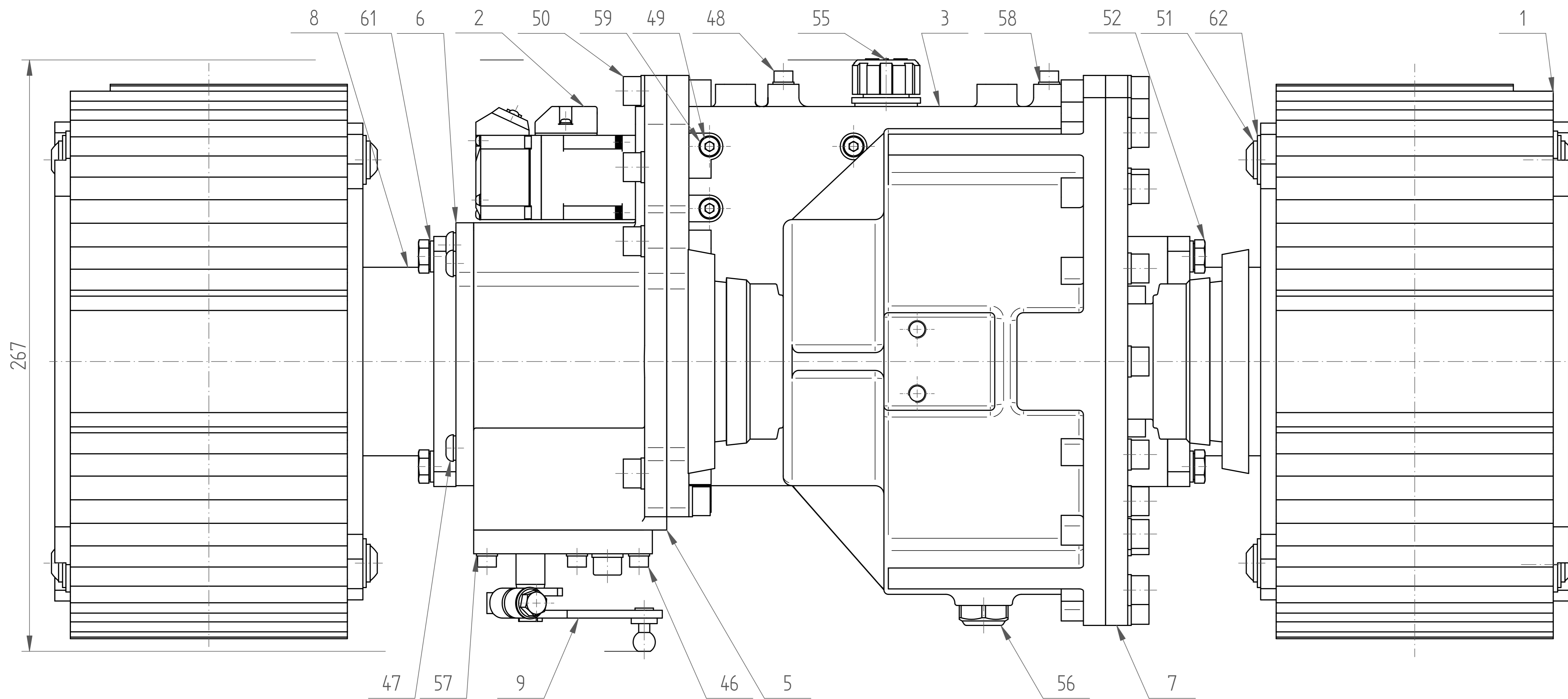


Příloha 5 – Náhled deformace skříně jízda vpřed



Příloha 6 - Náhled deformace skříně jízda vzad



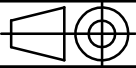


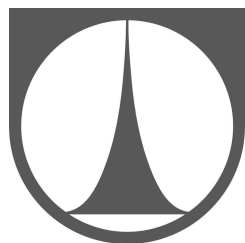
MATERIAL		T.O.		MĚŘITKO	
POLOTOVÁNÍ	ANO	VERZE	ZMĚNA	DATUM	PROJEKT
TOLEROVÁNÍ ISO 2815					
PŘESNOST ISO 2768	m K				
PROJEKTANT	SCHWÄL	HMOTNOST	kg	MĚŘITKO	1:1
KONSTRUKČNÍ SWC Jin		SESTAVA		KUSOVNIK	
KONTROLOVAL	DATUM 03.12.2017	STARÝ V.			
		NAZEV SESTAVA PŘEVODOVKY ELM ČÍSLO VÝKRESU KVM - DP - 08 - 00 LISTO 10 LIST 1			

32	JEHLOVE LOZISKO 2	SKF K 25x33x24							1
31	JEHLOVE LOZISKO 1	SKF K 16x20x17							1
30	SKF BTIB 328612 CC-QCL7C	SKODA MQ200							1
29	TIMKEN KLM29710C	SKODA MQ200							1
28	VALECKOVE LOZ. SKF		SKF N205 ECP						1
27	02T 311 375	SKODA MQ200							1
26	KUL. LOZISKO SKF		SKF 305 NR						1
25	SKF PHBCB00302T311206H	SKODA MQ200							1
24	KOLO ZAPADKY	KPII 2013/2014							1
23	ZUBOVA SPOJKA 4	SKODA MQ200							1
22	ZUBOVA SPOJKA 3	SKODA MQ200							1
21	ZUBOVA SPOJKA 2	SKODA MQ200							1
20	SP S DIFERENCIALEM	SKODA MQ200							1
19	SOUKOLI 4°	SKODA MQ200							1
18	SOUKOLI 3°	SKODA MQ200							1
17	SOUKOLI 2°	SKODA MQ200							1
16	VALCOVA SPOJKA P								1
15	VALCOVA SPOJKA L								1
14	PRIRUBOVY HRIDEL P	SKODA MQ200							1
13	PRIRUBOVY HRIDEL L	SKODA MQ200							1
12	PREDLOHOVY HRIDEL	SKODA MQ200							1
11	PRAVY HRIDEL	SKODA MQ200							1
10	LEVY HRIDEL	SKODA MQ200							1
9	PARKOVACI ZAPADKA	KPII 2013/2014							1
8	PRIRUBA ELEKTROMOT	KVM - DP - 08 - 06							2
7	P VIKO SKRINE	KVM - DP - 08 - 05							1
6	VICKO L VIKO SKRINE	KVM - DP - 08 - 04							1
5	L VIKO SKRINE	KVM - DP - 08 - 03							1
4	DRZAK LOZISKA	KVM - DP - 08 - 02							1
3	S DIL SKRINE	KVM - DP - 08 - 01							1
2	SERVOMOTOR BOSCH		REXROTH IndraDyn S-MSM						3
1	ELEKTROMOTOR		ZERO ZF 75-7						2

ODKAZ	OZNAČENÍ, ROZMĚR	ČÍSLO VÝKRESU	POLOTOVAR / TYP	MATERIÁL	TŘ.O.	Č.HMOT.	POZNÁMKA	MNOŽ.
-------	------------------	---------------	-----------------	----------	-------	---------	----------	-------

MATERIÁL	T.O.	INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS
POLOTOVAR					
TOLEROVÁNÍ ISO 8015	ANO				
PŘESNOST ISO 2768	m K				

PROMÍTÁNÍ ISO E		MĚŘÍTKO	1:1
KONSTRUOVAL Švec Jan	SCHVÁLIL	HMOTNOST	kg
KONTROLOVAL	DATUM 03.12.2017	SESTAVA	KUSOVNÍK
		STARÝ V.	



TU
v Liberci

NÁZEV
SESTAVA PŘEVODOVKY ELM KUS1

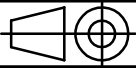
ČÍSLO VÝKRESU
KVM - DP - 08 - 00 - 01

LISTŮ 10 LIST 2

64	POJISTNY KR LOZ SKF K		SKF 305 NR					1
63	POJISTNY KR LOZ SKF V		SKF N205 ECP					1
62	PODLOZKA PR. 8,4 V		ISO 7094-8.15					16
61	PODLOZKA PR. 8,4 M		ISO 7090-8.15					8
60	PODLOZKA PR. 8,4 M		ISO 7090-8.15					38
59	PODLOZKA PR. 5,3 M		ISO 7090-8.15					4
58	PODLOZKA PR. 5,3 M		ISO 7090-8.15					4
57	PODLOZKA PR. 5,3 M		ISO 7090-8.15					5
56	VYPOUSTECI ZATKA		NORELEM 28010					1
55	NAPOUSTECI ZATKA		MAURIN 34-232-22					1
54	SROUB M6x60	SKODA MQ200						2
53	SROUB LIM M8x30		ISO 7380 10.9					2
52	SROUB M8x30		ISO 4017 10.9					8
51	SROUB LIM M8x30		ISO 7380 10.9					8
50	SROUB M8x25		ISO 4762 8.8					38
49	SROUB M5x30		ISO 4762 8.8					4
48	SROUB M5x30		ISO 4762 8.8					4
47	SROUB M6x25		ISO 7380 10.9					5
46	SROUB M5x20		ISO 4762 8.8					5
45	DISTANCNI PODLOZKA 6							1
44	DISTANCNI PODLOZKA 5							1
43	DISTANCNI PODLOZKA 4							1
42	DISTANCNI PODLOZKA 3							1
41	DISTANCNI PODLOZKA 2							1
40	EVOLVENT PODLOZKA							1
39	DISTANCNI PODLOZKA 1							1
38	GUFERO 4	SKODA MQ200						1
37	GUFERO 3	SKODA MQ200						1
36	GUFERO 2	GP 35-56-12 CSN 02 9401						1
35	GUFERO 1	GP 35-56-12 CSN 02 9401						1
34	JEHLOVE LOZISKO 4	SKF K 39x44x26						1
33	JEHLOVE LOZISKO 3	SKF K 26x30x32						1

ODKAZ	OZNAČENÍ, ROZMĚR	ČÍSLO VÝKRESU	POLOTOVAR / TYP	MATERIÁL	TŘ.O.	Č.HMOT.	POZNÁMKA	MNOŽ.
-------	------------------	---------------	-----------------	----------	-------	---------	----------	-------

MATERIÁL	T.O.	INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS
POLOTOVAR					
TOLEROVÁNÍ ISO 8015	ANO				
PŘESNOST ISO 2768	m K				


PROMÍTÁNÍ ISO E				MĚŘÍTKO	1:1
KONSTRUOVAL Švec Jan	SCHVÁLIL	HMOTNOST	kg	SESTAVA	KUSOVNÍK
KONTRLOVAL	DATUM 03.12.2017	STARÝ V.			

