

Univerzita Pardubice  
Dopravní fakulta Jana Pernera

Skupina převodovky dopravního prostředku – pevnost a únava

Petr Šulc

Bakalářská práce  
2017

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Petr Šulc**  
Osobní číslo: **D14220**  
Studijní program: **B3709 Dopravní technologie a spoje**  
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Silniční vozidla**  
Název tématu: **Skupina převodovky dopravního prostředku - pevnost a únava**  
Zadávací katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

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

Práci zaměřte na výpočet pevnosti a únavy standardních součástí skupiny (konstrukčního celku) převodovky dopravního prostředku.

Proveďte vyhodnocení výsledků a navrhnete případné konstrukční úpravy. Zpracujte odpovídající výkresovou dokumentaci. Pro vyhodnocení pevnosti a únavy použijte současné poznatky vědy a techniky.

Vypracovat:

1. Úvod
2. Popis stávajících konstrukcí převodovek.
3. Výběr analyzované skupiny a její popis (části, funkce).
4. Stanovení vstupních parametrů zatížení.
5. Výpočet pevnosti a únavy standardních částí vybrané skupiny.
6. Vyhodnocení výsledků, návrhy konstrukčních úprav.
7. Závěr

Rozsah grafických prací: podle pokynů vedoucího práce

Rozsah pracovní zprávy: 30 - 40 stran textu a přílohy

Forma zpracování bakalářské práce: tištěná

Seznam odborné literatury:

[1] ČSN EN 1993-1 (dříve ČSN 731401). Navrhování ocelových konstrukcí. Česká technická norma. Český normalizační institut, 1998.

[2] Shigley, J., E., Mischke, Ch., R., Budynas, R., G. Konstruování strojních součástí. Nakladatelství VUTIUM, VUT Brno, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.

[3] Vlk, F.: Převodová ústrojí motorových vozidel (spojky, převodovky, rozvodovky, diferenciály, hnací hřídele, klouby)., Brno, 2000. ISBN 80-238-5275-2

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Petr Tomek, Ph.D.

Katedra mechaniky, materiálů a částí strojů

Datum zadání bakalářské práce: 15. února 2017

Termín odevzdání bakalářské práce: 2. června 2017



doc. Ing. Libor Švadlenka, Ph.D.  
děkan

L.S.



doc. Ing. Michael Lata, Ph.D.  
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 15. února 2017

Prohlašuji:

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Beru na vědomí, že v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, a směrnicí Univerzity Pardubice č. 9/2012, bude práce zveřejněna v Univerzitní knihovně a prostřednictvím Digitální knihovny Univerzity Pardubice.

V Pardubicích dne 2. 6. 2017



Petr Šulc

Rád bych poděkoval vedoucímu práce doc. Ing. Petru Tomkovi, Ph.D. za vstřícný přístup a cenné rady při zpracovávání bakalářské práce.

## **ANOTACE**

Práce se zaměřuje na popis současných konstrukcí převodovek současných osobních automobilů. Dále je vybrána konstrukční část jednoho typu převodovky, konkrétně rozvodovka s diferenciálem pro nesouosou mechanickou převodovku, a je proveden výpočet na pevnost a únavu dané součásti.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

převodovka, převody, diferenciál

## **TITLE**

Section of vehicular gearbox - strength and fatigue

## **ANNOTATION**

The work focuses on description of current gearboxes for passenger vehicles. Then one section is selected and calculations of strength and fatigue are made. Differential for manual gearbox is selected in this case.

## **KEYWORDS**

gearbox, gears, differential

# OBSAH

ÚVOD.....	8
PŘEHLED POUŽITÝCH ZNAČEK.....	9
1 POPIS STÁVAJÍCÍCH KONSTRUKCÍ PŘEVODOVEK.....	12
1.1 Mechanické převodovky .....	14
1.1.1 Nesouosé převodovky .....	17
1.1.2 Souosé převodovky .....	18
1.2 Dvoutoké převodovky .....	18
1.2.1 Nesouosé dvoutoké převodovky.....	20
1.2.2 Souosé dvoutoké převodovky.....	21
1.3 Planetové převodovky .....	22
1.3.1 Planetové soukolí typu Ravigneaux .....	23
1.3.2 Planetové soukolí typu Simpson .....	24
1.3.3 Hydrodynamický měnič točivého momentu .....	25
1.3.4 Řadící členy v planetových převodovkách.....	26
1.3.5 Současné vícestupňové planetové převodovky .....	26
1.4 Převodovky s plynule měnitelným převodem.....	27
2 VÝBĚR ANALYZOVANÉ SKUPINY A JEJÍ POPIS .....	29
2.1 Rozvodovka.....	29
2.2 Stálý převod .....	29
2.3 Diferenciál.....	29
2.3.1 Základní rovnice diferenciálu.....	30
2.3.2 Kuželový diferenciál .....	31
2.4 Čelní rozvodovka s kuželovým diferenciálem.....	31
3 STANOVENÍ VSTUPNÍCH PARAMETRŮ ZATÍŽENÍ .....	32
4 VÝPOČET PEVNOSTI A ÚNAVY STANDARTNÍCH SOUČÁSTÍ VYBRANÉ SKUPINY .....	33
4.1 Čelní soukolí stálého převodu.....	33
4.1.1 Kontrola z hlediska únavy v dotyku.....	34
4.1.2 Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení.....	35
4.1.3 Kontrola z hlediska únavy v ohybu .....	36
4.1.4 Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení.....	38
4.2 Nýty spojující čelní kolo s klecí diferenciálu.....	40
4.2.1 Únosnost ve smyku.....	41
4.2.2 Únosnost v otláčení .....	41
4.2.3 Kontrola na únavu .....	42
4.3 Kuželové soukolí diferenciálu.....	43
4.3.1 Kontrola z hlediska únavy v dotyku.....	44
4.3.2 Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení.....	46

4.3.3	Kontrola z hlediska únavy v ohybu .....	46
4.3.4	Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení.....	47
4.4	Kontrola ložisek .....	48
4.4.1	Kontrola ložiska A.....	50
4.4.2	Kontrola ložiska B.....	51
4.5	Výpočet čepu satelitů .....	52
4.5.1	Únosnost ve smyku.....	52
4.5.2	Únosnost v otláčení .....	53
4.5.3	Únosnost v ohybu .....	54
4.5.4	Únosnost při kombinaci smyku a ohybu .....	55
4.5.5	Kontrola na únavu .....	55
4.5.6	Sestava čelní rozvodovky s diferenciálem .....	59
5	VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ, NÁVRHY KONSTRUKČNÍCH ÚPRAV .....	60
	ZÁVĚR .....	61
	POUŽITÁ LITERATURA .....	62
	SEZNAM TABULEK .....	63
	SEZNAM OBRÁZKŮ.....	64
	SEZNAM ZKRATEK .....	65
	SEZNAM PŘÍLOH.....	66



# ÚVOD

Pro svou bakalářskou práci jsem si vybral téma: „Skupina převodovky dopravního prostředku – pevnost a únava“. Převodovka je nedílnou součástí vozidla se spalovacím motorem. Umožňuje přeměnit jeho vcelku nevhodnou trakční charakteristiku a přiblížit ji charakteristice ideální. Proto je nutné věnovat konstrukci převodovky vysokou pozornost, jelikož má stěžejní vliv na jízdní výkony vozidla.

V teoretické části bych se chtěl zaměřit na konstrukci převodovek a jejich komponent používaných v současných automobilech. Výše uvedené téma jsem si vybral, jelikož toto odvětví automobilismu nyní prochází velkým rozvojem, kdy v letech minulých zde byly téměř výhradně mechanické přímo řazené převodovky různých provedení, případně doplněné planetovými převodovkami s hydrodynamickým měničem, tyto převodovky se však v Evropě netěšily takové oblibě jako například v Severní Americe, a proto je zde možné mluvit o nadvládě přímo řazených mechanických převodovek. S těmito převodovkami se setkáváme již od počátku automobilismu, sice od té doby prošly vývojem, kdy se například zvýšil počet rychlostních stupňů nebo přibyla synchronizace, avšak základ těchto převodovek byl vždy stejný.

K velkým změnám došlo v průběhu posledních několika dekad, kdy se ve větší míře začínají objevovat i další typy převodovek, ať už za cílem zvýšit komfort posádky nebo zlepšit efektivitu provozu vozidla. Ač má tato změna spoustu výhod, přináší s sebou i jistá úskalí. Konstrukce přímo řazené mechanické převodovky je vcelku jednoduchá, ale konstrukce například dnes běžně využívaných dvoutokých převodovek nebo mnohastupňových planetových převodovek je mnohem složitější, což se samozřejmě promítne do pořizovací ceny takovéto převodovky, ale i do servisních nákladů. I přes tato úskalí dochází v poslední době k velkému rozmachu výše zmíněných typů převodovek, kdy některá vozidel, zejména vozidla vyšších tříd, již není ani možné zakoupit s přímo řazenou převodovkou, a i u vozidel nižších tříd stoupá požadavek na samočinné převodovky.

V praktické části této práce se chci zaměřit na pevnostní a únavový výpočet vybraného konstrukčního celku nesoucí mechanické převodovky uložené napříč u vozidla s předním pohonem. Konkrétně se jedná o rozvodovku s diferenciálem, která je v tomto případě součástí převodové skříně a je v přímém záběru s výstupním kolem převodovky. Toto ozubené kolo se nachází na výstupním hřídeli převodovky a výpočet jeho ozubení bude taktéž zahrnut v této bakalářské práci.

## PŘEHLED POUŽITÝCH ZNAČEK

Značka	Jednotky	Název
$F_t$	N	tečná síla
$F_{tn}$	N	tečná síla na n-tý rychlostní stupeň
$F_{tr}$	N	tečná síla na roztečné kružnici
$F_r$	N	radiální síla
$F_a$	N	axiální síla
$P_m$	W	výkon motoru
$M_k$	N·mm	kroučící moment
$v$	$m \cdot s^{-1}$	rychlost
$\omega$	$s^{-1}$	úhlová rychlost
$\sigma_H$	MPa	napětí v dotyku ve valivém bodě
$\sigma_F$	MPa	ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu
$\sigma_{Hlim}$	MPa	mez únavy v dotyku
$\sigma_{Flim}$	MPa	mez únavy v ohybu
$\sigma_{Hmax}$	MPa	největší napětí v dotyku
$\sigma_{Fmax}$	MPa	největší místní ohybové napětí v patě zubu
$\sigma_{HP}$	MPa	přípustné napětí v dotyku
$\sigma_{FP}$	MPa	přípustné napětí v ohybu
$\sigma_{HPmax}$	MPa	přípustné napětí v dotyku při jednorázovém působení maximálního zatížení
$\sigma_{FPmax}$	MPa	přípustné napětí v ohybu při jednorázovém působení maximálního zatížení
$\sigma_{HO}$	MPa	napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů (při $KH = 1,0$ )
$\sigma_{FSt}$	MPa	pevnost v ohybu při jednorázovém působení maximálního zatížení
$\mu$	-	Poissonova konstanta
$u$	-	kvadrát převodového poměru
$V_{HV}$	HV	tvrdost povrchu zubu
$S_H$	-	součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů
$S_F$	-	součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození v patě zubu
$m_n$	-	normálový modul zubu
$m_t$	-	tečný modul zubu

$m_m$	-	střední modul zubu
$\beta$	$^\circ$	úhel sklonu zubu na roztečném válci
$\alpha_n$	$^\circ$	normálový úhel záběru
$\alpha_t$	$^\circ$	tečný úhel záběru
$z$	-	počet zubů
$z_v$	-	počet zubů virtuálního kola
$a$	mm	rozteč kol
$d$	mm	průměr
$d_{pv}$	mm	valivá kružnice pastorku
$b_w$	mm	pracovní šířka ozubení při výpočtu na ohyb
$K_A$	-	součinitel vnějších dynamických sil
$K_{AS}$	-	součinitel vnějších dynamických sil pro výpočet s ohledem na trvalou deformaci, vznik trhliny nebo křehkého lomu z jednorázového přetížení
$K_F$	-	součinitel přídavných zatížení (pro výpočet na ohyb)
$K_{Fv}$	-	součinitel vnitřních dynamických sil (pro výpočet na ohyb)
$K_{F\alpha}$	-	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (pro výpočet na ohyb)
$K_{F\beta}$	-	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce (pro výpočet na ohyb)
$K_H$	-	součinitel přídavných zatížení (pro výpočet na dotyk)
$K_{Hv}$	-	součinitel vnitřních dynamických sil (pro výpočet na dotyk)
$K_{H\alpha}$	-	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (pro výpočet na dotyk)
$K_{H\beta}$	-	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce (pro výpočet na dotyk)
$V_{HV}$	-	tvrdost povrchu (boku) zubu
$Y_{FS}$	-	součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí
$Y_\beta$	-	součinitel sklonu zubu
$Y_\varepsilon$	-	součinitel vlivu záběru profilu (pro výpočet na ohyb)
$Z_E$	-	součinitel mechanických vlastností materiálů (spoluzabírajících ozubených kol)
$Z_H$	-	součinitel tvaru spoluzabírajících zubů
$Z_R$	-	součinitel výchozí drsnosti boků zubů (před záběhem)
$Z_\varepsilon$	-	součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů
$i_n$	-	převodový poměr pro n-tý rychlostní stupeň
$h_n$	%	procentuální využití jednotlivých rychlostních stupňů
$R_m$	MPa	mez pevnosti v tahu
$k_1$	-	koeficient pro únosnost v otláčení

S	mm <sup>2</sup>	průřez
$\gamma_M$	-	součinitel spolehlivosti
j	-	počet nýtů
$\sigma_{CO}$	MPa	mez vysokocyklové únavy v ohybu
$\sigma_C$	MPa	mez vysokocyklové únavy pro střídavý tah-tlak
$\tau_C$	MPa	mez vysokocyklové únavy pro smyk
$\tau$	MPa	smykové napětí
$\tau_n$	MPa	smykové napětí na n-tý převodový stupeň
$\tau_C^*$	MPa	špičková mez vysokocyklové únavy pro smyk
$\tau_A$	MPa	amplituda smykového napětí
$\tau_A^*$	MPa	amplituda pro střídavé napětí dle Smithova diagramu
$\tau_M$	MPa	střední hodnota míjivého napětí
k	-	koeficient bezpečnosti pro vysokocyklovou únavu
$F_{nr}$	N	síla na roztečné kružnici nýtů
$F_{D1}$	N	dovolená síla na jeden nýt
$\alpha_0$	-	součinitel vrubu
$\theta$	-	součinitel velikosti
$\eta$	-	součinitel drsnosti povrchu
R	N	reakce v ložisku
$f_d$	-	součinitel přídavných sil od připojených strojů
$f_u$	-	součinitel přídavných sil od ozubení
e	-	konstanta charakterizující vnitřní stavbu ložiska
C	N	základní dynamická únosnost ložiska
$C_0$	N	základní statická únosnost ložiska
P	N	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska
$P_0$	N	ekvivalentní statické zatížení ložiska
$S_0$	-	koeficient statické bezpečnosti
$W_0$	mm <sup>3</sup>	modul průřezu v ohybu

# 1 POPIS STÁVAJÍCÍCH KONSTRUKCÍ PŘEVODOVEK

Konstrukce převodovky musí být uzpůsobena jejímu účelu, tj.:

- Přenášet výkon
- Měnit převodový poměr
- Umožnit trvalé přerušování vazby mezi motorem a koly vozidla
- Umožnit změnu směru otáčení výstupní hřídele převodovky
- Umožnit zabezpečení vozidla proti pohybu při vypnutém motoru

[1]

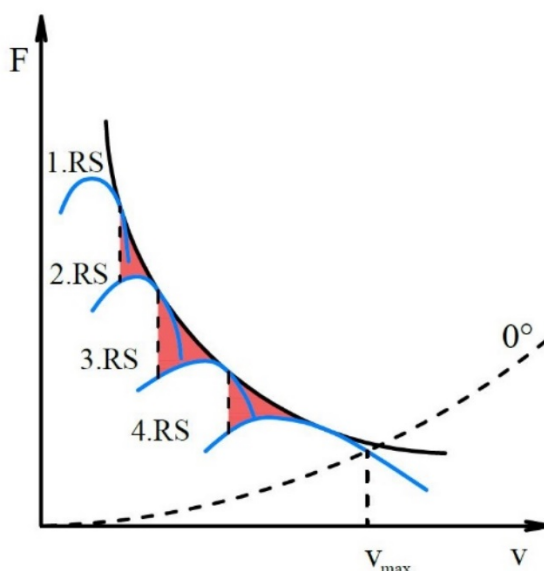
Pístový spalovací motor má díky své konstrukci danou efektivní oblast otáček, ve které je vhodné se při jízdě nacházet, viz Obrázek 2. Jelikož momentová křivka pístového spalovacího motoru se velice liší od ideální momentové křivky, je třeba vhodným odstupňováním rychlostních stupňů docílit toho, aby se výsledná křivka podobala co nejvíce křivce ideální.

Ideální momentová křivka má v F-v diagramu tvar hyperboly dané vzorcem (1), aby bylo takového tvaru při použití pístového spalovacího motoru dosaženo, bylo by zapotřebí mít převodovku s velice vysokým počtem rychlostních stupňů (což je do jisté míry možné u převodovek s plynule měnitelným převodem).

$$P_m \cdot \eta_m = F \cdot v = konst. [2]$$

(1)

$P_m$	maximální výkon motoru [W]	$\eta_m$	účinnost převodného ústrojí [-]
$F$	hnací síla [N]	$v$	rychlost vozidla [ $m \cdot s^{-1}$ ]



Obrázek 1 – F-v diagram s vyznačenými rychlostními stupni

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad [1] \quad (2)$$

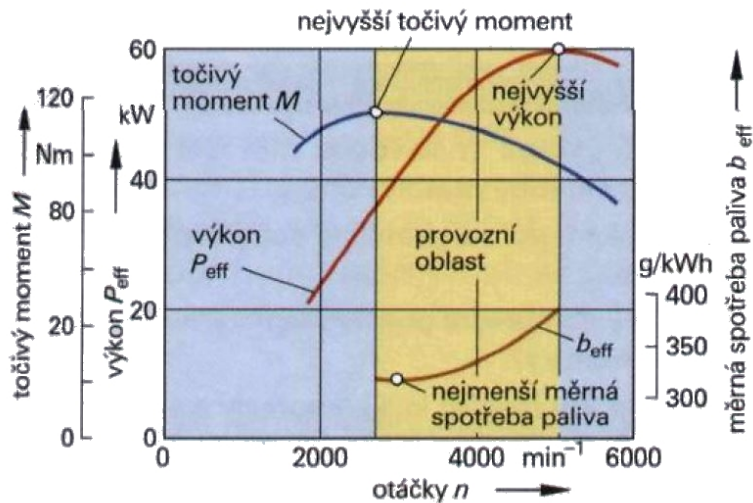
$i$	převodový poměr [-]	$z_1$	počet zubů vstupního kola [-]
$n_1$	vstupní otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	$z_2$	počet zubů výstupního kola [-]
$n_2$	výstupní otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]		

$$i_{cn} = i_r \cdot i_n \quad (3)$$

$i_{cn}$	celkový převodový poměr na n-tý rychlostní stupeň [-]
$i_r$	stálý převod [-]
$i_n$	převodový poměr na n-tý rychlostní stupeň [-]

Téměř každé vozidlo je ve svém převodném ústrojí vybaveno minimálně dvěma zařízeními měnícími výsledný převod, a to převodovkou a stálým převodem. Stálý převod je vždy tzv. „dopomala“, to znamená, že převodový poměr je větší než jedna.

Výhodou stálého převodu dopomala je to, že všechny součásti mezi motorem a převodovkou se sice otáčejí vyšší rychlostí, ale nepřenášejí tak vysoké točivé momenty, tudíž nemusí být nijak mohutné. Převodové poměry v převodovce mohou být dopomala i dorychla, zpravidla bývají dopomala, ale nejvyšší stupeň, popř. několik nejvyšších stupňů, bývá dorychla, a to převážně z důvodu, aby motor mohl pracovat při obvyklých cestovních rychlostech v co nejeekonomičtějším otáčkách, viz Obrázek 2.



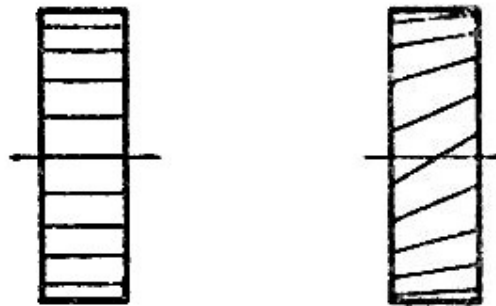
Obrázek 2 - Otáčková charakteristika pístového spalovacího motoru [3]

U klasických stupňových převodovek je třeba vhodným odstupňováním minimalizovat tzv. oblast nevyužitelného výkonu motoru, tak aby vozidlo v každé rychlosti mohlo využívat co nejvyšší výkon motoru (viz červená oblast na Obrázku 1).

Maximální rychlost vozidla je omezena průnikem křivky odporových sil pro dané stoupání (na Obrázku 1 pro  $0^\circ$  stoupání) s křivkou některého z rychlostních stupňů vozidla, není však pravidlem, že se musí jednat o rychlostní stupeň nejvyšší.

## 1.1 Mechanické převodovky

Jedná se stále o nejrozšířenější druh převodovky, a to díky své jednoduchosti, nízkým nákladům na výrobu a vysoké spolehlivosti. Převodovka je vybavena několika páry ozubených kol, které mají zpravidla šikmé ozubení. Šikmé ozubení je používáno zejména z důvodu mnohem nižší hlučnosti a vyšší únosnosti v porovnání s přímými zuby. Nevýhoda šikmého ozubení spočívá ve vzniku axiálních sil, které namáhají uložení hřídelů a je s nimi třeba počítat při konstrukci převodovky. Zároveň šikmé zuby nedosahují takové účinnosti jako přímé zuby a nelze je řadit do záběru. Z těchto důvodů se přímé ozubení vyskytují pouze u závodních vozidel, popřípadě u historických vozidel



Obrázek 3 - Ozubené kolo s čelním (vlevo) a šikmým (vpravo) ozubením [4]

U současných převodovek jsou všechny dopředné soukolí ve stálém záběru, kdy je jedno kolo v každém páru na hřídeli uloženo otočně, a při zařazení převodového stupně dojde k přesunutí řadící objímky s vnitřním ozubením po drážkovaném hřídeli na vnější unášecí ozubení, které se nachází na náboji ozubeného kola. Tím vznikne pevná kinematická vazba a je umožněn přenos točivého momentu.

Řadící objímka bývá společná pro dva sousední rychlostní stupně z důvodu zjednodušení řadícího ústrojí. Zpětný chod bývá realizován pomocí vloženého ozubeného kola. Zařazení tohoto kola probíhá buď jeho zasunutím do záběru (zde je nutnost použít přímé ozubení) nebo je vložené kolo ve stálém záběru a jeho zařazení probíhá stejně jako zařazení všech ostatních kol.

Tyto převodovky mají synchronizované dopředné stupně. Synchronizace zajišťuje vyrovnání otáček vstupního hřídele vůči výstupnímu, aby mohlo dojít k hladkému zapadnutí ozubení na řadící objímce do unášecího ozubení na náboji ozubeného kola. Pokud by synchronizace nebyla použita, popřípadě pokud by byla nefunkční, musel by řidič při každém zařazení vyrovnat otáčky hnaného a hnacího kola manuálně (pomocí tzv. meziplynu při podřazování a dvojitého vyšlapávání spojky při přeřazování).

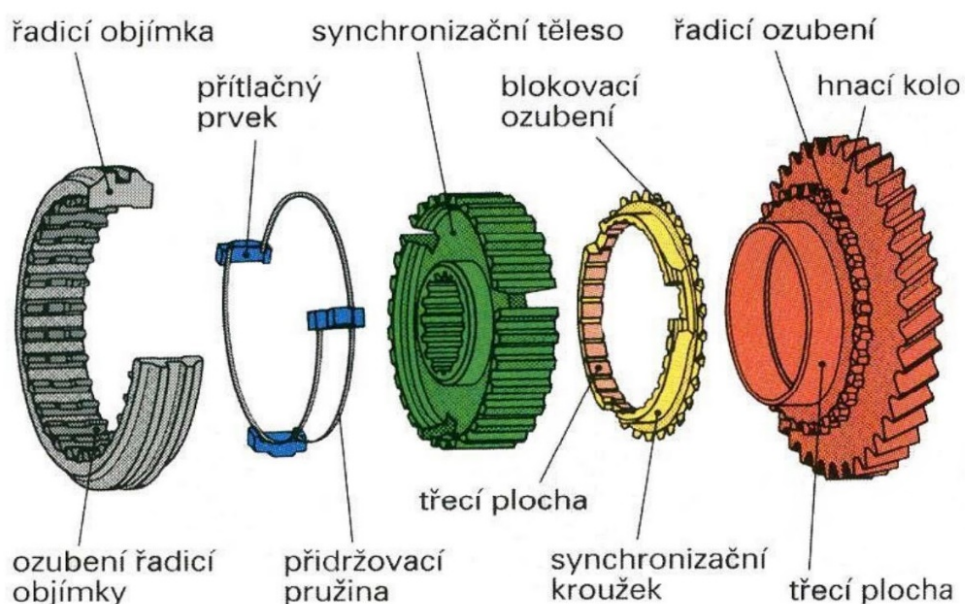
Synchronizační zařízení (příklad synchronizačního zařízení uveden na Obrázku 4) se skládá z řadící objímky s vnitřním ozubením, třech přítlačných prvků (tzv. kamenů) spojených dvěma přidržovacími pružinami, synchronizačního tělesa, synchronizačního kroužku, který je pevně spojen s hřídelem, a řadícího ozubení, jež se nachází na ozubeném kole. Když řadící vidlice zatlačí na řadící objímku neotočně spojenou se synchronizačním tělesem a zatlačí ji

směrem k ozubenému kolu, začnou se spolu s řadící objímkou posouvat i kameny, které jsou přidržovacími pružinami přitlačovány k řadící objímce. Kameny začnou přitlačovat synchronizační kroužek k ozubenému kolu, ale díky vybrání na synchronizačním kroužku nedovolí jeho relativnímu otáčení vůči řadící objímce, ale dovolí mu částečně se pootočit.

