

---

**ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE  
TECHNICKÁ FAKULTA**



**Vozidlové mechanizmy I**

**Ing. Jakub Mařík, Ph.D.**

---

**ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE**  
**TECHNICKÁ FAKULTA**



**Vozidlové mechanismy I**

**Ing. Jakub Mařík, Ph.D.**

Určeno pro posluchače Technické fakulty

Tato publikace neprošla jazykovou ani redakční úpravou

---

**© Ing. Jakub Mařík, Ph.D.**

**Vydala Česká zemědělská univerzita ve svém nakladatelství**

**ISBN 978-80-213-3382-6**

## Obsah

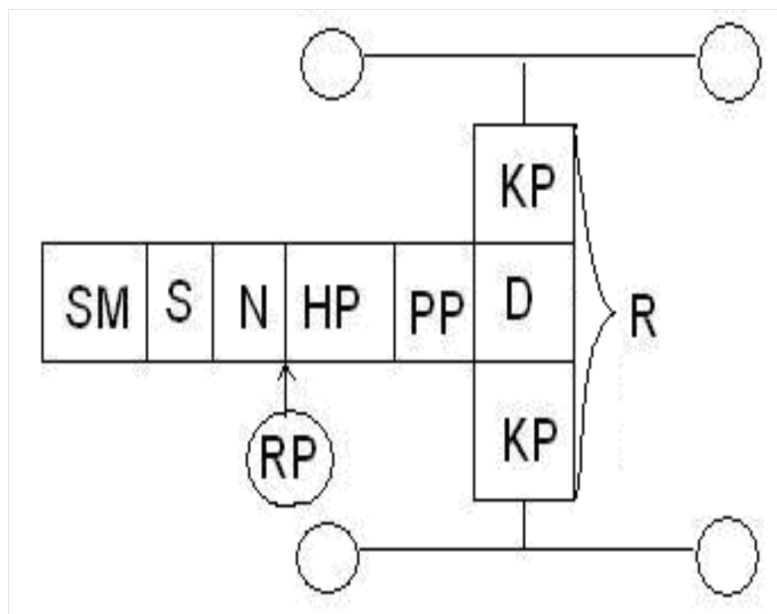
1. Ústrojí přenosu energie – základní uspořádání.....	5
1.1 Pojezdové spojky .....	6
1.1.1. Třecí suché spojky.....	9
1.1.2. Odstředivé spojky .....	18
1.1.3. Hydrodynamické kapalinové spojky .....	19
1.1.4. Elektromagnetické spojky .....	22
1.2. Automatické spojkové systémy .....	23
2. Převodovky vozidel - základní požadavky.....	25
2.1. Hnací charakteristika .....	30
2.2. Převodový poměr .....	32
2.3. Účinnost převodů.....	35
2.4. Volba rychlostních stupňů .....	36
2.4.1. Geometrická řada .....	38
2.4.2. Aritmetická řada .....	39
2.5. Řadící ústrojí .....	40
2.5.1. Řazení zubovými spojkami .....	42
2.5.2. Řazení pomocí synchronizačních spojek .....	42
2.5.3. Řazení pomocí lamelových spojek.....	44
2.6. Mechanické stupňové převodovky .....	46
2.6.1. Vlastní řazení .....	46
2.6.2 Dvouhřídelové převodovky .....	49
2.6.3. Tříhřídelové převodovky .....	50
2.6.3 Zpětný chod.....	50
2.6.5. Převodovka DSG .....	52
2.7. Planetové převodovky .....	55
2.7.1. Násobiče .....	56
2.7.2 Základní planetové soukolí .....	59
2.8. Převodovky s plynulým převodem.....	65
2.8.1 Variátor .....	65
2.8.2. Toroidní převod .....	67
2.8.3. Hydrostatický převod.....	69
2.8.4. Hydrodynamické převodovky .....	76
3. Použitá literatura .....	81

## 1. Ústrojí přenosu energie – základní uspořádání

Ústrojí přenosu energie zajišťuje přenos energie mezi motorem a hnacím ústrojím.

Podle přenosu točivého momentu motoru rozeznáváme tyto druhy převodových ústrojí:

- pro krátkodobé přerušování točivého momentu (spojky),
- pro stáله spojení (spojovací a kloubové hřídele),
- pro změnu velikosti točivého momentu (převodovky),
- pro rozdělení hnacího momentu na levé a pravé kolo (stálý převod hnací nápravy, tj. rozvodovky a diferenciály) nebo mezi přední a zadní nápravu (rozdělovací převodovky, mezinápravové diferenciály, děliče momentu).



Obr. 1: Schéma ústrojí přenosu energie

- *SM ... Spalovací motor*
- *S ..... Spojka*
- *N ..... Druh převodovky, která lze obvykle řadit pod zatížením, N-násobič převodu*
- *HP ... Hlavní převodovka*
- *PP ... Přídavná převodovka*
- *D .... Diferenciál*
- *KP ... Koncové převody regulující převody dopomala, u traktorů autobusů*
- *KP+D+KP= R ... rozvodovka*
- *RP ... Reverzační převodovka - počet stupňů dopředu a dozadu je přibližně stejný*

## 1.1 Pojezdové spojky

Základní princip funkce pojezdových spojek spočívá v rychlém přerušení a opětovném spojení hnací a hnané části. Přitom jejich spojení probíhá prokluzováním jako důsledek vyrovnávání rozdílných otáček mezi hnacím hřídelem motoru a hnaným spojkovým hřídelem.

Tento princip zajistí plynulé rozjíždění a řazení převodových stupňů bez přenosu rázů na výkon přenášejíci soukolí.

Aby přenos otáček od motoru byl pozvolný a plynulý, používá se výsuvných třecích spojek. U těchto spojek je přenášen pohyb z hnací části spojky na hnanou pouze třením, vyvozeným na styčných plochách hnací a hnané části spojky. Proto každá výsuvná třecí spojka má ustrojí třecí, přitlačovací a vypínací. U automobilů jsou spojky třecí s jedním, nebo se dvěma kotouči.

### **Funkce spojek:**

- Spojka může mít funkci:
  - proti přetížení.
  - tlumení torzních kmitů
- při spouštění studeného vozidla pro snížení pasivních odporů (za nízkých teplot)

### **Pojezdové spojky lze rozdělit:**

- Podle způsobu přenosu točivého momentu:
  - mechanické
  - hydraulické
- Podle prostředí ve kterém pracují:
  - suché
  - mokré
- Podle tvaru třecích ploch:
  - kotoučové
  - lamelové
  - kuželové

- Podle způsobu ovládní:
  - mechanické
  - kombinované (hydraulicko – mechanické)
  - elektro-hydraulické

Ústrojí spojky bývá nejčastěji umístěno v tělese setrvačnicku spojeného s klikovým hřídelem motoru. Setrvačnick snižuje nerovnoměrnost otáčení klikového hřídele. Jeho součástí je ozubený věnec sloužící pro účely spouštění motoru. Setrvačnick tvoří jednu z třecích ploch a současně odvádí teplo vznikající prokluzem mezi hnací a hnanou částí.

Spojkový kotouč je z ocelového plechu pojeného s drážkovým nábojem, dovolující jeho pohyb v ose hnaného hřídele. Kotouč spojky je často radiálně odpružen vinutými pružinami, aby se snížil přenos vibrací přenášených klikovým ústrojím na převody. Je opatřen zářezy, které mají zvýšit tvarovou stálost při zahřátí.



*Obr. 2: Pojezdová spojka*

*1-kotouč spojky s obložením*

*2-štit spojky*

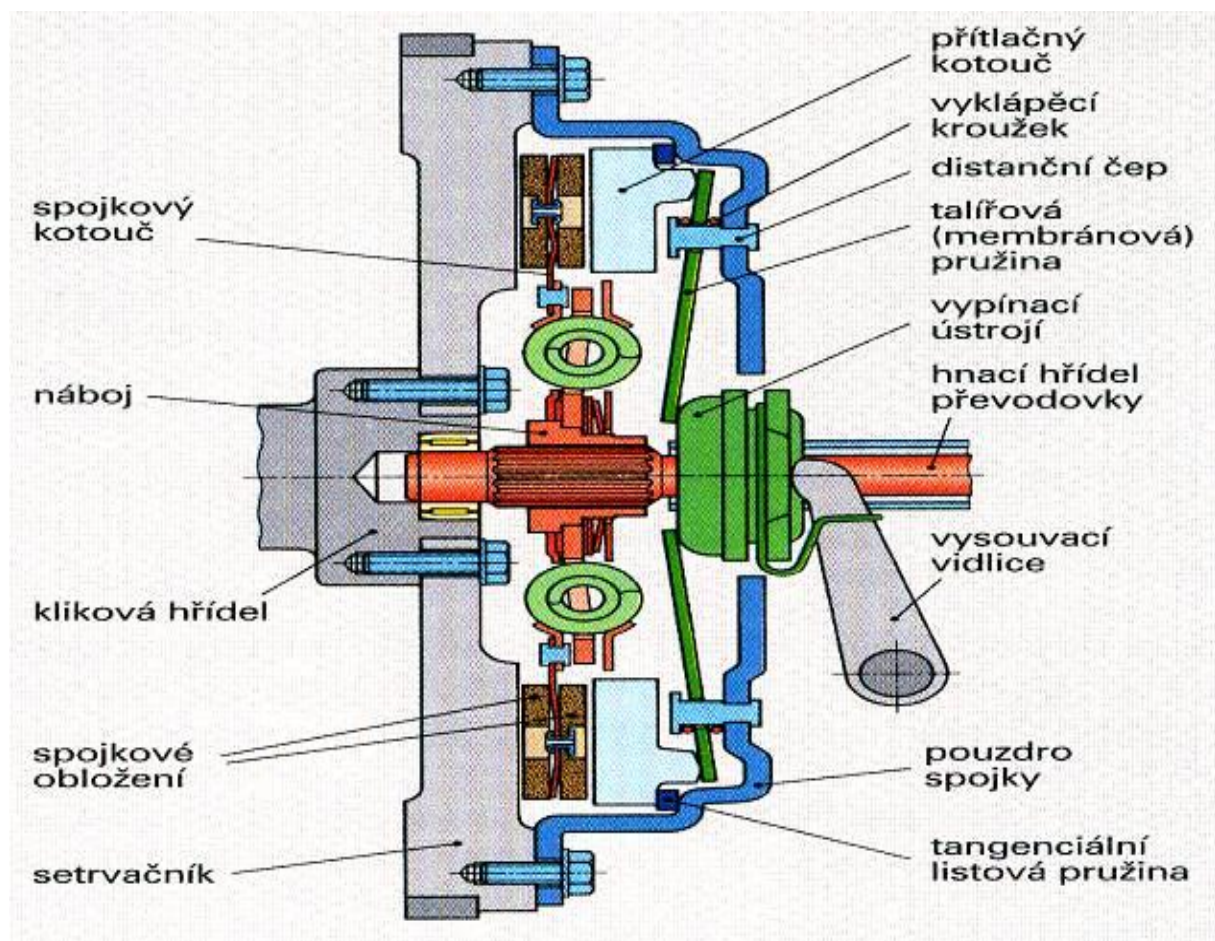
*3-membránová pružina*

*4-vypínací ložisko*

## Činnost spojky

V normální poloze je spojka zapnuta. Přítlačné pružiny přitlačují přítlačný kotouč k setrvačníku a mezi styčné plochy přítlačného kotouče a setrvačníku je sevřen hnaný kotouč. Tření, které je mezi styčnými plochami, přenáší otáčivý pohyb setrvačníku a přítlačného kotouče na hnaný kotouč s hnacím hřídelem převodovky. Hnací a hnaná část nyní tvoří jeden celek.

Při sešlápnutí pedálu spojky odtlačí ramena vysouvací vidlice vysouvací objímku s přítlačným kotoučem od setrvačníku a spojka je vypnuta. Hnaný kotouč je úplně uvolněn, setrvačnick s přítlačným kotoučem se otáčí dále, kdežto hnaný kotouč s hnacím hřídelem převodovky se po velmi krátké době zastaví. Tím se přeruší spojení točivého momentu s převodovkou. Při uvolňování pedálu spojky se opět přibližuje přítlačný kotouč tlakem pružin k setrvačníku. Přítlačný kotouč sevře mezi styčné plochy hnaný kotouč, který se vzniklým třením začne otáčet s hnaným hřídelem převodovky. Pedál spojky by se měl uvolňovat pomalu, aby záběr od motoru na převodová ústrojí vozidla byl plynulý.



Obr. 3: Mechanismus třecí spojky - Kotouč + obložení = „Lamela“

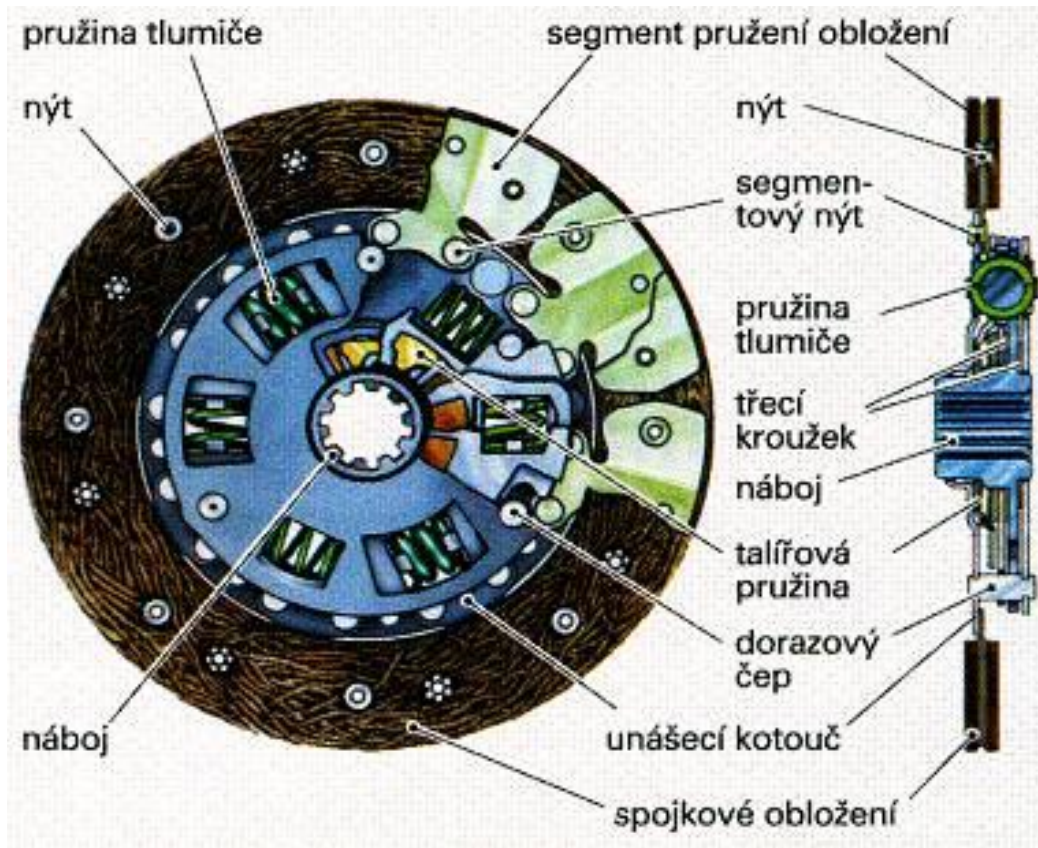


## Přítlačný kotouč

Ve většině případů jsou vybaveny axiálním a tangenciální odpružením.

Segmenty jsou střídavě vyklopeny pro lepší tření a odvod tepla.

Základní obložení bývá na základním materiálu nýtované nebo lepené.



Obr. 4: Třecí spojkový kotouč

### 1.1.1. Třecí suché spojky

- Konstrukce třecích spojek
- Nosnou část tvoří deska, tzv. spojkový kotouč z ocelového plechu, který se jakostí blíží plechu pružinovému s minimální pevností asi 800 až 900 MPa. Kotouč je opatřen různě tvarovanými zářezy, aby se při zahřátí nekroutil.
- Na desce je upevněno obložení pro zvýšení třecího součinitele. Tloušťka obložení se řídí podle provozních poměrů a zatížení spojky a bývá v rozmezí 2,5 až 8 mm.
- Velká hmotnost setrvačnicku je výhodná pro akumulaci tepla, které při prokluzování spojky vznikne na třecí ploše. K akumulaci tepla slouží také přítlačný kotouč, který je zhotoven ze speciální litiny.
- Spojkový kotouč je axiálně posouvateľný.

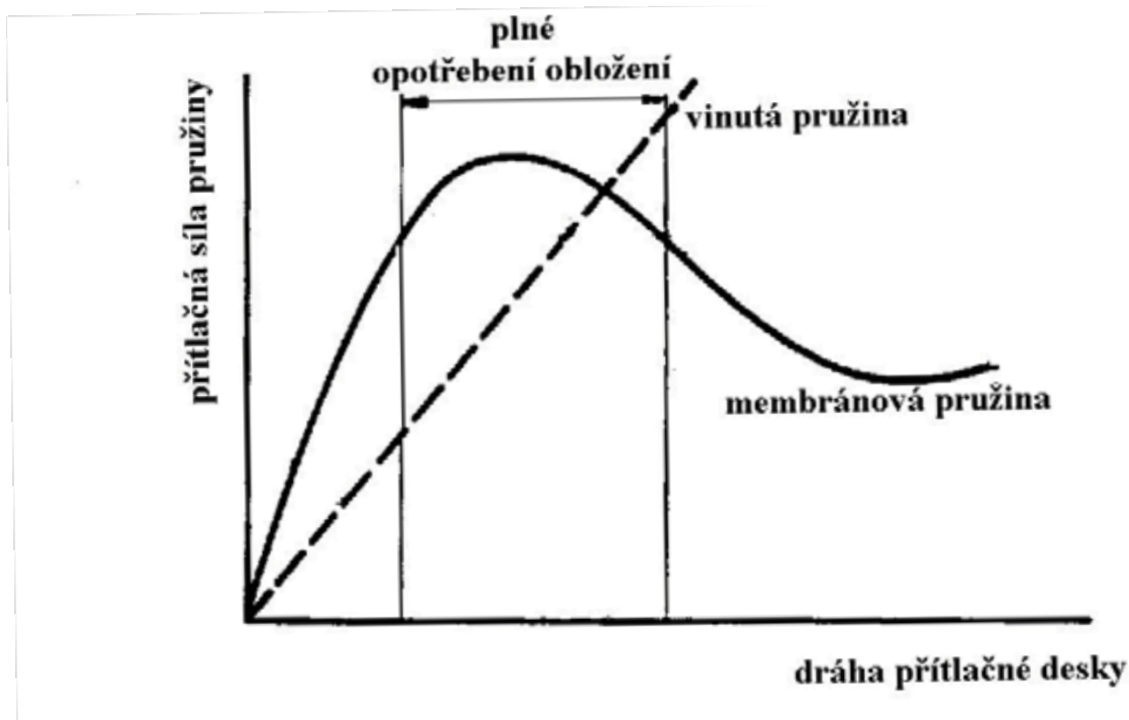
Přítlačný kotouč je na spojkový kotouč tlačen pružinou. K vypínání spojky slouží vypínací objímka s axiálním kuličkovým ložiskem. Vypínací páčky jsou spojeny s přítlačným kotoučem pomocí šroubů, které slouží k seřízení spojky. Teplota obložení je po těžkém rozjezdu  $200 \div 250 \text{ } ^\circ\text{C}$ , při opakovaném rozjíždění až  $600 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Zahříváním obložení dochází k poklesu součinitele tření a současně točivého momentu, který je schopna spojka přenést. Velikost součinitele tření je mezi  $0,2 \div 0,45$ .

**Podle typu použité přítlačné pružiny se suché třecí spojky dělí na:**

- Spojky s vinutými pružinami
  - mají nepříznivý průběh silové charakteristiky, podmíněný přítlačnou silou, která s opotřebením lineárně klesá. Proto se u nové spojky musí stanovit vyšší přítlačná síla, aby se zajistila dostatečná rezerva přenosu točivého momentu i při plném opotřebení spojky.
  
- Spojky s talířovou pružinou (Belleville)
  - mají opět pákový vypínací systém. Její charakteristika je však výhodnější, podobně jako charakteristika membránové pružiny
  
- Spojky s membránovou pružinou
  - membránová pružina zastává současně funkci vypínacích páček. Pro zlepšení charakteristiky takové pružiny jsou v ní radiální zářezy vycházející ze středu. Z hlediska namáhání, tzn. největší napětí vzniká na konci drážek, jejichž tvar musí být vhodně proveden.



*Obr. 5: Přítlačná membránová pružina*



Obr. 6: Silová charakteristika talířové a vinuté pružiny

### Materiály obložení

- Obložení se ke spojkovému kotouči upevňuje hliníkovými nebo měděnými nýty, případně se lepí speciálními lepidly odolávající vysokým teplotám.
- Převážná většina užívaných obložení je vyrobena z organických materiálů.
- Jako skleněná vlákna, minerální vlna, uhlíková vlákna a vlákna aromatických polyamidů. Jako plnicí materiál slouží materiály, které mají rozdílné účinky:
  - baryt, kaolin, křemičitany a oxidy hliníku obložení zpevňují,
  - kovy, sulfidy kovů a oxidy kovů zlepšují procesy tvrzení a vulkanizace,
  - pryskyřice a bavlna garantují konstantní součinitel tření a redukují opotřebení,
  - pryskyřice slouží jako spojovací prostředek a ovlivňují součinitel tření
- $P_{Dov}=0,14 - 0,30$  Mpa
- Součinitel tření organických obložení se pohybuje mezi asi 0,26 až 0,30, tepelná odolnost je zaručena do 300 °C

- U teplotně velmi silně namáhaných spojek se užívají převážně anorganická spěkaná obložení. Podle hlavních součástí rozlišujeme směsi ze spěkaného bronzu a ze spěkaného železa. Součinitel tření dosahuje hodnoty až 0,5 a tepelné odolnosti až do 600 °C.

#### Bezazbestové třecí materiály (součinitel tření)

beral (0,35)

raybestos (0,33)

textar (0,36)

valeo (0,36)

#### Na bázi papíru

BSG (mokré)

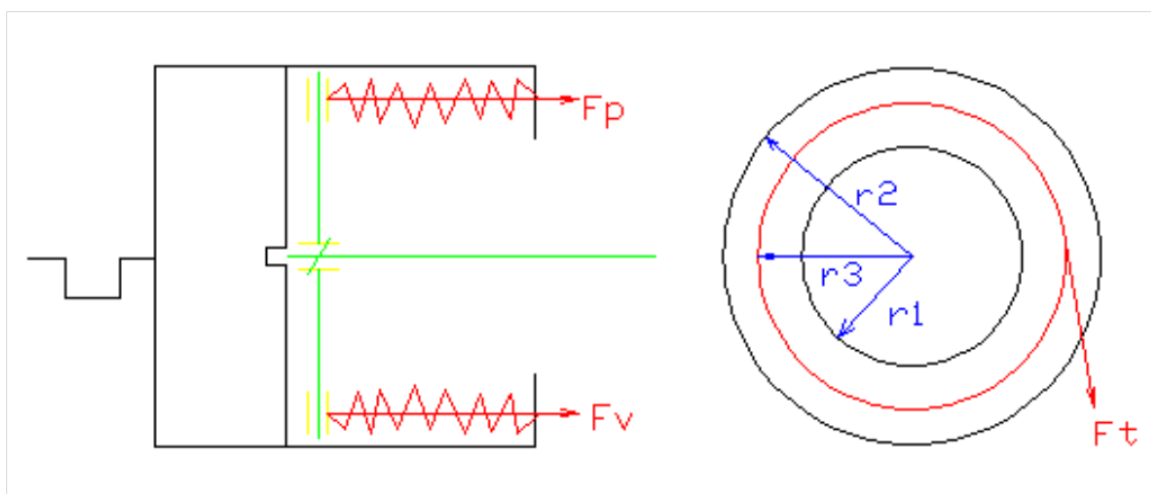
60 % buničiny, 30 % visk. stříž, 10 % ostatní

f = 0,08 – 0,11 (až 0,2)

#### Kovové a kovokeramické materiály

Vyrobeny práškovou metalurgií

Talky vyšší než 5 MPa, teploty vyšší než 1000 °C.



