

Konstrukční řešení nové alternativy převodovky pro nákladní automobil typu TATRA 815

Bakalářská práce

Studijní program:

B2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

Strojní inženýrství

Autor práce:

Jiří Dostál

Vedoucí práce:

doc. Ing. Michal Petrů, Ph.D.

Katedra částí a mechanismů strojů



Zadání bakalářské práce

Konstrukční řešení nové alternativy převodovky pro nákladní automobil typu TATRA 815

Jméno a příjmení: Jiří Dostál
Osobní číslo: S18000026
Studijní program: B2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: Strojní inženýrství
Zadávací katedra: Katedra částí a mechanismů strojů
Akademický rok: 2020/2021

Zásady pro vypracování:

Navrhněte nové alternativní řešení převodovky pro nákladní automobil typu TATRA 815. Vstupními parametry bude motor Tatra T3D-928-30 s výstupním výkonem 320 kW v rozmezí 1 700 – 1 750 min⁻¹ a točivým momentem 2 050 N.m při 1 000 – 1 200 min⁻¹. Převodovka bude mít 7 stupňů s možností zařazení redukční sestupné převodovky (celkem 14 stupňů + 2 stupně vzad).

Zásady pro vypracování:

1. Seznamte se s dosavadním stavem konstruování převodovek pro nákladní automobily ve vztahu k tématu práce a tento stav popište.
2. Proveďte průzkum potenciálních řešení, včetně patentové rešerše.
3. Vypracujte koncepční řešení převodovky a výpočtovou zprávu vybraných dílů
4. Vypracujte 3D sestavu převodovky, výkresové dokumentace sestavy vybraných dílů
5. Ekonomické zhodnocení
6. Závěrečné zhodnocení

Rozsah grafických prací:
Rozsah pracovní zprávy:
Forma zpracování práce:
Jazyk práce:

přílohy dle potřeby
50
tištěná/elektronická
Čeština



Seznam odborné literatury:

- [1] PEŠÍK, L. Části strojů. 1. díl. Liberec: Technická univerzita 2005. ISBN 978-80-7372-573-0
- [2] PEŠÍK, L. Části strojů. 2. díl. Liberec: Technická univerzita 2005. ISBN 978-80-7372-574-7
- [3] Moravec V.: Konstrukce strojů a zařízení 2. čelní ozubená kola. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2001, 291 s.
- [4] Mrkvica I.: Současné trendy v obrábění ozubených kol. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2011, 120 s.
- [5] MAŠÍN I., PETRŮ, M., NOVÁK, O. Metody inovačního inženýrství na mikro-úrovni, Technická univerzita v Liberci v Liberci 2015, str.270, ISBN 978-80-7494-187-0
- [6] Leinveber, J., Vávra, P.: Strojnické tabulky. Albra, Úvaly 2005. ISBN 80-736-01-6
- [7] Bureš M.: Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Skriptum TU Liberec Ediční středisko 2006.
- [8] Normy pro návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol ČSN 014686-4 nebo ČSN ISO 6336-5 (014687) Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s příkými a šikmými zuby – několik dílů, nebo ANSI/AGMA 20010B88, 2001-C95 nebo normou 2001-D04, nebo ANSI/AGMA 908-B89.
- [9] Normy pro mezní úchytky a tolerance ozubených kol a soukolí ČSN 014682 nebo novější ČSN ISO 1328-1 Čelní ozubená kola – Soustava přesnosti ISO a ČSN 01 4676 – Ozubená kola – Měření ozubených kol čelních se šikmými zuby
- [10] Výpočetní programy AutoDESK- Mechsoft, KISS SOFT, MITCALc.
- [11] Databáze knihovny TUL

Vedoucí práce:

doc. Ing. Michal Petrů, Ph.D.
Katedra částí a mechanismů strojů

Datum zadání práce:

25. listopadu 2020

Předpokládaný termín odevzdání:

1. července 2022

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan

L.S.

prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.
vedoucí katedry

Prohlášení

Prohlašuji, že svou bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

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

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má bakalářská práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci 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.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

28. června 2022

Jiří Dostál

ANOTACE

Bakalářská práce se zabývá návrhem převodového ústrojí pro nákladní automobil. První kapitola je věnována významu převodových ústrojí, typů převodovek používaných v osobních a nákladních automobilech od manuálních po automatické. Další kapitola je věnována stručné patentové rešerši. Praktickým výstupem BP je model převodovky, výpočtová zpráva s pevnostními výpočty a následné ekonomické zhodnocení.

KLÍČOVÁ SLOVA

Mechanická převodovka, manuální převodovka, nákladní automobil

ANNOTATION

The bachelor thesis focuses on a design of a transmission for a truck. The first chapter is devoted to the importance of transmissions, types of transmissions used in cars and trucks from manual to automatic. The next chapter is devoted to a brief patent search. The practical output of a bachelor thesis is a gearbox model, a calculation report with strength calculations and subsequent economic evaluation.

KEY WORDS

Mechanical gearbox, manual transmission, truck

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu práce, panu doc. Ing. Michalovi Petřů Ph.D, za jeho přístup a užitečné rady při tvorbě této práce.

OBSAH

Seznam použitých zkratk	10
Seznam použitých symbolů	10
Seznam obrázků, tabulek a grafů	13
1 Úvod	16
2 Cíl bakalářské práce	16
3 Rešerše	17
3.1 Význam převodových ústrojí	17
3.1.1 Převodová ústrojí v motorových vozidlech	17
3.2 Druhy mechanických převodových ústrojí	17
3.2.1 Stupňové převodovky	17
3.3 Převodovky pro nákladní automobily	19
3.3.1 Nesynchronizovaná manuální převodová ústrojí	19
3.3.2 Synchronizovaná manuální převodová ústrojí	20
3.3.3 Poloautomatická převodová ústrojí	26
3.3.4 Automatická (samočinná) převodová ústrojí	27
3.3.5 Převodová ústrojí využívána pro vozidla tatra	33
4 Patentová rešerše	37
4.1 Patent 273722 – Převodovka pro motorová vozidla	37
4.2 Patent 276812 – Převodovka pro motorová vozidla	38
4.3 Patent 198174 – Řaditelná převodovka pro motorová vozidla	39
4.4 Patent 162555 – Převodovka se stupňovitým řazením pro motorová vozidla, zejména páteřové koncepce s pohonem více náprav	39
4.5 Patent 73839 – Mechanická převodovka s ozubenými koly pro motorová vozidla, upravená pro šest rychlostních stupňů pro jízdu dopředu, umožňující přímý převod, opatřená elektromagnetickými řadicími spojkami	40
5 Průzkum potenciálních řešení	41
5.1 Požadované parametry	41

5.2	Hlavní převody.....	41
5.3	Předřazení převod	42
5.4	Přídavný převod	42
5.5	Shrnutí návrhu.....	42
6	Vlastní návrh převodového ústrojí.....	43
6.1	Volba typu převodového ústrojí.....	43
6.2	Vstupní hodnoty	43
6.3	Schéma převodovky	45
6.3.1	Hlavní převodovka.....	45
6.3.2	Přídavná převodovka	46
6.4	Volba synchronizace	47
7	Výpočtová zpráva	47
7.1	Postup.....	47
7.1.1	Model převodovky	47
7.2	ozubení.....	47
7.2.1	Návrh a kontrola ozubení.....	47
7.2.2	Převodový stupeň H.....	47
7.3	Hřídele.....	52
7.3.1	Návrh a kontrola vstupní hřídele	52
7.4	Ložiska.....	64
7.4.1	Ložiska vstupní hřídele	64
7.5	Konstrukční řešení převodovky	67
8	Ekonomické zhodnocení.....	69
8.1	Ozubení	69
8.2	Hřídele.....	69
8.3	Řadící mechanismus	69
8.4	Ložiska.....	69

8.5	Těsnění	69
8.6	Převodová skříň.....	69
8.7	Celková cena převodovky	69
	Závěr	70
	Seznam použité literatury	71
	Seznam příloh	73

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK

aj	A jiné
BP	Bakalářská práce
CVT	Continously Variable Automatic Transmition
obr	Obrázek
V3S	Vojenský třítunový speciál
WSK	Wandler-Schaltkupplung

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

a	Osová vzdálenost soukolí	[mm]
b_w	Šířka ozubení	[mm]
C	Centrální kolo	[-]
C	Převodový poměr Crawler	[-]
C	Dynamická únosnost ložiska	[N]
C_0	Statická únosnost ložiska	[N]
d	Průměr roztečné kružnice	[mm]
D	Vnější průměr (hřídele)	[mm]
d	Vnitřní průměr (díry)	[mm]
d_a	Průměr hlavové kružnice	[mm]
d_b	Průměr základní kružnice	[mm]
d_f	Průměr patní kružnice	[mm]
D_s	Střední průměr drážkového profilu	[mm]
F_a	Axiální síla	[N]
F_a	Axiální síla	[N]
F_N	Normálová síla	[N]
F_r	Radiální síla	[N]
F_r	Radiální síla	[N]
F_t	Tečná síla	[N]
F_t	Tečná síla	[N]
H	Převodový poměr High	[-]
h	Skutečná opěrná výška drážky	[mm]
i	Převodový poměr	[-]
i	Počet zubů	[-]
J_{HV}	Tvrдость v jádře zubu	[-]
K	Korunové kolo	[-]

k	Bezpečnost	[-]
K	Korekční součinitel	[-]
K_A	Součinitel vnějších dynamických sil	[-]
K_F	Součinitel přídavných zatížení	[-]
K_{Fv}	Součinitel vnitřních dynamických sil	[-]
$K_{F\alpha}$	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	[-]
K_H	Součinitel přídavných zatížení	[-]
K_{Hv}	Součinitel vnitřních dynamických sil	[-]
$K_{H\alpha}$	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	[-]
$K_{H\beta}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce	[-]
l	Délka	[mm]
L_{10h}	Trvanlivost ložiska	[hod]
$L_{10h\ min}$	Minimální životnost ložiska v hodinách	[hod]
m	Modul	[mm]
M_K	Kroutící moment	[N/m]
M_O	Ohybový moment	[Nm]
$M_{O\ red}$	Redukovaný ohybový moment	[Nm]
m_t	Tečný modul	[mm]
n	Otáčky	[1/min]
P	Výkon	[W]
P	Dynamické zatížení	[N]
p	Exponent trvanlivosti ložiska	[-]
P_0	Statické zatížení	[N]
p_D	Dovolený tlak na bocích drážek	[MPa]
p_n	Normálová rozteč zubu	[mm]
p_t	Čelní rozteč zubu	[mm]
p_{tb}	Základní rozteč zubu	[mm]
r_C	Poloměr centrálního kola	[mm]
R_e	Mez kluzu v tahu	[MPa]
r_K	Poloměr korunového kola	[mm]
R_m	Mez pevnosti v tahu	[MPa]
R_x	Reakce v ložisku x (x se mění)	[N]
$S_{F\ min}$	Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu	[-]
S_H	Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boku zubů	[-]
s_t	Čelní tloušťka zubu	[mm]

U	Unašeč	[-]
V_{HV}	Tvrдость na boku zubu	[-]
W_O	Modul průřezu	[m ³]
Y_{FS}	Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	[-]
Y_{β}	Součinitel sklonu zubu	[-]
Y_{ε}	Součinitel vlivu záběru profilu	[-]
z	Počet zubů	[-]
Z	Převodový poměr zpětný chod	[-]
Z_E	Součinitel mechanických vlastností materiálu	[-]
Z_H	Součinitel tvaru spolu zabírajících zubů	[-]
Z_R	Součinitel výchozí drsnosti boku zubů	[-]
Z_{ε}	Součinitel součtové dotykových křivek boku zubů	[-]
α_B	Bachův opravný součinitel	[-]
α_n	Úhel záběru v normálové rovině	[°]
α_t	Čelní úhel záběru	[°]
β	Úhel sklonu zubů	[°]
ε_a	Součinitel záběru profilu	[-]
ε_{β}	Součinitel kroku	[-]
σ_{dov}	Dovolené napětí	[MPa]
σ_F	Ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu	[MPa]
$\sigma_{F \lim}$	Mez únavy v ohybu	[MPa]
σ_{Fmax}	Největší místní ohybové napětí v patě zubu, vzniklé působením síly F_{t1}	[MPa]
σ_{FP}	Přípustné napětí v ohybu	[MPa]
$\sigma_{FP \max}$	Přípustné napětí v ohybu při největším zatížení silou F_{t1}	[MPa]
σ_{FSt}	Pevnost v ohybu při největším zatížení	[MPa]
σ_H	Napětí v dotyku (Hertzův tlak)	[MPa]
$\sigma_{H \lim}$	Mez únavy v dotyku	[MPa]
$\sigma_{H \max}$	Největší napětí v dotyku vzniklé působením síly F_{tmax}	[MPa]
σ_{HO}	Napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů	[MPa]
σ_{HP}	Přípustné napětí v dotyku (přípustní Hertzův tlak)	[MPa]
$\sigma_{HP \max}$	Přípustné napětí v dotyku při největším zatížení silou F_{tmax}	[MPa]
σ_{red}	Redukované napětí	[MPa]

SEZNAM OBRÁZKŮ, TABULEK A GRAFŮ

Obrázek 3.1 - Schéma dvouhřídelové převodovky [1]	18
Obrázek 3.2 - Schéma tříhřídelové převodovky [1]	18
Obrázek 3.3 - Převodovka Praga V3S [3].....	20
Obrázek 3.4 - Synchronizace s pružně omezenou přítlačnou silou [4]	21
Obrázek 3.5 - Jištěná synchronizace s clonícím kroužkem [4].....	22
Obrázek 3.6 - Princip jištěné synchronizace [4]	23
Obrázek 3.7 - Jištěná synchronizace se servoúčinkem – systém Porsche [5].....	24
Obrázek 3.8 - Dvoukuželová synchronizace [5].....	24
Obrázek 3.9 - Lamelová synchronizace [5]	25
Obrázek 3.10 - Synchronizace s blokujícím čepem [5]	26
Obrázek 3.11 - Převodovka ZF Transmatic [2]	27
Obrázek 3.12 - Automatická převodovka Mercedes-Benz 300SE [5].....	28
Obrázek 3.13 - Hydrodynamický měnič Trilok [17]	28
Obrázek 3.14 - Planetové soukolí Ravigneaux [5]	30
Obrázek 3.15 - Planetové soukolí Simpson [18]	31
Obrázek 3.16 - Hydrodynamická převodovka ZF 6HP26 [6]	32
Obrázek 3.17 - Plynulá převodovka CVT [7].....	33
Obrázek 3.18 - Převodovka Tatra 14TS [8].....	34
Obrázek 3.19 - Řadící páka systému Tatra NORGREN1 [9]	34
Obrázek 3.20 - Převodovka ZF Ecosplit [10]	35
Obrázek 3.21 - Převodovka ZF Traxon [10].....	36
Obrázek 3.22 - Převodovka ZF Ecolite [10].....	36
Obrázek 3.23 - Převodovka Allison 4440 [11].....	37
Obrázek 4.1 - Patent 273722 - schéma převodovky [12]	38
Obrázek 4.2 - Patent 276812 - Schéma převodovky [13].....	38
Obrázek 4.3 - Patent 198174 - Schéma převodovky a způsob řazení jednotlivých stupňů [14].....	39
Obrázek 4.4 - Patent 162555 - Schéma a výkres sestavy převodovky [15].....	40
Obrázek 4.5 - Patent 73839 - Výkres převodovky [16]	41
Obrázek 6.1 - Schéma převodovky	45
Obrázek 6.2 - Schéma hlavní převodovky	45
Obrázek 6.3 - Schéma přídatné převodovky	46

Obrázek 7.1 - Návrh vstupní hřídele.....	52
Obrázek 7.2 - Schéma silových účinků na vstupní hřídeli	53
Obrázek 7.3 – Silové účinky ve směru osy y.....	55
Obrázek 7.4 - Silové účinky kolem osy z.....	55
Obrázek 7.5 - Pozice průřezů pro kontrolu statického namáhání vstupní hřídele	57
Obrázek 7.6 - Průřez <i>SI</i>	58
Obrázek 7.7 - Průřez <i>SII</i>	59
Obrázek 7.8 - Průřez <i>SIII</i>	60
Obrázek 7.9 - Průřez <i>SIV</i>	61
Obrázek 7.10 - Průřez <i>SV</i>	62
Obrázek 7.11 - Průřez <i>SVI</i>	63
Obrázek 7.12 - Průřez <i>SVII</i>	63
Obrázek 7.13 - Řez převodovkou bez převodové skříně	67
Obrázek 7.14 - Řez převodovkou s převodovou skříní	68

TABULKY

Tabulka 3.1 - Popis funkce členů planetového soukolí Ravigneaux při různých převodových stupních.....	30
Tabulka 3.2 - Popis funkce členů planetového soukolí Simpson při různých převodových stupních.....	31
Tabulka 6.1 - Vstupní hodnoty z motoru.....	43
Tabulka 6.2 - Počty zubů jednotlivých kol a převodové poměry jednotlivých stupňů ..	44
Tabulka 6.3 - Kroutící momenty na předřazeném převodu	44
Tabulka 6.4 - Kroutící momenty na hlavních rychlostních stupních.....	44
Tabulka 7.1 - Parametry předřazeného soukolí převodu H	47
Tabulka 7.2 - Geometrie soukolí H	49
Tabulka 7.3 - Silové poměry soukolí H.....	50
Tabulka 7.4 - Součinitelé únavové únosnosti v dotyku soukolí H	50
Tabulka 7.5 - Součinitelé únavové únosnosti paty zubu v ohybu soukolí H.....	51
Tabulka 7.6 - Vstupní hodnoty pro kontrolu vstupní hřídele	53
Tabulka 7.7 - Vstupní hodnoty pro výpočet drážkování	59
Tabulka 7.8 - Vstupní hodnoty pro výpočet drážkování	61
Tabulka 7.9 - Umístění ložisek na vstupní hřídeli	64

Tabulka 7.10 - Parametry ložiska A	65
Tabulka 7.11 - Vstupní hodnoty pro výpočet ložiska A.....	65
Tabulka 7.12 - Parametry ložiska B.....	66
Tabulka 7.13 - Vstupní hodnoty pro výpočet ložiska B	66

GRAFY

Graf 7.1 - Průběh kroutícího momentu na vstupní hřídeli	54
Graf 7.2 - Celkový ohybový moment na vstupní hřídeli	56
Graf 7.3 - Redukované napětí na vstupní hřídeli	57
Graf 7.4 - Redukované napětí na vstupní hřídeli	58

1 ÚVOD

Převodovky v automobilech plní svou funkci přes 130 let. Již v roce 1886, kdy získal Karl Benz patent na svou slavnou tříkolku. Vznikla jakási první jednostupňová převodovka, která ovšem neměla klasickou dnešní konstrukci. Byla tvořena řemenem a předlohovým hřídelem. O rok později byla tato převodovka vylepšena a nahrazena za dvoustupňovou [1].

Převodovky automobilů se od té doby posunuli přes manuální, poloautomatické až po plynulé automatické převodovky a jsou nedílnou součástí každého automobilu bez ohledu na motorizaci nebo jeho konstrukci.

Dnešní moderní doba vyžaduje vysoké nároky na převodová ústrojí, ať jsou to převodovky, rozvodovky apod. Pro pohodlí řidiče se dnes již ustupuje od manuálních převodovek a stále častěji se v osobních a nákladních automobilech objevují převodovky automatické.

2 CÍL BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Cílem práce je vytvořit rešerši současných používaných převodovek v nákladních a osobních automobilech. Přiblížit čtenáři problematiku převodovek.

Praktickým výstupem je model mechanické manuální převodovky s jistěnou synchronizací. Dalším výstupem je výpočtová zpráva zabývající se návrhem a pevnostní kontrolou ozubení, hřídelů, ložisek a dalších namáhaných součástí převodovky. Podle výpočtové zprávy je vytvořen model a hrubý odhad ceny převodovky.

Závěrem jsou shrnuty poznatky z tvorby bakalářské práce.

3 REŠERŠE

3.1 VÝZNAM PŘEVODOVÝCH ÚSTROJÍ

Převodová ústrojí jsou hojně využívána nejen v automobilovém průmyslu. Využívají se pro změnu točivého momentu, jeho vyřazení nebo ke změně jeho směru. Převodová ústrojí umožňují změnu převodu mezi motorem a hnanou hřídelí tak, aby při potřebě vyšších otáček na hnací hřídeli mohl motor pracovat ve stálých otáčkách a nedocházelo k jejich zvýšení na kritickou hodnotu [2].

3.1.1 PŘEVODOVÁ ÚSTROJÍ V MOTOROVÝCH VOZIDLECH

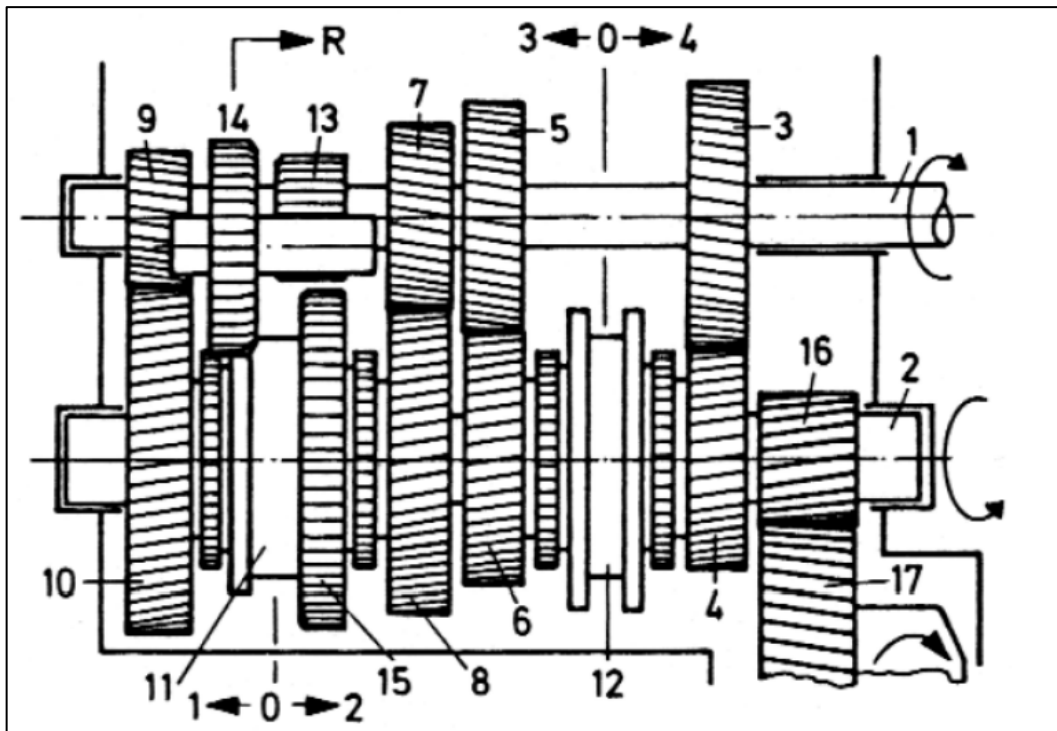
Převodové ústrojí automobilů musí splňovat řadu požadavků. Hlavním požadavkem je změna rychlosti vozidla, která se u osobních automobilů nejčastěji pohybuje od 0 do 120 km/h. Při jízdě po rovině automobil překonává jen odpor valení a odpor vzduchu. Ovšem při jízdě do kopce musí být převodové ústrojí konstruováno tak, aby vozidlo zvládlo překonat navíc tíhovou složku vozidla. Jízda z kopce vyžaduje opačný princip, kdy převodové ústrojí a motor zajišťují brzdění motorem. Vozidlo musí být schopné, jak pohybu vpřed, tak zpětného pohybu (zpětný chod). Zastavení vozidla na delší dobu vyžaduje přerušování točivého momentu a zajistit volný chod motoru při sepnuté spojce (neutrální chod) [2].