Synchronizační kroužek má na sobě vnitřní kuželovou třecí plochu, která je přitlačována na vnější kuželovou plochu na ozubeném kole. Pokud jsou otáčky rozdílné, vznikne třecí moment, který pootočí synchronizační kroužek natolik, že se dotkne bočních stran kamenů. V této pozici nelze zasunout řadící objímku do řadícího ozubení, protože ozubení na řadící objímce je zablokováno o blokovací ozubení na pootočeném synchronizačním kroužku. Vzniklý třecí moment pak způsobí vyrovnání otáček hřídele a ozubeného kola. Když jsou otáčky synchronní, nepůsobí na synchronizační kroužek třecí moment a díky zešíkmení na blokovacím ozubení dojde k jeho pootočení zpět do neutrální polohy.

Jakmile je blokovací ozubení v neutrální poloze, tak nic nebrání řadící objímce v posuvu a dojde k zasunutí řadící objímky do řadícího ozubení. Tím vznikne pevná kinematická vazba mezi hřídelem a ozubeným kolem a může dojít k přenosu točivého momentu.

Takto funguje synchronizační zařízení s jistěnou synchronizací Borg-Warner. Jiné systémy se mohou lišit, avšak princip fungování je vždy stejný, a to vytvoření třecího momentu, zpravidla přes kuželové plochy, díky kterému dojde k vyrovnání otáček ozubeného kola a hřídele.

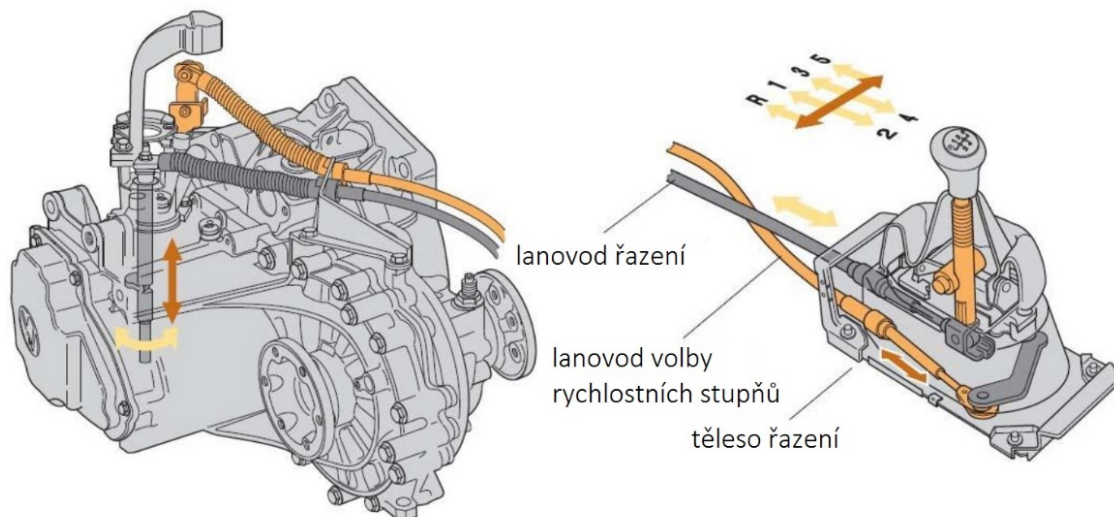


Obrázek 4 - Synchronizační zařízení Borg-Warner [3]

Řazení jednotlivých stupňů může být buď přímé, nebo nepřímé. U přímého řazení je přímá kinematická vazba mezi řadící pákou v interiéru vozidla a řadícími vidlicemi, které přesouvají řadící objímky. Spojení je zajištěno pomocí soustavy táhel, lanek nebo pomocí řadící tyče. Každý rychlostní stupeň má přesně definovanou polohu řadící páky, která odpovídá zvolenému řadícímu schématu. Řadící schéma má u osobních vozidel zpravidla tvar



písmene H. Tyto převodovky mají v současných vozech většinou šest rychlostních stupňů, ač se najdou výjimky, kdy u některých sportovních vozidel se lze setkat s přímo řazenou mechanickou převodovkou se sedmi rychlostními stupni, to však není úplně optimální z důvodu složitosti řadicího schématu.



Obrázek 5 - Ovládání řadicího hřídele prostřednictvím dvou lanovodů [1]

V případě nepřímého řazení provádí řazení servomotor nebo hydraulická jednotka na základě příkazů řidiče nebo podle povelů řídicí jednotky převodovky. U tohoto druhu převodovky, jak již název napovídá, není přímá vazba mezi řidičem a převodovkou, což vede k zjednodušení procesu řízení vozidla. Nepřímé řazení může být buď polosamočinné, nebo samočinné.

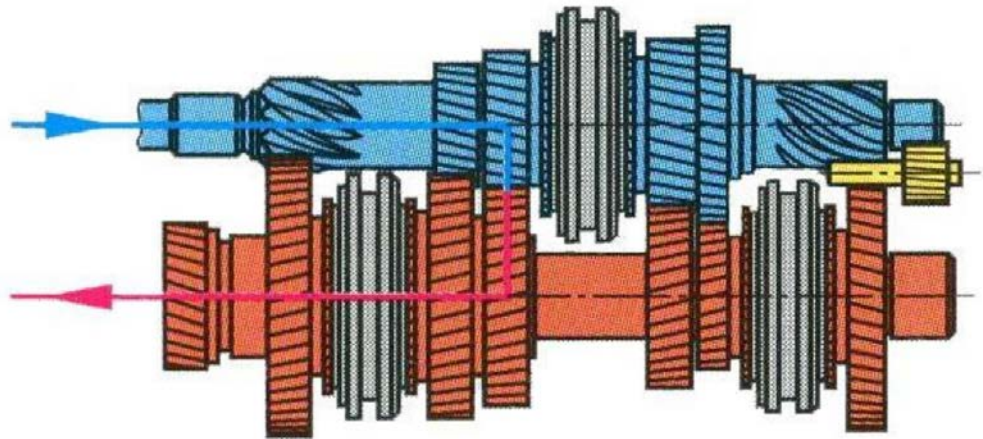
U polosamočinného řazení není přímá kinematická vazba mezi řidičem a převodovkou, avšak rychlostní stupně jsou voleny dle pokynů řidiče na ovládací prvky. U tohoto typu řazení může být využito jak klasického, tak automatického spojkového systému.

V případě plně automatizovaného řazení rozhoduje řídicí jednotka o zařazení rychlostního stupně na základě rychlosti, zrychlení, zatížení, stlačení plynového pedálu, podnětů od řidiče a dalších údajů. U tohoto druhu převodovky je navíc zpravidla použit automatický spojkový systém.

Díky své jednoduchosti a možnosti mít velkou část dílů společnou s přímo řazenou převodovkou se jedná většinou o nejlevnější možný typ plně samočinné převodovky a lze se s ním setkat převážně u vozidel segmentu A a B (např. Opel Astra, Dacia Logan, Fiat 500). Nevýhodou těchto převodovek bývá cukání při rozjezdu a oproti ostatním samočinným převodovkám delší doba při řazení mezi převodovými stupni.

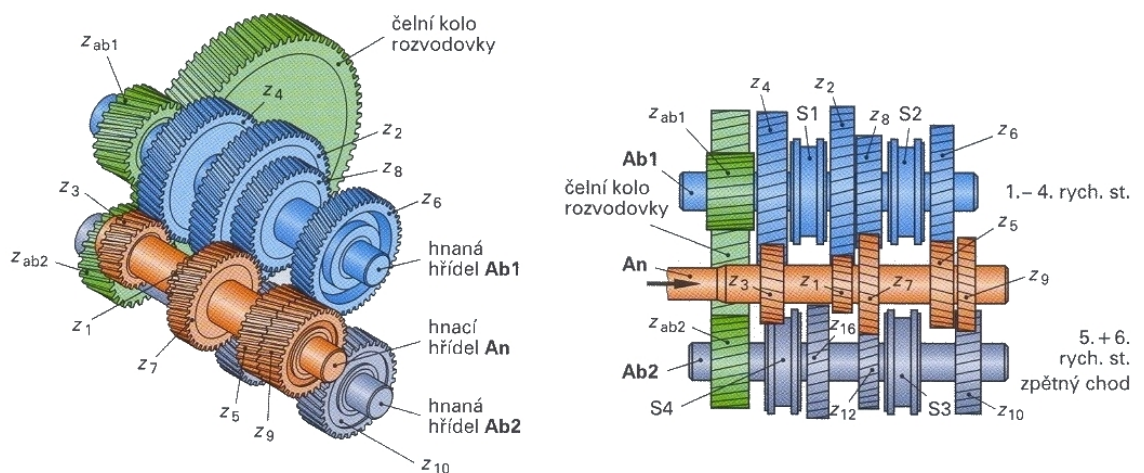
### 1.1.1 Nesouosé převodovky

Jsou to převodovky s dvěma hřídeli, první je vstupní a druhý výstupní. Vstupní a výstupní hřídel nejsou v jedné ose, toho se s výhodou využívá v případech, kdy je motor vozidla umístěn u hnací nápravy. Jedná se o tzv. blokovou konstrukci, kdy je ve skříni převodovky uložena i rozvodovka se stálým převodem nápravy a diferenciál (na konstrukci rozvodovky s diferenciálem tohoto typu je zaměřena tato bakalářská práce), dále může být tento typ převodovky použit také u koncepce s pohonem všech kol.



Obrázek 6 - Nesouosá převodovka [3]

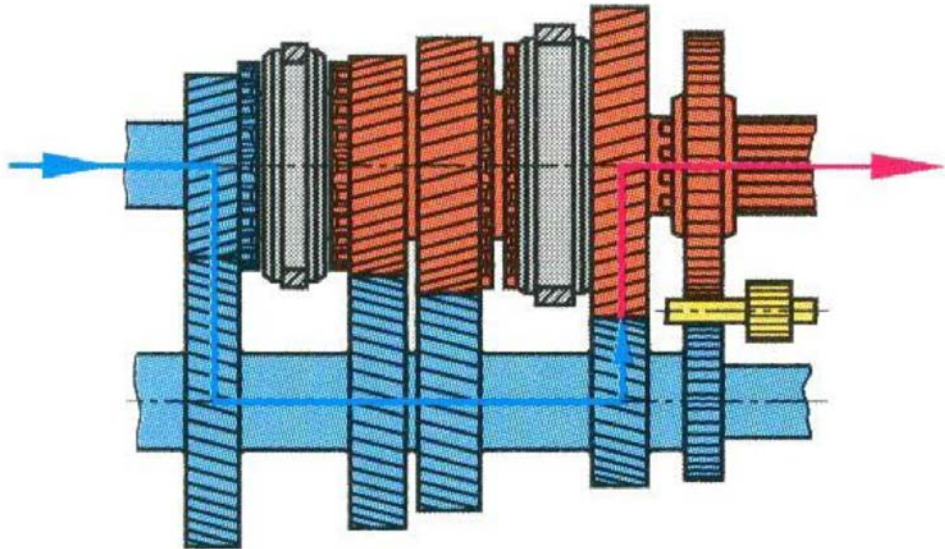
Točivý moment je u tohoto typu převodovky přenášen vždy jen jedním párem ozubených kol, díky čemuž je účinnost tohoto typu převodovky velmi vysoká. Řadící objímky se mohou nacházet buď na hnacím hřídeli, hnaném hřídeli nebo na obou hřídelích současně, i v posledním případě má každý pár ozubených kol jedno unášecí ozubení. Kvůli požadavku na krátkou zástavbu převodovky zejména u vozidel s blokovou konstrukcí, mívají současné šestistupňové nesouosé převodovky hřídele tři, avšak dva z těchto hřídelů jsou výstupní a jsou spolu ve stálém záběru přes ozubené kolo rozvodovky.



Obrázek 7 - Schéma nesouosé převodovky se třemi hřídeli [3]

### 1.1.2 Souosé převodovky

Jedná se o převodovky s třemi hřídeli. První hřídel je vstupní, s ním je ve stálém záběru hřídel předlohový a třetí hřídel je výstupní, který se nachází v jedné ose se vstupním hřídelem a je s ním otočně spojen. Tohoto řešení se nejčastěji používá u klasické koncepce pohonu, popř. s u vozidel s pohonem všech kol.



Obrázek 8 - Tříhřídelová převodovka [3]

Při přenosu výkonu jsou v záběru vždy dva páry ozubených kol. To neplatí v případě, že je zařazený tzv. přímý záběr, to znamená, že dojde k vytvoření pevné kinematické vazby mezi vstupním a výstupním hřídelem, v takovém případě je převodový poměr 1. Předlohový hřídel v tomto případě nepřenáší žádný točivý moment. Přímý záběr se používá nejčastěji pro předposlední rychlostní stupeň. Při zařazení přímého záběru je účinnost této převodovky mnohem vyšší než u dvouhřídelové převodovky. Takový případ však nastává pouze pro jeden rychlostní stupeň a při zařazení ostatních rychlostních stupňů, kdy točivý moment přechází přes dva páry ozubených kol je účinnost této převodovky naopak nižší. Řadičí objímky se můžou nacházet na výstupním hřídeli, předlohovém hřídeli nebo na obou hřídelích současně, stejně jako v případě nesouosé převodovky však každému páru ozubených kol přísluší jedno unášecí ozubení.

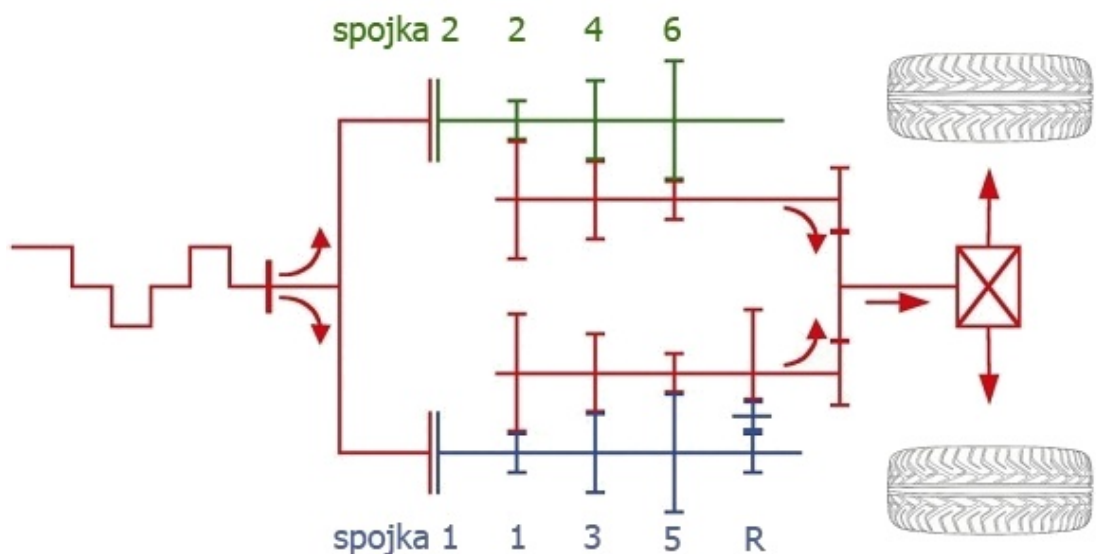
### 1.2 Dvoutoké převodovky

Dvoutoké (často také dvouspojkové) převodovky se vyznačují tím, že točivý moment jimi může protékat dvěma oddělenými větvemi, mezi kterými je možné přepínat pomocí přepínání dvou, nejčastěji lamelových, spojek, kdy jedna větev obsahuje vždy liché a druhá sudé rychlostní stupně.

V principu se jedná o dvě mechanické převodovky se společným vstupem a výstupem vměstnané do jedné převodové skříně, kdy přepínáním spojek dochází k uvedení jedné nebo

druhé převodovky do činnosti. To umožňuje při jízdě na jeden rychlostní stupeň mít předřazený v druhé části převodovky jiný rychlostní stupeň, poté stačí pouze přepnout spojky a přeřazení je ukončeno. Díky tomu je přeřazení velice krátké, a navíc nedojde k přerušení toku točivého momentu na kola (jedná se o tzv. řazení pod zatížením).

Oba vstupní hřídele jsou v jedné ose, liché rychlostní stupně se většinou nachází na plném hřídeli a sudé na dutém, protože stupeň, na který se vozidlo rozjíždí, tj. nejčastěji první rychlostní stupeň, musí náležet ke spojce s větším průměrem, protože při rozjezdu je spojka nejvíce zatěžována. Právě díky vysoké rychlosti přeřazení se tento typ převodovky začal objevovat nejdříve u sportovních vozidel, avšak v dnešní době lze nalézt prakticky v každé kategorii vozidel příklad vozidla s tímto typem převodovky. Rychlost přeřazení na vyšší rychlostní stupeň může být i menší než setina sekundy, při podřazování je tento čas navýšen, protože musí dojít ke srovnání otáček motoru a převodovky, aby nedocházelo k nadměrnému namáhání spojek, proto je čas přeřazení řádově několik desetin sekundy. Hlavním důvodem, proč se tyto převodovky rozšířily i do běžných vozidel je jejich relativně vysoká účinnost, která se velice blíží účinnosti klasické mechanické převodovky. Běžně se u těchto převodovek lze setkat se sedmi rychlostními stupni, což je u klasické mechanické převodovky pro běžná osobní vozidla spíše výjimkou.



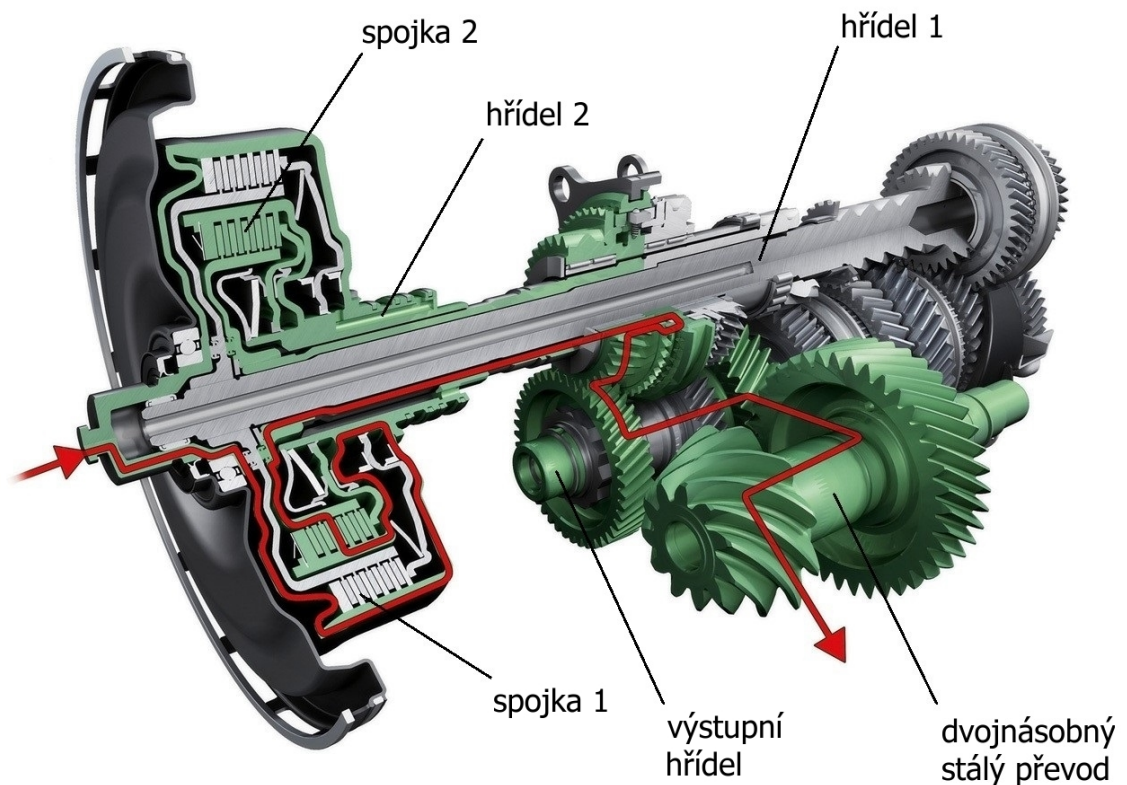
Obrázek 9 - Kinematické schéma dvoutoké převodovky [5]

Stejně jako mechanická převodovka má tato převodovka několik párů ozubených kol, kdy jedno kolo z každého páru je uloženo na hřídeli otočně a spojení s hřídelem probíhá naprosto identicky, jako tomu je u mechanické převodovky. U všech současných osobních vozidel je toto zařízení plně automatizované, tudíž řidič přímo neovládá ani spojky, ani řadící objímky, obsluhovat takovouto převodovku přímo by totiž bylo velice nesnadné. Převodovka je řízena elektrohydraulickými ventily ovládanými tlakovým olejem, který je dodáván nejčastěji zubovým čerpadlem.

### 1.2.1 Nesousosé dvoutoké převodovky

Tyto převodovky mají dva vstupní a jeden nebo dva výstupní hřídele. První vstupní hřídel je veden skrz druhý vstupní hřídel a ozubená kola má až na druhé polovině své délky. Pokud jsou výstupní hřídele dva, jsou spolu ve stálém záběru, nejčastěji přes stálý převod rozvodovky. Dva výstupní hřídele se používají převážně při požadavku na krátkou zástavbu převodovky, což je případ převodovek s příčnou zástavbou.

Na výstupním hřídeli se může nacházet ozubené kolo stálého převodu rozvodovky nebo jako v případě na Obrázku 10, se může mezi výstupním hřídelem a stálým převodem rozvodovky nacházet přidané ozubené soukolí, které umožní snížit převodový poměr na talířovém kole rozvodovky a vytvoří místo pro její zástavbu. Takovýto typ stálého převodu se nazývá dvojnásobný převod. Tyto převodovky se nejčastěji používají u vozidel s blokovou konstrukcí, popř. u vozidel s pohonem všech kol.

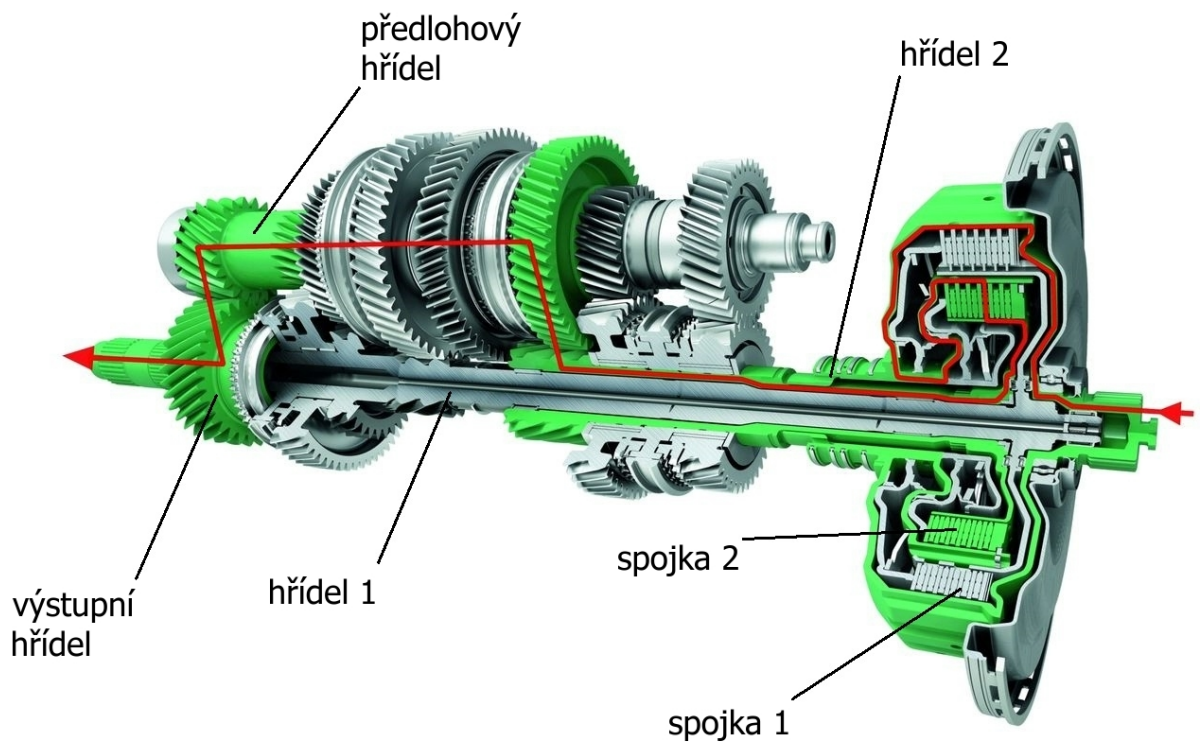


Obrázek 10 - Nesousosá dvoutoká převodovka PDK (přidány popisky) [6]

### 1.2.2 Souosé dvoutoké převodovky

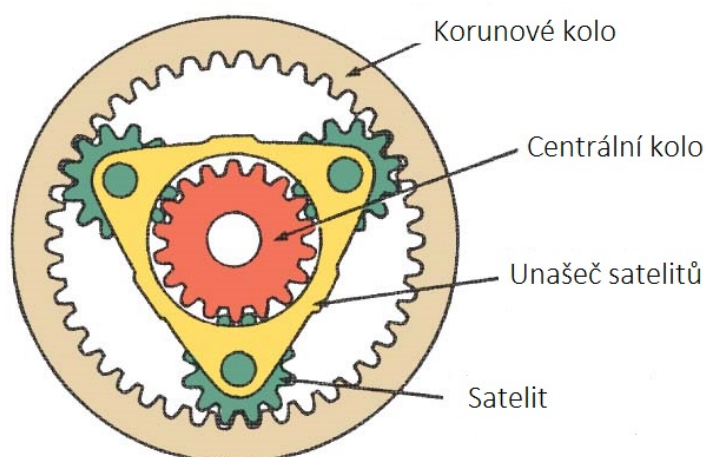
Souosé převodovky mají dva vstupní, jeden předlohový a jeden výstupní hřídel a stejně jako u nesouosé převodovky je první vstupní hřídel veden skrz druhý vstupní hřídel a ozubená kola má až na druhé polovině své délky.