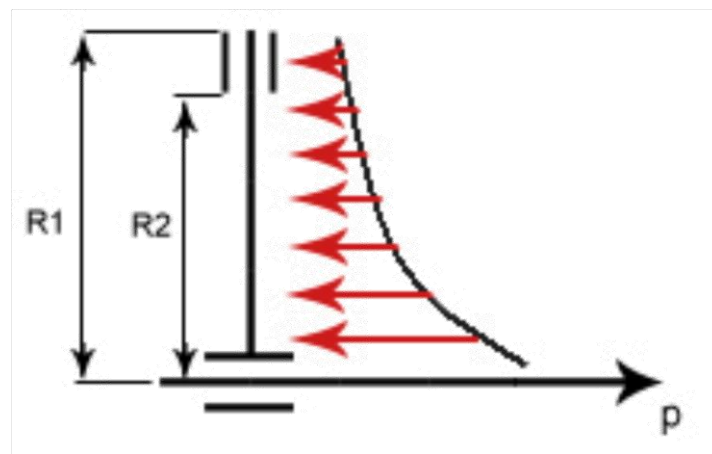
Obr. 7: Schéma kotoučové spojky

$$\frac{r_1}{r_2} = 0,55 \text{ až } 0,65$$

Základní výpočet suché třecí spojky:

$$r_3 = \frac{r_1 + r_2}{2}$$

$$V = \omega \cdot r$$



Obr .8: Průběh sil membránové pružiny

Základní výpočet:

- Moment spojky

$$M_s = F_p \cdot f \cdot \frac{r_1 + r_2}{2} \cdot i$$

- $M_s$  ... moment spojky
- $f$  ... součinitel tření - závisí na materiálu, jediná reálná možnost jak dosáhnout většího momentu
- $i$  ... počet třecích kol(ploch)
- $F_t$  ... třecí síla
- $F_p$ ...přítlačná síla

Základní výpočet:

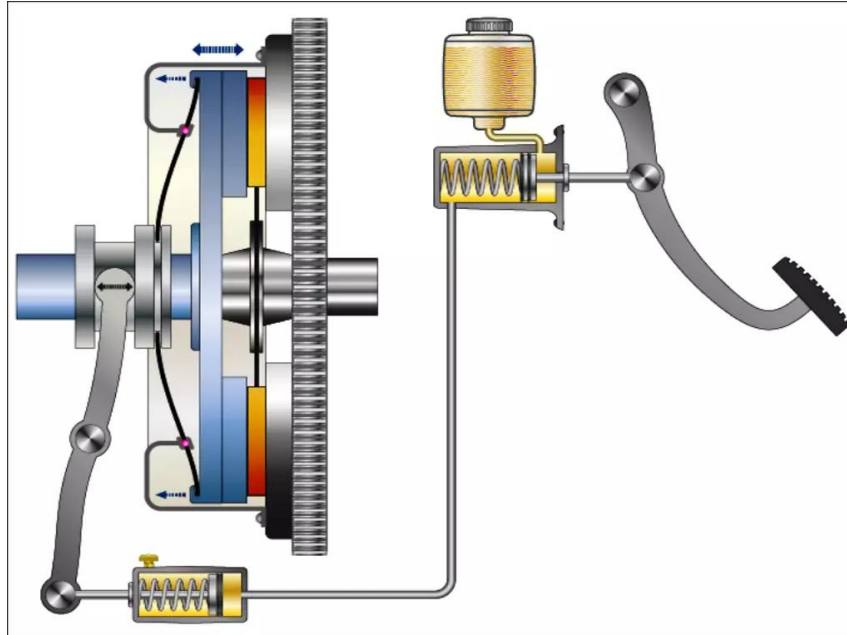
- Spojka musí být spočítána na větší točivý moment než je výkon motoru, to ve chvíli kdy se začne zpomalovat, dynamické účinky se přičítají a moment se může zvýšit.

$$M_s = k \cdot M_{mmax}$$

- $M_s$ ... moment spojky
- $M_{mmax}$  ... max. moment motoru
- $K$  ... součinitel bezpečnosti, osobní automobily 1,2 až 1,75
- Nákladní 1,5 -2,2
- Traktor 2,3-3
- Samojízdné stroje 2,5-3,2

Dovolený tlak

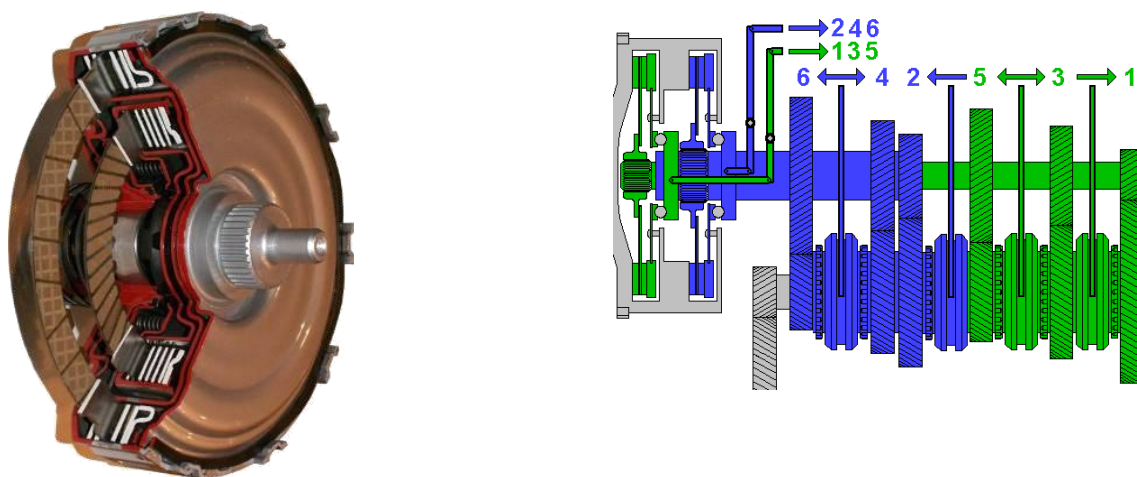
- $p_D = 0,14$  až  $0,30$ MPa
- 0,14 – pro autobusy MHD
- 0,30 – pro osobní auta



Obr. 9: Mechanismus ovládní spojky

## Dvou-kotoučová spojka

Dvou-kotoučová spojka se používá u sekvenčních převodovek. Sekvenční převodovka dovoluje postupné přeřazování vždy o jeden stupeň výše nebo níže nebo mezi prvním stupněm a zpátečkou, řadí bez mezipoloh s využitím dvou spojek.

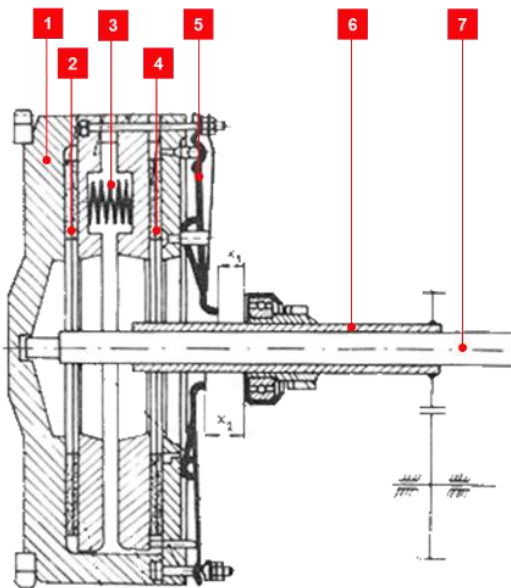


Obr. 10: Automatická převodovka DSG (německy: DSG, Direktschaltgetriebe, anglicky: DSG, Direct Shift Gear)

## Dvou-účelová spojka

- Umožňuje nezávislý pohon vývodového hřídele traktoru (PTO).

První hnáný kotouč s obložením je uložený posuvně na drážkách spojkového hřídele, který přenáší kroutící moment do převodovky. Přední konec spojkového hřídele je uložený v ložisku setrvačníku a druhý konec spojkového hřídele je zakončený ozubeným kolem, které je ve stálém záběru s ozubeným kolem předlohového hřídele. Spojkový hřídel prochází vně dutého hřídele, na jehož drážkách je posuvně uložený druhý hnáný kotouč s obložením na pohon vývodového hřídele.

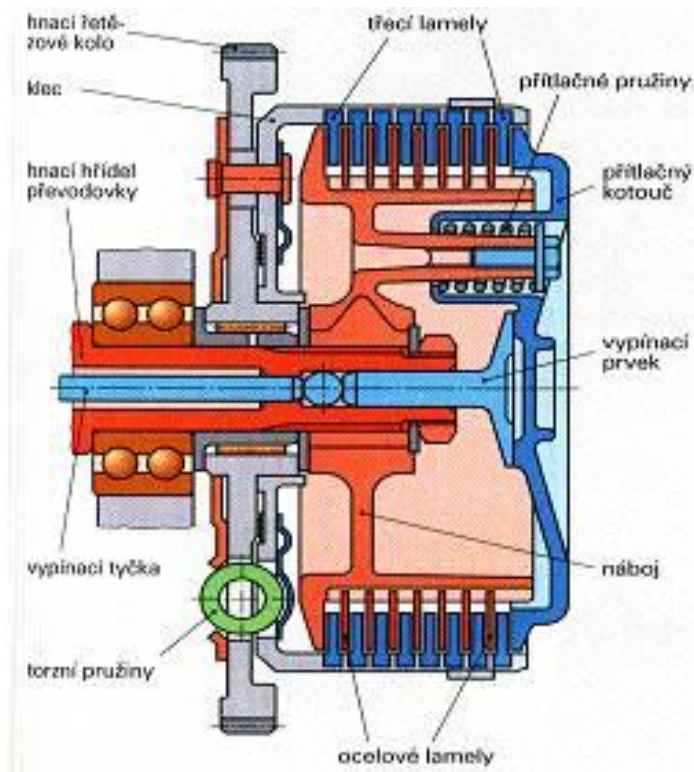


- 1-setrvačník
- 2-kotouč spojky s obložením (pojezd)
- 3-vinutá pružina
- 4-kotouč spojky s obložením (PTO)
- 5-vypínací páčka
- 6-pohon PTO
- 7-pohon pro pojezd

Obr. 11: Dvou-účelová spojka

### Více-lamelové spojky

Mají pro přenos točivého momentu místo jednoho spojkového kotouče více kotoučů. Proto je možné, že přes malý vnější průměr a menší měrný tlak přenáší lamelové spojky velké točivé momenty.



Obr. 12: Vícelamelová třecí pojezdová spojka



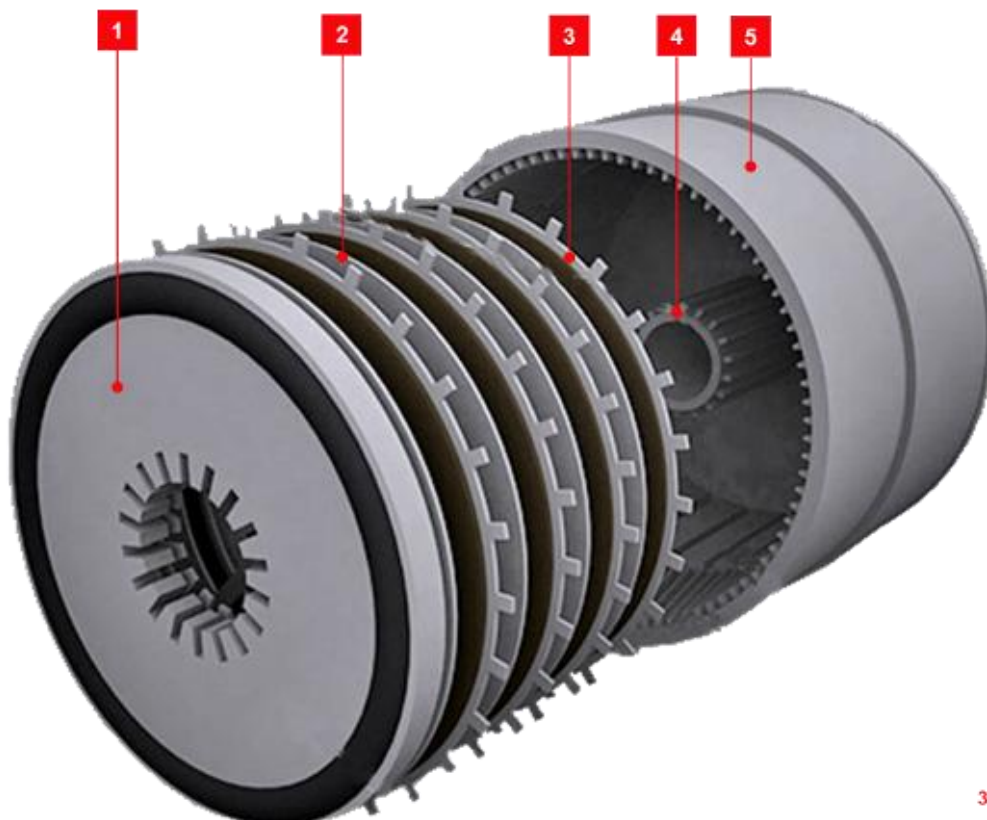
Lamelovou spojku tvoří několik lamel, kde lamely jsou řazeny za sebou, střídavě spojené s hnací a hnanou částí prostřednictvím ozubení. Hnací lamely mají obvykle vnější ozubení a axiální posuv, hnané mají vnitřní ozubení a axiální posuv. Při stlačení lamel dochází ke spojení hnací a hnané části. Osový pohyb umožňuje drážkové vedení lamel. Přítlak je vyvozen tlakem oleje na píst, který stlačuje lamely k opěrné ploše. Zpětný pohyb zajišťuje vratná pružina.

Konstrukce a uspořádání spojky dovoluje přenos velkých točivých momentů, použití v prostoru omezeném velikostí a také zapojování do automatických uzlů.

U mokrých spojek obíhají lamely v olejové lázni (olej s malou viskozitou). U polo-mokrých obíhají jen v olejové mlze.

Olejová náplň spojky snižuje součinitel tření na hodnoty:

třecí obložení - ocelový plech	$f \approx 0,1$
ocel – ocel	$f \approx 0,05$



35

*Obr. 13: vícelamelová pojezdová spojka rozložená*

*1-píst (přítlačný taliř), 2-hnací lamela, 3-hnaná lamela, 4-hnací hřidel, 5-hnaný buben*

### 1.1.2. Odstředivé spojky

Spojka pracuje na stejném principu jako spojka třecí. Rozdíl je v tom, že talířová pružina je nahrazena závažími, spřaženými pákovým mechanismem. Přítlačná síla mezi kotouči a lamelou je vyvozena odstředivou silou závaží – ta je závislá na otáčkách motoru. Patří do skupiny automatických třecích spojek, přítlačná síla je vyvozována odstředivou silou závaží, která rotují se štítem spojky a páčkami tlačí na přítlačný kotouč spojky.

Spojka začne spínat při  $n=1000$  1/min. Při  $n=1500$  1/min je již přenášen celý točivý moment motoru. Při otáčkách nad  $n=2000$  1/min dolehnou odstředivá závaží pevně do vybrání v setrvačnicku.

Při řazení se odstředivá spojka vypíná pomocným zařízením (posilovač napojený na sací potrubí). Nejčastěji se používá u skútrů, motorových pil. V automobilech ji najdeme pouze jako doplňkovou ke klasické pružinové. Používají se jako pozvolné rozběhové spojky nebo pro bez-zátěžové řazení. Důmyslný systém tří odstředivých spojek se používá u mopedů a u všech typů motorových pil.

Výhody:

- Automatické spojení dvou hřídelů bez vnějšího zásahu
- Snadný rozběh spalovacích motorů, omezení proudových špiček u elektromotorů

Nevýhody:

- Při opotřebení pružin samovolné spínání spojky
- Pokud je spojka umaštěna dochází k velkému prokluzu vlivem malých styčných ploch

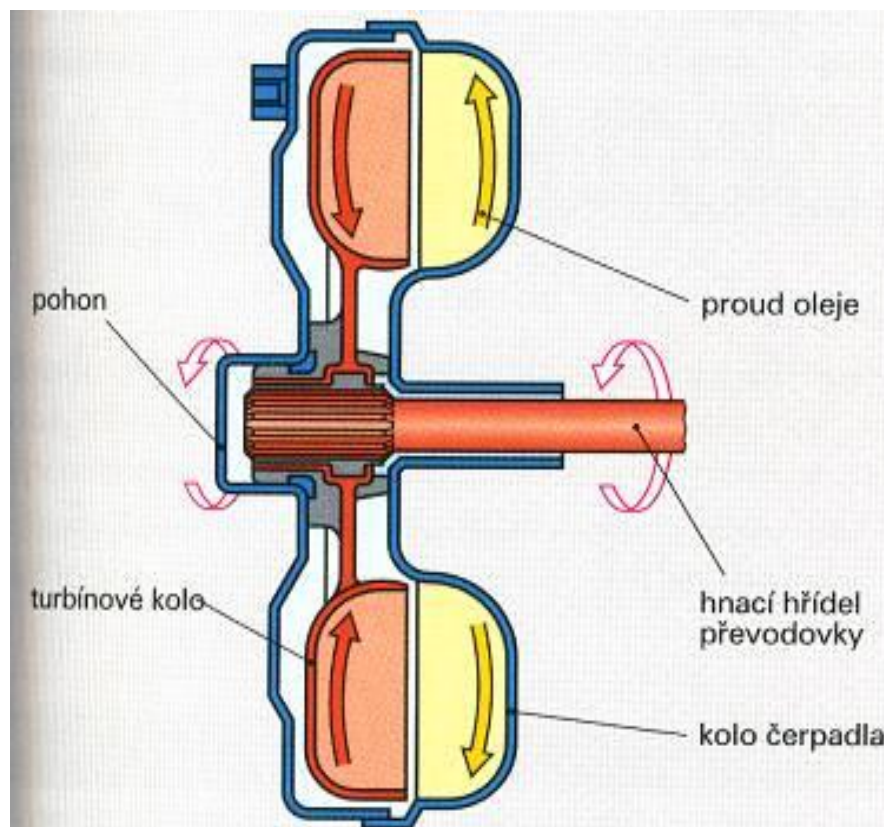


Obr. 14: Odstředivé spojky

### 1.1.3. Hydrodynamické kapalinové spojky

Zajišťuje pružné spojení dvou hřídelí s přenosem momentu. Našla široké uplatnění v pohonech nejrůznějších strojů, kde svými výhodnými vlastnostmi nahradila kotoučovou spojku **čerpacím a turbínovým kolem**.

Motor otáčí čerpacím kolem a při vyšších otáčkách se zvyšuje rychlost proudění kapaliny (netuhnoucí a nepěnící minerální olej), která dopadá na turbínové kolo a roztáčí ho.



Obr. 15: Hydrodynamická spojka

Na hnacím hřídeli spojky je upevněno čerpadlové kolo, které vytváří zpravidla jeden celek se skříní spojky. Proti němu je postaveno kolo turbínové, nasazené na hnací hřídel spojky. Obě kola mají toroidní tvar s rovnými, radiálně postavenými lopatkami. Jsou vyrobeny buď jako tlakové odlitky, nebo jsou vylisována z ocelového plechu.

Ve skříní spojky je náplň kapaliny, zpravidla speciálního oleje.

## Princip kapalinové spojky

Při otáčení čerpadlového kola se částice kapaliny v jednotlivých komorách kola pohybují odstředivou silou směrem k obvodu. Tím se uvádí do pohybu celá hmota kapaliny v komorách. Proudění kapaliny a otáčením kola vystupuje kapalina z čerpadlového kola určitou rychlostí a určitou energií.

Stejně množství kapaliny musí projít turbínovým kolem, v němž znovu mění směr. Tato změna směru vyvolává tlak hmoty na lopatky kola, případně na stěny komor, a projevuje se jako tangenciální síla, která vztažena k ose rotace vytváří točivý moment. Tímto momentem se turbínové kolo uvádí do rotace.

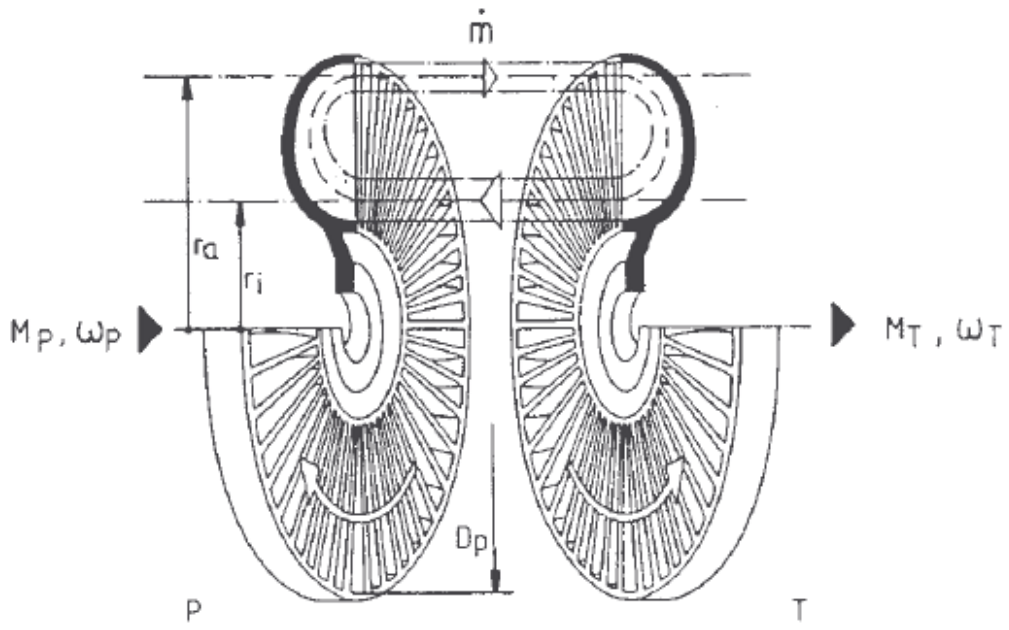
Rychlostní a silové poměry v obou kolech je možno matematicky vyjádřit. Předem je však nutno si objasnit některé parametry spojky (účinnost, poměr otáček obou kol, skluz)

Výhody:

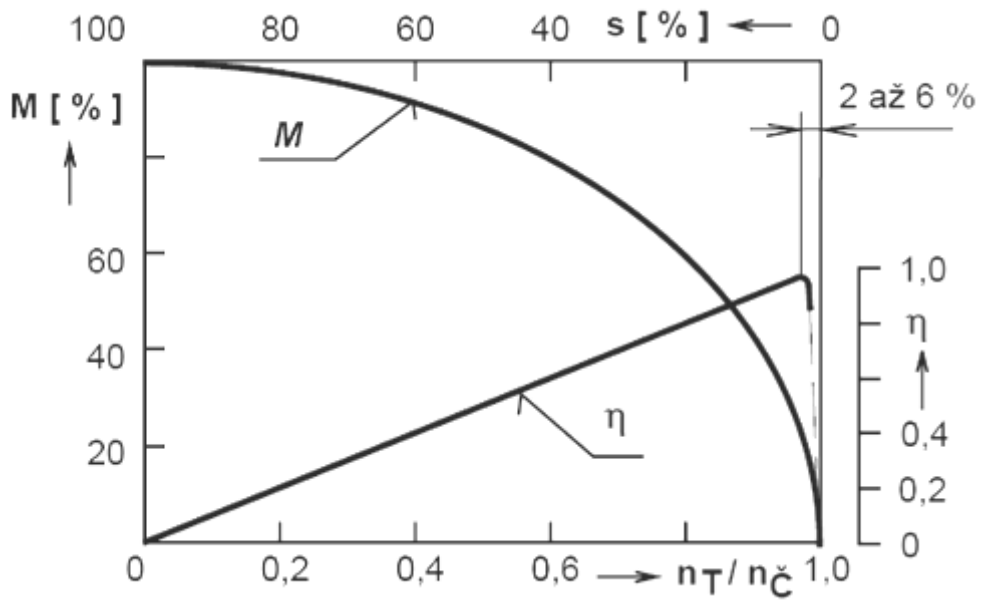
- plynulý rozjezd vozidla z místa na kterémkoliv převodovém stupni, malé otáčky malé dynamické účinky kapaliny
- lepší průchodnost vozidla na cestách v těžkém a klouzavém terénu díky plynulého nárůstu hnací síly na kolech,
- možnost startu motoru a zastavení vozidla při zařazeném převodovém stupni (v době pohybu vozidla se však nedá zastavit motor, protože hydrodynamická spojka ho neustále pohání),
- zmenšení dynamického zatížení a torzních kmitů od motoru i od podvozkových částí vozidla, což prodlužuje životnost převodového ústrojí vozidla,
- hydrodynamická spojka také vydrží větší skluz než třecí kotoučová spojka a prakticky se neopotřebovává.

Nevýhody:

- stálý skluz,
- nižší účinnost,
- změna vlastností kapaliny s teplotou,
- nelze rychle přerušit točivý moment



Obr. 16: Hydrodynamická spojka (čerpadlo, turbína)

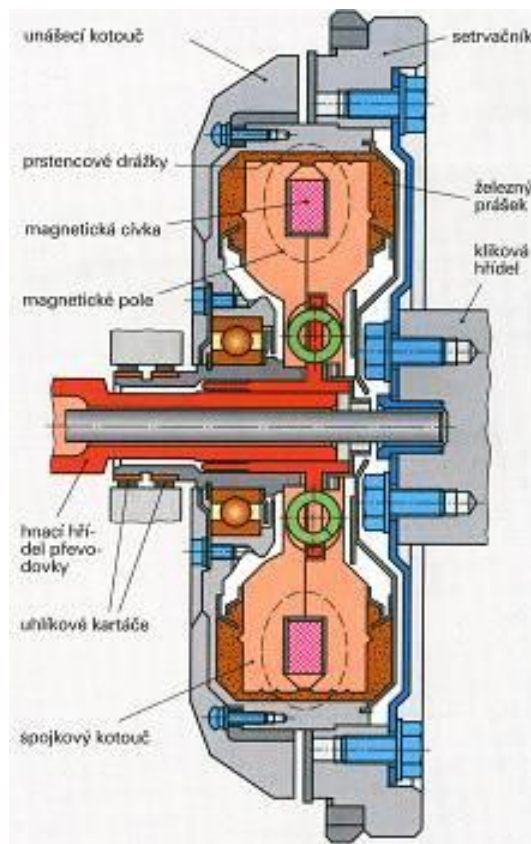


Obr. 17: Účinnost hydrodynamické spojky

#### 1.1.4. Elektromagnetické spojky

Mezi hnacím a hnaným kotoučem je mezera vyplněná železným práškem. Při průchodu proudu magnet. cívkou vzniká magnetické pole. Točivý moment se přenáší právě přes zmagnetizovaný železný prášek.