3.2 DRUHY MECHANICKÝCH PŘEVODOVÝCH ÚSTROJÍ

3.2.1 STUPŇOVÉ PŘEVODOVKY

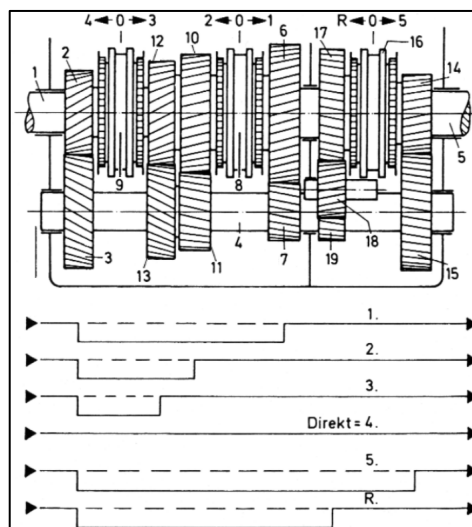
3.2.1.1 DVOUHŘÍDELOVÉ PŘEVODOVKY

Točivý moment je přenášen pro všechny rychlostní stupně přes jeden pár ozubení. Z hnací na hnanou hřídel. Dvuhřídelová převodovka (obr. 3.1) disponuje dobrou účinností, jelikož v záběru je vždy jen jedno soukolí, kromě zpětného chodu. Používá se u blokové konstrukce, motor je umístěn u hnací nápravy [1, 2].



Obrázek 3.1 - Schéma dvouhřídelové převodovky [1]

3.2.1.2 TŘÍHŘÍDELOVÉ PŘEVODOVKY



Obrázek 3.2 - Schéma tříhřídelové převodovky [1]

Točivý moment se přenáší přes malé ozubené kolo na největší ozubené kolo předlohové hřídele, které je stále v záběru. Počet ozubení na předlohové hřídeli je stejný jako počet převodových stupňů včetně zpětného chodu. Při přímém záběru umožňuje tříhřídelová spojka přenos momentu zubovou spojkou na sousední hřídel, předlohová hřídel se otáčí, ale nepřenáší žádný moment, při ostatních převodových stupních jsou v záběru vždy dva

páry ozubených kol a moment je přenášen přes předlohovou hřídel (viz obr. 3.2). Využívá se u standartního pohonu. Motor, převodovka a hnaná náprava jsou řazeny za sebou [2].

3.2.1.3 JEDNOSKUPINOVÉ STUPŇOVÉ PŘEVODOVKY

Mají pro každý stupeň jeden pár ozubených kol, s výjimkou přímého záběru a zpětného chodu. Jedna řadící spojka je uvolněna a druhá je uvedena do záběru. Používají se u osobních i nákladních automobilů do 7 převodových stupňů. Výhodou jednostupňových převodovek je volná volba převodů a snadné řazení. Nevýhodou je počet ozubených kol a počet řadících prvků [2].

3.2.1.4 VÍCESKUPINOVÉ PŘEVODOVKY

Víceskupinové převodovky jsou složeny z jednoskupinových převodovek, jejichž převody jsou navzájem kombinovány. Při změně rychlostního stupně dochází k řazení více řadících prvků. Výhodou více skupinových převodovek je množství převodových stupňů bez navýšení počtu ozubených kol [2].

Dvouskupinové převodovky mají před nebo za hlavní převodovkou zařazen přídatný převod, který zdvojnásobuje počet rychlostních stupňů [2].

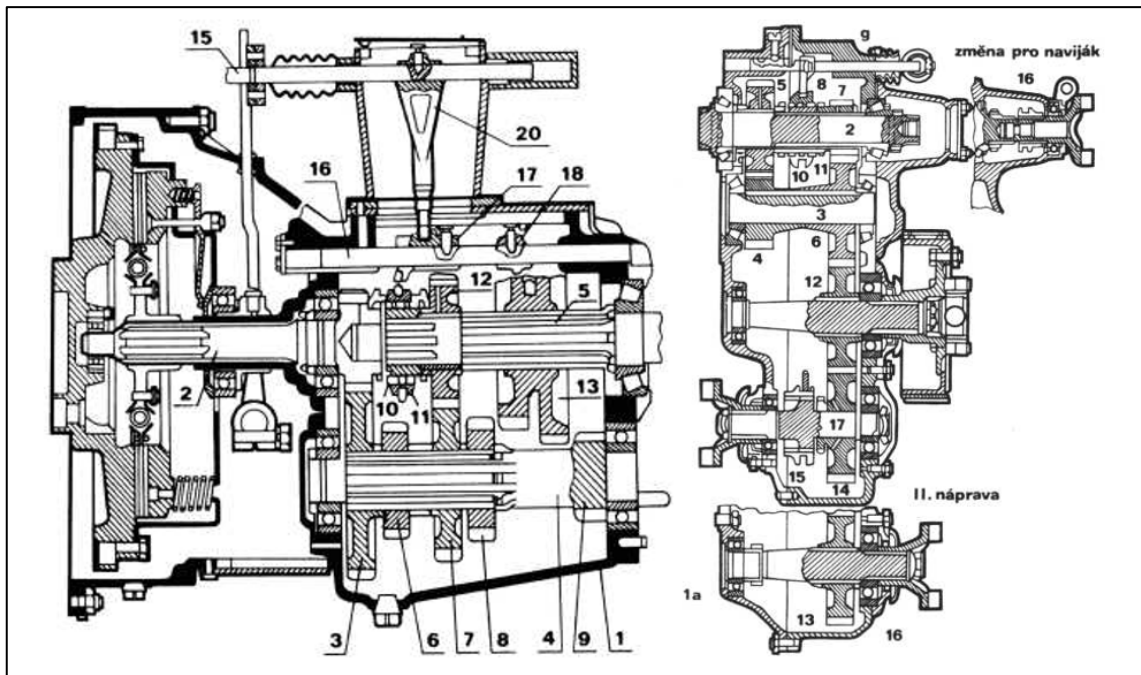
3.3 PŘEVODOVKY PRO NÁKLADNÍ AUTOMOBILY

Pro nákladní automobily jsou využívány hlavně víceskupinové převodovky, díky vyššímu počtu převodových stupňů. Podle výkonu motoru a účelu vozidla se volí počet a rozsah rychlostních stupňů.

V dnešní době je vyráběno nespočet převodových ústrojí od různých výrobců a dodavatelů. Níže je představena malá část nejzajímavějších převodových ústrojí pro nákladní automobily.

3.3.1 NESYNCHRONIZOVANÁ MANUÁLNÍ PŘEVODOVÁ ÚSTROJÍ

Jedny z prvních převodových ústrojí, používané pro nákladní automobily. Výroba těchto ústrojí je v dnešní době výjimečná. Řazení bylo složité a zařazení potřebného rychlostního stupně plynule vyžadovalo zkušenost. Při řazení musel řidič využít meziplnů tak, aby srovnal otáčky hnací a hnané části [2].



Obrázek 3.3 - Převodovka Praga V3S [3]

Princip řazení s meziplynem:

- 1. krok: Sešlápnutí spojky, vyřazení do neutrálu, uvolnění spojky
- 2. krok: Sešlápnutí plynového pedálu
- 3. krok: Sešlápnutí spojky, zařazení potřebné rychlosti, uvolnění spojky

Tento princip je využíván při podřazování. Při řazení na vyšší převodový stupeň není potřeba při vyřazení sešlapávat plynový pedál (přeskočit krok 2) [2].

I v dnešní době je možné narazit na nesynchronizované převodové ústrojí, bylo využito např. u legendární Pragy V3S (viz obr. 3.3). Jedná se o čtyřstupňovou hlavní převodovku se zpátečkou a přídatnou redukční převodovku [3].

3.3.2 SYNCHRONIZOVANÁ MANUÁLNÍ PŘEVODOVÁ ÚSTROJÍ

Dalším přežitkem dnešní doby se stávají i manuální převodovky se synchronizací. Řazení je daleko pohodlnější díky synchronizaci, která vyrovnává otáčky hnací a hnané části třecí silou a řazení nevyžaduje takovou praxi jako u nesynchronizovaného řazení. Z pravidla jsou synchronizované všechny převody s výjimkou zpětného chodu, speciálních terénních převodů a u některých typů prvního převodového stupně (např. TATRA 10TS) [2].

Dnešní doba nabízí nespočet synchronizovaných převodových ústrojí s různými druhy konstrukce. U nákladních automobilů se jedná většinou o dvou nebo více skupinové převodovky. Kombinací můžeme dosáhnout velkého počtu převodů [2].

3.3.2.1 SYNCHRONIZACE PŘEVODŮ

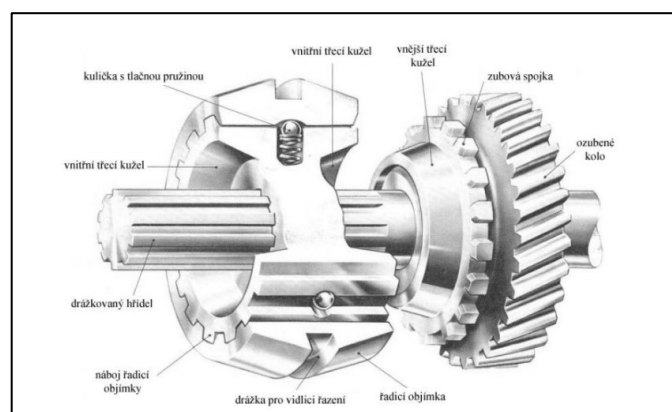
Synchronizace umožňuje plynulé, bezhlučné a šetrné řazení jednotlivých rychlostních stupňů tak, aby nedocházelo k rázům mezi zuby a tím k poškození ozubení [1,2].

Vyrovnaní rozdílu obvodových rychlostí hnacího a hnaného ozubení zajišťuje synchronizační mechanismus, kde dochází ke tření kuželových ploch mezi ozubeným kolem a synchronizační spojkou [1,2].

SYNCHRONIZAČNÍ SPOJKA S PRUŽNĚ OMEZENOU PŘÍTLAČNOU SILOU

Nejjednodušší typem synchronizace je synchronizace s omezenou přítláčnou silou (viz obr. 3.4). Řadící objímka posouvá náboj řadící objímky k ozubenému kolu. Síla z pružiny nedovolí posunutí řadící objímky, dokud nedojde ke kontaktu ploch vnějšího a vnitřního kužele. Jakmile se náboj řadící objímky nemá kam posunout, musí dojít k přetlačení síly z pružiny a zatlačení kuličky mimo drážku v řadící objímce a tím k posunu řadící objímky na zubovou spojku zařazovaného ozubeného kola [2].

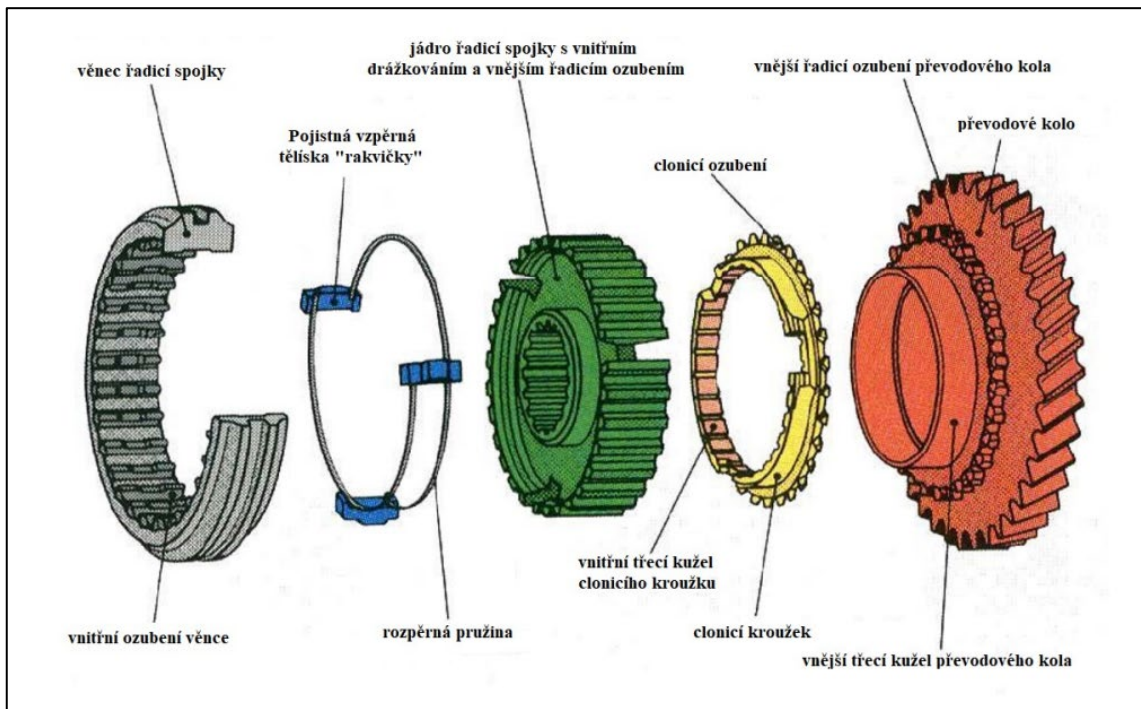
Tento způsob synchronizace vyžaduje určitý čas ke srovnání otáček mezi hnací a hnanou částí, čas je úměrný síle z pružiny, ta ovlivňuje velikost přítláčné síly, kterou na sebe působí kuželové plochy. Při rychlém zařazení nedojde ke srovnání úhlové rychlosti (otáček) hnací a hnané části a tím k plynulému zařazení. Dojde k rázu mezi zuby a poškození zubové spojky [2].



Obrázek 3.4 - Synchronizace s pružně omezenou přítláčnou silou [4]

CLONĚNÁ (JIŠTĚNÁ) SYNCHRONIZACE

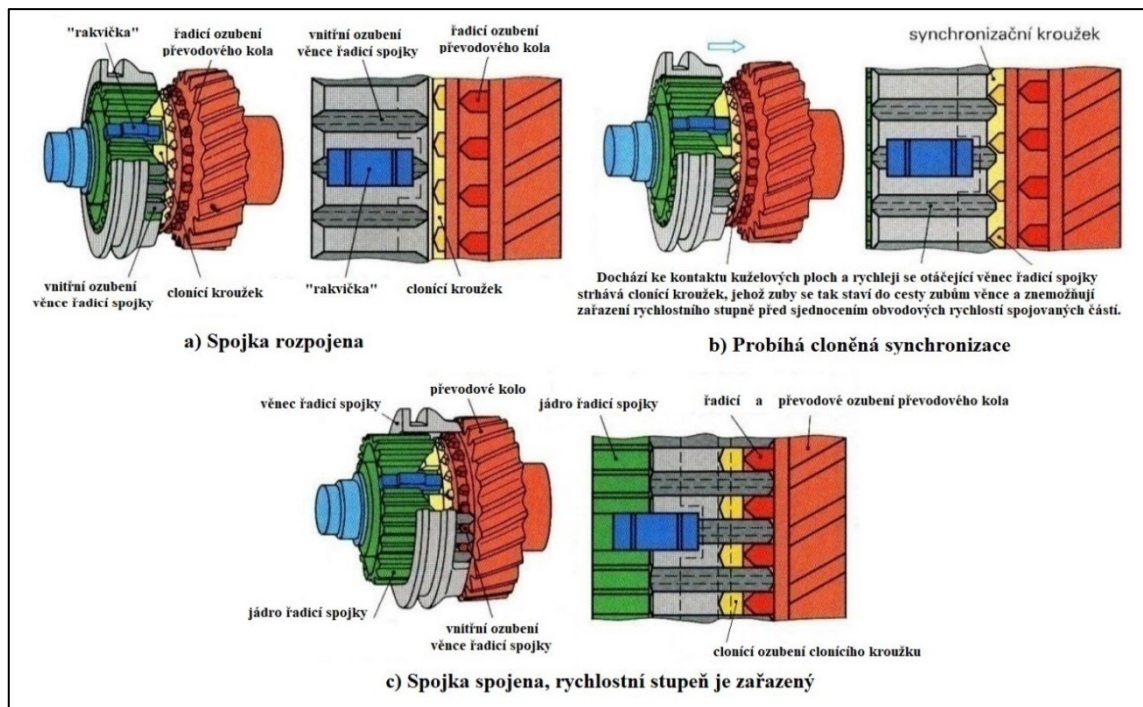
Cloněná synchronizace pracuje na stejném principu jako synchronizace s pružně omezenou přítlačnou silou. Použit je zde clonící kroužek (viz obr. 3.5), který zabraňuje posunutí řadící objímky do zubové spojky ozubeného kola před vyrovnáním otáček (synchronizací). Vnitřní třecí kužel je umístěn na clonícím kroužku. Umožňuje rychlejší řazení [2, 4].



Obrázek 3.5 - Jištěná synchronizace s clonícím kroužkem [4]

Řadící objímka je axiálně posouvána ve směru ozubení, které má být zařazeno. Zároveň dochází k posunu jisticích tělísek v prstencové drážce. Čelní plocha jisticích tělísek vyvine tlak na clonící kroužek a tím vznikne tření mezi jeho vnitřní kuželovou plochou na vnější kuželovou plochu řazeného ozubeného kola. Otáčkovým rozdílem vzniká brzdny moment, který vyvolává natočení do drážky ve clonícím kroužku [2,4].

Dochází k natočení zešikmených zubů řadící objímky do zešikmených zubů clonícího kroužku, další posuv je nemožný. Jakmile dojde ke srovnání otáček hnací a hnané části, může dojít k posuvu řadící objímky do unášecího ozubení (zubové spojky ozubeného kola). Princip řazení je zobrazen na obr. 3.6 [2,4].



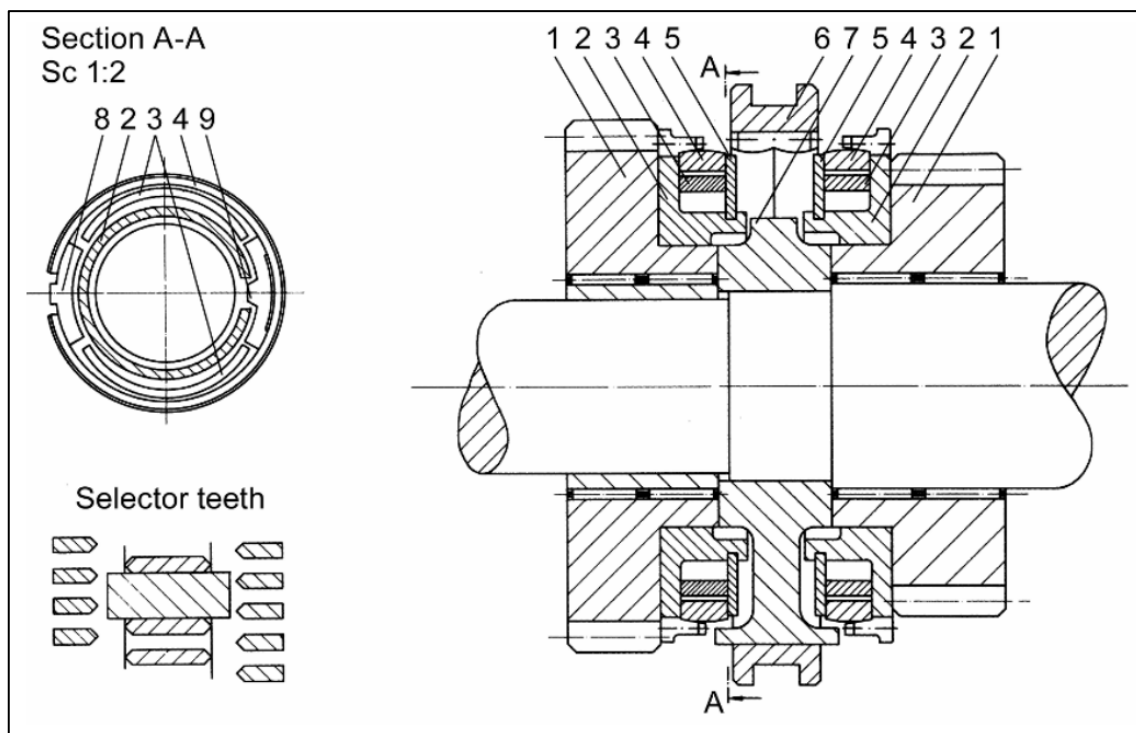
Obrázek 3.6 - Princip jištěné synchronizace [4]

BLOKOVACÍ SYNCHRONIZACE – SYSTÉM PORSCHE SE SERVO ÚČINKEM

Jedná se o velice účinnou synchronizaci, používanou hlavně u kvalitních a sportovních převodovek. Tato spojka potřebuje málo místa, je velmi účinná a výrobně jednoduchá, i proto je stále rozšířenější [2,4].

Synchronizační kužel je tvořen rozříznutým prstencem bez blokovacího ozubení, který dosedá přímo na vnitřní ozubení řadící objímky. Vyrovnání obvodových rychlostí (otáček) se dosahuje třením mezi vnější plochou synchronizačního kroužku a ozubením řadící objímky. Tření je zvyšováno pomocí blokovacích vzpěr (pásků) umístěných uvnitř synchronizačního kroužku [2,4,5].

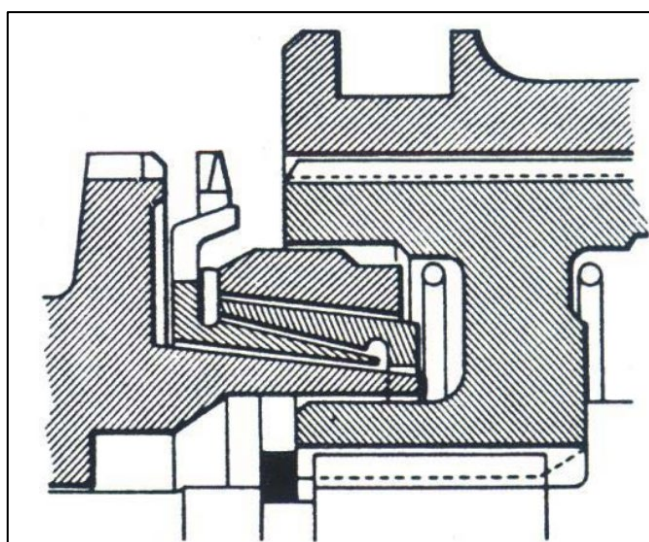
Zařazení není možné do doby, než dojde ke srovnání otáček a tím sevření rozříznutého prstence tak, že zubová spojka se přes něj převlékne [2,4,5].



Obrázek 3.7 - Jištěná synchronizace se servoučinkem – systém Porsche [5]

DVOUKUŽELOVÁ SYNCHRONIZACE

Synchronizace obsahuje dva synchronizační kroužky, které způsobí zvětšení třecí plochy. Síla potřebná pro zařazení se zpravidla snižuje. Dvojitá synchronizace je využívána stále častěji, aby síla pro zařazení byla stejná u všech stupňů, pokud není možné snížení síly docílit jedno kuželovou synchronizací [2,5].



