



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## PLANETOVÉ PŘEVODOVKY V KONSTRUKCI OSOBNÍCH A NÁKLADNÍCH AUTOMOBILŮ

PLANETARY GEARBOXES IN BOTH PASSENGER CARS AND TRUCKS CONSTRUCTION

### BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Petr Novák

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Aleš Prokop, Ph.D.

BRNO 2021



## Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	<b>Petr Novák</b>
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	<b>Ing. Aleš Prokop, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2021/22

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### **Planetové převodovky v konstrukci osobních a nákladních automobilů**

#### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Bakalářská práce bude zaměřena na shromáždění informací v oblasti užití planetových převodovek v konstrukci osobních a nákladních automobilů s důrazem na rozbor koncepčního uspořádání a funkcionality.

#### **Cíle bakalářské práce:**

Vyhotovení rešerše jednotlivých variant u současných automobilů z hlediska koncepčního uspořádání a funkcionality.

Rozdělení jednotlivých řešení dle zvolených kritérií.

U vybraného zástupce provést kinematický a silový rozbor.

#### **Seznam doporučené literatury:**

ACHTENOVÁ, Gabriela. Převodná ústrojí motorových vozidel. ČVUT Praha, 2015, 56 s., ISBN 9788001048559.

TŮMA, Jiří. Vehicle gearbox noise and vibration: measurement, signal analysis, signal processing and noise reduction measures. Chichester: John Wiley, 2014, 243 s. ISBN 9781118359419.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku.

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Práce se věnuje užití planetových převodů v samočinných převodovkách pro osobní a nákladní vozy. Převodovou část tvoří často ustálené soukolí Simpson a Ravigneaux. Je zde proto proveden jejich kinematický rozbor. Kompletní popis samočinné převodovky vysvětluje podrobně princip funkce převodovky jako celku. Dále je práce členěna na dvě části – převodovky pro osobní a nákladní vozy. Je provedena rešerše, popsány hlavní charakteristiky dané skupiny a detailněji rozebrán jejich zástupce. V poslední části je proveden kinematický a silový rozbor převodovky ZF – Ecomat 6HP 602.

## KLÍČOVÁ SLOVA

samočinná převodovka, automatická převodovka, planetový převod, Simpson, Ravigneaux, hydrodynamický měnič, kinematický rozbor, silový rozbor

## ABSTRACT

The thesis deals with the use of planetary gears in automatic transmissions for cars and trucks. The transmission part consists of Simpson and Ravigneaux gears. Therefore, their kinematic analysis is performed here. A complete description of the automatic gearbox explains in detail the principle of the function of the gearbox as a whole. Furthermore, the work is divided into two parts - gearboxes for cars and trucks. A research is carried out, the main characteristics of the group are described and their representative is discussed in detail. In the last part the kinematic and force analysis of ZF - Ecomat 6HP 602 gearbox is carried out.

## KEYWORDS

automatic gearbox, automatic transmission, planetary gear set, Simpson, Ravigneaux, hydrodynamic converter, kinematic analysis, force analysis

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

NOVÁK, P. Planetové převodovky v konstrukci osobních a nákladních automobilů. Brno, 2021. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 62 s. Vedoucí diplomové práce Aleš Prokop.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Aleše Prokopa, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 11. srpna 2021

.....

Petr Novák

## PODĚKOVÁNÍ

V první řadě bych chtěl poděkovat vedoucímu své bakalářské práce Ing. Alešovi Prokopovi, Ph.D. za odborné vedení práce, cenné rady, trpělivost a ochotu. Nesmím také zapomenout poděkovat přátelům, bez kterých si studium jen stěží dokáži představit, zejména Františkovi. Děkuji také svým rodičům za podporu v průběhu celého studia.



# OBSAH

Úvod .....	10
<b>1 Planetový převod .....</b>	<b>12</b>
1.1 Jednoduché planetové soukolí .....	12
1.1.1 Kinematický rozbor .....	13
1.1.2 Výpočet.....	15
1.2 Složená planetová soukolí .....	16
1.2.1 Simpson .....	17
1.2.2 Ravigneaux .....	21
<b>2 Samočinné převodovky .....</b>	<b>26</b>
2.1 Koncepce .....	26
2.2 Hydrodynamický měnič točivého momentu .....	28
2.3 Řídicí elementy samočinných převodovek .....	30
2.3.1 Lamelová spojka.....	30
2.3.2 Lamelová brzda .....	31
2.3.3 Pásová brzda .....	31
2.4 Řízení samočinných převodovek .....	32
<b>3 Převodovky pro osobní vozy .....</b>	<b>35</b>
3.1 ZF 6HP 26.....	35
3.1.1 Koncept.....	36
3.1.2 Převodové stupně.....	37
3.1.3 Technické parametry .....	38
3.2 Toyota Direct Shift-10AT.....	39
3.2.1 Koncept.....	39
3.2.2 Převodové stupně.....	40
<b>4 Převodovky pro nákladní vozy .....</b>	<b>42</b>
4.1 ZF – Ecomat 6HP 602 .....	43
4.1.1 Koncept.....	43
4.1.2 Kinematický rozbor .....	44
4.1.3 Silový rozbor .....	52
<b>Závěr .....</b>	<b>58</b>
<b>Seznam použitých zkratk a symbolů.....</b>	<b>62</b>

## ÚVOD

Všechny pístové motory, ať již zážehové či vznětové, mají dán rozsah pracovních otáček, ve kterém pracují. Vzniklý točivý moment není v tomto rozmezí konstantní, proto je nutné využívat převodovky, které umožní změnu převodového poměru mezi motorem a koly tak, aby měl motor plný výkon bez ohledu na rychlost vozu. Převodovkou se točivý moment zpravidla násobí, neboť motor pracuje s vysokými otáčkami. Další funkcí převodovky je změna smyslu točivého momentu, díky které může vůz couvat, a dlouhodobé přerušení momentového toku z motoru na kola, které je známo pod názvem „neutrál“ sloužící pro setrvání vozu v klidu s nastartovaným motorem.

Převodovky můžeme rozdělit podle průběhu změny převodového poměru na plynulé a stupňové. Plynulé převodovky jsou charakterizovány lineární změnou převodového poměru. Typickým zástupcem je převodovka CVT (Continuously Variable Transmission = plynule měnitelný převod). U stupňových převodovek se převodový poměr mění skokově. Čím více převodových stupňů převodovka má, tím lépe je celkový výkon motoru využit, a díky tomu i výrazně klesá spotřeba paliva. Zástupci jsou převodovky dvouhřídelové, tříhřídelové, dvoutoké a samočinné využívající planetové převody. Převodovky lze také rozdělit podle způsobu řazení na manuální, polosamočinné a samočinné.

Samočinná převodovka s plynule měnitelným převodem označována jako CVT vyniká velmi jednoduchou konstrukcí, která je založena na dvou kuželových kolech s proměnlivými průměry, která jsou spojena ocelovým řetězem. Změna převodového poměru se provádí tak, že se současně průměr jednoho kuželového kola zvětšuje a druhého zmenšuje. Tím dostaneme plynulou změnu převodového poměru, jejíž rozsah je dostatečný. Točivý moment tedy můžeme odebírat z motoru, aniž by bylo nutné tok přerušit během řazení. Tyto převodovky vynikají dokonale hladkým chodem bez vibrací, hluku a velmi vysokou účinností.

Nejjednodušším příkladem stupňové převodovky je manuální dvouhřídelová s přímým ozubením. Během řazení, které se provádí ručně, je nutné rozpojit spojkou přenášený točivý moment z motoru. To způsobí pokles hnací síly s následným zpomalováním vozu. To je nepříznivé především při jízdě do kopce, zejména u nákladních vozů. Vynikají svojí mechanickou jednoduchostí a velmi dobrou účinností, neboť je při všech převodových stupních, kromě zpětného stupně, v záběru pouze jeden pár ozubených kol.

Složitější variantou stupňové převodovky je samočinná převodovka s planetovými převody. Tyto převodovky mají tu vlastnost, že dokáží provádět změnu převodového poměru, aniž by musel být přerušen tok točivého momentu. Dochází k tomu brzděním určitých částí soukolí. Pro plynulý chod, především rozjezd, je převodovka doplněna o hydrodynamický měnič, který zajišťuje „neutrál“ při volnoběžných otáčkách motoru a plynulý přenos točivého momentu z motoru na převodovku zejména při rozjezdu.

Hlavní důvod vzrůstající oblíbenosti samočinných planetových převodovek oproti manuální je z uživatelského hlediska v komfortu, protože odpadá řazení. Během řazení, které je kompletně řízeno elektronikou, není nutné přerušit tok točivého momentu a díky tomu se řadí tzv. „pod zatížením“. Planetová převodovka tvoří kompaktní celek s malými zástavbovými rozměry, neboť jsou všechny části uspořádány okolo hlavní osy. Toto umístění planetových členů umožňuje relativně snadné brzdění členů nebo jejich vzájemné zablokování při změně převodového poměru. Planetové převody jsou silné, robustní a při svých kompaktních rozměrech snesou větší momentové zatížení než kombinace jiných převodů v manuálních

převodovkách. Momentové zatížení se při průchodu planetovou soustavou rozkládá na několik planetových ozubených kol, čímž se zvětšuje kontaktní plocha zubů pro přenos výkonu. Dochází tak k nižšímu namáhání, což vede k vyšší trvanlivosti, resp. vyšší životnosti. CVT převodovka má plynulejší chod a vysokou účinnost při častém rozjíždění během jízdy po městě. Často se tedy využívá u městských vozů a hybridů. Planetové převodovce však nemůže konkurovat účinností při jízdě po dálnici nebo dynamikou při sportovní jízdě.

Samočinné převodovky nalezneme ve všech typech automobilů, ať už jde o vozy rodinné, užitkové či sportovní. Své místo mají také při kombinaci s hybridními pohony. Jejich nesporné výhody dávají tušit, že doba, kdy budou překonány, je ještě daleko a bude zajímavé pozorovat, kam až se jejich vývoj posune.

# 1 PLANETOVÝ PŘEVOD

Planetové soukolí se používá pro stálý převod, například jako redukce v nábojích kol u nákladních vozů, nebo tvoří části převodovek. Najdeme je ve všech oblastech strojírenství, jak v těžkých stavebních strojích, tak i jako integrované převodovky malých elektromotorů.

Planetové soukolí tvoří kompaktní celek, ve kterém jsou všechny otočné části přehledně uspořádány okolo hlavní osy a má tak malé zástavbové rozměry. Ze symetrie také vyplývá, že všechna ložiska, s výjimkou ložisek satelitů, nejsou zatížena radiální silou, neboť síly působí jako dvojice [1].

## 1.1 JEDNODUCHÉ PLANETOVÉ SOUKOLÍ

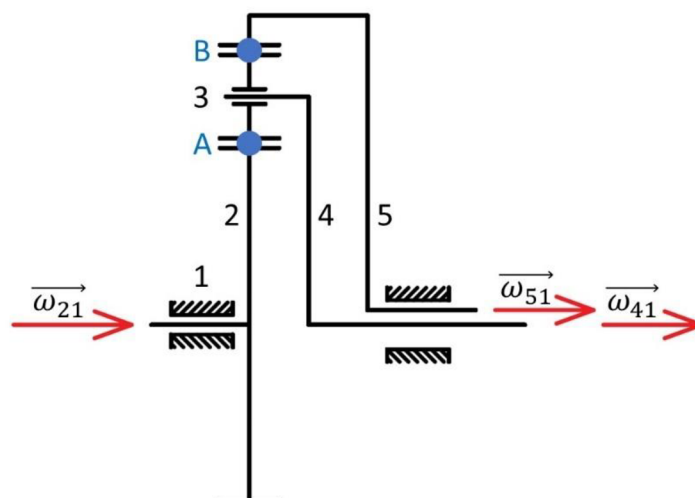
Nejjednodušší planetové soukolí (obr. 1) se skládá z rámu (1) a čtyř pohyblivých částí. Srdcem soukolí je centrální kolo (2) s vnějším ozubením po kterém se odvalují satelity (3). Satelitů může být libovolný počet dle velikosti soukolí a každý je pomocí rotační vazby spojen s unašečem (4), který je sdružuje. Poslední částí je korunové kolo (5), které má vnitřní ozubení a obepíná satelity z vnější strany.

Pokud roztočíme centrální kolo úhlovou rychlostí  $\omega_{21}$ , bude pohyb pomocí ozubení přenášen na satelity. Satelity budou konat relativní pohyb kolem vlastní osy, avšak zároveň také pohyb unášivý, který budou vykonávat společně s unašečem, jenž je připojen rotační vazbou. V tomto případě tedy přenášíme pohyb z centrálního kola na dva prvky, tj. korunové kolo a unašeč. Z toho plyne, že jednoduché planetové soukolí má dva stupně volnosti.

Převodu s jedním vstupem a výstupem docílíme tak, že odebereme jeden stupeň volnosti. To můžeme uskutečnit zastavením jednoho členu nebo spojením výstupních hřídelů dvou členů, např. unašeče a korunového kola.

Složitější možností je spojení některých z hlavních prvků dvou jednoduchých soukolí, která seřadíme za sebe.

Soukolí umožňuje celkem 7 převodových poměrů. Dva dopředné převody a jeden zpětný. Tyto převody máme dvakrát, neboť můžeme otočit směr vstup-výstup. Poslední možností je přímý převod, u něhož je převod i při změně smyslu stále stejný.



Obrázek 1 Jednoduché planetové soukolí – výpočet

### 1.1.1 KINEMATICKÝ ROZBOR

Jedno z možných řešení převodového poměru planetového soukolí je pomocí složených pohybů. Najdeme bod záběru centrálního kola se satelitem (A) a satelitu s korunovým kolem (B). Poloměr roztečné kružnice centrálního kola označíme  $r_2$  a poloměr roztečné kružnice satelitu  $r_3$ .

Sepíšeme charakteristické rovnice, které vyjadřují pohyby pro dané body záběru. Rovnice píšeme ve tvaru: *absolutní pohyb = relativní + unášivý*.

$$\begin{aligned} \text{A: } 31 &= 32 + 21 \\ 31 &= 34 + 41 \\ \text{B: } 31 &= 35 + 51 \\ 31 &= 34 + 41 \end{aligned} \tag{1.1}$$

Charakteristické rovnice (1.1) můžeme nyní přepsat do tvaru kinematických veličin pro body záběru (A) a (B):

$$\begin{aligned} \text{A: } \vec{v}_{31}^A &= \vec{v}_{32}^A + \vec{v}_{21}^A \\ \vec{v}_{31}^A &= \vec{v}_{34}^A + \vec{v}_{41}^A \end{aligned} \tag{1.2}$$

$$\begin{aligned} \text{B: } \vec{v}_{31}^B &= \vec{v}_{35}^B + \vec{v}_{51}^B \\ \vec{v}_{31}^B &= \vec{v}_{34}^B + \vec{v}_{41}^B \end{aligned} \tag{1.3}$$

Ze schématu je patrné, že bod A je pro kola (2) a (3), resp. bod (B) pro kola (3) a (5), jednotný. Relativní rychlost kol  $v_{32}^A$  v bodě (A) a  $v_{35}^B$  v bodě (B) tak musí být rovny nule, neboť by docházelo k trhání ozubení.

Po jednoduché úpravě dostáváme rovnici pro bod (A):

$$\vec{v}_{21}^A = \vec{v}_{34}^A + \vec{v}_{41}^A \tag{1.4}$$

z které plyne, že unášivá rychlost  $v_{21}^A$  je rovna součtu rychlosti relativní  $v_{34}^A$  a unášivé  $v_{41}^A$ .

Analogicky vyjádříme rovnici pro bod (B):

$$\vec{v}_{51}^B = \vec{v}_{34}^B + \vec{v}_{41}^B \tag{1.5}$$

z které plyne, že unášivá rychlost  $v_{51}^B$  je rovna součtu rychlosti relativní  $v_{34}^B$  a unášivé  $v_{41}^B$ .

Za rychlost dosadíme dle vztahu:

$$v = \omega \cdot R \tag{1.6}$$

kde  $\omega$  je úhlová rychlost a R rameno.

Nesmíme zapomenout na znaménka. Kladný směr úhlových rychlostí směřuje do prava. Dále je nutné určit znaménka rychlostí a to tím způsobem, že předpokládáme kladný směr nad osou

rotace směrem z nákresny. Např. bod A leží pod osou rotace  $O_{34}$ , rychlost  $v_{34}^A$  tedy míří do nákresny, proto jí přiřadíme znaménko (-). Dostáváme tedy rovnice (1.7) ze kterých bude vycházet následný výpočet převodových poměrů. Za rameno R dosadíme vzdálenost bodu od osy rotace.

$$\begin{aligned} \text{A: } \omega_{21} \cdot r_2 &= -(\omega_{34}) \cdot r_3 + \omega_{41} \cdot r_2 \\ \text{B: } \omega_{51} \cdot (r_2 + 2r_3) &= \omega_{34} \cdot r_3 + \omega_{41} \cdot (r_2 + 2r_3) \end{aligned} \quad (1.7)$$

**Zastavením korunového kola** dostaneme první převodový stupeň. Centrální kolo pohání satelity, které se odvalují po zastaveném korunovém kole, zatímco společně otáčí unašečem. Pro vstup budeme uvažovat úhlovou rychlost  $\omega_{21}$  na centrálním kole a jako výstupní tedy úhlovou rychlost  $\omega_{41}$  na unašeči. Ze zastaveného korunového kola vyplývá, že  $\omega_{51} = 0$ . Po dosazení do rovnice (1.7) získáme rovnice pro tento případ (1.8), jejichž řešením dostaneme velikost úhlové rychlosti unašeče  $\omega_{41}$  (1.9).

$$\begin{aligned} \text{A: } \omega_{21} \cdot r_2 &= -(\omega_{34}) \cdot r_3 + \omega_{41} \cdot r_2 \\ \text{B: } 0 &= \omega_{34} \cdot r_3 + \omega_{41} \cdot (r_2 + 2r_3) \end{aligned} \quad (1.8)$$

$$\omega_{41} = \frac{\omega_{21} \cdot r_2}{2r_2 + 2r_3} \quad (1.9)$$

Převodový poměr je dán jako podíl vstupní a výstupní úhlové rychlosti, tedy:

$$i = \frac{\omega_{in}}{\omega_{out}} \quad (1.10)$$

kde  $\omega_{in}$  je vstupní úhlová rychlost a  $\omega_{out}$  výstupní úhlová rychlost.

Po dosazení vztahu (1.10) dostaneme finální vztah pro převodový poměr s pevným korunovým kolem:

$$i = \frac{\omega_{in}}{\omega_{out}} = \frac{\omega_{21}}{\omega_{41}} = \frac{2r_2 + 2r_3}{r_2} \quad (1.11)$$

Druhou možností je **zastavení centrálního kola**. Korunové kolo pohání satelity, které se odvalují po zastaveném centrálním kole, zatímco společně otáčí unašečem. Jako vstupní rychlost tedy uvažujeme úhlovou rychlost korunového kola  $\omega_{51}$  a jako výstupní úhlovou rychlost  $\omega_{41}$  na unašeči. Ze zastaveného centrálního kola vyplývá, že  $\omega_{21} = 0$ . Po dosazení do rovnice (1.7) dostaneme rovnice pro tento případ (1.12), jejichž řešením získáme velikost úhlové rychlosti unašeče  $\omega_{41}$  (1.13).

$$\begin{aligned} \text{A: } 0 &= -(\omega_{34}) \cdot r_3 + \omega_{41} \cdot r_2 \\ \text{B: } \omega_{51} \cdot (r_2 + 2r_3) &= \omega_{34} \cdot r_3 + \omega_{41} \cdot (r_2 + 2r_3) \end{aligned} \quad (1.12)$$

$$\omega_{41} = \frac{\omega_{51} \cdot (r_2 + 2r_3)}{2r_2 + 2r_3} \quad (1.13)$$

Po dosazení do rovnice (1.10) dostaneme finální vztah pro převodový poměr s pevným korunovým kolem:

$$i = \frac{\omega_{51}}{\omega_{41}} = \frac{2r_2 + 2r_3}{r_2 + 2r_3} \quad (1.14)$$

**Přímého záběru** s převodovým poměrem  $i = 1$  docílíme tak, že vzájemně spojíme dvě části. Jako hnací člen bude centrální kolo a jako výstupní bude spojen unašeč s korunovým kolem. Celá převodovka se tedy bude otáčet jako celek.

**Zpětného chodu** docílíme pomocí pevného unašeče, na kterém se volně otáčí satelity, připojeny pomocí rotační vazby. Jako vstupní rychlost tedy uvažujeme úhlovou rychlost centrálního kola  $\omega_{21}$  a jako výstupní úhlovou rychlost  $\omega_{51}$  na korunovém kole. Ze zastaveného unašeče vyplývá, že  $\omega_{41} = 0$ . Po dosazení do rovnice (1.7) dostaneme rovnice pro tento případ (1.15), jejichž řešením získáme velikost úhlové rychlosti unašeče  $\omega_{51}$  (1.16).

$$\text{A: } \omega_{21} \cdot r_2 = -(\omega_{34}) \cdot r_3 \quad (1.15)$$

$$\text{B: } \omega_{51} \cdot (r_2 + 2r_3) = \omega_{34} \cdot r_3$$

$$\omega_{41} = \frac{-\omega_{21} \cdot r_2}{r_2 + 2r_3} \quad (1.16)$$

Po dosazení do rovnice (1.10) dostaneme finální vztah pro převodový poměr zpětného chodu:

$$i = \frac{\omega_{21}}{\omega_{51}} = -\frac{r_2 + 2r_3}{r_2} \quad (1.17)$$

Jak již bylo na začátku zmíněno, u všech variant lze změnit směr toku, čímž dostaneme 6 různých převodových poměrů a jeden převod přímý.