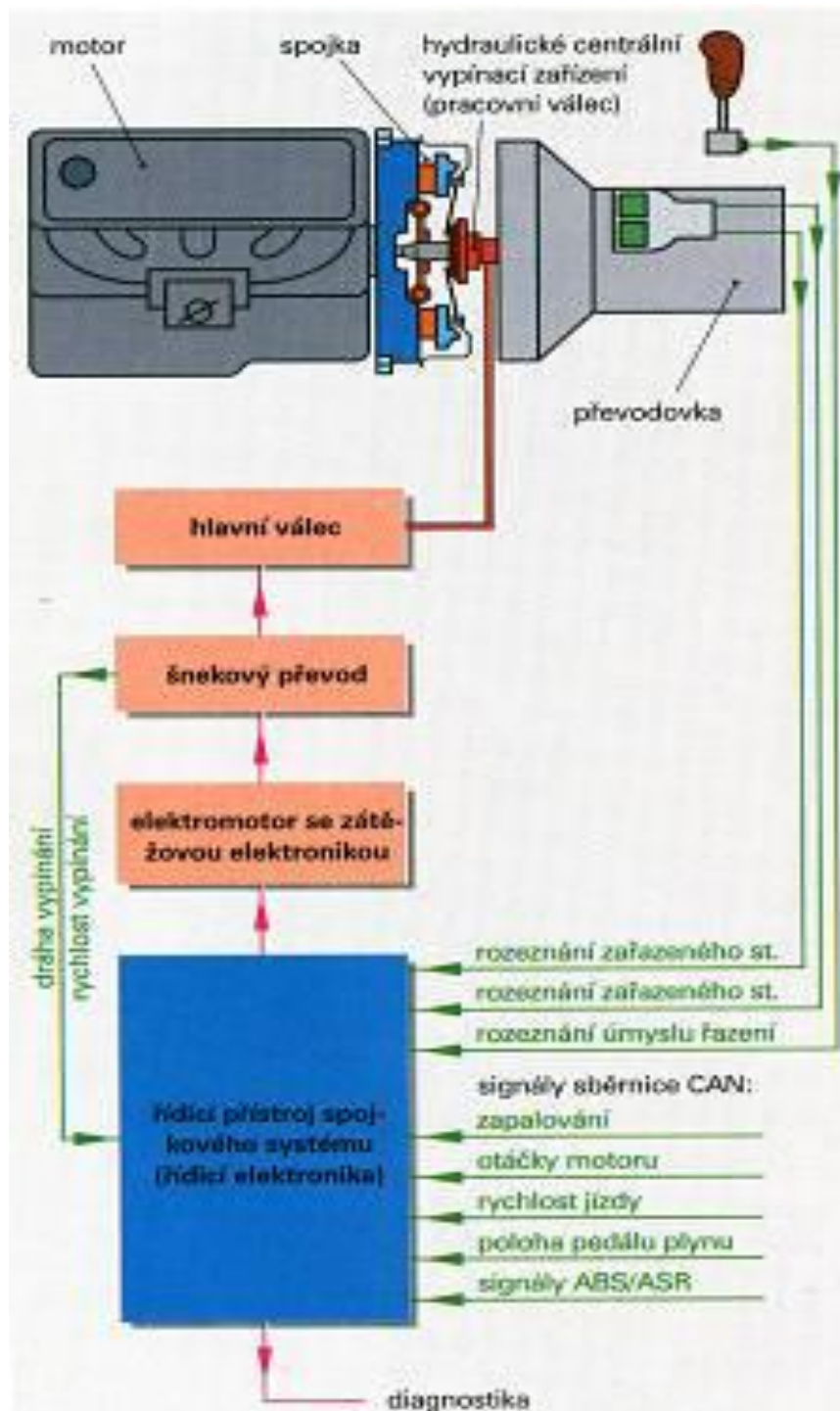
U elektromagnetických spojek odpadá spojkový pedál, vyžadují však příkon elektrického proudu. Používají se ve speciálních případech, kdy ovládání běžné spojky bylo konstrukčně, nebo silově obtížné.



Obr. 18: Elektromagnetická spojka

U těchto spojek je přítlačný talíř přitahován a uvolňován účinkem elektromagnetu. Spojka se ovládá vypínačem, čímž odpadá spojkový pedál. U některých typů je akcelerační pedál spojen s regulovatelným odporem. Zvyšováním otáček motoru se zvětšuje síla elektromagnetu. U těžkých nákladních automobilů a traktorů se používají dva i více kotoučů.

## 1.2. Automatické spojkové systémy



Obr. 19: Schéma automatického spojkového systému

Automatický spojkový systém vypíná a spíná spojku hydraulickým ovládním na základě informací ze snímačů při rozjezdu, řazení rychlostních stupňů i zastavování. Odpadá tedy spojkový pedál. Automatický spojkový systém je nutností při požití automatické převodovky.

**Rozjíždění-** Při vychýlení řadicí páky rukou sepne snímač a informuje řídicí jednotku o úmyslu řazení. Řídicí jednotka uvede pomocí elektromotoru a převodů do pohybu píst vytlačující hydraulickou kapalinu do vedení ke spojce a tím rozepne spojku a umožní řazení. Při sešlápnutí akceleračního pedálu indikuje řídicí jednotka požadavek rozjezdu a vyšle signál k elektromotoru a tím opětovnému sepnutí spojky.

**Přeřazení-** Při signálu vychýlení řadicí páky (úmyslu řadit) vypne řídicí jednotka spojku. Po přeřazení informují snímače o ukončení řazení a o zařazeném rychlostním stupni. Potom řídicí jednotka sepne spojku.

**Jízda bez řazení-** Řídicí jednotka spojkového systému vyhodnocuje rozdíl mezi otáčkami motoru a otáčkami převodovky a případné rázy tlumí řízeným prokluzem spojky, tj. přiměřeným uvolňováním sevření spojky.

**Podřazení na kluzké vozovce-** Signál zpomalení (klouzání kola bržděného motorem) vyvolá uvolnění spojky a působí podobně jako ABS:



## 2. Převodovky vozidel - základní požadavky

„Převodovky slouží ke změně (zpravidla zvětšování) přenášeného točivého momentu a jeho dlouhodobému přerušení („neutrál“) i ke změně jeho smyslu (zpětný chod - couvání).

Dosahuje se toho převody, tj. ústrojím, které stupňovitě nebo plynule umožňuje změnu rychlostního poměru.“



*Obr. 20: Záběr dvou ozubených kol*

Velmi široké spektrum konstrukčních provedení převodovek vyžaduje jejich rozdělení podle základních hledisek.

Podle způsobu přenosu výkonu:

- mechanické
- hydraulické (hydrodynamické)
- kombinované (diferenciální hydrostatické)
- elektrické

Podle změny převodového poměru:

- se stupňovitou změnou
- s plynulou změnou

Podle způsobu řazení převodových stupňů:

- s manuálním řazením
- s poloautomatickým řazením
- s automatickým řazením

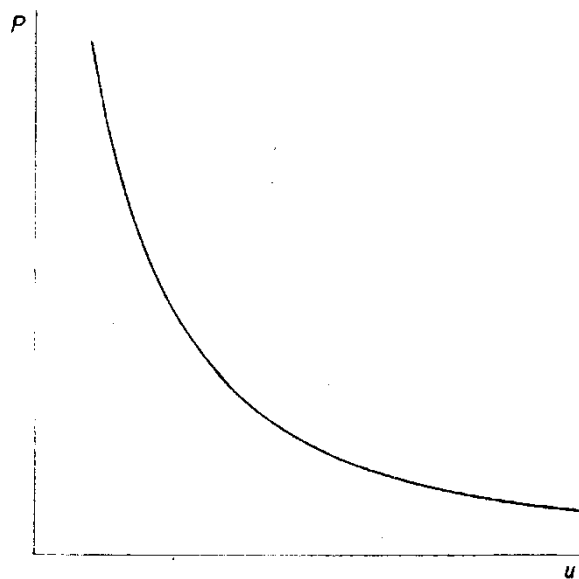
Nejdůležitějším úkolem převodovek je umožnit plynulou změnu točivého momentu mezi motorem a hnacími koly tak, aby motor měl stále vysoké otáčky, při nichž pracuje na plný výkon a to bez ohledu na rychlost vozidla.

Ve vozidlech je motor navržen tak, aby jeho výkon překonával valivé odpory a odpor vzduchu, aniž by se musel měnit převodový poměr.

Pokud ale vozidlo začne stoupat, musíme uvažovat tíhovou složku síly, která vozidlo ještě více zbrzdí, snižuje jeho rychlost i výkon. Proto se v převodovce zařadí odpovídající rychlostní stupeň, aby se dosáhlo opět vysokých otáček a tudíž i plného výkonu. Tomuto se říká tzv. řazení „dorychla“, kdy motor má vysoké otáčky a hnací kola nízké. Na druhou stranu by se zase při vysoké rychlosti mohl motor poškodit vlivem nepřiměřeně vysokých otáček, proto se v převodovce volí převodové stupně takové, aby se otáčky motoru pohybovaly v pracovním rozsahu a byla přitom možnost zvýšit rychlost vozidla.

Mimo to musí převodovka plnit ještě další úkoly. Například umožnit vozidlu zpětný chod (couvání), volný chod motoru při sepnuté spojce a stání na místě. Při jízdě z kopce nám nižší zařazený rychlostní stupeň pomáhá přibrzďovat vozidlo skrz motor a snižuje tak opotřebení brzd. Obecně se volí takový rychlostní stupeň, při kterém by vozidlo do kopce vyjelo.

Na obr. 21 je znázorněna křivka požadované hnací síly na nápravě pro provoz vozidla. Největší tažná síla je v nejnižší rychlosti, nejnižší při rychlosti nejvyšší. Křivka udává plynulou změnu převodového poměru za jízdy při konstantním výkonu motoru, tedy jak je nutné změnit velikost točivého momentu v závislosti na jízdních odporech (nastaví-li se určitý výkon motoru – otáčky a otevření škrtící klapky, změna převodu podle uvedené křivky zajistí udržení konstantních otáček motoru podle profilu cesty, rychlost se sice bude měnit, a to docela výrazně podle stoupání a klesání, ale motor bude provozován v optimálním režimu ohledně spotřeby paliva).



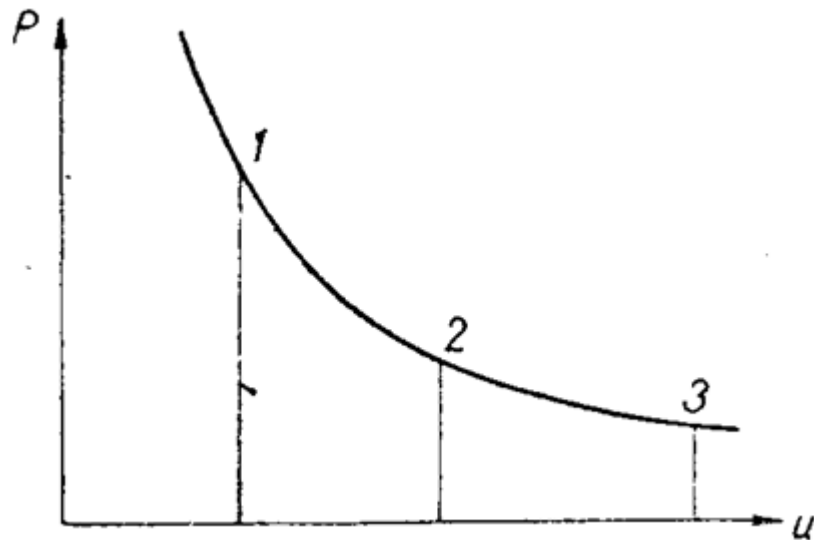
Obr. 21: Křivka požadované hnací síly na nápravě pro provoz vozidla

Tato rovnoosá hyperbola je základní křivkou, od které se odvíjí návrh převodovky. Skutečná křivka hnací síly musí být shodná, nebo lépe nad průběhem uvedené křivky.

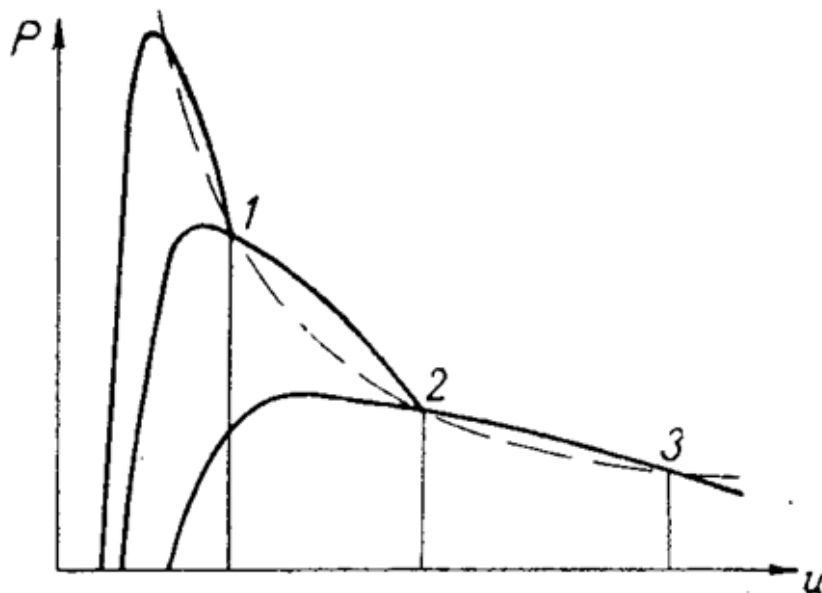
Leží-li skutečná křivka hnací síly nad touto křivkou, zůstává rezerva pro akceleraci nebo jízdu do stoupání. Vzdálenost od této křivky by ale neměla být nadměrná, protože v tom případě by byl převod příliš předdimenzovaný a motor by neběžel v optimálním režimu.

Pokud leží skutečná křivka pod hyperbolou, není vozidlo schopné provozu jinak než jízdou po rovině nebo z kopce (hnací síla vychází menší, než je potřebná síla pro překonání jízdních odporů).

Průběh točivého momentu motoru s počtem převodových stupňů (a jejich velikostí) a hodnotou stálého převodu musí zhruba odpovídat příslušným úsekům této křivky, jinak není převodovka správně navržena, má buď labilní stavy, kdy se při určitých rychlostech a velikostech zatížení dostává motor do oblasti, kde jeho výkonová křivka není schopná obsáhnout požadovaný režim provozu, nebo naopak je převodových stupňů příliš mnoho a převodovka není ekonomicky využita (druhý případ je ojedinělý).



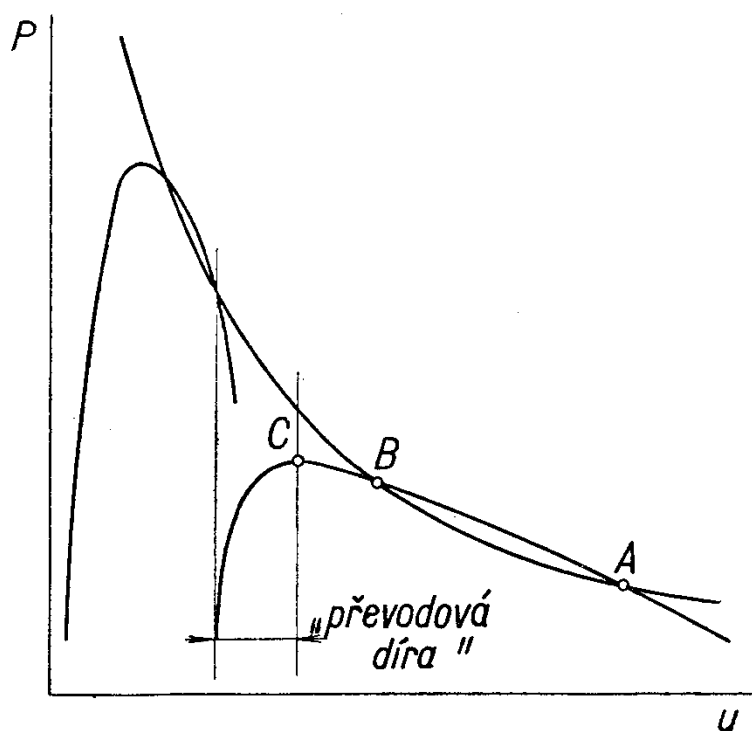
Obr. 22: Rozdělení hyperboly na tři úseky, kterým odpovídají rychlostní stupně převodovky



Obr. 23: Průběh tažné síly skutečné třístupňové převodovky

Na obr. 23 je zobrazen průběh tažné síly pro skutečný motor s třístupňovou převodovkou. Podle průsečíku teoretické hyperboly a jednotlivých křivek tažných sil pro jednotlivé stupně přesně na hyperbole (body 1 a 2) je vidět, že sice převodovka splňuje požadavek tažné síly nad hyperbolou, ale motor už nemá žádnou rezervu, průběh jeho momentové charakteristiky je využíván téměř v maximálním rozsahu.

V praxi to znamená velké vytáčení motoru při akceleraci nebo jízdě do stoupání a velmi pozdní přeřazování směrem dolů, protože motor by byl přetáčen. Z tohoto důvodu je nutností přidat ještě minimálně jeden převodový stupeň a zmenšit rozstup mezi jednotlivými převody.



Obr. 24: Nevhodný průběh zpřevodování, vzniká labilní stav

Na obr. 24 je znázorněno nevhodné zpřevodování, převodovka je pouze dvoustupňová a motor nemá dostatečný rozsah provozních otáček pro pokrytí celého rozsahu jízdních režimů. Vozidlo sice také pojede, ale řazení převodů směrem nahoru se bude provádět při maximálních otáčkách motoru a další převodový stupeň bude způsobovat provoz motoru v otáčkách blízkých volnoběhu, tady přechod z jednoho rychlostního stupně na druhý způsobí velký pokles akcelerace, přeřazení při jízdě do stoupání prakticky nebude možné, protože druhý stupeň je pro nutnou akceleraci do stoupání za účelem přechodu do optimálního režimu (bod B) ohledně momentové křivky motoru příliš těžký. Takové zpřevodování je možné využít pouze pro jízdu po rovině, kde se obecně jízdní odpory nacházejí pod hyperbolou.

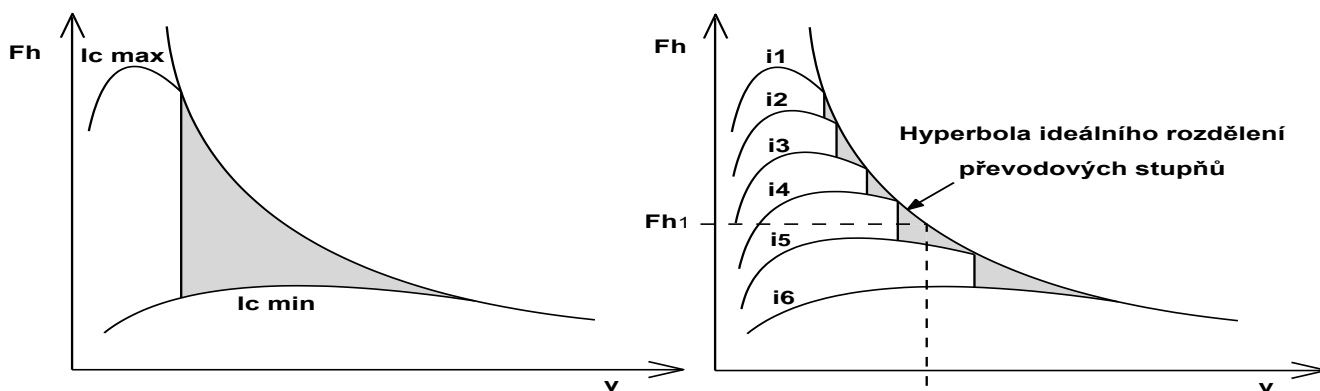
Zpřevodování musí být řešeno v součinnosti s motorem ke kterému bude příslušet. Motory sportovní s úzkým rozsahem provozních otáček vyžadují více převodových stupňů (5 – 7), motory velkoobjemové s velkým rozsahem provozních otáček nebo velkým točivým momentem se spokojí s převodovkami čtyřstupňovými. Obecně se dnes přechází na převodovky s větším počtem převodových stupňů, protože taková převodovka lépe zajistí provoz motoru v optimálním režimu bez ohledu na průběh momentové křivky. Využití výkonu motoru není dnes na prvním místě, protože výkonu je u dnešních motorů dostatek. Na řadu přichází ekonomika a ekologie provozu. Motory mají sice dostatečný rozsah provozních otáček, ale měrná spotřeba je nejmenší v užších rozsazích provozních otáček a větší počet převodových stupňů je tedy nutností.

## 2.1. Hnací charakteristika

Pokud by spalovací motor měl ideální otáčkovou charakteristiku, traktor by nepotřeboval převodovku.

Hnací síla motoru na hnacích kolech je dána vztahem:

$$F_h = \frac{\eta_m \cdot M_k \cdot i_c}{r_d} [N]$$



Obr. 25: Vliv převýšení točivého momentu na velikosti ztrátové plochy

kde  $M_k$  točivý moment motoru [Nm]  
 $i_c$  celkový převodový poměr [-]  
 $r_d$  dynamický poloměr kola [m]  
 $\eta_m$  mechanická účinnost [-]

Protože je hnací síla motoru přímo úměrná točivému momentu, byl by také ideální průběh hnací síly motoru hyperbolický. Točivý moment se od ideálního odlišuje. Proto musí být pro lepší využití výkonu motoru v celém rozsahu požadovaných rychlostí vůz opatřen převodovkou.

Velikost točivého momentu spalovacího motoru nedosahuje takových hodnot, které jsou nutné pro zabezpečení potřebné hnací síly nutné k pohybu vozidla. Změna nad hodnotu  $i=1$  (do pomala) znamená zvýšení točivého momentu na hodnotu vyšší, než kterou disponuje motor. Současně dojde k redukci otáček výstupního hřídele (traktor) z převodovky. Převodovka změní velikost točivého momentu a otáček.

Celkový převodový poměr je dán součinitelem převodových poměrů jednotlivých součástí převodového ústrojí. Celkový převod se stává z převodu stálého (rozvodovka, koncové převody) a převodu měnitelného (hlavní a přídatná převodovka, násobič). Převodový poměr je poměr, v jakém převody zvyšují točivý moment motoru.

Kdyby byl traktor vybaven jen základním převodem a maximálním převodem, nebylo by možné v širokém rozsahu hnacích sil a pojezdové rychlosti využít dostatečně výkonu motoru.

Je proto nezbytné použít další převody, kterými se podstatně zlepší možnost využití výkonu motoru ve středních oblasti hnacích sil. Ideální rozdělení lze dosáhnout převodovkou s plynulou změnou převodového poměru (CVT), protože poskytuje teoreticky nekonečný počet převodových poměrů mezi základním a maximálním převodem.

Ztrátová plocha vyjadřuje rozdíl mezi ideálním a skutečným odstupňováním. Ideálního odstupňování je dosaženo při nekonečně velkém počtu převodových stupňů. Velikost ztrátové plochy se snižuje s rostoucím převýšením točivého momentu, plochou křivkou motoru a počtem převodových stupňů.

## 2.2. Převodový poměr

Mění velikost přenášeného točivého momentu mezi spalovacím motorem a hnacími koly vozidla.