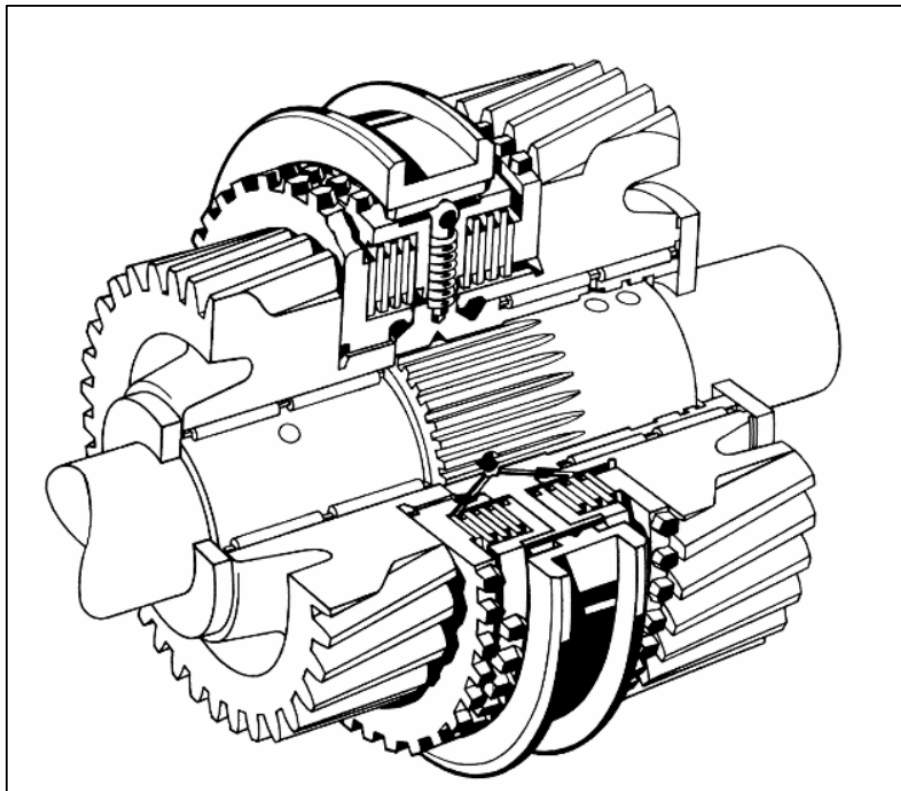
Obrázek 3.8 - Dvoukuželová synchronizace [5]

Vnější prstenec, který je axiálně posuvný a je zuby spojen s ozubeným kolem, je umístěn mezi dvěma synchronizačními kroužky. Oba kroužky na něj působí silou od posunu řadicí

objímky. Tím dojde k přitlačení a vzniku třecí síly mezi všemi kuželovými plochami [2,5].

LAMELOVÁ SYNCHRONIZACE

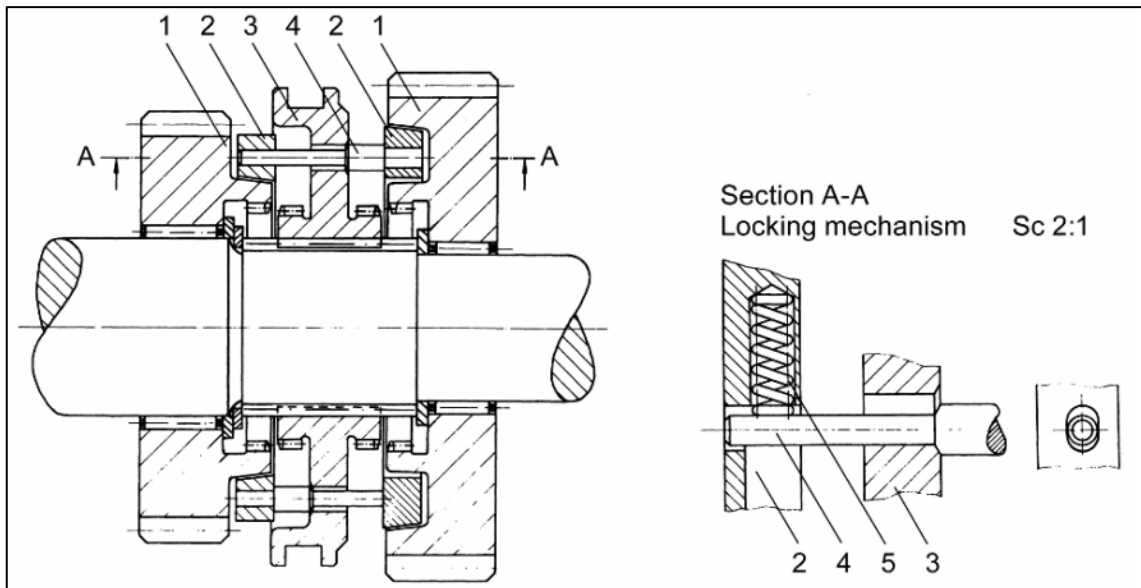
Je-li potřeba řadit pod zatížením, využívá se lamelová synchronizace, která vychází z lamelových třecích spojek a funguje na podobném principu. Svoji konstrukcí je velmi složitá na výrobu a především nákladná. Její využití je oceňováno tam, kde je potřeba účinná a rychlá synchronizace [2,5].



Obrázek 3.9 - Lamelová synchronizace [5]

SYNCHRONIZACE S BLOKUJÍCÍM ČEPEM

K synchronizaci dochází pomocí blokovacích čepů, které jsou umístěny ve vyvrtaných dírách řadící objímky, čep je v této díře radiálně posuvný. Na každý blokovací čep je pevně připojen synchronizační kroužek. Na blokovací čep působí tlakem síla z pružiny, která blokuje čep, dokud nedojde ke srovnání otáček. Poté se řadící objímka může přesunout do záběru s řazeným ozubeným kolem [5].



Obrázek 3.10 - Synchronizace s blokujícím čepem [5]

3.3.3 POLOAUTOMATICKÁ PŘEVODOVÁ ÚSTROJÍ

Návazností na zjednodušení manuálního řazení vznikají takzvaná poloautomatická převodová ústrojí. Častá je absence spojkového pedálu a řazení je ovládáno elektronicky. Řidič má ovšem stále kontrolu nad zařazenou rychlostí. Může zařadit vyšší nebo nižší rychlost podle potřeby. Systém většinou neumožňuje zařadit takový stupeň, aby došlo k přetočení motoru nebo naopak k jeho udušení [2,5].

U nákladních automobilů je toto řazení často řešeno umístěním řadících prvků na volantu nebo pomocí pádel pod volantem.

Některé systémy také umožňují kombinaci poloautomatického a automatického řazení.

3.3.3.1 SAMOČINNÝ SYSTÉM WSK

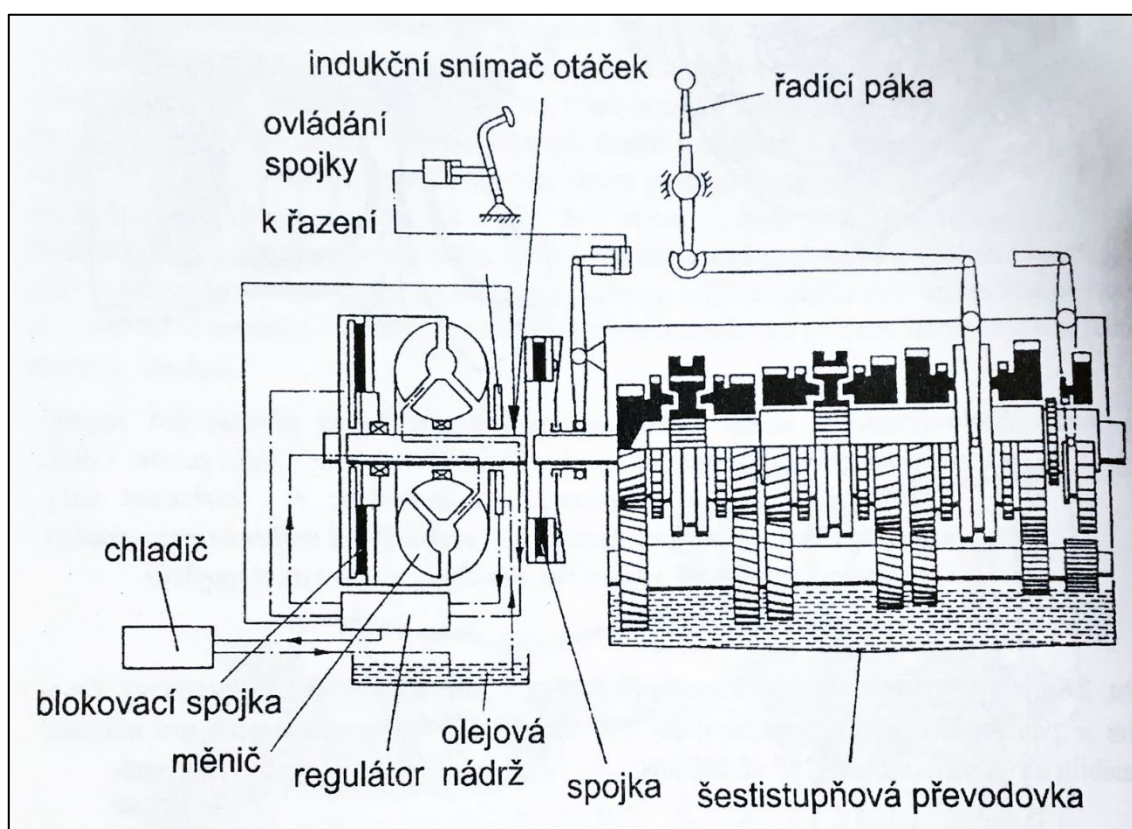
Spojkový systém WSK je hojně využíván u poloautomatických převodovek. Skládá se z hydrodynamického měniče a mechanické třecí spojky pro řazení rychlostních stupňů. Vypnutí spojky využívá změnu tlakového rozdílu mezi sacím potrubím motoru a vnějším ovzduším. Dojde-li k pohybu řadící páky (řazení) je sepnut elektrický kontakt. Tím dojde ke vtažení magnetického jádra do řídicího ventilu, dochází k rozpojení sacího potrubí a servomotoru. Tlakový rozdíl mezi sacím potrubím a ovzduším vyvolá pohyb membránového pístu servomotoru, který vypne řadící spojku. Po dokončení řazení (uvolnění páky) dojde ke zpětnému zapojení spojky [2,5].

Schéma samočinného systému je zobrazeno na obr. 3.11 společně s převodovkou ZF Ecosplit.

3.3.3.2 ZF TRANSMATIC

Jedná se o šestistupňovou převodovku, je složena ze systému automatické spojky SWK, která je spojena s mechanickou převodovkou ZF – Ecosplit. K řazení převodů řidič využívá spojkový pedál. Řízení blokovací spojky je ovšem automatické. Ta je umístěna u hydrodynamického měniče. Mechanickým přemostěním čerpadlového a turbínového kola měniče je zajištěno, aby nedocházelo k přehřátí převodů [2,5].

Pro okamžité dodání výkonu a zrychlení vozidla je využíván snímač Kick-down. Sepnutí snímače probíhá při prudkém sešlápnutí pedálu akceleratoru. Tím dojde k okamžitému sepnutí měniče [2,5].

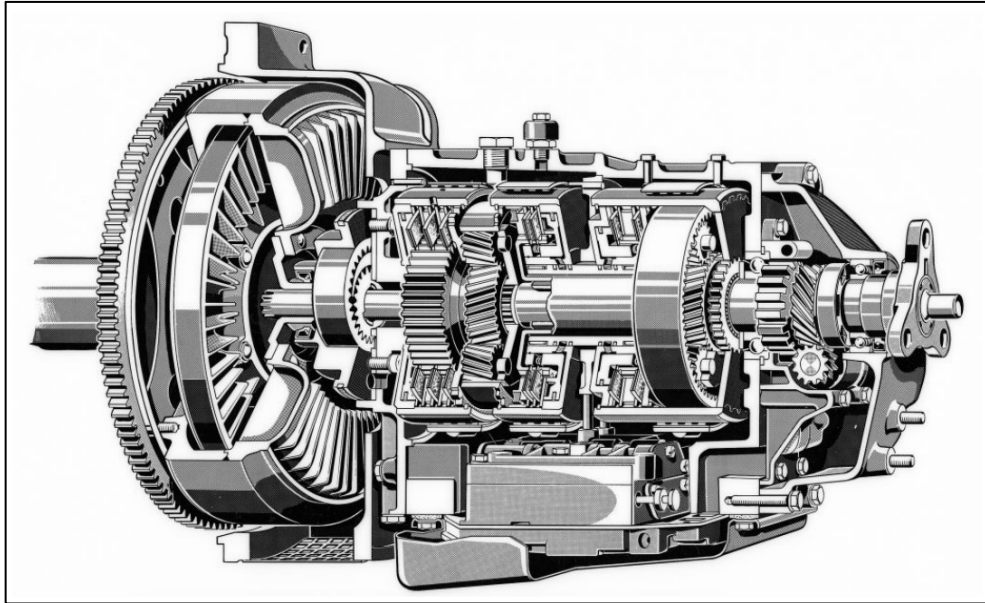


Obrázek 3.11 - Převodovka ZF Transmatic [2]

3.3.4 AUTOMATICKÁ (SAMOČINNÁ) PŘEVODOVÁ ÚSTROJÍ

Automatické převodovky jsou v dnešní době velice oblíbené u dálkových řidičů, ale začínají se rozšiřovat i mezi uživatele osobních automobilů. U nákladních vozidel představují automatické převodovky značné ulehčení pro řidiče, kteří se tak mohou více soustředit na provoz [2,5].

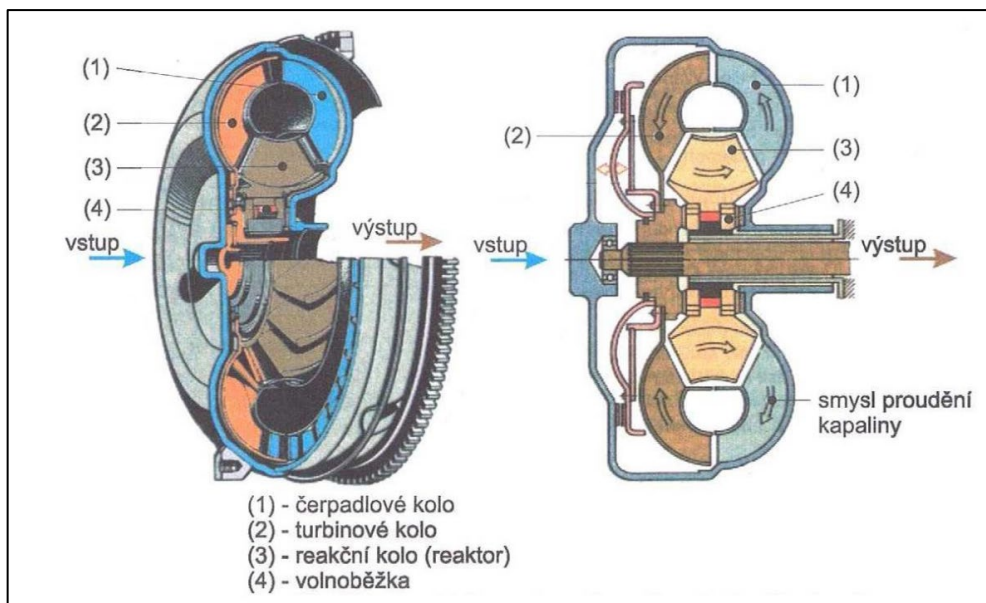
Výroba a údržba automatických převodovek je značně složitější a z pravidla se zvyšují náklady na výrobu.



Obrázek 3.12 - Automatická převodovka Mercedes-Benz 300SE [5]

3.3.4.1 HYDRODYNAMICKÉ MĚNIČE TOČIVÉHO MOMENTU

Automatické převodovky využívají hydrodynamické spojky k přenosu točivého momentu. Kombinací hydrodynamického měniče a hydrodynamické spojky je tzv. hydrodynamický měnič Trilok (obr. 3.13), ten umožňuje vysokou účinnost přenosu točivého momentu jak při vyšších rychlostech motoru, tak i při potřebě nižších rychlostí a potřebě velkého krouticího momentu [2,4,5].



Obrázek 3.13 - Hydrodynamický měnič Trilok [17]

Při akceleraci je reakční kolo uloženo na volnoběžce. Pokud je moment rozvaděče záporný, je rozvaděč podepřen skříní měniče. Dojde-li ke zvýšení momentu do kladných hodnot, uvolní volnoběžka rozvaděč. Tím vzniká z měniče spojka. Ta umožní přenos vyšších rychlostí [2,4,5].

3.3.4.2 PLANETOVÁ SOUKOLÍ AUTOMATICKÝCH PŘEVODOVEK

Planetová soukolí umožňují řazení rychlostí plynulým záběrem. V praxi jsou pro automatické převodovky využívány dva a více planetových soukolí řazených za sebou. Hlavním problémem je velký skok mezi 1. a 2. rychlostním stupněm. Přepínání výstupu je druhý problém, který nastává u jednoho planetového soukolí. Přepínání výstupu je nákladné a výstupní moment má být přenášen stejnými díly planetového soukolí [2,4,5].

Rychlostní převody jednoho planetového soukolí jsou přibližně:

- 4:1 pro první stupeň
- 1,33:1 pro druhý stupeň
- 1:1 pro třetí stupeň (přímý záběr)
- 0,75:1 pro čtvrtý stupeň
- 3:1 pro zpětný chod

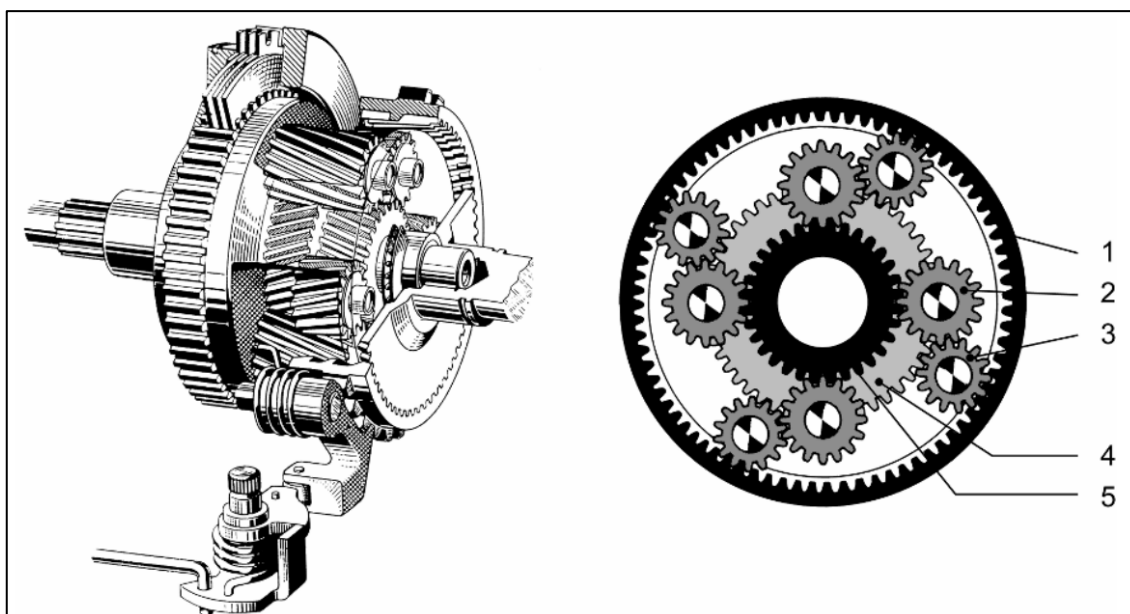
Je potřeba ovšem docílit přibližně takových převodů:

- 2,5:1 pro první stupeň
- 1,5:1 pro druhý stupeň
- 1:1 pro třetí stupeň (přímý záběr)
- 0,75:1 pro rychloběh

PLANETOVÉ SOUKOLÍ RAVIGNEAUX

Toto provedení je zkonstruováno z dvou centrálních kol, jednoho unašeče, jednoho korunového kola a dvou satelitových skupin. V tabulce 3.1 jsou uvedeny jednotlivé stupně a komponenty, které jsou při těchto rychlostních stupních vstupní a výstupní a který díl je zastaven [2, 5].

Model a nákres planetového soukolí je zobrazen na obrázku 3.14.



Obrázek 3.14 - Planetové soukolí Ravigneaux [5]

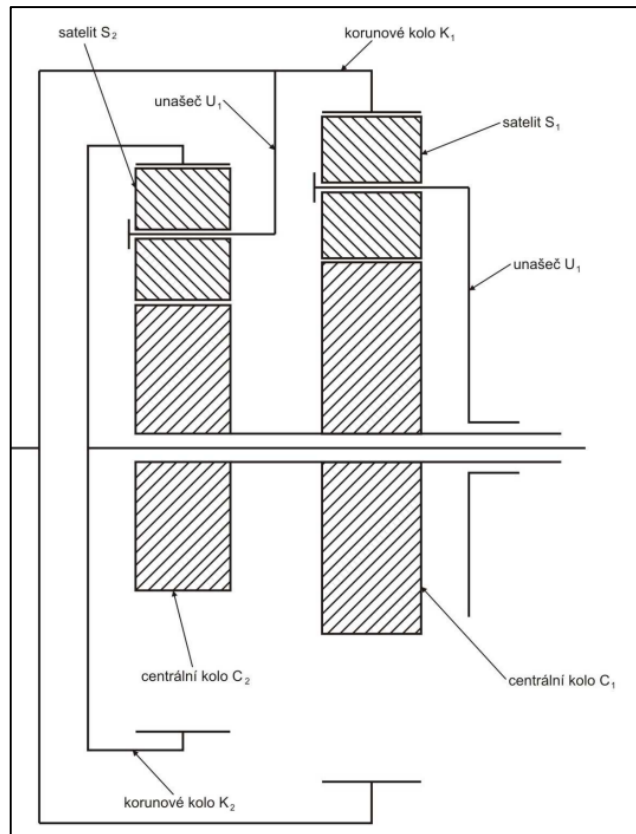
Převodový stupeň	Vstup	Výstup	Pevný člen	Převodový poměr
1. stupeň	C_1	K	U	$\frac{r_K}{r_{C1}}$
2. stupeň	C_1	K	C_2	$\frac{\frac{r_K}{r_{C1}} + \frac{r_K}{r_{C2}}}{1 + \frac{r_K}{r_{C2}}}$
3. stupeň	$C_1 + C_2$	K	C_1 a C_2 spojeny	1
Zpětný chod	C_2	K	U	$-\frac{r_K}{r_{C2}}$

Tabulka 3.1 - Popis funkce členů planetového soukolí Ravigneaux při různých převodových stupních

PLANETOVÉ SOUKOLÍ SIMPSON

Planetové soukolí Simpson má 2 centrální kola uložení na společném hřídeli, dvě sady satelitů, dva unašeče a dvě korunová kola. Jeden z unašečů je spojen s jedním z korunových kol.

V tabulce 3.2 jsou uvedeny jednotlivé rychlostní stupně a jednotlivé vstupní, výstupní a zastavené komponenty. Způsob činnosti planetového soukolí Simpson je zobrazen na obrázku 3.15.