Na rozdíl od klasické mechanické souosé převodovky má tato převodovka rychlostní stupně na vstupních a předlohových hřídelích, výstupní křídel je pak pouze krátký a obsahuje jedno ozubené kolo, které na sobě zpravidla má ozubení pro zařazení přímého záběru. Důvod k této koncepci je ten, že pokud by byl použit pouze krátký vstupní hřídel a ozubená kola by se nacházela na předlohovém a výstupním hřídeli, bylo by nutné použít dva předlohové hřídele, což by zbytečně komplikovalo konstrukci převodovky, zejména vezme-li se v úvahu, že se tento typ převodovky se používá převážně u klasické koncepce pohonu, popř. u vozidel s pohonem všech kol, tedy u koncepcí pohonu, u kterých není požadavkem malá délka převodovky.



Obrázek 11 - Souosá dvoutoká převodovka PDK (přidány popisky) [6]

### 1.3 Planetové převodovky



Obrázek 12 - Základní planetová řada, popisky přeloženy [7]

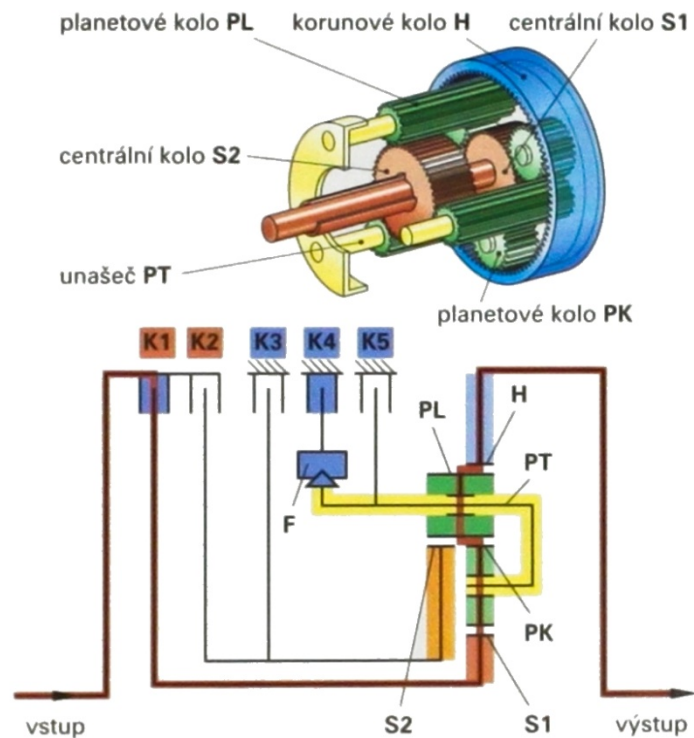
Planetové převodovky jsou převodovky, které pro změnu převodu využívají planetového soukolí. Základní planetová řada se skládá z centrálního kola, satelitu (popř. satelitů), unašeče satelitů a centrálního kola. Samotná planetová řada je kinematický řetězec, abychom z ní vytvořili mechanismus je třeba vhodným způsobem blokovat, vůči sobě nebo rámu, jednotlivé součásti planetového soukolí. Vhodnou kombinací můžeme docílit sedmi rychlostních stupňů, z nichž pět je dopředných. Využit všechny kombinace by však bylo velice obtížné vzhledem k složitosti potřebného mechanismu, běžně se při použití pouze jedné základní planetové řady v převodovce docílí tří dopředných rychlostí a zpětného chodu, viz Tabulka 1.

rychlostní stupně	vstup	brzděno	výstup
1. rychlostní stupeň	C	K	U
2. rychlostní stupeň	K	C	U
3. rychlostní stupeň	C+K	-	U
zpětný chod	C	U	K
C - centrální kolo K - korunové kolo U - unašeč satelitů			

Tabulka 1 - Ovládání řazení převodovky využívající základní planetovou řadu [3]

Jak je z předchozí tabulky zřejmé, je při použití jedné základní planetové řady zapotřebí odebírat kroutící moment na výstupu ze dvou různých částí planetové řady. To je však velice nevhodné, a navíc základní planetová řada má velice velký rozsah převodových poměrů, proto se v třístupňových převodovkách místo základní planetové řady používá planetové soukolí typu Ravigneaux nebo Simpson.

### 1.3.1 Planetové soukolí typu Ravigneaux



Obrázek 13 - Soukolí typu Ravigneaux, zařazen 1. rychlostní stupeň [3]

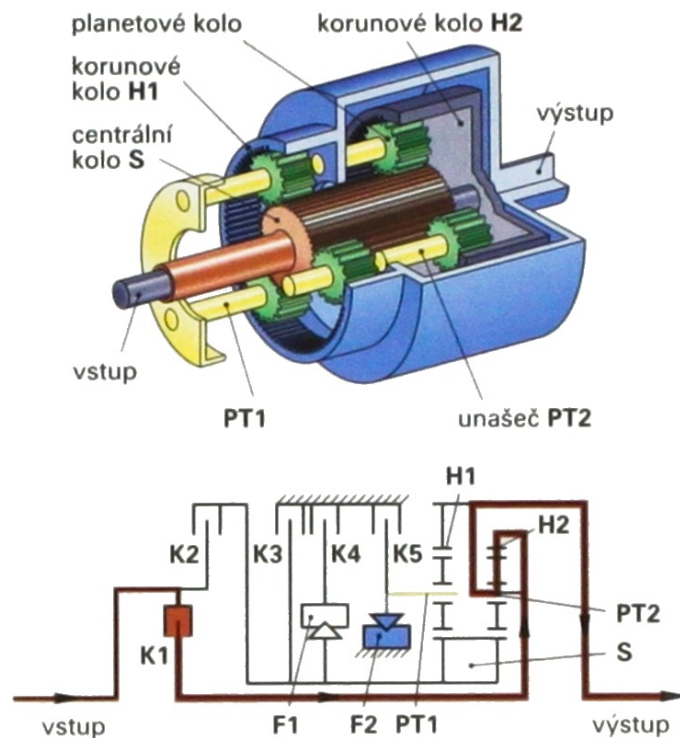
Soukolí typu Ravigneaux používá dvě centrální kola, dvě sady satelitů se společným unašečem a jedno korunové kolo, které slouží jako výstup. Toto soukolí má dva vstupní hřídele, z nichž jeden je dutý. Každému hřídeli náleží jedno centrální kolo, každé centrální kolo je v záběru s jinou sadou satelitů. Sada satelitů, jež náleží menšímu z centrálních kol, je v záběru s druhou sadou satelitů a druhá sada satelitů je v záběru s korunovým kolem. Pokud je použit jako třístupňová převodovka, vyžaduje tento typ planetového soukolí dvě spojky na vstupu a dvě brzdy.

rychlostní stupně	vstup	brzděno	výstup
1. rychlostní stupeň	C1	U	K
2. rychlostní stupeň	C1	C2	K
3. rychlostní stupeň	C1+C2	-	K
zpětný chod	C2	U	K
C1 - první centrální kolo    C2 - druhé centrální kolo K - korunové kolo    U - unašeč satelitů			

Tabulka 2 - Třístupňová převodovka s planetovou řadou Ravigneaux [2]



### 1.3.2 Planetové soukolí typu Simpson



Obrázek 14 - Soukolí typu Simpson, zařazen 1. rychlostní stupeň [3]

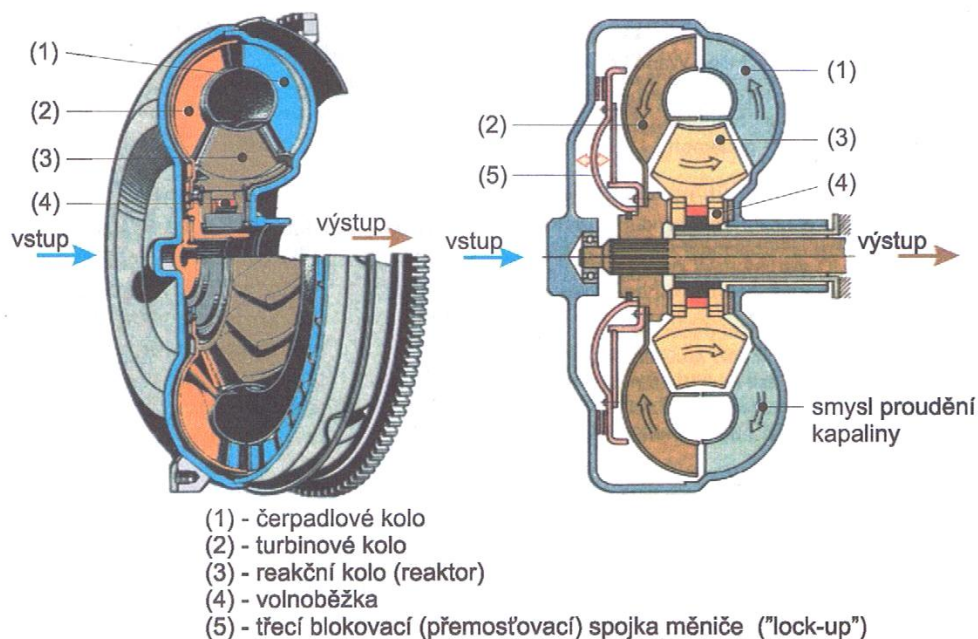
Soukolí typu Simpson používá jedno dlouhé centrální kolo, jemuž náleží dvě sady satelitů a dvě korunová kola. První korunové kolo je výstupní, zapadá do něj první sada satelitů a zároveň je k němu připevněn unašeč druhé sady satelitů. Druhé korunové kolo je vstupní a zapadá do něj druhá sada satelitů. Kroutící moment pro druhé korunové kolo je přenášen hřídelem, který prochází skrz hřídel centrálního kola. Při užití jako tříhřídelová převodovka potřebuje toto soukolí taktéž dvě spojky a dvě brzdy.

rychlostní stupně	vstup	brzděno	výstup
1. rychlostní stupeň	K2	U	K1
2. rychlostní stupeň	K2	C1+C2	K1
3. rychlostní stupeň	K2	-	K1
zpětný chod	C1	U	K1

C1 - první centrální kolo    C2 - druhé centrální kolo  
 K1 - první korunové kolo    K2 - druhé korunové kolo  
 U - unašeč satelitů

Tabulka 3- Třístupeňová převodovka s planetovou řadou Simpson [2]

### 1.3.3 Hydrodynamický měnič točivého momentu



Obrázek 15 - Hydrodynamický měnič točivého momentu [1]

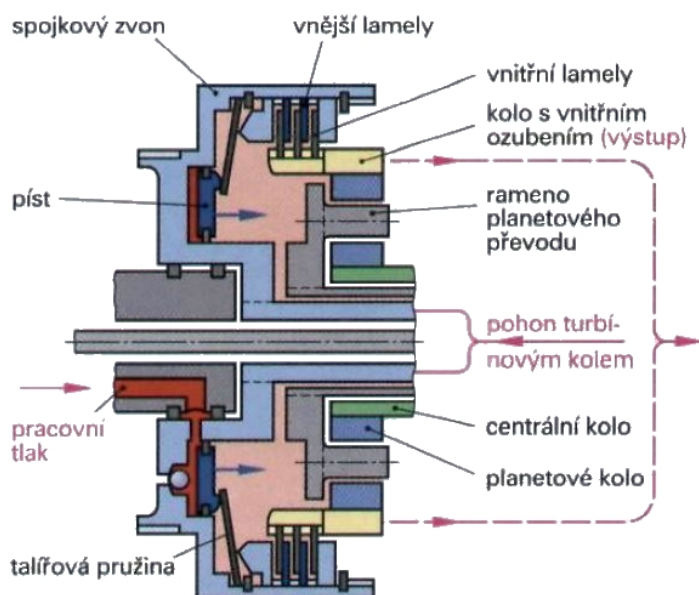
U všech současných planetových převodovek lze najít hydrodynamický měnič. Hydrodynamický měnič se skládá z čerpadlového kola, které je spojeno s hnacím hřídelem motoru a uzavírá skříň měniče. Dále z turbínového kola, které je spojeno s hřídelem převodovky a z reakčního kola, které je přes volnoběžku spojeno se skříní převodovky. Když vozidlo stojí se zařazeným rychlostním stupněm, otáčí se pouze čerpadlové kolo, olej proudí z čerpadlového kola na turbínové, ale jelikož nemá dostatek energie, aby uvedl vozidlo do pohybu, turbínové kolo se netočí. Jakmile se čerpadlové kolo otáčí s takovým rozdílem otáček, že překoná odpor stojícího vozidla, začne se roztáčet turbínové kolo. Při otáčení čerpadlového kola tlačí proud kapaliny na lopatky reakčního kola a snaží se jej roztočit proti směru otáčení, v tom mu však brání volnoběžka, která ho v tomto směru zablokuje. Reakční kolo usměrní proud oleje tak, aby na turbínové kolo tlačil v optimálním směru, čímž zvyšuje kroutící moment. Se snižujícím se rozdílem otáček klesá i zvětšení kroutícího momentu. Při malém rozdílu otáček působí kapalina na reakční kolo ve směru otáčení a reakční kolo se proto začne volně otáčet na volnoběžce. V tento moment přestane působit zvětšování kroutícího momentu.

Jak však z principu fungování hydrodynamického měniče vyplývá, nemůže fungovat se 100% účinností, pokud by se totiž čerpadlové a turbínové kolo otáčelo stejnou rychlostí, nebude proud kapaliny od čerpadlového kola působit na lopatky turbínového kola. Proto je maximální účinnost tohoto zařízení přibližně 97%. Pro dosažení lepší účinnosti je zapotřebí použít přemosťování. Jak z výše napsaného vyplývá, hydrodynamický měnič slouží pouze k rozjezdu a neumožňuje přerušování točivého momentu při jízdě, proto musí být planetová převodovka uzpůsobena tak, aby bylo možné řadit rychlostní stupně pod zatížením.

### 1.3.4 Řadící členy v planetových převodkách

V planetových převodkách se jako řadící členy používají lamelové spojky. Ty slouží v planetových převodkách k tomu, aby z kinematického řetězce utvořily mechanismus, tj. systém s pouze jedním stupněm volnosti. Lamelové spojky jsou ovládány, na základě pokynů řídicí jednotky převodovky, tlakem oleje, který je vytvořen v olejovém čerpadle, jež se nachází uvnitř převodovky.

Lamelové spojky mohou být použity k propojení jednotlivých členů planetové řady mezi sebou, popř. k propojení některého členu planetové řady se vstupním nebo výstupním hřídelem. Lamelové spojky mohou být ale taktéž použity jako brzdy, kdy nespojují jednotlivé části planetové řady, ale spojují jednu z částí planetové řady se skříní převodovky, čímž zamezí jejímu otáčení. Dříve se používali i pásové a čelist'ové brzdy, od nich se však z důvodu prostorové náročnosti opustilo.



Obrázek 16 - Lamelová spojka [3]

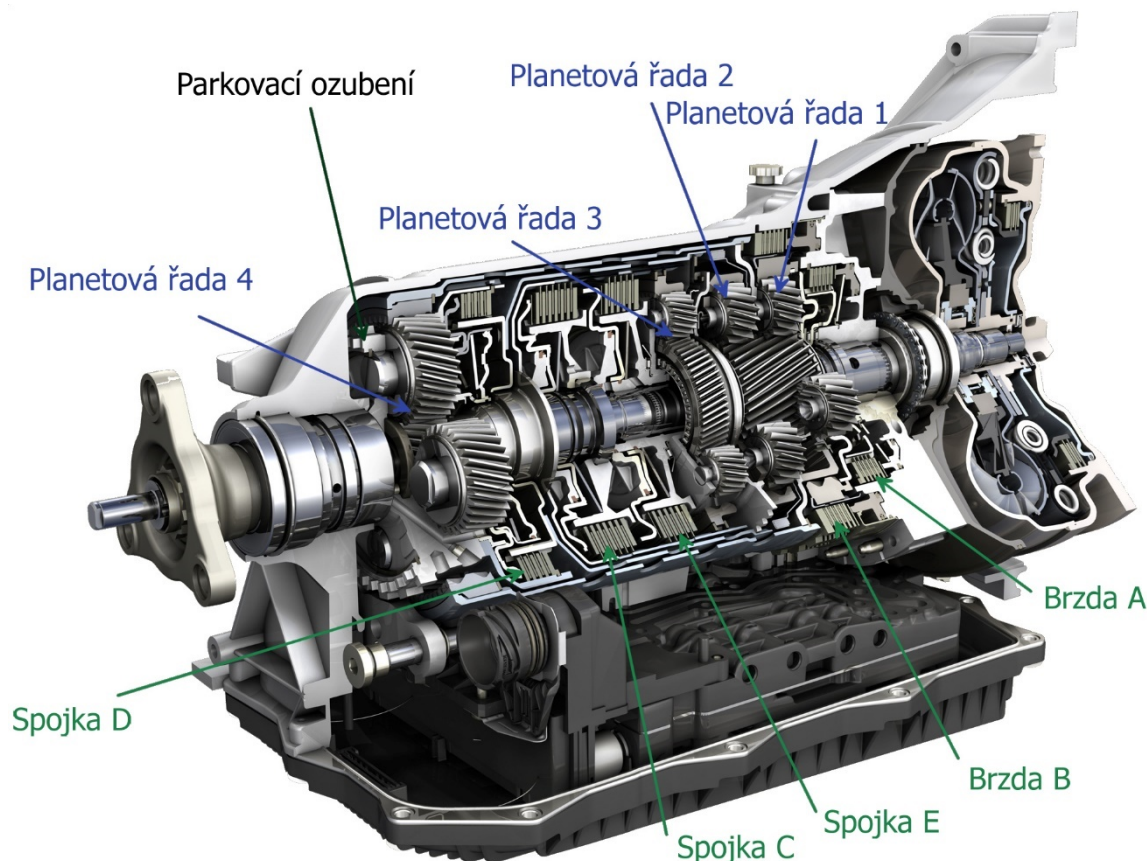
Pro některé součásti může být u planetových převodovek použita volnoběžka, ta je použita, pokud je některé části potřeba spojit jenom v jednom smyslu otáčení. Zpravidla je použita na prvním rychlostním stupni, ale v dnešní době je často použita i u nejvyššího převodového stupně.

### 1.3.5 Současné vícestupňové planetové převodovky

V dnešní době, kdy je požadavek na co největší efektivitu převodného ústrojí, jsou však třístupňové převodovky nedostačující, vozidla běžně mají sedmi nebo osmi stupňové převodovky, i toto číslo však určitě není konečné a lze dokonce najít i osobní vozidla s desetistupňovou převodovkou a více než desetistupňové převodovky budou jistě brzy následovat. U těchto převodovek by nebylo možné vystačit si se základní ani s rozšířenou

planetovou řadou, proto se v nich využívá několik základních planetových řad za sebou, popř. kombinace základní planetové řady se soukolím typu Ravigneaux nebo Simpson.

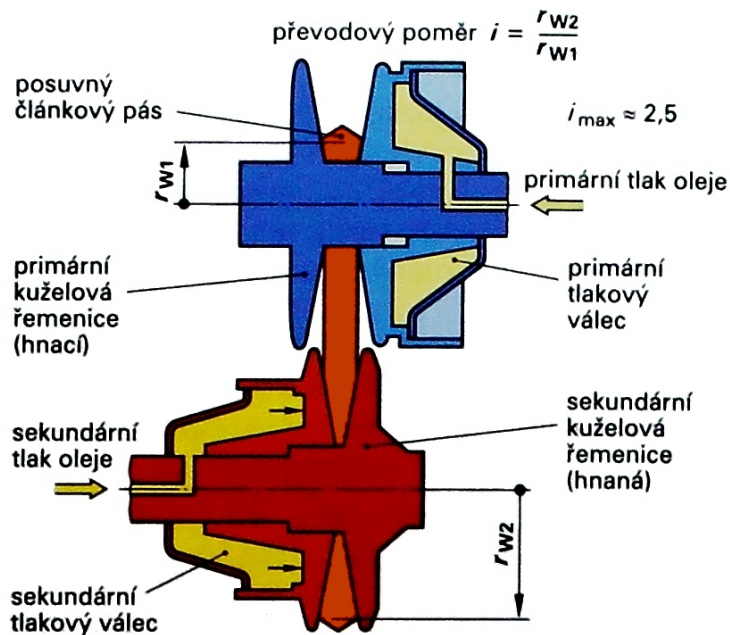
Například osmistupňová převodovka ZF 8HP, viz Obrázek 17, obsahuje čtyři planetové řady a pouze pět řadících členů (tři spojky a dvě brzdy). Zajímavostí této převodovky je, že má společné centrální kolo pro první a druhou planetovou řadu, velice připomínající soukolí typu Simpson, avšak není zde spojen unašeč s korunovým kolem.



Obrázek 17 - Převodovka ZF 8HP, popisky přeloženy [8]

#### 1.4 Převodovky s plynule měnitelným převodem

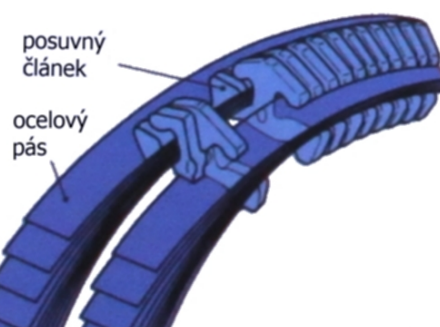
Tyto převodovky jsou vybaveny pouze dvěma páry kuželových kotoučů, kdy každý z pár slouží jako řemenice, jedna pro vstupní a druhá pro výstupní hřídel. Kotouče v jednom páru se od sebe mohou vzájemně oddalovat a přibližovat, čímž při konstantní šířce řemene dochází ke změně průměru řemenice a tím i ke změně převodového poměru. Jelikož přibližování a oddalování řemenic lze provádět plynule, lze plynule měnit i převodový poměr. Přibližování kotoučů je prováděno zpravidla tlakem oleje, kdy jeden kotouč v každém páru je pevně spojen s hřídelem a na druhý kotouč, který se může po hřídeli axiálně posouvat, působí tlak oleje. Tlakem oleje se mimo převodového poměru nastavuje i předpnutí řemene, které je pro tuto převodovku zásadní, jelikož přenos probíhá silovým stykem.



Obrázek 18 - Převodovka s plynule měnitelným převodem [3]

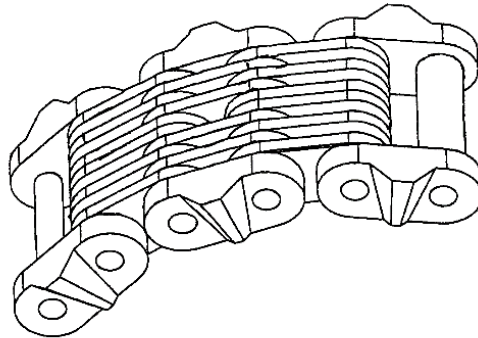
Takto řešená převodovka má ovšem zásadní problém, jelikož nelze měnit smysl otáčení. Proto musí být vždy doplněna o ústrojí, které tuto změnu umožní. Zpravidla se jedná o planetovou řadu, ale může být použito i řešení s ozubeným soukolím s vloženým kolem, a to za předpokladu použití spojky umožňující rozpojení točivého momentu, například elektromagnetické nebo třecí spojky. Nejčastěji tento typ převodovky využívá lamelové spojky, které jsou zakomponovány do planetové řady a často bývají doplněny hydrodynamickým měničem točivého momentu umožňujícím velmi plynulý rozjezd vozidla.