 TU v Liberci	NÁZEV	SESTAVA PŘEVODOVKY ELM KUS2
	ČÍSLO VÝKRESU	KVM - DP - 08 - 00 - 02
	LISTŮ 10	LIST 3

85	T SPOJ S VIDLICKOU 3							1
84	T SPOJ S VIDLICKOU 2							1
83	T SPOJ S VIDLICKOU 1							1
82	KULICKOVY SROUB 3		SKF SD825R610					1
81	KULICKOVY SROUB 2		SKF SD825R610					1
80	KULICKOVY SROUB 1		SKF SD825R610					1
79	DOMECEK S LOZ SKF 2							2
78	DOMECEK S LOZ SKF 1							4
77	PERO 3 8e7x7x17							2
76	PERO 2 8e7x7x17							1
75	PERO 1 6e7x6x22							1
74	KOLIK 8x28		B ISO 2338 - St					2
73	KOLIK 8x16		B ISO 2338 - St					4
72	PODLOZKA LOZISKA SKF BTIB	SKODA MQ200						1
71	PODLOZKA LOZ TIMKEN	SKODA MQ200						1
70	POJISTNY KR 40		CSN 02 2930					1
69	POJISTNY KR 25		CSN 02 2930					1
68	POJISTNY KR 22		CSN 02 2930					1
67	POJISTNY KR 34 VNITR		CSN 02 2931					1
66	POJISTNY KR 20U	SKODA MQ200						1
65	POJISTNY KR 02T 311 372	SKODA MQ200						1

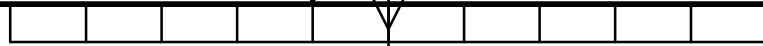
ODKAZ	OZNAČENÍ, ROZMĚR	ČÍSLO VÝKRESU	POLOTOVAR / TYP	MATERIÁL	TŘ.O.	Č.HMOT.	POZNÁMKA	MNOŽ.
-------	------------------	---------------	-----------------	----------	-------	---------	----------	-------

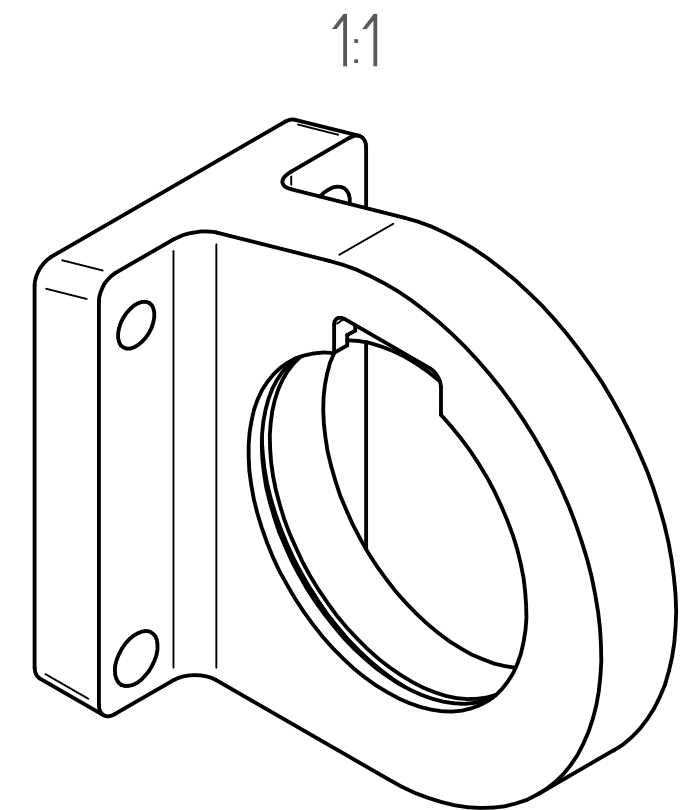
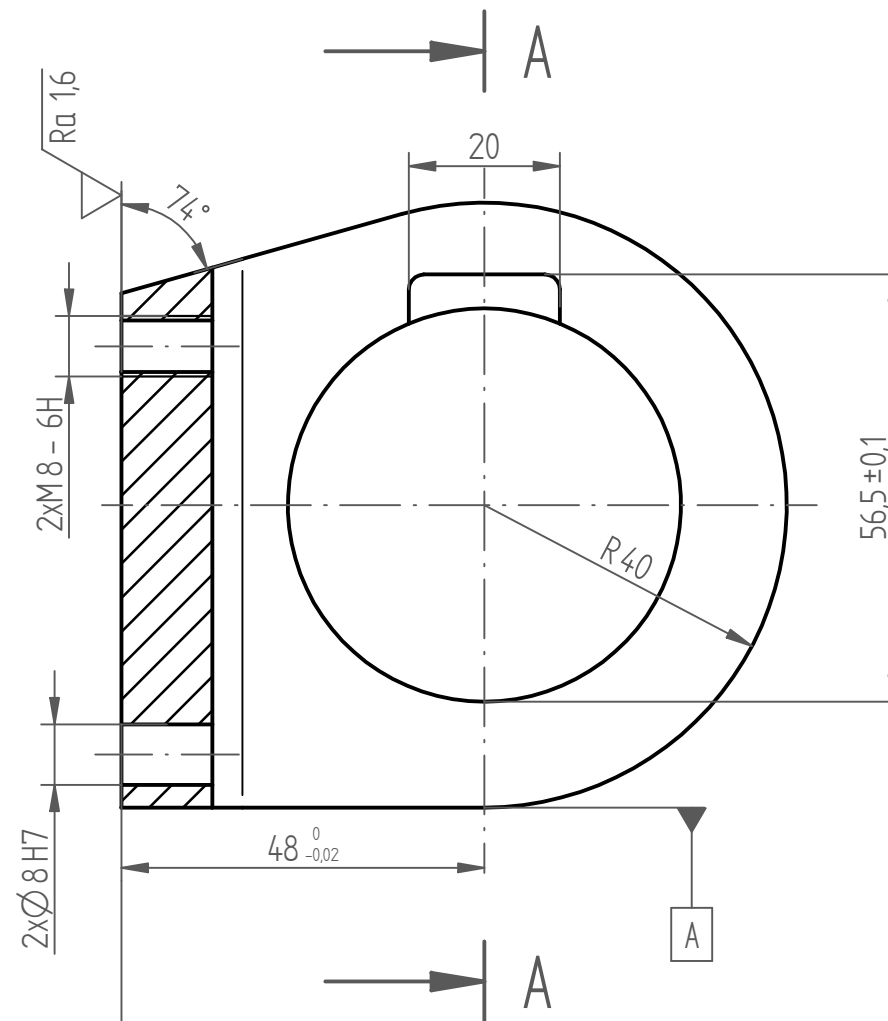
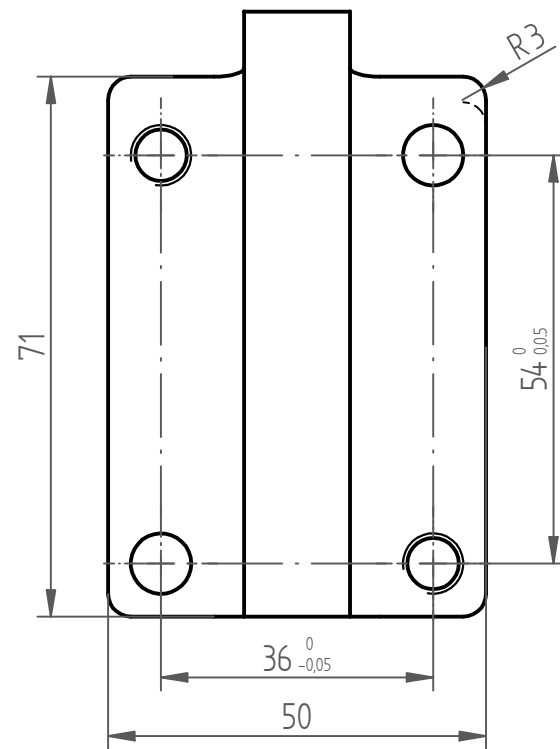
MATERIÁL	T.O.	INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS
POLOTOVAR					
TOLEROVÁNÍ ISO 8015	ANO				
PŘESNOST ISO 2768	m K				

PROMÍTÁNÍ ISO E		HMOTNOST	kg	MĚŘÍTKO	1:1
-----------------	---	----------	----	---------	-----

KONSTRUOVAL Švec Jan	SCHVÁLIL	SESTAVA	KUSOVNÍK
KONTRLOVAL	DATUM 03.12.2017	STARÝ V.	