### 1.1.2 VÝPOČET

Pro přehlednost budeme označovat centrální kolo (C), unašeč (U) a korunové kolo (K). Zvolíme hlavní rozměry jednoduchého planetového soukolí - poloměr roztečné kružnice centrálního kola  $r_2 = 90 \text{ mm}$  a poloměr roztečné kružnice satelitu  $r_3 = 25 \text{ mm}$ . Dosazením do rovnic, které jsme vyjádřili v předchozí části (kap. 1.1.1) získáme převodové poměry pro jednotlivé stupně. V tabulce (Tab. 1) nalezneme souhrn informací o tom, která část soukolí je pro daný převodový poměr pevná, hnací či hnaná. Dále jsou doplněny již vypočtené vzorce (kap. 1.1.1) a výsledný převodový poměr.

Tabulka 1 Převodové poměry jednoduchého planetového soukolí

Převodový stupeň	Pevný člen	Vstup	Výstup	Rovnice	Převodový poměr
I. stupeň	K	C	U	$i = \frac{2r_2 + 2r_3}{r_2}$	$i = 2,56$
II. stupeň	C	K	U	$i = \frac{2r_2 + 2r_3}{r_2 + 2r_3}$	$i = 1,64$
Přímý záběr	–	C	Spojen U-K	–	$i = 1$
Zpětný chod	U	C	K	$i = -\frac{r_2 + 2r_3}{r_2}$	$i = -1,56$

Pokud bychom chtěli počítat raději s počty zubů, můžeme poloměr roztečné kružnice vypočítat podle vztahu:

$$r = \frac{m \cdot z}{2} \quad (1.18)$$

kde  $m$  je modul a  $z$  počet zubů.

## 1.2 SLOŽENÁ PLANETOVÁ SOUKOLÍ

Spojením dvou či více jednoduchých planetových soukolí získáme velký počet možných převodových poměrů. Soukolí můžeme řadit sériově (1.19), paralelně (1.20) nebo použít kombinaci [3].

$$i = \prod_1^n i_n \quad (1.19)$$

$$i = \sum_1^n i_n \quad (1.20)$$

Budeme tedy uvažovat spojení dvou jednoduchých soukolí. Jak již bylo uvedeno dříve (kap. 1.1), jednoduché soukolí má 7 převodových poměrů. Po dosazení do rovnice pro sériové zapojení (1.19) vypočteme, že soukolí umožňuje celkem 49 převodových poměrů. Pro praxi však nemá téměř žádný význam využívat všechny možnosti. Pro sériové řazení z rovnice (1.20) získáme 14 převodových možností.



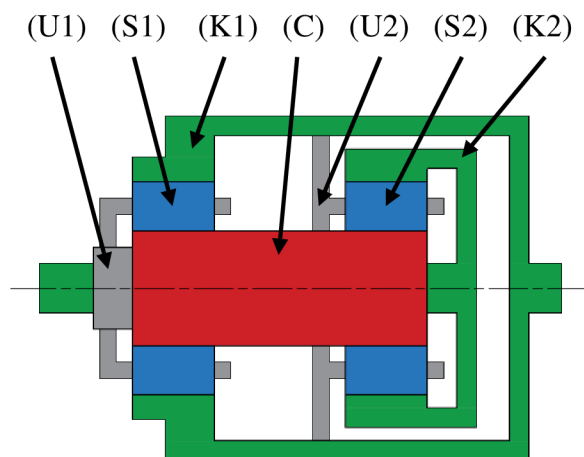
K tomu, aby mohly být využity všechny převodové poměry, by bylo nutné přepínat vstup a výstup točivého momentu. To je však velmi složité, zároveň ekonomicky nevýhodné, proto preferujeme zjednodušování, aby zůstal pouze jeden vstup a výstup točivého momentu.

Pro zjednodušení se často dvě části soukolí spojí s dvěma částmi druhého soukolí, a to jak se stejnými, tak i rozdílnými částmi. Tím dostaneme systém, kdy do prvního soukolí je přiváděn točivý moment, který se v první části rozdělí na dvě části, rozdělen přejde do druhého a následně se opět spojí v točivý moment výstupní. Tohoto lze však využít pouze, pokud není žádná z částí převodovky brzděna. Pro samočinné převodovky se nejčastěji jako stavební kameny používají uspořádání typu Simpson nebo Ravigneaux.

### 1.2.1 SIMPSON

Prvním planetovým mechanismem, který je základním prvkem samočinných převodovek je soukolí Simpson (obr. 2). Na první pohled se může zdát, že se jedná pouze o spojení dvou jednoduchých soukolí, ale již první rozdíl je v tom, že tato dvě soukolí mají společné centrální kolo [2]. To mohou být dvě kola na stejné hřídeli, avšak z důvodu ekonomiky se častěji vyrábí jedno kolo průchozí [1].

Dále tvoří soukolí dvě sady satelitů, které se odvalují po společném centrálním kole a každá sada je spojena s vlastním unašečem. Unašeč (U2) je pevně spojen s korunovým kolem (K1). Jako ovládací prvky můžeme tedy označit centrální kolo (C), unašeč (U1) a korunová kola (K1, K2). Soukolí umožňuje tři převodové stupně vpřed a zpětný chod [4].

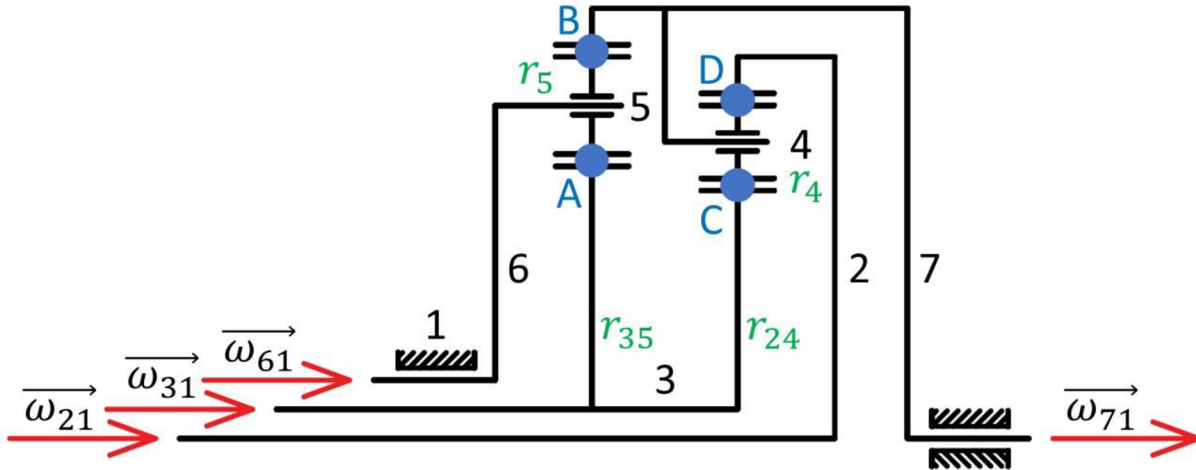


Obrázek 2 Soukolí Simpson [2]

### KINEMATICKÝ ROZBOR

Před zahájením samotného výpočtu je více než vhodné překreslení soukolí schématicky (obr. 3) s následným doplněním potřebných parametrů. Soukolí se tedy skládá z pevného rámu (1), který omezuje pohyb celku. Centrální kola, nacházející se v jádru soukolí, mohou mít rozdílný poloměr, avšak díky umístění na stejné hřídeli na ně budeme pohlížet jako na celek (3). Mezi centrálním kolem s poloměrem roztečné kružnice  $r_{34}$  a vnitřním ozubením korunového kola se odvaluje satelit (4) s poloměrem roztečné kružnice  $r_4$ . Unašeč tohoto satelitu je pevně spojen s korunovým kolem, po jehož vnitřním ozubení se odvaluje satelit (5),

proto mají společné označení (7). Satelit (5) je tedy umístěn mezi korunové kolo (7) a centrální kolo s poloměrem roztečné kružnice  $r_{35}$ . Jeho unašeč (6) je vyveden ze soukolí.



Obrázek 3 Schéma soukolí Simpson – výpočet

Aby bylo možné řešit převodový poměr pomocí složených pohybů je nutné nalézt body záběru. Tyto body označíme (A – D) viz obr. 3. Pokračujeme sepsáním charakteristických rovnic, které vyjadřují pohyby pro dané body záběru. Rovnice píšeme ve tvaru: *absolutní pohyb* = *relativní* + *unášivý*.

$$\begin{aligned}
 \text{A: } 51 &= 53 + 31 \\
 51 &= 56 + 61 \\
 \text{B: } 51 &= 57 + 71 \\
 51 &= 56 + 61 \\
 \text{C: } 41 &= 43 + 31 \\
 41 &= 47 + 71 \\
 \text{D: } 41 &= 42 + 21 \\
 41 &= 47 + 71
 \end{aligned} \tag{1.21}$$

Díky vědomosti, že rychlost v bodech ozubení musí být nulová, neboť by jinak docházelo k trhání ozubení, můžeme výpočet urychlit a napsat rovnou upravené rychlostní rovnice. Dostaneme tak rovnici pro bod (A):

$$\vec{v}_{31}^A = \vec{v}_{56}^A + \vec{v}_{61}^A \tag{1.22}$$

z které plyne, že unášivá rychlost  $v_{31}^A$  je rovna součtu rychlosti relativní  $v_{56}^A$  a unášivé  $v_{61}^A$ .

Analogicky vyjádříme rovnici bodu (B):

$$\vec{v}_{71}^B = \vec{v}_{56}^B + \vec{v}_{61}^B \tag{1.23}$$

z které plyne, že unášivá rychlost  $v_{71}^B$  je rovna součtu rychlosti relativní  $v_{56}^B$  a unášivé  $v_{61}^B$ .

Bodu (C):

$$\vec{v}_{31}^C = \vec{v}_{47}^C + \vec{v}_{71}^C \quad (1.24)$$

z které plyne, že unášivá rychlost  $v_{31}^C$  je rovna součtu rychlosti relativní  $v_{47}^C$  a unášivé  $v_{71}^C$ .

Bodu (D):

$$\vec{v}_{21}^D = \vec{v}_{47}^D + \vec{v}_{71}^D \quad (1.25)$$

z které plyne, že unášivá rychlost  $v_{21}^D$  je rovna součtu rychlosti relativní  $v_{47}^D$  a unášivé  $v_{71}^D$ .

Za rychlosti dosadíme dle vztahu (1.6), avšak nesmíme zapomenout na znaménka. Kladné směry rychlostí zachováváme stejně jako u výpočtu jednoduchého soukolí (kap. 1.1.1) – kladná úhlová rychlost míří doprava a dle pravidla pravé ruky je nad osou rotace rychlost kladná.

$$\text{A: } \omega_{31} \cdot r_{35} = -\omega_{56} \cdot r_5 + \omega_{61} \cdot r_{35}$$

$$\text{B: } \omega_{71} \cdot (r_{35} + 2r_5) = \omega_{56} \cdot r_5 + \omega_{61} \cdot (r_{35} + 2r_5) \quad (1.26)$$

$$\text{C: } \omega_{31} \cdot r_{34} = -\omega_{47} \cdot r_4 + \omega_{71} \cdot r_{34}$$

$$\text{D: } \omega_{21} \cdot (r_{34} + 2r_4) = \omega_{47} \cdot r_4 + \omega_{71} \cdot (r_{34} + 2r_4)$$

**První převodový stupeň** získáme zastavením unašeče (6). Z toho plyne, že úhlová rychlost  $\omega_{61} = 0$ . Jako vstupní je použita úhlová rychlost  $\omega_{21}$  korunového kola (2) a jako výstup úhlová rychlost  $\omega_{71}$  korunového kola (7). Po dosazení tedy získáme rovnice v novém tvaru.

$$\text{A: } \omega_{31} \cdot r_{35} = -\omega_{56} \cdot r_5$$

$$\text{B: } \omega_{71} \cdot (r_{35} + 2r_5) = \omega_{56} \cdot r_5 \quad (1.27)$$

$$\text{C: } \omega_{31} \cdot r_{34} = -\omega_{47} \cdot r_4 + \omega_{71} \cdot r_{34}$$

$$\text{D: } \omega_{21} \cdot (r_{34} + 2r_4) = \omega_{47} \cdot r_4 + \omega_{71} \cdot (r_{34} + 2r_4)$$

Metodou postupného dosazování vyjádříme pomocí vstupní úhlové rychlosti  $\omega_{21}$  výstupní úhlovou rychlost  $\omega_{71}$ .

$$\omega_{71} = \frac{\omega_{21} \cdot (r_{34} + 2r_4)}{2r_{34} + 2r_4 + \frac{(r_{35} + 2r_5) \cdot r_{34}}{r_{35}}} \quad (1.28)$$

Dosazením do vztahu pro výpočet převodového poměru (1.10) dostaneme finální vztah pro převodový poměr prvního stupně.

$$i = \frac{2r_{34} + 2r_4 + \frac{(r_{35} + 2r_5) \cdot r_{34}}{r_{35}}}{r_{34} + 2r_4} \quad (1.29)$$

**Druhý převodový stupeň** vzniká zastavením centrálního kola (3). Platí tedy, že  $\omega_{31} = 0$ . Vstupním parametrem je úhlová rychlost  $\omega_{21}$  korunového kola (2), výstupním úhlová rychlost  $\omega_{71}$  korunového kola (7). Po dosazení tedy získáme rovnice v novém tvaru.

$$\begin{aligned}
 \text{A: } & 0 = -\omega_{56} \cdot r_5 + \omega_{61} \cdot r_{35} \\
 \text{B: } & \omega_{71} \cdot (r_{35} + 2r_5) = \omega_{56} \cdot r_5 + \omega_{61} \cdot (r_{35} + 2r_5) \\
 \text{C: } & 0 = -\omega_{47} \cdot r_4 + \omega_{71} \cdot r_{34} \\
 \text{D: } & \omega_{21} \cdot (r_{34} + 2r_4) = \omega_{47} \cdot r_4 + \omega_{71} \cdot (r_{34} + 2r_4)
 \end{aligned} \tag{1.30}$$

Metodou postupného dosazování vyjádříme pomocí vstupní úhlové rychlosti  $\omega_{21}$  výstupní úhlovou rychlost  $\omega_{71}$ .

$$\omega_{71} = \frac{\omega_{21} \cdot (r_{34} + 2r_4)}{2r_{34} + 2r_4} \tag{1.31}$$

Dosazením do vztahu pro výpočet převodového poměru (1.10) dostaneme finální vztah pro převodový poměr druhého stupně.

$$i = \frac{2r_{34} + 2r_4}{r_{34} + 2r_4} \tag{1.32}$$

**Třetího převodového stupně** je dosaženo spojením korunových kol (2, 7), čímž vznikne přímý záběr s převodovým poměrem  $i = 1$ .

**Zpětný chod** zajistíme zastavením unašeče (6). Z toho plyne, že úhlová rychlost  $\omega_{61} = 0$ . Vstupním parametrem je úhlová rychlost  $\omega_{31}$  centrálních kol (3), výstupním úhlová rychlost  $\omega_{71}$  korunového kola (7). Po dosazení tedy získáme rovnice v novém tvaru.

$$\begin{aligned}
 \text{A: } & \omega_{31} \cdot r_{35} = -\omega_{56} \cdot r_5 \\
 \text{B: } & \omega_{71} \cdot (r_{35} + 2r_5) = \omega_{56} \cdot r_5 \\
 \text{C: } & \omega_{31} \cdot r_{34} = -\omega_{47} \cdot r_4 + \omega_{71} \cdot r_{34} \\
 \text{D: } & \omega_{21} \cdot (r_{34} + 2r_4) = \omega_{47} \cdot r_4 + \omega_{71} \cdot (r_{34} + 2r_4)
 \end{aligned} \tag{1.33}$$

Metodou postupného dosazování vyjádříme pomocí vstupní úhlové rychlosti  $\omega_{31}$  výstupní úhlovou rychlost  $\omega_{71}$ .

$$\omega_{71} = -\frac{\omega_{31} \cdot r_{35}}{r_{35} + 2r_5} \tag{1.34}$$

Dosazením do vztahu pro výpočet převodového poměru (1.10) dostaneme finální vztah pro zpětný chod.

$$i = -\frac{r_{35} + 2r_5}{r_{35}} \quad (1.35)$$

## VÝPOČET

Nabyté informace shrneme v tabulce (tab. 2) a následně provedeme výpočet pro soukolí s konkrétními rozměry. U každého stupně je také zapsáno, který prvek je pevný, hnáný a hnací. Následně je uvedena rovnice odpovídající výpočtu daného stupně, jak bylo vypočteno výše.

Roztečné kružnice soukolí budou mít následující rozměry. Roztečná kružnice satelitu (4) má velikost  $r_4 = 15 \text{ mm}$ . Centrální kolo, po kterém se satelit odvaluje, má velikost  $r_{34} = 5 \text{ mm}$ . Roztečná kružnice satelitu (5) má velikost  $r_5 = 20 \text{ mm}$ . Centrální kolo, po kterém se satelit odvaluje, má velikost  $r_{35} = 50 \text{ mm}$ . Dosazením do rovnic získáme výsledné převodové poměry pro jednotlivé převodové stupně. Pokud preferujeme výpočet s počty zubů, namísto s poloměry roztečné kružnice, lze dosadit dle vztahu (1.18).

Tabulka 2 Převodové poměry soukolí Simpson

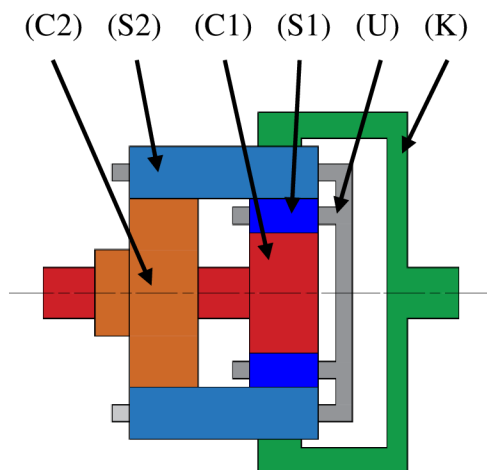
Převodový stupeň	Pevný člen	Vstup	Výstup	Rovnice	Převodový poměr
I. stupeň	U (6)	K (2)	K (7)	$i = \frac{2r_{34} + 2r_4 + \frac{(r_{35} + 2r_5) \cdot r_{34}}{r_{35}}}{r_{34} + 2r_4}$	$i = 2,68$
II. stupeň	C (3)	K (2)	K (7)	$i = \frac{2r_{34} + 2r_4}{r_{34} + 2r_4}$	$i = 1,6$
Přímý záběr	–	Spojeno K (2) a K (7)		–	$i = 1$
Zpětný chod	U (6)	C (3)	K (7)	$i = -\frac{r_{35} + 2r_5}{r_{35}}$	$i = -1,8$

### 1.2.2 RAVIGNEAUX

Zástupcem velmi kompaktní a moderní konstrukce je soukolí, které patentoval Pol Ravigneaux roku 1949 a nese tedy jeho jméno. Od té doby je používán všemi známými firmami zabývajícími se samočinnými převodovkami, mezi které patří například ZF, Daimler nebo Aisin [4]. Ravigneauxovo soukolí se řadí již mezi složitější soukolí a existuje ve více variantách. Nejčastější je realizováno se sedmi členy, neboť varianty s osmi a devíti členy jsou již příliš komplikované, proto uplatnění v praxi často nenašly [4].

Hlavní konstrukční specifikací soukolí Ravigneaux (obr. 4) je společný unašeč pro dvě sady satelitů a pouze jedno korunové kolo. Ve středu máme dvě centrální kola o rozdílném průměru. Po centrálním kole (C1) menšího průměru se odvaluje satelit (S1), který je spojen, stejně jako druhý satelit (S2), pomocí rotační vazby k unašeči. Vnější satelit (S2) se odvaluje

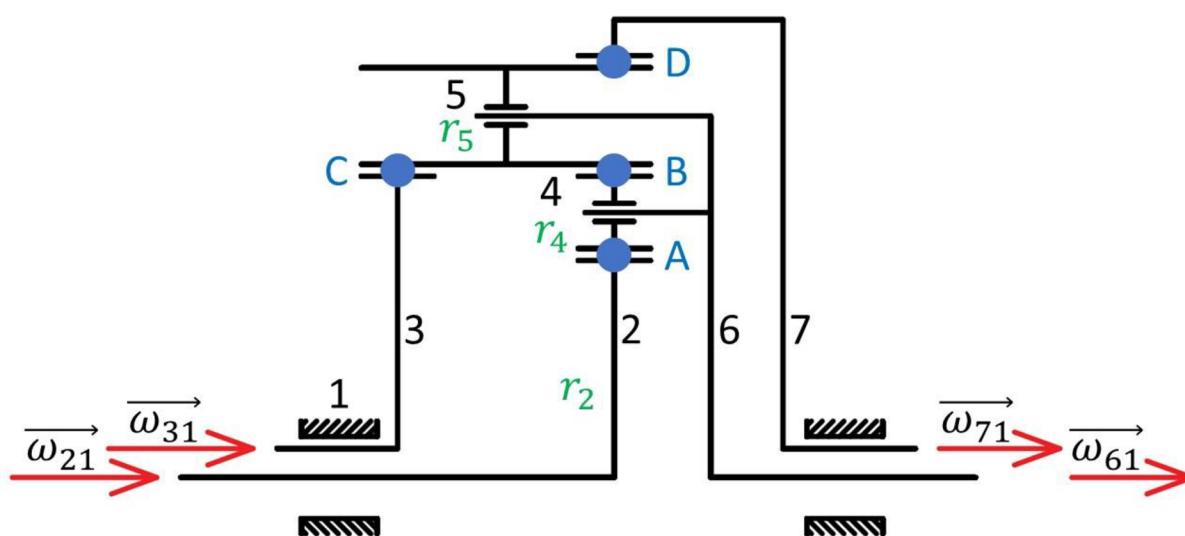
po centrálním kole (C1), satelitu (S2) a zároveň je obepínán korunovým kolem (K). Rychlostní stupně se tvoří stejně jako u jednoduchého soukolí, zabrzděním, uvolněním či spojením určitých částí. Soukolí umožňuje tři převodové stupně vpřed a jeden zpětný [1].