Tyto převodovky mohou využívat několik různých typů řemenů, tažných nebo tlačných, anebo může být řemen nahrazen řetězem. Nejčastěji se ale setkáme s článkovým tlačným ocelovým řemenem nebo tažným lamelovým řetězem. Článkový tlačný ocelový řemen se skládá ze dvou ocelových prstenců složených z tenkých ocelových pásků a z velkého množství ocelových článků, které jsou na nich navlečeny. Při přenášení krouticího momentu na sebe pak články dosednou, což umožní přenos tlakem. Tento typ řemenu však není vhodný pro přenášení velkých momentů, jelikož je obtížné dosáhnout velkých předpínacích sil. Tento typ řemene také kvůli své konstrukci také není dostatečně ohebný, což je problematické, pokud je zapotřebí dosáhnout velkých převodových poměrů. [1]



Obrázek 19 - Článkový tlačný ocelový řemen (upraveno) [3]

Další možností přenosu momentu je lamelový řetěz. Ten na rozdíl od řemenu na Obrázku 19 nepřenáší kroutící moment tlakem ale tahem. Díky tomu není problém dosáhnout velkých předpínacích sil, což umožní přenášet vysoké točivé momenty. Lamelový řetěz se skládá z velkého množství lamelových článků, tyto články na sebe musí dosedat, protože musí umožnit tlakové zatížení v příčném směru. Nevýhodou tohoto typu je dosahování velkých tlaků ve styčných plochách řetězu a řemenice, a tím vysoké nároky na použitý materiál.



Obrázek 20 - Článkový lamelový řetěz (upraveno) [9]

## 2 VÝBĚR ANALYZOVANÉ SKUPINY A JEJÍ POPIS

Pro svoji práci jsem si vybral rozvodovku s čelním soukolím a kuželovým diferenciálem pro vozidlo s předním náhonem a motorem s převodovkou umístěnými napříč.

### 2.1 Rozvodovka

Rozvodovka slouží k rozvedení kroutícího momentu na kola vozidla. Součástí rozvodovky je stálý převod a diferenciál.

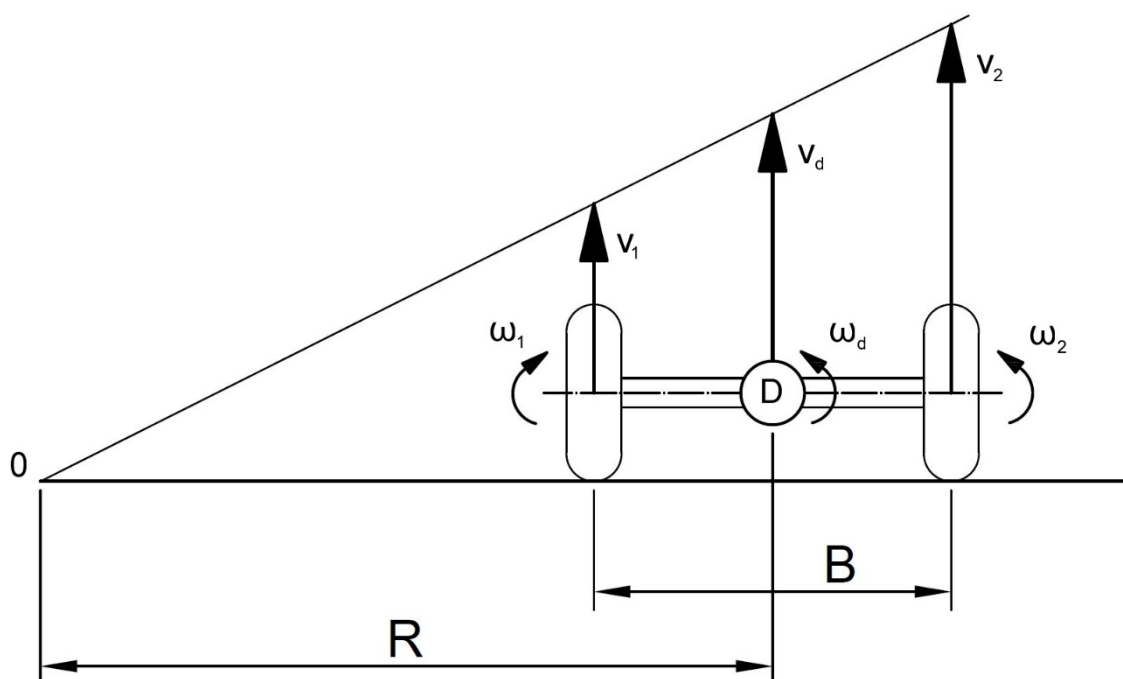
### 2.2 Stálý převod

Slouží k zvětšení kroutícího momentu a snížení otáček. Stálý převod nápravy má nejčastěji čelní nebo kuželové soukolí, dle koncepce pohonu vozidla.

### 2.3 Diferenciál

Diferenciál slouží k rozdělení kroutícího momentu a zároveň umožňuje, aby se kola hnací nápravy mohla otáčet rozdílnou rychlostí. Toho je nutné dosáhnout při jízdě vozidla v zatáčce, jelikož při jízdě vozidla v zatáčce se levé a pravé kolo vozidla nepohybuje po kružnici o stejném poloměru.

### 2.3.1 Základní rovnice diferenciálu



Obrázek 21 - Rychlosti v diferenciálu při průjezdu zatáčkou [2]

$$\omega_D = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2} \quad (4)$$

$\omega_D$  úhlová rychlost klece diferenciálu [ $s^{-1}$ ]

$\omega_1$  úhlová rychlost levého kola [ $s^{-1}$ ]

$\omega_2$  úhlová rychlost pravého kola [ $s^{-1}$ ]

$$v_D = \frac{v_1 + v_2}{2} \quad (5)$$

$v_D$  posuvná rychlost klece diferenciálu [ $m \cdot s^{-1}$ ]

$v_1$  posuvná rychlost levého kola [ $m \cdot s^{-1}$ ]

$v_2$  posuvná rychlost pravého kola [ $m \cdot s^{-1}$ ]

$$M_D = M_1 + M_2 \quad (6)$$

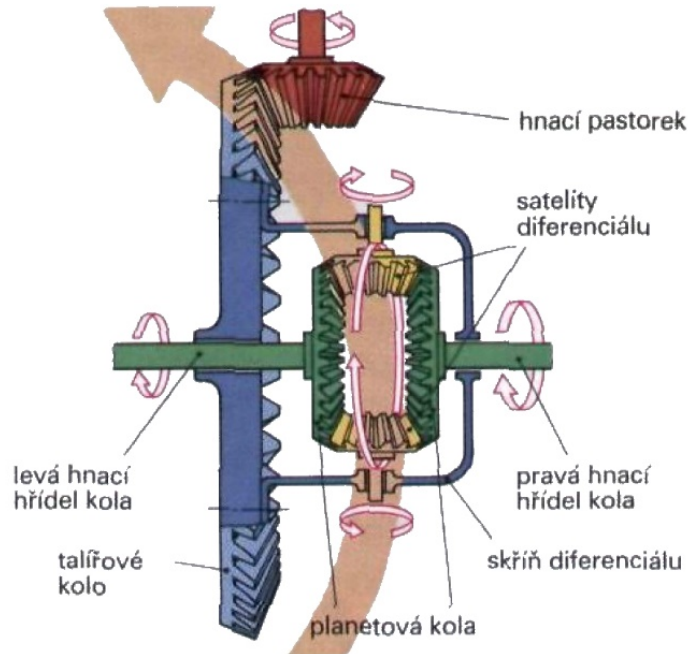
$M_D$  kroutící moment na kleci diferenciálu [ $N \cdot m$ ]

$M_1$  kroutící moment levého kola [ $N \cdot m$ ]

$M_2$  kroutící moment pravého kola [ $N \cdot m$ ]

### 2.3.2 Kuželový diferenciál

Skládá se z klece diferenciálu, která je připevněna k ozubenému kolu stálého převodu a otáčí se konstantní rychlostí. V kleci diferenciálu jsou pomocí čepů otočně uchyceny kuželové ozubené satelity, do kterých zapadají dvě planetová kola, každé planetové kolo patří k jedné hnací hřídeli kola.



Obrázek 22 - Kuželový diferenciál při průjezdu zatáčkou [3]

Při přímé jízdě, tedy pokud se obě planetová kola otáčejí stejnou rychlostí, se satelity neotáčejí kolem své osy a složí pouze k přenesení kroutícího momentu z klece diferenciálu na planetová kola.

Při jízdě v zatáčce, tedy pokud je rychlost otáčení planetových kol různá, se začnou satelity odvalovat po pomaleji se otáčejícím planetovém kole, čímž začnou urychlovat druhé planetové kolo a tím je umožněno rozdílné otáčení hnacích kol při průjezdu vozidla zatáčkou.

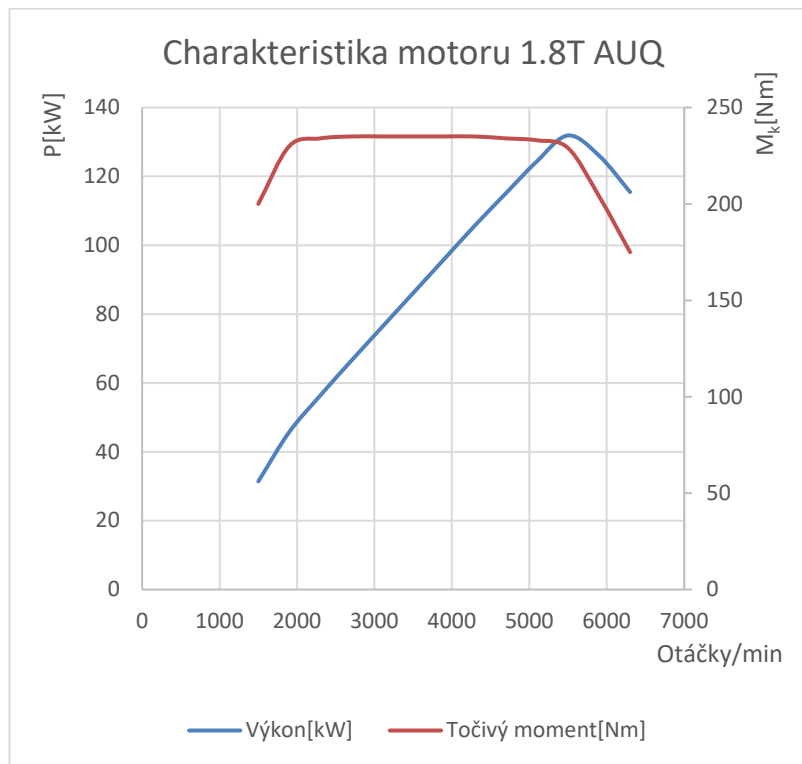
### 2.4 Čelní rozvodovka s kuželovým diferenciálem

Čelní rozvodovka s kuželovým diferenciálem pro tuto bakalářskou práci se bude skládat z čelního kola rozvodovky se šikmým ozubením, klece diferenciálu, dvou satelitů, čepu pro satelity, dvou planetových kol a dvou kuželíkových ložisek. Klec diferenciálu bude v tomto případě připevněna k čelnímu kolu pomocí nýtů, ale mohla by být připevněna i pomocí šroubů. Rozvodovka je přes čelní soukolí ve stálém záběru s výstupním hřídelem převodovky, toto čelní soukolí zároveň tvoří stálý převod. Rozvodovka se nachází ve skříni převodovky a sdílí s převodovkou společnou olejovou náplň.



### 3 STANOVENÍ VSTUPNÍCH PARAMETRŮ ZATÍŽENÍ

Pro svou bakalářskou práci jsem si vybral motor 1.8T 20V s typovým označením AUQ o maximálním výkonu 132 kW s 5<sup>o</sup> převodovkou 2J0 EHA ve vozidle Škoda Octavia RS.



Obrázek 23 - Charakteristika motoru AUQ [10]

Převodové poměry pro přímo řazenou mechanickou pětistupňovou převodovku 2J0 EHA jsou následující:

Stálý převodový poměr	3,667 (55/15)
1. rychlostní stupeň	3,300
2. rychlostní stupeň	1,944
3. rychlostní stupeň	1,308
4. rychlostní stupeň	1,034
5. rychlostní stupeň	0,838

Tabulka 4 - Převodové poměry převodovky 2J0 EHA

Využití jednotlivých rychlostních stupňů při kombinovaném provozu:

1. rychlostní stupeň	5 %
2. rychlostní stupeň	10 %
3. rychlostní stupeň	25 %
4. rychlostní stupeň	30 %
5. rychlostní stupeň	30 %

Tabulka 5 - Využití rychlostních stupňů

Při součiniteli adheze  $\varphi=0,9$ , výšce těžiště  $h_t=0,54$  m, hmotnosti vozidla  $m=1340$  kg, dynamickém poloměru kola  $r_d=0,299$  m a rozložením hmotnosti v poměru 60:40, ve prospěch přední nápravy, je však vozidlo s předním pohonem schopno přenést na vozovku pouze kroučící moment  $M_{kt}=1316,98$  Nm. Z toho vyplývá, že maximální moment motoru, který je vozidlo schopné přenést na vozovku, je pro první rychlostní stupeň  $M_{k1}=108,83$  Nm a pro druhý rychlostní stupeň  $M_{k2}=184,74$  Nm. Ostatní rychlostní stupně již mohou přenášet maximální kroučící moment motoru.

Ve výpočtu je nutné také zohlednit, že řidič vozidla nevyužívá maximální dostupný kroučící moment po celou dobu provozu vozidla. Proto při výpočtech únavy bude použita hodnota 70 % dostupného kroučícího momentu, což odpovídá vysoce zatěžovanému vozidlu.

## 4 VÝPOČET PEVNOSTI A ÚNAVY STANDARTNÍCH SOUČÁSTÍ VYBRANÉ SKUPINY

### 4.1 Čelní soukolí stálého převodu

Výpočet ozubeného soukolí je dle normy ČSN 014686 [11]. Napětí pro výpočet na únavu je stanoveno pomocí kumulace poškození. Obě ozubená kola jsou vyrobená z oceli 14220 a povrch je cementován.

$m=$	5 mm	$M_{kmax}=$	235 Nm
$z_1=$	15	$i_1=$	3,300
$z_2=$	55	$i_2=$	1,944
$d_{pv}=$	78,81 mm (korekce $x=0,2$ )	$i_3=$	1,308
$d_k=$	292,65 mm	$i_4=$	1,034
$b_w=$	85 mm	$i_5=$	0,838
$K_{AS}=$	1,8	$V_{HV}=$	700 HV
$K_A=$	1,75	$\sigma_{Flim}=$	700 MPa
$K_{Hv}=$	1,07	$\sigma_{Hlim}=$	1270 MPa
$K_{H\alpha}=$	1,1	$h_1=$	0,05
$K_{H\beta}=$	1,33	$h_2=$	0,1
$Z_E=$	$190 \sqrt{\text{MPa}}$	$h_3=$	0,25
$Z_H=$	2,45	$h_4=$	0,3
$Z_R=$	1	$h_5=$	0,3
$Z_\varepsilon=$	0,82	$\mu=$	0,3
$S_H=$	1,1	$Z_{vp}=$	19
$S_F=$	1,5	$Z_{vk}=$	70
$Y_{FSp}=$	3,75	$Y_A=$	0,83
$Y_{FSk}=$	3,7	$Y_\varepsilon=$	0,61
$\alpha_n=$	$20^\circ$	$\beta=$	$20^\circ$

Výpočet tečné síly v ozubení pro jednotlivé rychlostní stupně:

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot M_{k1} \cdot i_1}{d_{pv}} = \frac{2 \cdot 108830 \cdot 3,300}{78,81} = 9114,0 \text{ N}$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot M_{k2} \cdot i_2}{d_{pv}} = \frac{2 \cdot 184740 \cdot 1,944}{78,81} = 9114,0 \text{ N}$$

$$F_{t3} = \frac{2 \cdot M_{kmax} \cdot i_3}{d_{pv}} = \frac{2 \cdot 235000 \cdot 1,308}{78,81} = 7800,5 \text{ N}$$

$$F_{t4} = \frac{2 \cdot M_{kmax} \cdot i_4}{d_{pv}} = \frac{2 \cdot 235000 \cdot 1,034}{78,81} = 6166,5 \text{ N}$$

$$F_{t5} = \frac{2 \cdot M_{kmax} \cdot i_5}{d_{pv}} = \frac{2 \cdot 235000 \cdot 0,838}{78,81} = 4997,6 \text{ N}$$

(7)

Kde  $F_m$  je tečná síla na n-tý rychlostní stupeň,  $M_k$  je kroučící moment,  $i_n$  je převodový poměr na n-tý rychlostní stupeň,  $d_{pv}$  je valivá kružnice pastorku.

#### 4.1.1 Kontrola z hlediska únavy v dotyku

Výpočet napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů pro jednotlivé rychlostní stupně:

$$\sigma_{HO1} = z_E \cdot z_H \cdot z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t1} \cdot (\mu + 1)}{b_w \cdot d_{pv} \cdot \mu}} = 190 \cdot 2,45 \cdot 0,82 \cdot \sqrt{\frac{9114 \cdot 0,7 \cdot (0,3 + 1)}{85 \cdot 78,81 \cdot 0,3}}$$

$$\sigma_{HO1} = 775,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HO2} = z_E \cdot z_H \cdot z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t2} \cdot (\mu + 1)}{b_w \cdot d_{pv} \cdot \mu}} = 190 \cdot 2,45 \cdot 0,82 \cdot \sqrt{\frac{9114 \cdot 0,7 \cdot (0,3 + 1)}{85 \cdot 78,81 \cdot 0,3}}$$

$$\sigma_{HO2} = 775,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HO3} = z_E \cdot z_H \cdot z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t3} \cdot (\mu + 1)}{b_w \cdot d_{pv} \cdot \mu}} = 190 \cdot 2,45 \cdot 0,82 \cdot \sqrt{\frac{7800,5 \cdot 0,7 \cdot (0,3 + 1)}{85 \cdot 78,81 \cdot 0,3}}$$

$$\sigma_{HO3} = 717,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HO4} = z_E \cdot z_H \cdot z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t4} \cdot (\mu + 1)}{b_w \cdot d_{pv} \cdot \mu}} = 190 \cdot 2,45 \cdot 0,82 \cdot \sqrt{\frac{6166,5 \cdot 0,7 \cdot (0,3 + 1)}{85 \cdot 78,81 \cdot 0,3}}$$

$$\sigma_{HO4} = 637,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HO5} = z_E \cdot z_H \cdot z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t5} \cdot (\mu + 1)}{b_w \cdot d_{pv} \cdot \mu}} = 190 \cdot 2,45 \cdot 0,82 \cdot \sqrt{\frac{4997,6 \cdot 0,7 \cdot (0,3 + 1)}{85 \cdot 78,81 \cdot 0,3}}$$

$$\sigma_{HO5} = 574,2 \text{ MPa}$$

(8)

Kde  $Z_E$  je součinitel mechanických vlastností materiálů (spoluzabírajících ozubených kol),  $Z_H$  je součinitel tvaru spoluzabírajících zubů,  $Z_\varepsilon$  je součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů,  $\mu$  je Poissonova konstanta,  $b_w$  je pracovní šířka ozubení při výpočtu na dotyk.

Výpočet celkového napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů pomocí kumulace poškození:

$$\sigma_{HOC} = h_1 \cdot \sigma_{HO1} + h_2 \cdot \sigma_{HO2} + h_3 \cdot \sigma_{HO3} + h_4 \cdot \sigma_{HO4} + h_5 \cdot \sigma_{HO5}$$

$$\sigma_{HOC} = 0,05 \cdot 775,4 + 0,1 \cdot 775,4 + 0,25 \cdot 717,4 + 0,3 \cdot 637,8 + 0,3 \cdot 574,2$$

$$\sigma_{HOC} = 659,3 \text{ MPa}$$

(9)

Kde  $h_n$  je součinitel využití n-tého rychlostního stupně

Výpočet přípustného napětí v dotyku:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{S_H} = \frac{1270 \cdot 1}{1,1} = 1154,5 \text{ MPa}$$

(10)

Kde  $\sigma_{HP}$  je přípustné napětí v dotyku,  $S_H$  je součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů,  $Z_R$  je součinitel výchozí drsnosti boků zubů.

Výpočet součinitele přídavných zatížení:

$$K_H = K_A \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} = 1,75 \cdot 1,1 \cdot 1,33 \cdot 1,07 = 2,74$$

(11)

Kde  $K_{Hv}$  je součinitel vnitřních dynamických sil,  $K_{H\alpha}$  je součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů,  $K_{H\beta}$  je součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce,  $K_A$  je součinitel největších dynamických sil.

Výpočet podmínky velikosti napětí proti progresivní tvorbě pittingu:

$$\sigma_{HC} = \sigma_{HOC} \cdot \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP}$$

$$\sigma_{HC} = 659,3 \cdot \sqrt{2,74} = 1091,3 \text{ MPa}$$

(12)

Porovnání maximálního napětí a maximálního přípustného napětí:

$$\sigma_{HC} \leq \sigma_{HP}$$

$$1091,3 \leq 1154,4$$

**VYHOVUJE**

Pro pastorek a kolo je napětí v dotykové ploše stejné, a jelikož jsou obě kola vyrobena ze stejného materiálu, není třeba kontrolu kola provádět.

#### 4.1.2 Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení

Výpočet napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů pro jednotlivé rychlostní stupně:

$$\sigma_{HO1} = z_E \cdot z_H \cdot z_\epsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t1} \cdot (\mu + 1)}{b_w \cdot d_{pv} \cdot \mu}} = 190 \cdot 2,45 \cdot 0,82 \cdot \sqrt{\frac{9114 \cdot (0,3 + 1)}{85 \cdot 78,81 \cdot 0,3}}$$

$$\sigma_{HO1} = 926,8 \text{ MPa}$$

(13)

Kde  $Z_E$  je součinitel mechanických vlastností materiálů (spoluzabírajících ozubených kol),  $Z_H$  je součinitel tvaru spoluzabírajících zubů,  $Z_\varepsilon$  je součinitel součtové délky dotkových křivek boků zubů,  $\mu$  je Poissonova konstanta,  $b_w$  je pracovní šířka ozubení při výpočtu na dotyk.

Výpočet nejvyššího napětí v dotyku:

$$\begin{aligned}\sigma_{Hmax} &= \sigma_{HO1} \cdot \sqrt{K_{AS} \cdot K_H} \leq \sigma_{HPmax} \\ \sigma_{Hmax} &= 926,8 \cdot \sqrt{1,8 \cdot 2,74} = 2058,3 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{14}$$

Kde  $\sigma_{Hmax}$  je největší napětí v dotyku,  $K_{AS}$  je součinitel vnějších dynamických sil pro výpočet s ohledem na trvalou deformaci, vznik trhliny nebo křehkého lomu z jednorázového přetížení.

Výpočet přípustného napětí v dotyku při jednorázovém působení maximálního zatížení:

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 700 = 2800 \text{ MPa}\tag{15}$$

Kde  $V_{HV}$  je tvrdost povrchu zubu.

Porovnání maximálního napětí a maximálního přípustného napětí:

$$\begin{aligned}\sigma_{Hmax} &\leq \sigma_{HPmax} \\ 2058,3 &\leq 2800\end{aligned}\quad \text{VYHOVUJE}$$

### 4.1.3 Kontrola z hlediska únavy v ohybu

Pastorek:

$$K_F = K_H\tag{16}$$

Výpočet ohybového napětí v nebezpečném průřezu paty zubu:

$$\begin{aligned}\sigma_{F1p} &= \frac{F_{t1}}{b_w \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FSp} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta = \frac{9114 \cdot 0,7}{85 \cdot 5} \cdot 2,74 \cdot 3,75 \cdot 0,61 \cdot 0,83 = 78,1 \text{ MPa} \\ \sigma_{F2p} &= \frac{F_{t2}}{b_w \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FSp} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta = \frac{9114 \cdot 0,7}{85 \cdot 5} \cdot 2,74 \cdot 3,75 \cdot 0,61 \cdot 0,83 = 78,1 \text{ MPa} \\ \sigma_{F3p} &= \frac{F_{t3}}{b_w \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FSp} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta = \frac{7800,5 \cdot 0,7}{85 \cdot 5} \cdot 2,74 \cdot 3,75 \cdot 0,61 \cdot 0,83 = 66,8 \text{ MPa} \\ \sigma_{F4p} &= \frac{F_{t4}}{b_w \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FSp} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta = \frac{6166,5 \cdot 0,7}{85 \cdot 5} \cdot 2,74 \cdot 3,75 \cdot 0,61 \cdot 0,83 = 52,8 \text{ MPa} \\ \sigma_{F5p} &= \frac{F_{t5}}{b_w \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FSp} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta = \frac{4997,6 \cdot 0,7}{85 \cdot 5} \cdot 2,74 \cdot 3,75 \cdot 0,61 \cdot 0,83 = 42,8 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{17}$$

Kde  $b_w$  je pracovní šířka ozubení,  $m_n$  je normálový modul zubu,  $K_F$  je součinitel přidavných zatížení,  $Y_{FS}$  je součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí,  $Y_\beta$  je součinitel sklonu zubu,  $Y_\varepsilon$  je součinitel vlivu záběru profilu (pro výpočet na ohyb).

Výpočet celkového ohybového napětí v nebezpečném průřezu paty zubu pomocí kumulace poškození:

$$\begin{aligned}\sigma_{FCp} &= h_1 \cdot \sigma_{F1p} + h_2 \cdot \sigma_{F2p} + h_3 \cdot \sigma_{F3p} + h_4 \cdot \sigma_{F4p} + h_5 \cdot \sigma_{F5p} \\ \sigma_{FCp} &= 0,05 \cdot 78,1 + 0,1 \cdot 78,1 + 0,25 \cdot 66,8 + 0,3 \cdot 52,8 + 0,3 \cdot 42,8 \\ \sigma_{FCp} &= 57,1 \text{ MPa}\end{aligned}$$

(18)

Kde  $h_n$  je součinitel využití n-tého rychlostního stupně.