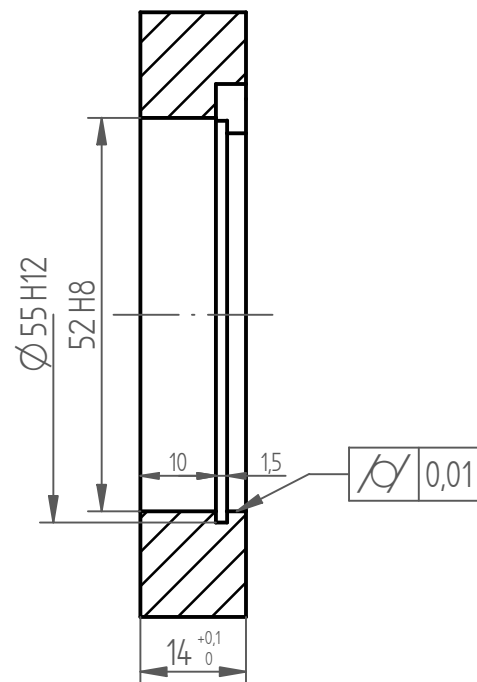
 TU v Liberci	NÁZEV	SESTAVA PŘEVODOVKY ELM KUS3
	ČÍSLO VÝKRESU	KVM - DP - 08 - 00 - 03
	LISTŮ 10	LIST 4





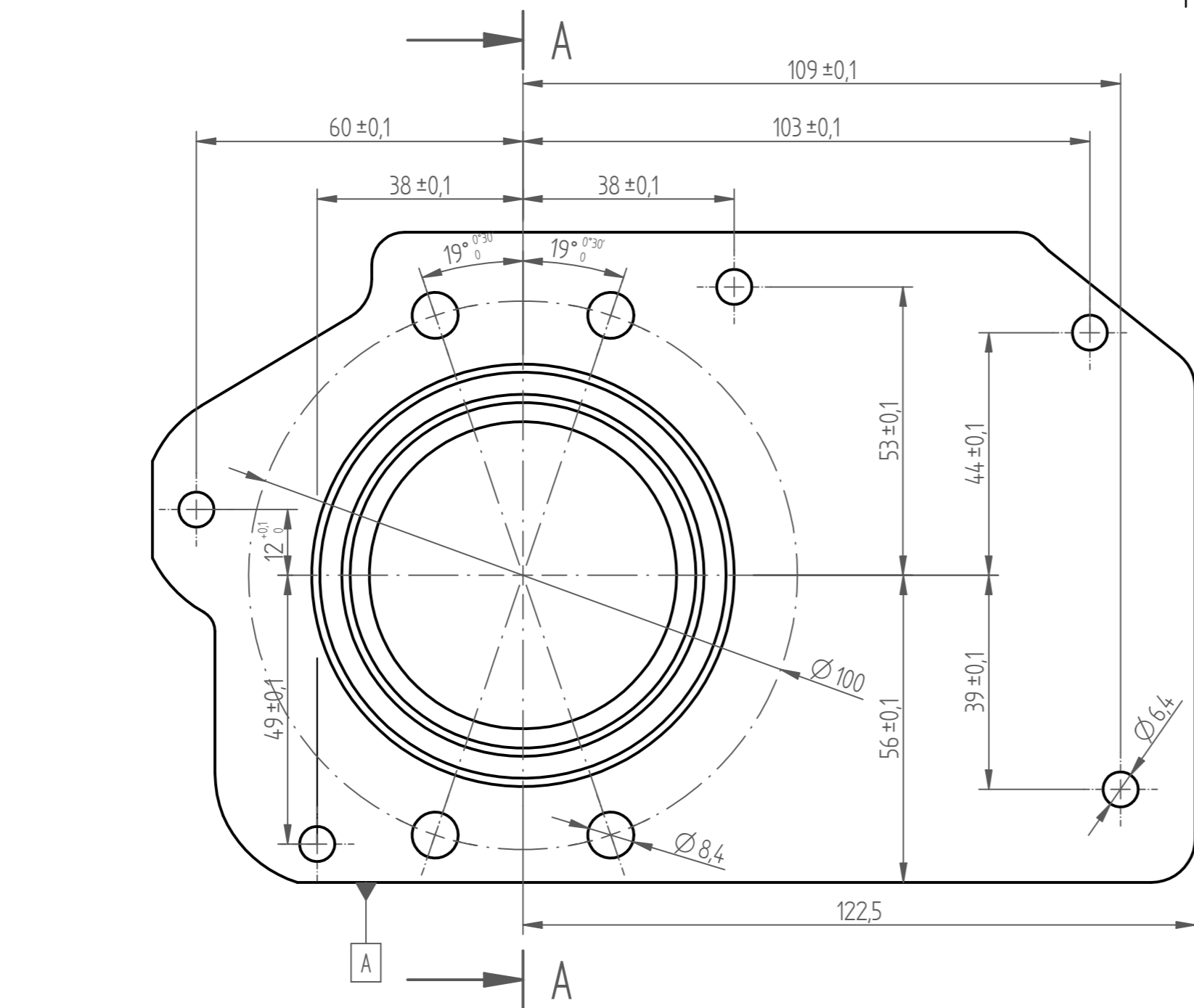
⊥	0,1	A
▱	0,05/50x71	

ŘEZ A-A

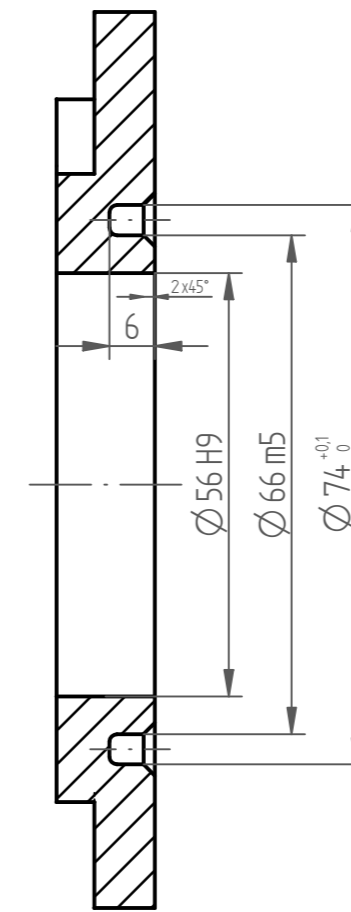


NEKOTOVANÉ RADIUSY R2 $\sqrt{Ra\ 3,2}$ (✓)