Velikost a počet převodových stupňů ovlivňuje:

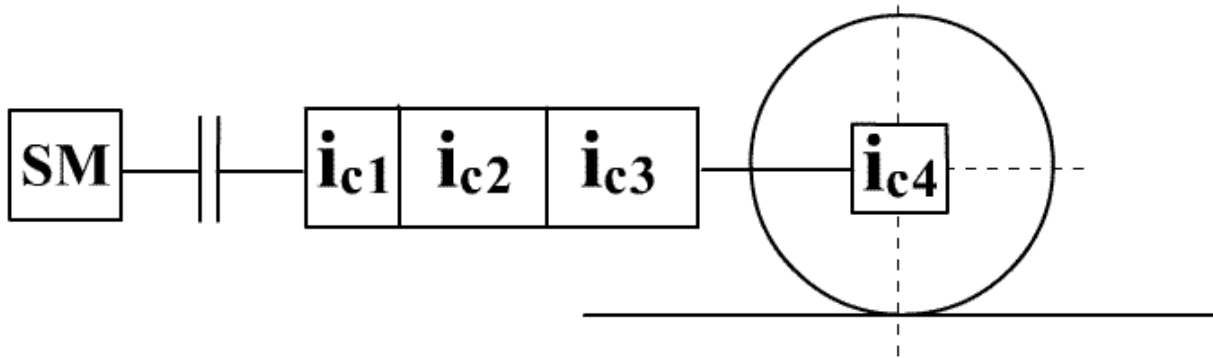
- dynamické vlastnosti vozidla
- ekonomiku provozu vozidla
- využití výkonu motoru

$$i = \frac{\text{otáčky hnací hřídele}}{\text{otáčky hnané hřídele}}$$

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} [-]$$

$i > 1$  převod dopomala,  $i < 1$  převod dorychla





Obr. 26: Blokové schéma přenosu točivého momentu

$$i_c = i_{c1} \cdot i_{c2} \cdot i_{c3} \cdot i_{c4}$$

$$i_c = \frac{n_m}{n_k}$$

### Výpočet pojzdové rychlosti:

$$v = 2 \cdot \pi \cdot r_d \cdot n_K [m \cdot s^{-1}]$$

$$v = 2 \cdot \pi \cdot r_d \cdot \frac{n_m}{i_c} [m \cdot s^{-1}]$$

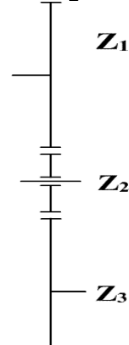
Převodový poměr

- měnitelný (převodovky, hydraulické mechanizmy)
- stálý (rozvodovka, koncový převod, pohon přední nápravy)

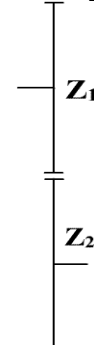
Změna převodového poměru

- stupňovitě (synchronizační, lamelovou /zubovou spojkou, přesunem ozubeného kola)
- plynule (změnou geometrického objemu, změnou vzdálenosti řemenice)

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z_2}$$

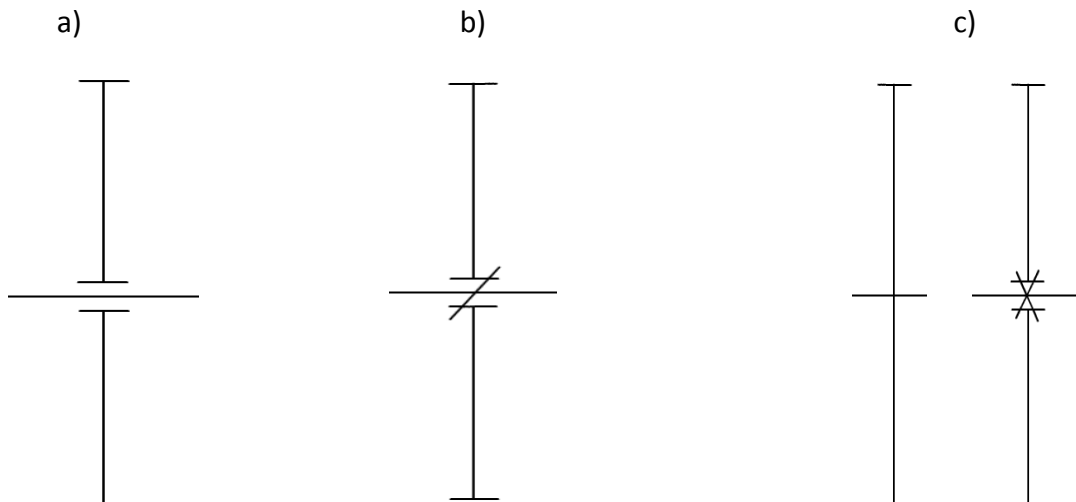


$$i = \frac{Z_2}{Z_1}$$

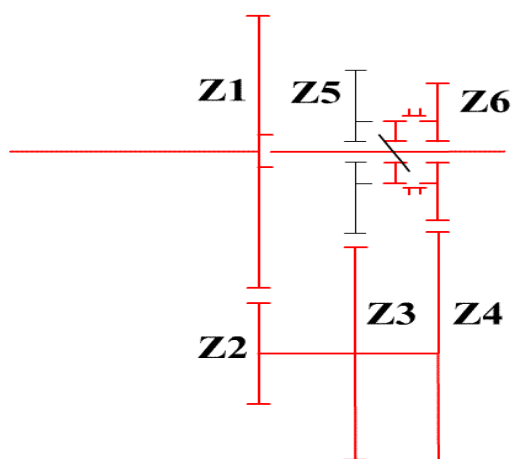


### Způsoby uložení ozubených kol

- a) volně uložené ozubené kolo
- b) suvně uložené ozubené kolo
- c) pevně spojené s hřídelí

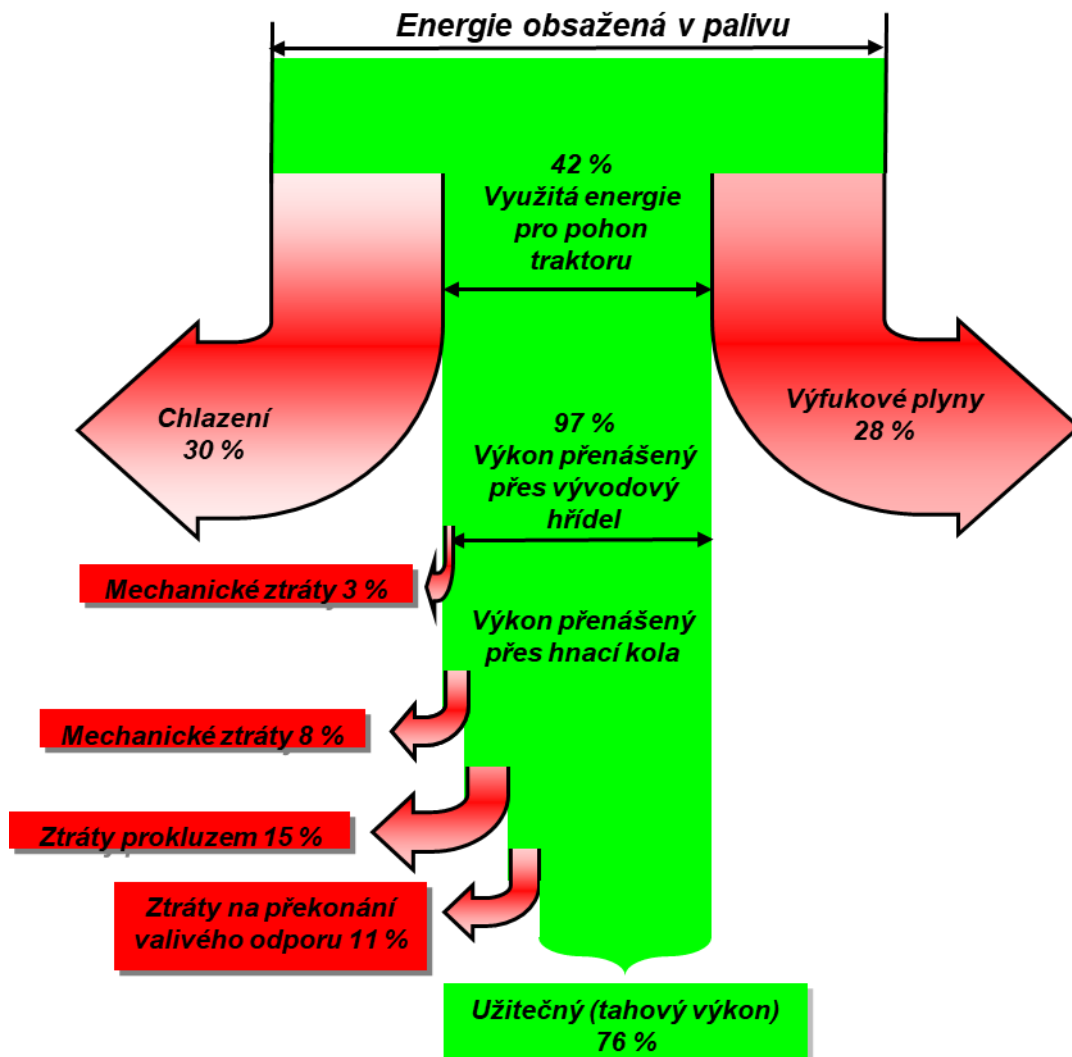


$$i_1 = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_5}{Z_3}$$



$$i_2 = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_6}{Z_4}$$

### 2.3. Účinnost převodů



Obr. 27: Energie obsažená v palivu a její ztráty

- Část výkonu přenášena od motoru na pojezdové ústrojí se zmaří v převodovém ústrojí, tj. v ozubených soukolí a ložiskách.
- Zmařená energie se převede v převážné míře na teplo, vzniklé třením v zubech ozubených kol, v ložiskách a těsněním, víření oleje a vzduchu ve skříních převodů.
- Množství zmařené energie závisí na jakosti a přesnosti opracování stykových ploch, na druhu ozubení a ložisek, na způsobu mazání a vlastnostech maziva, na velikosti přenášeného zatížení.

Označíme-li výkon na hnacích kolech  $P_h$ , je možno mechanickou účinnost

$$\eta_m = \frac{P_h}{P_e}$$

Mechanickou účinnost můžeme obecně vyjádřit vztahem:

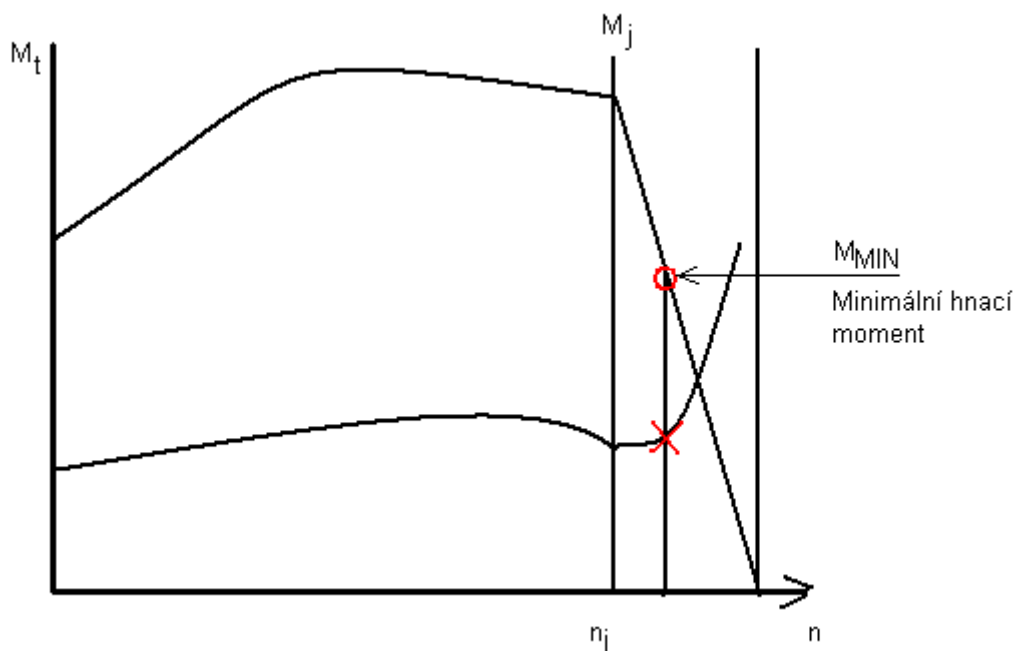
$$\eta_m = \eta_{\check{c}k}^m \cdot \eta_{kk}^n \cdot \eta_l^p$$

Mechanickou účinnost ovlivňuje počet párů ozubených kol, které jsou v záběru

$m$  – párů čelních kol,  $n$  – párů kuželových kol a  $p$  – uložení hřídelů přenášejících výkon od motoru k hnacím kolům.

Účinnost soukolí s čelními koly bývá podle provedení minimálně  $\eta_{\check{c}k} = 0,98$ , soukolí s kuželovými koly  $\eta_{kk} = 0,97$  a uložení hřídelů  $\eta_l = 0,995$ .

#### 2.4. Volba rychlostních stupňů



Obr. 28: Průběh točivého momentu s vyznačeným minimálním hnacím momentem

$$M_t = f(F_h)$$

$$M_t = \frac{r_h}{\eta_n} \cdot \frac{1}{i} \cdot F_h$$

$$n = f(V)$$

$$n = \frac{i}{0,377 \cdot r_k} \cdot V$$

$$q = \sqrt[n]{\frac{F_h^{MAX}}{F_h^{MIN}}}$$

$$V = r \cdot \omega$$

v ... pojezdová rychlost [km/h]

r<sub>h</sub> ... poloměr hnacích kol

i ... převodový stupeň [ot /min]

q ... kvocient, poměr dvou sousedních převodů,

1,7>q>1

$$Dj = \frac{(F_h^{MAX} - F_h^{MIN})r_h}{h_m \cdot n \cdot M_j}$$

F<sub>h</sub> ... hnací síla

M<sub>j</sub> ... moment motoru

q ... kvocient, poměr dvou sousedních stupňů

n ... počet rychlostních stupňů

r<sub>h</sub>...poloměr hnacího kola

h<sub>m</sub>... mechanická účinnost

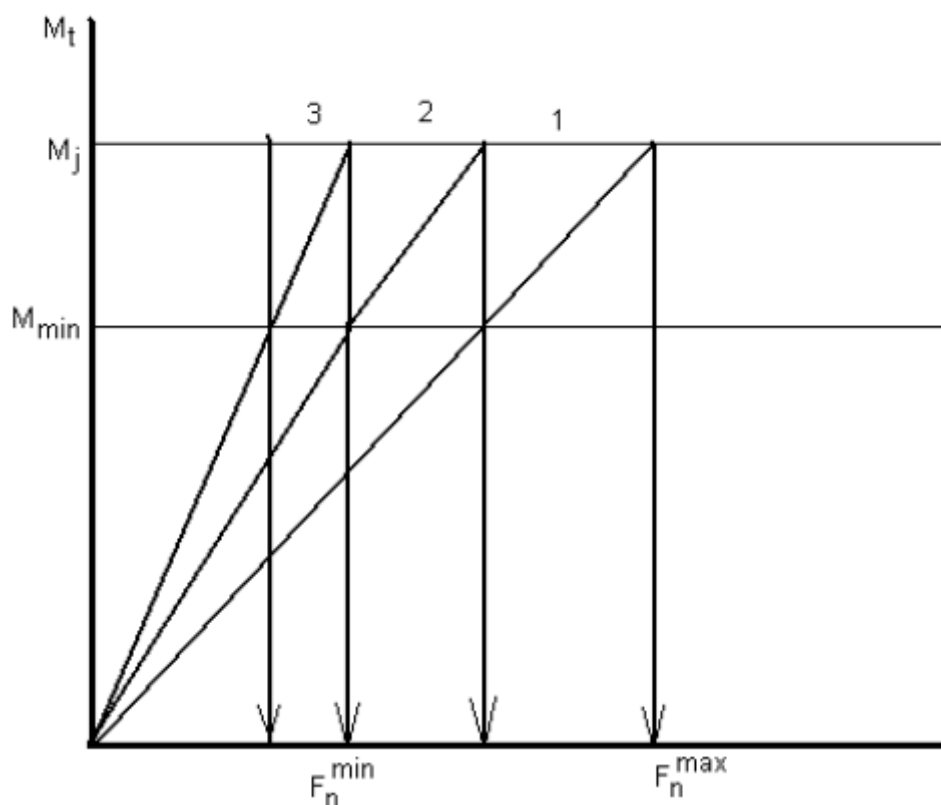
### 2.4.1. Geometrická řada

Geometrická řada je taková, kdy stupně jsou tak odstupňovány, aby motor mohl pracovat tak kdy jeho moment se mění ve stejných mezích mezi jmenovitými a minimálními otáčkami v grafu. Důvodem je, aby měrná spotřeba paliva zůstávala trvale nízká.

Točivý moment  $M_t$  se mění ve stejných mezích ( $M_j$  až  $M_{min}$ ), s ohledem na měrnou spotřebu paliva, která musí zůstat přijatelně nízká.

Přehled o rozvržení převodových stupňů dává vedle charakteristiky  $F_{hm}$ -v tzv. pilový diagram, v němž je vynesena závislost otáček motoru na pojezdové rychlosti traktoru při všech převodových stupních. Ji-li poměr převodových čísel dvou sousedních převodů stálý, jedná se o odstupňování podle geometrické řady.

$$q_{max} = \frac{n_{max}}{n_{Mtmax}} = \frac{i_1}{i_2} = \frac{i_2}{i_3} = \frac{i_3}{i_4} = \frac{i_{n-1}}{i_n} = konst.$$



Obr. 29: Pilový diagram pro geometrickou řadu

Pilový diagram pro geometrickou řadu je uveden na obr. . Z něj vyplívá, že řadící otáčky zůstávají stále stejné pro všechny převody. To znamená, že mezní otáčky přěžení budou dány hranicí, při které je motor dosahuje nejvyššího točivého momentu. Pro geometrickou řadu jsou typické narůstající rozdíly mezi maximální pojezdovou rychlostí sousedních převodů.

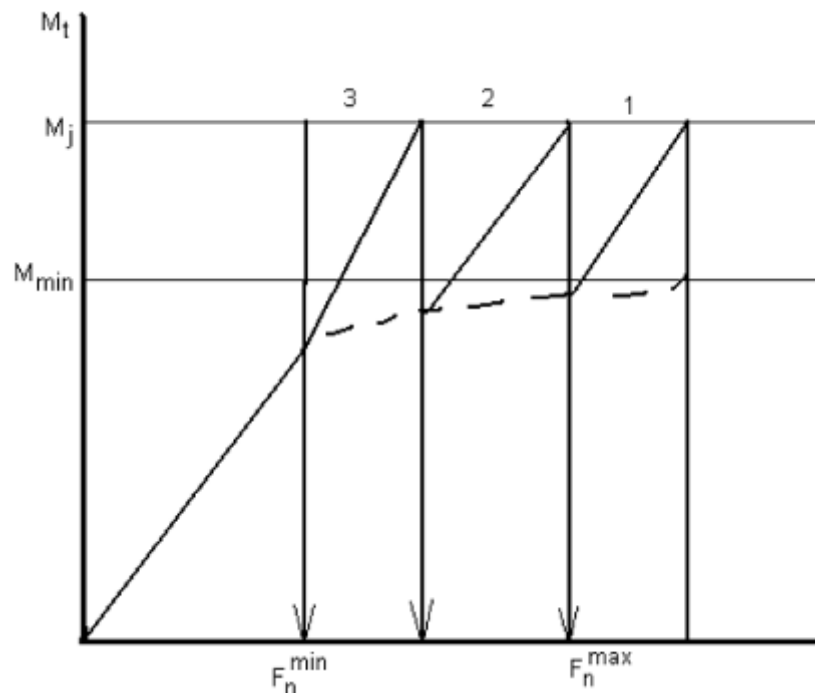
### 2.4.2. Aritmetická řada

Je-li rozdíl rychlostí na sousední převodové stupně konstantní, jedná se o aritmetickou řadu.

Řadící otáčky budou ležet mezi maximálním a jmenovitým točivým momentem motoru. Při odřazení nedojde k velkému poklesu pojezdové rychlosti vozidla. Aritmetická řada je tedy vhodnější pro osobní automobily.

Intervaly mezi hnacími silami jsou stejné

$$\frac{i_1}{i_2} \geq \frac{i_2}{i_3} \geq \frac{i_3}{i_4} \geq \frac{i_n}{i_{n-1}}$$

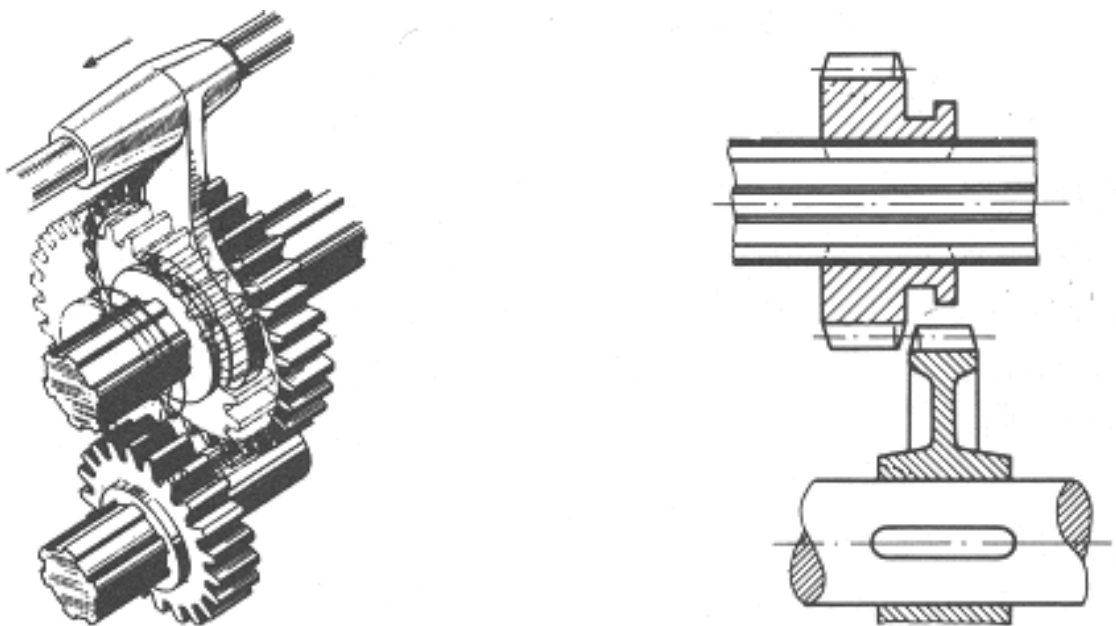


Obr. 30: Pilový diagram pro aritmetickou řadu

Taková, kdy je dáno maximální “q” a dovolený rozdíl  $\Delta i$ . Výsledkem je, že nižší stupně jsou v řadě aritmetické. Vyšší stupně jsou v geometrické, aby MMIN nebyl překročen nebo aby zůstal stejný, tam kde je přijatelná spotřeba.

Požadavek vyššího převodového stupně je řešeno tak, že převodovky jsou různě kombinované (hlavní a přídatné). Počet rychlostních převodovek se násobí (např. předřadná převodovka  $2^\circ$  a přídatná  $4^\circ = 8^\circ$  převod).

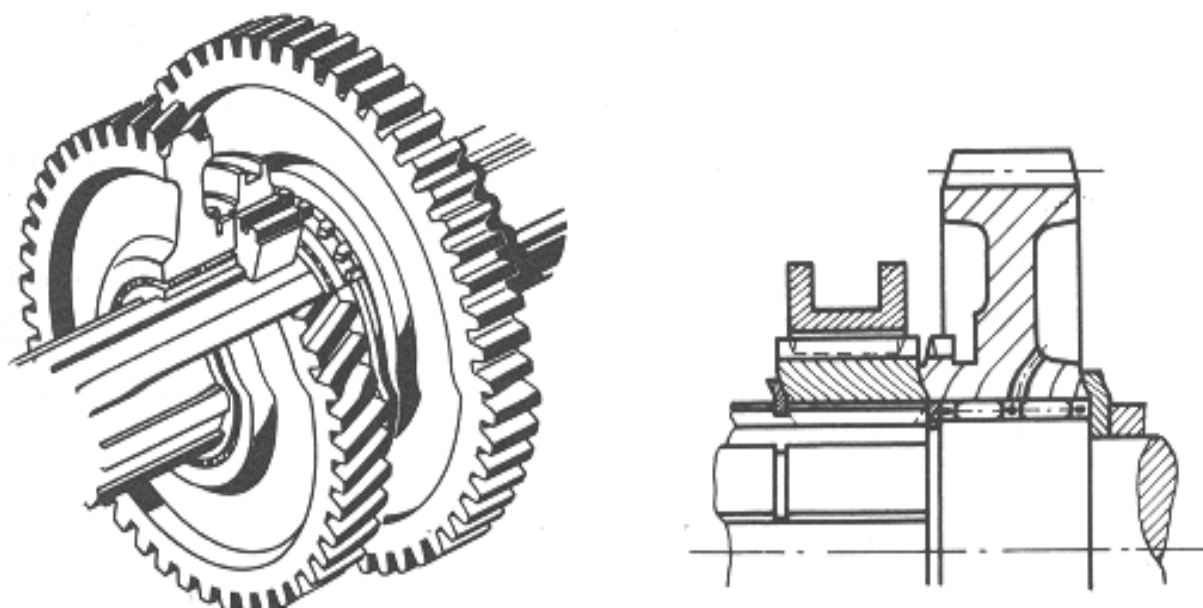
## 2.5. Řadící ústrojí



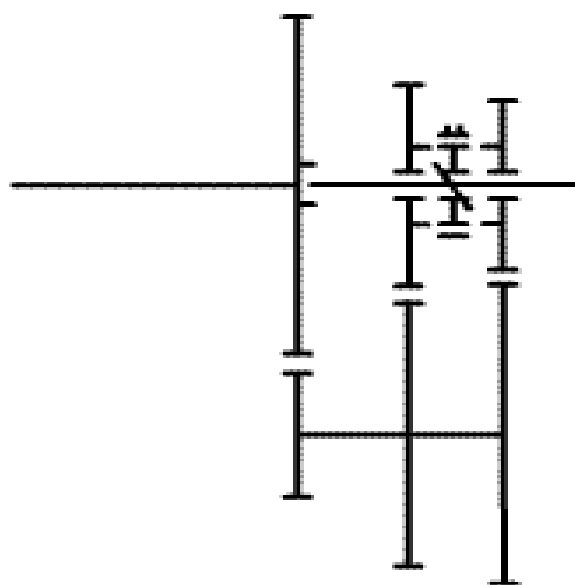
Obr. 31: Řazení ozubených kol do záběru po drážkovém hřídeli

Nejhistoričtější provedení, boky zubů bývají zaobleny, aby zařazování bylo lehčí. Zkušený řidič umí odhadnout vzhledem k otáček motoru vhodnost zařazení. Někdy je nutno řadit s meziplymem (sešhora dolu, vyřadí na neutrál, pustí spojku, přidá plyn, ..., zmačkne spojku a zařadí). V převodovkách někdy dva páry kol s menšími poloměry pro snazší převedení => ale snižují účinnost.





Obr. 32: Řazení pomocí zubových spojek



Obr. 33: Schéma řazení pomocí zubových spojek

### 2.5.1. Řazení zubovými spojkami

Část spojky je na drážkovém hřídeli, při řazení rychlostního stupně přesunu spojku doleva, dvě části se dají dohromady a dojde k zařazení rychlostního stupně. Čím menší poloměr, tím obvodové rychlosti se liší méně.