Obrázek 4 Soukolí Ravigneaux [2]

### KINEMATICKÝ ROZBOR

Před samotným výpočtem si překreslíme soukolí schematicky (obr. 5) a vyznačíme potřebné parametry. Začneme rámem (1), poté označíme centrální kolo (2) s poloměrem roztečné kružnice  $r_2$ , po kterém se odvaluje satelit (4) s poloměrem roztečné kružnice  $r_4$ , který je v kontaktu se satelitem (5) s poloměrem roztečné kružnice  $r_5$ . Oba satelity mají společný unašeč (6). Mezi vnější satelit (5) s poloměrem roztečné kružnice  $r_5$  je vloženo centrální kolo (3). Tento celek se odvaluje po vnitřním ozubení korunového kola (7). Nalezneme a označíme body záběru (A – D).



Obrázek 5 Schéma soukolí Ravigneaux – výpočet

Sepíšeme charakteristické rovnice vyjadřující pohyb pro dané body záběru, ve tvaru: *absolutní pohyb = relativní + unášivý*.

$$\begin{aligned}
 \text{A: } & 41 = 42 + 21 \\
 & 41 = 46 + 61 \\
 \text{B: } & 41 = 45 + 51 \\
 & 41 = 46 + 61 \\
 \text{C: } & 51 = 53 + 31 \\
 & 51 = 56 + 61 \\
 \text{D: } & 51 = 57 + 71 \\
 & 51 = 56 + 61
 \end{aligned} \tag{1.36}$$

Jak již víme, rychlost v bodech ozubení musí být rovna nule, z důvodu trhání ozubení. Píšeme tedy přímo upravené rychlostní rovnice. Rovnice bodu (A):

$$\vec{v}_{21}^A = \vec{v}_{46}^A + \vec{v}_{61}^A \tag{1.37}$$

z které plyne, že unášivá rychlost  $v_{21}^A$  je rovna součtu rychlosti relativní  $v_{46}^A$  a unášivé  $v_{61}^A$ .

Bodu (B):

$$\vec{v}_{56}^B = \vec{v}_{46}^B \tag{1.38}$$

z které plyne, že rychlost  $v_{56}^B$  je rovna rychlosti  $v_{46}^B$ .

Bodu (C):

$$\vec{v}_{31}^C = \vec{v}_{56}^C + \vec{v}_{61}^C \tag{1.39}$$

z které plyne, že unášivá rychlost  $v_{31}^C$  je rovna součtu rychlosti relativní  $v_{56}^C$  a unášivé  $v_{61}^C$ .

Bodu (D):

$$\vec{v}_{71}^D = \vec{v}_{56}^D + \vec{v}_{61}^D \tag{1.40}$$

z které plyne, že unášivá rychlost  $v_{71}^D$  je rovna součtu rychlosti relativní  $v_{56}^D$  a unášivé  $v_{61}^D$ .

Za rychlosti dosadíme dle vztahu (1.6) s tím, že kladné směry pro přehlednost zachováme tak, jako u předchozích výpočtů.

$$\begin{aligned}
 \text{A: } & \omega_{21} \cdot r_2 = -\omega_{46} \cdot r_4 + \omega_{61} \cdot r_2 \\
 \text{B: } & -\omega_{56} \cdot r_5 = \omega_{46} \cdot r_4 \\
 \text{C: } & \omega_{31} \cdot (r_2 + 2r_4) = -\omega_{56} \cdot r_5 + \omega_{61} \cdot (r_2 + 2r_4) \\
 \text{D: } & \omega_{71} \cdot (r_2 + 2r_4 + 2r_5) = \omega_{56} \cdot r_5 + \omega_{61} \cdot (r_2 + 2r_4 + 2r_5)
 \end{aligned} \tag{1.41}$$

**První převodový stupeň** vzniká zastavením centrálního kola (3). Platí tedy, že úhlová rychlost  $\omega_{31} = 0$ . Vstupním parametrem je úhlová rychlost  $\omega_{21}$  centrálního kola (2), výstupním úhlová rychlost  $\omega_{61}$  unášeče (6). Po dosazení získáme tedy rovnice v novém tvaru.

$$\begin{aligned}
 \text{A: } & \omega_{21} \cdot r_2 = -\omega_{46} \cdot r_4 + \omega_{61} \cdot r_2 \\
 \text{B: } & -\omega_{56} \cdot r_5 = \omega_{46} \cdot r_4 \\
 \text{C: } & 0 = -\omega_{56} \cdot r_5 + \omega_{61} \cdot (r_2 + 2r_4) \\
 \text{D: } & \omega_{71} \cdot (r_2 + 2r_4 + 2r_5) = \omega_{56} \cdot r_5 + \omega_{61} \cdot (r_2 + 2r_4 + 2r_5)
 \end{aligned}
 \tag{1.42}$$

Metodou postupného dosazování vyjádříme výstupní úhlovou rychlost.

$$\omega_{61} = \frac{\omega_{21} \cdot r_2}{2r_2 + 2r_4}
 \tag{1.43}$$

Dosazením do vztahu (1.10) získáme výsledný převodový poměr pro první rychlostní stupeň.

$$i = \frac{2r_2 + 2r_4}{r_2}
 \tag{1.44}$$

**Druhý rychlostní stupeň** získáme zastavením centrálního kola (3). Z toho plyne, že úhlová rychlost  $\omega_{31} = 0$ . Vstupní veličinou je úhlová rychlost  $\omega_{71}$  korunového kola (7), výstupní úhlová rychlost  $\omega_{61}$  unašeče (6). Po dosazení dostaneme rovnice v tomto tvaru.

$$\begin{aligned}
 \text{A: } & \omega_{21} \cdot r_2 = -\omega_{46} \cdot r_4 + \omega_{61} \cdot r_2 \\
 \text{B: } & -\omega_{56} \cdot r_5 = \omega_{46} \cdot r_4 \\
 \text{C: } & 0 = -\omega_{56} \cdot r_5 + \omega_{61} \cdot (r_2 + 2r_4) \\
 \text{D: } & \omega_{71} \cdot (r_2 + 2r_4 + 2r_5) = \omega_{56} \cdot r_5 + \omega_{61} \cdot (r_2 + 2r_4 + 2r_5)
 \end{aligned}
 \tag{1.45}$$

Metodou postupného dosazování vyjádříme výstupní úhlovou rychlost  $\omega_{61}$  pomocí rychlosti vstupní  $\omega_{71}$ .

$$\omega_{61} = \frac{\omega_{71} \cdot (r_2 + 2r_4 + 2r_5)}{2r_2 + 4r_4 + 2r_5}
 \tag{1.46}$$

Dosazením do vztahu (1.10) získáme výsledný převodový poměr pro druhý převodový stupeň.

$$i = \frac{2r_2 + 4r_4 + 2r_5}{r_2 + 2r_4 + 2r_5}
 \tag{1.47}$$

**Třetí převodový stupeň** vzniká spojením centrálních kol (2, 3) pro vstup, přičemž jako výstup je použit unašeč (6). Pro výstup je možné použít i korunové kolo (7), neboť se uzamčená převodovka otáčí jako celek. Jedná se tedy o přímý záběr.



**Zpětný chod** vzniká zastavením korunového kola (7). Platí tedy, že úhlová rychlost  $\omega_{71} = 0$ . Vstupní veličinou je úhlová rychlost  $\omega_{21}$  centrálního kola (2), výstupní úhlová rychlost  $\omega_{61}$  unašeče (6). Po dosazení dostaneme rovnice v tomto tvaru.

$$\begin{aligned} \text{A: } & \omega_{21} \cdot r_2 = -\omega_{46} \cdot r_4 + \omega_{61} \cdot r_2 \\ \text{B: } & -\omega_{56} \cdot r_5 = \omega_{46} \cdot r_4 \\ \text{C: } & \omega_{31} \cdot (r_2 + 2r_4) = -\omega_{56} \cdot r_5 + \omega_{61} \cdot (r_2 + 2r_4) \\ \text{D: } & 0 = \omega_{56} \cdot r_5 + \omega_{61} \cdot (r_2 + 2r_4 + 2r_5) \end{aligned} \quad (1.48)$$

Metodou postupného dosazování vyjádříme výstupní úhlovou rychlost  $\omega_{61}$  pomocí rychlosti vstupní  $\omega_{21}$ .

$$\omega_{61} = -\frac{\omega_{21} \cdot r_2}{2r_4 + 2r_5} \quad (1.49)$$

Dosazením do vztahu (1.10) získáme výsledný převodový poměr pro zpětný chod.

$$i = -\frac{2r_4 + 2r_5}{r_2} \quad (1.50)$$

## VÝPOČET

Informace pro přehlednost uspořádáme do tabulky (tab. 3) a provedeme dosazení hodnot do rovnic pro konkrétní soukolí. Toto soukolí bude mít poloměr roztečné kružnice centrálního kola (2)  $r_2 = 45 \text{ mm}$ , poloměr roztečné kružnice satelitu (4)  $r_4 = 15 \text{ mm}$  a poloměr roztečné kružnice satelitu (5)  $r_5 = 20 \text{ mm}$ . Pokud preferujeme výpočet s počty zubů, namísto s poloměry roztečné kružnice, lze dosadit dle vztahu (1.18).

Tabulka 3 Převodové poměry soukolí Ravigneaux

Převodový stupeň	Pevný člen	Vstup	Výstup	Rovnice	Převodový poměr
I. stupeň	C (3)	C (2)	U (6)	$i = \frac{2r_2 + 2r_4}{r_2}$	$i = 2,67$
II. stupeň	C (3)	K (7)	U (6)	$i = \frac{2r_2 + 4r_4 + 2r_5}{r_2 + 2r_4 + 2r_5}$	$i = 1,65$
Přímý záběr	–	Spojeno C (2) a C (3)	U (6)	–	$i = 1$
Zpětný chod	K (7)	C (2)	U (6)	$i = -\frac{2r_4 + 2r_5}{r_2}$	$i = -1,56$

## 2 SAMOČINNÉ PŘEVODOVKY

V posledních letech se objevují stále nové typy automatických převodovek, avšak podstata zůstává stejná. Rychlý vývoj způsoben především snahou o zvýšení účinnosti, resp. snížení spotřeby paliva [5]. Toho lze docílit snížením ztrát v samotné převodovce, avšak z větší části spočívá úspora paliva v efektivnějším využití točivého momentu odebíraného z motoru tak, aby motor pracoval v ideálních podmínkách, tj. s otáčkami, při kterých má motor nejlepší poměr spotřeby paliva a velikosti točivého momentu. Vývoj je v neposlední řadě urychlován neustále se zvětšujícími nároky na snižování emisí vozů.

Vývoj se ubírá směrem, který je založen především na zvyšování počtu převodových stupňů. Zvýšením počtu převodových stupňů se značně zvýší řídicí komfort a pohodlí, neboť řazení bude plynulejší díky menšímu skoku mezi převody [5]. Rozpětí je tedy dostatečně velké na to, abychom snížili nejvyšší převodový poměr, který je používán při vysokých rychlostech například na dálnici a je při něm nejlepší ekonomika provozu. Na druhé straně převodové škály je možné zachovat, či zvýšit, nejnižší převodový stupeň, který je vhodný pro rozjezd vozidla, jízdu do kopce či plížení terénem.

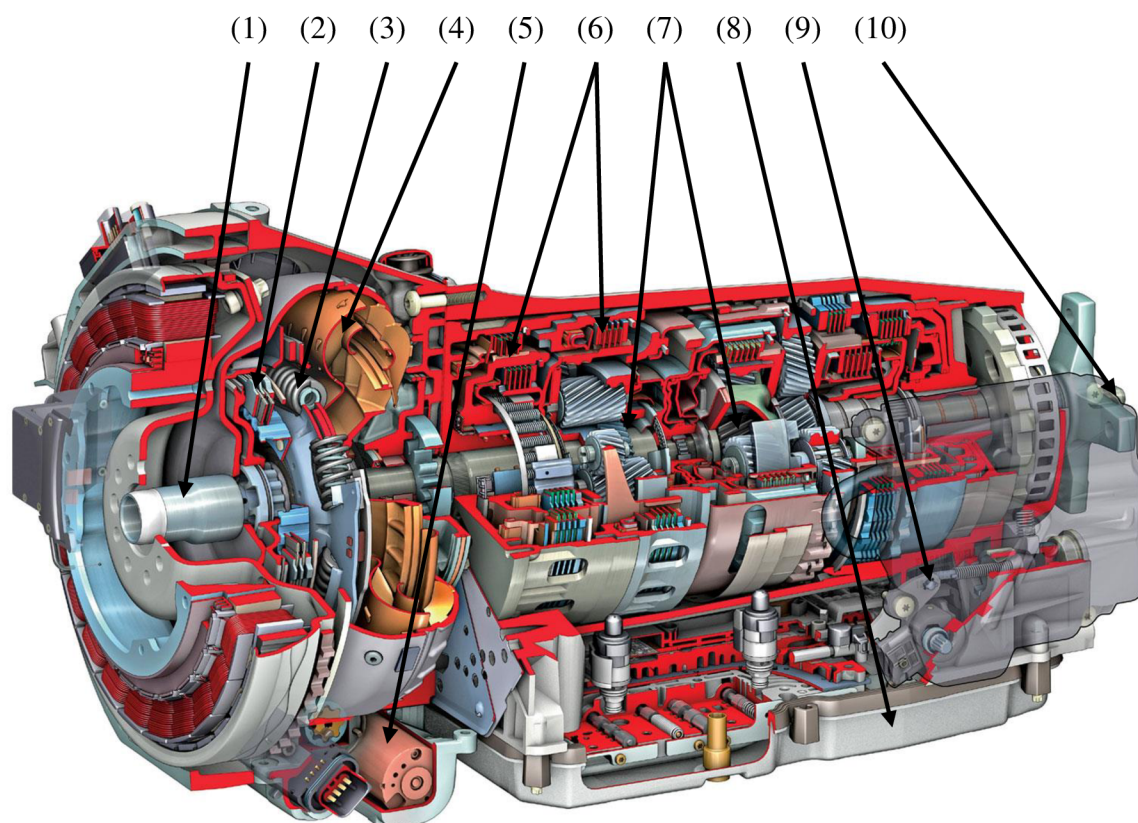
Největší výhodou pro řidiče na rozdíl od klasické mechanické převodovky je zjednodušení obsluhy vozidla. Odpadá nutnost ovládat rozjezdovou spojku vozidla a měnit převodové stupně. Rozjezdová spojka je nahrazena hydrodynamickým měničem a změna převodových stupňů se děje automaticky pomocí řídicí jednotky, která neustále kontroluje důležité parametry, např. otáčky motoru, výstupního hřídele motoru či nastavení jízdního režimu. Neustále tak vyhodnocuje a následně volí nejvhodnější převodový stupeň pro konkrétní situaci.

Schopnost řídicí jednotky předvídat je značně omezená, tudíž musí být řidiči umožněno například podřadit před začátkem prudkého kopce pro brzdění motorem nebo za účelem akcelerování při předjíždění.

### 2.1 KONCEPCE

Samočinná automatická převodovka je kompaktní celek, který je zcela uzavřený a má jeden vstupní a výstupní hřídel. Vnitřní části můžeme rozdělit na dvě hlavní části. První částí spojené se vstupním hřídelem je hydrodynamický měnič, který přenesení plynule, s minimálními rázy, točivý moment z motoru do druhé části, čímž jsou planetové převody.

Planetová převodovka je nejčastěji tvořena dvěma či třemi stupni, neboť poměr využitelnosti a složitosti je ideální. Změna převodových poměrů – stupňů se děje skokově, avšak plynule. Řadí se tzv. „pod zatížením“, neboli bez přerušení toku točivého momentu z motoru do převodovky. Ke změně převodového poměru slouží soustava řadicích elementů – spojek a brzd. Řízení je nejčastěji mechanicko-hydraulické. Princip změny převodu byl již popsán (kap. 1).



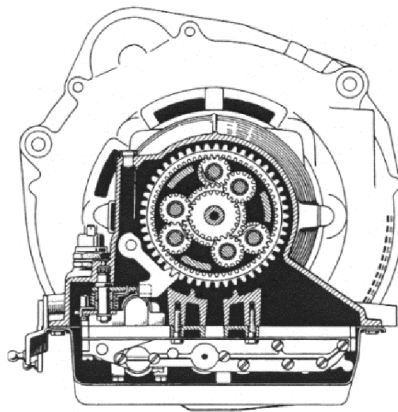
Obrázek 6 Samočinná převodovka Mercedes Benz 9G-Tronic [6]

Pro podrobnější pohled můžeme rozebrat převodovku Mercedes Benz 9G-Tronic (obr. 6) zobrazenou v řezu. Motor je připojen ke vstupnímu hřídeli (1), z kterého je odebrán točivý moment hydrodynamickým měničem (4). Neboť jsou od motoru přenášeny i vibrace, je hydrodynamický měnič doplněn o tlumič torzních kmitů (3), který zajišťuje jejich potlačení. Poslední důležitou částí hydrodynamického měniče je přemostňovací spojka (2), jejíž funkce bude společně s principem celého hydrodynamického měniče popsána později (kap. 2.2).

Z hydrodynamického měniče přechází již točivý moment na samotné, v tomto konkrétním případě čtyři, planetové převody (7). Změna převodového poměru se provádí pomocí brzdění určitých částí převodovky pásovou (zde konkrétně není použita) či lamelovou brzdou (6), nebo spojením dvou částí soukolí pomocí lamelové spojky. Požadovaný točivý moment vychází vně převodovky prostřednictvím výstupního hřídele (10), ke kterému je připojena zbylá hnací soustava zahrnující například rozvodovku, diferenciály či stálé planetové redukce ve hnací nápravě nákladních automobilů.

Dalšími částmi jsou prvky, které nejsou přímo spojené s přenosem točivého momentu, avšak pro chod převodovky jsou nezbytné. Patří mezi ně například olejové čerpadlo (5), které zajišťuje mazání planetových převodů, ale zároveň také odvod vzniklého tepla prostřednictvím chladiče. Z důvodu dobrých materiálových vlastností a nízké hmotnosti je skříň převodovky odlita z uhlíkové slitiny. Neboť není olejová vana (8) nosným prvkem, je nejčastěji vyráběna z plastu, což zároveň také značně zredukuje celkovou hmotnost.

Dalším důležitým prvkem je mechanismus parkovací brzdy (9), který zajišťuje blokadu převodovky při parkování a je z hlediska bezpečnosti nepostradatelný. Mechanická blokada (obr. 7) se provádí posunutím volicí páky do polohy P. Děje se buď elektricky pomocí servomotoru nebo mechanicky. Při posuvu volicí páky se natáčí západka parkovací uzávěrky, která zapadne do rohatky. Tím je výstupní hřídel převodovky zcela zastaven. Pro aktivaci brzdy je nutné, aby vůz setrval v klidu. Pokud by tomu tak nebylo, došlo by k nepřijatelnému opotřebení [2].

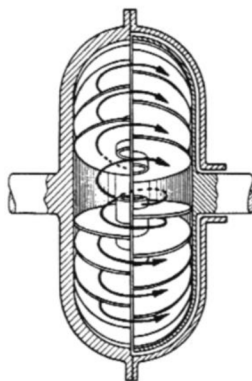


Obrázek 7 Parkovací uzávěrka automatické převodovky [18]

## 2.2 HYDRODYNAMICKÝ MĚNIČ TOČIVÉHO MOMENTU

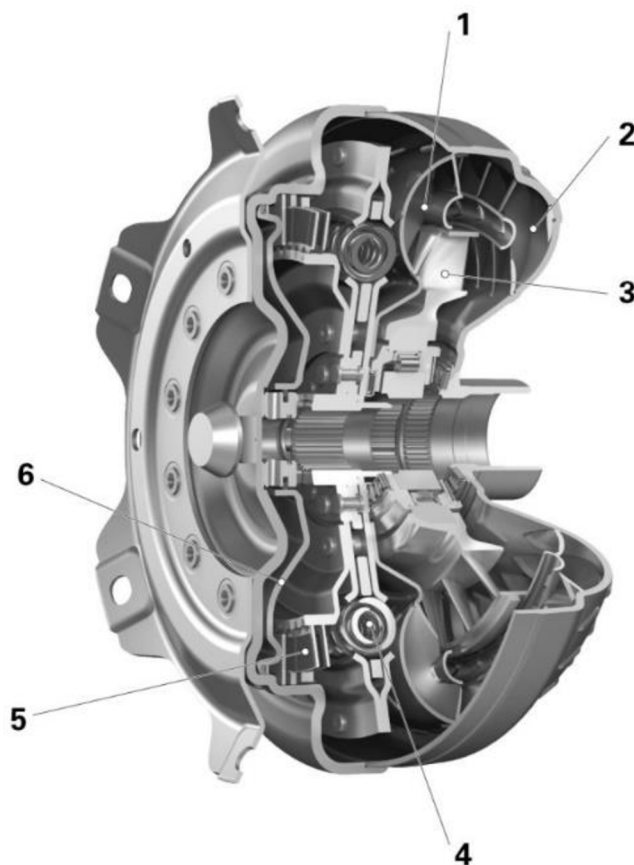
Hydrodynamický měnič ve vozích plynule přenáší točivý moment z motoru na samotná planetová soukolí. Základní princip je stejný jako u hydrodynamické (kapalinové) spojky, avšak mezi turbínové a čerpadlové kolo je vsazeno reaktorové (rozdávčí) kolo. Můžeme tak moment nejen přenášet, jako u kapalinové spojky, ale díky reaktorovému kolu jej i násobit. Složitější, avšak účinnější měniče jsou doplněny o přemostňovací spojku, která po sepnutí pevně spojí turbínové a čerpadlové kolo. Překlenutím vzroste účinnost na hodnotu 1. Přenášení točivého momentu prostřednictvím kapalné náplně je výhodné, neboť nejsou přenášeny vibrace a rázy z motoru na převodové ústrojí.