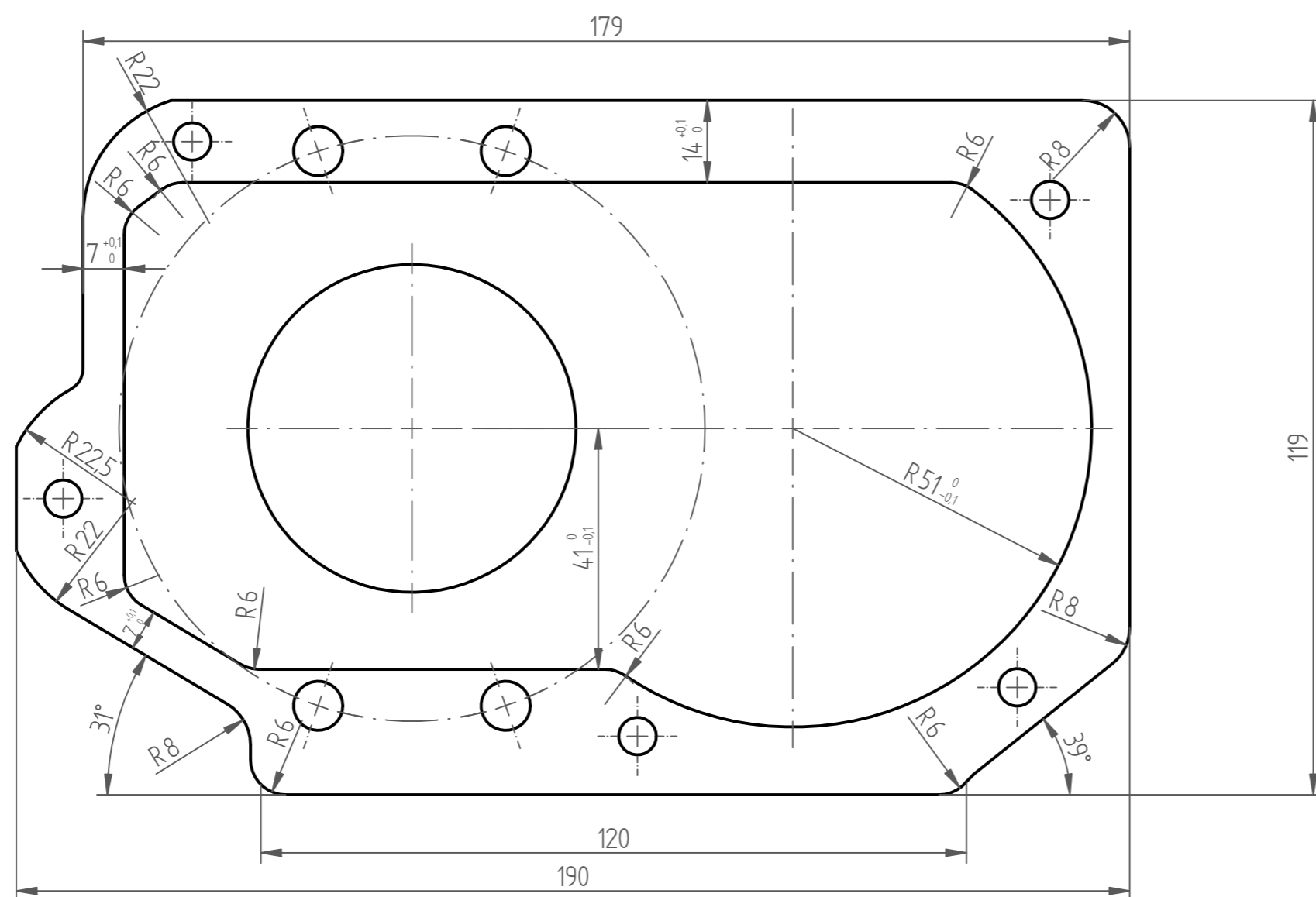
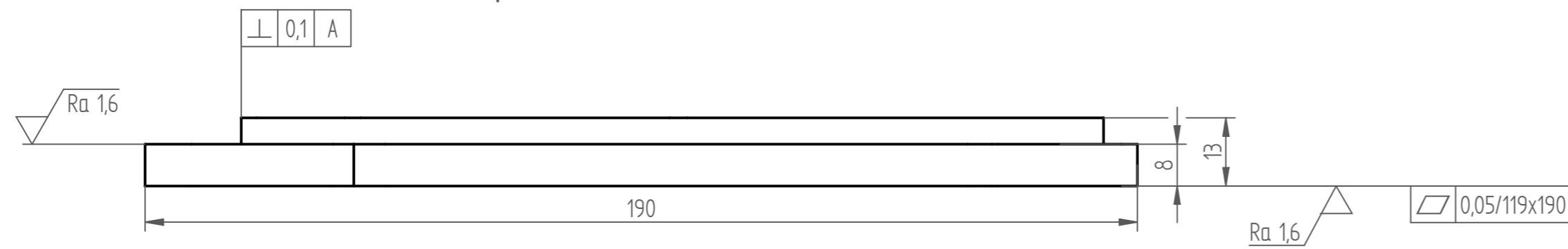
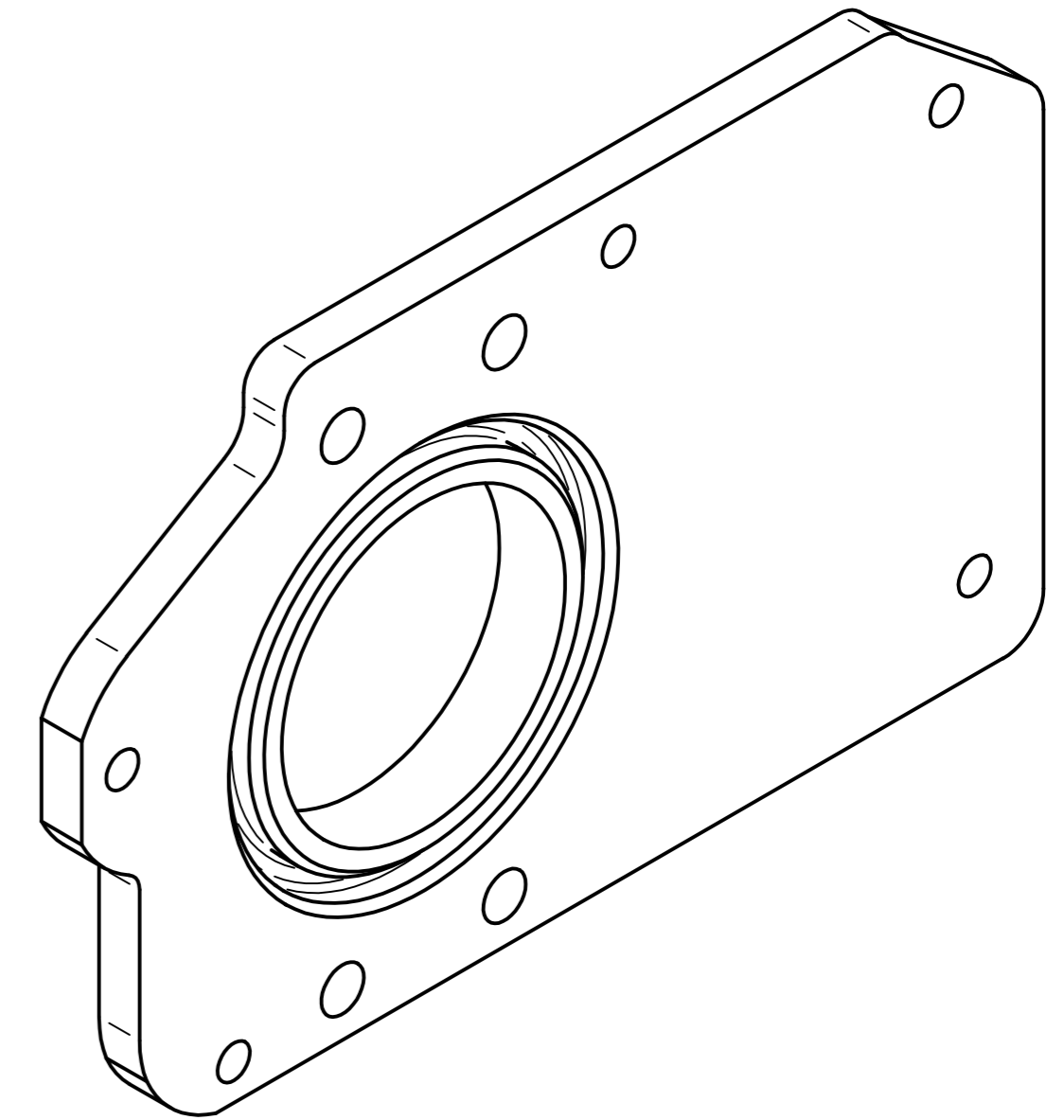
MATERIÁL EN AW 7021	T.O. 812	INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS
POLOTOVAR DESKA 55x95x90					
TOLEROVÁNÍ ISO 8015 ANO					
PŘESNOST ISO 2768 m K					
PROMÍTÁNÍ ISO E		HMOTNOST kg		MĚŘÍTKO 1:1	
KONSTRUOVAL Švec Jan	SCHVÁLIL	SESTAVA		KUSOVNÍK	
KONTROLOVAL	DATUM 05.12.2017	STARÝ V.			
		NÁZEV			
		ULOZENÍ STŘEDNÍHO LOŽISKA			
		ČÍSLO VÝKRESU			
		KVM - DP - 08 - 02			
		LISTŮ 10		LIST 6	