Obrázek 3.15 - Planetové soukolí Simpson [18]

Převodový stupeň	Vstup	Výstup	Pevný člen	Převodový poměr
1. stupeň	K_2	K_1	U	$\frac{r_K}{r_{C1}}$
2. stupeň	K_2	K_1	$C_1 + C_2$	$1 + \frac{r_{c2}}{r_{K2}} + \frac{r_{C2} * r_{K1}}{r_{C1} * r_{K2}}$
3. stupeň	K_2	K_1	K_1 a K_2 spojeny	1
Zpětný chod	C_1	K_1	U	$-\frac{r_{K1}}{r_{C1}}$

Tabulka 3.2 - Popis funkce členů planetového soukolí Simpson při různých převodových stupních

3.3.4.3 ŘADÍCÍ PRVKY AUTOMATICKÝCH PŘEVODOVEK

Řazení u samočinných převodovek není tak jednoduché, jak by se mohlo zdát, nejde o skokovou změnu poměrů vstupního a výstupního momentu, ale o daleko složitější děj. Samočinné převodovky jsou schopné řadit pod zatížením. V principu je jeden řadící člen v záběru, když druhý člen začíná řadit. Řadící elementy během řazení prokluzují, čímž v mechanická energie mění v teplo [2].

Na řadící elementy jsou kladeny nároky, jako jsou vysoká životnost, nízké pasivní odpory v rozpojeném stavu, nízké pracovní náklady aj. Mezi řadící prvky jsou řazeny brzdy, spojky, volnoběžky [2].

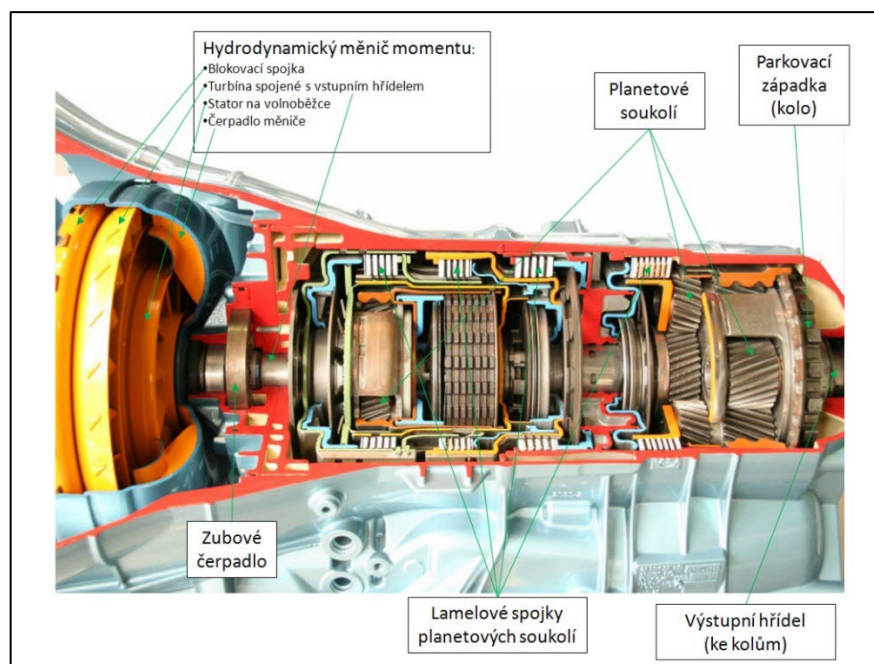
Brzda zajišťuje zastavení jednoho nebo více členů mechanismu a spojit je s rámem (skříní) převodovky. K zastavení členu může dojít plynule za jeho rotace. Podle velikosti přenášeného momentu a prostoru, který je pro brzdou k dispozici, je používána brzda lamelová nebo pásová [2].

Spojka zajišťuje spojení dvou členů. Ve většině případů je využívána lamelová spojka [2].

Volnoběžka je využívána zejména jako díl hydrodynamického měniče momentu, kde umožňuje zachycení převaděče (viz obr. 3.13). Volnoběžka je ovšem důležitou součástí řadícího mechanismu, která umožňuje brzdit motorem. V tomto případě třecí řadící element přemostí volnoběhu a dochází k zachycení momentu působícího v opačném smyslu [2].

3.3.4.4 HYDROMECHANICKÉ PŘEVODOVKY

Hydromechanické převodovky se obvykle skládají z hydrodynamického měniče, planetového soukolí, různých typů řadících prvků hydraulického regulačního a řidícího ústrojí [2].

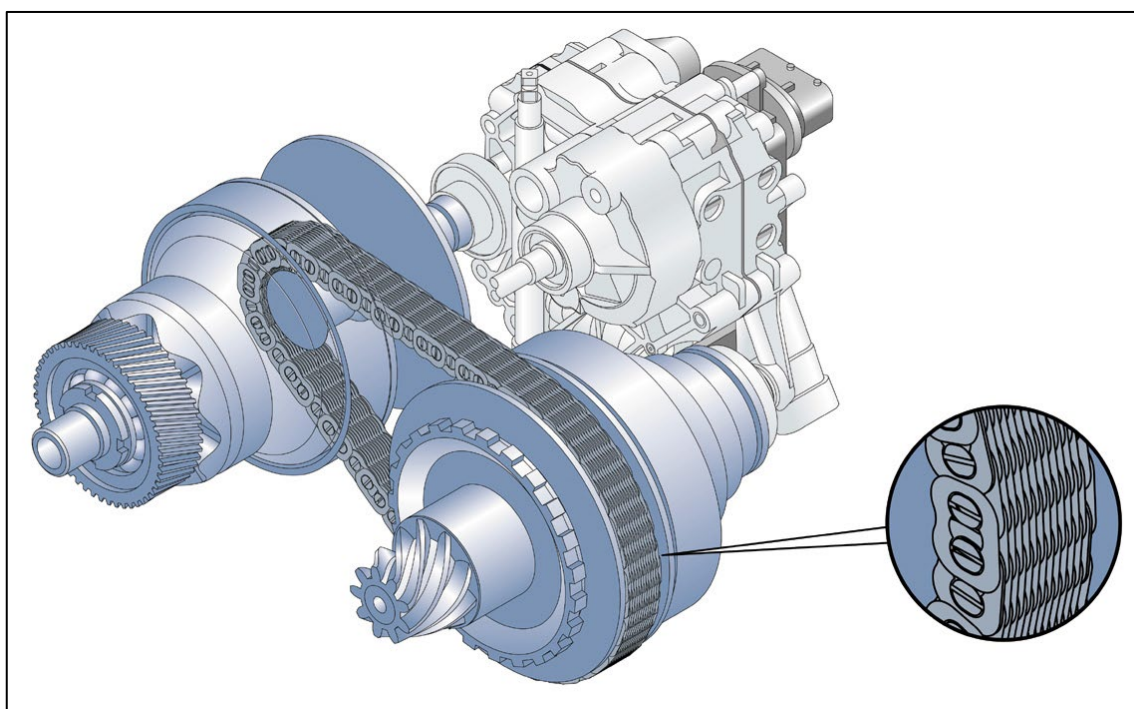


Obrázek 3.16 - Hydrodynamická převodovka ZF 6HP26 [6]

3.3.4.5 PLYNULÉ PŘEVODOVKY

Plynulé převodovky umožňují plynulou změnu převodového poměru mezi motorem a hnacími koly [2].

První předchůdce dnešní plynulé převodovky s označením CVT (Continuously Variable Automatic Transmission = plynule měnitelný převod) vznikl již v osmdesátých letech 20. století. Převodovka CVT nemá žádné převodové stupně. Změnu převodu zajišťují dvojice řemenic s proměnnou šířkou, spojené řemenem. Tento systém je dnes hojně vyvíjen [2].



Obrázek 3.17 - Plynulá převodovka CVT [7]

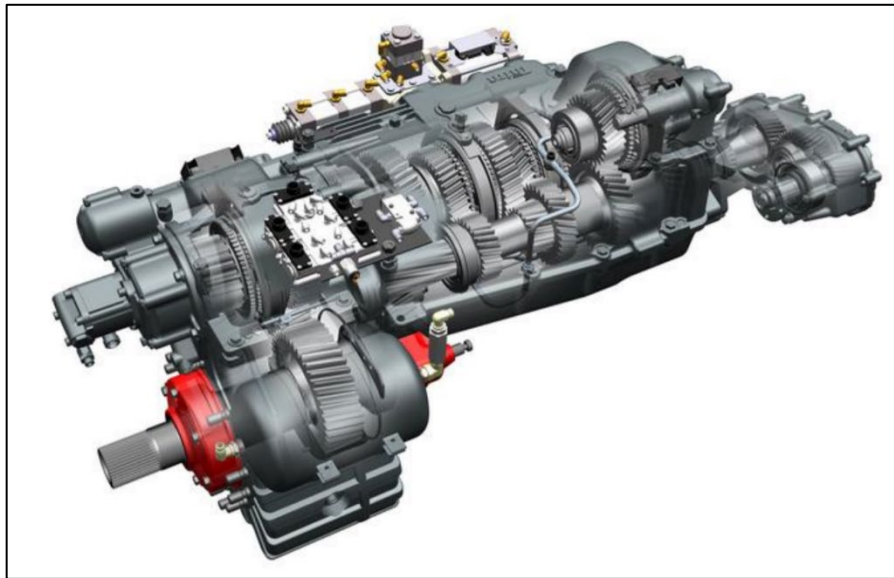
3.3.5 PŘEVODOVÁ ÚSTROJÍ VYUŽÍVÁNA PRO VOZIDLA TATRA

V současné době využívá společnost TATRA TRUCK převodová ústrojí jak manuální, automatizované tak automatické. Podle typu motoru a typu vozidla využívají různé typy převodových ústrojí od různých dodavatelů jako je např. ZF.

3.3.5.1 TATRA 14TS

Mechanicky ovládaná převodovka se vzduchovým posilovačem, montovaná přímo na skříň přídavného převodu. Převodovka je manuální, čtrnáctistupňová, dvanáct stupňů vpřed, dva stupně vzad a dva speciální převody tzv. „Crawler“. Při řazení 5. a 6. stupně dochází k řazení současně i na přídavné převodovce [8].

Převodový agregát tatra 14TS vychází z převodového agregátu Tatra 10TS, tento agregát měl 10 řadících stupňů. Novější agregát má oproti staršímu typu větší rozsah převodování. Umožňuje řidiči lepší přizpůsobení otáček motoru rychlosti vozidla. Zajišťuje tak nižší spotřebu paliva, nižší rázové namáhání celého hnacího traktu. Převodové agregáty tatra jsou dimenzovány pro přenos kroutícího momentu až 2100 Nm [8].



Obrázek 3.18 - Převodovka Tatra 14TS [8]

3.3.5.2 TATRA NORGREN1

V roce 2009 začala společnost Tatra vyrábět poloautomatický systém řazení Tatra-Norgren. Systém určený pro převodové agregáty Tatra. Řidiči zajišťuje komfortnější obsluhu vozidla. Zvyšuje bezpečnost provozu a zajišťuje nepřetáčení motoru [8].



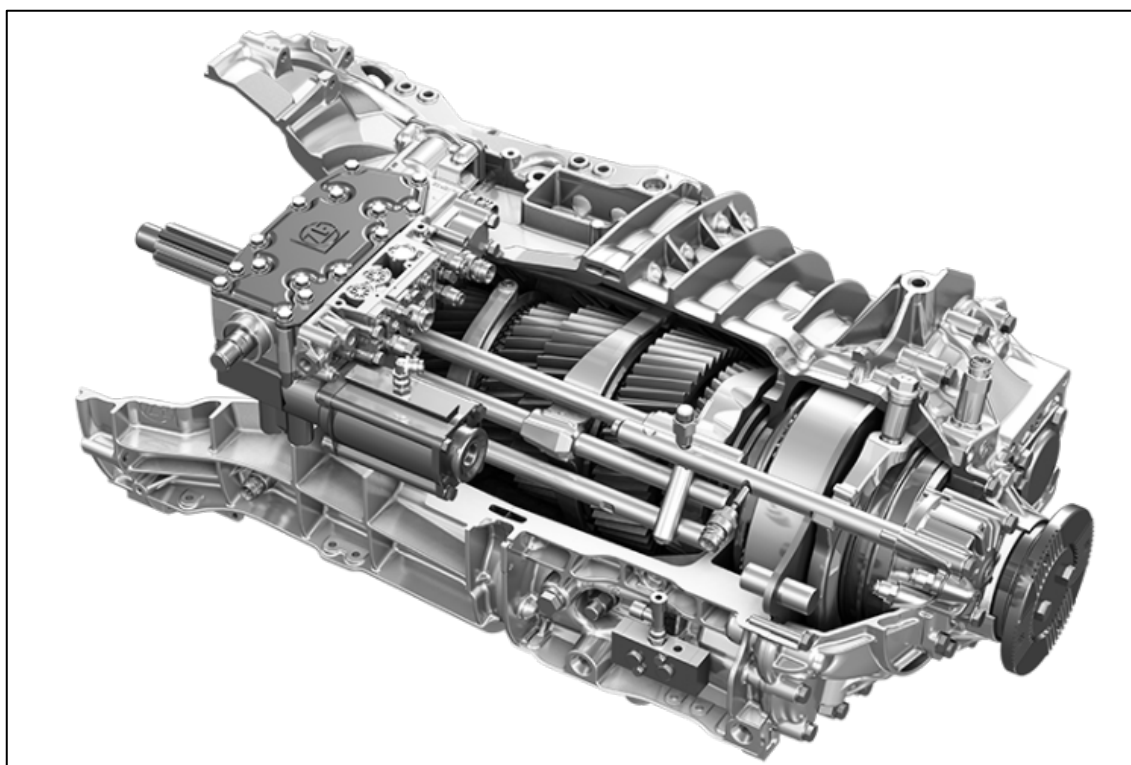
Obrázek 3.19 - Řadící páka systému Tatra NORGREN1 [9]

Základem jsou desetistupňové nebo čtrnáctistupňové agregáty Tatra, které jsou doplněné o snímače polohy. Řídicí jednotka v kabině vozidla, spolu s elektropneumatickým systémem řazení místo původního posilovače, plní funkci jako řídicí mechanismus. Místo řídicí páky je namontován volič řazení [8].

V manuálním módu je možné zařadit jakýkoliv převodový stupeň, při kterém nedojde k přetočení motoru. Při předvolení převodového stupně a sešlápnutí spojky dojde k zařazení předvoleného stupně [8].

3.3.5.3 ZF ECOSPLIT

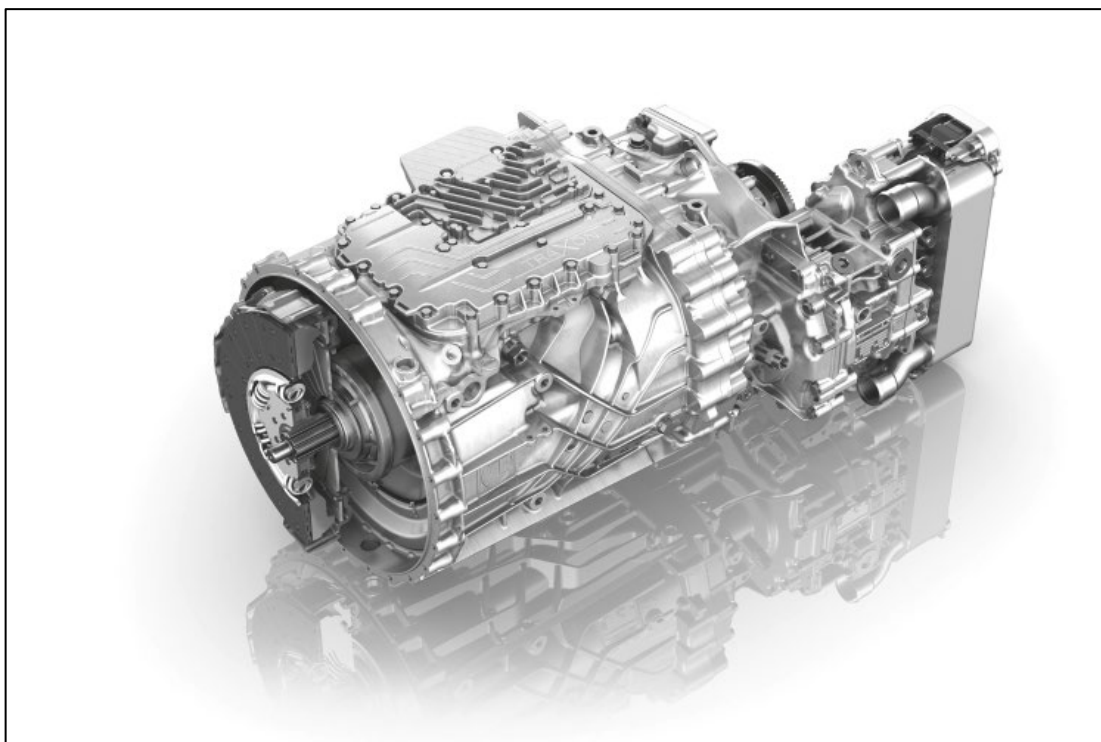
Šestnáctistupňová manuální převodovka ZF Ecosplit poskytuje řidiči lepší přizpůsobení otáček motoru rychlosti vozidla [8].



Obrázek 3.20 - Převodovka ZF Ecosplit [10]

3.3.5.4 ZF TRAXON

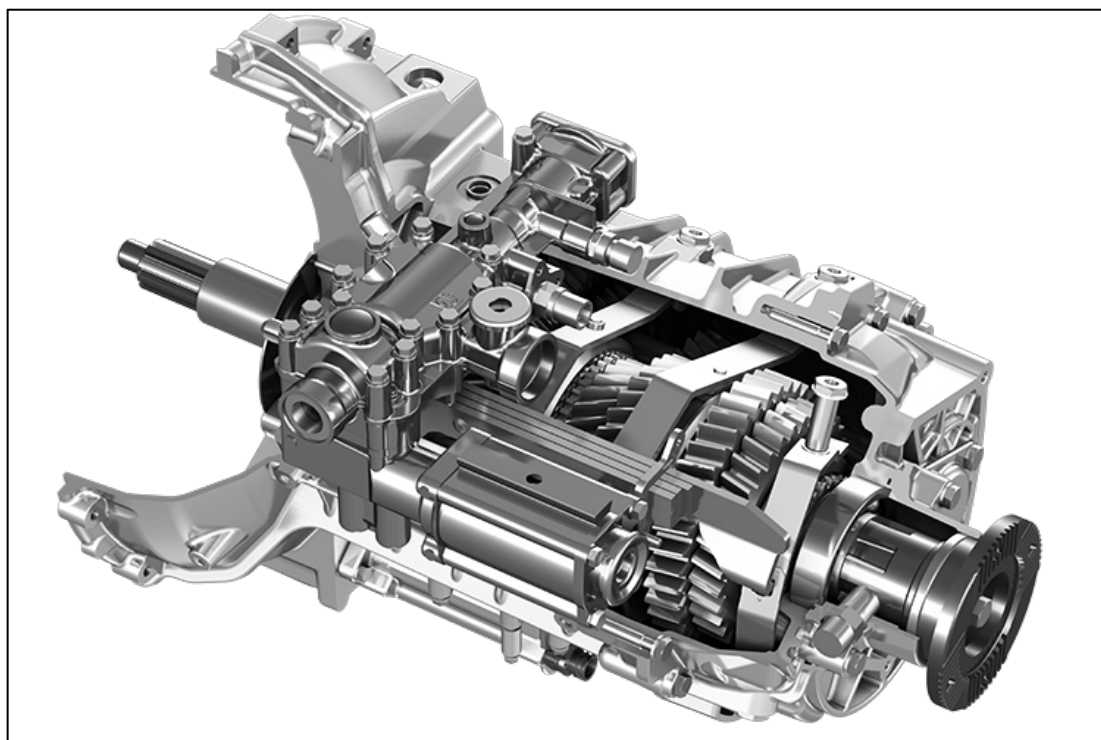
Převodovka ZF Traxon je šestnáctistupňová automatizovaná převodovka. Zajišťující snadnější řazení. Je vhodná do provozu, kde dochází ke střídání řidičů. Chrání motor před poškozením způsobeným chybami řidičů [8].



Obrázek 3.21 - Převodovka ZF Traxon [10]

3.3.5.5 ZF ECOLITE

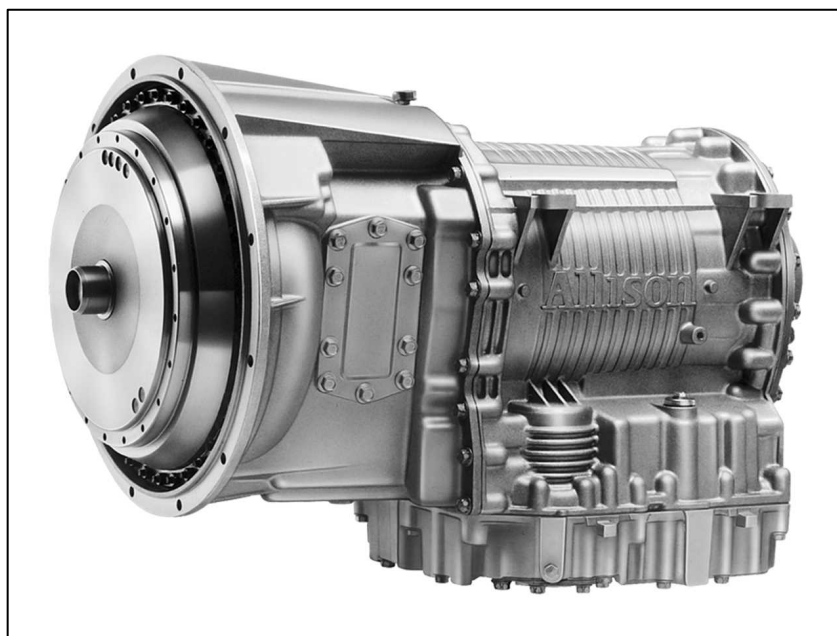
Šestistupňová převodovka ZF Ecolite je automatická převodovka pro lehkou terénní řadu T810 [8].



Obrázek 3.22 - Převodovka ZF Ecolite [10]

3.3.5.6 ALLISON 4500/4700

Automatická šestistupňová (případně sedmistupňová) převodovka Allison, montovaná přímo na motor, umožňuje nepřetržitý přenos točivého momentu. Vozidlo disponuje stálou trakcí. Řidiči umožňuje nepřetržitý jistější pohyb v terénu [8].



Obrázek 3.23 - Převodovka Allison 4440 [11]

4 PATENTOVÁ REŠERŠE

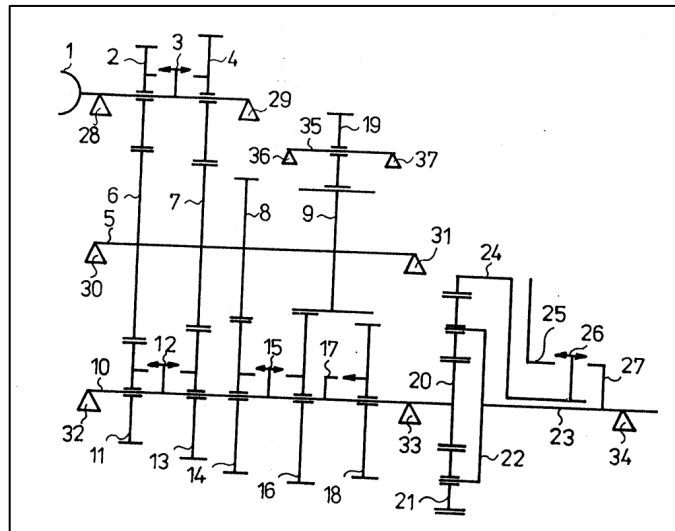
Patentová rešerše byla provedena z databáze úřadu průmyslového vlastnictví. Zde byl proveden průzkum potenciálních řešení a vyřazení patentovaných typů konstrukcí. Níže je uvedeno malé množství vybraných patentů. Hlavním významem patentové rešerše v této BP je rešerše na podporu vývoje.