Zubové spojky se používají u těžkých nákladních vozidel vybavených robotizovanými mechanickými převodovkami. Protože se jedná o vozidla vysokou hmotností a velkým výkonem, klasické synchronizační spojky nejsou schopny zajistit dostatečně dlouhou provozní životnost při požadovaném poměru těchto dvou vlastností. Je zde tedy nutné zajistit alespoň částečnou synchronizaci otáček před samotným řazením.

Obecně se zubovou spojkou nazývá spojení, kdy přenášíme točivý moment pomocí čelního nebo radiálního ozubení. Základním návrhem zubové spojky je náboj rozepřený mezi volně otočnými ozubenými koly, na kterém se nachází přesouvací mechanismus, na jehož bocích je vyrobeno specifické řadicí ozubení. Posouvací mechanismus je ovládán pomocí ovládací síly působící axiálně.

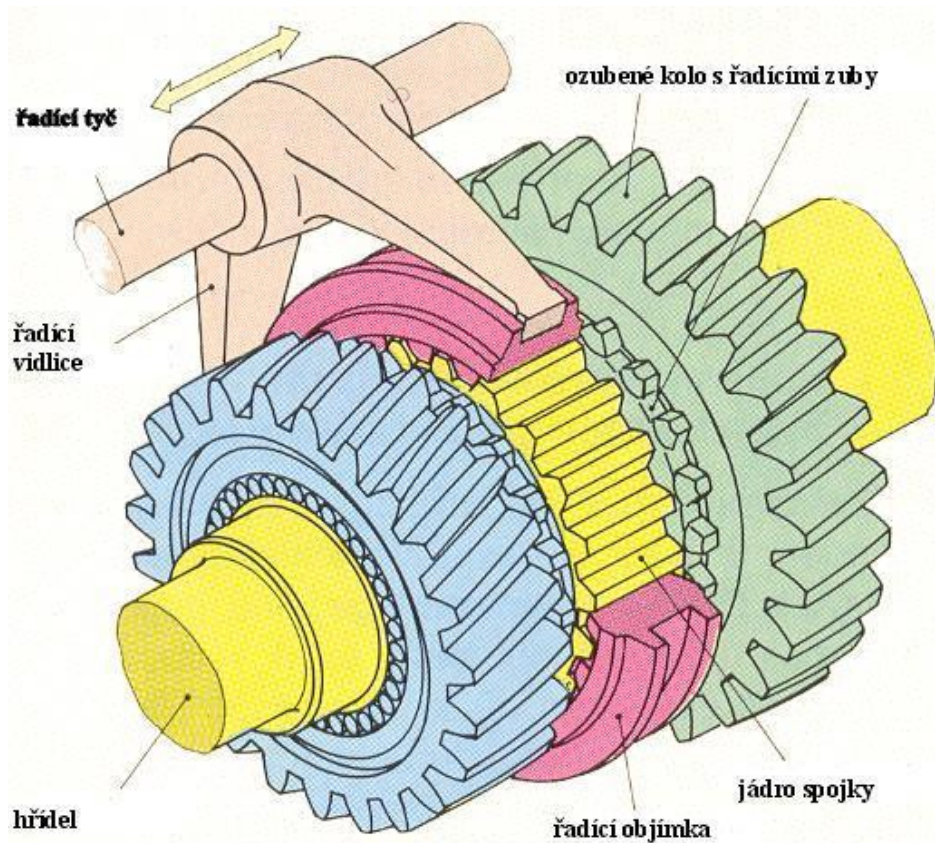
### 2.5.2. Řazení pomocí synchronizačních spojek

Poměrně dokonalé bezhlučné řazení se dosahuje synchronizačními spojkami. Je to ústrojí, které vyrovnává otáčky hlavního hřídele s otáčkami předlohového hřídele. Tyto spojky se mohou zařadit k libovolnému počtu převodových stupňů. Obvykle se přiřazují ke stupňům nejvíce používaným. Ozubená kola těchto stupňů jsou na hlavním hřídeli uložena volně, synchronizační spojka je uložena posuvně na drážkách hřídele.

Spojka se skládá ze dvou hlavních částí. Jedna část je přímo na hřídeli a má kuželové plochy odpovídající plochám vytvořeným na ozubených kolech. Tyto plochy utvářejí dohromady kuželovou spojkou. Druhá část spojky je objímka, jejíž drážky odpovídají svým tvarem vnějším ozubením na kole. Na obvodě objímky je drážka pro přesuvnou vidlici. Volně uložená kola jsou ve stálém záběru s odpovídajícími koly předlohy. Mají šikmé ozubení, které umožňuje tichý chod převodovky.

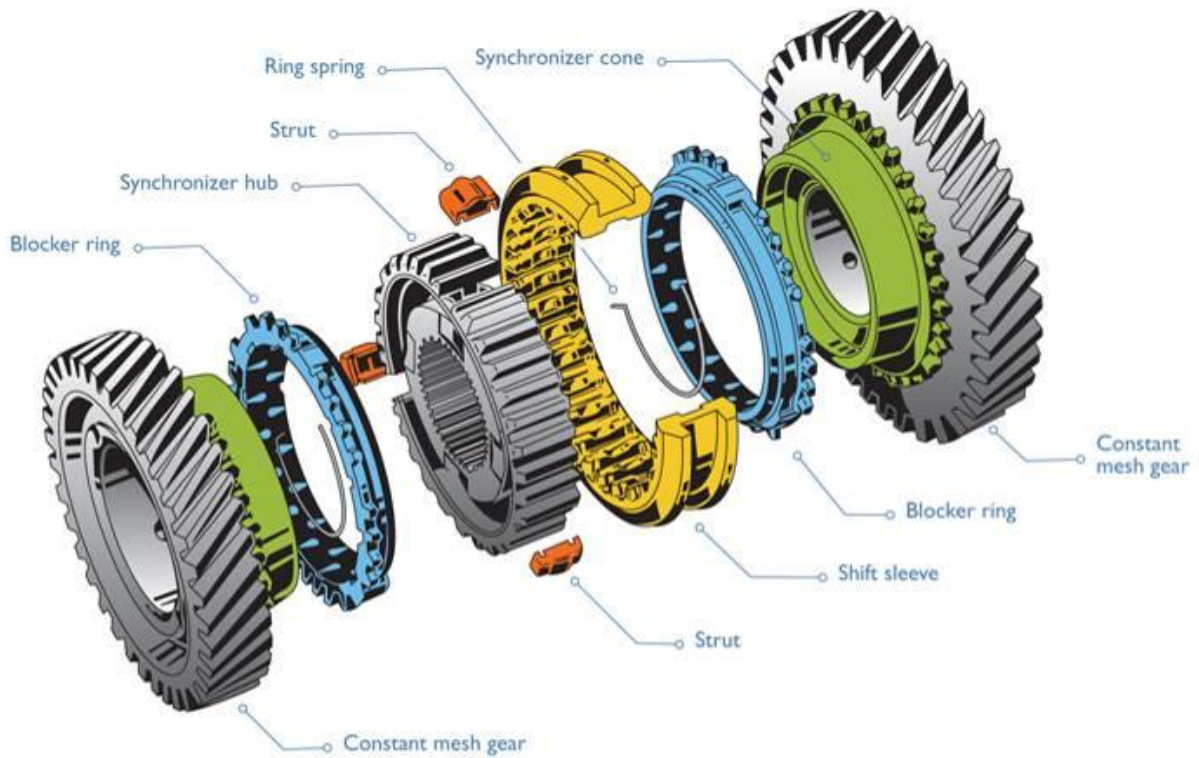
Při zasouvání rychlosti se zpočátku pohybuje směrem ke kolu celá synchronizační spojka. Obě části spojky drží pohromadě pojistně kuličky s pružinami.

V určitém okamžiku přilehnou k sobě kuželové plochy a otáčky kola se začnou vyrovnávat. Po vyrovnání otáček se přesune objímka, nastane pevné spojení kola s hřídelem a převod je zařazen.



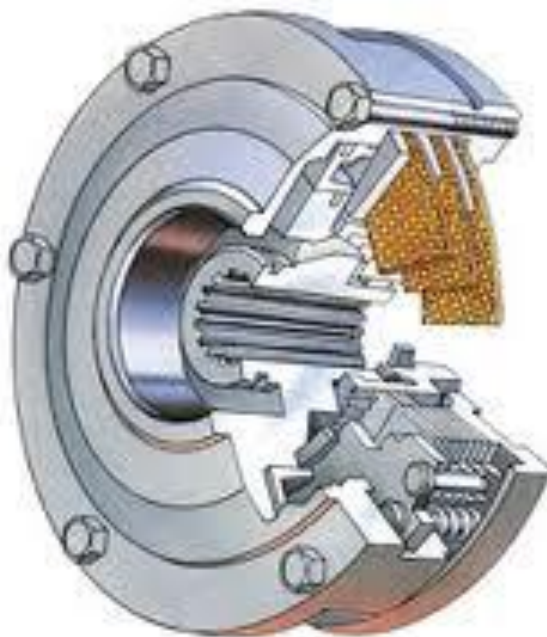
Obr. 34: Řazení pomocí synchronizačních spojek

Synchronizační spojka je kombinací spojky kuželové třecí a spojky zubové. Připojuje příslušné ozubené kolo k hřídeli. Třecí spojka nejprve vyrovná otáčky kola s hřídelí (kolo je zrychleno nebo přibrzděno), potom se zasunou zuby spojky zubové a je možno přenášet mezi ozubeným kolem a hřídelí plný výkon.

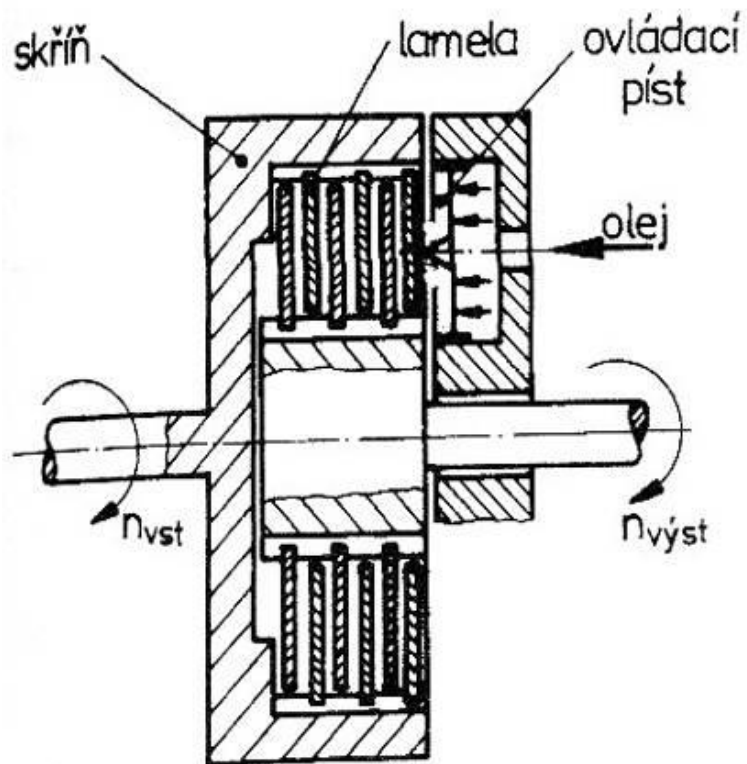


Obr. 35: Rozložené soukolí se synchronizační spojkou

### 2.5.3. Řazení pomocí lamelových spojek



Obr. 36: Lamelová spojka ovládané elektro-hydraulicky



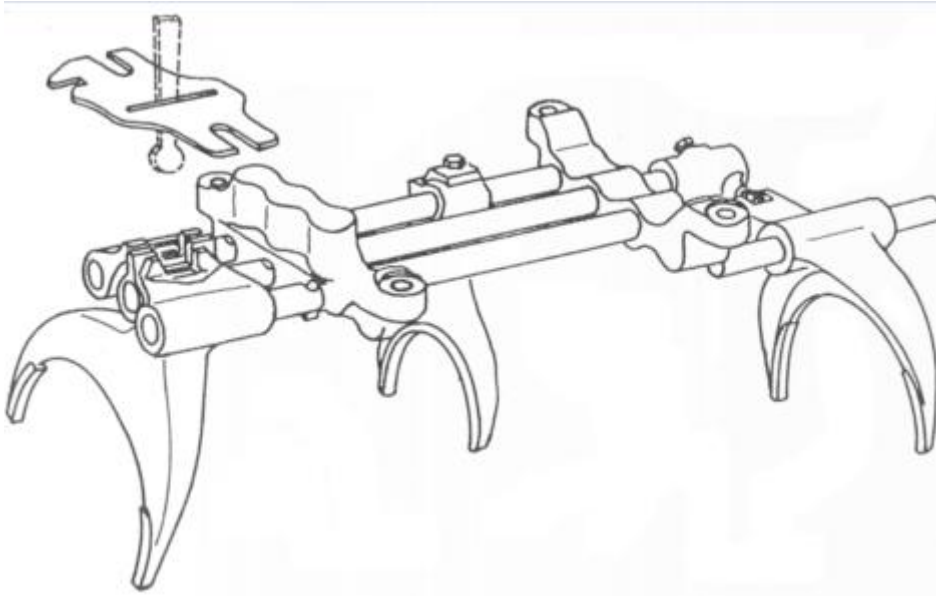
Obr. 37: Lamelová spojka ovládané elektro-hydraulicky

Spojka ovládána elektro-hydraulicky. Zde se může řídit lamelovou spojkou, někdy může spojka fungovat jako lamelová brzda, je možné lamelovou spojkou je kombinovaná s pásovou brzdou. Řazení lamelové spojky je možné řídit pod zatížením, pro zařazení není potřeba přerušovat přenos výkonu. V řadě případů není vůbec pojezdová spojka, pokud je vhodné uspořádání. Jedno kolo volně otočné.

## 2.6. Mechanické stupňové převodovky

### 2.6.1. Vlastní řazení

Vlastní řazení se uskutečňuje zasouvacími vidlicemi posuvnými po tyčích, nebo vidlicemi spojenými s tyčemi, kdy se posouvá celá tyč se zasouvací vidlicí ve skříni převodovky.



Obr. 38: Zasouvací mechanismus

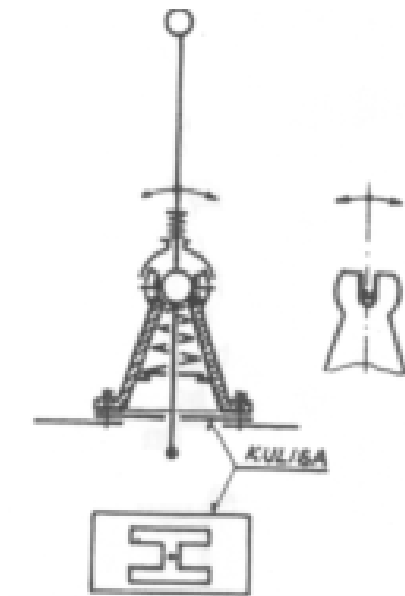
#### 2.6.1.1. Přímé řazení

- a.) pomocí lanovodů
- b.) kulisové řazení

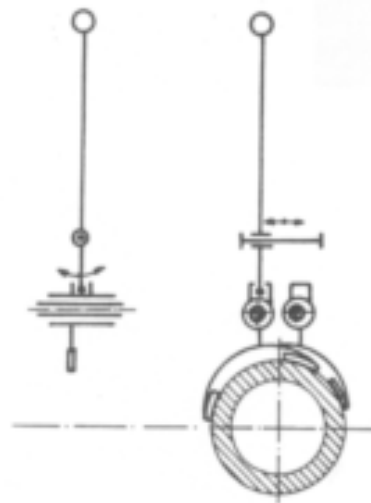
Ozubená kola se do záběru zasouvají řadicími vidlicemi, které jsou posuvné po tyčích, nebo spojené s tyčemi. Posuv se provádí řadicí pákou a jednotlivé polohy se zajišťují buď kuličkovou, nebo klínovou západkou. Síla potřebná k zasunutí převodového stupně má být co nejmenší.

Řadicích vidlic musí být tolik, kolik je v převodovce posuvných celků (kol, dvojkol, synchronizačních spojek atd.). Vidlice mají neutrální poloze zářezy v jedné řadě, řadicí páku lze volně posouvat a zařadit libovolný převodový stupeň.

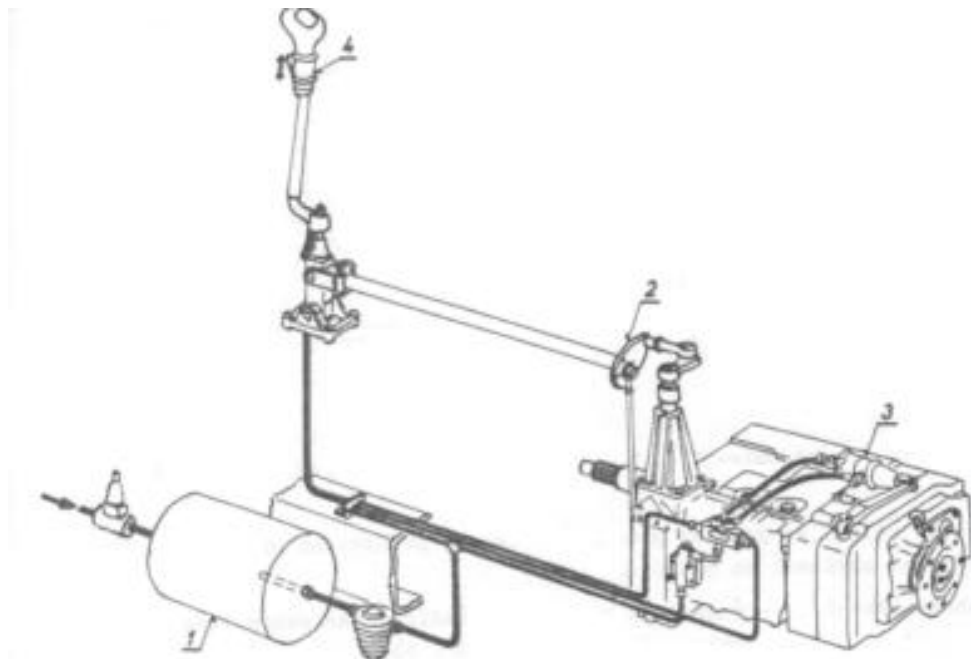
Musí se však zabránit posunutí více kol, a tím zařazení více stupňů najednou. To lze dosáhnout kulisou, která svými výřezy vylučuje možnost zachycení druhých vidlic. Místo kulisy, lze využít plechovou přepážku s výřezem pro řadicí páku.



Obr. 39: kulové řazení



Obr. 40: Řazení pomocí vidlic



Obr. 41: Odloučené řazení

Přímé, odloučené řadící ústrojí hlavní převodovky s nepřímým vzduchovým řazením přidavné převodovky.

(1-vzduchojem, 2-páky a táhla mechanického přenosu odloučeného řazení, 3-vzduchový válec řazení přidavného převodu, 4-řadící páka se šoupátkem).

### 2.6.1.2. *Nepřímé řazení*

- a) vzduchové řazení
- b) kapalinové řazení
- c) elektromagnetické řazení
- d) elektropneumatické řazení

### 3. **Samočinné řazení**

Řadící ústrojí plynulých hydromechanických převodovek

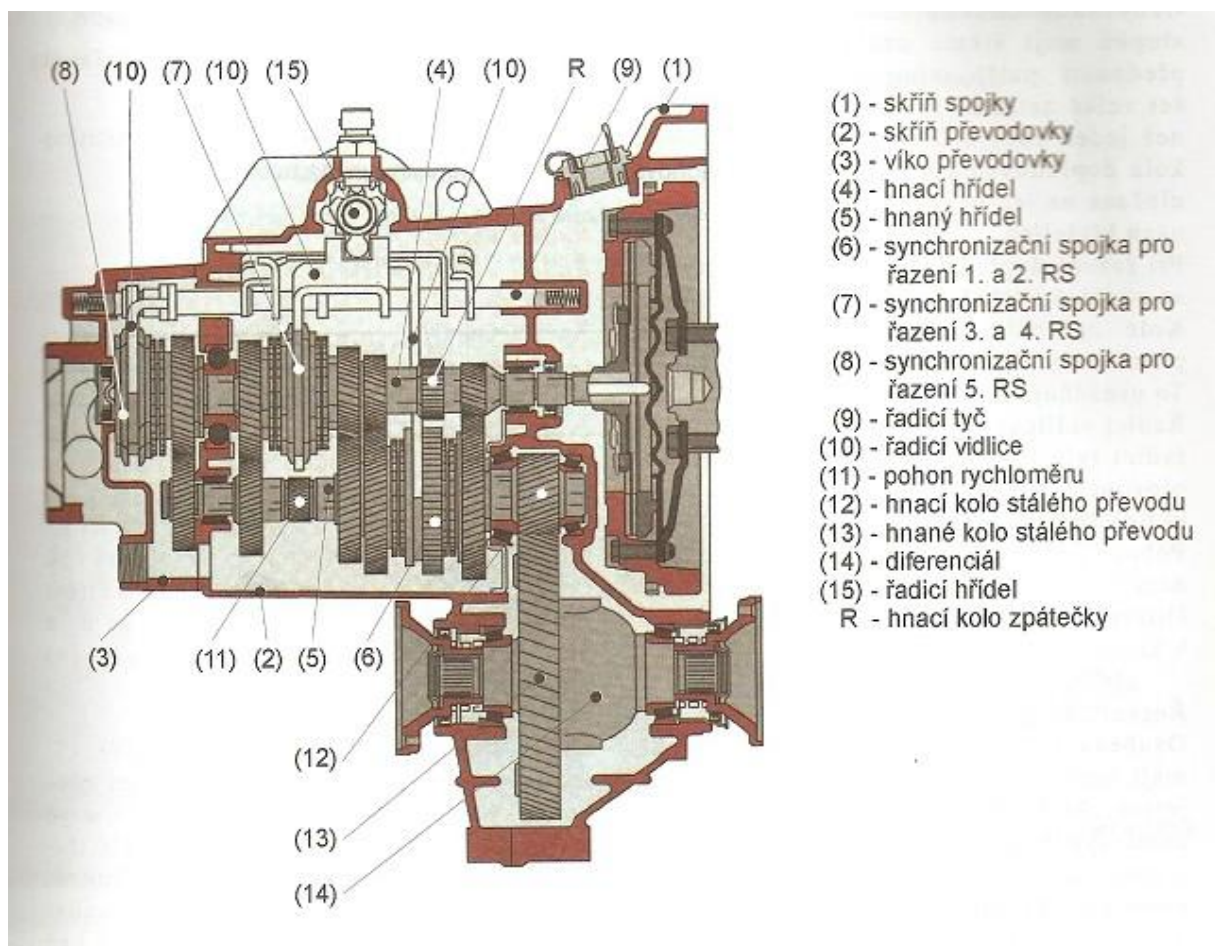
Vzhledem k tomu, že ručně řazené převodovky jsou konstrukčně poměrně jednoduché, začaly se u nich prosazovat převodovky s předlohovým hřídelem, které jsou buď:

- dvouhřídelové (deaxiální, nesouosé)
- tříhřídelové (axiální, souosé)



## 2.6.2 Dvouhřídelové převodovky

U dvouhřídelových převodovek dochází k přenosu krouticího momentu vždy jen jedním párem ozubených kola to pro všechny rychlosti stupně. Tyto převodovky se značí velice dobrou účinností, neboť při všech vstupních převodech, kromě zpětného, je v záběru jen jeden pár ozubených kol. Lehkost a bezhlučnost řazení se dosahuje pomocí synchronizační spojky, která přesune volně se otáčející kola na vstupním hřídeli do záběru s pevně uloženými koly na předlohovém hřídeli. Použití dvouhřídelových převodovek je zejména u automobilů s tzv. blokovou konstrukcí, kdy je motor umístěn u hnací nápravy a celé převodové ústrojí se vyznačuje menší velikostí.



Obr. 42: Dvouhřídelová pětistupňová převodovka 02K automobilu Škoda Octavia [2]

### 2.6.3. Tříhřídelové převodovky

Tříhřídelové převodovky mají společnou osu vstupního a výstupního hřídele, který při spojení synchronizační spojky tvoří tzv. přímý záběr, při kterém je převodový poměr roven 1 a nemusí se měnit vstupující moment (užívá se zejména pro pátý rychlostní stupeň). Točivý moment je přenášen pomocí malého ozubeného kola na vstupující hřídeli, které je v neustálém záběru s největším kolem předlohového hřídele. Na předlohovém hřídeli jsou pevně nalisovaná, spojená pomocí drážkování nebo per, ozubená kola, odpovídající svým počtem počtu rychlostí. Při zařazené rychlosti (kromě přímého záběru) jsou spolu vždy v záběru dva páry ozubených kol. Při zařazení „zpátečky“ je třeba, aby se změnil smysl otáčení výstupního hřídele. Toho dosáhneme vložením pomocného ozubeného kola mezi předlohový a výstupní hřídel. Přídavné kolo pouze mění smysl, ale nemá žádný vliv na změnu rychlosti otáčení.

Tříhřídelové převodovky jsou využívány v automobilech se standartním pohonem, kdy jsou motor, převodovka a poháněná náprava uloženy v řadě za sebou a umožňují počítat s širším rozmezím převodových poměrů mezi nejnižším a nejvyšším převodovým stupněm.