ŘEZ A-A



1:1

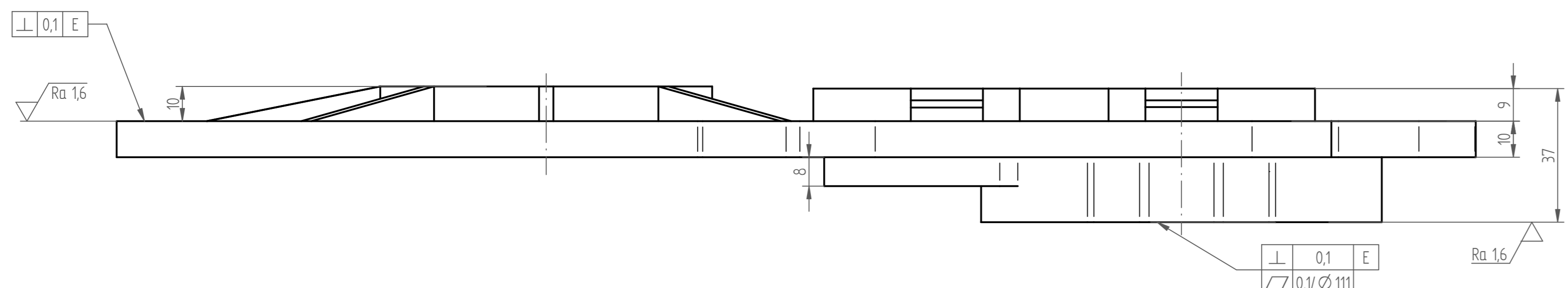
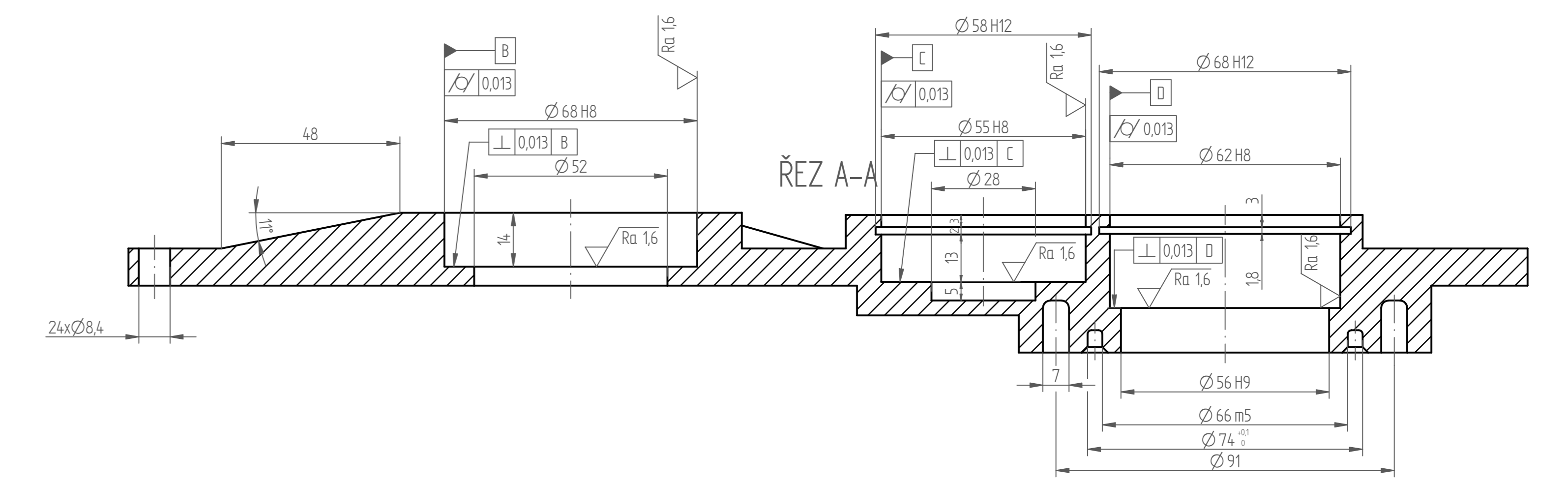
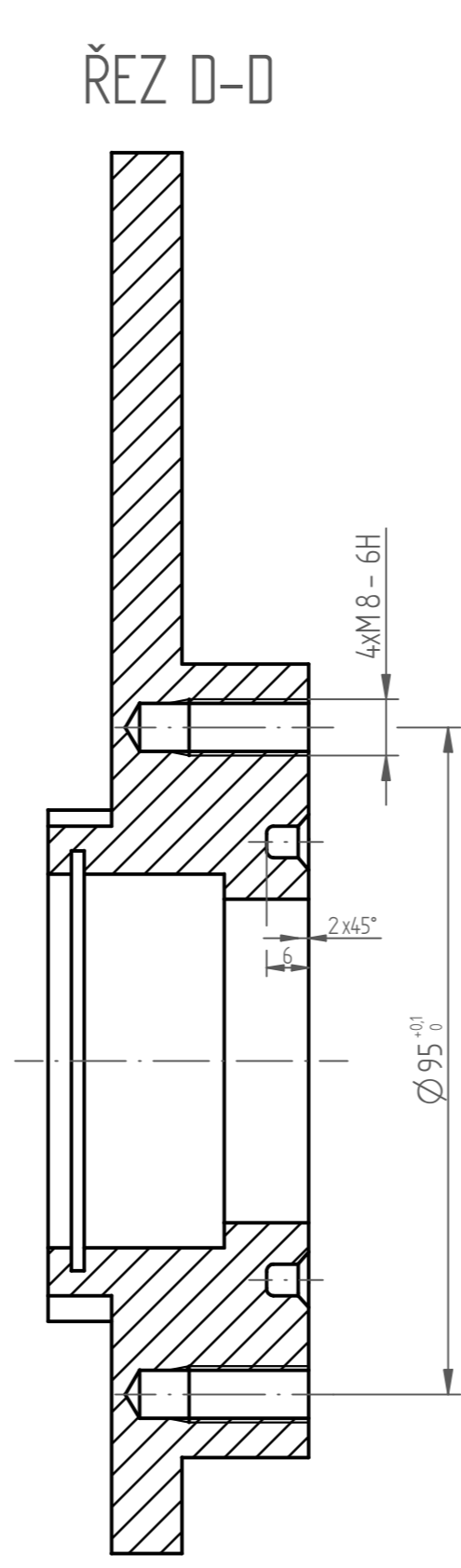
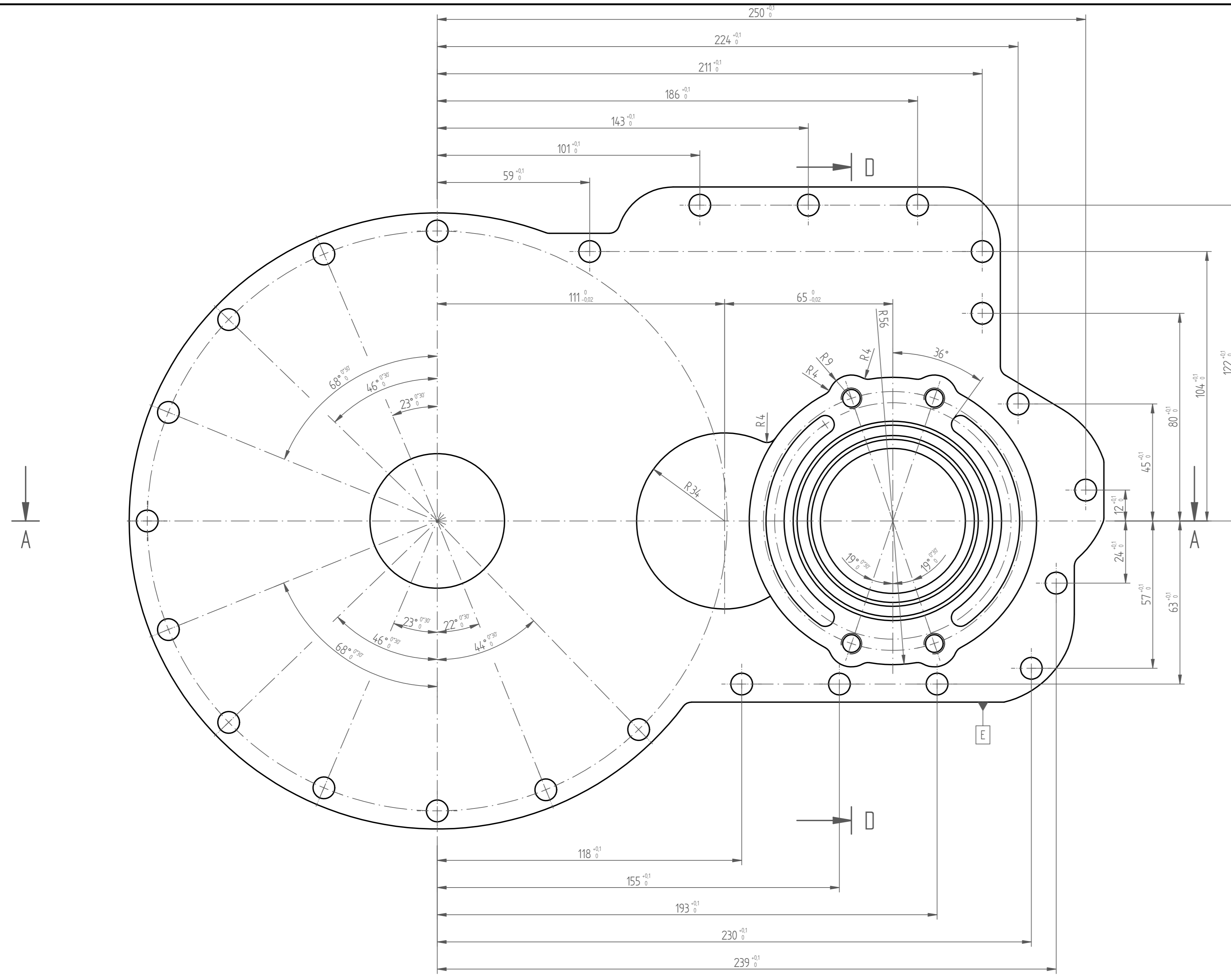


NEKOTOVANÉ RADIUSY R2 $\sqrt{Ra 3,2}$ (✓)

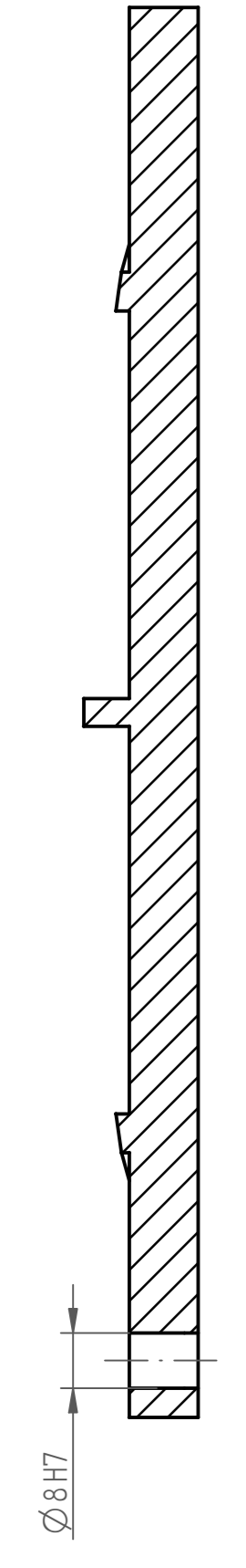
MATERIÁL EN AW 7021	T.O. 812	INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS
POLOTOVAR DESKA 13x120x200					
TOLEROVÁNÍ ISO 8015	ANO				
PŘESNOST ISO 2768	m K				
PROMÍTÁNÍ ISO E				HMOTNOST 0,526 kg	MĚŘÍTKO 1:1
KONSTRUOVAL Švec Jan	SCHVÁLIL			SESTAVA	KUSOVNÍK
KONTROLOVAL	DATUM 05.12.2017			STARY V.	