Výpočet přípustného napětí v ohybu:

$$\begin{aligned}\sigma_{FP} &= \frac{\sigma_{Flim}}{S_F} \leq \sigma_{FP} \\ \sigma_{FP} &= \frac{700}{1,5} = 466,6 \text{ MPa}\end{aligned}$$

(19)

Kde  $S_F$  je součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození v patě zubu,  $\sigma_{Flim}$  je mez únavy v ohybu.

Porovnání maximálního napětí a maximálního přípustného napětí:

$$\sigma_{FCp} \leq \sigma_{FP}$$

$$57,1 \leq 466,6$$

**VYHOVUJE**

Kolo:

$$K_F = K_H$$

(20)

Výpočet ohybového napětí v nebezpečném průřezu paty zubu:

$$\begin{aligned}\sigma_{F1k} &= \frac{F_{t1}}{b_w \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FSk} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta = \frac{9114 \cdot 0,7}{85 \cdot 5} \cdot 2,74 \cdot 3,7 \cdot 0,61 \cdot 0,83 = 77,1 \text{ MPa} \\ \sigma_{F2k} &= \frac{F_{t2}}{b_w \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FSk} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta = \frac{9114 \cdot 0,7}{85 \cdot 5} \cdot 2,74 \cdot 3,7 \cdot 0,61 \cdot 0,83 = 77,1 \text{ MPa} \\ \sigma_{F3k} &= \frac{F_{t3}}{b_w \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FSk} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta = \frac{7800,5 \cdot 0,7}{85 \cdot 5} \cdot 2,74 \cdot 3,7 \cdot 0,61 \cdot 0,83 = 66,0 \text{ MPa} \\ \sigma_{F4k} &= \frac{F_{t4}}{b_w \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FSk} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta = \frac{6166,5 \cdot 0,7}{85 \cdot 5} \cdot 2,74 \cdot 3,7 \cdot 0,61 \cdot 0,83 = 52,1 \text{ MPa} \\ \sigma_{F5k} &= \frac{F_{t5}}{b_w \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FSk} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta = \frac{4997,6 \cdot 0,7}{85 \cdot 5} \cdot 2,74 \cdot 3,7 \cdot 0,61 \cdot 0,83 = 42,3 \text{ MPa}\end{aligned}$$

(21)

Kde  $b_w$  je pracovní šířka ozubení,  $m_n$  je normálový modul zubu,  $K_F$  je součinitel přídatných zatížení,  $Y_{FS}$  je součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí,  $Y_\beta$  je součinitel sklonu zubu,  $Y_\varepsilon$  je součinitel vlivu záběru profilu (pro výpočet na ohyb).

Výpočet celkového ohybového napětí v nebezpečném průřezu paty zubu pomocí kumulace poškození:

$$\begin{aligned}\sigma_{FCk} &= h_1 \cdot \sigma_{F1k} + h_2 \cdot \sigma_{F2k} + h_3 \cdot \sigma_{F3k} + h_4 \cdot \sigma_{F4k} + h_5 \cdot \sigma_{F5k} \\ \sigma_{FCk} &= 0,05 \cdot 77,1 + 0,1 \cdot 77,1 + 0,25 \cdot 66 + 0,3 \cdot 52,1 + 0,3 \cdot 42,3 \\ \sigma_{FCk} &= 56,4 \text{ MPa}\end{aligned}$$

(22)

Kde  $h_n$  je součinitel využití n-tého rychlostního stupně

Porovnání maximálního napětí a maximálního přípustného napětí:

$$\begin{aligned}\sigma_{FCk} &\leq \sigma_{FP} \\ 56,4 &\leq 466,6\end{aligned}\quad \text{VYHOVUJE}$$

#### 4.1.4 Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení

Pastorek:

Výpočet ohybového napětí v nebezpečném průřezu paty zubu:

$$\sigma_{F1p} = \frac{F_{t1}}{b_w \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FSp} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta = \frac{9114}{85 \cdot 5} \cdot 2,74 \cdot 3,75 \cdot 0,61 \cdot 0,83 = 111,6 \text{ MPa}$$

(23)

Kde  $b_w$  je pracovní šířka ozubení,  $m_n$  je normálový modul zubu,  $K_F$  je součinitel přídavných zatížení,  $Y_{FS}$  je součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí,  $Y_\beta$  je součinitel sklonu zubu,  $Y_\varepsilon$  je součinitel vlivu záběru profilu (pro výpočet na ohyb).

Výpočet maximálního přípustného napětí v ohybu při jednorázovém působení maximálního zatížení:

$$\begin{aligned}\sigma_{Fmaxp} &= \sigma_{F1p} \cdot K_{AS} \leq \sigma_{FPmax} \\ \sigma_{Fmaxp} &= 111,6 \cdot 1,8 = 200,8 \text{ MPa}\end{aligned}$$

(24)

Kde  $K_{AS}$  je součinitel vnějších dynamických sil pro výpočet s ohledem na trvalou deformaci, vznik trhliny nebo křehkého lomu z jednorázového přetížení.

Výpočet pevnosti v ohybu při jednorázovém působení maximálního zatížení:

$$\sigma_{FSt} = 2,5 \cdot \sigma_{Flim} = 2,5 \cdot 700 = 1750 \text{ MPa}$$

(25)

Kde  $\sigma_{Flim}$  je mez únavy v ohybu.

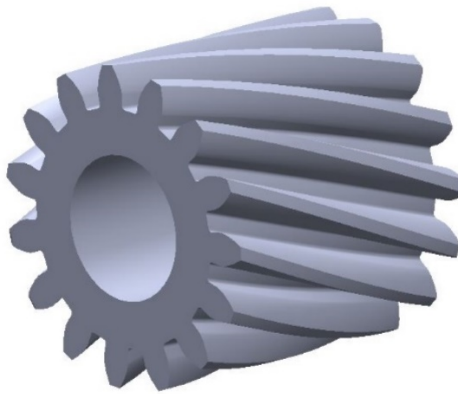
Výpočet přípustného napětí v ohybu při jednorázovém působení maximálního zatížení:

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 0,8 \cdot 1750 = 1400 \text{ MPa}$$

(26)

Porovnání maximálního napětí a maximálního přípustného napětí:

$$\begin{aligned}\sigma_{Fmaxp} &\leq \sigma_{FPmax} \\ 200,8 &\leq 1400\end{aligned}\quad \text{VYHOVUJE}$$



Obrázek 24 - Pastorek stálého převodu

Kolo:

Výpočet ohybového napětí v nebezpečném průřezu paty zubu:

$$\sigma_{F1k} = \frac{F_{t1}}{b_w \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FSk} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta = \frac{9114}{85 \cdot 5} \cdot 2,74 \cdot 3,7 \cdot 0,61 \cdot 0,83 = 110,1 \text{ MPa} \quad (27)$$

Kde  $b_w$  je pracovní šířka ozubení,  $m_n$  je normálový modul zubu,  $K_F$  je součinitel přidavných zatížení,  $Y_{FS}$  je součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí,  $Y_\beta$  je součinitel sklonu zubu,  $Y_\varepsilon$  je součinitel vlivu záběru profilu (pro výpočet na ohyb).

Výpočet maximálního přípustného napětí v ohybu při jednorázovém působení maximálního zatížení:

$$\begin{aligned} \sigma_{Fmaxk} &= \sigma_{F1k} \cdot K_{AS} \leq \sigma_{FPmax} \\ \sigma_{Fmaxk} &= 110,1 \cdot 1,8 = 198,1 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (28)$$

Kde  $K_{AS}$  je součinitel vnějších dynamických sil pro výpočet s ohledem na trvalou deformaci, vznik trhliny nebo křehkého lomu z jednorázového přetížení.

Výpočet pevnosti v ohybu při jednorázovém působení maximálního zatížení:

$$\sigma_{FSt} = 2,5 \cdot \sigma_{Flim} = 2,5 \cdot 700 = 1750 \text{ MPa} \quad (29)$$

Kde  $\sigma_{Flim}$  je mez únavy v ohybu.

Výpočet přípustného napětí v ohybu při jednorázovém působení maximálního zatížení:

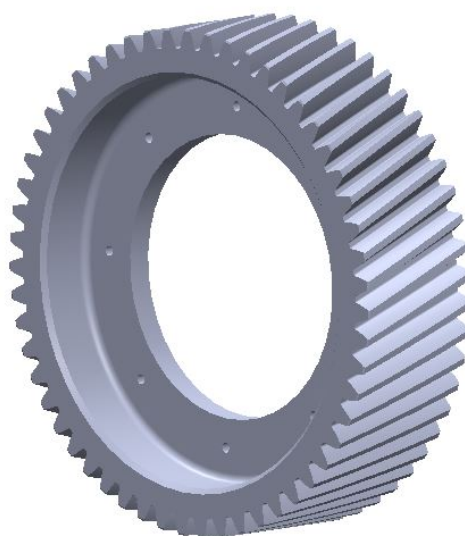
$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{Flim} = 0,8 \cdot 1750 = 1400 \text{ MPa} \quad (30)$$

Porovnání maximálního napětí a maximálního přípustného napětí:

$$\begin{aligned} \sigma_{Fmaxk} &\leq \sigma_{FPmax} \\ 138,8 &\leq 1400 \end{aligned}$$

**VYHOVUJE**





Obrázek 25 - Čelní kolo stálého převodu

## 4.2 Nýty spojující čelní kolo s klecí diferenciálu

Pevnostní výpočet je dle normy ČSN EN 1993-1 [12]. Nýty jsou z materiálu ČSN 42 4201. Materiál klece diferenciálu je ČSN 42 2660.

$R_{mn} =$	380 MPa	$t_2 =$	15 mm
$R_{mP} =$	590 MPa	$t_k =$	20 mm
Pro tento případ je $\alpha_b = R_{mn}/R_{mP}$		$d_{nr} =$	205 mm
$F_{t1} =$	9114,0 N	$d_2 =$	292,65 mm
$F_{t2} =$	9114,0 N	$d_n =$	6 mm
$F_{t3} =$	7800,5 N	$\gamma_{M2} =$	1,25
$F_{t4} =$	6166,5 N	$k_1 =$	2,5
$F_{t5} =$	4997,6 N		

Výpočet síly na roztečné kružnici:

$$F_{nr1} = F_{t1} \cdot \frac{d_2}{d_{nr}} = 9114 \cdot \frac{292,65}{205} = 13010,8 \text{ N}$$

$$F_{nr2} = F_{t2} \cdot \frac{d_2}{d_{nr}} = 9114 \cdot \frac{292,65}{205} = 13010,8 \text{ N}$$

$$F_{nr3} = F_{t3} \cdot \frac{d_2}{d_{nr}} = 7800,5 \cdot \frac{292,65}{205} = 11135,7 \text{ N}$$

$$F_{nr4} = F_{t4} \cdot \frac{d_2}{d_{nr}} = 6166,5 \cdot \frac{292,65}{205} = 8803,1 \text{ N}$$

$$F_{nr5} = F_{t5} \cdot \frac{d_2}{d_n} = 4997,6 \cdot \frac{292,65}{205} = 7134,4 \text{ N} \quad (31)$$

Kde  $F_{tn}$  je tečná síla v ozubení čelního soukolí na n-tý rychlostní stupeň,  $d_2$  je průměr roztečné kružnice ozubeného kola,  $d_{nr}$  je průměr roztečné kružnice nýtů.

#### 4.2.1 Únosnost ve smyku

Únosnost jednoho nýtu pro  $d_n=6$  mm.

$$F_{D1} = \frac{0,6 \cdot R_{mn} \cdot S_n}{\gamma_{M2}} = \frac{0,6 \cdot 380 \cdot 3^2 \cdot \pi}{1,25} = 5157,2 \text{ N} \quad (32)$$

Kde  $R_{mn}$  je mez pevnosti nýtu,  $\gamma_{M2}$  je dílčí součinitel spolehlivosti,  $S_n$  je průřez nýtu.

Minimální počet nýtů:

$$j = \frac{F_{nr1}}{F_{D1}} = \frac{13010,8}{5157,2} = 2,5 \quad (33)$$

#### 4.2.2 Únosnost v otláčení

Únosnost v otláčení jednoho nýtu v místě ozubeného kola:

$$F_{D1} = \frac{2,5 \cdot R_{mn} \cdot d_n \cdot t_2}{\gamma_{M2}} = \frac{2,5 \cdot 380 \cdot 6 \cdot 15}{1,25} = 68400 \text{ N} \quad (34)$$

Kde  $\alpha_b$  je součinitel vytržení,  $d_n$  je průměr nýtu,  $t_2$  je tloušťka ozubeného kola v místě styku s nýtem,  $\gamma_{M2}$  je dílčí součinitel spolehlivosti.

Minimální počet nýtů:

$$j = \frac{F_{nr1}}{F_{D1}} = \frac{13010,8}{68400} = 0,19 \quad (35)$$

Únosnost v otláčení jednoho nýtu v místě klece diferenciálu:

$$F_{D1} = \frac{k_1 \cdot R_{mn} \cdot d_n \cdot t_k}{\gamma_{M2}} = \frac{2,5 \cdot 380 \cdot 6 \cdot 20}{1,25} = 91200 \text{ N} \quad (36)$$

Kde  $d_n$  je průměr nýtu,  $t_2$  je tloušťka klece diferenciálu v místě styku s nýtem,  $\gamma_{M2}$  je dílčí součinitel spolehlivosti.

Minimální počet nýtů:

$$j = \frac{F_{nr1}}{F_{D1}} = \frac{13010,8}{91200} = 0,14 \quad (37)$$

S ohledem na běžnou konstruktérskou praxi a kvůli únavové pevnosti bylo zvoleno 8 nýtů.

### 4.2.3 Kontrola na únavu

$$\alpha_0 = 1,5$$

$$\theta = 1$$

$$\eta = 0,8 \text{ (pro Ra=3,2)}$$

Výpočet smykového napětí v jednom nýtu:

$$\tau_1 = \frac{4 \cdot F_{nr1}}{j \cdot \pi \cdot d_n^2} = \frac{4 \cdot 13010,8 \cdot 0,7}{8 \cdot \pi \cdot 6^2} = 40,3 \text{ MPa}$$

$$\tau_2 = \frac{4 \cdot F_{nr2}}{j \cdot \pi \cdot d_n^2} = \frac{4 \cdot 13010,8 \cdot 0,7}{8 \cdot \pi \cdot 6^2} = 40,3 \text{ MPa}$$

$$\tau_3 = \frac{4 \cdot F_{nr3}}{j \cdot \pi \cdot d_n^2} = \frac{4 \cdot 11135,7 \cdot 0,7}{8 \cdot \pi \cdot 6^2} = 34,5 \text{ MPa}$$

$$\tau_4 = \frac{4 \cdot F_{nr4}}{j \cdot \pi \cdot d_n^2} = \frac{4 \cdot 8803,1 \cdot 0,7}{8 \cdot \pi \cdot 6^2} = 27,2 \text{ MPa}$$

$$\tau_5 = \frac{4 \cdot F_{nr5}}{j \cdot \pi \cdot d_n^2} = \frac{4 \cdot 7134,4 \cdot 0,7}{8 \cdot \pi \cdot 6^2} = 22,1 \text{ MPa}$$

(38)

Kde  $F_{nm}$  je síla na roztečné kružnici na n-tý rychlostní stupeň,  $d_n$  je průměr nýtu,  $j$  je počet nýtů.

Výpočet celkového smykového napětí na jednom nýtu:

$$\tau = h_1 \cdot \tau_1 + h_2 \cdot \tau_2 + h_3 \cdot \tau_3 + h_4 \cdot \tau_4 + h_5 \cdot \tau_5$$

$$\tau = 0,05 \cdot 40,3 + 0,1 \cdot 40,3 + 0,25 \cdot 34,5 + 0,3 \cdot 27,2 + 0,3 \cdot 22,1$$

$$\tau = 29,5 \text{ MPa}$$

(39)

Kde  $h_n$  je součinitel využití n-tého rychlostního stupně.

Napětí v nýtech je možné považovat za míjivé.

Výpočet míjivého napětí:

$$\tau_A = \frac{\tau}{2} = \frac{29,5}{2} = 14,75 \text{ MPa} \quad (40)$$

$$\tau_m = \frac{\tau}{2} = \frac{29,5}{2} = 14,75 \text{ MPa} \quad (41)$$

Kde  $\tau_A$  je amplituda míjivého smykového napětí,  $\tau_m$  je střední hodnota míjivého napětí.

Určení meze vysoko cyklové únavy dle Heywooda:

$$\sigma_{CO} = 0,47 \cdot R_{mn} = 0,47 \cdot 380 = 178,6 \text{ MPa}$$

(42)

$$\sigma_C = 1,6 \cdot \sigma_{CO} = 1,6 \cdot 178,6 = 285,8 \text{ MPa}$$

(43)

$$\tau_c = \frac{\sigma_c}{2} = \frac{285,8}{2} = 142,9 \text{ MPa} \quad (44)$$

$$\tau_c^* = \tau_c \cdot \frac{\eta \cdot \theta}{\alpha_0} = 142,9 \cdot \frac{0,8 \cdot 1}{1,5} = 76,2 \text{ MPa} \quad (45)$$

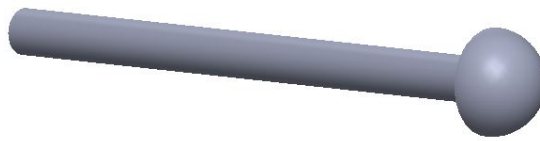
Kde  $R_{mn}$  je mez pevnosti nýtu,  $\sigma_{CO}$  je mez vysoko cyklové únavy v ohybu,  $\sigma_c$  je mez vysoko cyklové únavy pro střídavý tah-tlak,  $\tau_c$  je mez vysoko cyklové únavy pro smyk,  $\tau_c^*$  je špičková mez vysoko cyklové únavy pro smyk,  $\alpha_0$  je součinitel vrubu,  $\theta$  je součinitel velikosti,  $\eta$  je součinitel drsnosti povrchu.

Výpočet amplitudy pro střídavé napětí dle Smithova diagramu.

$$\tau_A^* = \tau_A + \frac{2 \cdot \tau_c^*}{R_{mn}} \cdot \tau_m = 14,75 + \frac{2 \cdot 76,2}{380} \cdot 14,75 = 20,7 \text{ MPa} \quad (46)$$

Bezpečnost proti únavovému lomu:

$$k = \frac{\tau_c^*}{\tau_A^*} = \frac{76,2}{20,7} = 3,7 \quad (47)$$



Obrázek 26 - NÝT 6 x 50 ČSN 02 2302

### 4.3 Kuželové soukolí diferenciálu

Výpočet ozubeného soukolí je dle normy ČSN 014686 [11]. Napětí pro výpočet na únavu je stanoveno pomocí kumulace poškození. Obě ozubená kola jsou vyrobená z oceli ČSN 14220 a povrch je cementován. U satelitu provedena jednotková korekce  $x=0,2$ .

$m_e=$	8 mm	$M_{kmax}=$	235 Nm
$M_{k1}=$	108,83 Nm	$M_{k2}=$	184,74 Nm
$m_m=$	6,45 mm	$d_{v1}=$	105,39 mm
$d_{m1}=$	77,4 mm	$i_c=$	3,667
$z_1=$	12	$i_1=$	3,300
$z_2=$	13	$i_2=$	1,944
$d_{e1}=$	97 mm	$i_3=$	1,308
$d_{e2}=$	104 mm	$i_4=$	1,034
$b_w=$	30 mm	$i_5=$	0,838

$K_{AS} =$	1,8	$V_{HV} =$	700 HV
$K_A =$	1,5	$\sigma_{Flim} =$	700 MPa
$K_{Hv} =$	1,08	$\sigma_{Hlim} =$	1270 MPa
$K_{H\alpha} =$	1,12	$h_1 =$	0,05
$K_{H\beta} =$	1,4	$h_2 =$	0,1
$Z_E =$	$190 \sqrt{\text{MPa}}$	$h_3 =$	0,25
$Z_H =$	2,4	$h_4 =$	0,3
$Z_R =$	1	$h_5 =$	0,3
$Z_{\varepsilon V} =$	1	$u =$	1,2
$S_H =$	1,1	$z_{v1} =$	16
$S_F =$	1,5	$z_{v2} =$	19
$Y_{FS1} =$	4,0	$Y_{\beta} =$	1
$Y_{FS2} =$	4,0	$Y_{\varepsilon V} =$	1
$\alpha =$	$20^\circ$	$\beta =$	$20^\circ$

Výpočet tečné síly v ozubení pro jednotlivé rychlostní stupně:

$$\begin{aligned}
 F_{t1} &= \frac{2 \cdot M_{k1} \cdot i_1 \cdot i_c}{4 \cdot d_{m1}} = \frac{2 \cdot 108830 \cdot 3,300 \cdot 3,667}{4 \cdot 77,4} = 8507,5 \text{ N} \\
 F_{t2} &= \frac{2 \cdot M_{k2} \cdot i_2 \cdot i_c}{4 \cdot d_{m1}} = \frac{2 \cdot 184740 \cdot 1,944 \cdot 3,667}{4 \cdot 77,4} = 8507,4 \text{ N} \\
 F_{t3} &= \frac{2 \cdot M_{kmax} \cdot i_3 \cdot i_c}{4 \cdot d_{m1}} = \frac{2 \cdot 235000 \cdot 1,308 \cdot 3,667}{4 \cdot 77,4} = 7281,4 \text{ N} \\
 F_{t4} &= \frac{2 \cdot M_{kmax} \cdot i_4 \cdot i_c}{4 \cdot d_{m1}} = \frac{2 \cdot 235000 \cdot 1,034 \cdot 3,667}{4 \cdot 77,4} = 5756,1 \text{ N} \\
 F_{t5} &= \frac{2 \cdot M_{kmax} \cdot i_5 \cdot i_c}{4 \cdot d_{m1}} = \frac{2 \cdot 235000 \cdot 0,838 \cdot 3,667}{4 \cdot 77,4} = 4665,0 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{48}$$

Kde  $F_m$  je tečná síla na n-tý rychlostní stupeň,  $M_k$  je kroutící moment,  $i_n$  je převodový poměr na n-tý rychlostní stupeň,  $d_{m1}$  je roztečná kružnice satelitu,  $i_c$  je stálý převod a číslo 4 vyjadřuje počet styčných ploch v soukolí diferenciálu.

### 4.3.1 Kontrola z hlediska únavy v dotyku

Výpočet napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů pro jednotlivé rychlostní stupně:

$$\begin{aligned}
 \sigma_{HO1} &= z_E \cdot z_H \cdot z_{\varepsilon V} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1} \cdot (u + 1)}{b_w \cdot d_{v1} \cdot u}} = 190 \cdot 2,4 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{8507,5 \cdot 0,7 \cdot (1,2 + 1)}{30 \cdot 105,39 \cdot 1,2}} \\
 \sigma_{HO1} &= 847,1 \text{ MPa} \\
 \sigma_{HO2} &= z_E \cdot z_H \cdot z_{\varepsilon V} \cdot \sqrt{\frac{F_{t2} \cdot (u + 1)}{b_w \cdot d_{v1} \cdot u}} = 190 \cdot 2,4 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{8507,4 \cdot 0,7 \cdot (1,2 + 1)}{30 \cdot 105,39 \cdot 1,2}} \\
 \sigma_{HO2} &= 847,0 \text{ MPa} \\
 \sigma_{HO3} &= z_E \cdot z_H \cdot z_{\varepsilon V} \cdot \sqrt{\frac{F_{t3} \cdot (u + 1)}{b_w \cdot d_{v1} \cdot u}} = 190 \cdot 2,4 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{7281,4 \cdot 0,7 \cdot (1,2 + 1)}{30 \cdot 105,39 \cdot 1,2}}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{HO3} &= 783,7 \text{ MPa} \\ \sigma_{HO4} &= z_E \cdot z_H \cdot z_{\varepsilon V} \cdot \sqrt{\frac{F_{t4} \cdot (u + 1)}{b_w \cdot d_{v1} \cdot u}} = 190 \cdot 2,4 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{5756,1 \cdot 0,7 \cdot (1,2 + 1)}{30 \cdot 105,39 \cdot 1,2}} \\ \sigma_{HO4} &= 696,8 \text{ MPa} \\ \sigma_{HO5} &= z_E \cdot z_H \cdot z_{\varepsilon V} \cdot \sqrt{\frac{F_{t5} \cdot (u + 1)}{b_w \cdot d_{v1} \cdot u}} = 190 \cdot 2,4 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{4665,0 \cdot 0,7 \cdot (1,2 + 1)}{30 \cdot 105,39 \cdot 1,2}} \\ \sigma_{HO5} &= 627,3 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{49}$$

Kde  $z_E$  je součinitel mechanických vlastností materiálů (spoluzabírajících ozubených kol),  $z_H$  je součinitel tvaru spoluzabírajících zubů,  $z_{\varepsilon V}$  je součinitel součtové délky dotkových křivek boků zubů,  $u$  je kvadrát převodového poměru,  $b_w$  je pracovní šířka ozubení,  $d_{v1}$  je roztečná kružnice virtuálního kola.