4.1 PATENT 273722 – PŘEVODOVKA PRO MOTOROVÁ VOZIDLA

- Číslo patentu: 273722
- Datum podání: 31.08.1988
- Datum udělení patentu: 28.12.1990
- Zástupce: TATRA kombinát, 742 21 Kopřivnice, Česká republika

Patent obsahuje návrh převodovky tvořenou základní převodovkou a planetovou redukcí. Základní převodovka sestává z předřazeného převodu pro púlení převodových stupňú, hlavních převodových stupňú a planetové redukce. Převodovka této konstrukce je

schopna řadit 24 rychlostních stupňů. Schéma převodovky je zobrazeno na obrázku 4.1 [12].

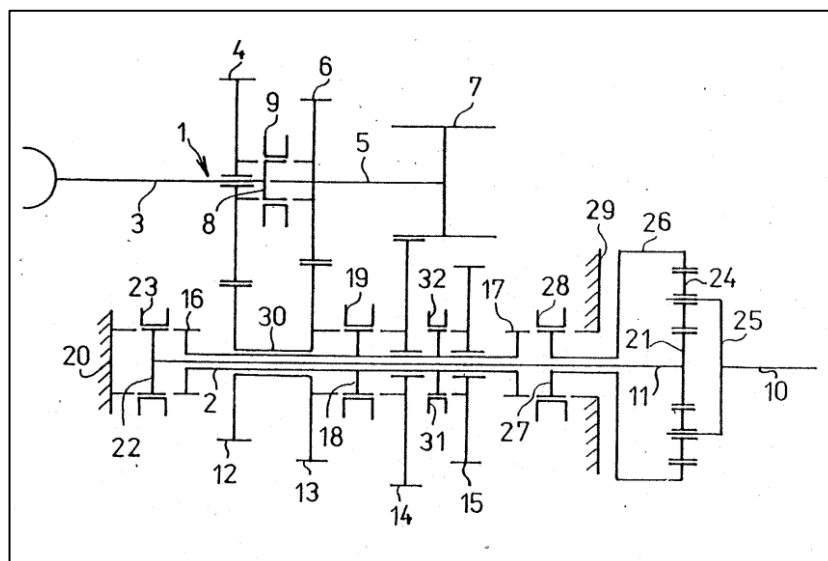


Obrázek 4.1 - Patent 273722 - schéma převodovky [12]

4.2 PATENT 276812 – PŘEVODOVKA PRO MOTOROVÁ VOZIDLA

- Číslo patentu: 276812
- Datum podání: 10.5.1990
- Datum udělení patentu: 24.6.1992
- Majitel: TATRA a. s., 74221 Kopřivnice, Československo

Patent obsahuje návrh převodového ústrojí. Cílem vynálezu je zdokonalení převodovky, snížení materiálové náročnosti na výrobu. Převodovka sestává ze základní převodovky a planetové redukce (třístupňové) [13].

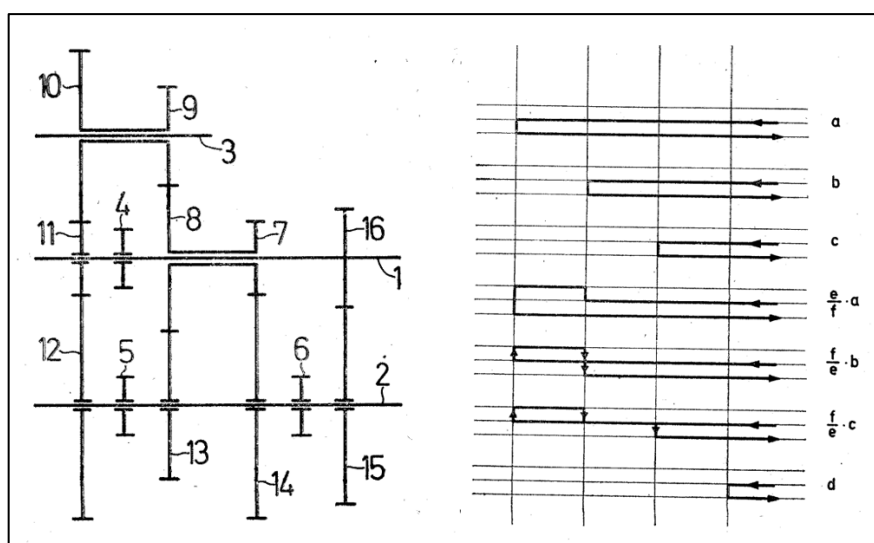


Obrázek 4.2 - Patent 276812 - Schéma převodovky [13]

4.3 PATENT 198174 – ŘADITELNÁ PŘEVODOVKA PRO MOTOROVÁ VOZIDLA

- Číslo patentu: 198174
- Datum podání: 15.9.1975
- Datum udělení patentu: 15.3.1983
- Majitel: FICHTEL & SACHS AG, Spolková republika Německo

V patentu je obsažen návrh převodovky pro motorová vozidla zejména pro motocykly. Převodovka obsahuje 7 rychlostních stupňů za použití pouze 10 ozubených kol. Výrazným plusem této převodovky jsou nízké náklady na výrobu [14].

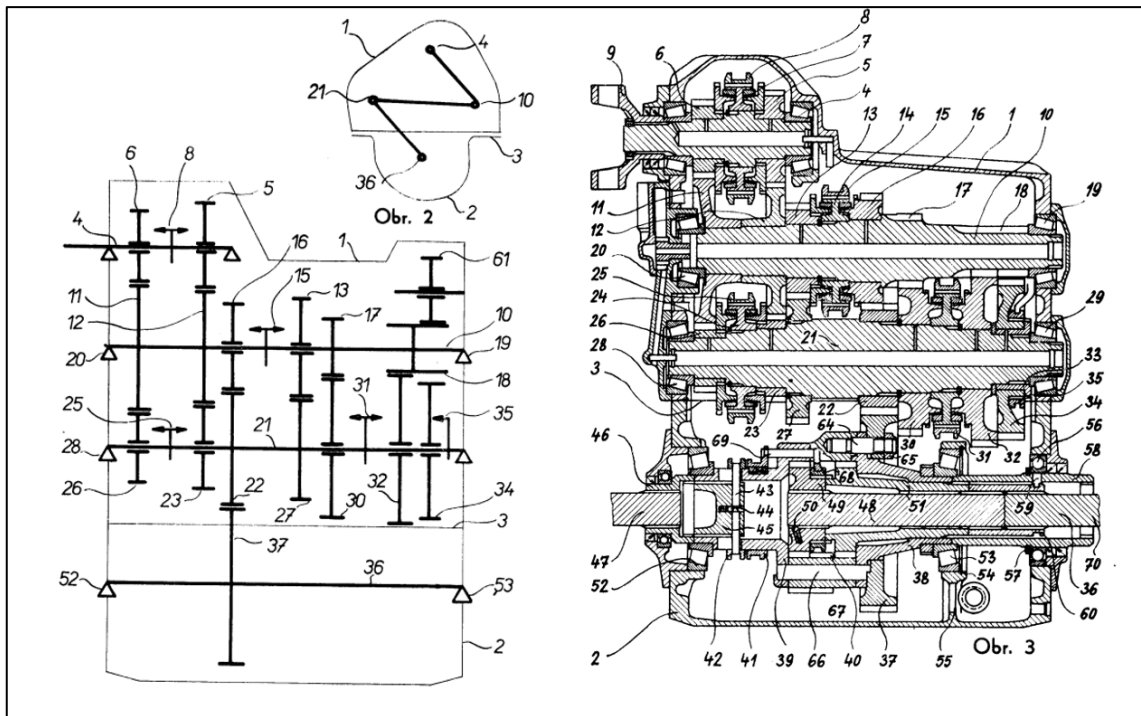


Obrázek 4.3 - Patent 198174 - Schéma převodovky a způsob řazení jednotlivých stupňů [14]

4.4 PATENT 162555 – PŘEVODOVKA SE STUPŇOVITÝM ŘAZENÍM PRO MOTOROVÁ VOZIDLA, ZEJMÉNA PÁTEŘOVÉ KONCEPCE S POHONEM VÍCE NÁPRAV

- Číslo patentu: 162555
- Datum podání: 5.3.1970
- Datum udělení patentu: 15.3.1976
- Majitel: ING. MILAN GALIA, Československo, ING. OLDŘICH RYC, Československo, ING. LADISLAV NEUMAN, Československo

Patent obsahuje provedení a uspořádání převodovky, zejména páteřové koncepce s pohonem více náprav [15].

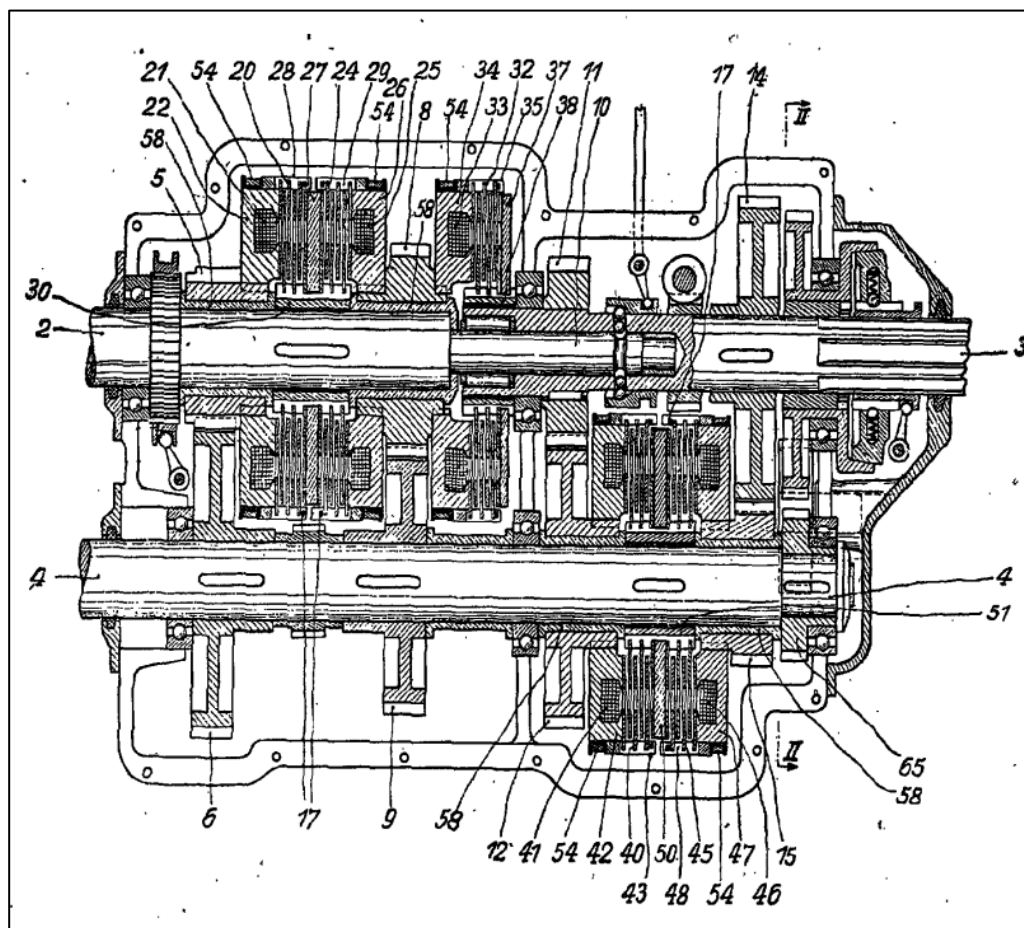


Obrázek 4.4 - Patent 162555 - Schéma a výkres sestavy převodovky [15]

4.5 PATENT 73839 – MECHANICKÁ PŘEVODOVKA S OZUBENÝMI KOLY PRO MOTOROVÁ VOZIDLA, UPRAVENÁ PRO ŠEST RYCHLOSTNÍCH STUPŇŮ PRO JÍZDU DOPŘEDU, UMOŽŇUJÍCÍ PŘÍMÝ PŘEVOD, OPATŘENÁ ELEKTROMAGNETICKÝMI ŘADICÍMI SPOJKAMI

- Číslo patentu: 73839
- Datum podání: 17.5.1939
- Datum udělení patentu: 15.10.1944
- Majitel: FÜR SECHS VORWÄRTSGÄNGE EINGERICHTETES, EINEN DIREKTEN GANG ERMÖGLICHENDES, MIT ELEKTROMAGNETISCHEN SCHALTKUPPLUNGEN VERSEHENES

Patent obsahuje návrh převodovky pro motorová vozidla. Obsahuje 6 rychlostních stupňů a umožňuje přímý přenos 1:1. Přebodovka je opatřena elektromagnetickými řadicími spojkami [16].



Obrázek 4.5 - Patent 73839 - Výkres převodovky [16]

5 PRŮZKUM POTENCIÁLNÍCH ŘEŠENÍ

5.1 POŽADOVANÉ PARAMETRY

Pro návrh takovéto převodovky bylo nutné brát v úvahu obrovský kroutící moment, který je na převodovku vyvíjen, ovšem bylo důležité uvědomit si a zmínit, že tento moment působí jen ve zvláštních případech a převodové ústrojí v extrémních podmínkách pracuje jen zřídka.

Je nutné uvažovat čtrnáct převodových stupňů vpřed a dva převodové stupně vzad, toho nelze docílit jen jedním převodovým ústrojím. Bylo nutné využít tři za sebou jdoucí převody.

5.2 HLAVNÍ PŘEVODY

Všechny převody, kromě převodu C a Z, jsou synchronizovány, aby bylo možné všechny bez problému řadit. Zpětný chod není potřeba synchronizovat, nebylo by dobré převod synchronizovat, převod C také nemusí být synchronizovaný, řadí se za klidu vozidla. Jedná se o speciální převod využívaný v terénu podle potřeby (pomalé jízdy a vyššího

kroutícího momentu). To umožňuje řazení převodu C a Z jednou řadící spojkou. Konstrukce se zjednodušila a konstrukce hlavní převodovky (bez předřazeného převodu) má dvě synchronizační ozubené spojky a jednu spojku bez synchronizace.

Hlavní převodovka (bez předřazeného převodu) má 6 stupňů.

- 1. rychlostní stupeň
- 2. rychlostní stupeň
- 3-5 rychlostní stupeň
- 4-6 rychlostní stupeň
- „C“ rychlostní stupeň (Crawler)
- „Z“ rychlostní stupeň

5.3 PŘEDŘAZENÍ PŘEVOD

Hlavním úkolem předřazeného převodu je zdvojnásobení hlavních převodů. Ovládání předřazeného převodu by bylo jednoduché, Tatra toto ovládání využívá již dlouhou dobu, ovládání je umístěné na řadící páce. Má dvě polohy L (low) nebo H (High) a řadí se elektropneumatikky. Při sešlápnutí spojkového pedálu dojde k automatickému zařazení, pokud systém zaznamená změnu polohy páčky, při předvolbě nebo přímé volbě během sešlápnutí.

Při přidání přídatného převodu došlo ke zvýšení převodů na 12 stupňů vpřed a 2 stupně vzad.

5.4 PŘÍDAVNÝ PŘEVOD

Přídatný převod je umístěn na přídatné převodovce, která nebyla modelována. Je zde jedna synchronizační spojka, pokud systém zaznamená přesun řadící páky do polohy 5 nebo 6, přesune synchronizační spojku na druhé ozubené kolo a opačně, je-li vyřazen převod 5 nebo 6, systém synchronizační spojku přesune zpět.

5.5 SHRUTÍ NÁVRHU

Převodovka, která byla modelována, je ve své podstatě dvouhřídelová, třetí hřídel v hlavní převodovce zde byla vložena kvůli předřazenému převodu. Vstupní hřídel byla uložena na dvě kuželíková ložiska kvůli jejich vysoké životnosti. Čtvrtá hřídel se stará o vložené mezikolo pro zpětný převod.

Hlavních převody byly uloženy na předlohovou hřídel, tu podepírají tři ložiska. O axiální a radiální síly se starají dvě kuželíková ložiska. Třetí válečkové ložisko (axiálně posuvné) přenáší radiální zatížení při zařazených rychlostních stupních C a Z.

Na výstupní hřídeli byla uložena druhá dvojice kol hlavních rychlostních stupňů s potřebnými ozubenými spojkami. Tuto hřídel podepírají opět dvě kuželíková ložiska a jedno ložisko válečkové. Válečkové ložisko zde přenáší zatížení při zařazení rychlostních stupňů od 1 od 6.

Veškeré uložení, princip řazení a uspořádání jednotlivých převodů, je schematicky znázorněno v kapitole 6.3 na obrázku 6.1.

6 VLASTNÍ NÁVRH PŘEVODOVÉHO ÚSTROJÍ

6.1 VOLBA TYPU PŘEVODOVÉHO ÚSTROJÍ

Bylo zvoleno řešení, které obsahuje předvolený převod a následně hlavní převodové ústrojí umístěné v jedné převodové skříní. Za hlavní převodovou skříní je umístěn přídatný převod pro řazení pátého a šestého stupně.

6.2 VSTUPNÍ HODNOTY

Jako vstupní hodnoty nebyly voleny hodnoty maximálního výkonu a kroutícího momentu. Maximálních hodnot výkonu motor dosáhne jen z malé části provozu. Maximální kroutící moment není v provozu z části nikdy využit. Ačkoliv by mohl kroutící moment maximálních hodnot dosáhnout. Trakce mezi koly a terénem neumožní tento přenos v plném potenciálu většinou využít.

Vstupní hodnoty z motoru	
P [kW]	220
n [1/min]	1700
M_k [Nm]	1236

Tabulka 6.1 - Vstupní hodnoty z motoru

Rychlostní stupeň	Počet zubů hnacího kola z_1	Počet zubů hnaného kola z_2	Převodový poměr
<i>H</i>	40	46	1,15
<i>L</i>	30	44	1,47
<i>1</i>	17	44	2,59
<i>2</i>	25	39	1,56
<i>3,5</i>	28	29	1,04
<i>4,6</i>	44	29	0,66
<i>C</i>	14	59	4,21
<i>Z₁</i>	22	34	1,55
<i>Z₂</i>	34	53	1,56

Tabulka 6.2 - Počty zubů jednotlivých kol a převodové poměry jednotlivých stupňů

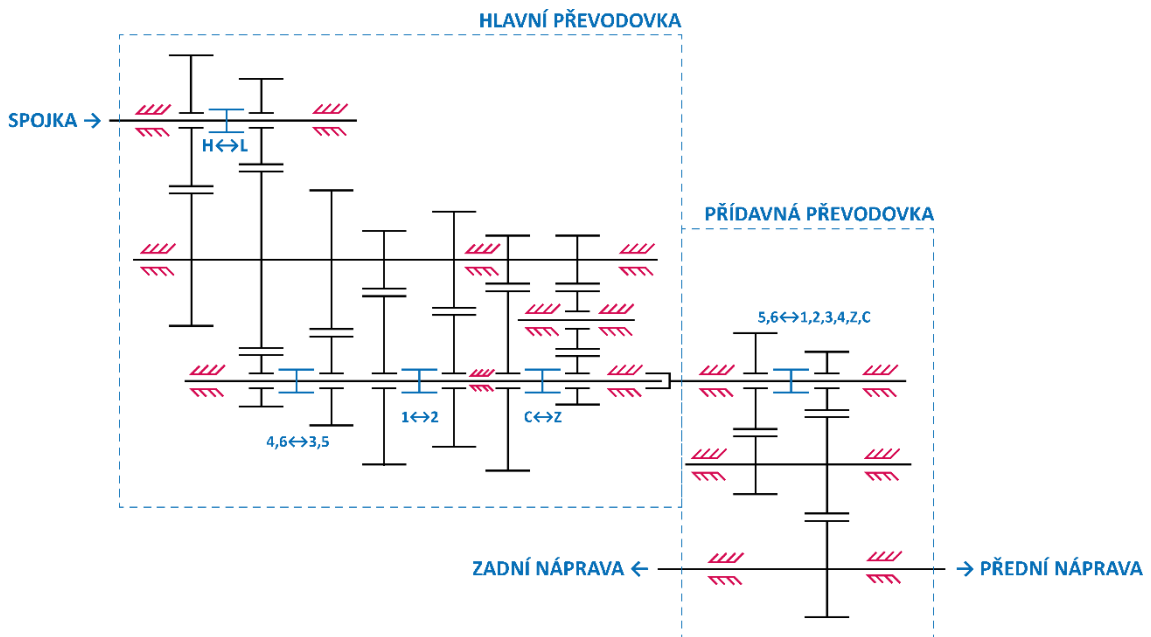
Zařazený převod	Kroutící moment na předlokové hřídeli M_k [Nm]	Otáčky předlokové hřídele [1/min]
<i>H</i>	1421	1478
<i>L</i>	1817	1156

Tabulka 6.3 - Kroutící momenty na předřazeném převodu

Zařazený převod	Kroutící moment na výstupní hřídeli M_k [Nm]		Otáčky výstupní hřídele [1/min]	
	<i>H</i>	<i>L</i>	<i>H</i>	<i>L</i>
Předvolený převod				
<i>1</i>	3681	4705	571	447
<i>2</i>	2217	2834	948	741
<i>3,5</i>	1478	1889	1421	1112
<i>4,6</i>	938	1199	2240	1752
<i>C</i>	5983	7648	351	275
<i>Z</i>	2217	2834	948	741

Tabulka 6.4 - Kroutící momenty na hlavních rychlostních stupních

6.3 SCHÉMA PŘEVODOVKY

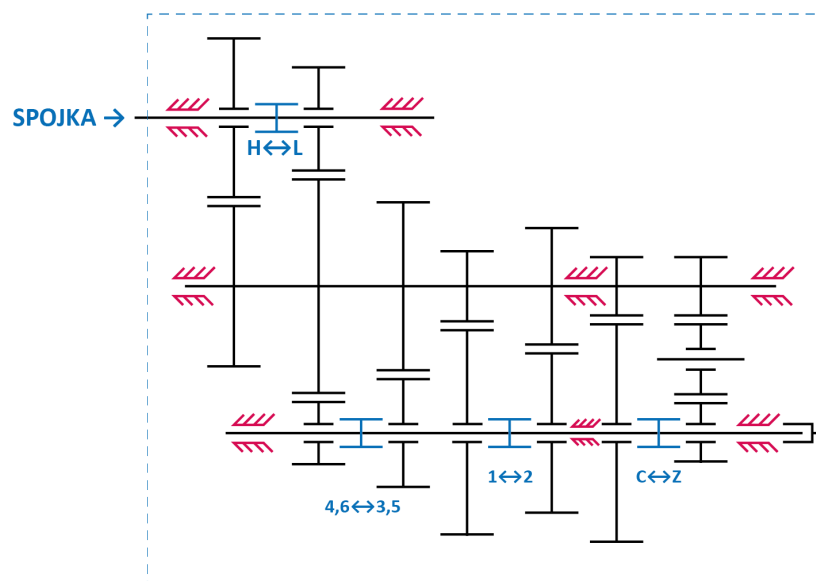


Obrázek 6.1 - Schéma převodovky

Hlavní převodovka je tříhřídelová (vstupní, předloková a výstupní hřídel). Vložené ozubené kolo pro reverzaci (zpětný rychlostní stupeň) se otáčí na čepu, kde má volnou rotaci. Přídavná převodovka, zajišťující řazení 5. a 6. stupně, je tvořena třemi hřídeli. Výstupní hřídel zajišťuje přenos momentu na přední a zadní nápravy.