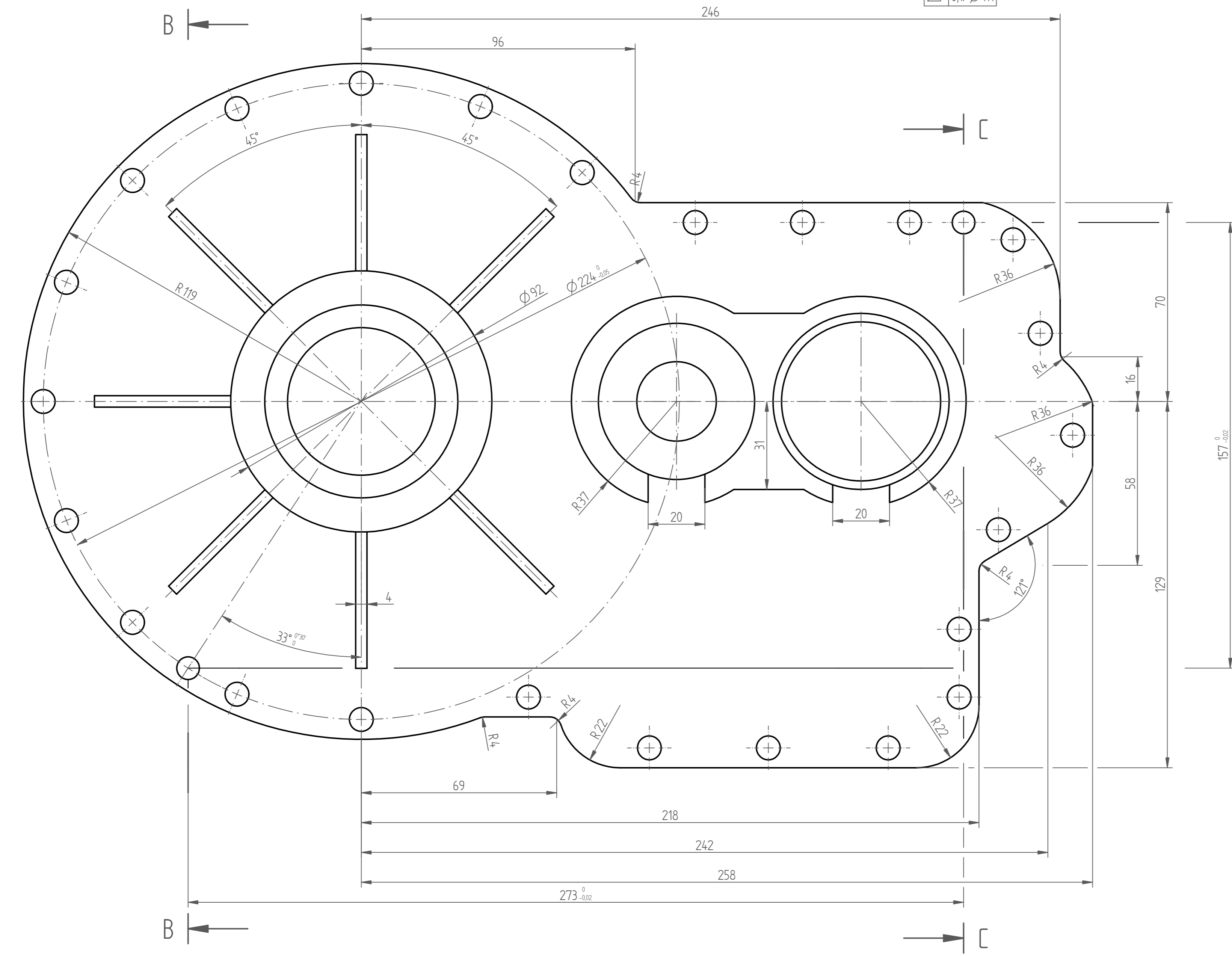
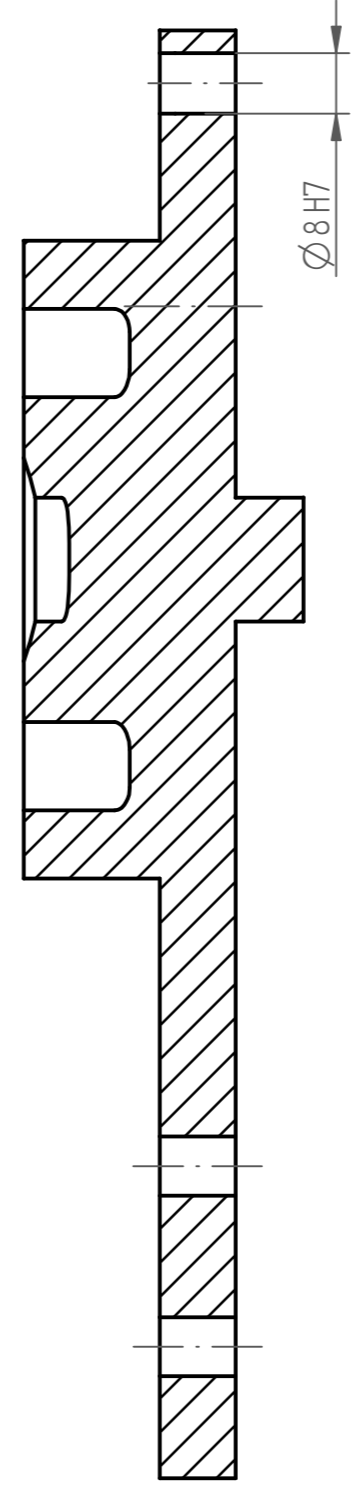
NÁZEV
VICKO LEVEHO VIKÁ SKRINE
ČÍSLO VÝKRESU
KVM - DP - 08 - 04
LISTŮ 10 LIST 8