Na hydrodynamickém měniči zobrazeném v řezu (obr. 9) můžeme popsat všechny prvky moderního měniče a vysvětlit princip funkce. Srdcem měniče je uzavřená skříň anuloidního tvaru zcela naplněna olejem (nejčastěji převodovým), uvnitř které se otáčejí kola se zakřivenými lopatkami.



Obrázek 8 Proudění v hydrodynamickém měniči [18]

Prouděním kapaliny (obr. 8) dochází k jejímu ohřívání, což ulehčuje vzniku bublin, které jsou pro funkci nežádoucí. Přídavným čerpadlem je tedy kapalina hnána do vnějšího chladiče, kde se teplo z měniče odebere.



Obrázek 9 Řez hydrodynamického měniče SACHS [7]

Vývodový hřídel motoru je pevně spojen s čerpadlovým kolem (2), které je tvořeno skříní. Po jeho lopatkách se kapalina vlivem odstředivé síly pohybuje směrem ven a následně vstupuje na lopatky turbínového kola (1). Energie kapaliny vznikající na čerpadlovém kole se tedy přenesou na kolo turbíny, které je pevně spojeno s výstupním hřídelem a následně s planetovými převody. Kapalina z turbínového kola odchází na kolo reaktoru (3), které se snaží točit opačným směrem než čerpadlové a turbínové kolo. Tomu je zabráněno, neboť je kolo reaktoru spojeno se skříní pomocí volnoběžky, která umožňuje smysl otáčení pouze ve směru čerpadlového a turbínového kola.

Díky tomu, že je opačnému smyslu otáčení zabráněno, reaktorové kolo stojí a směr kapaliny je změněn asi o  $90^\circ$ , při němž vzniká reakční síla [2]. Tato síla má za následek zvětšení točivého momentu turbíny – násobení momentu, které je velmi výhodné hlavně při fázi rozjezdu automobilu. Moment může být při rozjezdu vynásoben 1,5 až 4,5 krát [2]. Poté kapalina proudí z reaktoru opět na začátek cyklu, na lopatky čerpadlového kola. Změna momentu probíhá plynule v závislosti na jízdních odporech. Moment turbíny  $M_t$  je pro pracovní režim dán tedy součtem:

$$M_T = M_{\check{c}} + M_R \quad (2.1)$$

kde  $M_{\check{c}}$  je moment čerpadla a  $M_R$  moment reaktoru [1]. Pro moment čerpadla platí vztah:

$$M_{\zeta} = k \cdot n_{\zeta}^2 \cdot D_{\zeta}^5 \quad (2.2)$$

kde  $k$  je konstanta závislá na parametrech čerpadla,  $n_{\zeta}$  otáčky čerpadla a  $D_{\zeta}$  průměr čerpadlového kola (měniče) [1].

S nárůstem otáček turbínového kola se mění úhel dopadu kapaliny na reaktorové kolo tak, že začne klesat točivý moment turbínového kola a s ním spojené hřídele, neboť reaktor již nebude „násobit“ točivý moment. V té chvíli se velikost otáček čerpadlového a turbínového kola srovnají, kapalina začne dopadat na reaktorové kolo pod správným úhlem a reaktor se začne točit ve správném směru volnoběžky. Nakonec se budou všechna kola otáčet stejnou rychlostí a přestane se díky reaktoru násobit moment. Reaktor tak přestane plnit svoji funkci a měnič se začíná chovat jako kapalinová spojka.

Účinnost měniče můžeme vyjádřit vztahem:

$$\eta = \frac{P_T}{P_{\zeta}} = \frac{M_T \cdot n_t}{M_{\zeta} \cdot n_{\zeta}} \quad (2.3)$$

kde  $P_T$  je výkon turbíny,  $P_{\zeta}$  výkon čerpadla,  $M_T$  moment turbíny,  $M_{\zeta}$  moment čerpadla,  $n_t$  otáčky turbínového kola a  $n_{\zeta}$  otáčky čerpadlového kola [1].

Moderní měniče jsou doplněny o přemostovací (třecí) spojku (5), která umožňuje vytvoření pevného spojení mezi čerpadlovým a turbínovým kolem prostřednictvím třecích ploch (6). Je řízena hydraulicky a zcela automaticky, bez možnosti zásahu člověka, řídicí jednotkou.

Převodovka tedy nejčastěji pracuje při nejvyšším převodovém stupni přímo s planetovým převodem a hydrodynamický měnič je aktivován při nižších převodových stupních. Za normálního provozu dochází asi k 3 % prokluzu [1]. Přemostěním dosáhne přenos točivého momentu téměř 100% účinnosti. Výsledkem dalšího pokroku ve vývoji je umístění tlumičů torzních kmitů (4), které mají za úkol odfiltrvat největší vibrace a rázy, které by mohly být přenášeny z motoru.

## 2.3 ŘADICÍ ELEMENTY SAMOČINNÝCH PŘEVODOVEK

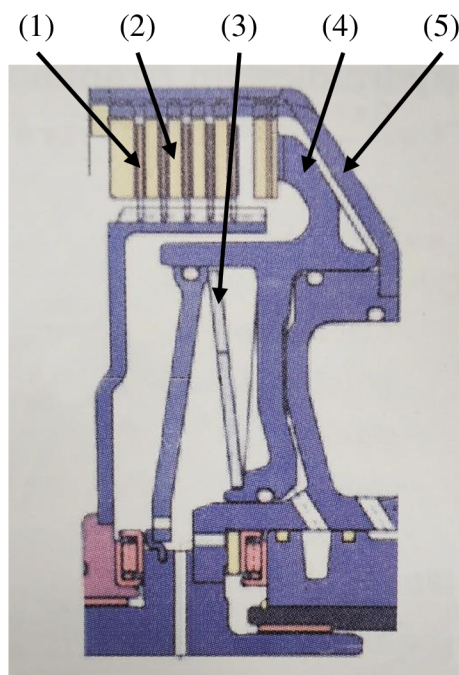
Aby bylo možné řadit pod zátěží, je nutné, aby se činnost jednotlivých členů překrývala. Díky tomu dojde k plynulé změně za prokluzu, avšak společně se vznikem odpadního tepla. Pro správnou funkčnost, trvanlivost a požadovanou velikost, z důvodu omezení zástavbovým prostorem, je nutné zvolit vhodný prvek společně s příslušným typem třecího materiálu. Všechny prvky jsou nejčastěji ovládány hydraulicky.

Brzda zajišťuje pevné spojení dané části převodovky s rámem tak, aby nedocházelo k rotaci. Spojka funguje na velmi podobném principu, avšak spojuje dva elementy tak, aby byl přenášen moment s co nejmenšími ztrátami. Poslední, nejčastější částí, je volnoběžka, která znemožňuje rotaci v opačném směru.

### 2.3.1 LAMELOVÁ SPOJKA

Funkcí lamelové spojky (obr. 10) je tvorba pevného spojení dvou hřídelů pomocí spojkových lamel, které jsou k sobě přitlačeny tlakem hydraulického oleje pronikajícího mezi válec (5) a píst (4). Používají se lamely vnější (2), které jsou ocelové a lamely vnitřní (1), jejichž součástí je brzdové obložení. Pro zvýšení odvodu tepla jsou lamely doplněny drážkováním, což zajistí vyšší brzdový účinek. Pro pohyb pístu zpět je spojka doplněna vratnou talířovou

pružinou (4). Dle možnosti zástavby se používá jedna centrální nebo více menších pružin. U převodovek pro osobní vozy se používají vratné pružiny se silou okolo 500 N [1].



Obrázek 10 Lamelová spojka [2]

### 2.3.2 LAMELOVÁ BRZDA

Konstrukce a princip funkce je velmi podobný lamelové spojce. Jediný zásadní rozdíl je v tom, že tělo brzdy je pevně spojeno se skříní převodovky. Použitím lamelových brzd má velkou výhodu v tom, že při zabrzdění nevzniká radiální síla, která by byla přenášena na ložiska a hřídele [1].

Při dimenzování brzdy je nutné přihlídnout k faktu, v které fázi bude brzda aktivována. Pro sepnutí brzdy za rotace je potřebný větší ovládací tlak. Dochází také k vyššímu opotřebení, resp. kratší životnosti. Není však nutné spojky a brzdy předimenzovat, neboť by došlo k celkovému tuhnutí soustavy. Řazení by bylo tvrdší se současným omezením plyného efektu, jenž má kladný vliv pro plynulost jízdy. Momentovou kapacitu lamelové brzdy (stejně tak spojky) můžeme vypočítat ze vztahu:

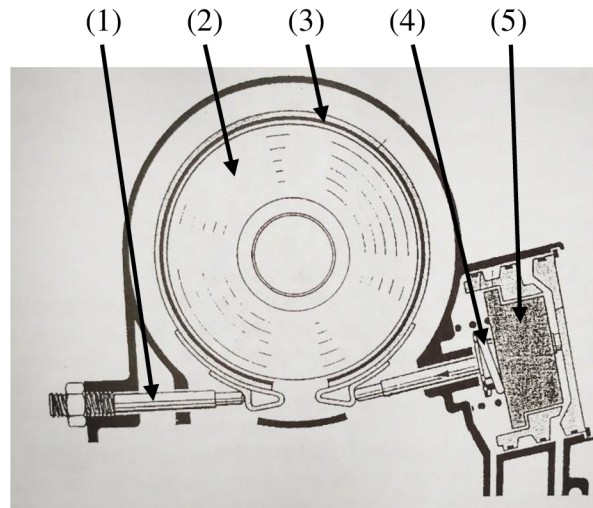
$$M = p \cdot S \cdot f \cdot R_S \cdot k \cdot n \quad (2.4)$$

kde  $p$  je tlak pracovní kapaliny,  $S$  pracovní plocha pístu,  $f$  součinitel tření,  $R_S$  střední poloměr obložení lamel,  $k$  převod mezi pístem a přitlačnou deskou a  $n$  je počet lamel [1].

### 2.3.3 PÁSOVÁ BRZDA

Největší předností pásové brzdy (obr. 11) je její malá zástavbová velikost při zachování velké momentové kapacity. Hlavní částí brzdy je buben, jenž je spojen s částí soukolí, kterou chceme brzdit. Provedení je obdobné, ať už jde o kolo centrální, korunové či unašeč. Nevýhodou oproti lamelové brzdě je skutečnost, že při brzdění dochází ke vzniku radiálních sil, které působí na hřídele a ložiska. Těmito silami je současně zatěžována i samotná skřín převodovky.

Obvod bubnu (2) je opásán pružným pásem (3), který je na straně styku opatřen třecím materiálem. Ovládání brzdy je provedeno pomocí hydrauliky, kdy píst (5) tlačí na jeden konec pásu, čímž je pás přitlačován na buben. Uvolnění je provedeno pomocí tlačné pružiny (4). Některé koncepce brzd jsou navíc doplněny o druhý píst, který pružině pomáhá s odbrzděním [2]. Seřízení brzdy pro optimální chod se provádí pomocí stavěcího šroubu (1).



Obrázek 11 Pásová brzda [1]

Výpočet pásové brzdy je založen na principu vláknového tření. Vztah pro reakční sílu v úchyту pásu působící na skřín převodovky  $F_2$  je dána vztahem:

$$F_2 = F_1 \cdot e^{f \cdot \alpha} \quad (2.5)$$

kde  $F_1$  je ovládací síla od pístu,  $e$  základ přirozených logaritmů,  $f$  součinitel tření mezi bubnem a pásem a  $\alpha$  úhel opásání [1]. Ze získaných sil můžeme dopočítat pomocí momentové rovnováhy brzdny moment  $M_B$  ze vztahu:

$$M_B = (F_2 - F_1) \cdot r = F_1 \cdot r \cdot (e^{f \cdot \alpha} - 1) \quad (2.6)$$

kde  $r$  je poloměr bubnu [1].

## 2.4 ŘÍZENÍ SAMOČINNÝCH PŘEVODOVEK

Samočinné převodovky jsou řízeny elektro-hydraulicky. Jediné spojení mezi řidičem a převodovkou je prostřednictvím akceleračního pedálu a páky volící jízdní režim (obr. 12).

Řidič má na výběr z několika režimů:

- P – parkování,
- R – zpětný chod,
- N – neutrál (volnoběh),
- D – jízda vpřed,

a také má řidič možnost pomocí páky zvyšovat (+), či snižovat (-), převodový stupeň dle vlastního uvážení.





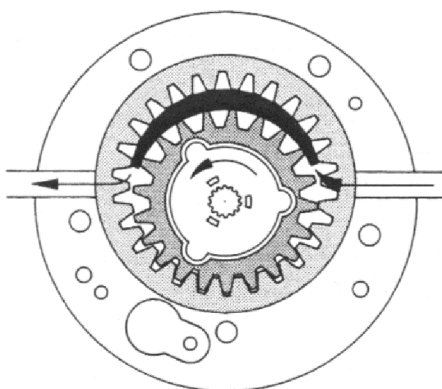
Obrázek 12 Páka voliče jízdního režimu BMW [8]

To je velmi výhodné při jízdě z kopce či při sportovní jízdě. V těchto situacích má řidič lepší odhad, neboť řídicí jednotka stále nedokáže některé vlivy předpovídat. Řídicí jednotka není zakomponována jako součást převodovky, ale je umístěna uvnitř vozu. Jednotka neustále sbírá a vyhodnocuje data, která jsou důležitá pro změnu převodových stupňů. Ty čerpá ze svých vlastních snímačů, ale dokáže i sdílet data s ostatními systémy, čímž lze zredukovat počet čidel ve voze. Důležitými parametry pro správnou funkci převodovky jsou otáčky motoru, poloha akceleračního pedálu, volba jízdního režimu, rychlost, stoupání, ale i to, zda je připojen přívěsný vozík.

Spolupráci mezi řídicí jednotkou motoru a převodovky lze předvést na jednoduchém příkladu. Řídicí elementy (lamelové spojky a brzdy) lze ušetřit od nadměrného opotřebení tím, že se v momentě řazení přeruší, na nezbytně nutnou dobu, zapálení směsi [1]. Dojde tak ke krátkodobému poklesu točivého momentu a současně hladkému přeřazení. Jiným příkladem spolupráce mezi dvěma systémy je čtení jednotkou převodovky hodnoty akcelerometru. Při rychlém průjezdu zatáčky se zvýší hodnota přetížení, to zjistí jednotka a následně během zatáčky nepřeadí, neboť by to nebylo správné s ohledem na bezpečnost.

Elektronika řídí hydraulické obvody pomocí elektrohydraulických (elektromagnetických) ventilů, které spínají a rozepínají spojky a brzdy v převodovce. K tomu je vydán impuls řídicí jednotkou převodovky, kdykoli je potřeba změnit převodový stupeň.

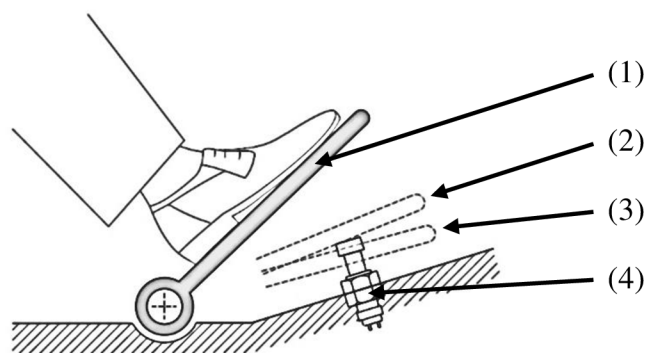
Převodovka má pouze jeden uzavřený systém s olejem. Pro oběh se používá nejčastěji srpkové čerpadlo (obr. 13) s vnitřním ozubením. Je umístěno za hydrodynamickým měničem a vytváří hlavní tlak, který je následně rozdělen v šoupátkové skřini.



Obrázek 13 Srpkové čerpadlo [18]

Tvorba požadovaných tlaků pro jednotlivá místa se odehrává v šoupátkové skřini prostřednictvím velkého množství elektromagnetických a tlakových regulačních ventilů. Olej je používán pro řídicí prvky, ovládání převodovky, hydrodynamický měnič ale i mazání všech důležitých částí převodovky. Uvnitř převodovky vzniká velké množství odpadního tepla, které je nutné odvádět pomocí externího chladiče.

Vozy s automatickou převodovkou jsou také doplněny o spínač **kick down** (obr. 14), který je umístěn pod plynovým pedálem (1). Je aktivován, pokud při „plném plynu“ (2) sešlápneme akcelerační pedál „na doraz“ (3). Spínač (4) předá řídicí jednotce informaci o tom, že chce řidič co nejrychleji akcelerovat a je nutné podřadit na nejnižší možný převodový stupeň, abychom získali co nejvyšší točivý moment na kolech vozu a auto akcelerovalo tak prudce, jak jenom dovede. Vždy je podřazeno tak, aby nedošlo k překročení maximálních otáček motoru a k jeho následnému poškození.



Obrázek 14 Umístění spínače kick-down [14]

Můžeme si představit, že pojedeme vozem se zážehovým motorem rychlostí osmdesát kilometrů v hodině při zařazeném pátém stupni. Pokud v této chvíli sešlápneme „plný plyn“ (2) elektronika přijme požadavek na zrychlení a následně převodovka podřadí o dva rychlostní stupně, tj. na třetí rychlostní stupeň. Otáčky motoru budou v tuto chvíli přibližně čtyři a půl tisíce otáček za minutu [20].

Pokud bychom nezůstali v poloze „plného plynu“ (2), ale prošlápli jej, resp. aktivovali spínač kick-down (4), převodovka podřadí rovnou na druhý rychlostní stupeň a otáčky motoru vzrostou na pět a půl tisíce za minutu [20]. V těchto otáčkách motor poskytuje maximální výkon.

V poslední době se objevuje spínač „kick-down“ i u vozů s klasickou manuální převodovkou. Laická veřejnost si myslí, že nemá žádnou funkci a je použit z ekonomických důvodů, kdy se použije jeden pedál u vozů jak s převodovkou automatickou, tak i manuální. To však není pravda, neboť zde je použit v souvislosti s omezovačem rychlosti.

Jedná se o omezovač, který je nastavený na určitou rychlost a nad její hodnotu elektronika nedovolí zrychlovat [20]. Bylo by však nebezpečné, pokud bychom potřebovali ihned zrychlit, avšak nejdříve bychom museli deaktivovat omezovač a až poté mohli akcelerovat. Právě zde nachází uplatnění spínač „kick-down“, který omezovač vypne a můžeme následně akcelerovat bez omezení. Je známo, že funkci tohoto omezovače téměř nikdo nepoužívá, ale její hodnocení v bezpečnostních testech Euro NCAP vychází velmi kladně [20].

### 3 PŘEVODOVKY PRO OSOBNÍ VOZY

Touha po sestrojení převodovky s automatizovanou změnou převodových stupňů přišla zároveň s prvními automobily. Za první „automatickou“ planetovou převodovku můžeme považovat typ, který byl použit v modelu Ford T (1908-1927) [17]. Planetová převodovka se ovládala dvěma pedály. Sešlápnutím prvního se prováděla změna mezi prvním a druhým rychlostním stupněm. Druhý sloužil pro zpětný chod.

V 50. letech se používaly převodovky dvou, tří či čtyřstupňové. Na výhody či nevýhody těchto převodovek měla v této době široká veřejnost rozporuplné názory. První moderní samočinnou převodovku představilo BMW v roce 2002 [17]. Vlajková loď, model E64 dostal převodovku ZF 6HP26. Poté začal nelitostný boj výrobců především v počtu převodových poměrů, rychlosti řazení a následně v ostatních parametrech.

V dnešní době je největším výrobcem samočinných převodovek německá firma ZF. Její převodovky už nenajdeme pouze v nejvyšší třídě automobilek, postupem času se tyto převodovky dostaly i do vozů střední a nižší střední třídy. Vyrábí také převodovky pro vozidla speciální a bojová. Některé automobilky si vyvíjí převodovky vlastní, např. Toyota nebo Mercedes-Benz.