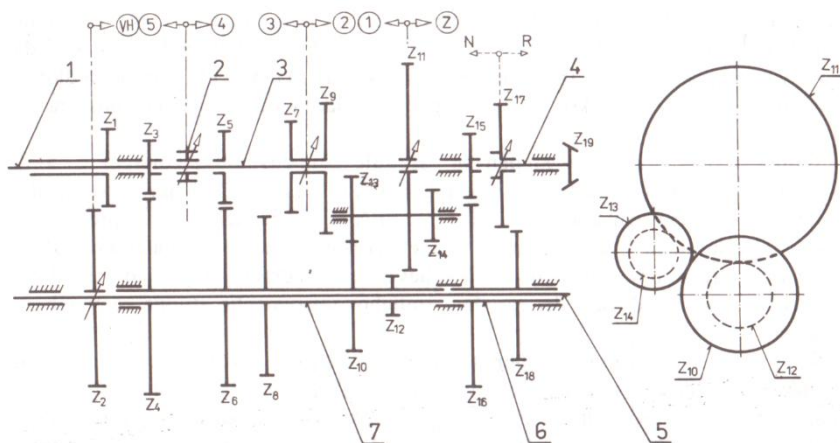
#### Pětistupňová tříhřídelová převodovka s rychloběhem

Konstrukce vychází z převodovky čtyřstupňové, pátý stupeň je umístěn v nástavbě na konci převodovky. Synchronizace je na hnaném hřídeli.

### 2.6.3 Zpětný chod

Zpětný chod se řeší vloženým kolem, které má většinou rovné zuby a řadí se přesouváním bez spojky a synchronizace, stejně jako v počátcích automobilizmu (proto nejde často zařadit, pokud není auto v klidu). Ozubení zpětného chodu hnaného hřídele se pro jednoduchost vyrábí na obvodu synchronizační spojky I. a II. stupně. Některé převodovky mají zpátečku synchronizovanou a šikmé soukolí, týká se dražších modelů vozidel. Konstrukce synchronizovaného zpětného chodu je stejná jako u převodů vpřed, je tam pouze o jedno ozubené kolo více.

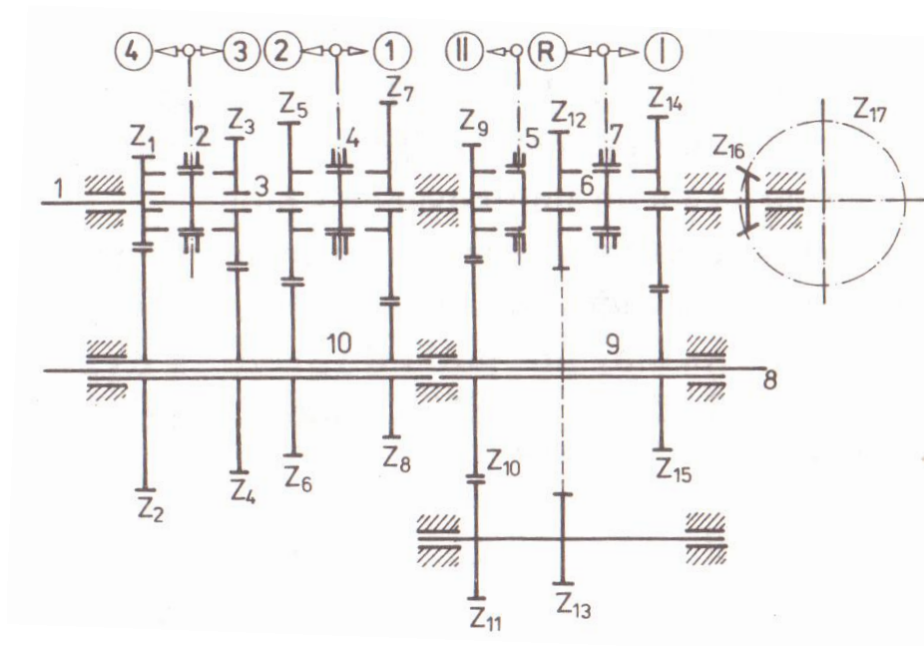
Schéma převodovky UŘ 1



Obr. 43: Schéma převodovky Zetor ÚŘ 1

- 1 – spojkový hřídel
- 2 – zubová spojka
- 3 – drážkovaný hřídel

- 4 – drážkovaný hřídel redukční převodovky
- 5 – vývodový hřídel
- 6 – předlohový hřídel redukční převodovky
- 7 – předlohový hřídel hlavní převodovky



Obr. 44: Schéma převodovky Zetor ÚŘ 2

- 1 – spojkový hřídel
- 3 – drážkový hř. hl. převodovky
- 4, 5 – zubová spojka

- 6 – drážkový hřídel redukční převodovky
- 9 – předlohový hřídel redukční převodovky
- 10 – předlohový hřídel hlavní převodovky

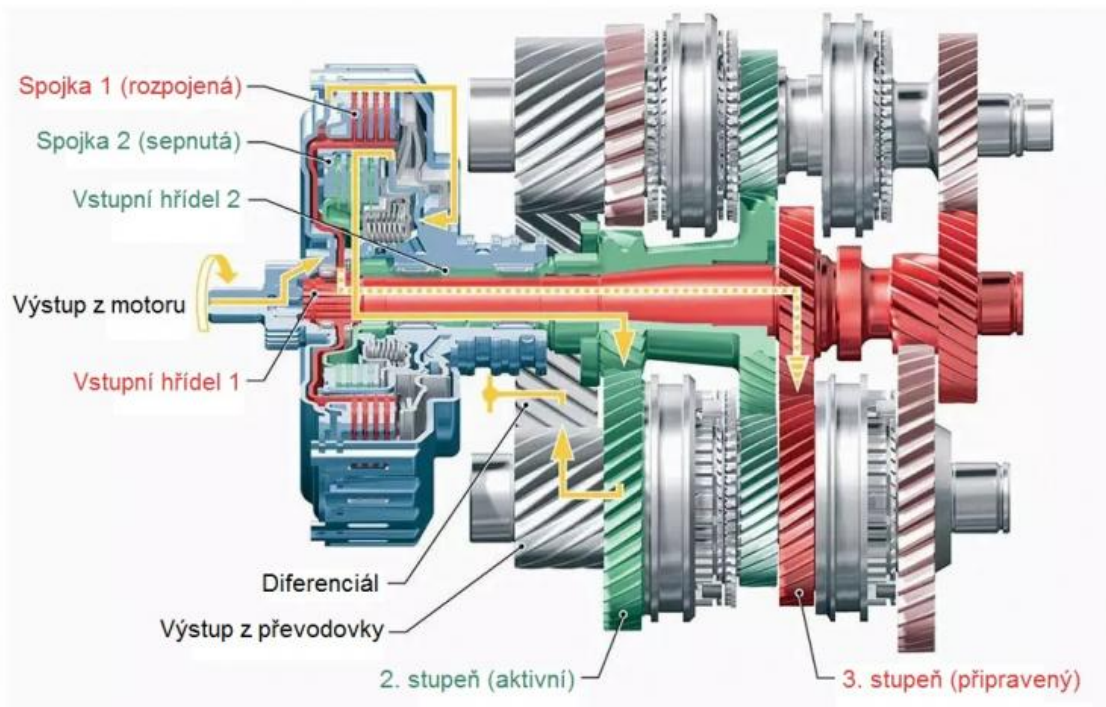
### 2.6.5. Převodovka DSG

Automatická převodovka DSG (německy DSG, Doppelkupplungsgetriebe, anglicky DSG, Direct Shift Gearbox) je automatická převodovka, u které je hydrodynamický měnič točivého momentu nahrazen dvěma spojky. Rychlé přepínání dvou spojek má umožnit plynulé řazení.

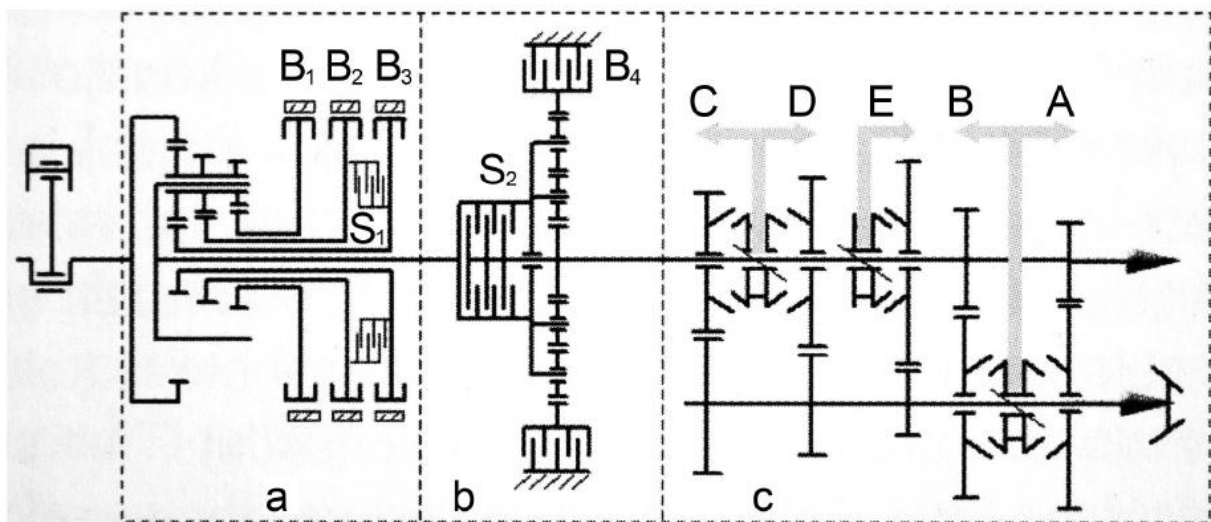
Převodovka má dvě spojky a dvě hřídele. Obě mají stejnou osu – jedna z hřídelí je dutá a druhá jí prochází. Každá hřídel má své rychlosti; na jedné jsou rychlosti liché, na druhé sudé.

Každou hřídel ovládá jiná spojka. Díky dvěma odděleným hřídelím může DSG automat propojit kola s motorem a přitom už mít nachystanou rychlost, která bude následovat. Při jízdě například na trojku už je zařazená čtyřka, přičemž je ale jen „nachystaná“ a její hřídel je od pohonu odpojená. Jakmile je čtyřka potřeba, rozpojí spojky liché hřídele a spojí sudé hřídele. Velmi rychle se tak změní tok točivého momentu – z liché na sudou hřídel. Hned potom si převodovka nachystá další rychlost, tedy pětku.

DSG se skládá ze dvou dílčích převodovek. Obě dílčí převodovky jsou konstruovány jako mechanické převodovky a každé z nich náleží jedna vícelamelová spojka. Obě spojky pracují ve speciálním oleji pro automatické převodovky DSG. Jsou ovládány z mechatroniky a spínají a rozepínají podle toho, jaký rychlostní stupeň má být zařazen. První z nich spíná rychlostní stupně 1, 3, 5, (7) a zpětný chod a druhá 2, 4 a 6. Vždy je činná pouze jedna převodovka. Ve druhé je již zařazený rychlostní stupeň, ale její spojka není sepnutá. Laicky řečeno na příkladu – automobil jede se zařazeným 3. rychlostním stupněm (zařazený první převodovkou) a na druhé převodovce je již zařazený 4. stupeň a je připraven k sepnutí příslušnou spojkou, až to bude potřeba.



Obr. 45: Schéma dvou-spojkové převodovky



Obr. 46: Převodovka JD AutoQuad 20/20

*a – 4° násobič točivého momentu, b – reverzační převodovka, c – 5° hlavní převodovka*

Převodovka AutoQuad je reverzační mechanická převodovka s dvaceti převodovými stupni vpřed a dvaceti převodovými stupni vzad. Konstrukčně se skládá ze tří hlavních částí. První částí je planetový čtyřstupňový násobič točivého momentu. Následuje reverzační převodovka, rovněž řešena jako planetový převod s dvěma řadami satelitů, a hlavní pětistupňová převodovka. Při jízdě vpřed je sepnuta lamelová spojka (S2). Po zabrzdění korunového kola lamelovou brzdou (B4) při rozepnuté lamelové spojce (S2) se změní smysl otáčení planetového kola. Hlavní převodovka navazuje na reverzační převod. Je tvořena pěti soukolími, z nichž každé odpovídá jednomu rychlostnímu stupni. K jejich řazení je použito synchronizačních spojek. Každé soukolí je určeno k jinému pracovnímu nasazení (např. A – zpracování půdy s vývodovým hřídelem, B – orba, C – tažené nářadí, D, E – doprava). Reverzace i násobič točivého momentu jsou řazeny pod zátěží, a to elektrohydraulicky. K řazení reverzace slouží páčka vlevo pod volantem, násobič lze ovládat tlačítky na hlavici řadicí páky nebo kolébkovým přepínačem. Stupně v hlavní převodovce jsou řazeny manuálně řadicí pákou při sešlápnutém pedálu spojky.

## 2.7. Planetové převodovky

Planetové převodovky jsou konstruovány tak, aby bylo možno řadit rychlostní stupně pod zatížením. To v praxi znamená, že při řazení nedojde k přerušení momentového toku. Hnací moment z motoru, přiváděný centrálním kolem se předává na několik satelitů, což do určité míry eliminuje síly působící na ozubení a umožňuje volit i menší modul. Další výhodou je nezatěžování ložisek u všech točivých částí, neboť zatěžující síly působí jako dvojice a to dokonce i při lichém počtu satelitů. Planetové převodovky se značí velmi dobrou účinností, zejména u vhodných typů planetových převodů. Celá převodovka je oproti převodovce s čelními koly kompaktnější a je v ní velmi dobře využitý prostor pro uložení planetového soukolí. Tichý chod převodovky zajišťuje stálý záběr ozubených kol, která jsou navíc méně zatěžována na boku zubů a umožňují přenos vysokých otáček.

Snad jedinou nevýhodou je složitost a velký počet součástí při vysokém počtu převodových stupňů. Z tohoto důvodu bylo upuštěno od výroby převodovek typu Wilson a daleko více se upřednostňují převodovky dvou- až třístupňové, umožňující zpětný chod a spolupracující s hydrodynamickým měničem nebo hydrodynamickou spojkou.

### Podle počtu převodových stupňů rozlišujeme násobiče

- dvoustupňové s převodovými poměry obvykle 1 a 1,2 – 1,3
- třístupňové s převodovými poměry obvykle 1 – 1,2 – 1,4
- čtyřstupňové s převodovými poměry obvykle 1 – 1,22 – 1,5 – 1,8.

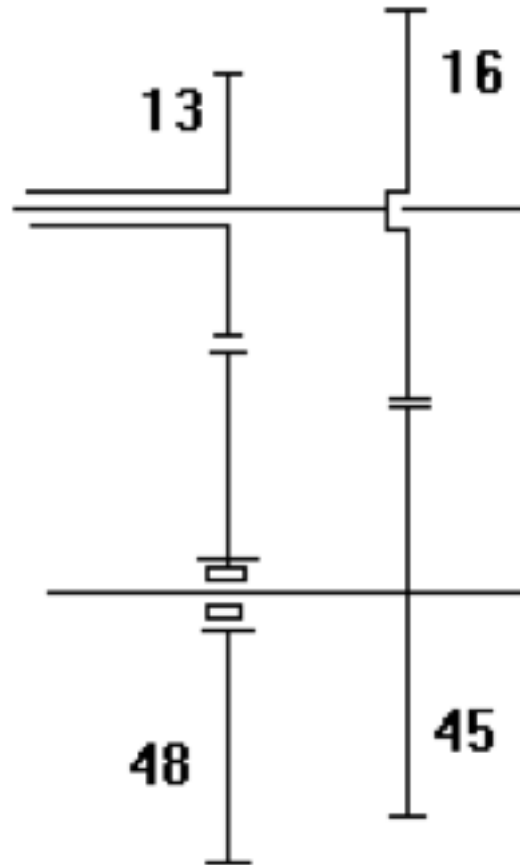
### Používají se dvě konstrukční řešení

- předlokové násobiče točivého momentu s čelním soukolím
- planetové násobiče točivého momentu.

## 2.7.1. Násobiče

### Násobič Zetor UŘ 1

- pomocí dvoj-účelové spojky

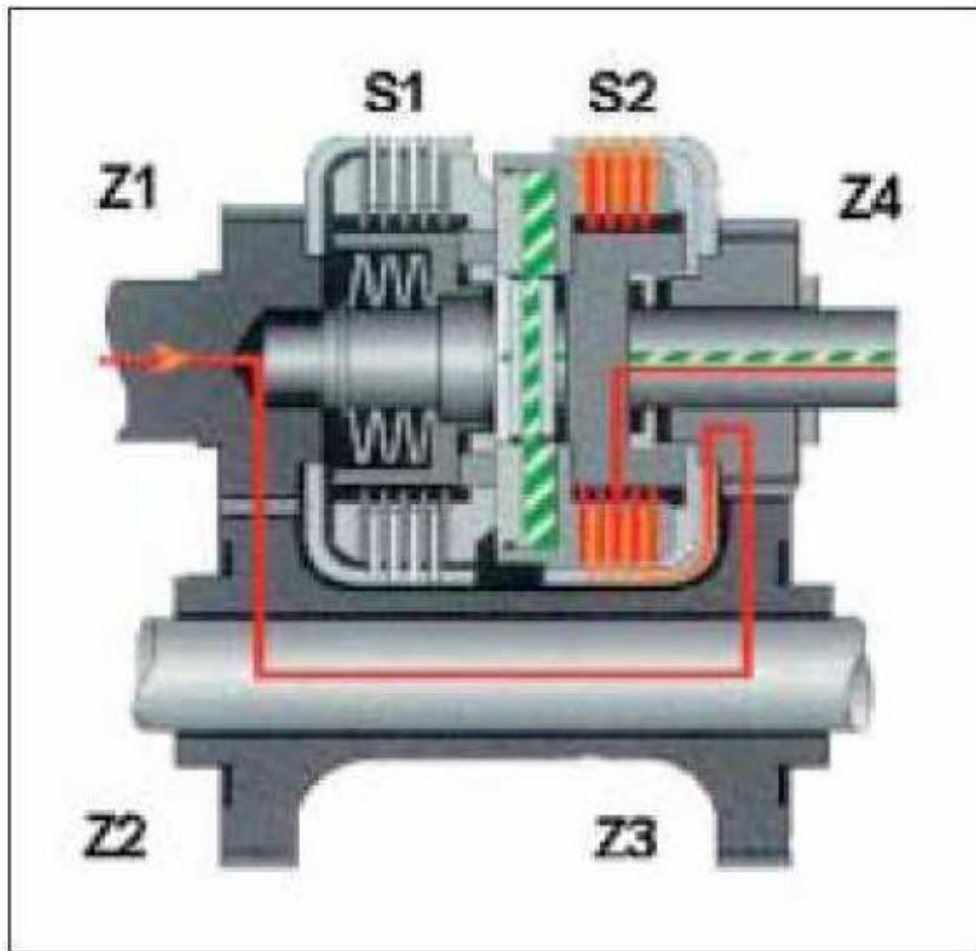


Obr. 47: Schéma násobiče Zetor ÚŘ 1

### Dvoustupňový násobič firmy Steyr

Na obr. je vidět konstrukční řešení dvoustupňového násobiče vyvinutého firmou Steyr. Spojka (S1) je sepnuta silou talířových pružin a spíná přímo vstupní a výstupní hřídel. Při zapnutí násobiče je společným hydraulickým válcem současně vypínána spojka (S1) a spínána spojka (S2). Druhý stupeň násobiče je realizován převodem ozubenými koly Z1, Z2, Z3 a Z4.

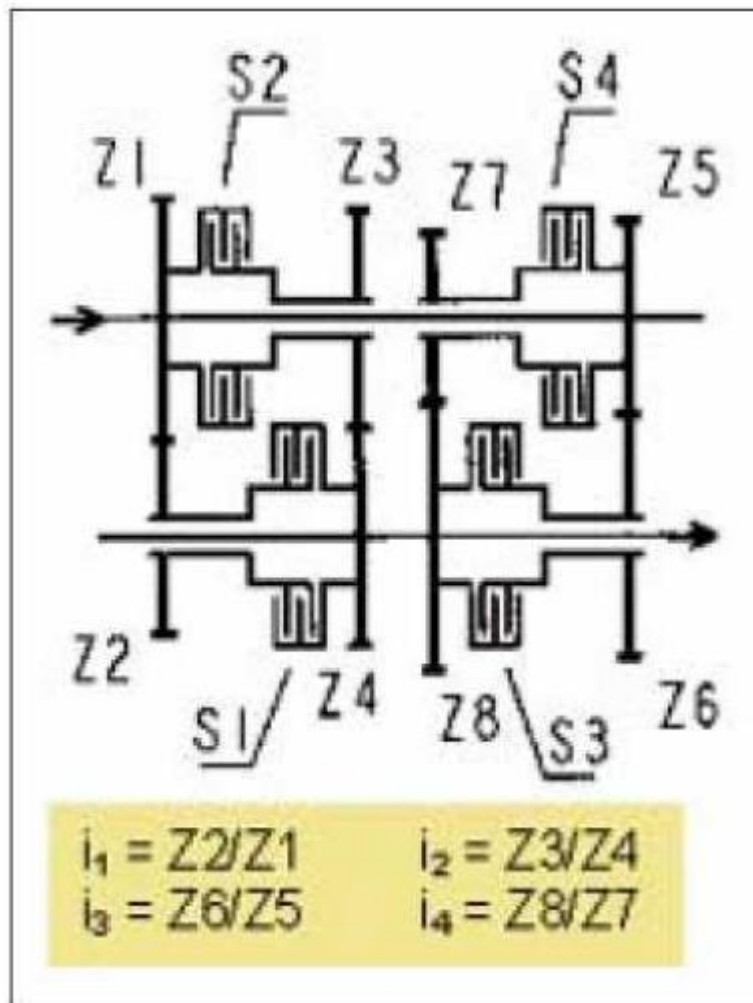




Obr. 48: Konstrukční řešení dvoustupňového násobiče firmy Steyr

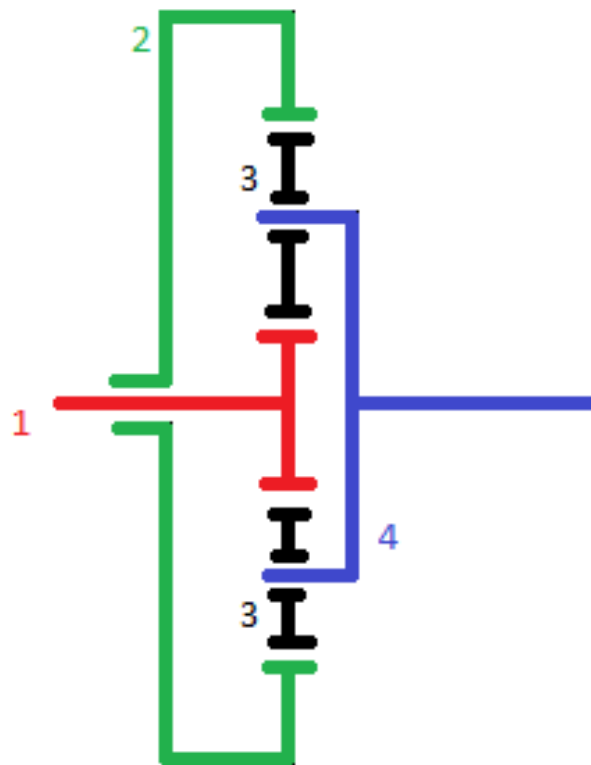
### Čtyřstupňový násobič Case

Na obr. 48 je čtyřstupňový násobič firmy Case. Skládá se ze čtyř spojky a čtyř čelních ozubených soukolí. Moment vstupuje na horní hřídel a vystupuje dolní hřídelí. První (nejrychlejší) stupeň násobiče je zařazen při sepnutí spojky (S1) a tok momentu je veden přes ozubená kola Z1, Z2. Při zařazení druhého stupně je rozpínána spojka (S1) a zároveň spínána spojka (S2). Krouťící moment je v tomto případě veden ozubenými koly Z3, Z4. Třetí stupeň je realizován sepnutím spojky (S3) a převod je dán ozubenými koly Z5, Z6. Čtvrtý (nejpomalejší) stupeň násobiče je zařazen sepnutím spojky (S4) a tok momentu je přenášen soukolím Z7, Z8.

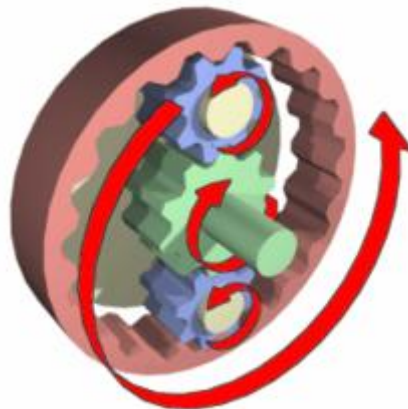


Obr. 49: Schéma řešení čtyřstuňového násobiče Case

## 2.7.2 Základní planetové soukolí



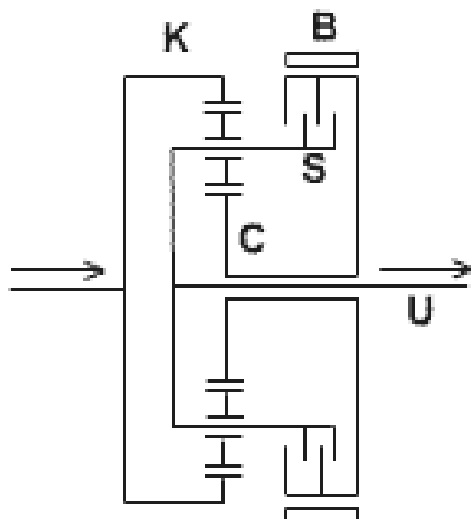
- 1...centrální kolo
- 2...korunové kolo
- 3...satelity
- 4...unašeč satelitů



Obr. 50: Schéma jednoduchého planetového mechanismu

Základní planetové (epicykloidální) soukolí se skládá z centrálního kola, satelitů, korunového kola, unašeče satelitů a pásové brzdy. Centrální kolo a satelity mají vnější ozubení, korunové kolo má ozubení vnitřní. Všechna kola jsou ve stálém záběru.