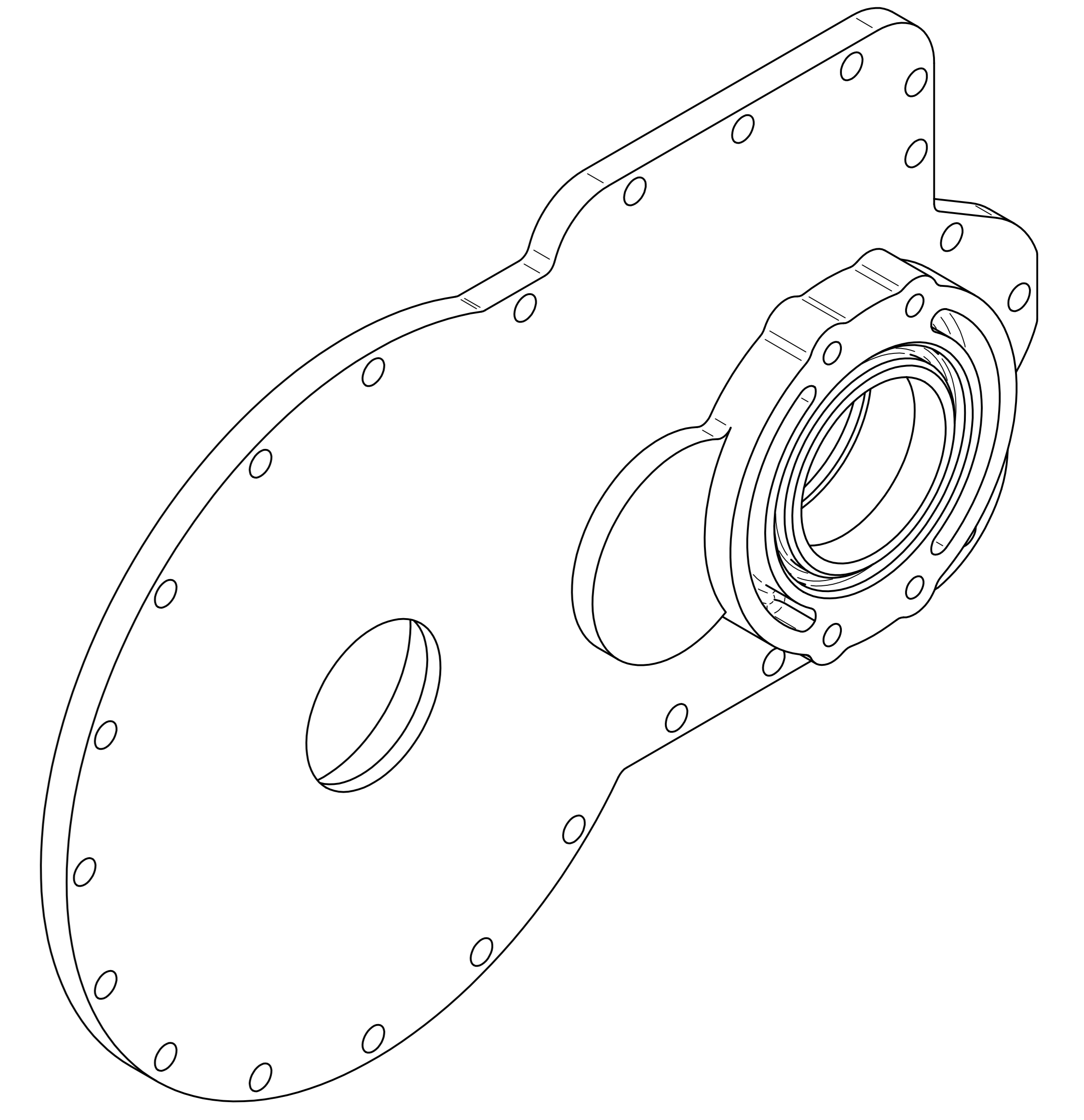
ŘEZ B-B



ŘEZ C-C




1:1

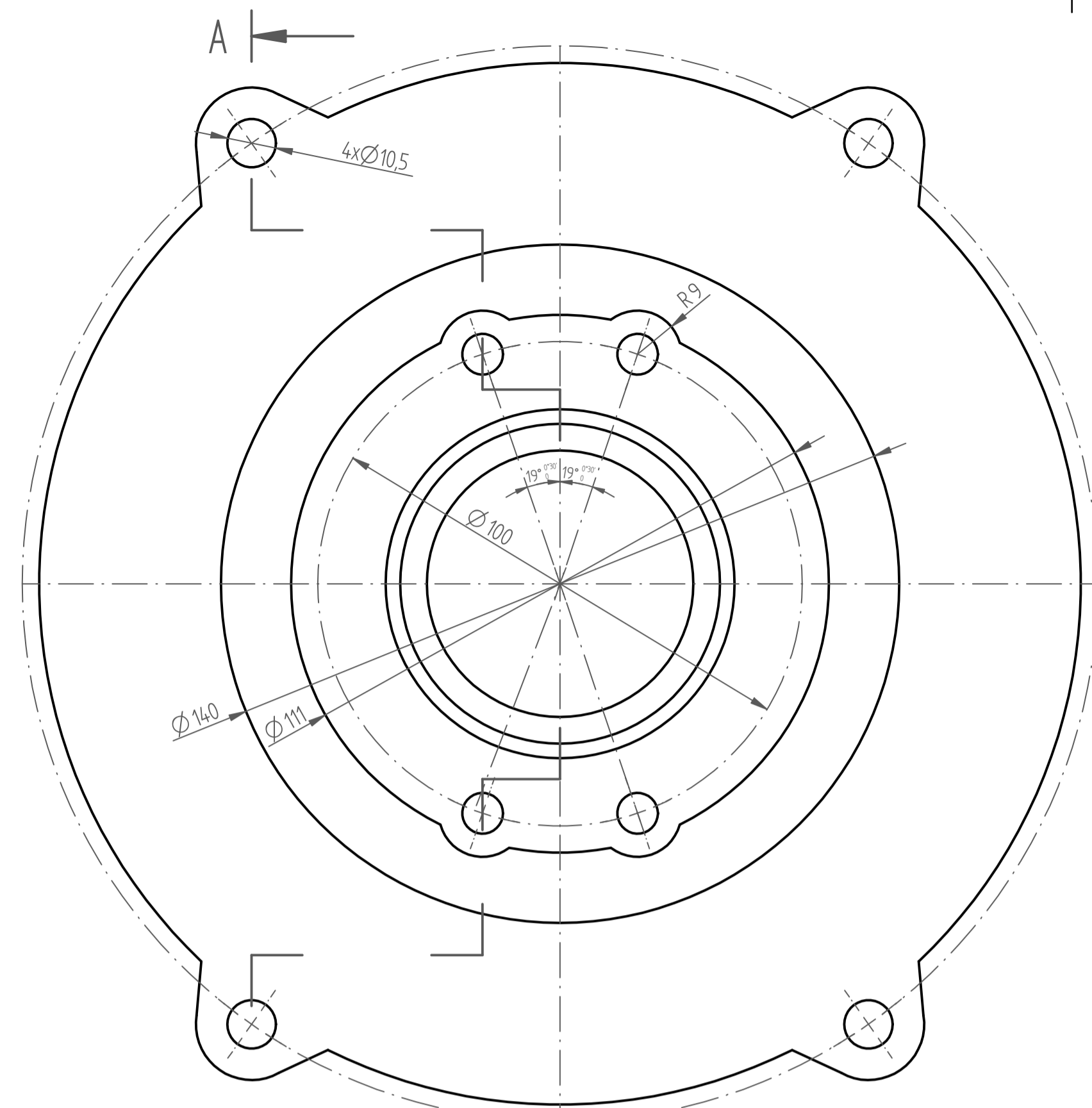
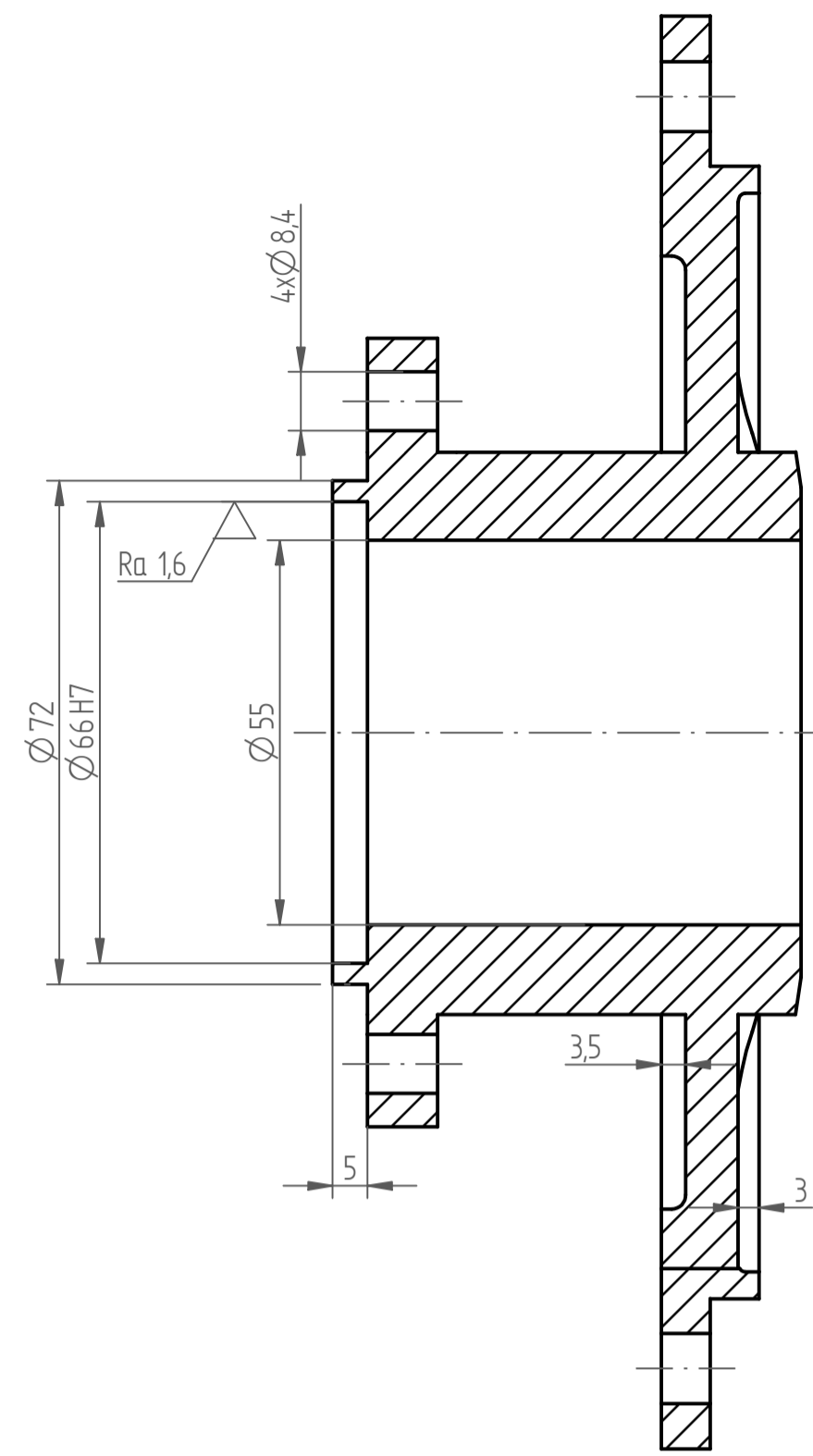