Výpočet celkového napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů pomocí kumulace poškození:

$$\begin{aligned}\sigma_{HOC} &= h_1 \cdot \sigma_{HO1} + h_2 \cdot \sigma_{HO2} + h_3 \cdot \sigma_{HO3} + h_4 \cdot \sigma_{HO4} + h_5 \cdot \sigma_{HO5} \\ \sigma_{HOC} &= 0,05 \cdot 847,1 + 0,1 \cdot 847,0 + 0,25 \cdot 783,7 + 0,3 \cdot 696,8 + 0,3 \cdot 627,3 \\ \sigma_{HOC} &= 720,2 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{50}$$

Kde  $h_n$  je součinitel využití n-tého rychlostního stupně

Výpočet přípustného napětí v dotyku:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{S_H} = \frac{1270 \cdot 1}{1,1} = 1154,5 \text{ MPa}\tag{51}$$

Kde  $\sigma_{HP}$  je přípustné napětí v dotyku,  $S_H$  je součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů,  $Z_R$  je součinitel výchozí drsnosti boků zubů.

Výpočet součinitele přídavných zatížení:

$$K_H = K_A \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} = 1,5 \cdot 1,12 \cdot 1,4 \cdot 1,08 = 2,5\tag{52}$$

Kde  $K_{Hv}$  je součinitel vnitřních dynamických sil,  $K_{H\alpha}$  je součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů,  $K_{H\beta}$  je součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce,  $K_A$  je součinitel vnějších dynamických sil.

Výpočet podmínky velikosti napětí proti progresivní tvorbě pittingu:

$$\begin{aligned}\sigma_{HC} &= \sigma_{HOC} \cdot \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP} \\ \sigma_{HC} &= 720,2 \cdot \sqrt{2,5} = 1138,8 \text{ MPa}\end{aligned}$$

(53)

Porovnání maximálního napětí a maximálního přípustného napětí:

$$\sigma_{HC} \leq \sigma_{HP}$$

$$1138,8 \leq 1154,4 \quad \text{VYHOVUJE}$$

Pro pastorek a kolo je napětí v dotykové ploše stejné, a jelikož jsou obě kola vyrobena ze stejného materiálu, není třeba kontrolu kola provádět.

### 4.3.2 Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení

Výpočet napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů pro jednotlivé rychlostní stupně:

$$\sigma_{HO1} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{\varepsilon V} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1} \cdot (u + 1)}{b_w \cdot d_{v1} \cdot u}} = 190 \cdot 2,4 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{8507,5 \cdot (1,2 + 1)}{30 \cdot 105,39 \cdot 1,2}}$$

$$\sigma_{HO1} = 1012,8 \text{ MPa}$$
(54)

Kde  $Z_E$  je součinitel mechanických vlastností materiálů (spoluzabírajících ozubených kol),  $Z_H$  je součinitel tvaru spoluzabírajících zubů,  $Z_{\varepsilon V}$  je součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů,  $u$  je kvadrát převodového poměru,  $b_w$  je pracovní šířka ozubení,  $d_{v1}$  je roztečná kružnice virtuálního kola.

Výpočet nejvyššího napětí v dotyku:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO1} \cdot \sqrt{K_{AS} \cdot K_H} \leq \sigma_{HPmax}$$

$$\sigma_{Hmax} = 1012,8 \cdot \sqrt{1,8 \cdot 2,5} = 2148,5 \text{ MPa}$$
(55)

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 700 = 2800 \text{ MPa}$$
(56)

Kde  $\sigma_{Hmax}$  je největší napětí v dotyku,  $K_{AS}$  je součinitel vnějších dynamických sil pro výpočet s ohledem na trvalou deformaci, vznik trhliny nebo křehkého lomu z jednorázového přetížení,  $\sigma_{HPmax}$  je přípustné napětí v dotyku při jednorázovém působení maximálního zatížení.

Porovnání maximálního napětí a maximálního přípustného napětí:

$$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax}$$

$$2148,5 \leq 2800 \quad \text{VYHOVUJE}$$

### 4.3.3 Kontrola z hlediska únavy v ohybu

$$K_F = K_H$$
(57)

Výpočet ohybového napětí v nebezpečném průřezu paty zubu:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_{t1}}{b_w \cdot m_m} \cdot K_F \cdot Y_{FS1} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta = \frac{8507,5 \cdot 0,7}{30 \cdot 6,45} \cdot 2,5 \cdot 4 \cdot 1 \cdot 1 = 307,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{F_{t2}}{b_w \cdot m_m} \cdot K_F \cdot Y_{FS1} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta = \frac{8507,4 \cdot 0,7}{30 \cdot 6,45} \cdot 2,5 \cdot 4 \cdot 1 \cdot 1 = 307,4 \text{ MPa}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{F3} &= \frac{F_{t3}}{b_w \cdot m_m} \cdot K_F \cdot Y_{FS1} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta = \frac{7281,4 \cdot 0,7}{30 \cdot 6,45} \cdot 2,5 \cdot 4 \cdot 1 \cdot 1 = 263,1 \text{ MPa} \\ \sigma_{F4} &= \frac{F_{t4}}{b_w \cdot m_m} \cdot K_F \cdot Y_{FS1} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta = \frac{5756,1 \cdot 0,7}{30 \cdot 6,45} \cdot 2,5 \cdot 4 \cdot 1 \cdot 1 = 208,0 \text{ MPa} \\ \sigma_{F5} &= \frac{F_{t5}}{b_w \cdot m_m} \cdot K_F \cdot Y_{FS1} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta = \frac{4665,0 \cdot 0,7}{30 \cdot 6,45} \cdot 2,5 \cdot 4 \cdot 1 \cdot 1 = 168,6 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{58}$$

Kde  $b_w$  je pracovní šířka ozubení,  $m_m$  je střední modul zubu,  $K_F$  je součinitel přidavných zatížení,  $Y_{FS}$  je součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí,  $Y_\beta$  je součinitel sklonu zubu,  $Y_\varepsilon$  je součinitel vlivu záběru profilu (pro výpočet na ohyb).

Výpočet celkového ohybového napětí v nebezpečném průřezu paty zubu pomocí kumulace poškození:

$$\begin{aligned}\sigma_{FC} &= h_1 \cdot \sigma_{F1} + h_2 \cdot \sigma_{F2} + h_3 \cdot \sigma_{F3} + h_4 \cdot \sigma_{F4} + h_5 \cdot \sigma_{F5} \\ \sigma_{FC} &= 0,05 \cdot 307,4 + 0,1 \cdot 307,4 + 0,25 \cdot 263,1 + 0,3 \cdot 208,0 + 0,3 \cdot 168,6 \\ \sigma_{FC} &= 224,9 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{59}$$

Kde  $h_n$  je součinitel využití n-tého rychlostního stupně.

Výpočet přípustného napětí v ohybu:

$$\begin{aligned}\sigma_{FP} &= \frac{\sigma_{Flim}}{S_F} \leq \sigma_{FP} \\ \sigma_{FP} &= \frac{700}{1,5} = 466,6 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{60}$$

Kde  $S_F$  je součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození v patě zubu,  $\sigma_{Flim}$  je mez únavy v ohybu.

Porovnání maximálního napětí a maximálního přípustného napětí:

$$\begin{aligned}\sigma_{FCp} &\leq \sigma_{FP} \\ 224,9 &\leq 466,6\end{aligned}\tag{60}$$

**VYHOVUJE**

Jelikož pro tento případ je  $Y_{FS1}=Y_{FS2}$  bude ohybové napětí stejné pro satelit i planetové kolo.

#### 4.3.4 Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení

Výpočet ohybového napětí v nebezpečném průřezu paty zubu:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_{t1}}{b_w \cdot m_m} \cdot K_F \cdot Y_{FS1} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta = \frac{8507,5}{30 \cdot 6,45} \cdot 2,5 \cdot 4 \cdot 1 \cdot 1 = 439,7 \text{ MPa}\tag{61}$$

Kde  $b_w$  je pracovní šířka ozubení,  $m_m$  je střední modul zubu,  $K_F$  je součinitel přidavných zatížení,  $Y_{FS}$  je součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí,  $Y_\beta$  je součinitel sklonu zubu,  $Y_\varepsilon$  je součinitel vlivu záběru profilu (pro výpočet na ohyb).



Výpočet maximálního přípustného napětí v ohybu při jednorázovém působení maximálního zatížení:

$$\begin{aligned}\sigma_{Fmax} &= \sigma_{F1} \cdot K_{AS} \leq \sigma_{FPmax} \\ \sigma_{Fmax} &= 439,7 \cdot 1,8 = 791,4 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{62}$$

Kde  $K_{AS}$  je součinitel vnějších dynamických sil pro výpočet s ohledem na trvalou deformaci, vznik trhliny nebo křehkého lomu z jednorázového přetížení.

Výpočet pevnosti v ohybu při jednorázovém působení maximálního zatížení:

$$\sigma_{FSt} = 2,5 \cdot \sigma_{Flim} = 2,5 \cdot 700 = 1750 \text{ MPa}\tag{63}$$

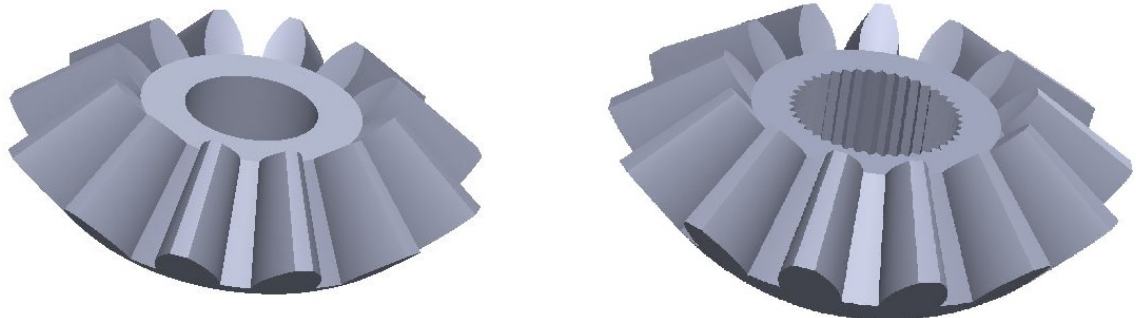
Kde  $\sigma_{Flim}$  je mez únavy v ohybu.

Výpočet přípustného napětí v ohybu při jednorázovém působení maximálního zatížení:

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 0,8 \cdot 1750 = 1400 \text{ MPa}\tag{64}$$

Porovnání maximálního napětí a maximálního přípustného napětí:

$$\begin{aligned}\sigma_{Fmax} &\leq \sigma_{FPmax} \\ 791,4 &\leq 1400\end{aligned}\quad \mathbf{VYHOVUJE}$$

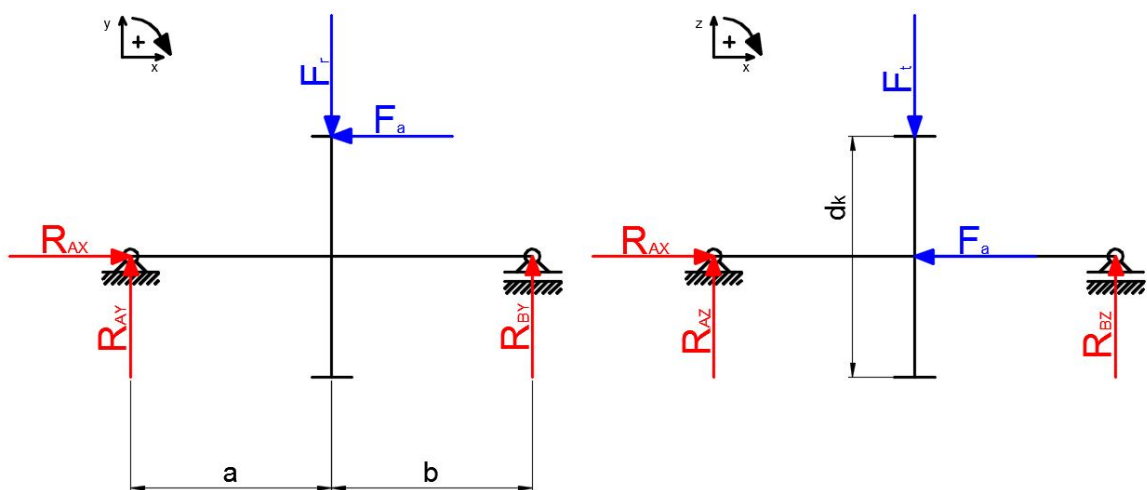


Obrázek 27 - Satelit diferenciálu (vlevo) a planetové kolo (vpravo)

#### 4.4 Kontrola ložisek

Výpočet ložisek je proveden dle normy ČSN ISO 76 [13] a ČSN ISO 281 [14]. Použita jsou kuželíková ložiska SKF 33012/Q.

$d_k=$	292,65 mm	$F_{t1}=$	9114 N
$a=$	182,5 mm	$\alpha_n=$	20°
$b=$	22,5 mm	$\beta=$	20°
$f_u=$	1,2	$e=$	0,33
$f_d=$	1,7	$C=$	106 kN
$n=$	500 min <sup>-1</sup>	$C_0=$	143 kN



Obrázek 28 - Rozklad sil na ložiska

Výpočet sil v ozubení:

$$F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg}(\alpha_n)}{\cos(\beta)} = 9114 \cdot \frac{\operatorname{tg}(20)}{\cos(20)} = 3530,1 \text{ N} \quad (65)$$

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg}(\beta) = 9114 \cdot \operatorname{tg}(20) = 3317,2 \text{ N} \quad (66)$$

Kde  $\alpha_n$  je normálový úhel záběru,  $\beta$  je úhel sklonu boční křivky zubu.

Rovnice rovnováhy:

$$R_{AX} - F_a = 0 \quad (67)$$

$$R_{AZ} - F_t + R_{BZ} = 0 \quad (68)$$

$$F_t \cdot a - R_{BZ} \cdot (a + b) = 0 \quad (69)$$

$$-F_r \cdot b - F_a \cdot \frac{d_k}{2} + R_{AY} \cdot (a + b) = 0 \quad (70)$$

$$F_r \cdot a - F_a \cdot \frac{d_k}{2} - R_{BY} \cdot (a + b) = 0 \quad (71)$$

Z rovnic rovnováhy vyplývá:

$$R_{AX} = F_a = 3317,2 \text{ N}$$

$$R_{AY} = \frac{F_r \cdot b + F_a \cdot \frac{d_k}{2}}{a + b} = \frac{3530,1 \cdot 22,5 + 3317,2 \cdot \frac{292,65}{2}}{182,5 + 22,5} = 2755,2 \text{ N}$$

$$R_{BY} = \frac{F_r \cdot a - F_a \cdot \frac{d_k}{2}}{a + b} = \frac{3530,1 \cdot 182,5 - 3317,2 \cdot \frac{292,65}{2}}{182,5 + 22,5} = 774,9 \text{ N}$$

$$R_{BZ} = \frac{F_t \cdot a}{a + b} = \frac{9114 \cdot 182,5}{182,5 + 22,5} = 8113,7 \text{ N}$$

$$R_{AZ} = F_t - R_{BZ} = 9114 - 8113,7 = 1000,3 \text{ N}$$

Výpočet radiální síly v ložisku A:

$$R_{AR} = \sqrt{R_{AY}^2 + R_{AZ}^2} = \sqrt{2755,2^2 + 1000,3^2} = 2931,2 \text{ N}$$

(72)

Výpočet axiální síly v ložisku A:

$$R_{AA} = R_{AX} = 3317,2 \text{ N}$$

(73)

Výpočet radiální síly v ložisku B:

$$R_{BR} = \sqrt{R_{BY}^2 + R_{BZ}^2} = \sqrt{774,9^2 + 8113,7^2} = 8150,6 \text{ N}$$

(74)

Axiální síla v ložisku B je nulová.

#### 4.4.1 Kontrola ložiska A

Přepočet zatížení na ekvivalentní zatížení se započítáním přídatných sil v axiálním směru:

$$R_{AA}^* = R_{AA} \cdot f_d \cdot f_u = 3317,2 \cdot 1,2 \cdot 1,7 = 6767,1 \text{ N}$$

(75)

Přepočet zatížení na ekvivalentní zatížení se započítáním přídatných sil v radiálním směru:

$$R_{AR}^* = R_{AR} \cdot f_d \cdot f_u = 2931,2 \cdot 1,2 \cdot 1,7 = 5979,7 \text{ N}$$

(76)

Kde  $f_d$  je součinitel přídatných sil od připojených strojů a  $f_u$  je součinitel přídatných sil od ozubení.

Výpočet konstanty charakterizující vnitřní stavbu ložiska:

$$e = \frac{R_{AA}^*}{R_{AR}^*} = \frac{6767,1}{5979,7} = 1,13$$

(77)

Jelikož hodnota  $e$  překročila mezní hodnotu  $e=0,33$  bude při výpočtu ekvivalentního dynamického zatížení  $P$  použito koeficientů  $X=1$ ;  $Y=1,8$  a pro výpočet ekvivalentního statického zatížení koeficienty  $X_0=1$ ;  $Y_0=1$ , dle katalogu výrobce.

Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení ložiska:

$$P = X \cdot R_{AR}^* + Y \cdot R_{AA}^* = 1 \cdot 5979,7 + 1,8 \cdot 6767,1 = 18160,5 \text{ N}$$

(78)

Výpočet trvanlivosti ložiska v hodinách:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{106000}{18160,5}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 50} = 11934 \text{ h} \quad (79)$$

Kde  $C$  je základní dynamická únosnost a  $n$  je počet otáček za minutu.

Výpočet ekvivalentního statického zatížení ložiska:

$$P_0 = X_0 \cdot R_{AR}^* + Y_0 \cdot R_{AA}^* = 1 \cdot 5979,7 + 1 \cdot 6969,1 = 12746,8 \text{ N} \quad (80)$$

Kontrola statické bezpečnosti:

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{143000}{12746,8} = 11,2 \quad (81)$$

Kde  $S_0$  je koeficient statické bezpečnosti a  $C_0$  základní statická únosnost.

Doporučený koeficient statické bezpečnosti pro toto využití je 4 a trvanlivost 11934 hodin je pro osobní automobil plně dostačující, proto ložisko vyhovuje.

#### 4.4.2 Kontrola ložiska B

Přepočet zatížení na ekvivalentní zatížení se započítáním přídatných sil v axiálním směru:

$$R_{BA}^* = 0 \text{ N} \quad (82)$$

Přepočet zatížení na ekvivalentní zatížení se započítáním přídatných sil v radiálním směru:

$$R_{BR}^* = R_{BR} \cdot f_d \cdot f_u = 8150,6 \cdot 1,2 \cdot 1,7 = 16627,2 \text{ N} \quad (83)$$

Kde  $f_d$  je součinitel přídatných sil od připojených strojů a  $f_u$  je součinitel přídatných sil od ozubení.

Výpočet konstanty charakterizující vnitřní stavbu ložiska:

$$e = \frac{R_{BA}^*}{R_{BR}^*} = \frac{0}{16627,2} = 0 \quad (84)$$

Jelikož hodnota  $e$  nepřekročila mezní hodnotu  $e=0,33$  bude při výpočtu ekvivalentního dynamického zatížení  $P$  použito koeficientů  $X=1$ ;  $Y=1$  a pro výpočet ekvivalentního statického zatížení koeficienty  $X_0=1$ ;  $Y_0=1$ , dle katalogu výrobce.

Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení ložiska:

$$P = X \cdot R_{BR}^* + Y \cdot R_{BA}^* = 1 \cdot 0 + 1 \cdot 16627,2 = 16627,2 \text{ N} \quad (85)$$

Výpočet trvanlivosti ložiska v hodinách:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{106000}{16627,2}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 50} = 16014 \text{ h} \quad (86)$$

Kde  $C$  je základní dynamická únosnost a  $n$  je počet otáček za minutu.

Výpočet ekvivalentního statického zatížení ložiska:

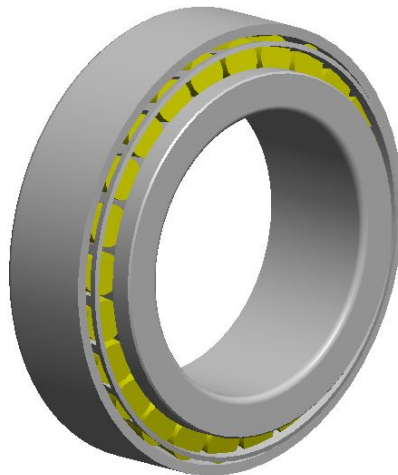
$$P_0 = X_0 \cdot R_{BR}^* + Y_0 \cdot R_{BA}^* = 1 \cdot 0 + 1 \cdot 16627,2 = 16627,2 \text{ N} \quad (87)$$

Kontrola statické bezpečnosti:

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{143000}{16627,2} = 8,6 \quad (88)$$

Kde  $S_0$  je koeficient statické bezpečnosti a  $C_0$  základní statická únosnost.

Doporučený koeficient statické bezpečnosti pro toto využití je 4 a trvanlivost 16014 hodin je pro osobní automobil plně dostačující, proto ložisko vyhovuje.



Obrázek 29 - Ložisko SKF 33012/Q [15]

## 4.5 Výpočet čepu satelitů

Materiál čepu je ČSN 14 220. Materiál klece diferenciálu je ČSN 42 2660. Pevnostní výpočet je dle normy ČSN EN 1993-1 [12].

$R_{m\check{c}}=$	785 MPa	$t_2=$	15 mm
$R_{mk}=$	590 MPa	$t_k=$	20 mm
$\gamma_{M0}=$	1	$g=$	2
$\gamma_{M2}=$	1,25	$c=$	134 mm
$\gamma_{M6}=$	1	$d_{\check{c}}=$	30 mm
$W_0=$	2651,4 mm <sup>3</sup>		

### 4.5.1 Únosnost ve smyku

Únosnost čepu ve smyku.

$$F_D = \frac{0,6 \cdot R_{m\check{c}} \cdot S_{\check{c}}}{\gamma_{M2}} = \frac{0,6 \cdot 785 \cdot 40^2 \cdot \pi}{1,25 \cdot 4} = 473500,8 \text{ N} \quad (89)$$

Kde  $R_{m\check{c}}$  je mez pevnosti čepu,  $\gamma_{M2}$  je dílčí součinitel spolehlivosti,  $S_{\check{c}}$  je průřez čepu.

Výpočet tečné síly ve střížné rovině:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{k1} \cdot i_c \cdot i_1}{g \cdot c} = \frac{2 \cdot 108830 \cdot 3,3 \cdot 3,667}{2 \cdot 134} = 9825,4 \text{ N} \quad (90)$$

Kde  $M_{k1}$  je maximální kroutící moment motoru na 1. rychlostní stupeň,  $i_c$  je převodový poměr stálého převodu,  $i_1$  je převodový poměr na 1. rychlostní stupeň,  $c$  je vzdálenost střížných rovin,  $g$  vyjadřuje počet střížných rovin.

Porovnání maximální tečné síly a maximální přípustné síly:

$$F_t \leq F_D \\ 9825,4 \leq 473500,8 \quad \text{VYHOVUJE} \quad (91)$$

#### 4.5.2 Únosnost v otláčení

Únosnost v otláčení klece diferenciálu:

$$F_D = \frac{1,5 \cdot R_{mk} \cdot d_{\xi} \cdot t_k}{\gamma_{M0}} = \frac{1,5 \cdot 590 \cdot 40 \cdot 13}{1} = 460200 \text{ N} \quad (92)$$

Kde  $R_{mk}$  je mez pevnosti klece diferenciálu,  $d_{\xi}$  je průměr čepu,  $t_k$  je tloušťka klece diferenciálu v místě styku s čepem,  $\gamma_{M0}$  je dílčí součinitel spolehlivosti.

Výpočet tečné síly v místě dotyku klece diferenciálu a čepu:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{k1} \cdot i_c \cdot i_1}{g \cdot (c + t_k)} = \frac{2 \cdot 108830 \cdot 3,3 \cdot 3,667}{2 \cdot (134 + 13)} = 8956,5 \text{ N} \quad (93)$$

Kde  $M_{k1}$  je maximální kroutící moment motoru na 1. rychlostní stupeň,  $i_c$  je převodový poměr stálého převodu,  $i_1$  je převodový poměr na 1. rychlostní stupeň,  $c$  je vzdálenost střížných rovin,  $g$  vyjadřuje počet styčných ploch.

Porovnání maximální tečné síly a maximální přípustné síly:

$$F_t \leq F_D \\ 8956,5 \leq 460200 \quad \text{VYHOVUJE} \quad (94)$$

Otláčení čepu v místě dotyku s klecí diferenciálu není potřeba kontrolovat, jelikož čep je vyroben z materiálu s vyšší pevností než klec diferenciálu.

Únosnost v čepu v místě dotyku se satelitem:

$$F_D = \frac{1,5 \cdot R_{m\check{c}} \cdot d_{\xi} \cdot t_s}{\gamma_{M0}} = \frac{1,5 \cdot 785 \cdot 40 \cdot 32}{1} = 1507200,0 \text{ N} \quad (95)$$

Kde  $R_{m\check{c}}$  je mez pevnosti čepu,  $d_{\xi}$  je průměr čepu,  $t_s$  je tloušťka stykové plochy čepu a satelitu,  $\gamma_{M0}$  je dílčí součinitel spolehlivosti.