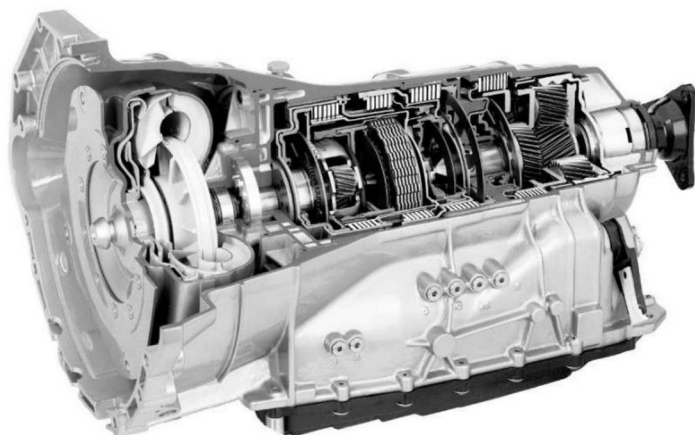
Mezi převodovky, které jsou v dnešních dnech nejčastěji používány patří: ZF 6HP, ZF8HP, ZF 9HP, Mercedes-Benz 7G-Tronic, Mercedes-Benz 9G-Tronic nebo Toyota Direct Shift-10AT. Převodovky se liší, z hlediska převodové části, vnitřním uspořádáním, avšak převážně zůstává u všech koncept stejný. Převážně je použito jedno ustálené soukolí – Ravigneaux společně s jedním či více jednoduchými soukolími.

Pro širší popis byla vybrána převodovka ZF 6HP 26 z toho důvodu, že se jedná o jednu z nejdéle používaných a mnohokrát přepracovaných převodovek, avšak díky inovativní myšlence zůstal koncept převodového ústrojí zachován do dnešních dnů. Používá jedno jednoduché soukolí s pevným centrálním kolem, které je předřazeno před soukolí Ravigneaux. Plynulou změnu převodu zajišťuje šest ovládacích prvků, které jsou aktivovány vždy tak, aby byl změněn pouze jeden ovládací prvek. To zajistí plynulost změny převodu.

Jako druhý zástupce byla zvolena převodovka Toyota Direct Shift-10AT. Jedná se o moderní desetistupňovou převodovku od firmy Toyota, která je specifická návrhem řadicích elementů tak, aby bylo možné řadit deset rychlostních stupňů a jeden zpětný pomocí pouze šesti řadicích elementů. Je složena ze soukolí Ravigneaux, za kterým následují dvě za sebou řazená jednoduchá soukolí. Toto řešení je jednoduché, avšak velice funkční. Vysoký počet převodů zajistí velice hladký chod, resp. plynulou změnu převodových poměrů.

#### 3.1 ZF 6HP 26

V začátcích devadesátých let dvacátého století byly na evropském trhu nejvíce rozšířeny pětistupňové automatické převodovky. Byly používány především ve vozech střední a vyšší třídy. Oproti zbytku světa, kde se využívaly především převodovky čtyřstupňové, představovalo evropské řešení vysokou kvalitu. Toto řešení pomohlo snížit hluk, emise a zvýšilo účinnost, čímž klesla spotřeba paliva. V neposlední řadě tyto změny zajistily velmi pozitivní vliv na řidičský komfort. Těmito vlastnostmi si vícestupňové převodovky vydobily velmi dobrou pozici na trhu. Výsledkem byla nová šestistupňová převodovka ZF 6 HP 26 (obr. 15).



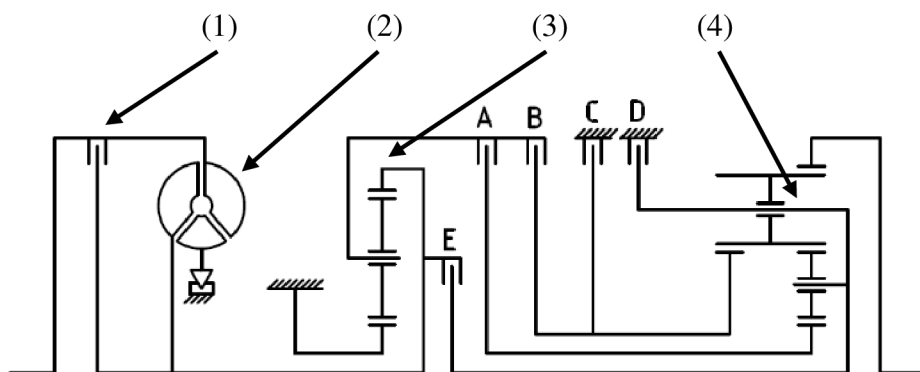
Obrázek 15 Řez převodovkou ZF 6 HP 26 [10]

Parametr úspory paliva nabýval na důležitosti a začal udávat jistý směr ve vývoji automatických převodovek. Všichni výrobci tak začali investovat do vývoje nových konceptů převodovek. Jednou z možností realizace účinnějšího systému bylo zvýšit celkový převodový poměr. Proto bylo rozhodnuto nalézt koncept, který bude mít rovnoměrnější rozložení převodových poměrů. Bylo rozhodnuto o použití základu již osvědčené pětistupňové převodovky 5 HP 24. Výzvou však bylo provedení optimalizace tak, aby příliš nevzrostla hmotnost, zástavbové rozměry a cena.

Všechny části převodovky jsou seskládány co nejkompaktněji kolem osy převodovky. Toto řešení má výhodu nejen z důvodu zástavbových rozměrů, ale je vhodné i pro snížení napětí a vibrací. Obecné složení převodovky (hydrodynamický měnič, řadící elementy apod.) je velmi podobné té, která již byla popsána dříve (kap. 2.1). Parkovací uzávěrka je řešena elektromagneticky. Její aktivace se provádí tlačítkem na řadící páce. Nyní se zaměříme pouze na samotnou planetovou převodovku.

### 3.1.1 KONCEPT

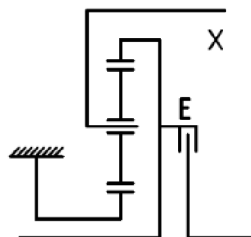
Návrh konceptu vychází ze systému, který již v roce 1990 patentoval Lepelletier [9]. Tento patent popisoval návrh šestistupňové převodovky s pouze dvěma planetovými soukolími [3]. Jedním jednoduchým soukolím a planetovým převodem typu Ravigneaux (kap. 1.2.2). Přepřerováním již dříve vyráběné pětistupňové převodovky vznikla nová převodovka se šesti stupni. Pro větší přehlednost převodovku znázorníme schematicky (obr. 16).



Obrázek 16 Schéma ZF 6 HP 26 [9]

Orientace schématu je provedena tím způsobem, že hřídel spojující převodovku s motorem je umístěn na levé straně, tudíž na straně pravé je umístěn vývodový hřídel převodovky. Mezi motorem a hydrodynamickým měničem (2) je umístěna přemostovací spojka (1), jejíž smysl byl popsán výše (kap. 2.2). Pro řízení převodovky je použito pět ovládacích prvků – tři spojky (A, B, E) a dvě brzdy (C, D).

Hlavním rysem Lepeleitierova konceptu je jednoduché planetové soukolí (obr. 17). Korunové kolo, obsahující spojku E, je napřímo spojeno s vývodem hřídele z hydrodynamického měniče a centrální kolo je pevně spojeno k tělu převodovky. Tento



Obrázek 17 Jednoduché planetové soukolí – ZF 6 HP 26

převod je v pohybu při všech zařazených rychlostních stupních s výjimkou šestého převodového stupně. Z unašeče (X) odchází poměr  $n = 0,66$  a přes spojku (E) poměr  $n = 1$  [9]. Tyto dva momentové toky jsou spojeny pomocí tří spojek do převodového soukolí Ravigneaux (4).

Spojky A a B připojují snížený moment do centrálního kola Ravigneaux. K unašeči je možné připojit hřídel z měniče napřímo pomocí spojky E. Brzdy C a D jsou připojeny k centrálnímu kolu a umožňují pevné spojení centrálního kola, respektive unašeče soukolí Ravigneaux k tělu převodovky.

### 3.1.2 PŘEVODOVÉ STUPNĚ

Aby bylo možné řadit 6 dopředných stupňů a jeden zpětný pomocí 5 ovládacích prvků, je nutné, aby byly aktivovány pro některé převodové stupně prvky stejné. Není však dobré aktivovat více než dva řadící elementy současně. Tento systém řazení by způsobil neplynulý chod. Koncepce svojí konstrukcí neumožňuje přímý záběr. Výhodou tohoto konceptu je zejména stejnoměrné rozložení točivého momentu a rychlosti do všech převodových částí [9]. Momentové toky a aktivované řadící elementy pro jednotlivé převodové stupně jsou přehledně znázorněny v tabulce (tab. 4).

Tabulka 4 Převodové stupně – aktivní řadící elementy převodovky ZF 6 HP 26

Převodový stupeň	Schéma	Aktivní řadící element				
		A	B	C	D	E
1.		○			○	

2.		<input type="radio"/>	<input type="radio"/>		
3.		<input type="radio"/>	<input type="radio"/>		
4.		<input type="radio"/>			<input type="radio"/>
5.			<input type="radio"/>		<input type="radio"/>
6.				<input type="radio"/>	<input type="radio"/>
Z			<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	

### 3.1.3 TECHNICKÉ PARAMETRY

Převodovka je konstruována pro použití zážehového i vznětového motoru. Výrobce uvádí maximální možný moment odebíraný z motoru 440 Nm při 4200 min<sup>-1</sup> a výkon 230 kW při 6600 min<sup>-1</sup>. Převodovka byla původně navržena tak, aby byla schopna přenést vyšší zátěž (600 Nm) [9]. Později se však ukázalo, že by bylo nutné provádět kratší servisní intervaly. Vysokým zatížením by trpělo nejvíce uložení, brzdné plochy řadicích elementů i ozubená kola soukolí Ravigneaux.

Hmotnost kompletní převodovky je 84 kg [9]. Snížení váhy bylo jedním z prvotních požadavků. Byla snaha ušetřit ji na všech komponentech, např. použitím plastové olejové vany s integrovaným filtrem. Toto řešení skrývá nevýhodu v podobě složitější servisní údržby, protože je pro výměnu filtru nutné vanu odmontovat.

Prvotně bylo zamýšleno použití převodovky pouze pro vlajkové modely automobilek, např. BMW 7 (E65), Jaguar XF, Rolls-Royce Phantom nebo Aston Martin Vanquish [11].

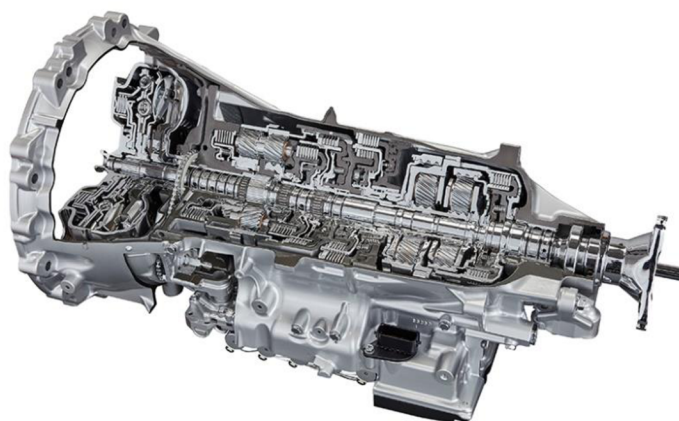
Převodovku s drobnou úpravou pro pohon 4x4 a označením ZF 6HP 26A dostalo Audi A8 a Bentley Continental GT Flying Spur [11]. Tím, jak vzrůstala obliba převodovky, začala se používat pro vozy střední a nižší třídy, např. Hyundai Genesis Coupé, BMW řady 3 a 5, nebo Audi A4 [12].

### 3.2 TOYOTA DIRECT SHIFT-10AT

Desetistupňová převodovka (obr. 18) vyvinutá firmou Toyota, vznikla především z důvodu potřeby lehké převodovky pro sportovní vozy s pohonem zadních kol. Nakonec bylo rozhodnuto pro montáž i do vozů s pohonem všech kol. Použití pro vozy s pohonem předních kol není možný, neboť z důvodu zástavbových rozměrů je nutné převodovku umístit podélně [17]. Při vývoji byl kladen důraz na několik základních parametrů. Hlavním bylo rychlé a přesné řazení s malými odstupy mezi jednotlivými převodovými stupni. Dosáhneme tak lepšího využití motoru v optimálních otáčkách pro výkon, točivý moment i spotřebu paliva.

Dále byla požadována nízká hlučnost, vibrace a vysoká účinnost pro snížení emisí. Oproti běžně používaným šestistupňovým samočinným převodovkám byla snížena ztráta točivého momentu o 50 %, které bylo docíleno přepracováním třecích segmentů na řadicích elementech a také snížením vnitřního tření v samotné převodovce [17]. Je zde použit moderní hydrodynamický měnič s přemostřovací lamelovou spojkou a tlumičem torzních kmitů.

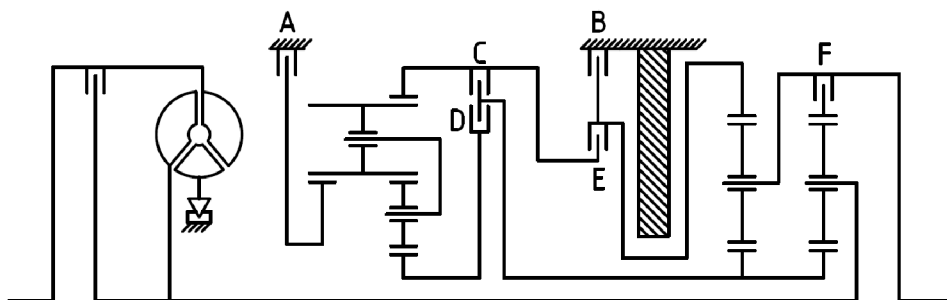
Velký rozsah převodových poměrů dává velký rozsah použití pro vozy různých kategorií. Ve sportovních vozích převodovka dosahuje kvalit dvoutokých převodovek. U užitkových vozů umožňuje převod srovnatelný s redukcí. Převodovka zvládne přenášet moment o velikosti 800 Nm. Prvním vozem, který dostal novou desetistupňovou převodovku byl modernizovaný Ford F-150 (od roku 2017) [17].



Obrázek 18 Řez převodovkou Toyota Direct Shift-10AT [16]

#### 3.2.1 KONCEPT

Vnitřní uspořádání je patrnější ze schématu (obr. 19). Převodovka je tvořena třemi planetovými převody. První z nich je soukolí typu Ravigneaux a poté dvě za sebou umístěny jednoduché planetové převody. Změna převodových stupňů je zajištěna pomocí dvou brzd (A a B) a čtyř spojek (C, D, E a F). Převody jsou nastaveny tak, že u každého převodového stupně jsou aktivní vždy tři ovládací prvky. Toto zajišťuje efektivní a plynulou změnu převodu.



Obrázek 19 Schéma Toyota Direct Shift-10AT [16]

Točivý moment z motoru tekoucí přes hydrodynamický měnič, popř. přemosťovací spojku, je přenášen na unašeč druhého (zleva) jednoduchého soukolí. Korunové kolo je možné připojit pomocí F k unašeči prvního jednoduchého soukolí, které je zároveň výstupním hřídelem. Centrální kola obou soukolí jsou společná.

Spojku D lze připojit k centrálnímu kolu soukolí Ravigneaux o menším průměru. Prostřednictvím spojky C ke korunovému kolu tohoto soukolí, které je připojitelné pomocí spojky E ke korunovému kolu prvního jednoduchého soukolí. Toto korunové kolo je možné zastavit brzdou B. Posledním ovládacím elementem je brzda A, která umožňuje zastavit centrální kolo soukolí Ravigneaux většího průměru.

Pro docílení plynulého řazení bez „cukání“ je architektura navržena tak, aby byly aktivní vždy tři ovládací prvky. Pro změnu převodu o jeden stupeň tedy zůstanou aktivní stejné dva prvky jako při předchozím stupni a změní se stav pouze jednoho řadičeho elementu. Překrývání převodů lze lépe znázornit v tabulce (tab. 5). Přímého záběru dosáhneme při sedmém převodovém stupni.

### 3.2.2 PŘEVODOVÉ STUPNĚ

Tabulka 5 Převodové stupně – aktivní řadičí elementy Toyota Direct Shift-10AT

Převodový stupeň	Schéma	Aktivní řadičí element					
		A	B	C	D	E	F
1.			○	○	○		
2.		○	○	○			



3.		<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>		
4.		<input type="radio"/>	<input type="radio"/>			<input type="radio"/>
5.		<input type="radio"/>		<input type="radio"/>		<input type="radio"/>
6.		<input type="radio"/>		<input type="radio"/>		<input type="radio"/>
7.				<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>
8.		<input type="radio"/>			<input type="radio"/>	<input type="radio"/>
9.		<input type="radio"/>		<input type="radio"/>		<input type="radio"/>
10.		<input type="radio"/>		<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	
Z			<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	

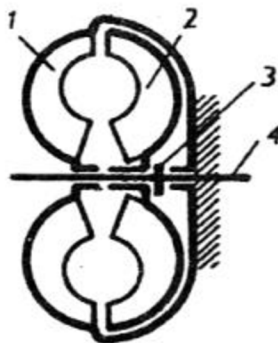
## 4 PŘEVODOVKY PRO NÁKLADNÍ VOZY

Oproti převodovkám pro osobní vozy mají převodovky pro nákladní a užitkové vozy některé odlišnosti v ovládacích prvcích, kterými řidič posílá impulsy do řídicí jednotky převodovky. Mezi stejné patří akcelerační pedál a volič jízdního režimu. Odlišnost nastává u použití spínače „kick down“ (kap. 2.4). V kabině nalezneme navíc ovládací tlačítko, které posunuje body řazení do vyšších otáček [14]. Převodovka tak zůstane déle na každém převodovém stupni (pro řazení nahoru) a naopak při řazení směrem dolů dojde k dřívějšímu podřazení. Novým prvkem převodovky pro nákladní vozy je retardér, jehož chování může řidič rovněž ovlivnit.

Obliba automatické převodovky pro nákladní vozidla roste nejen z hlediska uživatelského komfortu, který přispívá k silniční bezpečnosti. Díky zjednodušení řízení dosahují velké bezpečnosti i řidiči s kratší praxí. Z principu samočinné převodovky vyplývá, že při rozjezdu a jízdě těžkým terénem odpadá, na rozdíl od klasické manuální převodovky, opotřebením rozjezdové spojky. Mírnému odstupňování převodových poměrů a použití hydrodynamického měniče má kladný vliv na ekonomiku provozu. Také výrazně šetří motor a hnací ústrojí.

Neboť přenáší tato převodovka oproti převodovkám pro osobní vozy značně vyšší točivý moment, je nutné všechny prvky převodovky správně dimenzovat. Například jsou zde použita ložiska válečková, namísto ložisek kuličkových, která dokáží přenést vyšší síly.

Pro bezpečnost má velký význam **hydrodynamický retardér** (obr. 20), který přispívá k jízdní bezpečnosti, neboť má značný vliv pro kontrolovatelnou jízdu z kopce a prodlužuje také životnost brzdového obložení kol [13]. Princip retardéru je založen na přeměně mechanické energie pomocí proudění kapaliny na energii tepelnou. Jedná se v podstatě o hydrodynamický měnič se zablokovaným turbínovým a odebraným reaktorovým kolem.



Obrázek 20 Schéma hydrodynamického retardéru [19]

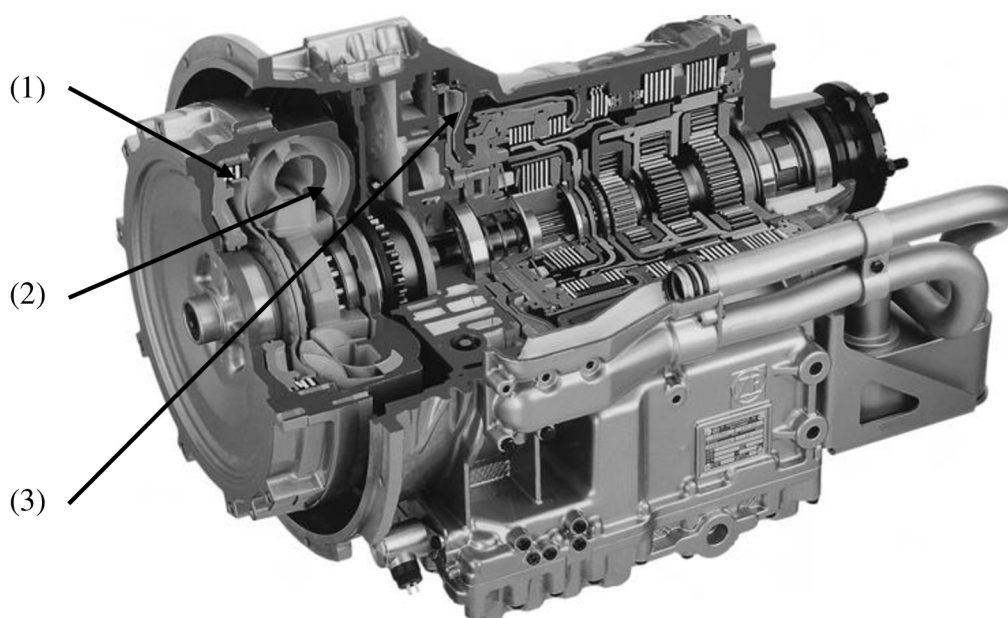
Ze schématu (obr. 20) jsou patrné jednotlivé části. Lopatky statoru (1), lopatky statoru neboli turbíny (2), spojka pro aktivaci (3) a spojovací hřídel (4). Teplo musí být odváděno, neboť by se brzdný účinek s vzrůstající teplotou neustále snižoval.