PŘESNÝ TVAR VÍKA DLE CAM DAT
NEKOTOVANÉ RADIUSY R2

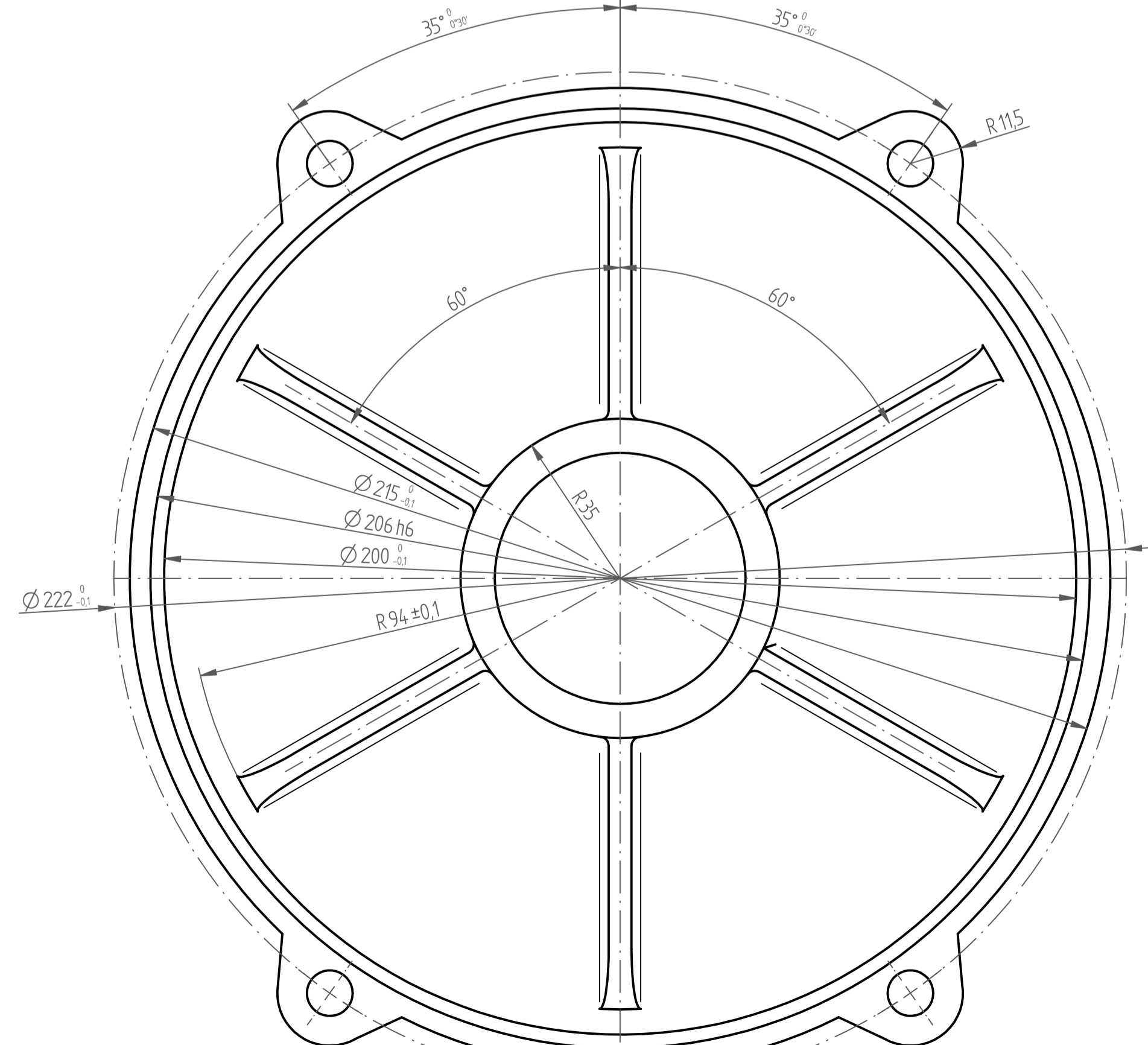
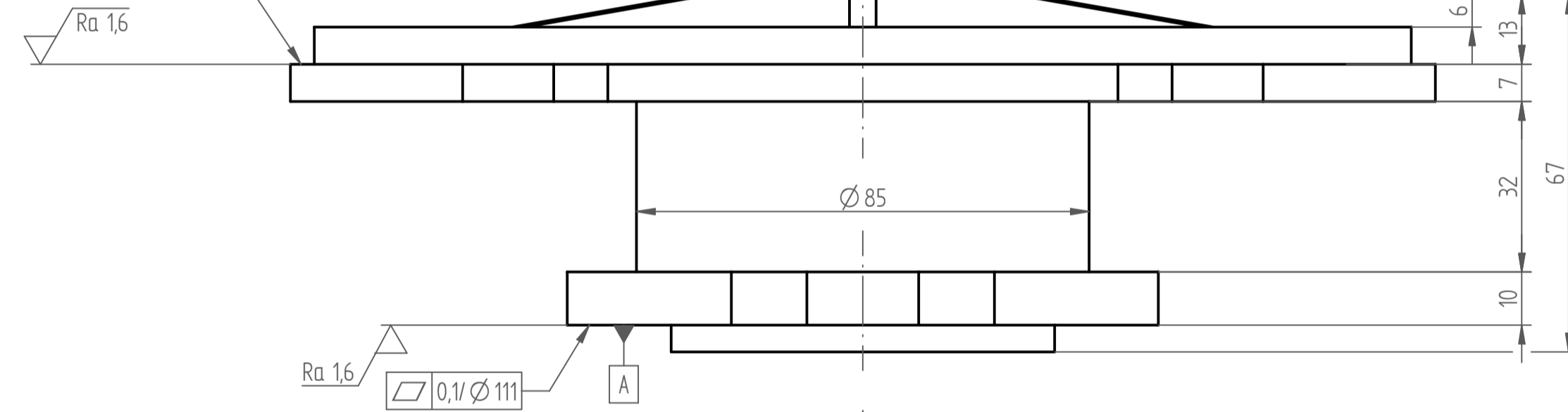
MATERIAL: EN AW 7021	T.O. 012	VERZE	01	PROJEKT	
POLYOTVAR DESKA 40x200x250	AMC	NAZEV		DALM	
TOLERANČNÍ ISO 2015	m, K	PRŮMĚR		PROJEKT	
PŘESNOST ISO 2768		PRŮMĚR		PROJEKT	
PROJEKTANT: Svc Jan	SCHWALL	HMOTNOST: 2,287 kg	MĚŘÍTKO	1:1	
KONSTRUKČNÍ: Svc Jan	SCHWALL	SESTAVA			
KONTROLOVAL: Svc Jan	DATUM	05.12.2017	KUSOVNIK		
KONTROLOVAL: Svc Jan	DATUM	05.12.2017	STARÝ V.		


TU v Liberci
 PRÁVÉ VÍKO SKŘÍŇE
 KVM - DP - 08 - 05
 LSTU 10 LST 9

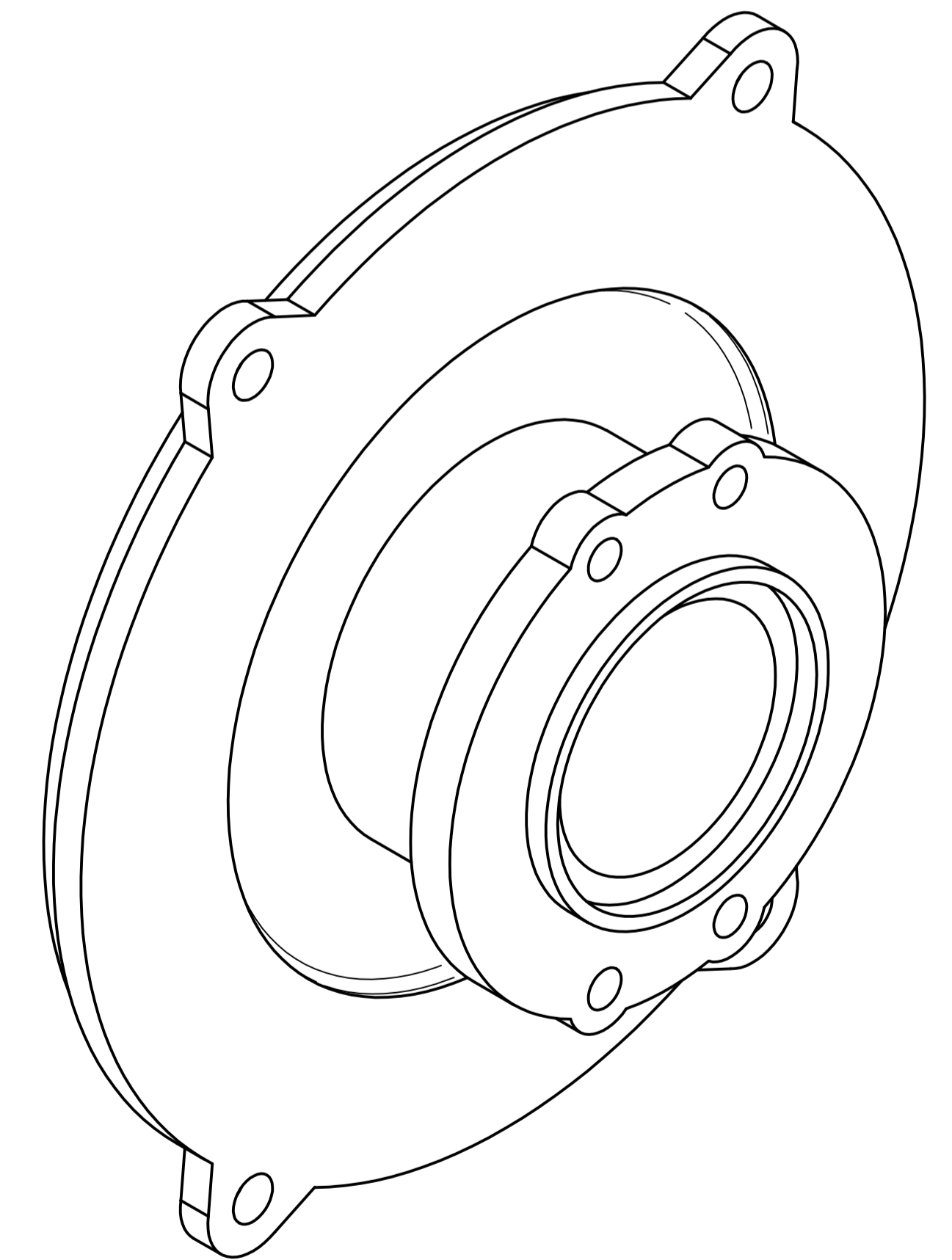
ŘEZ A-A



0,1 A
0,1 Ø 222



1:1



NEKÓTOVANÉ RADIUSY R2 $\sqrt{Ra 3,2}$ (✓)

MATERIAL EN AW 7021	T.O. 812	INDEX	ZUBNA	DATUM	POPIS
POLOTOVAR KR 2507-70 ČSN 42 7510	ANO				
TOLEROVÁNÍ ISO 8015	ANO				
PŘESNOST ISO 2768	m K				
PROMÍTÁNÍ ISO E				HMOTNOST 1,474 kg	MÉRITKO 1:1
KONSTRUOVAL Švec Jan	SCHVÁLIL			SESTAVA	KUSOVNIK
KONTRLOVAL	DATUM 05.12.2017			STARÝ V.	
		NÁZEV PRIRUBA ELEKTROMOTORU			
		ČÍSLO VÝKRESU KVM - DP - 08 - 06			
		LISTU 10 LIST 10			