Celkem tak je schopné převodové ústrojí řadit čtrnáct rychlostních stupňů vpřed a dva rychlostní stupně vzad.

6.3.1 HLAVNÍ PŘEVODOVKA

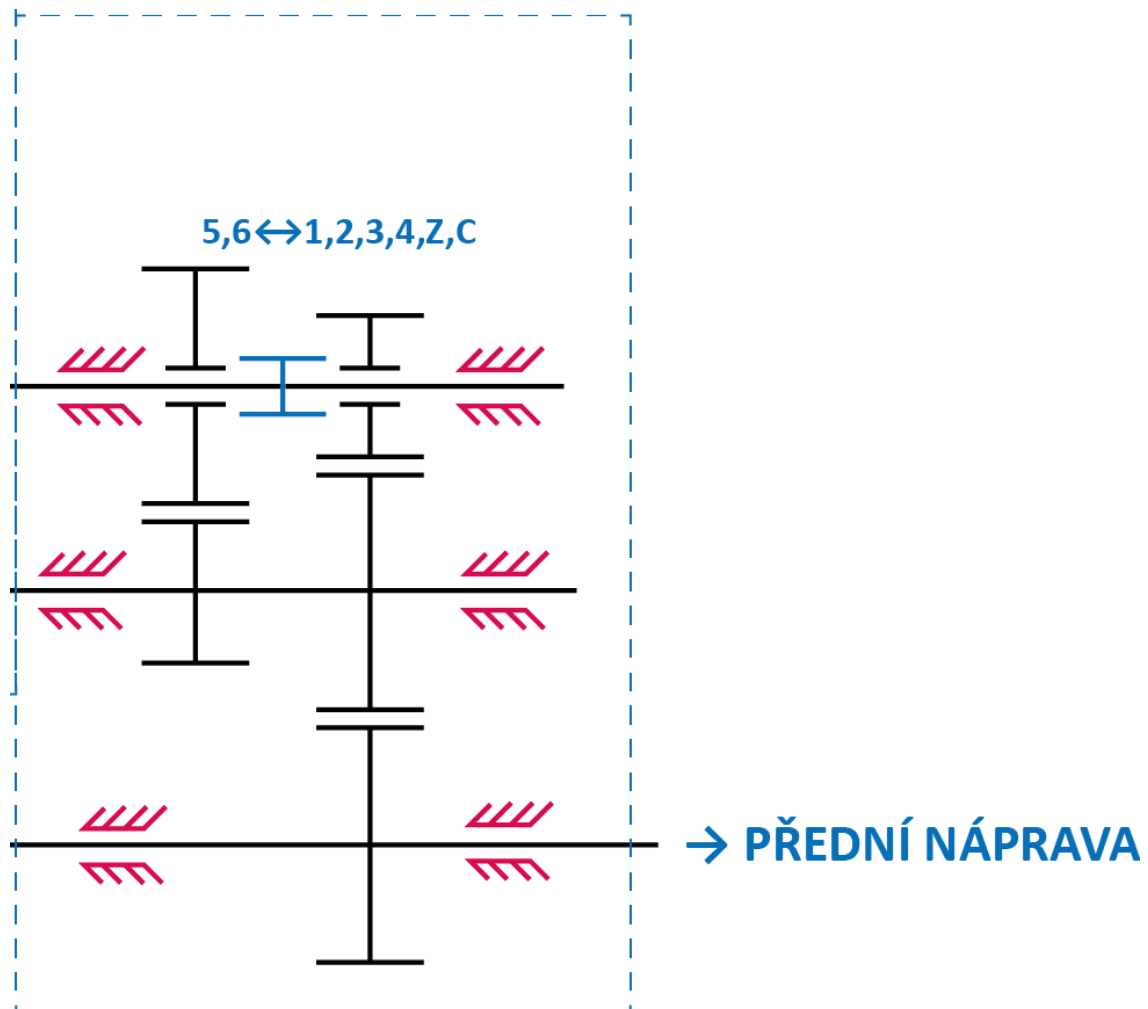


Obrázek 6.2 - Schéma hlavní převodovky

Jak je na schématu vidět, výkon do hlavní převodovky vstupuje ze spojky na vstupní hřídel. Podle zařazeného stupně na předřazeném převodu H („high“) nebo L („low“) je přenášén výkon přes synchronizační spojku na ozubené soukolí, kde je převodovým poměrem násoben kroutící moment (viz níže).

Z hnaného kola ozubeného soukolí H nebo L, které je pevně spojeno s předlohou hřídelí, se přenáší kroutící moment dále do hnacích ozubených kol. Podle zařazeného rychlostního stupně (1-6, Z, C) dochází opět ke změně velikosti kroutícího momentu (a otáček) a přenosu tohoto momentu na výstupní hřídel hlavní převodovky. Hnací kola jsou s předlohou hřídelí pevně spojena.

6.3.2 PŘÍDAVNÁ PŘEVODOVKA



Obrázek 6.3 - Schéma přídavné převodovky

6.4 VOLBA SYNCHRONIZACE

Pro přídatný převod a řazení prvního až šestého převodového stupně byla volena jištěná synchronizace s clonícím kroužkem. Moment z reverzního převodu a převodu Crawler je zajištěn zubovou spojkou bez synchronizace.

7 VÝPOČTOVÁ ZPRÁVA

Část výpočtové zprávy a ukázka výpočtů je uvedena v praktické části tohoto dokumentu. Kompletní výpočtová zpráva je přiložena v příloze.

7.1 POSTUP

7.1.1 MODEL PŘEVODOVKY

1. Návrh a kontrola ozubení
2. Návrh a kontrola hřídelí
3. Kontrola ložisek

7.2 OZUBENÍ

7.2.1 NÁVRH A KONTROLA OZUBENÍ

Všechna ozubení jsou navrhována podle normy ČSN 01 4686, norma obsahuje návrh a kontrolu geometrie ozubených kol. Pevnostní kontrolu proti únavě a statickému a dynamickému zatížení. Materiál, ze kterého budou ozubená kola vyrobena, musí vydržet velký vstupní kroutící moment, který je v převodovce dále násoben.

Pro všechna ozubená kola byl zvolen materiál 14 140. Nejdříve budou kola cementovaná a následně kalená.

7.2.2 PŘEVODOVÝ STUPEŇ H

Ozubené kola	hnací	hnané	ČSN 14 140	
			R_m [MPa]	1130
m [mm]	6		R_e [MPa]	885
z [-]	40	46	J_{HV} [-]	360
i [mm]	1,15		V_{HV} [-]	650
α_n [°]	20		$\sigma_{H\ lim}$ [MPa]	1330
β [°]	12		$\sigma_{F\ lim}$ [MPa]	740

Tabulka 7.1 - Parametry předřazeného soukolí převodu H

7.2.2.1 GEOMETRIE SOUKOLÍ

Šírku ozubení volím $b_w = 50 \text{ mm}$

$$m_t = \frac{m}{\cos \beta} = \frac{6}{\cos 12} = 6,13 \text{ mm} \quad (1)$$

$$d_1 = z_1 * m_t = 40 * 6,13 = 245,36 \text{ mm} \quad (2)$$

$$d_2 = z_2 * m_t = 46 * 6,13 = 282,17 \text{ mm} \quad (3)$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 245,36 + 2 * 6 = 257,36 \text{ mm} \quad (4)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 282,17 + 2 * 6 = 294,17 \text{ mm} \quad (5)$$

$$d_{f1} = d_1 - 2(1,25m_n) = 245,36 - 2(1,25 * 6) = 230,36 \text{ mm} \quad (6)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2(1,25m_n) = 282,17 - 2(1,25 * 6) = 267,17 \text{ mm} \quad (7)$$

$$\alpha_t = \alpha_{tw} = \frac{\alpha_n}{\cos \beta} = \frac{20}{\cos 12} = 20,45^\circ \quad (8)$$

$$d_{b1} = d_1 * \cos \alpha_t = 245,36 * \cos 20,45 = 229,90 \text{ mm} \quad (9)$$

$$d_{b2} = d_2 * \cos \alpha_t = 282,17 * \cos 20,45 = 264,39 \text{ mm} \quad (10)$$

(11)

$$p_t = \pi m_t = \pi * 6,13 = 19,27 \text{ mm} \quad (12)$$

$$p_n = \pi m_n = \pi * 6 = 18,85 \text{ mm} \quad (13)$$

$$s_t = \frac{p_t}{2} = \frac{19,27}{2} = 9,64 \text{ mm} \quad (14)$$

$$p_{tb} = \pi m_t \cos \alpha_t = \pi * 6,13 * \cos 20,45 = 18,06 \text{ mm} \quad (15)$$

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{245,36 + 282,17}{2} = 263,76 \text{ mm} \quad (16)$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - 2a \sin \alpha_{tw}}{2p_{tb}} = 1,67 \quad (17)$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w \sin \beta}{\pi m_n} = \frac{50 \sin 12}{6\pi} = 0,54 \quad (18)$$

Přehledně v tabulce:

Ozubené kola	hnací	hnané
m [mm]	6	
z [-]	40	46
i [mm]	1,15	
α_n [°]	20	
β [°]	12	
m_t [mm]	6,13	
d [mm]	245,36	282,17
d_a [mm]	257,36	294,17
d_f [mm]	230,36	267,17
α_t [mm]	20,45	
d_b [mm]	229,90	264,39
p_t [mm]	19,27	
p_n [mm]	18,85	
a [mm]	263,76	
ε_α [-]	1,67	
ε_β [-]	0,54	
b [mm]	50	

Tabulka 7.2 - Geometrie soukolí H

7.2.2.2 SILOVÉ POMĚRY

$$F_{tH} = \frac{2M_{k1}}{d_1} = \frac{2 * 1236}{245,36} = 10\ 073\ N \quad (19)$$

$$F_{NH} = \frac{F_t}{\cos \alpha} = \frac{10\ 073}{\cos 20} = 10\ 720\ N \quad (20)$$

$$F_{rH} = F_t * \tan \alpha = 10\ 073 * \tan 20 = 3\ 666\ N \quad (21)$$

$$F_{aH} = F_t * \tan \beta = 10\ 073 * \tan 12 = 2\ 141\ N \quad (22)$$

Přehledně v tabulce:

F_t [N]	10 073
F_N [N]	10 720
F_r [N]	3 666
F_a [N]	2 141

Tabulka 7.3 - Silové poměry soukolí H

7.2.2.3 ÚNAVOVÁ ÚNOSNOST V DOTYKU (TVORBA PITTINGŮ)

Dojde k ověření, zda nedojde k progresivnímu poškození povrchu zubů ve formě pittingů

SOUČINITELÉ	
Z_E [-]	190
Z_H [-]	2,5
Z_ε [-]	0,83
K_A [-]	2
$K_{H\beta}$ [-]	1,1
$K_{H\alpha} * K_{Hv}$ [-]	1,2
Z_R [-]	1
$S_{H min}$ [-]	1,3

Tabulka 7.4 - Součinitelé únavové únosnosti v dotyku soukolí H

$$\sigma_{HO} = Z_E Z_H Z_\varepsilon * \sqrt{\frac{F_t}{b_w d_1} \frac{u+1}{u}} = 190 * 2,5 * 0,83 * \sqrt{\frac{10\,073}{50 * 245,36} \frac{1,15+1}{1,15}} \quad (23)$$

$$= 488,5 \text{ MPa}$$

$$K_H = K_A K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{Hv} = 2 * 1,1 * 1,2 = 2,64 \quad (24)$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \sqrt{K_H} = 488,5 * \sqrt{2,64} = 793,67 \text{ MPa} \quad (25)$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H lim} * Z_R}{S_{H min}} = \frac{1330 * 1}{1,3} = 1023 \text{ MPa} \quad (26)$$

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}$$

7.2.2.4 STATICKÁ ÚNOSNOST V DOTYKU

Dojde k ověření, zda nedojde k trvalé deformaci jednorázového působení největšího zatížení a poškození křehkým lomem povrchové vrstvy boku zubu.

$$F_{tmax} = 2,5 * F_t = 2 * 10\ 073 = 25\ 183\ N \quad (27)$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \sqrt{\frac{F_{tmax} K_H}{F_t}} = 488,5 * \sqrt{\frac{25\ 183 * 2,5}{10\ 073}} = 1255\ MPa \quad (28)$$

$$\sigma_{HPmax} = 4 * V_{HV} = 4 * 650 = 2800\ MPa \quad (29)$$

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

7.2.2.5 ÚNAVOVÁ ÚNOSNOST PATY ZUBU V OHYBU

Dojde k ověření, zda nebude docházet k únavovému lomu v oblasti paty zubu

SOUČINITELÉ	
$K_{F\beta}$ [-]	1,1
$K_{F\alpha} * K_{Fv}$ [-]	1,2
Y_{FS}	4,3 4,25
Y_{β}	0,95
S_{Fmin} [-]	1,4

Tabulka 7.5 - Součinitelé únavové únosnosti paty zubu v ohybu soukolí H

$$K_F = K_A K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{Fv} = 2 * 1,1 * 1,2 = 2,64 \quad (30)$$

$$Y_{\varepsilon} = 0,2 + \frac{0,8}{\varepsilon_{\alpha}} = 0,2 + \frac{0,8}{1,67} = 0,68 \quad (31)$$

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t}{b_{wF} * m_n} K_F Y_{FS1} Y_{\beta} Y_{\varepsilon} = \frac{10\ 073}{50 * 6} 2,64 * 4,3 * 0,95 * 0,68 = 246\ MPa \quad (32)$$

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t}{b_{wF} * m_n} K_F Y_{FS1} Y_{\beta} Y_{\varepsilon} = \frac{10\ 073}{50 * 6} 2,64 * 4,3 * 0,95 * 0,68 = 246\ MPa \quad (33)$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_F \lim}{S_F} = \frac{740}{1,4} = 529\ MPa \quad (34)$$

$$\sigma_{F1}, \sigma_{F2} \leq \sigma_{FP}$$

7.2.2.6 STATICKÁ BEZPEČNOST V OHYBU

Dojde k ověření, zda působením největšího zatížení nedošlo k trvalé deformaci, či ke vzniku trhlin v oblasti paty zubu, nebo ke křehkému lomu zubu.

$$\sigma_{F1max} = \sigma_{F1} \frac{F_{tmax}}{F_t} = 246 * \frac{25\,183}{10\,073} = 615 \text{ MPa} \quad (35)$$

$$\sigma_{F2max} = \sigma_{F2} \frac{F_{tmax}}{F_t} = 244 * \frac{25\,183}{10\,073} = 610 \text{ MPa} \quad (36)$$

$$\sigma_{FSt} = 2,5 * \sigma_{F\,lim} = 2,5 * 740 = 1\,850 \text{ MPa} \quad (37)$$

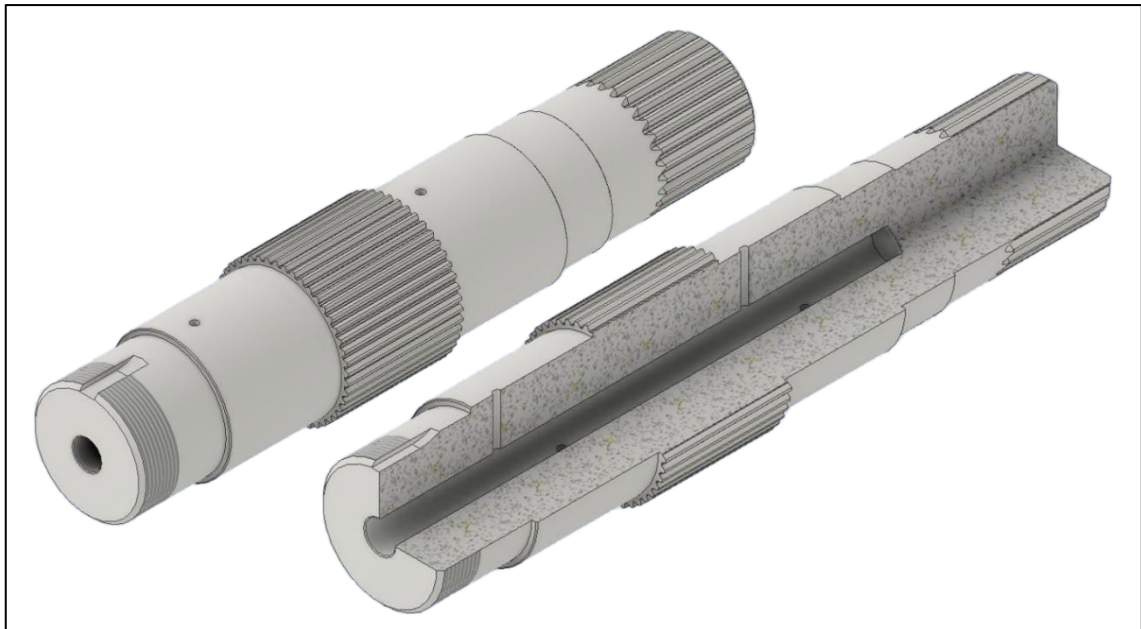
$$\sigma_{FPmax} = 0,8 * \sigma_{FSt} = 0,8 * 1850 = 1\,480 \text{ MPa} \quad (38)$$

$$\sigma_{F1max}, \sigma_{F2max} \leq \sigma_{FPmax}$$

7.3 HŘÍDELE

7.3.1 NÁVRH A KONTROLA VSTUPNÍ HŘÍDELE

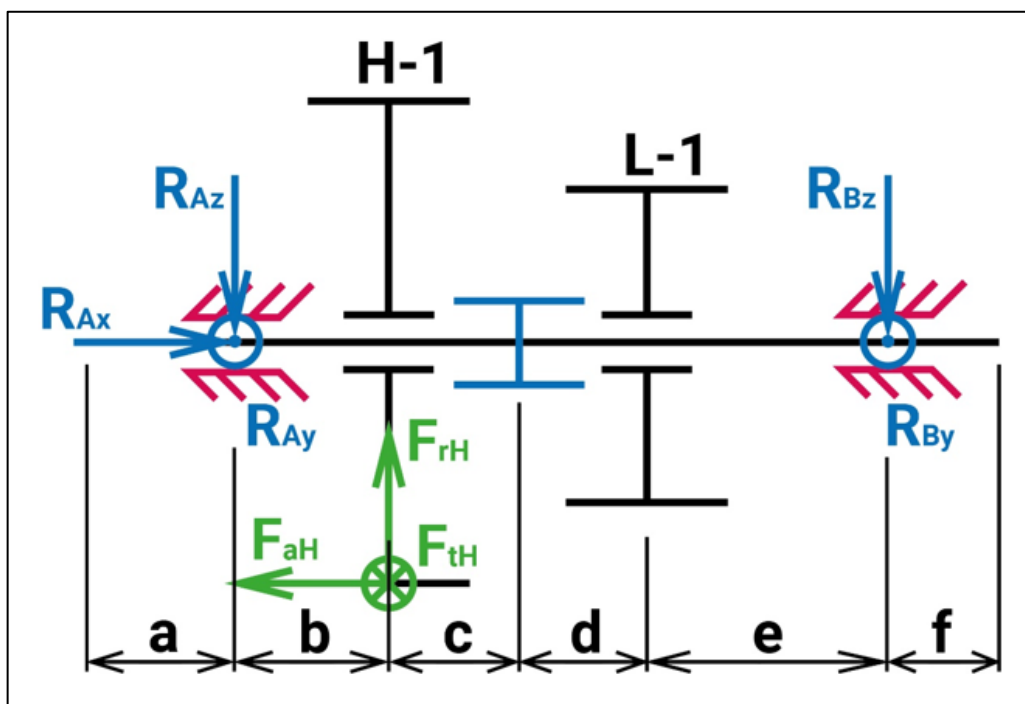
První kontrola byla provedena na vstupní hřídeli. Hřídel je vyrobena z oceli 12 050.1. Na obrázku 7.1 lze vidět návrh hřídele.



Obrázek 7.1 - Návrh vstupní hřídele

Na dalším obrázku (obr. 7.2) jsou zobrazeny silové účinky na vstupní hřídel při zařazení předřazeného převodu H.

7.3.1.1 REAKCE V LOŽISKÁCH



Obrázek 7.2 - Schéma silových účinků na vstupní hřídeli

Vstupní hodnoty pro výpočet					
a [mm]	b [mm]	c [mm]	d [mm]	e [mm]	f [mm]
93,5	41	74	63,5	38,5	31,5
F_{aH} [N]	2 142				
F_{tH} [N]	10 074				
F_{rH} [N]	3 667				
r_H [mm]	122,68				

Tabulka 7.6 - Vstupní hodnoty pro kontrolu vstupní hřídele

Podle schématu na obrázku 7.2 byly sestaveny rovnice rovnováhy a momentové rovnice pro výpočet reakčních sil v ložiscích.

Rovnice rovnováhy:

$$R_{Ax} = F_{aH} \quad (38)$$

$$R_{Ay} + R_{By} = F_{tH} \quad (39)$$

$$R_{Az} + R_{Bz} = F_{rH} \quad (40)$$

Momentové rovnice rovnováhy:

$$F_{tH} * r_H = M_{k1} \quad (41)$$

$$F_a * r_H + R_{Bz} * (b + c + d + e) - F_{rH} * b = 0 \quad (42)$$

$$F_a * r_H + R_{Bz} * (b + c + d + e) - F_{rH} * b = 0 \quad (43)$$

Z rovnic rovnováhy bylo potřeba vyjádřit veškeré neznámé, kterými byly reakce v ložiscích. Do vztahů po vyjádření poté lze dosadit.