Převodový stupeň lze zařadit a zatažení nebo povolením pásové brzdy. Při nezařazeném stupni je pásová brzda uvolněna. Centrální kolo upevněno na hnacím hřídeli, otáčí se a pohání satelity. Čepy satelitů jsou spojeny v unašeč, ze kterého je vyveden hnaný hřídel. Protože tento hřídel je zatížen odporem, unašeč stojí, satelity se otáčejí pouze kolem svého čepu a pohánějí korunové kolo, které se otáčí s obráceným smyslem otáčení než kolo centrální. Pokud pásová brzda zastaví korunové kolo, jsou satelity nuceny, krom otáčení kolem svého čepu, odvalovat se po korunovém kole. Unašeč s hnaným hřídelem se otáčí, převod je zařazen.



Obr. 51: Schéma dvoustupňového násobiče Zetor ÚŘ 2.

#### Planetové převody - výpočet a možnosti využití

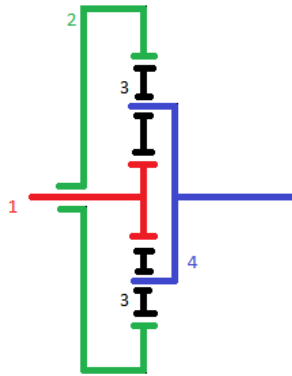
$$n_c = n_1 - n_4 \rightarrow z_1$$

$$n_k = n_2 - n_4 \rightarrow z_2$$

$$n_u = n_4 - n_4 \rightarrow 0$$

$$n_c/n_k = (n_1 - n_4) / (n_2 - n_4) = - (z_2/z_1)$$

$$n_1 * z_1 + n_2 * z_2 = n_4(z_1 + z_2)$$



Obr. 52: Jednoduchý planetový převod

### Možnosti využití

VSTUP $M_t$	C	K	U	U	C	K
VÝSTUP $M_t$	U	U	C	K	K	C
ZASTAVENO	K	C	K	C	U	U
PŘEVOD	$1 + \frac{Z_2}{Z_1}$	$1 + \frac{Z_1}{Z_2}$	$\frac{Z_1}{Z_1 + Z_2}$	$\frac{Z_2}{Z_1 + Z_2}$	$-\frac{Z_2}{Z_1}$	$-\frac{Z_1}{Z_2}$

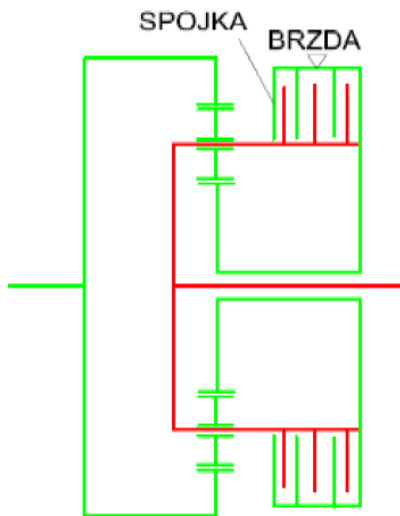
### Násobiče planetové

Planetové násobiče jsou konstrukčně řešeny jako planetové převody umožňující řazení pod zatížením. Základem je jednoduché planetové soukolí se dvěma stupni volnosti. Zastavením jednoho ze členů vzniká převod. Výkon motoru vstupuje nejčastěji na planetové nebo na korunové kolo a vystupuje přes unašeč satelitů. V případě sériového zapojení dvou planetových převodů vznikají stupně řazené při zatížení. Aby se nemusela zvyšovat složitost převodů sériovým spojením, používají se velmi často sdružené satelity. Planetové násobiče se používají dvou- až čtyřstupňové.

Planetové převody – násobiče točivého momentu

Pokud zapnutá spojka, tak je převod 1 (1:1)

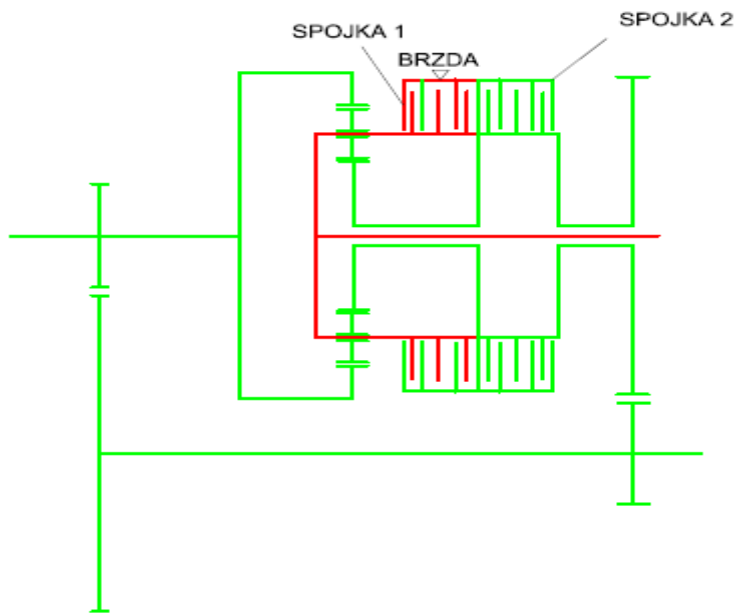
### 2° Planetový násobič



	<b>S</b>	<b>B</b>
II.	X	
I.		X

### 3° Planetový násobič

Změna je v tom, že přibyla jedna spojka. Centrální kolo může pohánět buď od vstupu nebo od výstupu. Místo  $n_0$  dám otáčky vstupního členu  $n_2$  \* dva převody a z toho dostanu otáčky centrálního kola.



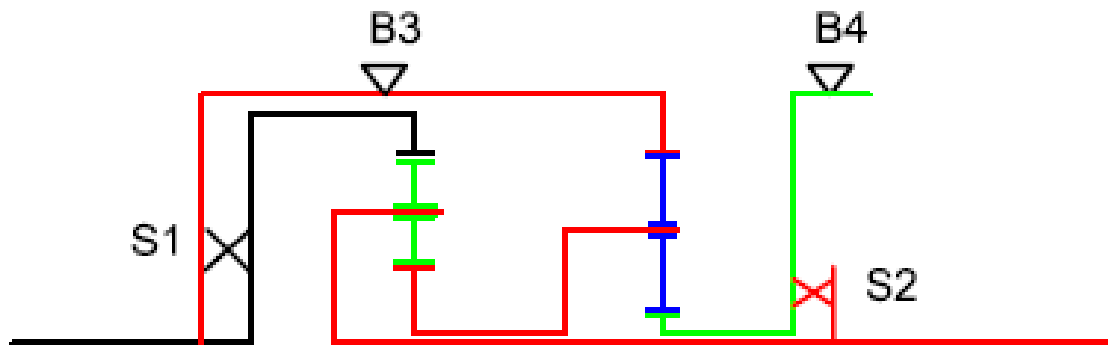
	<b>B</b>	<b>S1</b>	<b>S2</b>
III.		X	
II.			X
I.	X		

DYNASHIFT – MF – 4°

2 spojky

2 brzdy

	<b>S1</b>	<b>S2</b>	<b>B3</b>	<b>B4</b>
IV.	X	X		
III.	X			X
II.		X	X	
I.			X	X

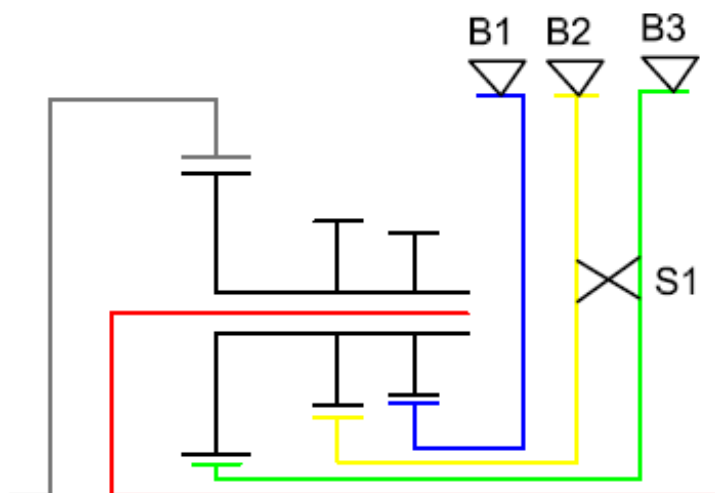


PowerQUAD – JD - 4°

1 spojky

3 brzdy

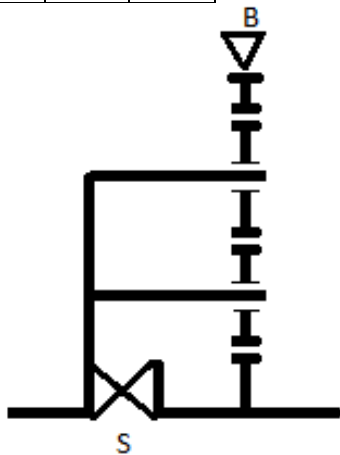
	B1	B2	B3	S1
IV.				X
III.			X	
II.		X		
I.	X			





### Reverzační planetový převod

	S	B
P	X	
Z		X



## 2.8. Převodovky s plynulým převodem

Z teoretického rozboru vyplívá, že ideální využití výkonu motoru je zajištěno pouze plynulým převodem se stoprocentní účinností. Proto se konstruktéři snaží tuto možnost využít a u nových vozidel se stále častěji vyskytují různé typy plynulých převodů a převodovek.

### 2.8.1 Variátor

#### **Mechanický variátor**

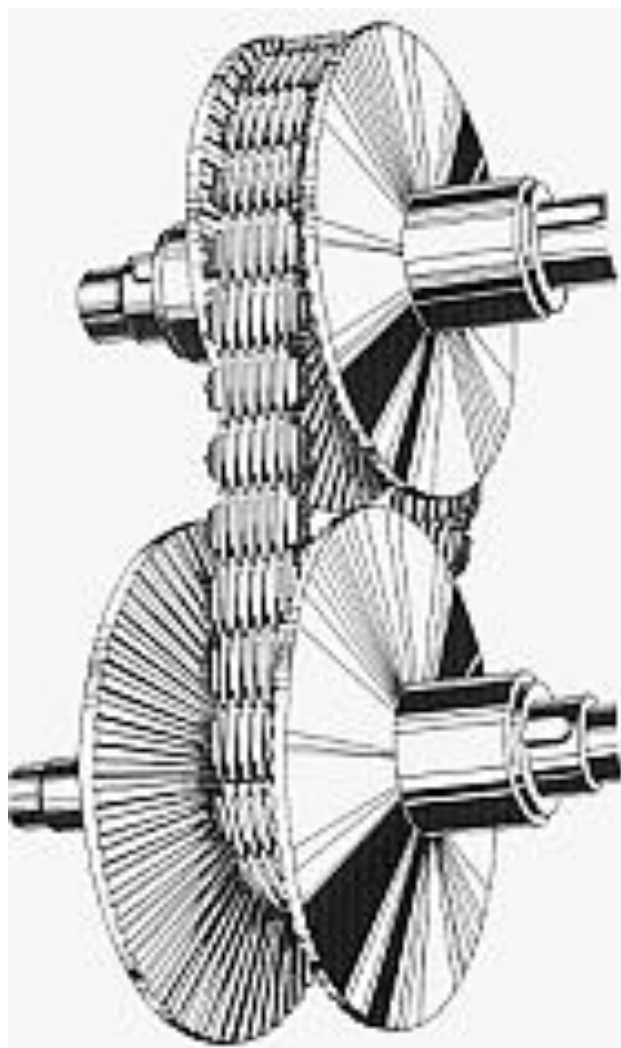
Mechanický variátor má převod klínovým řemenem. Převod se mění vzdalováním řemenic. Pokud se řemenice přiblíží, tak řemen běží po větším průměru, naopak pokud se oddálí, tak řemen běží po menším.

Jednoduchou převodovkou s plynulým převodem je variátor s mechanickým, hydraulickým nebo pneumatickým ovládním. Převod se uskutečňuje třením klínového řemenu na ocelových řemenicích. Převod se skládá ze dvou řemenic a jednoho řemene.

Obě řemenice se skládají ze dvou kuželových částí posuvných po hřídelích. Přibližováním a vzdalováním obou kuželových částí se mění i záběrové poloměry na řemenicích. Změna se provádí pákami a je vzájemně synchronizována.

U hydraulického ovládní je u každé řemenice hydraulický válec, jehož píst je spojen s pohyblivou částí řemenice. Olejové čerpadlo čerpá do válce olej, ten tlačí na píst a části řemenice se přibližují. U druhé řemenice probíhá současně opačný pochod. Jen u několika málo vozidel se používá variátor jako převodovka. Obvykle se používá kombinace mechanické převodovky a variátoru. Variátor se buď vkládá mezi dva nejpoužívanější stupně, nebo se předradí před převodovku. Potom se celé převodové stupně využijí v celém svém rozsahu.

Variátor je typ převodovky se spojitě (plynule) proměnným převodovým poměrem, tedy s plynulou změnou převodového poměru mezi vstupní a výstupní hřídelí variátorové převodovky v obou směrech (nahoru i dolů).



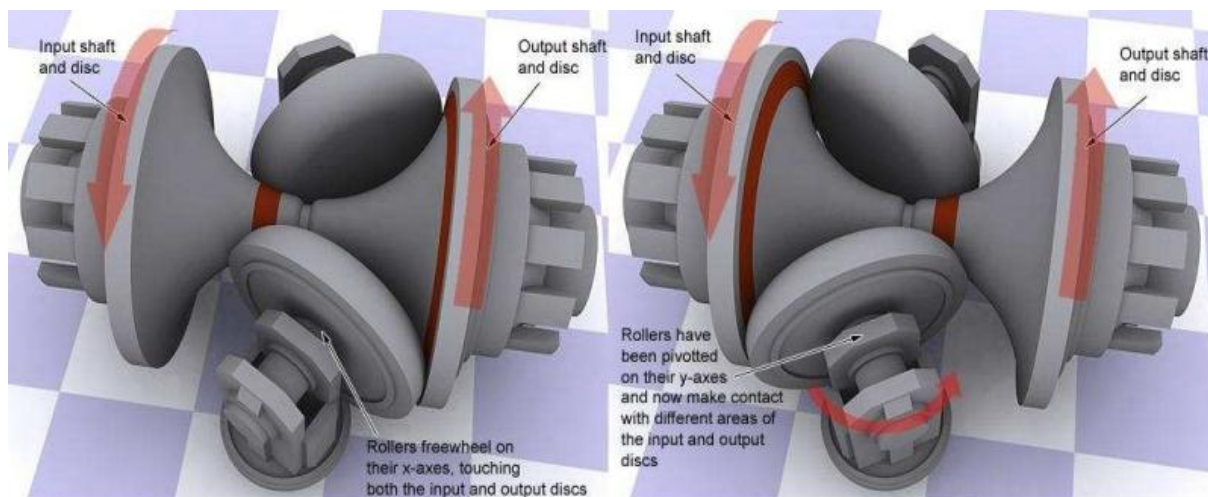
Obr. 53 Mechanický variátor

### 2.8.2. Toroidní převod

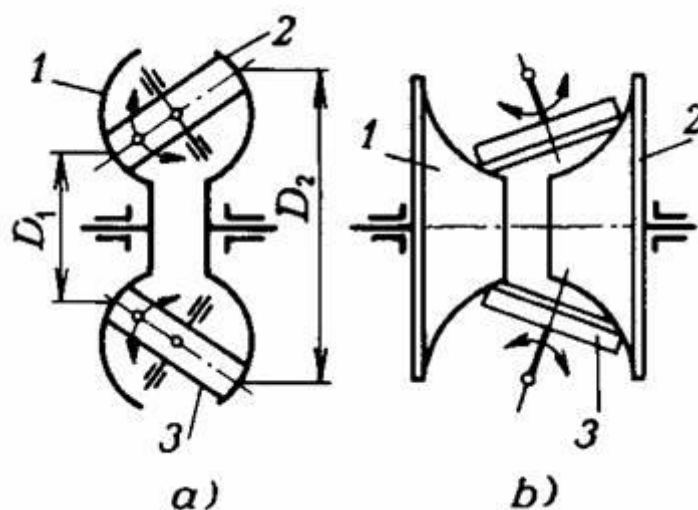
Jedná se také o třecí převod, místo dvou řemenic a řemenu ale používá dva toroidní disky, jeden spojený se vstupním a druhý s výstupním hřídelem, mezi nimiž je kladka. Samotná změna převodu se děje jejím naklápěním, čímž se mění bod dotyku kladky s toroidními disky. K výhodám tohoto typu převodu patří schopnost přenést značné momenty (až 400 N.m) a účinnost přes 95 % (u CVT se mění v rozsahu 90-95 %).

Tento převod se skládá ze dvou toroidních disků (kamenů) a dvou kuželových ploch hnací a hnané hřídele umístěné v ložiskách.

Toroidní převod plynule mění převodový poměr natáčením toroidních disků na otočných čepech. Tímto plynulým natáčením se kontinuálně mění poloměr styčných ploch na kuželových plochách hřídelů a tím se mění převodový poměr mezi hřídeli.



Obr. 54: Toroidní převod



Obr. 55: Schéma příkladů toroidních převodů

U prvních toroidních převodovek ze začátku 20. století docházelo k přímému kontaktu kov na kov, takže toho moc nevydržely. Vyřešit tento problém se snažil koncern GM nebo Ford. Povedlo se to až japonské firmě NSK, která v roce 1978 představila převodovku Powertoros Unit. Přenos sil u ní probíhá prostřednictvím tisícinu milimetru tlustého filmu speciálního trakčního oleje, který v místě kontaktu s kužely a kladkou musí snést zatížení až 4 GPa.

Poprvé toroidní převod použil v sériovém automobilu Nissan, a to v roce 1999 v modelech Cedric, Gloria a Skyline. Tato převodovka Extroid CVT měla dva sériově řazené toroidní převody s šesti přednastavenými převodovými stupni (poměry 2,857 až 0,660 a hydrodynamický měnič. Bohužel vysoké náklady převýšily veškerá pozitiva tohoto ústrojí.

### 2.8.3. Hydrostatický převod

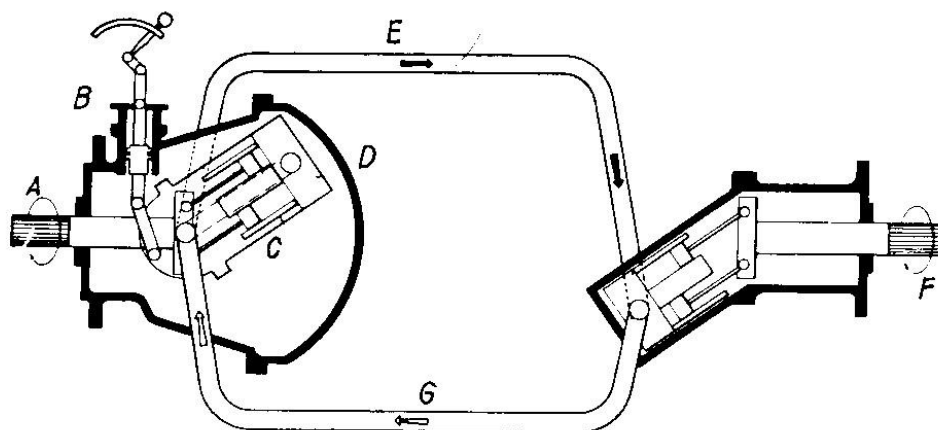
Hydrostatický převod využívá tlakovou energii proudu kapaliny. Převod se skládá z čerpadla a hydromotoru, tlakového potrubí a ovládacího ústrojí. Motor vozidla pohání čerpadlo, které má obyčejné axiální rotační písty a naklápění rotoru. Čerpadlo pohání axiální hydromotor z jehož hřídele se transformovaná energie odvádí.

U hydrostatického převodu se využívá základní vlastnosti, podle které tlak ve výtlačném systému závisí na odporu pracovní strany.

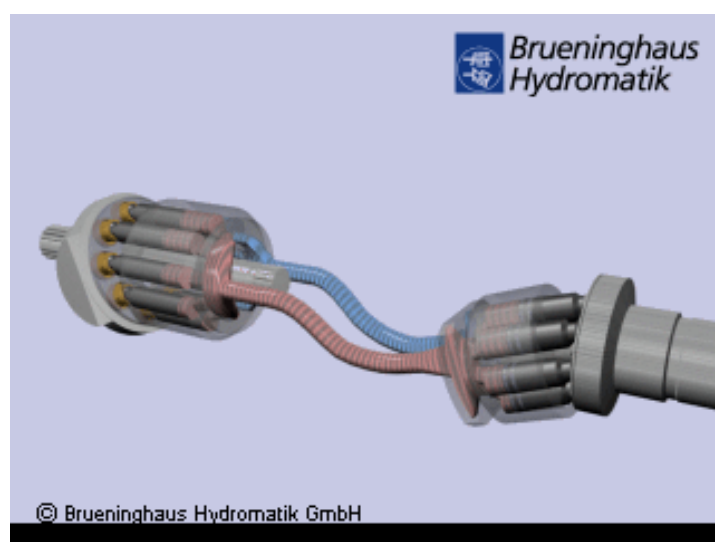
V tom případě je tlak automatizujícím parametrem silového. Připojí-li se k tomu ještě změna dodávaného množství čerpadlem a změna průtoku hydromotoru, kterou lze dosáhnou kontinuální změnou zdvihových objemů (naklápěním rotorů), vznikne ještě převod rychlostí. Rotory se naklápějí většinou mechanicky. Pokud se však budou změny zdvihových objemů řídit velikostí výtlačného tlaku, pak mechanický hydrostatický převod přejde na převod plně automatický, kterým se při vysokých tlacích umožní plynulá změna točivého momentu i otáček v poměrně velkém rozsahu.

Aplikace hydrostatického převodu pro pohon vozidel je výhodná především tam, kde jde o častou změnu jízdy vpřed a vzad s malou pojezdovou rychlostí, a tam, kde jde o plynulost změny pojezdových rychlostí v závislosti na pracovních orgánech připojených strojů.