Výpočet tečné síly v místě dotyku klece diferenciálu a čepu:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{k1} \cdot i_c \cdot i_1}{g \cdot (c - t_s)} = \frac{2 \cdot 108830 \cdot 3,3 \cdot 3,667}{2 \cdot (134 - 32)} = 12907,8 \text{ N} \quad (96)$$

Kde  $M_{klmax}$  je maximální kroutící moment motoru na 1. rychlostní stupeň,  $i_c$  je převodový poměr stálého převodu,  $i_l$  je převodový poměr na 1. rychlostní stupeň,  $c$  je vzdálenost střížných rovin,  $g$  vyjadřuje počet styčných ploch.

Porovnání maximální tečné síly a maximální přípustné síly:

$$F_t \leq F_D$$

$$12907,8 \leq 1507200,0 \quad \text{VYHOVUJE} \quad (97)$$

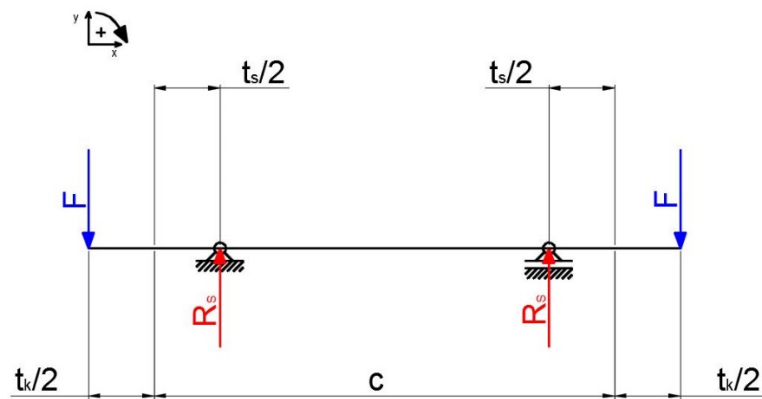
Otlačení satelitu není třeba kontrolovat, jelikož satelit i čep jsou vyrobeny ze stejného materiálu.

### 4.5.3 Únosnost v ohybu

Únosnost čepu v ohybu:

$$M_D = \frac{1,5 \cdot R_{m\check{c}} \cdot W_O}{\gamma_{M6}} = \frac{1,5 \cdot 785 \cdot 6284,8}{1} = 7400352,0 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (98)$$

Kde  $R_{m\check{c}}$  je mez pevnosti čepu,  $W_O$  je modul průřezu v ohybu,  $\gamma_{M6}$  je dílčí součinitel spolehlivosti.



Obrázek 30 - Síly působící na čep

Síla působící na čep přes klec diferenciálu:

$$F = \frac{2 \cdot M_{kl} \cdot i_c \cdot i_l}{g \cdot (c + t_k)} = \frac{2 \cdot 108830 \cdot 3,3 \cdot 3,667}{2 \cdot (134 + 13)} = 8956,5 \text{ N} \quad (99)$$

Kde  $M_{kl}$  je maximální kroutící moment motoru na 1. rychlostní stupeň,  $i_c$  je převodový poměr stálého převodu,  $i_l$  je převodový poměr na 1. rychlostní stupeň,  $c$  je vzdálenost střížných rovin,  $g$  vyjadřuje počet styčných ploch,  $R_s$  je reakční síla v satelitu.

Výpočet maximálního ohybového momentu:

$$M_{Omax} = F \cdot \frac{(t_s + t_k)}{2} = 8956,5 \cdot \frac{32 + 13}{2} = 201521,3 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (100)$$

Porovnání maximálního ohybového momentu a maximálního dovoleného momentu:

$$M_{Omax} \leq M_D$$

$$201521,3 \leq 7400352,0 \quad \text{VYHOVUJE} \quad (101)$$

#### 4.5.4 Únosnost při kombinaci smyku a ohybu

Únosnost čepu při kombinaci smyku a ohybu:

$$\left[ \frac{M_{0max}}{M_D} \right]^2 + \left[ \frac{F_t}{F_D} \right]^2 \leq 1$$

$$\left[ \frac{201521,3}{7400352,0} \right]^2 + \left[ \frac{12907,8}{473500,8} \right]^2 \leq 1$$

$$0,00148 \leq 1$$

**VYHOVUJE**

(102)

#### 4.5.5 Kontrola na únavu

$$\alpha_0 = 2$$

$$\theta = 1$$

$$\eta = 0,8 \text{ (pro Ra=3,2)}$$

Výpočet smykového napětí v čepu:

$$\tau_1 = \frac{4 \cdot F_1}{g \cdot \pi \cdot d_\varepsilon^2} = \frac{4 \cdot M_{k1} \cdot i_c \cdot i_1}{g \cdot \pi \cdot d_\varepsilon^2 \cdot \frac{c}{2}} = \frac{4 \cdot 108830 \cdot 0,7 \cdot 3,3 \cdot 3,667}{2 \cdot \pi \cdot 30^2 \cdot \frac{134}{2}} = 9,1 \text{ MPa}$$

$$\tau_2 = \frac{4 \cdot F_2}{g \cdot \pi \cdot d_\varepsilon^2} = \frac{4 \cdot M_{k2} \cdot i_c \cdot i_2}{g \cdot \pi \cdot d_\varepsilon^2 \cdot \frac{c}{2}} = \frac{4 \cdot 184740 \cdot 0,7 \cdot 1,944 \cdot 3,667}{2 \cdot \pi \cdot 30^2 \cdot \frac{134}{2}} = 9,1 \text{ MPa}$$

$$\tau_3 = \frac{4 \cdot F_3}{g \cdot \pi \cdot d_\varepsilon^2} = \frac{4 \cdot M_{kmax} \cdot i_c \cdot i_3}{g \cdot \pi \cdot d_\varepsilon^2 \cdot \frac{c}{2}} = \frac{4 \cdot 235000 \cdot 0,7 \cdot 1,308 \cdot 3,667}{2 \cdot \pi \cdot 30^2 \cdot \frac{134}{2}} = 7,8 \text{ MPa}$$

$$\tau_4 = \frac{4 \cdot F_4}{g \cdot \pi \cdot d_\varepsilon^2} = \frac{4 \cdot M_{kmax} \cdot i_c \cdot i_4}{g \cdot \pi \cdot d_\varepsilon^2 \cdot \frac{c}{2}} = \frac{4 \cdot 235000 \cdot 0,7 \cdot 1,034 \cdot 3,667}{2 \cdot \pi \cdot 30^2 \cdot \frac{134}{2}} = 6,1 \text{ MPa}$$

$$\tau_5 = \frac{4 \cdot F_5}{g \cdot \pi \cdot d_\varepsilon^2} = \frac{4 \cdot M_{kmax} \cdot i_c \cdot i_5}{g \cdot \pi \cdot d_\varepsilon^2 \cdot \frac{c}{2}} = \frac{4 \cdot 235000 \cdot 0,7 \cdot 0,838 \cdot 3,667}{2 \cdot \pi \cdot 30^2 \cdot \frac{134}{2}} = 5,0 \text{ MPa}$$

(103)

Kde  $F_n$  je síla na roztečné kružnici na n-tý rychlostní stupeň,  $d_\varepsilon$  je průměr čepu,  $M_k$  je kroutící moment motoru,  $i_c$  je převodový poměr stálého převodu,  $i_l$  je převodový poměr na 1. rychlostní stupeň,  $c$  je vzdálenost střížných rovin,  $g$  vyjadřuje počet styčných ploch.

Výpočet celkového smykového napětí na jednom nýtu:

$$\tau = h_1 \cdot \tau_1 + h_2 \cdot \tau_2 + h_3 \cdot \tau_3 + h_4 \cdot \tau_4 + h_5 \cdot \tau_5$$

$$\tau = 0,05 \cdot 9,1 + 0,1 \cdot 9,1 + 0,25 \cdot 7,8 + 0,3 \cdot 6,1 + 0,3 \cdot 5,0$$

$$\tau = 6,7 \text{ MPa}$$

(104)

Kde  $h_n$  je součinitel využití n-tého rychlostního stupně.

Napětí na čepu je možné považovat za míjivé.



Výpočet mívivého napětí:

$$\tau_A = \frac{\tau}{2} = \frac{6,7}{2} = 3,35 \text{ MPa} \quad (105)$$

$$\tau_m = \frac{\tau}{2} = \frac{6,7}{2} = 3,35 \text{ MPa} \quad (106)$$

Kde  $\tau_A$  je amplituda mívivého smykového napětí,  $\tau_m$  je střední hodnota mívivého napětí.

Určení meze vysoko cyklové únavy dle Heywooda:

$$\sigma_{CO} = 0,47 \cdot R_{m\check{c}} = 0,47 \cdot 785 = 369,0 \text{ MPa} \quad (107)$$

$$\sigma_C = 1,6 \cdot \sigma_{CO} = 1,6 \cdot 369,0 = 590,3 \text{ MPa} \quad (108)$$

$$\tau_C = \frac{\sigma_C}{2} = \frac{590,3}{2} = 295,2 \text{ MPa} \quad (109)$$

$$\tau_C^* = \tau_C \cdot \frac{\eta \cdot \theta}{\alpha_0} = 295,2 \cdot \frac{0,8 \cdot 1}{2} = 118,1 \text{ MPa} \quad (110)$$

Kde  $R_{m\check{c}}$  je mez pevnosti čepu,  $\sigma_{CO}$  je mez vysoko cyklové únavy v ohybu,  $\sigma_C$  je mez vysoko cyklové únavy pro střídavý tah-tlak,  $\tau_C$  je mez vysoko cyklové únavy pro smyk,  $\tau_C^*$  je špičková mez vysoko cyklové únavy pro smyk,  $\alpha_0$  je součinitel vrubu,  $\theta$  je součinitel velikosti,  $\eta$  je součinitel drsnosti povrchu.

Výpočet amplitudy pro střídavé napětí dle Smithova diagramu.

$$\tau_A^* = \tau_A + \frac{2 \cdot \tau_C^*}{R_{mn}} \cdot \tau_m = 3,35 + \frac{2 \cdot 118,1}{785} \cdot 3,35 = 4,7 \text{ MPa} \quad (111)$$

Bezpečnost proti únavovému lomu při působení smykového napětí:

$$k_\tau = \frac{\tau_C^*}{\tau_A^*} = \frac{118,1}{4,7} = 25,1 \quad (112)$$

Výpočet ohybového momentu na jednotlivé rychlostní stupně:

$$M_{Omax1} = \frac{2 \cdot M_{k1} \cdot i_c \cdot i_1 \cdot (t_s + t_k)}{g \cdot (c + t_k)} = \frac{2 \cdot 108830 \cdot 0,7 \cdot 3,300 \cdot 3,667 \cdot (32 + 13)}{2 \cdot (134 + 13)} = \frac{2 \cdot 108830 \cdot 0,7 \cdot 3,300 \cdot 3,667 \cdot (32 + 13)}{2 \cdot (134 + 13)}$$

$$M_{Omax1} = 141103,1 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{Omax2} = \frac{2 \cdot M_{k2} \cdot i_c \cdot i_2 \cdot (t_s + t_k)}{g \cdot (c + t_k)} = \frac{2 \cdot 184740 \cdot 0,7 \cdot 1,944 \cdot 3,667 \cdot (32 + 13)}{2 \cdot (134 + 13)}$$

$$M_{Omax2} = 141103,1 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{Omax3} = \frac{2 \cdot M_{kmax} \cdot i_c \cdot i_3 \cdot (t_s + t_k)}{g \cdot (c + t_k)} = \frac{2 \cdot 235000 \cdot 0,7 \cdot 1,308 \cdot 3,667 \cdot (32 + 13)}{2 \cdot (134 + 13)}$$

$$M_{Omax3} = 120767,4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\begin{aligned}
M_{Omax4} &= \frac{2 \cdot M_{kmax} \cdot i_c \cdot i_4 \cdot (t_s + t_k)}{g \cdot (c + t_k) \cdot 2} = \frac{2 \cdot 235000 \cdot 0,7 \cdot 1,034 \cdot 3,667 \cdot (32 + 13)}{2 \cdot (134 + 13) \cdot 2} \\
M_{Omax4} &= 95469,0 \text{ N} \cdot \text{mm} \\
M_{Omax5} &= \frac{2 \cdot M_{kmax} \cdot i_c \cdot i_5 \cdot (t_s + t_k)}{g \cdot (c + t_k) \cdot 2} = \frac{2 \cdot 235000 \cdot 0,7 \cdot 0,838 \cdot 3,667 \cdot (32 + 13)}{2 \cdot (134 + 13) \cdot 2} \\
M_{Omax5} &= 77372,4 \text{ N} \cdot \text{mm}
\end{aligned} \tag{113}$$

Kde  $M_k$  je kroutící moment motoru,  $i_c$  je převodový poměr stálého převodu,  $i_n$  je převodový poměr na n-tý rychlostní stupeň,  $c$  je vzdálenost střížných rovin,  $g$  vyjadřuje počet styčných ploch,  $t_s$  je tloušťka stykové plochy čepu a satelitu,  $t_k$  je tloušťka klece diferenciálu v místě styku s čepem.

Výpočet ohybového napětí v čepu:

$$\begin{aligned}
\sigma_{01} &= \frac{M_{Omax1}}{W_O} = \frac{141103,1}{2651,4} = 53,2 \text{ MPa} \\
\sigma_{02} &= \frac{M_{Omax2}}{W_O} = \frac{141103,1}{2651,4} = 53,2 \text{ MPa} \\
\sigma_{03} &= \frac{M_{Omax3}}{W_O} = \frac{120767,4}{2651,4} = 45,5 \text{ MPa} \\
\sigma_{04} &= \frac{M_{Omax4}}{W_O} = \frac{95469,0}{2651,4} = 36,0 \text{ MPa} \\
\sigma_{05} &= \frac{M_{Omax5}}{W_O} = \frac{77372,4}{2651,4} = 29,2 \text{ MPa}
\end{aligned} \tag{114}$$

Kde  $W_O$  je modul průřezu v ohybu.

Výpočet celkového ohybového napětí v čepu:

$$\begin{aligned}
\sigma_0 &= h_1 \cdot \sigma_{01} + h_2 \cdot \sigma_{02} + h_3 \cdot \sigma_{03} + h_4 \cdot \sigma_{04} + h_5 \cdot \sigma_{05} \\
\sigma_0 &= 0,05 \cdot 53,2 + 0,1 \cdot 53,2 + 0,25 \cdot 45,5 + 0,3 \cdot 36,0 + 0,3 \cdot 29,2 \\
\sigma_0 &= 38,9 \text{ MPa}
\end{aligned} \tag{115}$$

Kde  $h_n$  je součinitel využití n-tého rychlostního stupně.

Napětí na čepu je možné považovat za míjivé.

Výpočet míjivého napětí:

$$\tau_A = \frac{\tau}{2} = \frac{38,9}{2} = 19,45 \text{ MPa} \tag{116} \qquad \tau_m = \frac{\tau}{2} = \frac{38,9}{2} = 19,45 \text{ MPa} \tag{117}$$

Kde  $\sigma_A$  je amplituda míjivého smykového napětí,  $\sigma_M$  je střední hodnota míjivého napětí.

Určení meze vysoko cyklové únavy dle Heywooda:

$$\sigma_{CO} = 0,47 \cdot R_{m\check{c}} = 0,47 \cdot 785 = 369,0 \text{ MPa} \quad (118)$$

$$\sigma_{CO}^* = \sigma_{CO} \cdot \frac{\eta \cdot \theta}{\alpha_0} = 369,0 \cdot \frac{0,8 \cdot 1}{2} = 147,6 \text{ MPa} \quad (119)$$

Kde  $R_{m\check{c}}$  je mez pevnosti čepu,  $\sigma_{CO}$  je mez vysoko cyklové únavy v ohybu,  $\sigma_{CO}^*$  je špičková mez vysoko cyklové únavy pro ohyb,  $\alpha_0$  je součinitel vrubu,  $\theta$  je součinitel velikosti,  $\eta$  je součinitel drsnosti povrchu.

Výpočet amplitudy pro střídavé napětí dle Smithova diagramu.

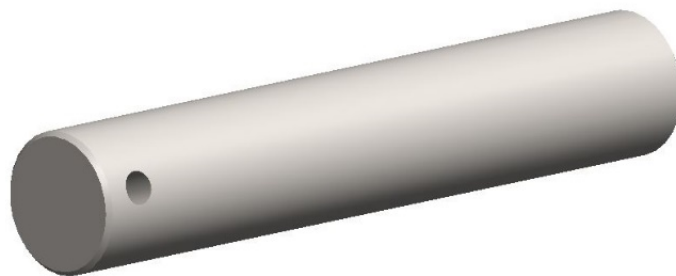
$$\sigma_{AO}^* = \sigma_{AO} + \frac{2 \cdot \tau_C^*}{R_{mn}} \cdot \tau_m = 38,9 + \frac{2 \cdot 147,6}{785} \cdot 38,9 = 53,5 \text{ MPa} \quad (120)$$

Bezpečnost proti únavovému lomu při působení ohybového napětí:

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{CO}^*}{\sigma_{AO}^*} = \frac{147,6}{53,5} = 2,76 \quad (121)$$

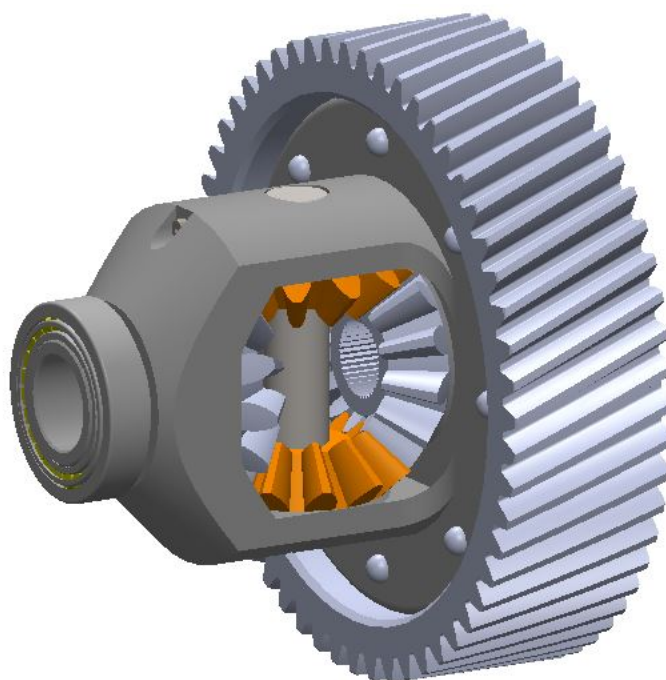
Bezpečnost proti únavovému lomu při kombinaci působení ohybového a smykového napětí vypočtena pomocí součtové podmínky:

$$k = \frac{k_\sigma \cdot k_\tau}{\sqrt{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} = \frac{2,76 \cdot 25,1}{\sqrt{2,76^2 + 25,1^2}} = 2,74 \quad (122)$$

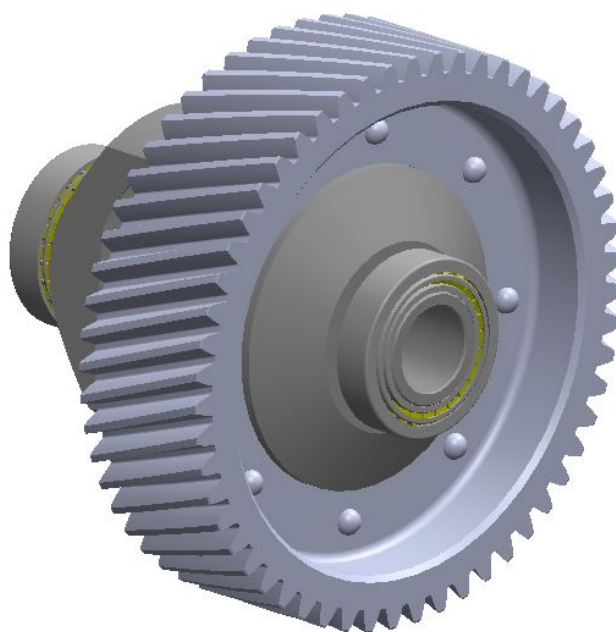


Obrázek 31 - Čep satelitů

#### 4.5.6 Sestava čelní rozvodovky s diferenciálem



Obrázek 32 - Sestava 1



Obrázek 33 - Sestava 2

Výrobní výkresy jednotlivých součástí a výkres sestavy se nachází v přílohové části.

## **5 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ, NÁVRHY KONSTRUKČNÍCH ÚPRAV**

Všechny součásti navržené čelní rozvodovky s diferenciálem vyhovují jak z hlediska pevnosti, tak z hlediska únavy materiálu. Trvanlivost čelního soukolí, kuželového soukolí, nýtů a čepu diferenciálu je vypočtena na neomezený počet cyklů. Trvanlivost ložisek je přibližně 12 000 hodin u prvního ložiska a 16 000 hodin u druhého ložiska, což by, při použití standardního rozměru pneumatik pro toto vozidlo, odpovídalo přibližně 720 000 km a 960 000 km. Tato hodnota je pro osobní vozidlo více než dostačující, a proto lze označit tuto rozvodovku s diferenciálem za vyhovující.

## ZÁVĚR

V teoretické části práce jsem se zaměřil na současné typy převodovek. Začal jsem v dnešní době stále nejpoužívanějším typem převodovky, a to mechanickou převodovkou. Ač je tento typ převodovky stále nejprodávanějším, jeho dominance na trhu klesá. Hlavním důvodem tohoto poklesu jsou zvyšující se nároky zákazníků na jízdní komfort, kdy u vozidel s přímo řazenou mechanickou převodovkou musí řidič měnit rychlostní stupně manuálně, což je značně nekomfortní.

Avšak ani mechanické převodovky se samočinným mechanismem řazení nenabízejí tak vysoký stupeň komfortu jako například dvoutoké převodovky nebo planetové převodovky s hydrodynamickým měničem, jelikož nenabízejí takovou plynulost při rozjezdu a řazení rychlostních stupňů, a i rychlost řazení je v porovnání s těmito převodovkami nižší. Proto mechanickou převodovku se samočinným řazením nalezneme převážně u vozidel nižších tříd. Další důvod, proč jsou mechanické převodovky na ústupu, je ten, že jejich jednoduchost není v dnešní době sdílení komponent po celém portfoliu výrobce takovou výhodou, jelikož sdílení komponent umožňuje výrazně snížit cenu i u složitějších typů převodovek a snížit tak jejich ceny na přijatelnou mez.

Potom jsem se zabýval dvoutokými převodovkami a planetovými převodovkami s hydrodynamickým měničem. Dvoutoké převodovky v současné době zažívají velký rozmach, zejména proto, že kromě výše zmíněných výhod vůči mechanickým převodovkám mají výhody i oproti planetovým převodovkám, a to že mají vyšší účinnost díky nižšímu počtu ozubených kol v záběru a lamelovým spojkám, jsou jednodušší na výrobu a umožňují použít vyšší počet rychlostních stupňů při zachování krátké zástavby, což je výhodné zejména u vozidel s příčnou zástavbou motoru. Naopak výhodou planetových převodovek je nejplynulejší rozjezd ze všech zmíněných typů převodovek, díky hydrodynamickému měniči.

Dále jsem zmínil i převodovky s plynule měnitelným převodem, které však i přes jejich nesporné výhody využívá jen několik výrobců automobilů, zejména japonské výroby. Jedním z několika důvodů, proč se tyto převodovky netěší takové oblibě jako ostatní typy převodovek je, že si nezískali důvěru zákazníků kvůli jejich odlišnému jízdnímu projevu, který plyne z jejich konstrukce.

Poté jsem popsal konstrukční celek, který jsem si vybral pro tuto bakalářskou práci. Vybraným konstrukčním celkem je čelní rozvodovka s diferenciálem pro osobní vozidlo s motorem umístěným napříč. V praktické části této bakalářské práce jsem po stanovení vstupních parametrů zatížení provedl návrh a kontrolu jednotlivých součástí tohoto konstrukčního celku. Kontrola byla provedena jak na porušení z důvodu nedostatečné pevnosti, tak na porušení únavové. Všechny součásti tohoto celku v obou hlediscích vyhověly. V závěru práce se nachází výkresová dokumentace k vybraným součástem.