Upravené rovnice rovnováhy na vztahy pro výpočet reakcí s dosazenými hodnotami:

$$R_{Ax} = F_{aH} = 2142 \text{ N} \quad (44)$$

$$R_{Bz} = \frac{F_{rH} * b - F_{aH} * r_H}{b + c + d + e} = \frac{3667 * 41 - 2142 * 122,68}{41 + 74 + 63,5 + 38,5} = -518 \text{ N} \quad (45)$$

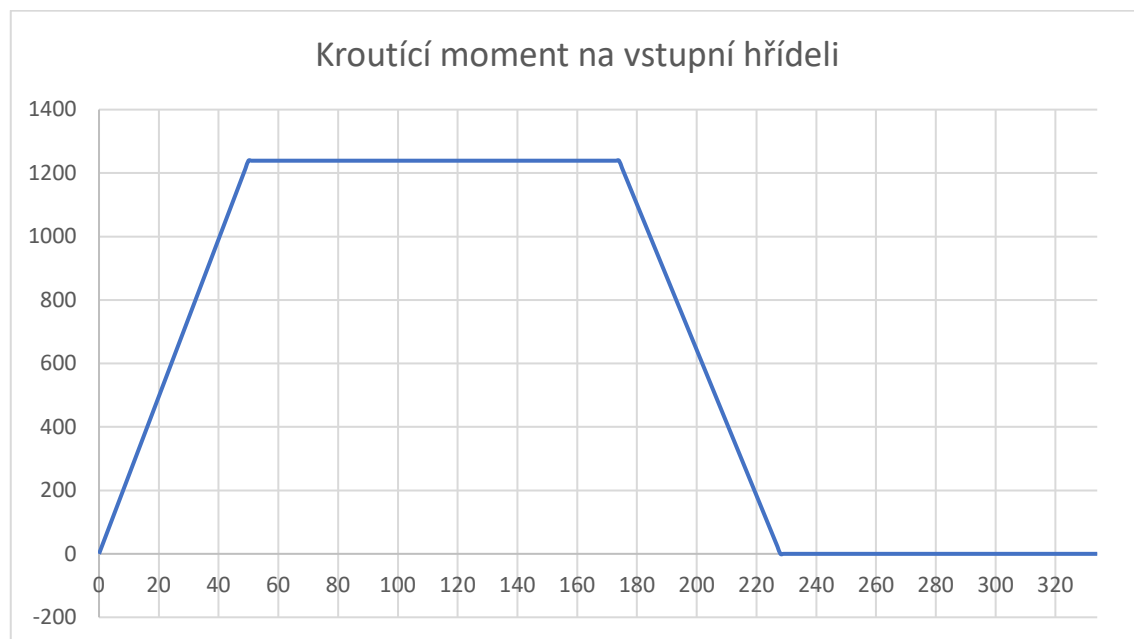
$$R_{By} = \frac{F_{tH} * b}{b + c + d + e} = \frac{10\,074 * 41}{41 + 74 + 63,5 + 38,5} = 1\,904 \text{ N} \quad (46)$$

$$R_{Ay} = F_t - R_{By} = 10\,074 - 1\,904 = 8\,170 \text{ N} \quad (47)$$

$$R_{Az} = F_{rH} - R_{Bz} = 3667 - (-518) = -3149 \text{ N} \quad (48)$$

7.3.1.2 KROUTÍCÍ MOMENT

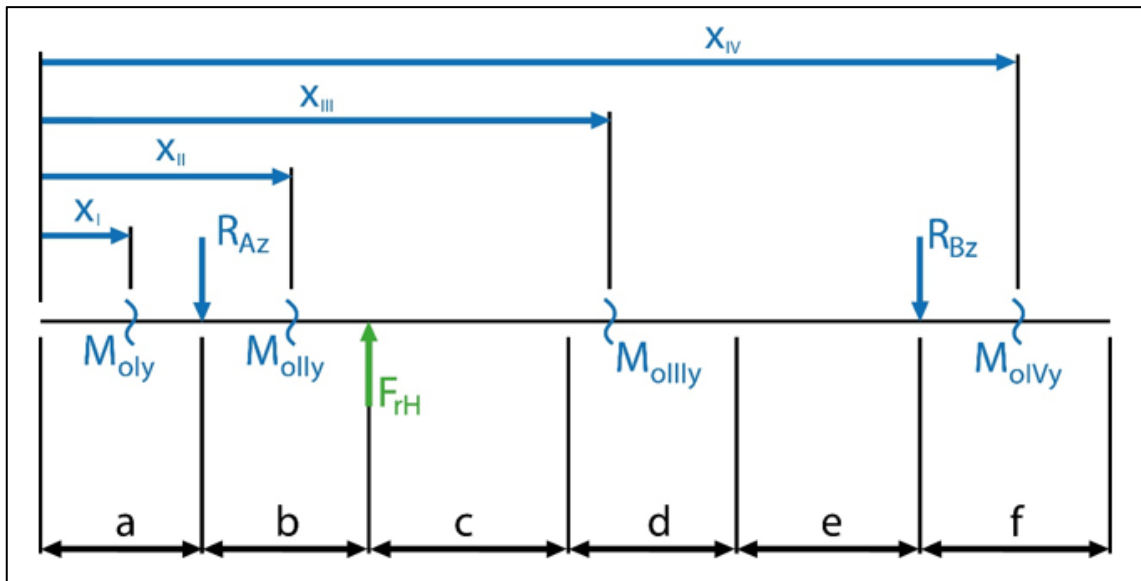
Velikost momentu udává moment vstupující ze spojky na vstupní drážkování hřídele. Kroutící moment působí od drážkování vstupu hřídele po drážkování, na kterém je uložen synchron.



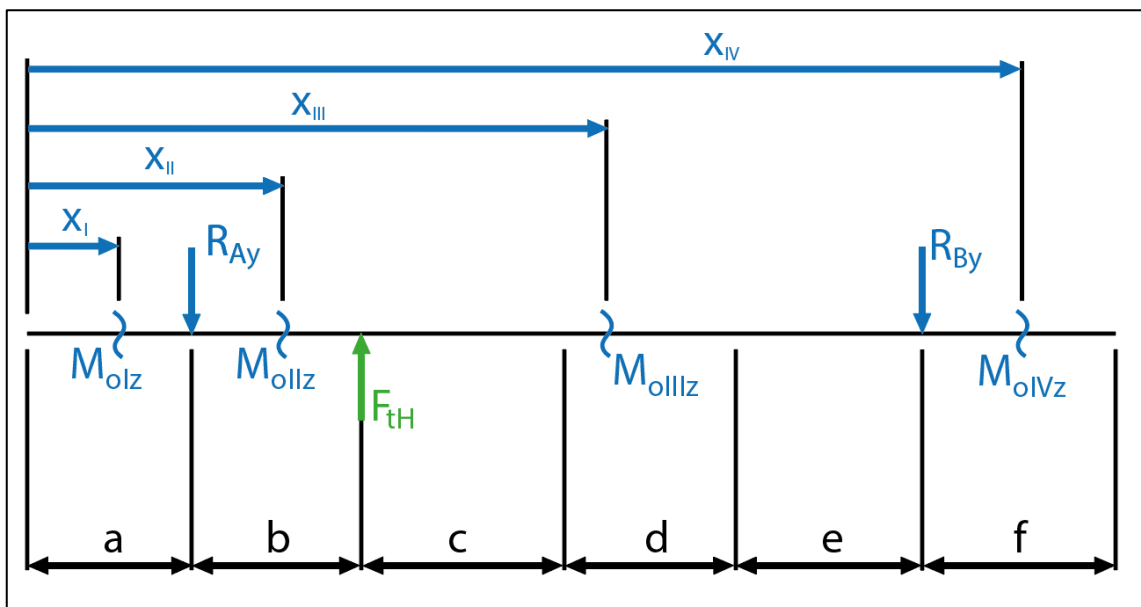
Graf 7.1 - Průběh kroutícího momentu na vstupní hřídeli

7.3.1.3 OHYBOVÝ MOMENT

Pro určení ohybového momentu slouží metoda myšleného řezu, kdy se hřídel rozdělí na pomyslné řezy na intervalech. Začátek a konec intervalu se zavádí tam, kde dochází ke změně v silovém působení. Vstupní hřídel byla rozdělena na 4 intervaly (viz obr. 7.3).



Obrázek 7.3 – Silové účinky ve směru osy y



Obrázek 7.4 - Silové účinky kolem osy z

V každém intervalu byl proveden řez, do řezu byl vložen obecný moment M_{oi} , kde i vyjadřuje číslo intervalu od I do IV. Metoda byla provedena pro výpočet ohybového momentu kolem osy y a osy z. Stejnou metodou byla řešena vstupní hřídel, při zařazeném převodu L dojde ovšem k přemístění sil působící mezi zuby soukolí na převod L a tím k posunutí konce 2. a začátku 3. intervalu na střed ozubení L.

Kolem osy y:

$$M_{oly} = 0 * x_I \quad (48)$$

$$M_{olIy} = R_{Az} * (x_{II} - a) \quad (49)$$

$$M_{oIIIy} = R_{Az} * (x_{III} - a) - F_{tH} * (x_{III} - (a + b)) \quad (50)$$

$$M_{oIVy} = 0 * (x_{IV}) \quad (51)$$

Kolem osy z:

$$M_{oIz} = 0 * x_I \quad (52)$$

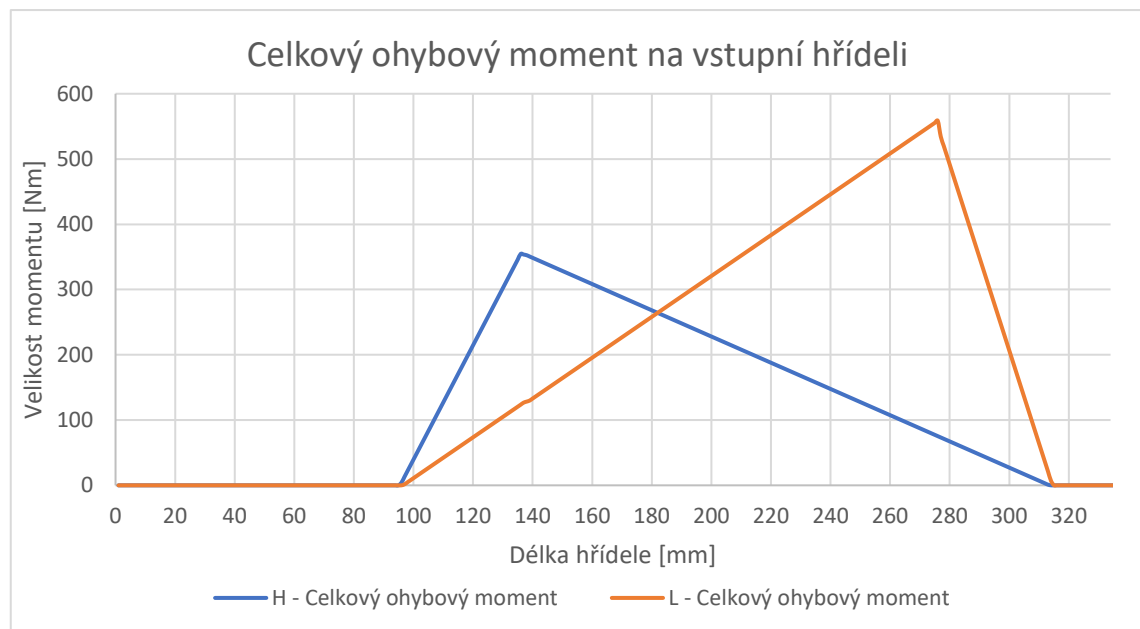
$$M_{oIIz} = R_{Ay} * (x_{II} - a) \quad (53)$$

$$M_{oIIIz} = R_{Ay} * (x_{III} - a) - F_{tH} * (x_{III} - (a + b)) \quad (54)$$

$$M_{oIVz} = 0 * (x_{IV}) \quad (55)$$

Průběh celkového momentu získaný pomocí Pythagorovy věty je zobrazen v grafu 7.2.

$$M_o = \sqrt{M_{oy}^2 + M_{oz}^2} \quad (56)$$



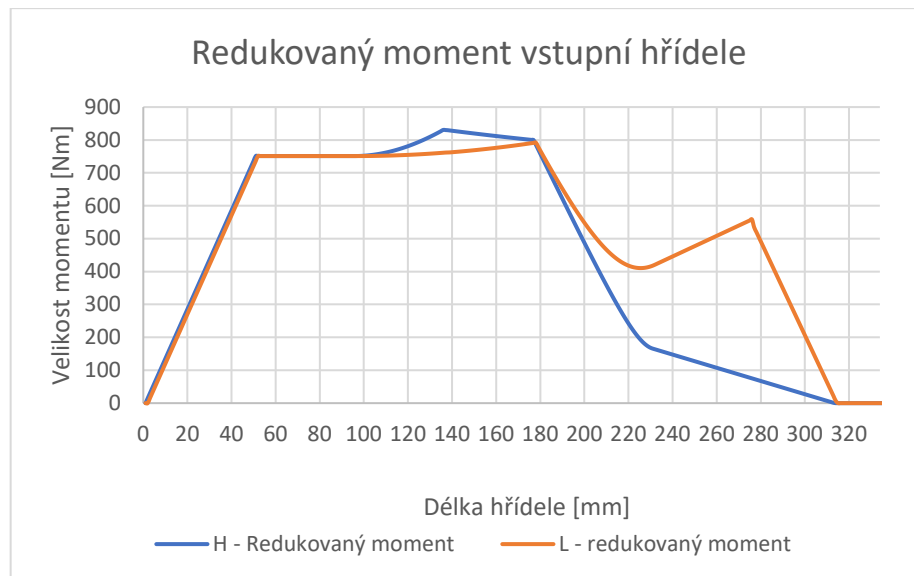
Graf 7.2 - Celkový ohybový moment na vstupní hřídeli

7.3.1.4 REDUKOVANÝ OHYBOVÝ MOMENT

Redukovaný ohybový moment lze určit z celkového ohybového momentu a momentu kroutícího, podle hypotézy HMH, průběh redukovaného ohybového momentu je zobrazen v grafu 7.3.

$$M_{ored} = \sqrt{M_o^2 + 0,75 * (\alpha_B * M_k)^2} \quad (57)$$

Kde Bachův opravný součinitel $\alpha_B = 0,7$ má takovou hodnotu, je-li uvažováno střídavé zatížení ohybem a mívivé zatížení krutem.



Graf 7.3 - Redukované napětí na vstupní hřídeli

7.3.1.5 BEZPEČNOST HŘÍDELE PŘI STATICKÉM NAMÁHÁNÍ

Kontrola bezpečnosti byla provedena na různých průřezích hřídele. Jednotlivé pozice průřezů lze vidět na obr 7.5. Minimální požadovaná bezpečnost musí dosahovat hodnoty alespoň 2,5. Průběh redukovaného napětí, potřebného pro výpočet bezpečnosti jednotlivých průřezů, je zobrazeno v grafu 7.4.

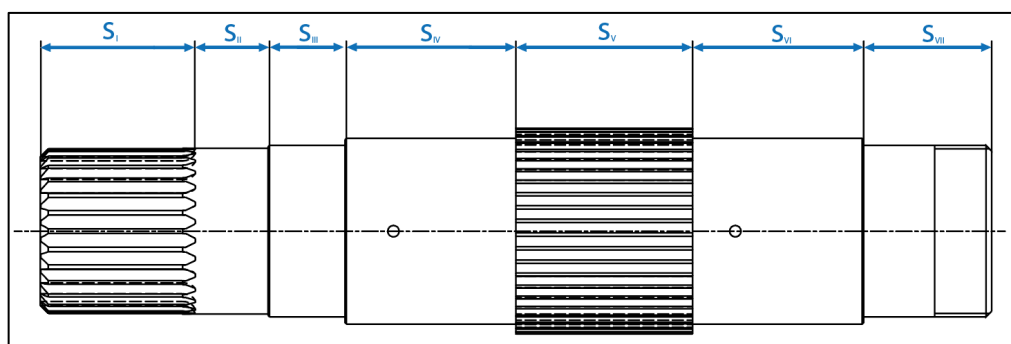
Samotné redukované napětí je vyjádřeno vztahem

$$\sigma_{red} = \frac{M_{O red}}{W_o} \quad (58)$$

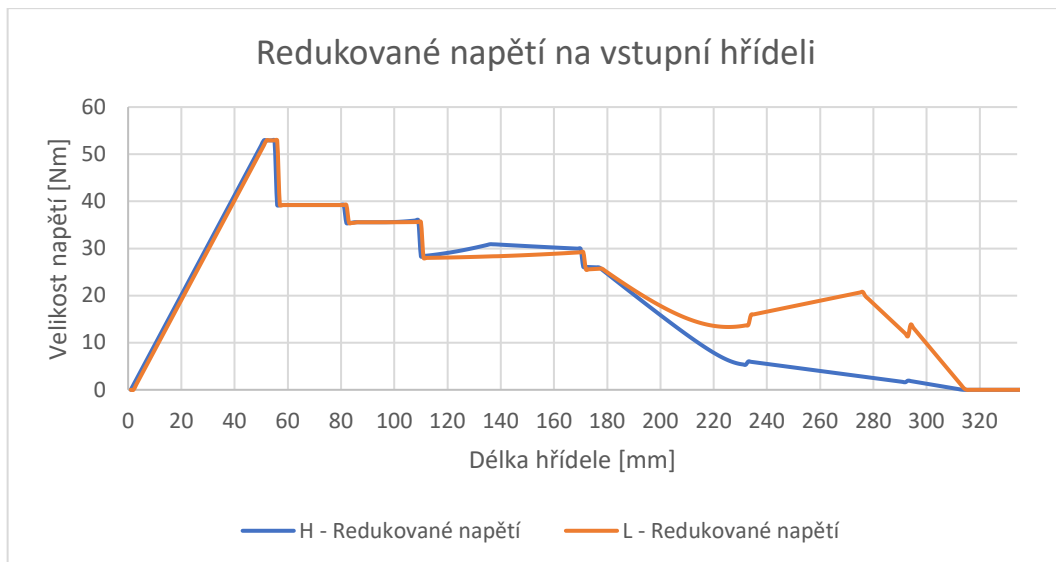
Kde

$$W_o = \frac{\pi}{32} * \frac{D^4 - d^4}{D} \quad (59)$$

Uvedený vztah je platný pro mezikruží, kde D je vnější průměr hřídele a d určuje průměr díry v hřídeli. Nemá-li hřídel díru uvnitř. Je $d = 0$.

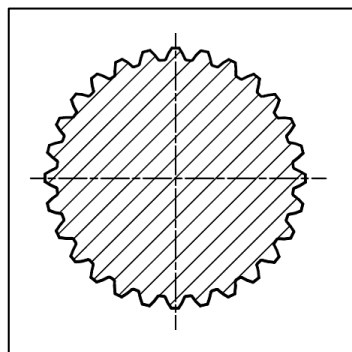


Obrázek 7.5 - Pozice průřezů pro kontrolu statického namáhání vstupní hřídele



Graf 7.4 - Redukované napětí na vstupní hřídeli

KONTROLA PRŮŘEZU S_I



Obrázek 7.6 - Průřez S_I

Jako průměr D je zde určen plný průměr hřídele.

Aby průřez hřídele vyhovoval, musí platit, následující vztah.

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{dov} \quad (60)$$

kde

$$\sigma_{red I} = 52,93 \text{ MPa} \quad (61)$$

$$\sigma_{dov I} = 280 \text{ MPa} \quad (62)$$

Doporučená hodnota bezpečnosti je $k_{min} = 2,5$ v našem případě je součinitel bezpečnosti:

$$k = \frac{\sigma_{dov I}}{\sigma_{red I}} = \frac{280}{52,93} = 5,29 \quad (63)$$

Součinitel bezpečnosti pro průřez S_I vyhovuje.

DRÁŽKOVÁNÍ PRŮŘEZU S_I

Bylo potřeba také zkontrolovat drážkování proti otláčení na průřezu S_I . Velikost drážkování je 58x2x9g ČSN 01 4952.

Vstupní výpočty pro výpočet drážkování	
p_D [MPa]	120
M_k [Nm]	1236
l [mm]	50
D_s [mm]	57
h [mm]	1,5
K [-]	0,5
i [-]	28

Tabulka 7.7 - Vstupní hodnoty pro výpočet drážkování

Podmínkou pro ověření drážkování je

$$p \leq p_D \quad (64)$$

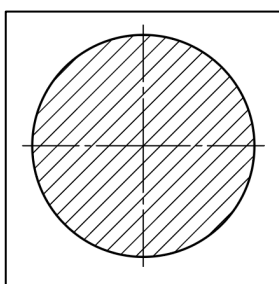
Kde

$$p = \frac{2 * M_k}{D_s * l * h * K * i} = \frac{2 * 1239}{57 * 50 * 1,5 * 0,5 * 28} = 41 \text{ MPa} \quad (65)$$

$$p_D = 120 \text{ MPa} \quad (66)$$

Drážkování hřídele pro přenos momentu vyhovuje.

KONTROLA PRŮŘEZU S_{II}



Obrázek 7.7 - Průřez S_{II}

Aby průřez hřídele vyhovoval, musí platit, následující vztah.

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{dov} \quad (67)$$

kde

$$\sigma_{red II} = 39,21 \text{ MPa} \quad (68)$$

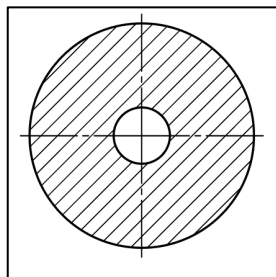
$$\sigma_{dov II} = 280 \text{ MPa} \quad (69)$$

Doporučená hodnota bezpečnosti je $k_{min} = 2,5$ v našem případě je součinitel bezpečnosti:

$$k = \frac{\sigma_{dov II}}{\sigma_{red II}} = \frac{280}{39,21} = 7,14 \quad (70)$$

Součinitel bezpečnosti pro průřez S_{II} vyhovuje.

KONTROLA PRŮŘEZU S_{III}



Obrázek 7.8 - Průřez S_{III}

Aby průřez hřídele vyhovoval, musí platit následující vztah.

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{dov} \quad (71)$$

Kde

$$\sigma_{red III} = 36 \text{ MPa} \quad (72)$$

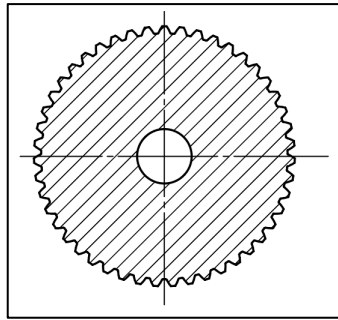
$$\sigma_{dov III} = 280 \text{ MPa} \quad (73)$$

Doporučená hodnota bezpečnosti je $k_{min} = 2,5$ v našem případě je součinitel bezpečnosti:

$$k = \frac{\sigma_{dov III}}{\sigma_{red III}} = \frac{280}{36} = 7,78 \quad (74)$$

Součinitel bezpečnosti pro průřez S_{III} vyhovuje.

KONTROLA PRŮŘEZU S_{IV}



Obrázek 7.9 - Průřez S_{IV}

Jako průměr D je zde určen plný průměr hřídele

Aby průřez hřídele vyhovoval, musí platit následující vztah.

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{dov} \quad (75)$$

kde

$$\sigma_{red IV} = 26,1 \text{ MPa} \quad (76)$$

$$\sigma_{dov IV} = 280 \text{ MPa} \quad (77)$$

Doporučená hodnota bezpečnosti je $k_{min} = 2,5$ v našem případě je součinitel bezpečnosti:

$$k = \frac{\sigma_{dov IV}}{\sigma_{red IV}} = \frac{280}{26,1} = 10,73 \quad (78)$$

Součinitel bezpečnosti pro průřez S_{IV} vyhovuje.

DRÁŽKOVÁNÍ PRŮŘEZU S_{IV}

Bylo potřeba také zkontrolovat drážkování proti otláčení na průřezu S_{IV} . Velikost drážkování je 72x1,5x9g ČSN 01 4952.

Vstupní výpočty pro výpočet drážkování	
p_D [MPa]	120
M_k [Nm]	1236
l [mm]	62
D_s [mm]	70
h [mm]	1,5
K [-]	0,5
i [-]	72

Tabulka 7.8 - Vstupní hodnoty pro výpočet drážkování

Podmínkou pro ověření drážkování je

$$p \leq p_D \quad (79)$$

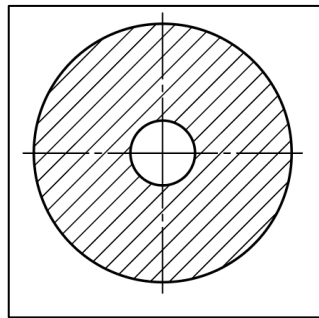
kde

$$p = \frac{2 * M_k}{D_s * l * h * K * i} = \frac{2 * 1239}{70 * 62 * 1,5 * 0,5 * 46} = 16,5 \text{ MPa} \quad (80)$$

$$p_D = 120 \text{ MPa} \quad (81)$$

Drážkování hřídele pro přenos momentu vyhovuje.

KONTROLA PRŮŘEZU S_V



Obrázek 7.10 - Průřez S_V

Aby průřez hřídele vyhovoval, musí platit následující vztah.