Mezi největší výrobce převodovek pro nákladní a užitkové vozy patří firmy ZF. Také firma Allison, která používá například modelem Allison 4700ORS pro těžké nákladní vozy Bell B45E. Převodovky se konstrukcí převodů příliš neliší. Je použito ustálené soukolí společně s jednoduchým soukolím či jednoduché soukolí samotné. Pro detailnější rozbor byla jako zástupce vybrána převodovka ZF – Ecomat 6HP 602. Její převodová část je tvořena třemi za sebou řazenými jednoduchými soukolími.

## 4.1 ZF – ECOMAT 6HP 602

Při návrhu převodovky ZF – Ecomat 6HP 602 (obr. 21) bylo myšleno na umožnění velké variability převodovky. Najdeme ji tak v městských a dálkových autobusech, nákladních vozech i vozech speciálních [14]. Plně vyhovuje dnešním požadavkům na hospodárnost a bezpečnost. Převodovky lze doplnit přídatnými zařízeními a převody. Jedná se o vedlejší pohony pro přídatná zařízení, přídatné převody, rozdělovací převodovky nebo úhlové pohony.

Měnič točivého momentu (2) byl již popsán dříve (kap. 2.2), jeho funkce zde zůstává stejná. Pracuje pouze při rozjezdu vozidla a plížení terénem na nejnižší rychlostní stupeň [13]. Poté je měnič uzamčen integrovanou přemostovací spojkou (1). Vytváří se tak pevné spojení mezi motorem a planetovou převodovkou. Dojde tak k eliminaci ztráty výkonu způsobené měničem.

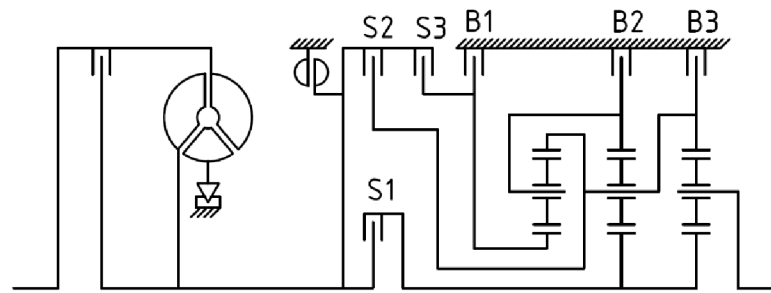


Obrázek 21 Řez převodovkou ZF – Ecomat 6HP 602 [14]

Hydrodynamický retardér (3) je integrován přímo v převodovce mezi hydrodynamickým měničem a planetovou převodovkou. Brzdný efekt je tak možný při zařazeném jakémkoli převodovém stupni. Brzdný moment retardéru může řidič plynule měnit pomocí ovládací páky nebo brzdovým pedálem se současným brzděním kol.

### 4.1.1 KONCEPT

Na schématu (obr. 22) vidíme, že je převodovka složena kombinací tří jednoduchých planetových soukolí. Není zde použito ustálené planetové soukolí, např. Ravigneaux. Pro šest dopředných stupňů a jeden zpětný je použito celkem šest ovládacích prvků – tři spojky (S1, S2, S3) a tři brzdy (B1, B2, B3), které jsou ovládány elektrohydraulicky. Převodovka je konstruována tak, že „neutrálu“ dosáhneme při nečinnosti všech řadicích prvků.



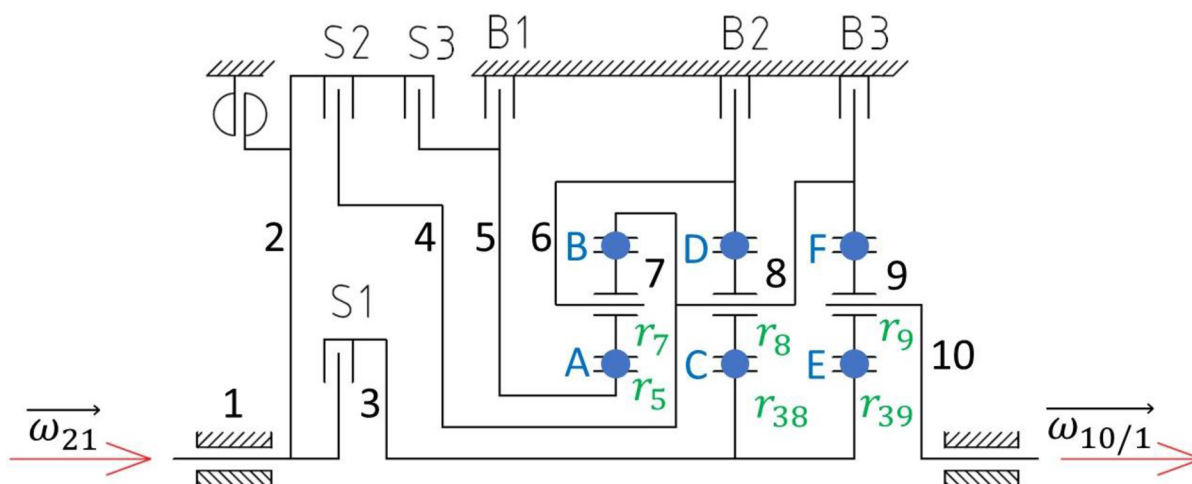
Obrázek 22 Schéma ZF 6HP 602 [13]

Jednoduchá soukolí jsou seřazena způsobem, že jsou navzájem propojeny pomocí dvou částí. Momentový tok z motoru přechází prostřednictvím měniče, popř. prostřednictvím přemostňovací spojky, na spojky S1, S2 a S3. K této části je také připojen hydrodynamický retardér.

Prvnímu jednoduchému soukolí (zleva) je možné připojit centrální kolo ke spojce S3 a zároveň brzdě B1. Korunovému kolu, které je spojeno s unáščem druhého soukolí, lze přivést momentový tok spojkou S2. Unášč prvního soukolí, spojen s korunovým kolem druhého soukolí, je možné zastavit prostřednictvím brzdy B2. Centrálním kolům druhého a třetího soukolí jenž jsou spojena, lze dodat momentový tok spojkou S1. Unášč druhého soukolí je spojen s korunovým kolem třetího soukolí s možností zastavení brzdou B3. Výsledný točivý moment je odebíraný z unášče třetího soukolí.

#### 4.1.2 KINEMATICKÝ ROZBOR

Prvním krokem, nutným před zahájením výpočtu, je rozkreslení (obr. 23) a očíslování jednotlivých prvků společně s doplněním rozměrů roztečných kružnic potřebných pro výpočet jednotlivých převodových poměrů. Rám převodovky (1) zabezpečuje setrvání celku v klidu. Součást (2), prostřednictvím které vstupuje do převodovky točivý moment přes hydrodynamický moment, který lze překlenout přemostňovací spojkou, nese spojky (S1, S2, S3).



Obrázek 23 Schéma ZF – Ecomat 6HP 602 - výpočet

Na centrální kola (3), které lze připojit spojkou S1, pohlížíme jako na celek, neboť jsou pevně spojena hřídelí, avšak jejich průměr je  $r_{38}$  a  $r_{39}$ . Spojkou S2 připojíme prvek (4), který tvoří tvoří korunová kola v kontaktu se satelitu (7, 9) a unášč satelitu (8). Tento prvek lze také

zastavit prostřednictvím brzdy B3. Centrální kolo (5), po kterém se odvaluje satelit (7), lze připojit spojkou S3 i zastavit brzdou B1. Prvek (6), který lze brzdit brzdou B2, tvoří unašeč satelitu (7) a současně korunové kolo v kontaktu se satelitem (8). Výstupním prvkem je unašeč (10) satelitu (9).

Aby bylo možné řešit převodový poměr pomocí složených pohybů, je nutné nalézt body záběru. Tyto body označíme (A – F) viz obr. 23. Pokračujeme sepsáním charakteristických rovnic, které vyjadřují pohyby pro dané body záběru. Rovnice píšeme ve tvaru: *absolutní pohyb* = *relativní* + *unášivý*.

$$\begin{aligned}
 \text{A: } & 71 = 75 + 51 \\
 & 71 = 76 + 61 \\
 \text{B: } & 71 = 74 + 41 \\
 & 71 = 76 + 61 \\
 \text{C: } & 81 = 83 + 31 \\
 & 81 = 84 + 41 \\
 \text{D: } & 81 = 86 + 61 \\
 & 81 = 84 + 41 \\
 \text{E: } & 91 = 93 + 31 \\
 & 91 = 9/10 + 10/1 \\
 \text{F: } & 91 = 94 + 41 \\
 & 91 = 9/10 + 10/1
 \end{aligned} \tag{4.1}$$

Díky vědomosti, že rychlost v bodech ozubení musí být nulová, neboť by jinak docházelo k trhání ozubení, můžeme výpočet urychlit a napsat rovnou upravené rychlostní rovnice. Dostaneme tak rovnici pro bod (A):

$$\vec{v}_{51}^A = \vec{v}_{76}^A + \vec{v}_{61}^A \tag{4.2}$$

z které plyne, že unášivá rychlost  $v_{51}^A$  je rovna součtu rychlosti relativní  $v_{76}^A$  a unášivé  $v_{61}^A$ .

Analogicky vyjádříme rovnici bodu (B):

$$\vec{v}_{41}^B = \vec{v}_{76}^B + \vec{v}_{61}^B \tag{4.3}$$

z které plyne, že unášivá rychlost  $v_{41}^B$  je rovna součtu rychlosti relativní  $v_{76}^B$  a unášivé  $v_{61}^B$ .

Bodu (C):

$$\vec{v}_{31}^C = \vec{v}_{84}^C + \vec{v}_{41}^C \tag{4.4}$$

z které plyne, že unášivá rychlost  $v_{31}^C$  je rovna součtu rychlosti relativní  $v_{84}^C$  a unášivé  $v_{41}^C$ .

Bodu (D):

$$\vec{v}_{61}^D = \vec{v}_{84}^D + \vec{v}_{41}^D \tag{4.5}$$

z které plyne, že unášivá rychlost  $v_{61}^D$  je rovna součtu rychlosti relativní  $v_{84}^D$  a unášivé  $v_{41}^D$ .

Bodu (E):

$$\vec{v}_{31}^E = \vec{v}_{9/10}^E + \vec{v}_{10/1}^E \quad (4.6)$$

z které plyne, že unášivá rychlost  $v_{31}^E$  je rovna součtu rychlosti relativní  $v_{9/10}^E$  a unášivé  $v_{10/1}^E$ .

Bodu (F):

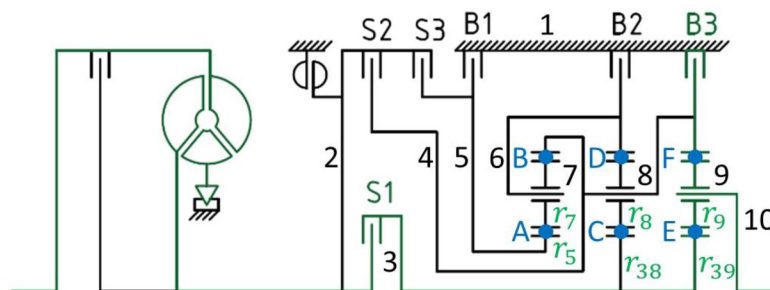
$$\vec{v}_{41}^F = \vec{v}_{9/10}^F + \vec{v}_{10/1}^F \quad (4.7)$$

z které plyne, že unášivá rychlost  $v_{41}^F$  je rovna součtu rychlosti relativní  $v_{9/10}^F$  a unášivé  $v_{10/1}^F$ .

Za rychlosti dosadíme dle vztahu (1.6) s tím, že je nutné zahrnout znaménka. Kladné směry rychlostí zachováme stejně jako u výpočtu jednoduchého soukolí (kap. 1.1.1) – kladná úhlová rychlost míří doprava a dle pravidla pravé ruky je nad osou rotace rychlost kladná.

$$\begin{aligned} \text{A: } & \omega_{51} \cdot r_5 = -\omega_{76} \cdot r_7 + \omega_{61} \cdot r_5 \\ \text{B: } & \omega_{41} \cdot (r_5 + 2r_7) = \omega_{76} \cdot r_7 + \omega_{61} \cdot (r_5 + 2r_7) \\ \text{C: } & \omega_{31} \cdot r_{38} = -\omega_{84} \cdot r_8 + \omega_{41} \cdot r_{38} \\ \text{D: } & \omega_{61} \cdot (r_{38} + 2r_8) = \omega_{84} \cdot r_8 + \omega_{41} \cdot (r_{38} + 2r_8) \\ \text{E: } & \omega_{31} \cdot r_{39} = -\omega_{9/10} \cdot r_9 + \omega_{10/1} \cdot r_{39} \\ \text{F: } & \omega_{41} \cdot (r_{39} + 2r_9) = \omega_{9/10} \cdot r_9 + \omega_{10/1} \cdot (r_{39} + 2r_9) \end{aligned} \quad (4.8)$$

**První převodový stupeň** (obr. 24) vznikne aktivací spojky S1 a brzd B3.



Obrázek 24 I. stupeň ZF – Ecomat 6HP 602

Centrální kola (3) tak získají stejnou úhlovou rychlost jako vstupní část (2), tedy  $\omega_{31} = \omega_{21}$ . Brzda zastaví část (4), proto bude její úhlová rychlost  $\omega_{41} = 0$ . Po dosazení získáme rovnice v novém tvaru.

$$\begin{aligned} \text{A: } & \omega_{51} \cdot r_5 = -\omega_{76} \cdot r_7 + \omega_{61} \cdot r_5 \\ \text{B: } & 0 = \omega_{76} \cdot r_7 + \omega_{61} \cdot (r_5 + 2r_7) \\ \text{C: } & \omega_{21} \cdot r_{38} = -\omega_{84} \cdot r_8 + \omega_{41} \cdot r_{38} \\ \text{D: } & \omega_{61} \cdot (r_{38} + 2r_8) = \omega_{84} \cdot r_8 \\ \text{E: } & \omega_{21} \cdot r_{39} = -\omega_{9/10} \cdot r_9 + \omega_{10/1} \cdot r_{39} \\ \text{F: } & 0 = \omega_{9/10} \cdot r_9 + \omega_{10/1} \cdot (r_{39} + 2r_9) \end{aligned} \quad (4.9)$$

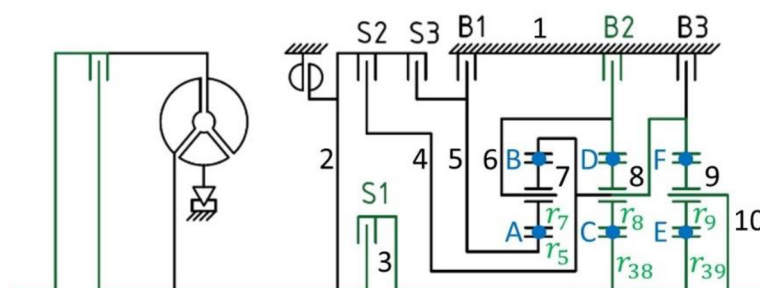
Metodou postupného dosazování vyjádříme pomocí vstupní úhlové rychlosti  $\omega_{21}$  výstupní úhlovou rychlost  $\omega_{10/1}$ .

$$\omega_{10/1} = \frac{\omega_{21} \cdot r_{39}}{(2r_{39} + 2r_9)} \quad (4.10)$$

Dosazením do vztahu pro výpočet převodového poměru (1.10) dostaneme finální vztah pro převodový poměr prvního stupně.

$$i = \frac{2r_{39} + 2r_9}{r_{39}} \quad (4.11)$$

**Druhý převodový stupeň** (obr. 25) vznikne aktivací spojky S1 a brzdy B2.



Obrázek 25 II. stupeň ZF – Ecomat 6HP 602

Centrální kola (3) tak získají stejnou úhlovou rychlost jako vstupní část (2), tedy  $\omega_{31} = \omega_{21}$ . Brzda zastaví část (6), proto bude její úhlová rychlost  $\omega_{61} = 0$ . Po dosazení získáme rovnice v novém tvaru.

$$\begin{aligned} \text{A: } & \omega_{51} \cdot r_5 = -\omega_{76} \cdot r_7 \\ \text{B: } & \omega_{41} \cdot (r_5 + 2r_7) = \omega_{76} \cdot r_7 \\ \text{C: } & \omega_{21} \cdot r_{38} = -\omega_{84} \cdot r_8 + \omega_{41} \cdot r_{38} \\ \text{D: } & 0 = \omega_{84} \cdot r_8 + \omega_{41} \cdot (r_{38} + 2r_8) \\ \text{E: } & \omega_{21} \cdot r_{39} = -\omega_{9/10} \cdot r_9 + \omega_{10/1} \cdot r_{39} \\ \text{F: } & \omega_{41} \cdot (r_{39} + 2r_9) = \omega_{9/10} \cdot r_9 + \omega_{10/1} \cdot (r_{39} + 2r_9) \end{aligned} \quad (4.12)$$

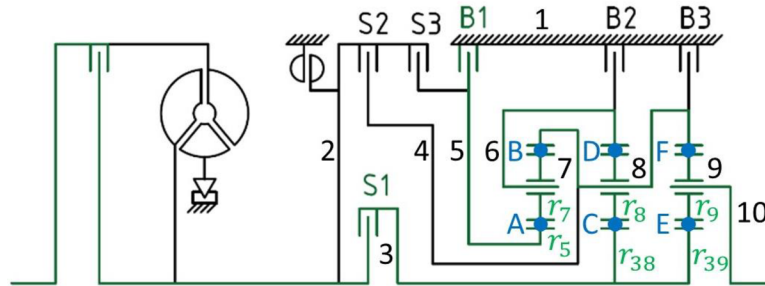
Metodou postupného dosazování vyjádříme pomocí vstupní úhlové rychlosti  $\omega_{21}$  výstupní úhlovou rychlost  $\omega_{10/1}$ .

$$\omega_{10/1} = \frac{\omega_{21} \cdot \left( r_{39} + \frac{r_{38} \cdot (r_{39} + 2r_9)}{2r_{38} + 2r_8} \right)}{2r_{39} + 2r_9} \quad (4.13)$$

Dosazením do vztahu pro výpočet převodového poměru (1.10) dostaneme finální vztah pro převodový poměr druhého stupně.

$$i = \frac{2r_{39} + 2r_9}{r_{39} + \frac{r_{38} \cdot (r_{39} + 2r_9)}{2r_{38} + 2r_8}} \quad (4.14)$$

**Třetí převodový stupeň** (obr. 26) vznikne aktivací spojky S1 a brzdy B1.



Obrázek 26 III. stupeň ZF – Ecomat 6HP 602

Centrální kola (3) tak získají stejnou úhlovou rychlost jako vstupní část (2), tedy  $\omega_{31} = \omega_{21}$ . Brzda zastaví část (5), proto bude její úhlová rychlost  $\omega_{51} = 0$ . Po dosazení získáme rovnice v novém tvaru.

$$\begin{aligned} \text{A: } 0 &= -\omega_{76} \cdot r_7 + \omega_{61} \cdot r_5 \\ \text{B: } \omega_{41} \cdot (r_5 + 2r_7) &= \omega_{76} \cdot r_7 + \omega_{61} \cdot (r_5 + 2r_7) \\ \text{C: } \omega_{21} \cdot r_{38} &= -\omega_{84} \cdot r_8 + \omega_{41} \cdot r_{38} \\ \text{D: } \omega_{61} \cdot (r_{38} + 2r_8) &= \omega_{84} \cdot r_8 + \omega_{41} \cdot (r_{38} + 2r_8) \\ \text{E: } \omega_{21} \cdot r_{39} &= -\omega_{9/10} \cdot r_9 + \omega_{10/1} \cdot r_{39} \\ \text{F: } \omega_{41} \cdot (r_{39} + 2r_9) &= \omega_{9/10} \cdot r_9 + \omega_{10/1} \cdot (r_{39} + 2r_9) \end{aligned} \quad (4.15)$$

Metodou postupného dosazování vyjádříme pomocí vstupní úhlové rychlosti  $\omega_{21}$  výstupní úhlovou rychlost  $\omega_{10/1}$ .

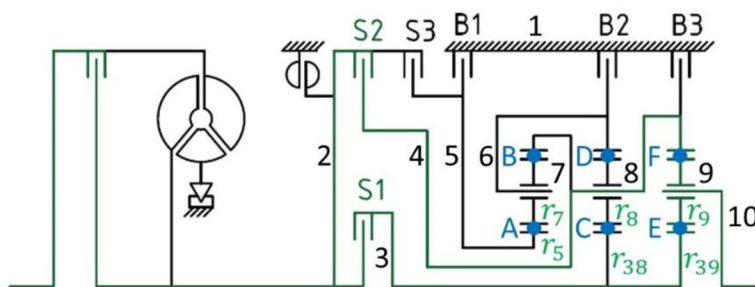
$$\omega_{10/1} = \frac{\omega_{21} \cdot \left( r_{39} + \frac{r_{38} \cdot (r_{39} + 2r_9)}{2r_{38} + 2r_8 - \frac{(r_5 + 2r_7) \cdot (r_{38} + 2r_8)}{2r_5 + 2r_7}} \right)}{2r_{39} + 2r_9} \quad (4.16)$$

Dosazením do vztahu pro výpočet převodového poměru (1.10) dostaneme finální vztah pro převodový poměr třetího stupně.

$$i = \frac{2r_{39} + 2r_9}{r_{39} + \frac{r_{38} \cdot (r_{39} + 2r_9)}{2r_{38} + 2r_8 - \frac{(r_5 + 2r_7) \cdot (r_{38} + 2r_8)}{2r_5 + 2r_7}}} \quad (4.17)$$



Čtvrtý převodový stupeň (obr. 27) vznikne aktivací spojek S1 a S2.