## POUŽITÁ LITERATURA

1. **Jan, Zdeněk, Ždánský, Bronislav a Čupera, Jiří.** *Automobily 2 - Převody*. Brno : Avid, 2007.
2. **Vlk, František.** *Převody motorových vozidel*. Praha : BEN, 2006. ISBN 80-239-6463-1.
3. **Gscheidle, Rolf a kolektiv, a.** *Příručka pro automechanika*. Praha : Sobotáles, 2006. ISBN 978-3-8085-2163-2.
4. **Anonym.** Ozubené kolo. *wikipedia.org*. [Online] 4. 4 2017. [Citace: 2. 5 2017.] Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Ozuben%C3%A9\\_kolo](https://cs.wikipedia.org/wiki/Ozuben%C3%A9_kolo).
5. **Saidl, Jan.** Převodovka DSG. *autolexicon.net*. [Online] 2016. [Citace: 15. 12 2016.] Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/prevodovka-dsg/>. ISSN 1804-2554.
6. —. PDK (Porsche Doppelkupplung). *Autolexicon.net*. [Online] 2016. [Citace: 15. 12 2016.] Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/pdk-porsche-doppelkupplung/>. ISSN 1804-2554.
7. **Anonym.** Planetary Gear Sets - Operation and Theory. *wikis.engage.com*. [Online] 2016. [Citace: 10. 12 2016.] Dostupné z: <https://wikis.engage.com/planetarygearsetsoperati>.
8. **Apakidze, Timur.** Saturation Dive: ZF 8-Speed Automatic. *thetruthaboutcars.com*. [Online] 11. Březen 2014. [Citace: 24. 12 2016.] Dostupné z: <http://www.thetruthaboutcars.com/2014/03/saturation-dive-zf-8-speed-automatic/>.
9. **Markley, George L.** CVT chain-belt having wear pads extending from wear links wherein pads are positioned at or between joint/pin ends . US6592483 B2 Spojené státy americké, 15. květen 2001.
10. **Barňák, Petr a Zajiček, Tomáš.** Škoda Octavia RS. *kdriker.euweb.cz*. [Online] 2017. [Citace: 24. 4 2017.] Dostupné z: <http://kdriker.euweb.cz/skodaRS.htm>.
11. **ČSN 014686.** *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol*. Praha : ÚNMZ, 1988.
12. **ČSN EN 1993-1.** *Navrhování ocelových konstrukcí*. Praha : ÚNMZ, 2006.
13. **ČSN ISO 76.** *Valivá ložiska - Statická únosnost*. Praha : ÚNMZ, 2009.
14. **ČSN ISO 281.** *Valivá ložiska. Dynamická únosnost a trvanlivost*. Praha : ÚNMZ, 2009.
15. **SKF.** Tapered roller bearings, single row. *SKF*. [Online] 2017. [Citace: 27. 5 2017.] Dostupné z: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/single-row/index.html?designation=33012%2FQ>.

## SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 - Ovládání řazení převodovky využívající základní planetovou řadu .....	22
Tabulka 2 - Třístupňová převodovka s planetovou řadou Ravigneaux .....	23
Tabulka 3- Třístupňová převodovka s planetovou řadou Simpson .....	24
Tabulka 4 - Převodové poměry převodovky 2J0 EHA.....	32
Tabulka 5 - Využití rychlostních stupňů.....	32



## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1 – F-v diagram s vyznačenými rychlostními stupni .....	12
Obrázek 2 - Otáčková charakteristika pístového spalovacího motoru .....	13
Obrázek 3 - Ozubené kolo s čelním (vlevo) a šikmým (vpravo) ozubením .....	14
Obrázek 4 - Synchronizační zařízení Borg-Warner .....	15
Obrázek 5 - Ovládání řadičího hřídele prostřednictvím dvou lanovodů .....	16
Obrázek 6 - Nesouosá převodovka .....	17
Obrázek 7 - Schéma nesouosé převodovky se třemi hřídeli .....	17
Obrázek 8 - Tříhřídelová převodovka .....	18
Obrázek 9 - Kinematické schéma dvoutoké převodovky .....	19
Obrázek 10 - Nesousosá dvoutoká převodovka PDK (přidány popisky) .....	20
Obrázek 11 - Sousosá dvoutoká převodovka PDK (přidány popisky) .....	21
Obrázek 12 - Základní planetová řada, popisky přeloženy .....	22
Obrázek 13 - Soukolí typu Ravigneaux, zařazen 1. rychlostní stupeň .....	23
Obrázek 14 - Soukolí typu Simpson, zařazen 1. rychlostní stupeň .....	24
Obrázek 15 - Hydrodynamický měnič točivého momentu .....	25
Obrázek 16 - Lamelová spojka .....	26
Obrázek 17 - Převodovka ZF 8HP, popisky přeloženy .....	27
Obrázek 18 - Převodovka s plynule měnitelným převodem .....	28
Obrázek 19 - Článkový tlačný ocelový řemen (upraveno) .....	28
Obrázek 20 - Článkový lamelový řetěz (upraveno) .....	29
Obrázek 21 - Rychlosti v diferenciálu při průjezdu zatáčkou .....	30
Obrázek 22 - Kuželový diferenciál při průjezdu zatáčkou .....	31
Obrázek 23 - Charakteristika motoru AUQ .....	32
Obrázek 24 - Pastorek stálého převodu .....	39
Obrázek 25 - Čelní kolo stálého převodu .....	40
Obrázek 26 - NÝT 6 x 50 ČSN 02 2302.....	43
Obrázek 27 - Satelit diferenciálu (vlevo) a planetové kolo (vpravo) .....	48
Obrázek 28 - Rozklad sil na ložiska .....	49
Obrázek 29 - Ložisko SKF 33012/Q .....	52
Obrázek 30 - Síly působící na čep .....	54
Obrázek 31 - Čep satelitů.....	58
Obrázek 32 - Sestava 1 .....	59
Obrázek 33 - Sestava 2 .....	59

## SEZNAM ZKRATEK

ČSN	Česká státní norma
EN	Evropská norma
ISO	International Organization for Standardization Mezinárodní instituce pro normalizaci
PDK	Porsche Doppelkupplungsgetriebe Dvouspojková převodovka Porsche
RS	Rallye Sport
SKF	Svenska Kullagerfabriken Švédský výrobce ložisek
ÚNMZ	Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví
ZF	Zahnradfabrik Výrobce převodovek

## SEZNAM PŘÍLOH

**Příloha A** – Výkres čepu diferenciálu

**Příloha B** – Výkres čelního kola rozvodovky

**Příloha C** – Výkres satelitu

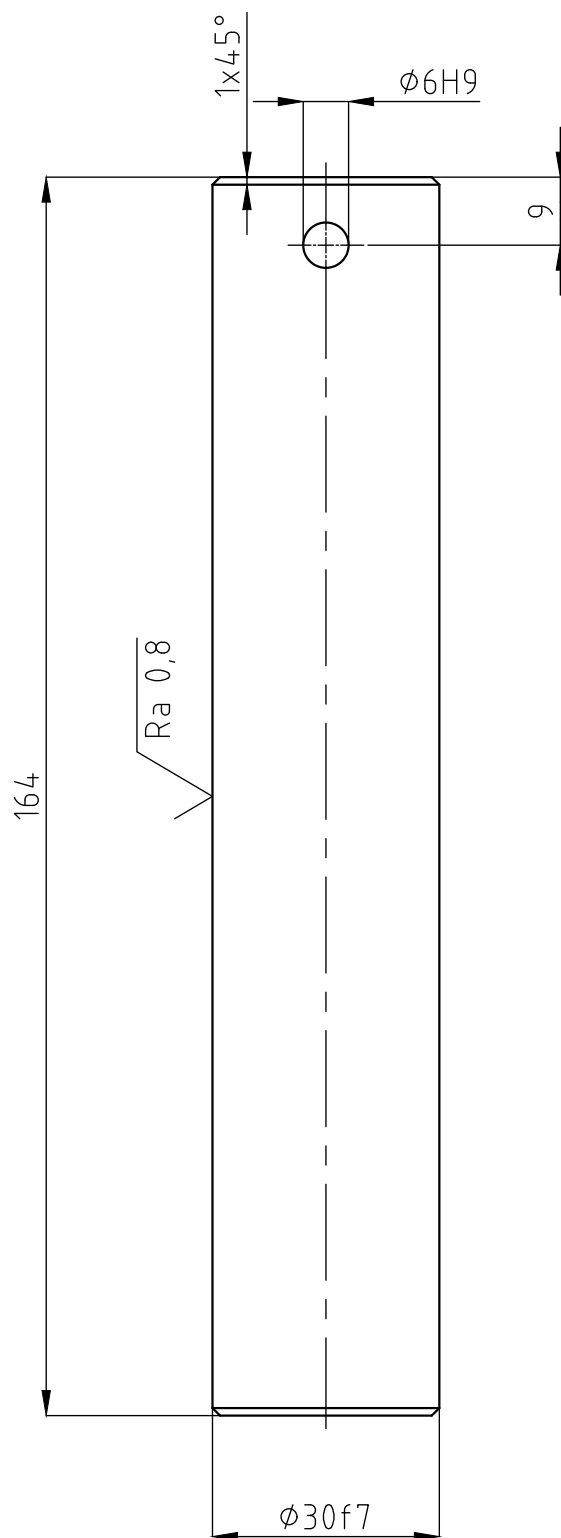
**Příloha D** – Výkres planetového kola

**Příloha E** – Výkres sestavy čelní rozvodovky s diferenciálem



Příloha A

$\sqrt{Ra\ 1,6}$  ( $\sqrt{Ra\ 0,8}$ )



MATERIÁL  
ČSN 14220

POLOTOVAR  
KR30-164 ČSN 426510

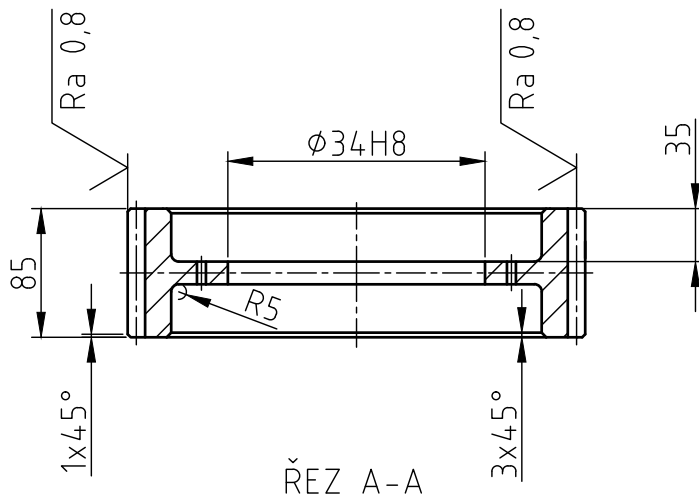
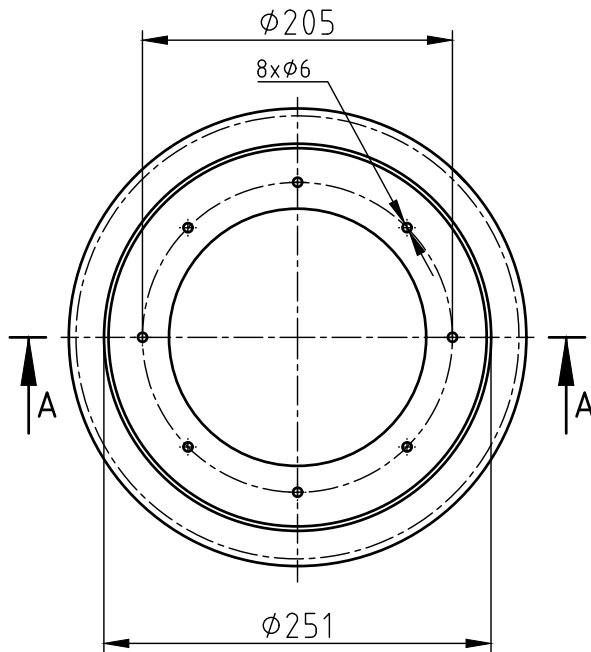
MĚŘÍTKO  
1:1

NÁZEV  
ČEP

ČÍSLO VÝKRESU  
A001

# Příloha B

$\sqrt{Ra\ 3,2}(\sqrt{Ra\ 0,8})$



MODUL	m	5
ZUBY		ŠIKMÉ
POČET ZUBŮ	z	55
NORMÁLNÝ ZÁKL. PROFIL		ČSN 014607
ÚHEL SKLONU BOČNÍ KŘIV.	$\beta$	20°
SMYSL STOUPÁNÍ		PRAVÝ
JEDNOTKOVÉ POSUNUTÍ	x	0,2
STUPEŇ PŘESNOSTI		ČSN 014682
MODUL TEČNÝ	$m_t$	5,3
PRŮMĚR ZÁKLADNÍ KRUŽ.	$d_b$	275
PRŮMĚR ROZTEČ. KRUŽ.	d	292,65
PRŮMĚR PATNÍ KRUŽ.	$d_f$	280,15
ÚHEL SKLONU NA Z.VÁLCI	$\beta_b$	18,75°
ÚHEL OS	$\Sigma$	0°
SPOLUZABÍRAJÍCÍ KOLO		
ČÍSLO VÝKRESU		-
POČET ZUBU	z	15
VZDÁLENOST OS	a	185,7

MATERIÁL  
ČSN 14220

POLOTOVAR  
KR310-85 ČSN 426510

MĚŘÍTKO  
1:5

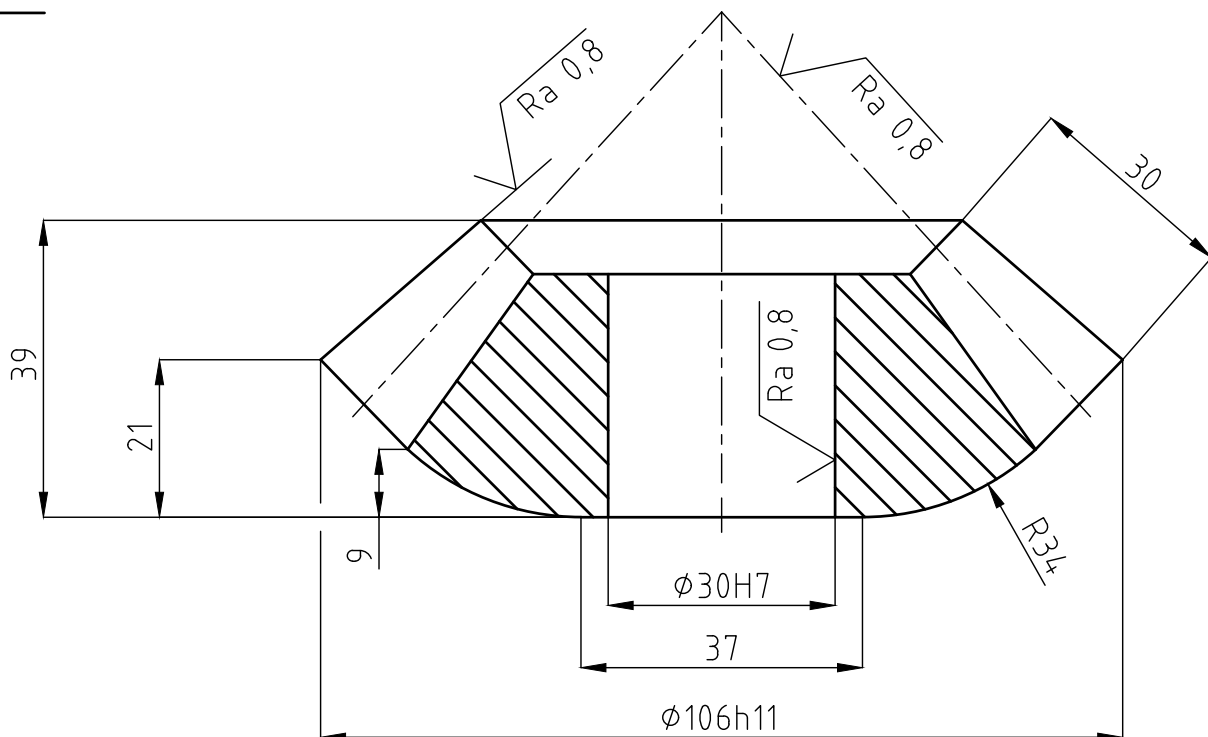
NÁZEV  
ČELNÍ KOLO

ČÍSLO VÝKRESU  
A002

# Příloha C

$\sqrt{Ra\ 3,2}$  ( $\sqrt{Ra\ 0,8}$ )

VNĚJŠÍ MODUL	m	8
ZUBY		PŘÍMÉ
POČET ZUBŮ	z	12
NORMÁLNÝ ZÁKL. PROFIL		ČSN ISO 667
ÚHEL PROFILU	$\alpha$	20°
ÚHEL SKLONU BOČ. KŘIV.	$\beta$	0°
JEDNOTKOVÉ POSUNUTÍ	x	0,2
ÚHEL ROTZEČ. KUŽELE	$\delta$	42,7°
STUPEŇ PŘESNOSTI	7-C	ČSN 014682
PRŮMĚR ROZTEČ. KRUŽ.	d	77,4
DÉLKA POVRŠKY KUŽ.	R	70,4
ÚHEL PATNÍHO KUŽELE		36,2°
ÚHEL OS	$\Sigma$	90°



MATERIÁL  
ČSN 14220

POLOTOVAR  
KR110-40 ČSN 426510

MĚŘÍTKO  
1:1

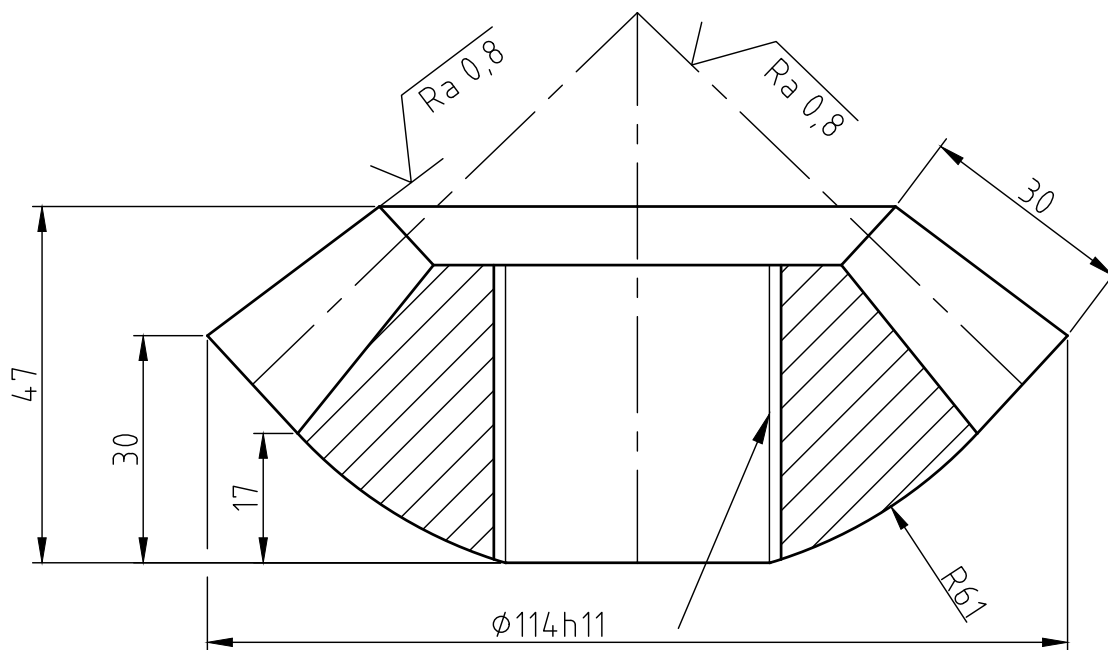
NÁZEV  
SATELIT

ČÍSLO VÝKRESU  
A003

# Příloha D

$\sqrt{Ra\ 3,2}$  ( $\sqrt{Ra\ 0,8}$ )

VNĚJŠÍ MODUL	m	8
ZUBY		PŘÍMÉ
POČET ZUBŮ	z	13
NORMÁLNÝ ZÁKL. PROFIL		ČSN ISO 667
ÚHEL PROFILU	$\alpha$	20°
ÚHEL SKLONU BOČ. KŘIV.	$\beta$	0°
JEDNOTKOVÉ POSUNUTÍ	x	0
ÚHEL ROTZEČ. KUŽELE	$\delta$	47,3°
STUPEŇ PŘESNOSTI	7-C	ČSN 014682
PRŮMĚR ROZTEČ. KRUŽ.	d	82
DÉLKA POVRŠKY KUŽ.	R	70,4
ÚHEL PATNÍHO KUŽELE		28,7°
ÚHEL OS	$\Sigma$	90°



JEMNÉ DRÁŽKOVÁNÍ 40 ČSN 014933

MATERIÁL

ČSN 14220

POLOTOVAR

KR120-50 ČSN 426510

MĚŘÍTKO

1:1

NÁZEV

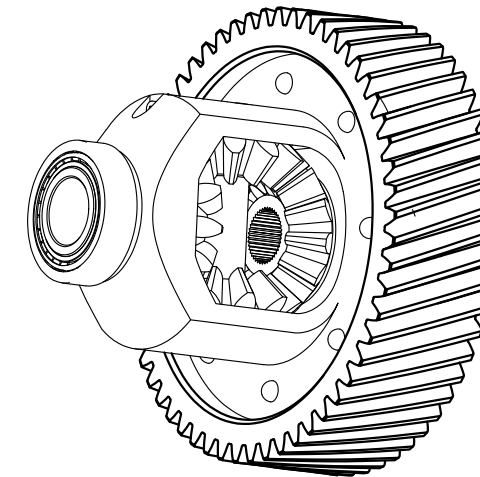
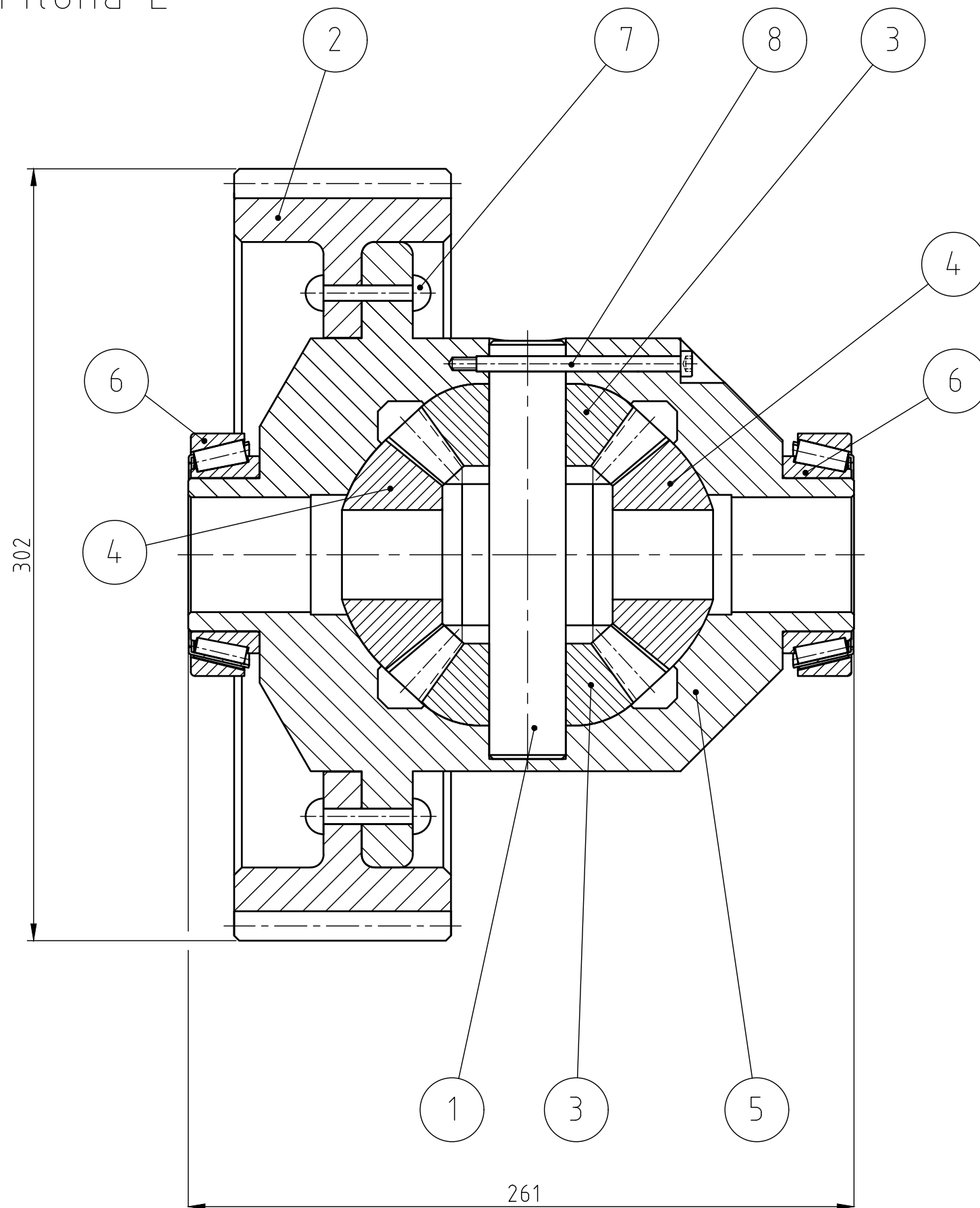
PLANETOVÉ K.

ČÍSLO VÝKRESU

A004



Příloha E



8	ŠROUB LÍCOVANÝ	ISO 7379-6-M5-80	1
	-	12.9	
7	NÝT	NÝT 6 x 50 ČSN 02 2302	8
	-	ČSN 424201	
6	LOŽISKO	SKF 33012/Q	2
	-	-	
5	KLEČ DIFERENCIÁLU	-	1
	-	ČSN 422660	
4	PLANETOVÉ KOLO	A004	2
	KR120-50 ČSN 426510	ČSN 14220	
3	SATELIT	A003	2
	KR110-40 ČSN 426510	ČSN 14220	
2	ČELNÍ KOLO	A002	1
	KR310-85 ČSN 426510	ČSN 14220	
1	ČEP	A001	1
	KR30-164 ČSN 426510	ČSN 14220	
ČÍSLO	NÁZEV - OZNAČENÍ	VÝKRES - NORMA	MNO.
POL.	POLOTOVAR	MATERIÁL	

SESTAVA	KUSOVNÍK	MĚŘÍTKO 1:2
---------	----------	----------------

NÁZEV SESTAVA	ČÍSLO VÝKRESU S01
------------------	----------------------