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{dov} \quad (82)$$

kde

$$\sigma_{red V} = 20,8 \text{ MPa} \quad (83)$$

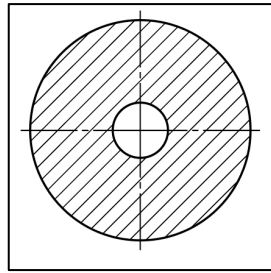
$$\sigma_{dov V} = 280 \text{ MPa} \quad (84)$$

Doporučená hodnota bezpečnosti je $k_{min} = 2,5$ v našem případě je součinitel bezpečnosti:

$$k = \frac{\sigma_{dov V}}{\sigma_{red V}} = \frac{280}{20,8} = 13,46 \quad (85)$$

Součinitel bezpečnosti pro průřez S_V vyhovuje.

KONTROLA PRŮŘEZU S_{VI}



Obrázek 7.11 - Průřez S_{VI}

Aby průřez hřídele vyhovoval, musí platit následující vztah.

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{dov} \quad (86)$$

Kde

$$\sigma_{red VI} = 20,8 \text{ MPa} \quad (87)$$

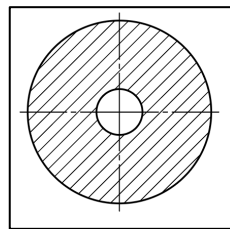
$$\sigma_{dov VI} = 280 \text{ MPa} \quad (88)$$

Doporučená hodnota bezpečnosti je $k_{min} = 2,5$ v našem případě je součinitel bezpečnosti:

$$k = \frac{\sigma_{dov VI}}{\sigma_{red VI}} = \frac{280}{20,8} = 13,46 \quad (89)$$

Součinitel bezpečnosti pro průřez S_{VI} vyhovuje.

KONTROLA PRŮŘEZU S_{VII}



Obrázek 7.12 - Průřez S_{VII}

Aby průřez hřídele vyhovoval, musí platit následující vztah.

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{dov} \quad (90)$$

Kde

$$\sigma_{red VII} = 13,9 \text{ MPa} \quad (91)$$

$$\sigma_{dov VII} = 280 \text{ MPa} \quad (92)$$

Doporučená hodnota bezpečnosti je $k_{min} = 2,5$ v našem případě je součinitel bezpečnosti:

$$k = \frac{\sigma_{dov VII}}{\sigma_{red VII}} = \frac{280}{13,9} = 20,15 \quad (93)$$

Součinitel bezpečnosti pro průřez S_{VII} vyhovuje.

VYHODNOCENÍ BEZPEČNOSTI PŘI NAMÁHÁNÍ VSTUPNÍ HŘÍDELE

Všechny průřezy vstupní hřídele mají vyšší součinitel bezpečnosti, než je minimální požadovaná životnost. Tlak působící na drážkování vstupní hřídele pro přenos momentu, je ve všech případech menší než maximální dovolený tlak.

7.4 LOŽISKA

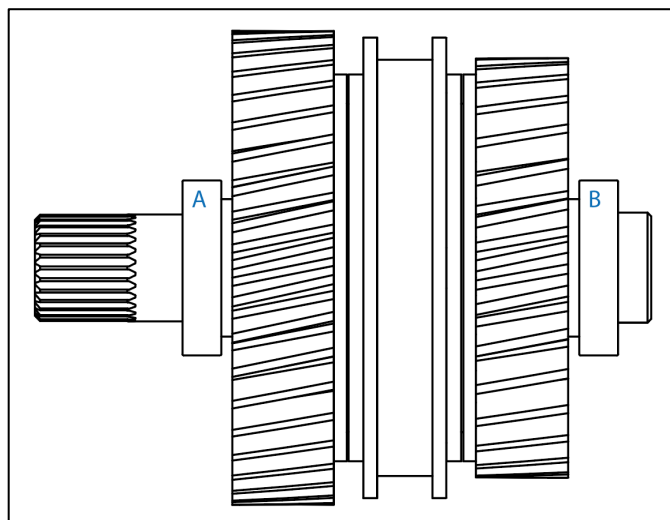
Na výpočet únosnosti ložisek je nutné znát reakce v ložiskách (podporách). Reakce jsou známy z kontrolních výpočtů hřídelí. Na ložiska působí díky šikmým ozubením jak radiální, tak i axiální síly.

Minimální trvanlivost ložisek byla volena tak, aby konstruovaná převodovka mohla dosáhnout životnosti 400 000 najetých kilometrů. Bylo uvažováno s průměrnou rychlostí vozidla za jeho existenci 45 km/h. Životnost jednoho ložiska musí být tedy

$$L_{10h min} = 8900 \text{ h} \quad (94)$$

7.4.1 LOŽISKA VSTUPNÍ HŘÍDELE

Pro uložení vstupní hřídele byla využita 2 kuželíková ložiska orientována čely k sobě.



Tabulka 7.9 - Umístění ložisek na vstupní hřídeli

7.4.1.1 LOŽISKO A

Pro výpočet ložiska bylo využito zatížení při zařazení převodového stupně H, jelikož na ložisko v tomto případě působí vyšší radiální zatížení a srovnatelné axiální zatížení s převodovým stupněm L. Použito bylo kuželíkové ložisko s označením 33012 parametry tohoto ložiska jsou zobrazeny v tabulce níže.

Ložisko A	
d [mm]	60
D [mm]	95
T [mm]	27
C [N]	91 300
C_o [N]	143 000

Tabulka 7.10 - Parametry ložiska A

Vstupní hodnoty pro výpočet ložiska	
F_r [N]	8756
F_a [N]	2142
n [1/min]	1700

Tabulka 7.11 - Vstupní hodnoty pro výpočet ložiska A

Nejdříve bylo potřeba vypočítat ekvivalentní statické zatížení, pro dané kuželíkové ložisko se vypočítá ze vztahu

$$P_o = F_r = 8756 \text{ N} \quad (95)$$

Statická bezpečnost je poté

$$s_o = \frac{C_o}{P_o} = \frac{143\,000}{8756} = 16,3 \quad (96)$$

Nejnižší statická bezpečnost je doporučována 2,5. Toto ložisko teda s velkou rezervou vyhovuje.

Dále bylo potřeba zkontrolovat trvanlivost ložiska, pro výpočet trvanlivosti ložiska je zapotřebí vypočítat ekvivalentní dynamické zatížení. To bylo získáno z následujícího vztahu

$$P = F_r = 8756 \text{ N} \quad (97)$$

Trvanlivost ložiska je poté, kde $p = 10/3$

$$L_{h10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p * \frac{10}{60n} = \left(\frac{91\,300}{8756}\right)^{\frac{10}{3}} * \frac{10^6}{60 * 1700} = 24\,282 \text{ hod} \quad (98)$$

$$L_{h10 \text{ min}} \leq L_{h10}$$

Trvanlivost ložiska je vyšší než minimální trvanlivost. Ložisko vyhovuje.

7.4.1.2 LOŽISKO B

Pro výpočet ložiska bylo využito zatížení při zařazení převodového stupně L, jelikož na ložisko v tomto případě působí vyšší radiální zatížení. Použito bylo kuželíkové ložisko s označením 33012 parametry tohoto ložiska jsou zobrazeny v tabulce níže.

Ložisko B	
d [mm]	60
D [mm]	95
T [mm]	27
C [N]	91 300
C_o [N]	143 000

Tabulka 7.12 - Parametry ložiska B

Vstupní hodnoty pro výpočet ložiska	
F_r [N]	9796
F_a [N]	0
n [1/min]	1700

Tabulka 7.13 - Vstupní hodnoty pro výpočet ložiska B

Nejdříve bylo potřeba vypočítat ekvivalentní statické zatížení, pro dané kuželíkové ložisko se vypočítá ze vztahu

$$P_o = F_r = 9796 \text{ N} \quad (99)$$

Statická bezpečnost je poté, kde

$$s_o = \frac{C_o}{P_o} = \frac{143\,000}{9796} = 14,6 \quad (100)$$

Nejnižší statická bezpečnost je doporučována 2,5. Toto ložisko teda s velkou rezervou vyhovuje.

Dále bylo potřeba zkontrolovat trvanlivost ložiska, pro výpočet trvanlivosti ložiska je zapotřebí vypočítat ekvivalentní dynamické zatížení. To bylo získáno z následujícího vztahu

$$P = F_r = 9796 \text{ N} \quad (101)$$

Trvanlivost ložiska je poté, kde $p = 10/3$

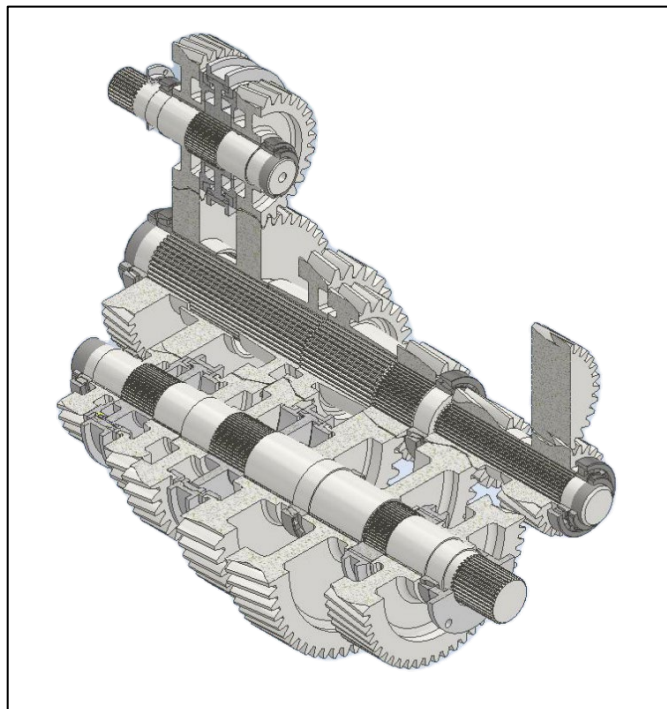
$$L_{h10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p * \frac{10}{60n} = \left(\frac{91\,300}{9796}\right)^{\frac{10}{3}} * \frac{10^6}{60 * 1700} = 16\,704 \text{ hod} \quad (102)$$

$$L_{h10 \text{ min}} \leq L_{h10}$$

Trvanlivost ložiska je vyšší než minimální trvanlivost. Ložisko vyhovuje.

7.5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ PŘEVODOVKY

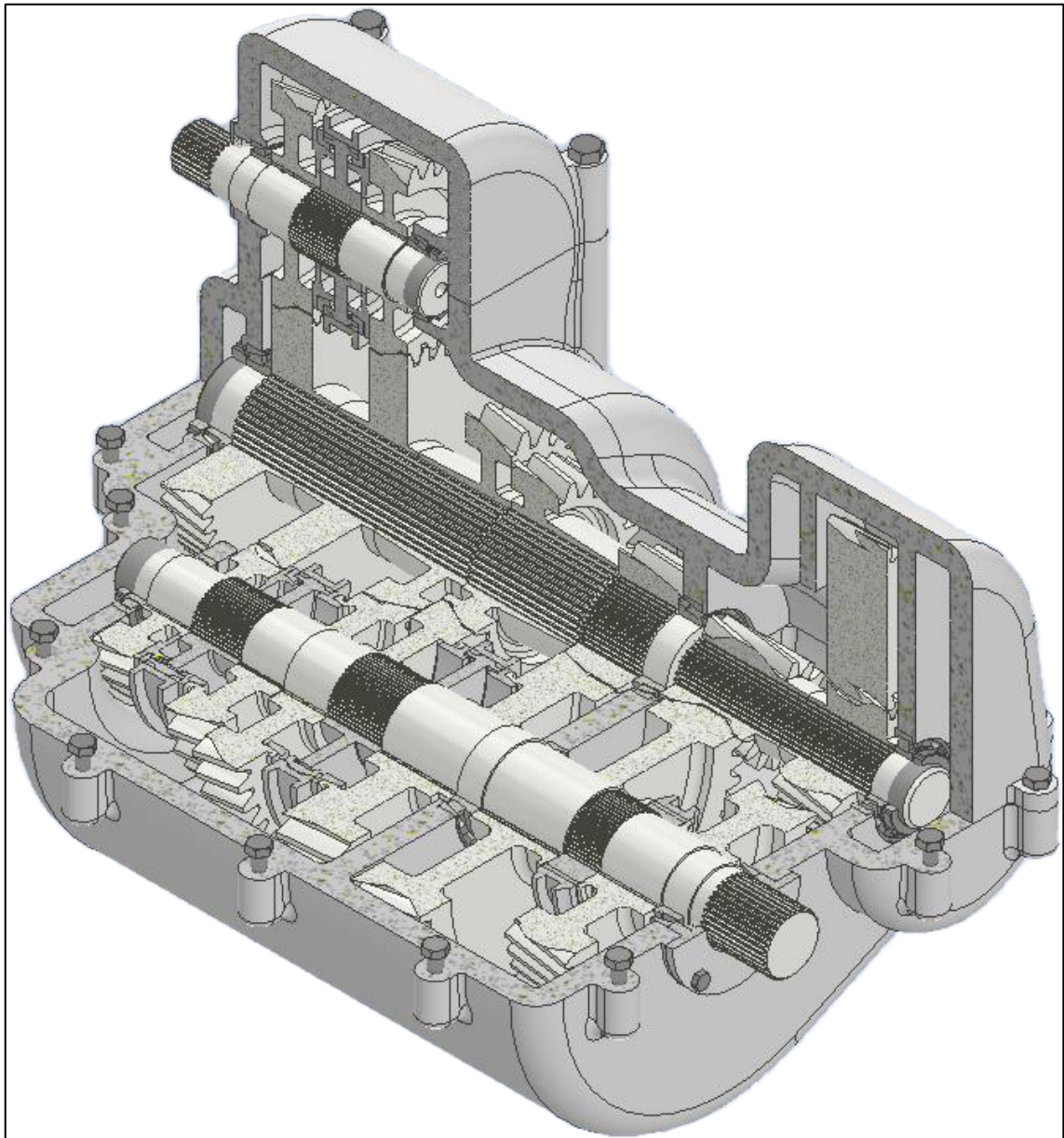
Podle výpočtové zprávy, jejíž kompletní podoba je uložena v příloze byl sestaven model převodovky. Na obrázku 7.13 je vidět převodovka bez převodové skříně.



Obrázek 7.13 - Řez převodovkou bez převodové skříně

Na dalším obrázku poté řez převodovkou s převodovou skříní. Názorně je zde vidět uložení hřídelí a způsob spojení jednotlivých částí převodové skříně.

Těsnění převodové skříně je zajištěno hřídelovými těsněními a o-kroužky, které jsou využity pro těsnění víka a převodové skříně.



Obrázek 7.14 - Řez převodovkou s převodovou skříní

8 EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ

Při odhadu ceny jednotlivých komponent byla uvažována cena, na trhu v době tvorby BP. Cenu lze pouze zhruba odhadovat. Jednotlivé ceny jsou rozebrány v kapitolách

8.1 OZUBENÍ

Cena jednoho ozubeného kola by mohla být kolem 10 000 Kč/kus až 20 000 Kč/kus, podle velikosti ozubení a složitosti výroby. V některých případech se cena může vyšplhat daleko výš. Celková cena ozubení byla stanovena na 240 000 Kč.

8.2 HŘÍDELE

Cena hřídele byla odhadnuta na 10 000 Kč za vstupní hřídel, tato hřídel je nejjednodušší. Cena předlokové a výstupní hřídele byla odhadnuta na 20 000 Kč/kus. Hřídele jsou složité na výrobu a je vyžadována vysoká přesnost. Na hřídelích je také ozubení, které cenu hřídele navyšuje. Celková cena tak byla stanovena na 50 000 Kč.

8.3 ŘADÍCÍ MECHANISMUS

Jeden řadící mechanismus byl odhadnut na cenu 10 000 Kč. Celková cena tak bude 35 000 Kč.

8.4 LOŽISKA

Cena ložisek byla odhadnuta na 500 Kč/kus. Celková cena ložisek tak bude 4 000 Kč.

8.5 TĚSNĚNÍ

Celková cena těsnění byla stanovena na 2 000 Kč.

8.6 PŘEVODOVÁ SKŘÍŇ

Výroba převodové skříně pomocí odlévání je jedna z nejnákladnějších. Celkovou cenu skříně bych stanovil na 100 000 Kč i s obrobením všech potřebných ploch.

8.7 CELKOVÁ CENA PŘEVODOVKY

Po sečtení cen pro výrobu jednotlivých komponent by se cena vyšplhala na 500 000 Kč i se všemi potřebnými víky, šrouby apod.

ZÁVĚR

Osobním cílem práce bylo pochopení funkčnosti a rozbor trendů v dnešních převodovkách. Chtěl jsem si vyzkoušet, jaký je teoretický postup při tvorbě takové převodovky.

Ačkoliv nebylo možné převodové poměr získat přesně, stejně tak přesnou pozici vstupu a výstupu převodovky. Navrhl jsem alespoň teoretické hodnoty pozice a převodové poměry jsem převzal z dílenského výkresu tatrovácké převodovky. Tyto poměry nejsou přesné a převodovka by potřebovala daleko širší vývoj hlavně praktické funkčnosti. Složitost funkce převodovky je daleko rozsáhlejší, než je uvedeno v bakalářské práci a jsem si toho vědom. I přesto jsem si osobní cíl touto převodovkou splnil nad rámec.

Veškeré výpočty jsem zaznamenal v programu Excel. Poté jsem pomocí programu Autodesk Inventor vytvořil potřebný model převodovky a výkresovou dokumentaci sestavy a vybraných součástí.

Dalším pokračováním práce by mohla být tvorba a zdokonalení přídavné převodovky nebo úprava současné převodovky tak, aby bylo možné ji zastavit do automobilu. V současné době toto není možné a úprava by vyžadovala velký počet praktických znalostí.

Ekonomické zhodnocení převodovky je bráno pouze hrubým odhadem. Skutečnou cenu převodovky by bylo možné zjistit až po její výrobě nebo odhadem u výrobce jednotlivých komponent.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] KOTRČ, Jiří. *Přehled a trendy ve vývoji převodovek osobních automobilů*. Praha, 2016. Bakalářská práce. ČVUT Praha. Vedoucí práce Doc. Dr. Ing. Gabriela Achtenová.
- [2] VLK, František. *Převodová ústrojí motorových vozidel: spojky: převodovky: rozvodovky: diferenciály: hnací hřídele: klouby*. Brno: VLK, 2000. ISBN 80-238-5275-2.
- [3] FRÝBA, Jiří. *Legendární Praga V3S*. Praha: Grada Publishing, 2016. ISBN 978-80-247-5724-7.
- [4] SKULA, Libor. *Manuální převodovky motorových vozidel*. Brno, 2011. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Petr Hejtmánek.
- [5] BRYCHTA, Vojtěch. *Převodovky automobilů*. Liberec, 2014. Bakalářská práce. Technická Univerzita v Liberci. Vedoucí práce Doc. Dr. Ing. Elias Tomeh.
- [6] Hydrodynamická převodovka. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-, 6.9.2011 [cit. 2022-06-08]. Dostupné z:
https://cs.wikipedia.org/wiki/Hydrodynamick%C3%A1_p%C5%99evodovka
- [7] BEDNÁŘ, Marek. *Jak funguje převodovka CVT? A opravdu dává autu nejlepší dynamiku?*. Auto forum [online]. 6.8.2016 [cit. 2022-06-08]. Dostupné z:
<https://www.autoforum.cz/technika/jak-funguje-prevodovka-cvt-a-opravdu-dava-autu-nejlepsi-dynamiku/>
- [8] *Převodovky Tatra*. Tatra [online]. [cit. 2022-06-08]. Dostupné z:
<https://www.tatra.cz/proc-tatru/technicka-koncepce-tatra/prevodovky/>
- [9] *Požáry*. Požáry.cz [online]. 24.12.2020 [cit. 2022-06-08]. Dostupné z:
<https://www.pozary.cz/clanek/238105-dvounapravovou-tatru-force-poridila-svym-dobrovolnym-hasicum-obec-ticha-vybavena-je-novym-sekvencnim-razenim-systemu-norgren-a-prostornejsi-kabinou/>
- [10] ZF [online]. [cit. 2022-06-08]. Dostupné z:
<https://www.zf.com/mobile/en/homepage/homepage.html>
- [11] TDX [online]. [cit. 2022-06-08]. Dostupné z: <https://www.tdxltd.co.nz/allison-4440/model/276/55/12>

- [12] , TATRA kombinát, 742 21 Kopřivnice, Česká republika. Převodovka pro motorová vozidla. Československo. 273722 Zaniklý dokument. Uděleno 28.12.1990. Zapsáno 11.04.1991.
- [13] , TATRA a. s., 74221 Kopřivnice, Československo. Převodovka pro motorová vozidla. Československo. 276812 Zaniklý dokument. Uděleno 24.6.1992. Zapsáno 12.8.1992.
- [14] , FICHTEL & SACHS AG, Spolková republika Německo. Řaditelná převodovka pro motorová vozidla. Německo. 198174 Zaniklý dokument. Uděleno 15.3.1983. Zapsáno 30.5.1980.
- [15] ING. GALIA, Milan, Oldřich ING. RYC a Ladislav ING. NEUMAN. Převodovka se stupňovitým řazením pro motorová vozidla, zejména páteřové koncepce s pohonem více náprav. Československo. 162555 Zaniklý dokument. Uděleno 15.3.1976. Zapsáno 15.7.1975.
- [16] Mechanická převodovka s ozubenými koly pro motorová vozidla, upravená pro šest rychlostních stupňů pro jízdu dopředu, umožňující přímý převod, opatřená elektromagnetickými řadicími spojky. Německo. 73839 Zaniklý dokument. Uděleno 15.10.1944. Zapsáno 15.10.1944.
- [17] PÁNEK, Tomáš. Jízda vozidla s hydrodynamickým měničem. Praha, 2020. Bakalářská práce. ČVUT Praha.
- [18] BŘOUŠEK, Josef. Model planetového soukolí. Liberec, 2011. Bakalářská práce. Technická Univerzita v Liberci. Vedoucí práce Ing. Robert Voženílek.
- [19] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. Strojnické tabulky pro školu a praxi. Praha: Scientia, 2004. ISBN 80-7183-312-6.
- [20] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. Strojnické tabulky: pro školu a praxi. Praha: Scientia, 2007. ISBN 978-80-86960-20-3.
- [21] PEŠÍK, Lubomír. Části strojů: stručný přehled. Vyd. 4., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010. ISBN 978-80-7372-573-0.
- [22] PEŠÍK, Lubomír. Části strojů: stručný přehled. Vyd. 4., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010. ISBN 978-80-7372-574-7.
- [23] MAŠÍN, Ivan, Michal PETRŮ a Ondřej NOVÁK. Metody inovačního inženýrství na mikro-úrovni. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-187-0.

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A – výpočtová zpráva

Příloha B – Výkres sestavy – DOSTÁL-SP-1

Příloha C – Kusovník sestavy – DOSTÁL-SP-KS-1

Příloha D – Kusovník sestavy – DOSTÁL-SP-KS-2

Příloha E – Kusovník sestavy – DOSTÁL-SP-KS-3

Příloha F – Kusovník sestavy – DOSTÁL-SP-KS-4

Příloha G – Výkres ozubeného kola H1 – DOSTÁL-OK-H1

Příloha H – Výkres vstupní hřídele – DOSTÁL-HŘ-1

Příloha I – CD s příloženým modelem převodovky, výkresy a výpočty