- pro trakční vozidla, samojízdné stroje
- přenos výkonu (energie) se uskutečňuje prostřednictvím tlakové kapaliny
- převod se skládá ze dvou základních částí – hydrogenerátor (čerpadlo) a hydromotor
  - přímé použití – hydrogenerátor umístěn na zdroji energie (spalovací motor), hydromotor na kolech (koncových převodech)
  - hydrogenerátor umístěn na zdroji energie (spalovací motor), hydromotor před převodovkou (kombinace lamelové spojky)
  - použití v CVT převodovkách v kombinaci s planetovým převodem jako diferenciální převod



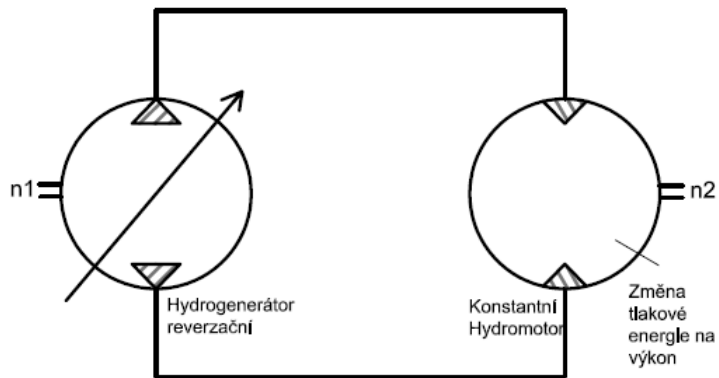
Obr. 56: Schéma hydrostatického převodu



Obr. 57: Hydrostatický převod

### 1) Konstantní hydromotor, a reverzační hydrogenerátor

- vhodné uspořádání pro trakci
- max. účinnost kolem 0,8 (0,85)



Obr. 58: Schéma hydrostatického pohonu s konstantním motorem a reverzačním hydrogenerátorem

$$i = \frac{V_{02}}{V_{01}} = \frac{V_{02}}{\alpha_g \cdot V_g} = \frac{n_1}{n_2}$$

$$\alpha = \frac{V_{01}}{V_g}$$

$V_{01}$  ... geometrický objem hydrogenerátoru

$V_g$  ... max. geometrický objem hydrogenerátoru

$V_{02}$ ... geometrický objem hydromotoru

$\alpha_g$  ... nastavení hydrogenerátoru

$n_1$  ... otáčky hydrogenerátoru

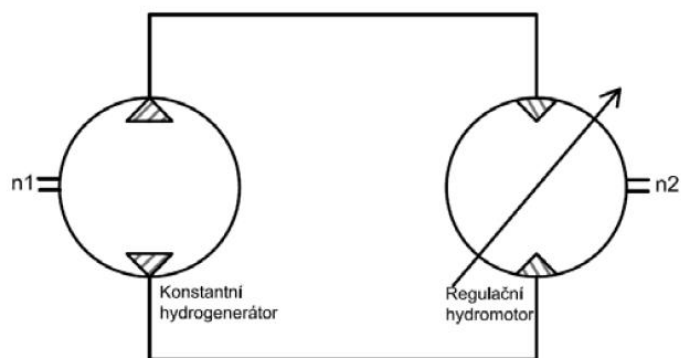
$n_2$ ... otáčky hydromotoru

nastavení hydrogenerátoru ... od 0 do +1

nastavení hydromotoru ... od -1 do +1

## 2) Konstantní hydrogenerátor, a regulační hydromotor

- systém se nehodí pro použití u trakčních vozidel, neumíme nastavit nulovou dávku (pro rozjezd by bylo nutno použít škrcení)



Obr. 59: Schéma hydrostatického převodu s konstantním hydrogenerátorem a regulačním hydromotorem

### 3) Regulační hydrogenerátor i hydromotor

$$i = \frac{V_{02}}{V_{01}} = \frac{\alpha_m V_m}{\alpha_g \cdot V_g} = \frac{n_1}{n_2}$$

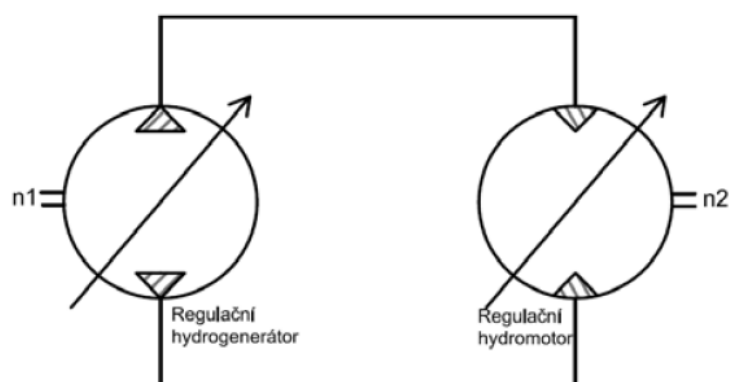
$V_{01}$  ... geometrický objem hydrogenerátoru

$V_{02}$ ... geometrický objem hydromotoru

$V_m$  ... max. objem hydromotoru

$n_1$  ... otáčky hydrogenerátoru

$n_2$  ... otáčky hydromotoru



Obr. 60: Schéma hydrostatického pohonu s regulačním hydromotorem i hydrogenerátorem



### Výhody

- + plynulá změna pojezdové rychlosti
- + jednoduchá reverzace
- + libovolné umístění zdroje energie
- + ochrana proti přetížení
- + velký záběrový moment
- + jednoduché hydraulické brzdění
- + jednoduchá obsluha
- + možnost automatiky
- + odstranění zbytečných částí (spojka, převody...)

### Nevýhody

- vyšší pořizovací náklady
- kratší životnost
- velká hmotnost
- vyšší hlučnost
- nižší účinnost

### **Diferenciální hydrostatická převodovka**

Převodovky, které dovolují plynulou změnu pojezdové rychlosti CVT (Continuously Variable Transmission), nejsou žádnou novinkou, neboť už od roku 1942 byly používány v podobě elektrického pohonu.

Je známo několik možností jak zkonstruovat převodovku s plynulou změnou pojezdové rychlosti, např.

- hydrostatickým převodníkem,
- elektrickým pohonem,
- řemenovým variátorem nebo
- diferenciální hydrostatickou převodovkou.

U strojů je diferenciální hydrostatická převodovka založena na kombinaci hydraulického a mechanického přenosu točivého momentu.

Jak bylo zmíněno výše, diferenciální hydrostatické převodovky jsou základem nejnovější technologie přenosu točivého momentu u traktorů.

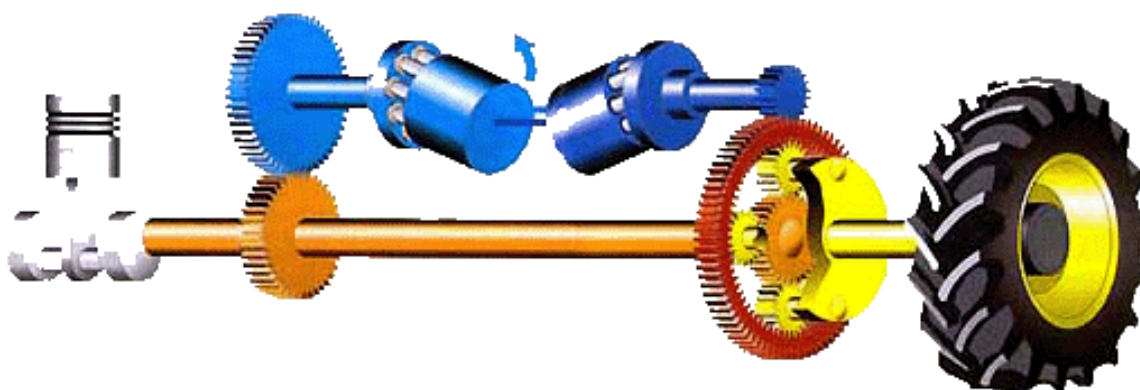
### 2.8.3.1. Konstrukce a princip funkce CVT převodovky

CVT převodovka je založena na výkonovém dělení, při kterém je část výkonu vedena přes hydraulickou větev a část výkonu přes větev mechanickou. K opětovnému „sečtení“ výkonu dojde buď v jednoduchém planetovém soukolí nebo na sumarizačním hřídeli.

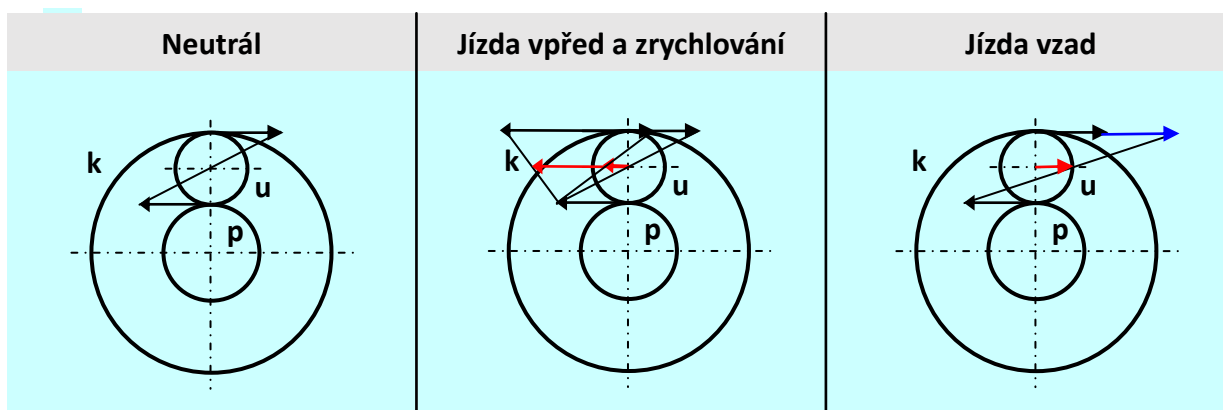
Hydraulická část převodovky je tvořena hydrostatickým převodníkem, který má funkci transformátoru energie. Přeměňuje vstupní mechanickou energii na energii tlakovou (hydrogenerátory), která se poté přeměňuje na energii výstupní mechanickou (hydromotory) vstupující do slučovacího planetového převodu nebo na sumarizační hřídel.

Planetový převod tvoří mechanickou část převodovky a zvyšuje tak celkovou účinnost přenosu točivého momentu. Může být složen z jednoho nebo několika planetových soukolí řazených sériově se soukolím k hydrogenerátoru.

#### Princip funkce CVT převodovky



Obr. 61: Schéma konstrukce CVT převodovky

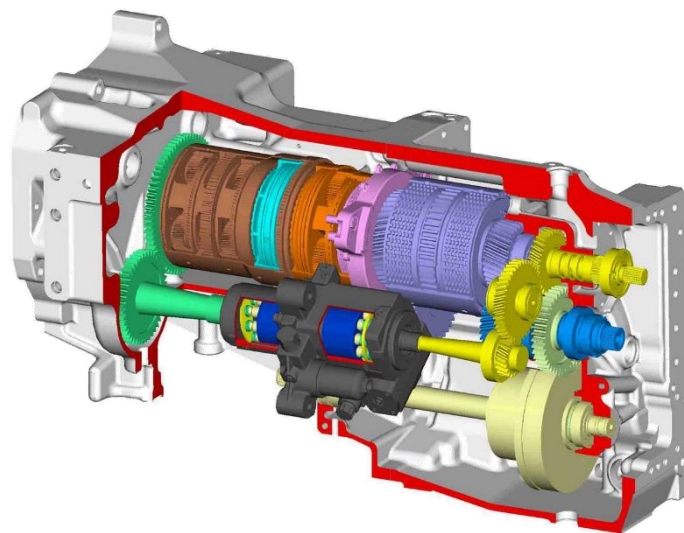


Hydrogenerátor předává kapalině tlakovou energii, která je následně hydromotorem transformována na výstupní otáčky a točivý moment. Hydromotory otáčejí korunovým kolem, přičemž centrální kolo je poháněno motorem.

Otáčky a točivý moment přiváděné na planetové soukolí od hydromotorů jsou regulovány v závislosti na náklonu regulačního bloku hydrogenerátoru a hydromotoru. Z toho plyne, že je-li zařazen neutrál, otáčky korunového kola a centrálního kola jsou shodné, ale opačného smyslu, a tudíž unášec je zastaven.

Pro jízdu vpřed je snižován sklon regulačního bloku hydrogenerátoru, což se projeví poklesem otáček hydromotoru, čímž dojde ke snížení obvodové rychlosti korunového kola. Vlivem rozdílné obvodové rychlosti korunového a centrálního kola se začne postupně roztáčet unášec satelitů a traktor se plynule rozjede. V momentě, kdy regulační blok hydrogenerátoru dosáhne nulového sklonu, korunové kolo se zastaví a točivý moment je přenášen pouze mechanickou větví převodovky. Další zrychlování traktoru nastane, pokračuje-li regulační blok v pohybu, čímž dojde ke změně smyslu otáčení korunového kola. Při nejvyšším vyklonění v tomto směru pojedou traktor maximální pojezdovou rychlostí, protože obvodová rychlost korunového kola dosáhla svého maxima.

Na podobném principu se stroj rozjede vzad. Opět v závislosti na náklonu regulačního bloku hydrogenerátorů a smyslu otáčení členů planetového soukolí.



Obr. 62: Diferenciální hydrostatická převodovka ZF 3,5 Ecom s rozsahem pojezdových rychlostí  $0 - 50 \text{ km.h}^{-1}$

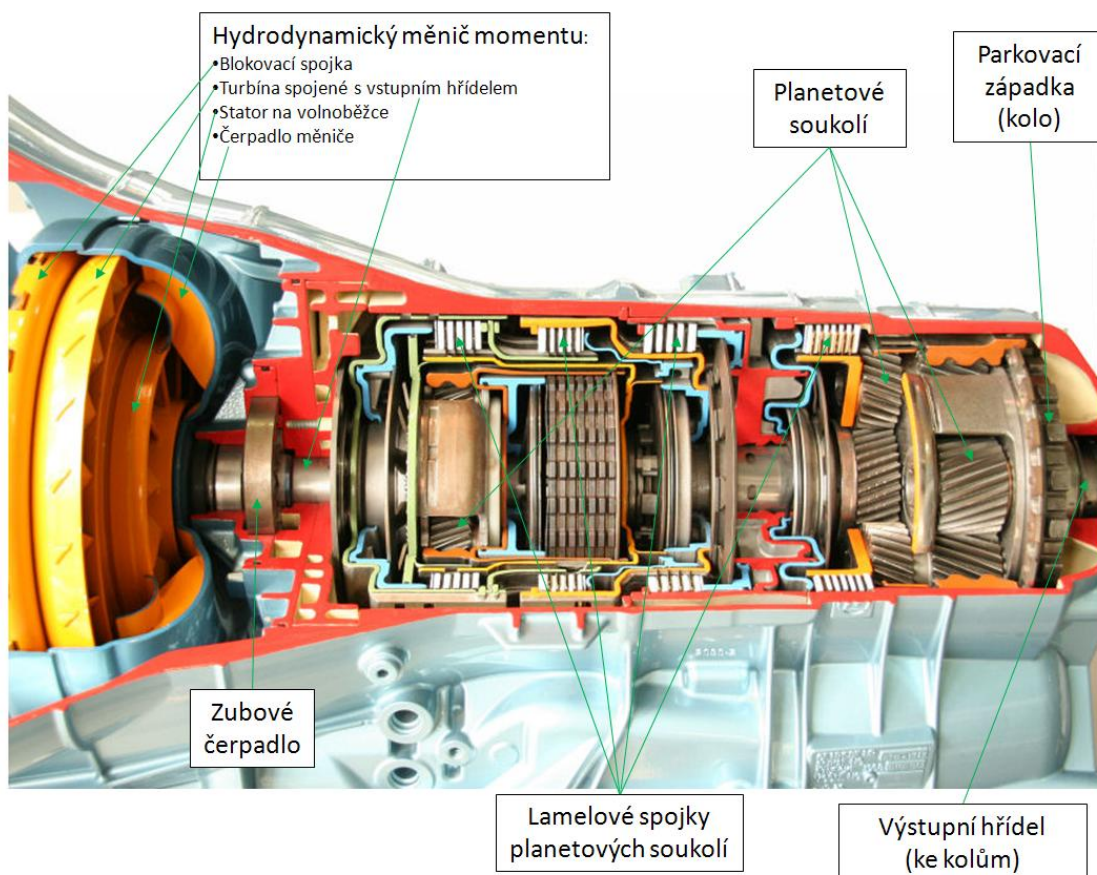
1-hnací hřídel, 2-slučovací planetové soukolí, 3-hydromotor, 4-hydrostatický převodník, 5-hydrogenerátor, 6-reverzační převod, 7-pohon přední nápravy, 8-výstupní hnaný hřídel, 9-pohon vývodového hřídele

#### 2.8.4. Hydrodynamické převodovky

Hydrodynamický převod patří mezi hydraulické mechanismy, které pro svou činnost využívají kinetickou energii proudící kapaliny.

Hydrodynamické převodovky dosáhly největšího rozvoje v 80. a 90. letech 20. stol., kdy zaznamenaly již určitý stupeň automatizace, který nebyl tolik závislý na vývoji řídicí elektroniky. Další rozvoj byl dán vývojem mechanických převodů s rostoucím počtem stupňů řazených pod zatížením, což umožňovalo zjednodušení přenosu výkonu motoru. U současných traktorů se však takovéto řešení vyskytuje již velmi málo.

Hydrodynamická převodovka kombinuje spojení hydromechanické spojky nebo hydrodynamického měniče a mechanické převodovky. K hlavním výhodám hydrodynamického měniče patří možnost zvýšení točivého momentu s rostoucím zatížením.



Obr. 63: Hydrodynamická automatická převodovka ZF 6HP26

Konstrukčně se hydrodynamický měnič od kapalinové spojky odlišuje vloženým reaktorem mezi čerpadlové a turbínové kolo. Reaktor je spojen se skříní měniče pomocí volnoběžné spojky a představuje reakční člen, který umožňuje změnu velikosti přenášeného točivého momentu. Lopatky čerpadlového a turbínového kola jsou na rozdíl od lopatek hydrodynamické spojky zakřivené. Olej je uváděn do pohybu pomocí čerpadlového kola spojenou s klikovým hřídelem motoru. Olej dále protéká turbínovým kolem a reaktorem zpět do čerpadlového kola. Turbínové kolo je spojeno s výstupem do převodovky. Reaktor mění směr proudění kapaliny a zachycuje její reakci. Je umístěn na volnoběžné spojce a může se otáčet pouze ve směru turbínového kola.

Při rozjezdu se čerpadlové kolo otáčí stejnými otáčkami jako motor. Dodává kinetickou energii oleji, jež proudí do turbínového kola, které při rozjezdu stojí. Energie kapaliny vyvolá na lopatkách turbíny sílu  $F$ . Tato síla dále vytváří moment na obvodu turbíny.

Kapalina dále proudí přes turbínové kolo do reaktoru, silové působení se pak snaží reaktor roztočit, tomu však brání volnoběžná spojka. Stejně velký moment ale opačného směru pak působí na lopatky turbíny (princip akce a reakce). Při rozjíždění se začíná turbínové kolo roztáčet. Nárůst unášivé rychlosti turbínového kola způsobí změnu směru proudění kapaliny do reaktoru. V tomto stavu dochází v reaktoru k menší změně proudění kapaliny a tím i poklesu reakční síly. Pokles reakční síly vyvolá snížení točivého momentu vynaloženého reaktorem a tím i pokles výsledného momentu turbíny.

V případě že se otáčky turbíny vyrovnají otáčkám čerpadla jsou si reakční síla a momenty čerpadla a turbíny rovny. Tak měnič pracuje jako hydrodynamická (kapalinová) spojka.

#### *2.8.4.1. Kapalinová spojka*

##### **Hydrodynamický princip:**

Hydrodynamická kapalinová spojka, část která není příliš používaná. Používá se také pro brzdění vozidla (retardér).

Duše je kovová

Dvě části čerpadlo (spojeno s rotorem), turbína (spojena s koly)

Radiální tvar lopatek

Výhody:

- + plynulý záběr
- + za určitých podmínek odpadá vypínací mechanismus
- + snižuje prokluz vozidla
- + odpadá vypínací mechanismus

Nevýhody:

- nemožné naráz vypnout (pouze snížením otáček)
- nutno použít převodovku k řazení pod zatížením
- pokud by se použila normální převodovka, tak se musí ještě zařadit třecí spojka.

Č ... čerpadlo

T... turbína

Vyšrafované - radiální lopatky

Unášivá rychlost způsobuje narážení kapaliny do lopatek

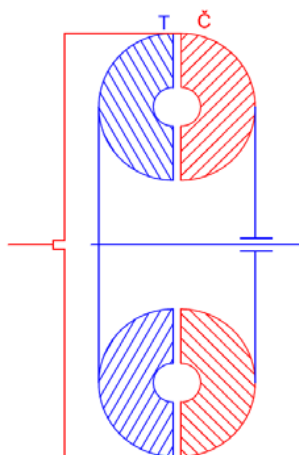
$$M_{\check{c}} = M_T$$

$$n_{\check{c}} > n_T$$

s...skluz

$$s = \frac{n_{\check{c}} - n_T}{n_{\check{c}}}$$

$$\eta_s = \frac{P_r}{P_{\check{c}}} = \frac{M_r \cdot \omega_r}{M_{\check{c}} \cdot \omega_{\check{c}}} = \frac{\omega_r}{\omega_{\check{c}}} = \frac{hnaný (turbína)}{hnací (čerpadlo)} = i$$



Obr. 64: Kapalinová spojka

#### 2.8.4.2. Hydrodynamický měnič točivého momentu

Nejčastěji u pohonu vozidel. Měníč se musí kombinovat s převodovkou pro řazení pod zatížením. Používá se pouze u rozjezdů nebo couvání. Převod se mění (snížíme otáčky), ale při změně převodů je na vstupu i výstupu pořád stejný moment.

Č ... čerpadlo

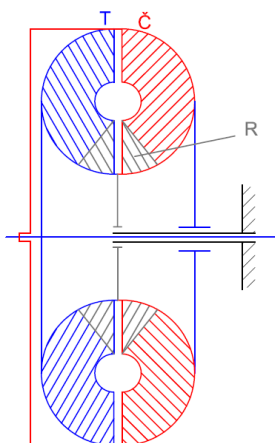
T ... turbína

R ... reaktor, umístěn na volnoběžce

Lopatky uvnitř čerpadla jsou zakřivené

$$M_T = M_{\check{c}} + M_R$$

$$M_{\check{c}} < M_T$$



Obr. 65: Hydrodynamický měnič točivého momentu

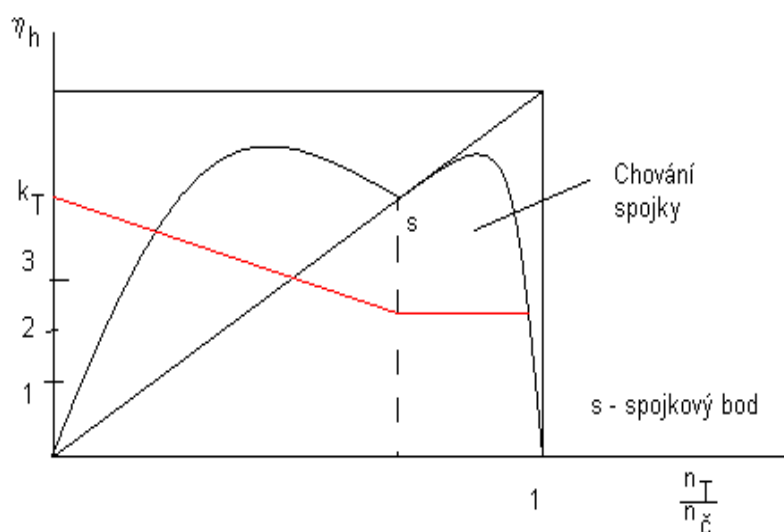
$$\frac{M_T}{M_{\check{c}}} = k_T$$

$k_T$  ... součinitel transformace (násobnost měniče- kolikrát znásobí moment čerpadla), násobnost je omezená  $2 < k_T < 3$ , násobnost u spojky je 1.

Převod:

$$i = \frac{n_T}{n_{\check{c}}}$$

$$\eta_s = \frac{P_T}{P_{\check{c}}} = \frac{M_T \cdot \omega_T}{M_{\check{c}} \cdot \omega_{\check{c}}} = \frac{M_t \cdot \omega_T}{M_T \cdot \omega_{\check{c}}} = k_T \cdot i$$



Obr. 66: Graf průběhu momentu a účinnosti měniče

Z popisu charakteristiky hydrodynamického měniče vyplývá, že s klesajícími otáčkami turbíny roste točivý moment  $M_T$ . Nejvyšší točivý moment působí na turbínové kolo, pokud se zastaví. Tento stav odpovídá maximálnímu zatížení. Efektivní využití hydrodynamického měniče vyplývá z parabolického průběhu celkové účinnosti.

Při vysokých otáčkách turbínového kola je výhodnější hydrodynamický měnič vyřadit z činnosti blokovací spojkou a vytvořit tak pevné spojení mezi motorem a převodovým ústrojím. Nejvyšší účinnost hydrodynamického měniče je až 96 %.



### 3. Použitá literatura

BAUER, František. Traktory a jejich využití. 2. vyd. Praha: Profi Press, 2013. ISBN 978-80-86726-52-6.

DVOŘÁK, F.: Traktory nových konstrukcí. ÚZPI, Praha, 1997, ISBN 80-85153-35-5.

GSCHEIDLE, Rolf. *Tabulky pro automechaniky: tabulky, vztahy, přehledy, normalizované postupy : matematika, vedení podniku, základní odborné znalosti, materiály, technické kreslení, odborné znalosti, elektrické vybavení, předpisy*. Přeložil Jiří HANDLÍŘ. Praha: Europa-Sobotáles, 2009. ISBN 978-80-86706-21-4.

KAMEŠ, J.: Alternativní pohony automobilů. Nakladatelství BEN, Praha, 2004, ISBN 80-7300-127-6.

KIENCKE, U., NIELSEN, L.: Automotive control systems: for engine, driveline and vehicle. Springer, Berlin, 2000, ISBN 3-540-66922-1, 0-7680-0453-5.

LILJEDAHN, J., B., TURNQUIST, P., K., SMITH, D., W., HOKI, M.: Tractors and their power units. Van Nostard Reinhold, New York, 1989, ISBN 0-442-25897-6.

NEWTON, K., STEEDS, W., GARRETT, T., K.: The motor vehicle. Butterworth Heinemann, Oxford, 1997, ISBN 0-7506-3763-3.

PILÁRIK, Milan a Jiří PABST. Automobily pro 2. a 3. ročník SOU. Vyd. 3., přeprac. Praha: Informatorium, 1997. ISBN 80-86073-02-

Portál řidiče. VIDEO: 7stupňové DSG převodovky. [www.portalridice.cz](http://www.portalridice.cz) [online]. [cit. 2023-03-24]. dostupné online

Převody . 2.vyd. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. 155 s. ISBN: 978-80-87143-12-4

SEMETKO, J. et al.: Mobilné energetické prostriedky 2 – mechanizmy vozidiel. Priroda, Bratislava, 1985.

VLK, F.: Koncepce motorových vozidel. Nakl. Vlk, Brno, 2001, ISBN 80-238-5076-0.

VLK, F.: Převodová ústrojí motorových vozidel. Nakl. Vlk, Brno, 2003. ISBN 80-239-0026-9.

**Název: Vozidlové mechanizmy I**

**Autor: Ing. Jakub Mařík, Ph.D.**

**Vydavatel: Česká zemědělská univerzita v Praze**

**Adresa vydavatele: Česká zemědělská univerzita v Praze, Kamýcká 129, Praha  
–Suchdol, 165 00**

**Pořadí vydání: 1. vydání**

**Rok vydání: 2024**

**ISBN 978-80-213-3381-9**

**Vydala Česká zemědělská univerzita ve svém nakladatelství**