Obrázek 27 IV. stupeň ZF – Ecomat 6HP 602

Centrální kola (3) a část (4) budou mít stejnou úhlovou rychlost jako vstupní část (2), tedy  $\omega_{31} = \omega_{21}$  a  $\omega_{41} = \omega_{21}$ . Po dosazení získáme rovnice v novém tvaru.

$$\begin{aligned}
 \text{A: } & \omega_{51} \cdot r_5 = -\omega_{76} \cdot r_7 + \omega_{61} \cdot r_5 \\
 \text{B: } & \omega_{41} \cdot (r_5 + 2r_7) = \omega_{76} \cdot r_7 + \omega_{61} \cdot (r_5 + 2r_7) \\
 \text{C: } & \omega_{21} \cdot r_{38} = -\omega_{84} \cdot r_8 + \omega_{21} \cdot r_{38} \\
 \text{D: } & \omega_{61} \cdot (r_{38} + 2r_8) = \omega_{84} \cdot r_8 + \omega_{21} \cdot (r_{38} + 2r_8) \\
 \text{E: } & \omega_{21} \cdot r_{39} = -\omega_{9/10} \cdot r_9 + \omega_{10/1} \cdot r_{39} \\
 \text{F: } & \omega_{21} \cdot (r_{39} + 2r_9) = \omega_{9/10} \cdot r_9 + \omega_{10/1} \cdot (r_{39} + 2r_9)
 \end{aligned} \tag{4.18}$$

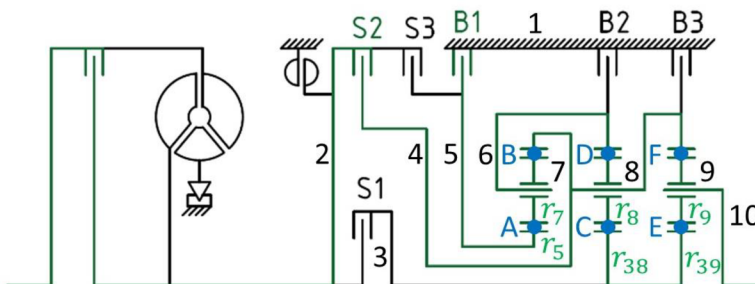
Metodou postupného dosazování vyjádříme pomocí vstupní úhlové rychlosti  $\omega_{21}$  výstupní úhlovou rychlost  $\omega_{10/1}$ .

$$\omega_{10/1} = \frac{\omega_{21} \cdot (2r_{39} + 2r_9)}{2r_{39} + 2r_9} \tag{4.19}$$

Dosazením do vztahu pro výpočet převodového poměru (1.10) dostaneme finální vztah pro převodový poměr čtvrtého stupně.

$$i = \frac{2r_{39} + 2r_9}{2r_{39} + 2r_9} = 1 \tag{4.20}$$

Pátý převodový stupeň (obr. 28) vznikne aktivací spojky S2 a brzdou B1.



Obrázek 28 V. stupeň ZF – Ecomat 6HP 602

Součást (4) tak získá stejnou úhlovou rychlost jako vstupní část (2), tedy  $\omega_{41} = \omega_{21}$ . Brzda zastaví část (5), proto bude její úhlová rychlost  $\omega_{51} = 0$ . Po dosazení získáme rovnice v novém tvaru.

$$\begin{aligned}
 \text{A: } & 0 = -\omega_{76} \cdot r_7 + \omega_{61} \cdot r_5 \\
 \text{B: } & \omega_{21} \cdot (r_5 + 2r_7) = \omega_{76} \cdot r_7 + \omega_{61} \cdot (r_5 + 2r_7) \\
 \text{C: } & \omega_{31} \cdot r_{38} = -\omega_{84} \cdot r_8 + \omega_{21} \cdot r_{38} \\
 \text{D: } & \omega_{61} \cdot (r_{38} + 2r_8) = \omega_{84} \cdot r_8 + \omega_{21} \cdot (r_{38} + 2r_8) \\
 \text{E: } & \omega_{31} \cdot r_{39} = -\omega_{9/10} \cdot r_9 + \omega_{10/1} \cdot r_{39} \\
 \text{F: } & \omega_{21} \cdot (r_{39} + 2r_9) = \omega_{9/10} \cdot r_9 + \omega_{10/1} \cdot (r_{39} + 2r_9)
 \end{aligned} \tag{4.21}$$

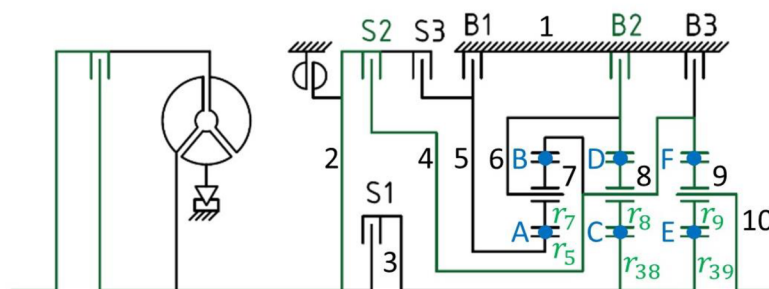
Metodou postupného dosazování vyjádříme pomocí vstupní úhlové rychlosti  $\omega_{21}$  výstupní úhlovou rychlost  $\omega_{10/1}$ .

$$\omega_{10/1} = \frac{\omega_{21} \cdot \left( r_{39} + 2r_9 + \frac{\left( 2r_{38} + 2r_8 - \frac{(r_5 + 2r_7) \cdot (r_{38} + 2r_8)}{2r_5 + 2r_7} \right) \cdot r_{39}}{r_{38}} \right)}{2r_{38} + 2r_9} \tag{4.22}$$

Dosazením do vztahu pro výpočet převodového poměru (1.10) dostaneme finální vztah pro převodový poměr pátého stupně.

$$i = \frac{2r_{38} + 2r_9}{r_{39} + 2r_9 + \frac{\left( 2r_{38} + 2r_8 - \frac{(r_5 + 2r_7) \cdot (r_{38} + 2r_8)}{2r_5 + 2r_7} \right) \cdot r_{39}}{r_{38}}} \tag{4.23}$$

**Šestý převodový stupeň** (obr. 29) vznikne aktivací spojky S2 a brzd B2.



Obrázek 29 VI. stupeň ZF – Ecomat 6HP 602

Součást (4) tak získá stejnou úhlovou rychlost jako vstupní část (2), tedy  $\omega_{41} = \omega_{21}$ . Brzda zastaví část (6), proto bude její úhlová rychlost  $\omega_{61} = 0$ . Po dosazení získáme rovnice v novém tvaru.

$$\begin{aligned}
 \text{A: } & \omega_{51} \cdot r_5 = -\omega_{76} \cdot r_7 \\
 \text{B: } & \omega_{41} \cdot (r_5 + 2r_7) = \omega_{76} \cdot r_7 \\
 \text{C: } & \omega_{31} \cdot r_{38} = -\omega_{84} \cdot r_8 + \omega_{21} \cdot r_{38} \\
 \text{D: } & 0 = \omega_{84} \cdot r_8 + \omega_{21} \cdot (r_{38} + 2r_8) \\
 \text{E: } & \omega_{31} \cdot r_{39} = -\omega_{9/10} \cdot r_9 + \omega_{10/1} \cdot r_{39} \\
 \text{F: } & \omega_{21} \cdot (r_{39} + 2r_9) = \omega_{9/10} \cdot r_9 + \omega_{10/1} \cdot (r_{39} + 2r_9)
 \end{aligned} \tag{4.24}$$

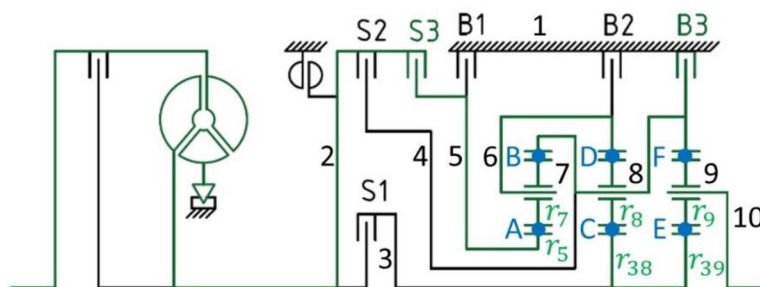
Metodou postupného dosazování vyjádříme pomocí vstupní úhlové rychlosti  $\omega_{21}$  výstupní úhlovou rychlost  $\omega_{10/1}$ .

$$\omega_{10/1} = \frac{\omega_{21} \cdot \left( r_{39} + 2r_9 + \frac{(2r_{38} + 2r_8) \cdot r_{39}}{r_{38}} \right)}{2r_{39} + 2r_9} \tag{4.25}$$

Dosažením do vztahu pro výpočet převodového poměru (1.10) dostaneme finální vztah pro převodový poměr šestého stupně.

$$i = \frac{2r_{39} + 2r_9}{r_{39} + 2r_9 + \frac{(2r_{38} + 2r_8) \cdot r_{39}}{r_{38}}} \tag{4.26}$$

**Zpětný chod** (obr. 30) vznikne aktivací spojky S2 a brzdy B3.



Obrázek 30 Zpětný chod ZF – Ecomat 6HP 602

Centrální kolo (5) tak získá stejnou úhlovou rychlost jako vstupní část (2), tedy  $\omega_{51} = \omega_{21}$ . Brzda zastaví část (4), proto bude její úhlová rychlost  $\omega_{41} = 0$ . Po dosazení získáme rovnice v novém tvaru.

$$\begin{aligned}
 \text{A: } & \omega_{21} \cdot r_5 = -\omega_{76} \cdot r_7 + \omega_{61} \cdot r_5 \\
 \text{B: } & 0 = \omega_{76} \cdot r_7 + \omega_{61} \cdot (r_5 + 2r_7) \\
 \text{C: } & \omega_{31} \cdot r_{38} = -\omega_{84} \cdot r_8 \\
 \text{D: } & \omega_{61} \cdot (r_{38} + 2r_8) = \omega_{84} \cdot r_8 \\
 \text{E: } & \omega_{31} \cdot r_{39} = -\omega_{9/10} \cdot r_9 + \omega_{10/1} \cdot r_{39} \\
 \text{F: } & 0 = \omega_{9/10} \cdot r_9 + \omega_{10/1} \cdot (r_{39} + 2r_9)
 \end{aligned} \tag{4.27}$$

Metodou postupného dosazování vyjádříme pomocí vstupní úhlové rychlosti  $\omega_{21}$  výstupní úhlovou rychlost  $\omega_{10/1}$ .

$$\omega_{10/1} = - \frac{\omega_{21} \cdot (r_5 \cdot (r_{38} + 2r_8) \cdot r_{39})}{(r_{39} + r_{38} + 2r_9) \cdot (2r_5 + 2r_7) \cdot r_{38}} \quad (4.28)$$

Dosazením do vztahu pro výpočet převodového poměru (1.10) dostaneme finální vztah pro převodový poměr zpětného chodu.

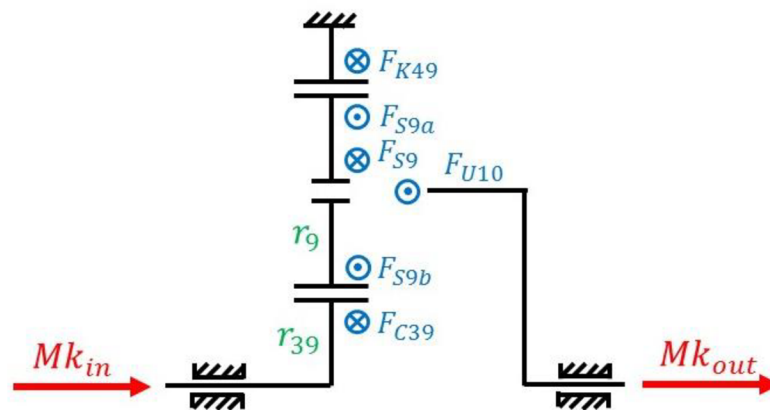
$$i = - \frac{(r_{39} + r_{38} + 2r_9) \cdot (2r_5 + 2r_7) \cdot r_{38}}{r_5 \cdot (r_{38} + 2r_8) \cdot r_{39}} \quad (4.29)$$

### 4.1.3 SILOVÝ ROZBOR

Pro přehlednější řešení bude vždy nejprve překreslena ta část, která je při daném převodovém stupni aktivní. Ve schématu budou vykresleny směry jednotlivých reakčních sil. Poté budou následovat vstupní parametry. Sepsány momentové a silové rovnice pro jednotlivé členy soukolí, z kterých vychází následný výpočet výstupního momentu. Výstupní moment bude pro všechna soukolí stejný, tedy  $Mk_{out} = Mk_{U10}$ .

Výpočet byl pro přehlednost a lepší porozumění problematiky proveden analyticky. Víme, že síly ve styku zubů a v unašechi jsou stejně velké, opačně orientované. Pokud bychom chtěli, není ze zapsaných rovnic složité všechny síly reverzním postupem dopočítat.

**První převodový stupeň** zobrazený na schématu (obr. 31) je tvořen jednoduchým soukolím. Pro vstup platí, že  $Mk_{in} = Mk_{C3}$ .



Obrázek 31 I. stupeň – silový rozbor

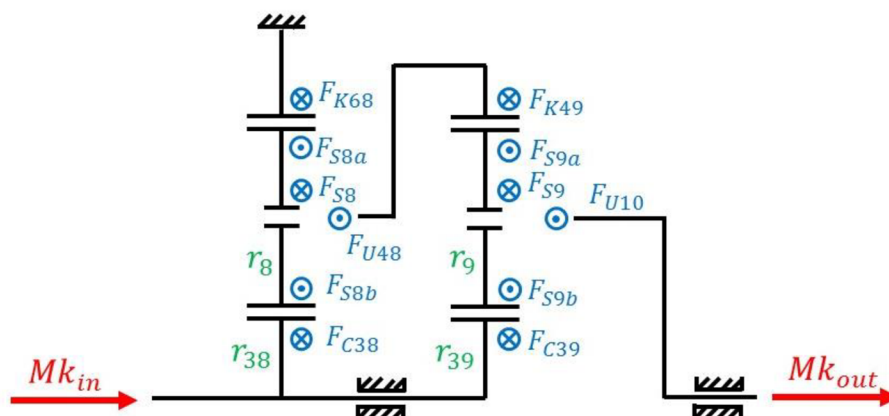
Sepíšeme momentové a silové rovnice pro jednotlivé členy.

$$\begin{aligned} Mk_{in} &= F_{C39} \cdot r_{39} \\ M_9 &= F_{S9b} \cdot r_9 - F_{S9a} \cdot r_9 = 0 \\ Mk_{out} &= F_{U10} \cdot (r_{39} + r_9) \\ F_{S9} &= F_{S9a} + F_{S9b} \end{aligned} \quad (4.30)$$

Řešením rovnic získáme výsledný výstupní moment pro první převodový stupeň.

$$Mk_{U10} = \frac{2 \cdot Mk_{C3}}{r_{39}} \cdot (r_{39} + r_9) \quad (4.31)$$

**Druhý převodový stupeň** zobrazený na schématu (obr. 32) je tvořen dvojitým soukolím. Pro vstup platí, že  $Mk_{in} = Mk_{C3}$ .



Obrázek 32 II. stupeň – silový rozbor

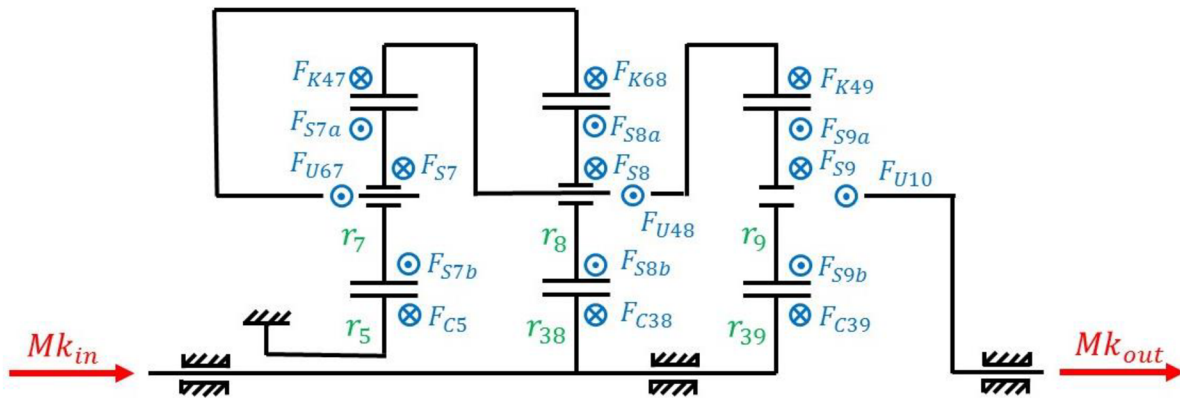
Sepíšeme momentové a silové rovnice pro jednotlivé členy.

$$\begin{aligned} Mk_{in} &= F_{C38} \cdot r_{38} + F_{C39} \cdot r_{39} \\ M_4 &= F_{K49} \cdot (r_{39} + 2r_9) - F_{U48} \cdot (r_{38} + r_8) = 0 \\ M_8 &= F_{S8b} \cdot r_8 - F_{S8a} \cdot r_8 = 0 \\ M_9 &= F_{S9b} \cdot r_9 - F_{S9a} \cdot r_9 = 0 \\ Mk_{out} &= F_{U10} \cdot (r_{39} + r_9) \\ F_{S8} &= F_{S8a} + F_{S8b} \\ F_{S9} &= F_{S9a} + F_{S9b} \end{aligned} \quad (4.32)$$

Řešením rovnic získáme výsledný výstupní moment pro druhý převodový stupeň.

$$Mk_{U10} = \frac{2 \cdot Mk_{C3} \cdot (r_{39} + r_9)}{r_{39} + \frac{(r_{39} + 2r_9) \cdot r_{38}}{2 \cdot (r_{38} + r_8)}} \quad (4.33)$$

Třetí převodový stupeň zobrazený na schématu (obr. 33) je tvořen trojitým soukolím. Pro vstup platí, že  $Mk_{in} = Mk_{C3}$ .



Obrázek 33 III. stupeň – silový rozbor

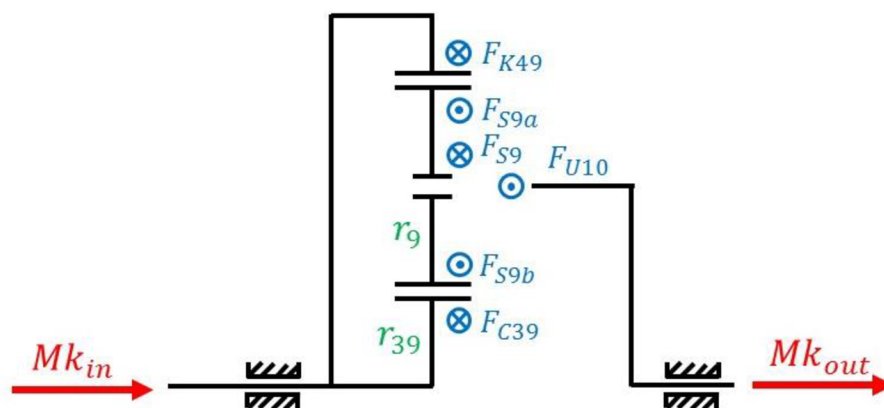
Sepíšeme momentové a silové rovnice pro jednotlivé členy.

$$\begin{aligned}
 Mk_{in} &= F_{C38} \cdot r_{38} + F_{C39} \cdot r_{39} \\
 M_4 &= F_{K49} \cdot (r_{39} + 2r_9) - F_{U48} \cdot (r_{38} + r_8) + F_{K47} \cdot (r_5 + 2r_7) = 0 \\
 M_6 &= F_{K67} \cdot (r_{38} + 2r_8) - F_{U67} \cdot (r_5 + r_7) = 0 \\
 M_7 &= F_{S7b} \cdot r_7 - F_{S7a} \cdot r_7 = 0 \\
 M_8 &= F_{S8b} \cdot r_8 - F_{S8a} \cdot r_8 = 0 \\
 M_9 &= F_{S9b} \cdot r_9 - F_{S9a} \cdot r_9 = 0 \\
 Mk_{out} &= F_{U10} \cdot (r_{39} + r_9) \\
 F_{S7} &= F_{S7a} + F_{S7b} \\
 F_{S8} &= F_{S8a} + F_{S8b} \\
 F_{S9} &= F_{S9a} + F_{S9b}
 \end{aligned} \tag{4.34}$$

Řešením rovnic získáme výsledný výstupní moment pro třetí převodový stupeň.

$$Mk_{U10} = \frac{Mk_{C3} \cdot 2 \cdot (r_{39} + r_9)}{r_{39} + \frac{r_{38} \cdot (r_{39} + 2r_9)}{2r_{38} + 2r_8 - \frac{(r_5 + 2r_7) \cdot (r_{38} + 2r_8)}{2r_5 + 2r_7}}} \tag{4.35}$$

**Čtvrtý převodový stupeň** zobrazený na schématu (obr. 34) je tvořen jednoduchým soukolím. Pro vstup platí, že  $Mk_{in} = Mk_{C3}$ .



Obrázek 34 IV. stupeň – silový rozbor

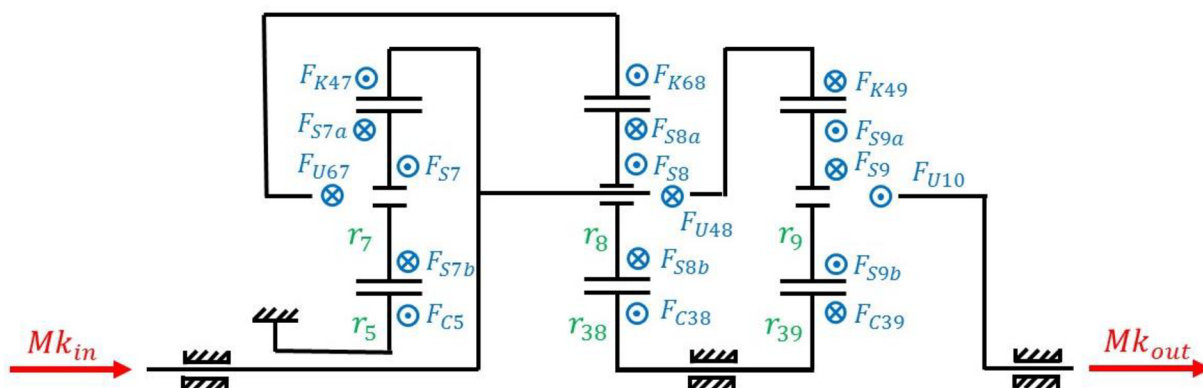
Sepíšeme momentové a silové rovnice pro jednotlivé členy.

$$\begin{aligned}
 Mk_{in} &= F_{C39} \cdot r_{39} + F_{K49} \cdot (r_{39} + 2r_9) \\
 M_9 &= F_{S9b} \cdot r_9 - F_{S9a} \cdot r_9 = 0 \\
 Mk_{out} &= F_{U10} \cdot (r_{39} + r_9) \\
 F_{S9} &= F_{S9a} + F_{S9b}
 \end{aligned}
 \tag{4.36}$$

Řešením rovnic získáme výsledný výstupní moment pro čtvrtý převodový stupeň. Vstupní a výstupní moment si je roven, neboť jde o přímý záběr.

$$Mk_{U10} = \frac{2 \cdot (r_{39} + r_9) \cdot Mk_{C3}}{2r_{39} + 2r_9} = Mk_{C3}
 \tag{4.37}$$

**Pátý převodový stupeň** zobrazený na schématu (obr. 35) je tvořen trojitým soukolím. Pro vstup platí, že  $Mk_{in} = Mk_4$ .



Obrázek 35 V. stupeň – silový rozbor

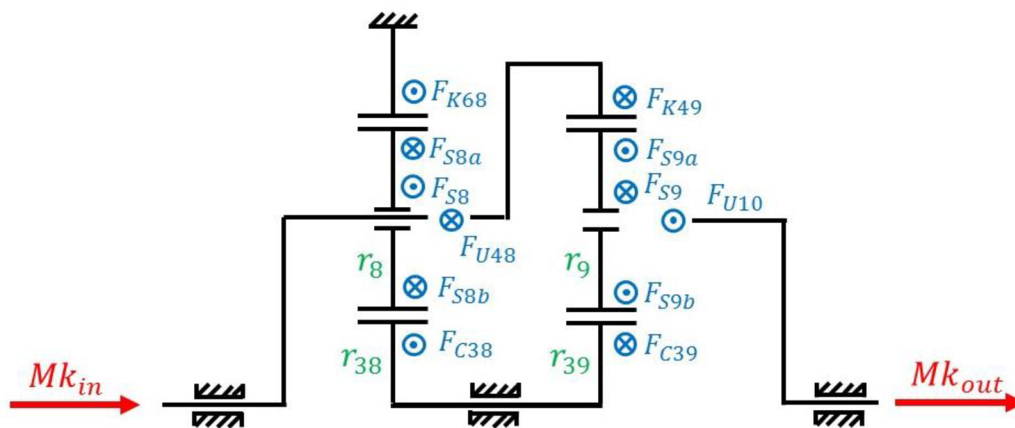
Sepíšeme momentové a silové rovnice pro jednotlivé členy.

$$\begin{aligned}
 Mk_{in} &= F_{K49} \cdot (r_{39} + 2r_9) + F_{U48} \cdot (r_{38} + r_8) - F_{K47} \cdot (r_5 + 2r_7) \\
 M_3 &= F_{C39} \cdot r_{39} - F_{C38} \cdot r_{38} = 0 \\
 M_6 &= F_{U67} \cdot (r_5 + r_7) - F_{K68} \cdot (r_{38} + 2r_8) = 0 \\
 M_7 &= F_{S7a} \cdot r_7 - F_{S7b} \cdot r_7 = 0 \\
 M_8 &= F_{S8a} \cdot r_8 - F_{S8b} \cdot r_8 = 0 \\
 M_9 &= F_{S9b} \cdot r_9 - F_{S9a} \cdot r_9 = 0 \\
 Mk_{out} &= F_{U10} \cdot (r_{39} + r_9) \\
 F_{S7} &= F_{S7a} + F_{S7b} \\
 F_{S8} &= F_{S8a} + F_{S8b} \\
 F_{S9} &= F_{S9a} + F_{S9b}
 \end{aligned} \tag{4.38}$$

Řešením rovnic získáme výsledný výstupní moment pro pátý převodový stupeň.

$$Mk_{U10} = \frac{2 \cdot (r_{38} + r_9) \cdot Mk_4}{r_{39} + 2r_9 + \frac{\left(2r_{38} + 2r_8 - \frac{(r_5 + 2r_7) \cdot (r_{38} + 2r_8)}{2r_5 + 2r_7}\right) \cdot r_{39}}{r_{38}}} \tag{4.39}$$

**Šestý převodový stupeň** zobrazený na schématu (obr. 36) je tvořen trojitým soukolím. Pro vstup platí, že  $Mk_{in} = Mk_4$ .



Obrázek 36 VI. stupeň – silový rozbor

Sepíšeme momentové a silové rovnice pro jednotlivé členy.

$$\begin{aligned}
 Mk_{in} &= F_{U48} \cdot (r_{38} + r_8) + F_{K49} \cdot (r_{39} + 2r_9) \\
 M_3 &= F_{C39} \cdot r_{39} - F_{C38} \cdot r_{38} = 0 \\
 M_8 &= F_{S8a} \cdot r_8 - F_{S8b} \cdot r_8 = 0 \\
 M_9 &= F_{S9b} \cdot r_9 - F_{S9a} \cdot r_9 = 0
 \end{aligned} \tag{4.40}$$



$$Mk_{out} = F_{U10} \cdot (r_{39} + r_9)$$

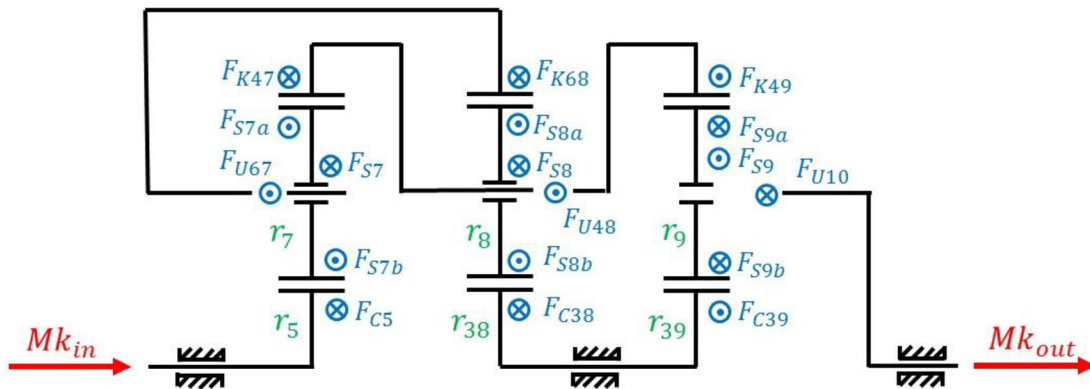
$$F_{S8} = F_{S8a} + F_{S8b}$$

$$F_{S9} = F_{S9a} + F_{S9b}$$

Řešením rovnic získáme výsledný výstupní moment pro šestý převodový stupeň.

$$Mk_{U10} = \frac{2 \cdot Mk_4 \cdot (r_{39} + r_9)}{r_{39} + 2r_9 + \frac{2 \cdot r_{39} \cdot (r_{38} + r_8)}{r_{38}}} \quad (4.41)$$

**Zpětný chod** zobrazený na schématu (obr. 37) je tvořen trojitým soukolím. Pro vstup platí, že  $Mk_{in} = Mk_5$ .



Obrázek 37 Zpětný chod – silový rozbor

Sepíšeme momentové a silové rovnice pro jednotlivé členy.

$$Mk_{in} = F_{C5} \cdot r_5$$

$$M_3 = F_{C38} \cdot r_{38} - F_{C39} \cdot r_{39} = 0$$

$$M_4 = F_{K47} \cdot (r_5 + 2r_7) - F_{U48} \cdot (r_{38} + r_8) - F_{K49} \cdot (r_{39} + 2r_9) = 0$$

$$M_6 = F_{K68} \cdot (r_{38} + 2r_8) - F_{U67} \cdot (r_5 + r_7) = 0$$

$$M_7 = F_{S7b} \cdot r_7 - F_{S7a} \cdot r_7 = 0$$

$$M_8 = F_{S8b} \cdot r_8 - F_{S8a} \cdot r_8 = 0$$

$$M_9 = F_{S9a} \cdot r_9 + F_{S9b} \cdot r_9 = 0$$

$$Mk_{out} = F_{U10} \cdot (r_{39} + r_9)$$

$$F_{S7} = F_{S7a} + F_{S7b}$$

$$F_{S8} = F_{S8a} + F_{S8b}$$

$$F_{S9} = F_{S9a} + F_{S9b}$$

(4.42)

Řešením rovnic získáme výsledný výstupní moment pro zpětný chod.

$$Mk_{U10} = - \frac{4 \cdot Mk_5 \cdot (r_5 + r_7) \cdot r_{38} \cdot (r_{39} + r_9)}{r_{39} \cdot r_5 \cdot (r_{38} + 2r_8)} \quad (4.43)$$

## ZÁVĚR

Planetové převody mají široké uplatnění ve všech oblastech strojírenství. Práce se zabývá především použitím planetových převodů pro samočinné převodovky osobních a nákladních vozů. Převodovky jsou v automobilech důležité, neboť všechny pístové motory mají určitý ideální rozsah pracovních otáček, v nichž mají vysoký výkon při dobré účinnosti. Převodovka tedy umožňuje měnit rychlost vozidla nezávisle na otáčkách motoru. Také umožňují změnu směru otáčení, resp. zpětný chod.

Planetová převodovka je velice kompaktní celek, jejíž všechny části jsou symetricky uspořádány kolem hlavní osy. Jednoduché soukolí je z hlediska kinematiky rozebráno v první kapitole. Můžeme díky němu vytvořit sedm převodových stupňů. Nevýhodou však je, že pro využití všech převodů je nutné přepínání vstupu a výstupu. To by bylo pro praxi příliš složité i nákladné, a proto vznikly již ustálené typy soukolí – Simpson a Ravigneaux, které tento problém částečně eliminují. Tyto celky často tvoří část mechanického srdce samočinné převodovky. Jejich kinematika je v práci podrobně rozebrána společně s výslednými převodovými poměry. Poté je proveden i výpočet na konkrétních soukolích.

Pro plynulost jízdy je více než přínosný vysoký počet převodových stupňů. Vznikne tím lineárnější závislost mezi jednotlivými převodovými stupni. Častá koncepce je založena na jednom ustáleném soukolí společně s jedním či dvěma jednoduchými soukolími. Jeden, v dnešní době používaný, zástupce je v práci detailně rozebrán a současně objasněn systém změny jednotlivých stupňů. Ta spočívá v brzdění určité části soukolí pomocí lamelové brzdy nebo spojení dvou částí soukolí prostřednictvím lamelové spojky. Nesmíme také opomenout hydrodynamický měnič, který slouží k přenosu a násobení točivého momentu z pohonné jednotky na samotnou planetovou převodovku, jak již bylo rozebráno.

Z nastíněných variant automobilových převodovek víme, že koncepce převodů se již příliš neliší. Nyní výrobci pracují na zefektivnění již vytvořených konceptů se snahou o zvýšení účinnosti, rychlosti řazení a celkově v softwarovém řízení převodovky. Ať už se jedná o předpovídání změny převodu na základě dat z akcelerometru či venkovních optických snímačů. Tyto převodovky se už v dnešní době nemontují pouze do vlajkových lodí automobilek, ale přichází i do vozidel střední a nižší třídy.

Hlavním charakteristickým rysem, kterým se odlišují převodovky pro nákladní vozy je hydrodynamický retardér. Je to součást, která má velký význam pro bezpečnost, neboť má značný vliv pro kontrolovatelnou jízdu z kopce. Prodlužuje také životnost brzdového obložení, které je ušetřeno nahrazením „klasického“ brzdění brzděním prostřednictvím hydrodynamického měniče. Princip retardéru je založen na přeměně mechanické energie pomocí proudění kapaliny na teplo, které musí být odváděno. Další specifikum převodovek pro nákladní vozy vychází z účelu použití. Jde o to, že všechny komponenty musí být zesíleny, neboť převodovka přenáší značně vyšší zatížení. Jsou zde například použita kuželíková ložiska namísto kuličkových.

U zvoleného zástupce, nákladní převodovky ZF – Ecomat 6HP 602, která je používána pro autobusy, byl proveden kinematický rozbor. Byla nakreslena schémata jednotlivých převodových stupňů s vyznačením momentových toků. Poté byl u každého proveden výpočet výstupní úhlové rychlosti a následně převodový poměr daného stupně. Poté byl vyhotoven graficky silový rozbor, kdy do pro přehlednost zjednodušeného schématu, resp. takového, který je v dané chvíli aktivní, byly doplněny reakční síly a sepsány rovnice momentové

a silové rovnováhy. Z nich byl následně dopočítán výstupní krouticí moment. Práce byla psána také se smyslem přinést do výuky aktuální informace o planetových převodovkách, názorně rozkreslit a přehledně popsat princip kinematického a silového výpočtu.

Se samočinnými převodovkami se budeme setkávat čím dál častěji, proto je velice vhodné se v této problematice orientovat. S rychlým vývojem elektromobilů a hybridů přichází možnost aplikovat je i do těchto vozů. Planetové převody jsou všude kolem nás, od elektrického zubního kartáčku, po těžký nákladní vůz. Bude velice zajímavé pozorovat a být při tom, jakým směrem se jejich vývoj bude ubírat.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VLK, František. *Převody motorových vozidel*. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6463-1.
- [2] JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ a Aleš VÉMOLA. *Automobily*. I., Podvozek a převodná ústrojí. Brno: CERM, 2003. ISBN 80-7204-262-9.
- [3] SVOBODA, Jiří a Gabriela ACHTENOVÁ. *Mechanické a hydraulické převody vozidel: sbírka příkladů*. Vyd. 2. V Praze: České vysoké učení technické, 2008. ISBN 978-80-01-04117-8.
- [4] ILIĆ, Stefan a STOJANOVIC, Blaza. *Systematization of planetary gear set configurations which are implemented in automatic transmissions* [online] 2015 [cit.2021-6-22]. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/publication/317339502\\_SYSTEMATIZATION\\_OF\\_PLANETARY\\_GEAR\\_SET\\_CONFIGURATIONS\\_WHICH\\_ARE\\_IMPLEMENTED\\_IN\\_AUTOMATIC\\_TRANSMISSIONS](https://www.researchgate.net/publication/317339502_SYSTEMATIZATION_OF_PLANETARY_GEAR_SET_CONFIGURATIONS_WHICH_ARE_IMPLEMENTED_IN_AUTOMATIC_TRANSMISSIONS)
- [5] XU, Xiangyang, Peng DONG, Yanfang LIU a Hui ZHANG. *Progress in Automotive Transmission Technology*. *Automotive Innovation* [online]. Singapore: Springer Singapore, 2018, 1(3), 187-210 [cit. 2021-6-27]. ISSN 2096-4250. Dostupné z: doi:10.1007/s42154-018-0031-y
- [6] PROKOPEC, Petr. *Mercedes 9G-Tronic: devítistupňový automat podrobněji, je prý i lehčí* [online] 2013 [cit.2021-7-1]. Dostupné z: <https://www.autoforum.cz/technika/mercedes-9g-tronic-devitistupnovy-automat-podrobneji-je-pry-i-lehci/>
- [7] SACHS. *Sachs drehmomentwandler für pkw*. Aftermarket.zf.com [online]. © 2021 [cit. 2021-07-1]. Dostupné z: <https://aftermarket.zf.com/de/de/sachs/produkte/pkw-und-transporter/kupplungen--kits--xtend/drehmomentwandler/>
- [8] MACH MOTORS. *BMW M Performance kryt řadící páky Carbon pro automatickou převodovku*. Machmotors.cz [online]. © 2010-2021 [cit. 2021-07-3]. Dostupné z: <https://www.machmotors.cz/shopbmw/obchod/bmw-m-performance-kryt-radici-paky-carbon-pro-automatickou-prevodovku?rc=177>
- [9] SCHERRER, Heribert. *ZF 6-Speed Automatic Transmission for Passenger Cars*. [online] SAE Transactions, 112: 726-34, 2003 [cit.2021-15-6]. Dostupné z: <http://www.jstor.org/stable/44745444>
- [10] ZF GETRIEBE GHBM SAARBRÜCKEN. *Repair manual 6 HP-26* [online] 2001 [cit.2021-5-19]. Dostupné z: <https://www.scribd.com/doc/20322431/Repair-Manual>
- [11] ZF 6HP transmission. *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2021-7-6]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/ZF\\_6HP\\_transmission](https://en.wikipedia.org/wiki/ZF_6HP_transmission)
- [12] *Auto tip: čtrnáctideník o motorismu, 10/15*. Praha: Studio dobré nálady, 1991-. ISSN 1210-1087. Dostupné také z: <https://autotip.auto.cz/>

- [13] ZF Friedrichshafen AG, MC-C. *ZF-Ecomat 2 plus: Technical manual for installation, Functions and initial start-up*. [online] 2004-12 [cit.2021-7-8]. Dostupné z: [https://kupdf.net/download/4149765103ecomat-2-\\_599f7f94dc0d601313184972\\_pdf](https://kupdf.net/download/4149765103ecomat-2-_599f7f94dc0d601313184972_pdf)
- [14] ZF Friedrichshafen AG, MC-C. *Operating instructions: ZF-Ecomat/ZF-Ecomat 2/ZF-Ecomat 2 plus*. [online] 2004-09 [cit.2021-7-8]. Dostupné z: [https://nanopdf.com/download/ecomat-and-ecomat-2-plus\\_pdf](https://nanopdf.com/download/ecomat-and-ecomat-2-plus_pdf)
- [15] MASUNAGA, Seiji, Terufumi MIYAZAKI, Yohei HABATA, Kazuhiko YAMADA, Yoshio HASEGAWA, Takahiro KONDO, Ichiro KITAORI, and Akira TAKEICHI. *Development of Innovative Toyota 10-Speed Longitudinal Automatic Transmission*. [online] SAE International Journal of Engines, vol. 10, no. 2, 2017, pp. 701–708. [cit.2021-14-5]. Dostupné z: <https://www.jstor.org/stable/26285079>
- [16] *New FR 10-speed Automatic Transmission. Global Toyota* [online]. TOYOTA MOTOR CORPORATION, © 1995-2021, Dec. 06, 2016 [cit. 2021-7-11]. Dostupné z: <https://global.toyota/en/powertrain/transmission/>
- [17] VACEK Zdeněk. *Trumfová desítka*. Auto tip: čtrnáctideník o motorismu, 01/17. Praha: Studio dobré nálady, 1991-. ISSN 1210-1087. Dostupné také z: <https://autotip.auto.cz/>
- [18] BROŽ Jiří a Luboš TRNKA. *Planetové automatické převodovky s hydrodynamickým měničem*. AutoExpert: časopis profesionálů v autoopravárenství, 04/2007. [online]. [cit.2021-7-28]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/4851798-Vetsi-hmotnost-prevodovky-dana-jeji-slozitejsi-konstrukci-a-pouzitim-hydrodynamickeho.html>
- [19] Schéma hydrodynamického retardéru. *Autoskola-kuchynka.cz* [online]. ČR: Profesní společenství autoškol [cit. 2021-7-30]. Dostupné z: <http://www.autoskola-kuchynka.cz/files/KonstrukceAUdrzbaC,D,T,C+E%20ot-22-45.pdf>
- [20] Co znamená „spínač“ pod dorazem plynu? *Garaz.cz* [online]. ČR, 2021, 24. 2. 2021 [cit. 2021-7-30]. Dostupné z: <https://www.garaz.cz/clanek/co-znamená-spinac-pod-dorazem-plynu-21001124>

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$D$	[mm]	Průměr
$f$	[-]	Součinitel tření
$i$	[-]	Převodový poměr
$M$	[N·m]	Moment
$m$	[-]	Modul
$n$	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky
$p$	[Pa]	Tlak
$r$	[mm]	Poloměr
$S$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha
$v$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Rychlost
$z$	[-]	Počet zubů
$\alpha$	[°]	Úhel opásání
$\eta$	[-]	Účinnost
$\omega$	[rad·s <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychlost